

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ПОЛТАВСЬКА ДЕРЖАВНА АГРАРНА АКАДЕМІЯ

А.А. ДУДНІКОВ

Основи стандартизації, допуски, посадки і технічні вимірювання

Затверджено Міністерством освіти
і науки України як підручник
для студентів вищих навчальних закладів



Київ—2006

УДК 006.91(075.8)
ББК 30.10я73
Д 40

Гриф надано
Міністерством освіти і науки України
(лист №14/18.2 – 1097 від 28.04.2006 р.)

Автор: Дудніков Анатолій Андрійович

Рецензенти: *Львівський О.І.*, д.ф.м.н., професор,
завідувач кафедри металознавство та терміч-
ної обробки металів ХНУ "ХП";
Тимофєєва Л.А., д.т.н., професор завідувач
кафедри матеріали та технологія
виготовлення виробів транспортного
призначення УДАЗТ;
Сідашенко О.І., професор, завідувач
кафедри ремонту машин ХНТУСГ

Редактор: *Іванкова О.В.*

Д 40 **Основи стандартизації, допуски, посадки і технічні вимірювання:** Підручник / А.А. Дудніков. – К.: Центр навчальної літератури, 2006. – 352 с.

ISBN 966-364-303-X

Викладено основи стандартизації і технічних вимірювань, загальні принципи взаємозамінності при виготовленні, ремонті і експлуатації в відповідності з Єдиною системою допусків і посадок. Розглянуті системи допусків і посадок типових з'єднань, наведені приклади розрахунку і застосування їх. Наведені основні положення Державної системи атестації якості продукції.

Для студентів вищих навчальних закладів освіти III - IV рівнів акредитації.

ISBN 966-364-303-X

© А.А. Дудніков, 2006
© Полтавська державна аграрна академія, 2006
© Центр навчальної літератури, 2006

ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА	8
РОЗДІЛ I. ОСНОВИ СТАНДАРТИЗАЦІЇ	10
ГЛАВА 1. СУТЬ СТАНДАРТИЗАЦІЇ	10
1.1. Стандартизація та її різновиди	10
1.2. Цілі і задачі стандартизації	14
1.3. Значення стандартизації	15
ГЛАВА 2. МЕТОДИЧНІ ОСНОВИ СТАНДАРТИЗАЦІЇ	16
2.1. Систематизація, класифікація і кодування	16
2.2. Система переважаючих чисел	17
2.3. Параметри і параметричні ряди	20
2.4. Комплексна і випереджувальна стандартизація	22
2.5. Стандартизація технічної документації	24
ГЛАВА 3. Державна система стандартизації	27
3.1. Органи і служби системи стандартизації	27
3.2. Категорії і види стандартів	28
3.3. Порядок розробки, затвердження і впровадження стандартів	30
3.4. Міжнародна стандартизація	31
ГЛАВА 4. СТАНДАРТИЗАЦІЯ І ЯКІСТЬ ПРОДУКЦІЇ	33
4.1. Основні терміни і визначення	33
4.2. Показники якості продукції	34
4.3. Оцінка рівня якості	36
4.4. Контроль якості продукції	39
4.5. Державна система атестації якості продукції	41
4.6. Цілі і завдання управління якістю продукції	43
4.7. Комплексна система управління якістю продукції	44
ГЛАВА 5. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ СТАНДАРТИЗАЦІЇ	46
5.1. Економічна ефективність стандартизації	46
5.2. Загальні формули розрахунку економічної ефективності стандартизації	48
5.3. Економічна ефективність стандартизації на підприємстві	49
РОЗДІЛ II. ДОПУСКИ ПОСАДКИ	51
ГЛАВА 6. ЗАГАЛЬНІ ПРИНЦИПИ ВЗАЄМОЗАМІННОСТІ	51
6.1. Суть і види взаємозамінності	51

6.2. Історія розвитку взаємозамінності	55
6.3. Роль взаємозамінності в ремонтному виробництві	57
ГЛАВА 7. ДОПУСКИ І ПОСАДКИ	58
7.1. Основні терміни і визначення	58
7.2. Графічне зображення полів допусків	61
7.3. Види з'єднань і посадок	63
ГЛАВА 8. ТОЧНІСТЬ ОБРОБКИ ПРИ ВИГОТОВЛЕННІ І ВІДНОВЛЕННІ ДЕТАЛЕЙ МАШИН	65
8.1. Види похибок і причини їх виникнення	65
8.2. Застосування теорії ймовірностей при аналізі похибок	67
8.3. Визначення ймовірного проценту браку	74
8.4. Точність розміру і геометричної форми	77
8.5. Відхилення і допуски розміщення поверхонь	82
8.6. Хвилястість і шорсткість поверхонь	86
8.7. Вибір параметрів шорсткості та її позначення на кресленнях	90
8.8. Вплив відхилень геометричних параметрів, хвилястості і шорсткості на експлуатаційні показники машин	94
ГЛАВА 9. ГЛАДКІ ЦИЛІНДРИЧНІ З'ЄДНАННЯ	97
9.1. Система допусків і посадок ІСО	97
9.2. Основні положення єдиної системи допусків і посадок (ЕСДП)	98
9.3. Утворення посадок в ЕСДП	107
9.4. Позначення полів допусків і посадок на кресленнях	109
9.5. Допуски великих та малих розмірів	112
ГЛАВА 10. ОСНОВИ РОЗРАХУНКУ І ВИБОРУ ПОСАДОК І СТУПЕНІВ ТОЧНОСТІ	112
10.1. Вибір системи посадок, якості і виду посадок	112
10.2. Застосування посадок з гарантованим зазором ...	115
10.3. Розрахунок і вибір посадок з гарантованим зазором	119
10.4. Розрахунок і вибір посадок з гарантованим натягом	126
10.5. Вибір і призначення перехідних посадок	133
ГЛАВА 11. СЕЛЕКТИВНЕ СКЛАДАННЯ	136

11.1. Суть селективного складання.....	136
11.2. Розрахунок числа груп з'єднань з гарантованим зазором	139
11.3. Розрахунок числа груп для з'єднань з гарантованим натягом.....	142
ГЛАВА 12. ДОПУСКИ НА КУТОВІ РОЗМІРИ І НА РОЗМІРИ ДЕТАЛЕЙ КОНІЧНИХ З'ЄДНАНЬ.....	145
12.1. Кутові розміри і допуски на них	145
12.2. Допуски і посадки конічних з'єднань	148
ГЛАВА 13. ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ ПІДШИПНИКОВИХ З'ЄДНАНЬ	152
13.1. Класи точності підшипників кочення.....	152
13.2. Допуски і посадки підшипників кочення	153
13.3. Вибір посадок підшипників кочення.....	156
ГЛАВА 14. ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ ШПОНКОВИХ І ШЛІЦЬОВИХ З'ЄДНАНЬ.....	160
14.1. Допуски і посадки шпонкових з'єднань.....	160
14.2. Допуски і посадки шліцьових з'єднань з прямобічним профілем	165
14.3. Допуски і посадки евольвентних шліцьових з'єднань	170
ГЛАВА 15. ДОПУСКИ І ПОСАДКИ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ.....	172
15.1. Види різьби і основні експлуатаційні вимоги до різьбових з'єднань	172
15.2. Основні параметри циліндричних різьб.....	174
15.3. Загальні принципи забезпечення взаємозамінності циліндричних різьб.....	176
15.4. Поля допусків і посадки метричних різьб із зазором	179
15.5. Поля допусків і посадки метричних різьб з натягом	183
15.4 Перехідні посадки метричних різьб.....	186
ГЛАВА 16. ДОПУСКИ І ПОСАДКИ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ	187
16.1. Експлуатаційні вимоги до зубчастих передач	187
16.2. Система допусків на циліндричні зубчасті передачі.....	189

16.3. Системи допусків на конічні і черв'ячні передачі	199
16.4. Допуски і посадки рейкових передач.....	200
ГЛАВА 17. ДОПУСКИ І ПОСАДКИ ДЕТАЛЕЙ З НЕМЕТАЛЕВИХ МАТЕРІАЛІВ	201
17.1. Допуски і посадки деталей із пластмас.....	201
17.2. Допуски і посадки деталей з дерева	204
17.3. Допуски вільних і операційних розмірів	206
ГЛАВА 18. РОЗМІРНІ ЛАНЦЮГИ	209
18.1. Основні терміни і визначення.....	209
18.2. Виявлення і складання розмірних ланцюгів.....	211
18.3. Розрахунок розмірних ланцюгів методом “максимум-мінімум”	212
18.4. Теоретико-ймовірнісний метод розрахунку розмірних ланцюгів	217
18.5. Метод компенсації	219
18.6. Особливості розрахунку плоских і просторових розмірних ланцюгів	224
18.7. Розрахунок допусків на міжцентрові відстані.....	224
18.8. Використання розмірного аналізу при ремонті машин	229
РОЗДІЛ III. ТЕХНІЧНІ ВИМІРЮВАННЯ.....	231
ГЛАВА 19. ОСНОВИ ТЕХНІЧНИХ ВИМІРЮВАНЬ	231
19.1. Поняття про виміри.....	231
19.2. Міжнародна система одиниць.....	233
19.3. Класифікація методів і засобів вимірювань	234
ГЛАВА 20. ОСНОВНІ МЕТРОЛОГІЧНІ ПОКАЗНИКИ ТОЧНОСТІ РЕЗУЛЬТАТІВ ВИМІРЮВАНЬ І КОНТРОЛЮ.....	236
20.1. Метрологічні показники засобів вимірювання	236
20.2. Похибки результату вимірювань	238
20.3. Державна система забезпечення єдності вимірювань	240
ГЛАВА 21. МІРИ І КАЛІБРИ	243
21.1. Міри лінійних і кутових величин	243
21.2. Калібри	248
21.3. Допуски калібрів	251
ГЛАВА 22. УНІВЕРСАЛЬНІ ЗАСОБИ ВИМІРЮВАНЬ	252

22.1. Універсальні інструменти і прилади для абсолютних вимірювань	252
22.2. Прилади для відносних вимірювань	267
22.3. Засоби вимірювання кутів і конусів	283
ГЛАВА 23. СПЕЦІАЛЬНІ ЗАСОБИ ВИМІРЮВАНЬ	291
23.1. Методи і засоби контролю різьби	291
23.2. Засоби контролю деталей шпонкових і шліцьових з'єднань	297
23.3. Засоби контролю зубчастих передач	300
ГЛАВА 24. КОНТРОЛЬ ШОРСТКОСТІ, ВІДХИЛЕНЬ І РОЗМІЩЕННЯ ПОВЕРХОНЬ	308
24.1. Контроль шорсткості поверхні	308
24.2. Контроль відхилень форми	317
24.3. Контроль відхилень розміщення	318
ГЛАВА 25. ОСНОВНІ ПРИНЦИПИ ВИБОРУ ЗАСОБІВ ВИМІРЮВАННЯ	320
25.1. Вплив похибки вимірювання на результати контролю	320
25.2. Допуск виробу і приймальний допуск	320
ЛІТЕРАТУРА	325
ПРЕДМЕТНИЙ ПОКАЖЧИК	326
ДОДАТКИ	329
Додаток 1	329
Додаток 2	330
Додаток 3	336
Додаток 4	338
Додаток 5	339
Додаток 6	341
Додаток 7	344
Додаток 8	347
Додаток 9	349
Додаток 10	350

ПЕРЕДМОВА

У центр економічної політики на сучасному етапі поставлено завдання всебічного підвищення технічного рівня і якості продукції, яка повинна втілювати останні досягнення наукової думки, задовольняти найвищі техніко-економічні, естетичні та інші вимоги споживачів.

Підвищення якості вітчизняної продукції в умовах ринкової економіки є однією із складових механізму прискорення соціально-економічного розвитку суспільства, вимагає посилення дієвості державних стандартів на її технічний рівень.

В сучасних умовах при виробництві машин, вузлів, агрегатів необхідна кооперація між великою кількістю підприємств різних галузей промисловості. Зростає роль міжнародної стандартизації, застосування стандартів ІСО. Спеціалізація виробництва робить необхідним проведення випереджувальних робіт по стандартизації в галузі взаємозамінності деталей, агрегатів і вузлів машин і застосування єдиної системи допусків і посадок. Взаємозамінність вимагає високого рівня виміральної техніки.

Ось чому засвоєння широкого кола питань, що стосуються стандартизації, взаємозамінності та технічних вимірювань, становить основу підготовки сучасного інженерно-технічного працівника.

У першому розділі "Основи стандартизації" наводяться основні дані по стандартизації, розглянуті роль стандартизації в забезпеченні технічного процесу і система атестації якості продукції.

У другому розділі "Допуски, посадки" розглянуті основні методи, що забезпечують виконання вимог взаємозамінності у виробництві у відповідності з Єдиною системою допусків і посадок.

У розділі "Технічні вимірювання" викладені методи технічних вимірювань, наводяться засоби вимірювань деталей гладких циліндричних, типових з'єднань.

Мета курсу – формування у майбутніх інженерно-технічних працівників знань і практичних навичок використання і дотримання комплексних систем загальнотехнічних стандартів, виконання точнісних розрахунків і метрологічного забезпечення при виготовленні експлуатації і ремонті сільськогосподарської техніки.

Відповідно до кваліфікації характеристики інженерно-технічний працівник повинен: досконало володіти основними положеннями в галузі стандартизації, яка забезпечує розвиток науково-технічного процесу й інтенсифікацію виробництва; знати основні питання теорії взаємозамінності, правила позначення норм точності при оформленні конструкторської та технологічної документації, методику розрахунку і вибору посадок типових з'єднань, розрахунок розмірних ланцюгів, уміти користуватися засобами вимірювань, виконувати їх налагодження.

Курс "Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання" є необхідною умовою забезпечення якості проектування, виробництва, експлуатації і ремонту машин, базою для вивчення таких спеціальних дисциплін: "Надійність і ремонт машин", "Експлуатація машинно-тракторного парку", "Сільськогосподарські машини" та ін.

РОЗДІЛ І. ОСНОВИ СТАНДАРТИЗАЦІЇ

ГЛАВА 1. СУТЬ СТАНДАРТИЗАЦІЇ

1.1. Стандартизація та її різновиди

Успішна діяльність у будь-якій галузі науки і техніки пов'язана із стандартизацією, що полягає у знаходженні рішень для задач науки, техніки і економіки і націленої на досягнення оптимального ступеню впорядкованості в певній галузі. Основні терміни і визначення в галузі стандартизації встановлено Комітетом ІСО. Міжнародна організація стандартизації прийняла таке визначення: "Стандартизація – це встановлення і застосування правил з метою впорядкування діяльності: у певній галузі на користь та за участю всіх заінтересованих сторін і, зокрема, для досягнення загальної економії при дотриманні умов експлуатації (використання) і вимог безпеки".

Елементи стандартизації застосовувались близько 5000 років тому в Стародавньому Єгипті під час спорудження пірамід із кам'яних блоків правильної форми і масою в декілька тон.

У Стародавньому Римі для водопроводу використовувалися труби певних розмірів і форм. У XV ст. у Венеції судна і кораблі будували на потоці із "стандартних" деталей і вузлів.

В Росії стандартизація з'явилась у першій половині XVI ст., коли згідно Указу царя Івана IV виготовлялися стандартні калібрі-кружала для контролю розмірів ядер до гармат.

На початку XVII ст. за затвердженими Петром I зразками будувалися серії суден з однаковими розмірами за зразками, що сприяло швидшому створенню вітчизняного флоту. Петро I приділяв питанням стандартизації належну увагу не лише в кораблебудуванні, а й в сільському господарстві, вимагаючи, щоб хліб закуповували "сухий, stodольний, а не сиромолотий". В історії розвитку текстильної промисловості відомий також указ Петра I про якість канатів і парусини для торгового і військового флоту, які поставляли купці в державну скарбницю: ".. Коли ж такий купчисько гнилий товар поставить, рубати такому голову, щоб іншим не було повадно". Росії належить пріоритет у застосуванні елементів стандартизації в металообробній промисловості.

Проте дореволюційна Росія практично не мала своєї національної системи стандартизації і єдності мір.

У 1918р. був підписаний декрет про введення у нашій країні метричної системи мір, і ваг, який став передумовою радянської системи стандартизації.

У 1924р. за рішенням радянського уряду було організовано Бюро промислової стандартизації ВРНГ СРСР, як керівний орган по стандартизації в промисловості. 15 вересня 1925 року був створений Комітет стандартизації при Раді праці і оборони. Після цього почали створюватися єдині державні (загальносоюзні) стандарти.

Першою міжнародною організацією по стандартизації була ІСА "Міжнародна федерація національних асоціацій", створена у 1926р. У 1946р. була створена "Міжнародна організація стандартизації" (ІСО) з метою покращення міжнародного обміну товарами і співробітництва у науковій, технічній та економічній галузях.

Стандартизація базується на досягненнях науки, техніки і передового досвіду і визначає основу не тільки сьогодення, але й майбутнього розвитку.

З метою об'єднання робіт по стандартизації в Україні розроблена і введена в дію Державна система стандартизації (ДСС), яка представляє собою комплекс взаємопов'язаних правил і положень, що визначають цілі і задачі стандартизації, категорії і види стандартів, порядок їх розробки, затвердження і впровадження, а також контролю за їх впровадженням і дотриманням.

Вищим органом по стандартизації, метрології та сертифікації є Державний Комітет України (Держстандарт України).

У 1993р. були затверджені документи кабінету міністрів України "Про державний нагляд за додержанням стандартів, норм і правил та відповідальність за їх порушення" № 30 -93 і декрет "Про забезпечення єдності вимірювань" № 40-93.

Державна система стандартизації оформлена у вигляді комплексу 13 основних стандартів: ГОСТ 1.0-85... ГОСТ 1.22-85. Основним документом є **СТАНДАРТ**, який встановлює вимоги до груп однорідної продукції і у необхідних випадках до конкретної продукції, правила її розробки, виробництва і застосування.

До різновидів стандартизації належать: уніфікація, симпліфікація, типізація і агрегування.

Уніфікація полягає в раціональному скороченні числа типів, видів і розмірів виробів однакового функціонального призначення.

Назва "уніфікація" походить від латинського "*unio*" (єдність) і "*facere*" (робити), а означає: приведення чогось до єдності, до єдиної форми.

Комітет ІСО/СТАКО рекомендує таке визначення уніфікації: це форма стандартизації, яка полягає в об'єднанні двох і більше документів (технічних умов) в одному з таким розрахунком, щоб регламентовані цим документом вироби можна було взаємозамінювати при їх використанні.

Уніфікація сприяє підвищенню продуктивності праці, зниженню витрат на виготовлення, експлуатації і ремонту машин, створює умови для розвитку спеціалізації виробництва, комплексної механізації і автоматизації. Так, наприклад, трудомісткість виготовлення болтів і гайок на спеціалізованому підприємстві в 10 разів нижче, ніж на неспеціалізованому.

Однак неправильно здійснена уніфікація може дати ефект, зокрема, коли приходиться використовувати найближчі великі уніфіковані деталі, що викликає експлуатаційними умовами збільшення маси і габаритів машин.

В основу уніфікації деталей, вузлів агрегатів, машин покладено їх конструктивну подібність, яка визначається спільністю робочого процесу. Деталі, що складають машину, діляться на уніфіковані та оригінальні.

Уніфікованою вважається деталь, яка застосовується з одним позначенням у кількох різних машин, а оригінальною – деталь, яка використовується в одній конкретній машині. Кількісно уніфікація характеризується коефіцієнтом уніфікації:

$$y = \frac{\sum n_y}{\sum n_y + \sum n_o} \cdot 100\% \quad , \quad (1.1)$$

де $\sum n_y$ – сума назв уніфікованих стандартів і запозичених деталей; $\sum n_o$ – сума назв оригінальних деталей.

Наприклад, трактори, Т-70С, МТЗ-80Х і МТЗ-82 уніфіковано з базовою моделлю трактора МТЗ-80 відповідно на 61%, 88% і 95%. Двигуни Алтайського моторного заводу А-41 і А-01М типорозміру 130х140мм уніфіковано на 87%.

Важливо знати рівень уніфікації запасних частин при експлуатації та ремонті машин для визначення потреби. Високий рівень уніфікації сприяє підвищенню ефективності виробництва. Проте низький рівень уніфікації може свідчити про використані у виробі

нові конструктивні елементи, що відповідають досягненням наукових досліджень і передового досвіду.

Основними цілями стандартизації являються:

- зменшення різноманітності існуючих видів і виробів шляхом зміни у необхідних випадках конструкцій, розмірів, методів, виробництва, технологічних вимог, марок і різновидів використовуваних матеріалів, видів металопокриттів і т.ін.;

- зміна конструкції, виконавчих розмірів, марок матеріалу, видів термообробки і точності виготовлення аналогічних матеріалів деталей, застосованих на різних заводах, з метою автоматизації їх виробництва;

- створення комплектів взаємозамінних агрегатів, складових одиниць і деталей для складання значно більшої номенклатури машин, механізмів і апаратів у порівнянні з існуючими не уніфікованими виробами за рахунок додавання деякої кількості оригінальних складових одиниць і деталей.

Об'єктами уніфікації можуть бути вироби масового, серійного та індивідуального виробництва: деталі, складові одиниці, машини. Уніфікація деталей можлива у тому випадку, коли деталі мають аналогічне призначення. Уніфікація машин доцільна при наявності невеликої кількості складових одиниць однакового призначення, що виконують близькі за характером операції або процесу.

Симпліфікація полягає у зменшенні числа типів або інших різновидів виробів до мінімуму, технічно і економічно доцільного для задоволення існуючих потреб. Так, при перегонці нафти можна дістати бензин якої завгодно марки. Але для зручності постачання число марок бензину обмежують: А-72, А-76, А-93 та ін.

Типізація являє собою розробку і встановлення типових конструкцій, які містять спільні для ряду виробів конструктивні параметри. Наприклад, набір певних машин для тракторів різних класів. Типізація конструкцій виробів дає змогу встановити зразки з найкращими експлуатаційними показниками. Типізація технологічних процесів дає змогу скоротити багатоманітність технологічних операцій.

Типізація сприяє підвищенню продуктивності праці, економії матеріальних ресурсів, зниженню собівартості продукції.

Агрегатування – це принцип створення машин, обладнання, приладів, інших виробів з уніфікованих агрегатів (складальних одиниць), які встановлюються в різних сполученнях і кількостях.

Великого поширення набули агрегатні верстати, які легко розбираються і з агрегатів яких можна скласти нові верстати для обробки інших деталей з потрібною точністю.

Наприклад структурний аналіз методами теорії машин і механізмів з урахуванням законів подібності та умов експлуатації показує, що для самохідних будівельних і транспортних машин з потужністю двигунів від 5 до 2500 к. с. число типорозмірів кожного агрегату теоретично можна звести до 10...12.

Запровадження уніфікації й агрегування дає змогу в 2...4 рази скоротити строки виробництва нової техніки і на 25...30% знизити собівартість її виготовлення, зменшити металоємкість і затрати на експлуатацію і ремонт.

1.2. Цілі і задачі стандартизації

Основними цілями стандартизації є:

- сприяння забезпеченню пропорційного розвитку всіх галузей народного господарства;
- поліпшення якості продукції і якості роботи та забезпечення її оптимального рівня;
- забезпечення узгодження вимог до продукції з потребами оборони країни;
- забезпечення умов для розвитку спеціалізації в галузі проектування і виробництва продукції, зниження її трудомісткості, малоемності і поліпшення інших показників;
- забезпечення умов для розвитку експорту товарів, які задовольняють вимогам світового ринку;
- розвиток міжнародного економічного і технічного співробітництва;
- раціональне використання виробничих фондів і економія матеріальних та трудових ресурсів;
- забезпечення охорони здоров'я населення, безпеки праці, охорони природи і поліпшення використання природних ресурсів.

Для досягнення названих цілей потрібно розв'язати такі завдання:

- встановлення прогресивних систем стандартів, які визначають вимоги до конструкції виробів, до технології їх виробництва, до якості сировини, а також створюють умови для формування необхідної якості кінцевої продукції на стадії її проектування, виробництва та експлуатації;

- визначення єдиної системи показників якості продукції, методів і засобів контролю і випробувань, а також необхідного рівня надійності;

- встановлення норм, вимог і методів в галузі проектування і виробництва продукції для забезпечення її оптимальної якості та виключення нераціональної різноманітності її видів;

- розвиток уніфікації промислової продукції та агрегування машин;

- забезпечення єдності, вірогідності вимірювань і контролю;

- встановлення єдиних систем документації, кваліфікації і кодування техніко-економічної інформації;

- встановлення єдиних термінів і позначень в галузі науки і техніки та в народному господарстві.

Вказані задачі можуть вирішуватися як в масштабах країни, так і в деяких галузях народного господарства, окремих виробничих об'єднань і підприємств.

1.3. Значення стандартизації

Випуск деталей і вузлів з чітко обумовленими функціональними параметрами при оптимальній їх точності та оптимальній якості поверхні, створення гарантованого запасу роботоздатності машин і приладів дозволяють забезпечити взаємозамінність усіх однотипних виробів, що випускає підприємство за їх експлуатаційними показниками. При цьому їх точність і довговічність підвищується на 20...30%, брак скорочується на 20...40%, трудомісткість підгоночних і регулювальних робіт знижується на 30...50%.

При своєчасній розробці та перегляді стандартів на основі результатів науково-дослідницьких і випробувально-конструкторських робіт прискорюється впровадження досягнень науки і техніки у народному господарстві.

В результаті стандартизації вузлів і агрегатів створюються умови для розвитку спеціалізації і кооперування підприємств, впровадження стандартизації сприяє росту продуктивності праці. Завдяки використанню стандартного обладнання і інструменту зменшуються витрати і строки на підготовку виробництва.

Стандартизація – ефективний шлях скорочення витрат і прискорення створення систем автоматизованого проектування (САПР). Для впровадження САПР необхідно оперативно створити типові

методи рішення інженерних задач, стандартів, інформаційні, програмні і технічні засоби.

Стандартизація також позитивно впливає на економічність виробництва, на скорочення строків підгоночних робіт і підвищення ремонтно – придатності виробів. Стандартизація є ефективним засобом рішення проблем охорони праці в промисловості і сільському господарстві. Суттєву роль стандарти відіграють в економії матеріальних ресурсів за рахунок впровадження ресурсозберігаючих технологій, скорочення витрат у процесі виробництва, зберігання, транспортування і експлуатації.

В результаті стандартизації забезпечується економія в процесі проектування, виробництва і експлуатації, є значний економічний ефект.

ГЛАВА 2. МЕТОДИЧНІ ОСНОВИ СТАНДАРТИЗАЦІЇ

2.1. Систематизація, класифікація і кодування

Систематизація предметів, явищ, понять має на меті за допомогою розміщення їх у певному порядку і послідовності створити чітку систему, зручну для користування. Найпростішою формою систематизації є алфавітна система розміщення об'єктів. Також система використовується, наприклад, в енциклопедичних, політехнічних та інших довідниках. Застосовують також порядкову нумерацію об'єктів, які систематизуються, або розміщення їх хронологічній послідовності. Наприклад, ДСТУ України реєструються Державним Комітетом стандартів за порядком номерів, а після номера у стандарті зазначається рік його затвердження.

Важливого значення набула різновидність систематизації – класифікація.

Класифікація сприяє поліпшенню якості і підвищенню рівня взаємозамінності. Мета класифікації – розподілити предмети, явища, поняття за класами, підкласами, розрядами залежно від їх спільних ознак. На базі державної системи обчислювальних центрів з допомогою автоматизованої системи управління (АСУ), що потребує переведення техніко-економічної інформації на мову цифрових кодів, створена загальнодержавна автоматизована система збору і обробки інформації. Вона включає комплекс взаємопов'язаних кла-

сифікаторів промислової і сільськогосподарської продукції, конструкторської документації і технологічний класифікатор.

Найчастіше класифікацію виконують за десятковою системою. Усю безліч продукції підрозділяють на 100 класів за галузями виробництва (за однорідністю виробничого процесу) конкретизують за властивостями і призначенням продукції. Кожний клас підрозділяють на 10 підкласів, а кожний підклас – на 10 груп, а групу – на 10 підгруп. У свою чергу підгрупу ділять на 10 видів. Кожен вид має включати до 9999 конкретних найменувань продукції (у порядку простого перелічення).

Перелічені 5 стадій поділу продукції, що створюють найвищі класифікаційні угруповання, використовуються для кодування групової номенклатури продукції.

Клас об'єднує вищі кваліфікаційні угруповання і конкретні види продукції, які характеризуються комплексом однорідних ознак незалежно від галузі народного господарства. Наприклад, у самостійні класи виділено продукцію автотракторного і сільськогосподарського машинобудування (клас 45), продукцію верстатобудування (клас 47) (табл.2.1). Вільні номери залишені для майбутнього розширення класифікатора.

Універсальну десяткову класифікацію (УДК) прийнято за міжнародну систему рубрикації індексами технічної і гуманітарної літератури. Наприклад, УДК-62 – техніка; УДК-621 – загальне машинобудування й електроніка тощо. Систематизація і класифікація є основою будь-якої уніфікації і необхідні при виконанні робіт по стандартизації.

2.2. Система переважаючих чисел

Вироблювана народним господарством продукція характеризується певними параметрами. Щоб підвищити рівень взаємозамінності і зменшити номенклатуру виробів, створити умови для ефективної спеціалізації кооперування, здешевлення продукції, при уніфікації і розробці стандартів застосовуються числа переважаючі (тобто пільгові, такі, яким надається перевага) і ряди переважаючих чисел.

Застосування переважаючих чисел дає змогу уніфікувати розміри і параметри продукції як у масштабах країни, так і в міжнародному масштабі.

Таблиця 2.1. Деякі класи і підкласи машинобудівельної продукції

Клас	Підкласи і їх види				
45	Продукція автотракторного і сільськогосподарського машинобудування	451000	Автомобілі	471000	Верстати металорізальні для обробки поверхонь тіл обертання
		452000	Трактори	472000	Верстати металорізальні для обробки поверхонь і площин складної форми
47	верстатобудування	453000	Мотоцикли і велосипеди	473000	Машини ковальсько-пресові
		455000	Двигуни, паливна апаратура, електрообладнання автомобілів, тракторів і сільськогосподарські машини	475000	Лінії автоматичні для машинобудування і металобробки
47	верстатобудування	456000	Сільськогосподарські машини	476000	Обладнання для виробництва абразивного і алмазного інструменту
		457000	Причепи і напіпричепа автомобілів	477000	Обладнання для обробки дерева
47	верстатобудування	459000	Обладнання гаражне	479000	Обладнання гальванічне
		1		1	

Широкого застосування набули ряди переважаючих чисел, записаних на основі геометричних прогресій, яка являє собою ряд чисел з постійним відновленням двох сусідніх чисел, що називається знаменником прогресій Q .

Наприклад, при $Q=2$ і $Q=10$ прогресії мають вигляд: 1; 2; 4; 8; 16; і 1; 10; 100; 1000; 10000; ... Найзручнішими є геометричні прогресії, які мають число 1 і в яких $Q = \sqrt[R]{10}$, де $R = 5; 10; 20; 40; 80; 160$. Значення R визначає число членів прогресії в одному десятичому інтервалі.

ГОСТ 8032 – 84 встановлює такі основні ряди переважаючих чисел (табл.2.2).

Таблиця 2.2. Основні ряди переважаючих чисел

Позначення основного ряду	Знаменник	Ряд
	Закруглене значення Q_0	Точне значення Q_T
$R\ 5$	1,6	$\sqrt[5]{10} = 1,5849$
$R\ 10$	1,25	$\sqrt[10]{10} = 1,2589$
$R\ 20$	1,12	$\sqrt[20]{10} = 1,1220$
$R\ 40$	1,06	$\sqrt[40]{10} = 1,0593$

При встановленні параметрів потрібно віддати перевагу ряду $R5$ - перед рядом $R10$, ряду $R10$ перед рядом $R20$, ряду $R20$ перед рядом $R40$.

Основні ряди були в кінці дев'ятнадцятого сторіччя запропоновані французький інженером Шарлем Ренаром і отримали широке розповсюдження.

Геометричні прогресії мають наступні властивості:

а) добуток або частка кожних будь-яких двох членів завжди є її членом;

б) будь-який член, піднесений до цілого додатного або від'ємного ступеню, також є членом цієї прогресії.

Крім основних застосовуються додаткові ряди $R80$ і $R160$.

На практиці застосовуються вибіркові ряди, які створюють, добираючи кожен 2-й, 3-й, 4-й член основного або додаткового ряду. Поєднуючи різні основні і (або) вибіркові ряди, можна одержати складені ряди, які в різних інтервалах мають неоднакові знаменники. Інколи при стандартизації застосовують ряди переважаючих чисел, побудовані на арифметичній прогресії, що мають вигляд:

1 – 2 – 3 – 4 – 5 –.....

25 – 50 – 75 – 100 – 125 –.....

Арифметичні ряди A_{20} , A_{10} , A_5 , A_{25} характерні тим, що в них різниця між двома сусідніми числами завжди постійна.

Зустрічаються ступінчасто-арифметичні ряди, у яких на окремих відрізках прогресії різниці між сусідніми членами різні:

1,8 – 2 – 2,2 –..... – 3 – 3,5 – 4,5 –..... – 145 – 150 – 155 –.....

Переважаючі числа і їх ряди застосовують: при встановленні стандартних значень величин;

- при нормуванні значень вихідних параметрів продукції та умов її існування;

- при нормуванні значень параметрів продукції, які зв'язані логарифмованою залежністю з вихідними параметрами.

Прикладом використання ряду переважаючих чисел є ряд унікованих вантажних автомобілів на базі БСЛА3-549 вантажопідйомністю 65, 110 і 220т.

2.3. Параметри і параметричні ряди

Щорічно в СРСР створювалося близько чотирьох тисяч нових видів машин, приладів, механізмів. Кожний виріб характеризується параметричними розмірами, або параметрами. Число стандартизованих параметрів повинно бути мінімальним, але достатнім для оцінки експлуатаційних якостей виробів (машин). Параметри виробів діляться на головні та основні.

Головні параметри – це найважливіший експлуатаційний показник виробу, який не залежить від його технічного вдосконалення і технології виготовлення. Наприклад, головний параметр токарного верстата габаритні розміри оброблюваних заготовок; штангенінструмента, мікрометрів – границя вимірювання.

За головним параметром будують параметричний ряд.

Параметричним рядом називається закономірно побудована у певному діапазоні сукупність числових значень головного параметра машин або виробів одного функціонального призначення. Крім головного параметра, існують основні параметри виробів. Основні параметри виражаються через головний параметр. Наприклад головний параметр поршневого компресора – діаметр D циліндра, а один із основних його параметрів – продуктивність P :

$$P = \frac{\pi D^2}{4} \cdot H \cdot n \quad (2.1)$$

де H – хід поршня; n – частота обертання.

Закономірно побудована у певному діапазоні сукупність числових значень головного параметра машин або виробів однакового функціонального призначення називається параметричним рядом. Різновидом параметричного ряду є типорозмірний (або просто розмінний) ряд; його головний параметр – розміри виробів. На базі зазначених рядів створюються конструктивні ряди конкретних типів (моделей) машин однакової конструкції та функціонального призначення.

У деяких галузях машинобудування (металорізальні верстати, дизельні двигуни, тощо) застосовують параметричні ряди $R10$. Параметричні ряди вузлів, деталей економніше будувати за вищим рядом, наприклад за $R20$. Зазначені ряди будують, виходячи з пропорційної зміни експлуатаційних показників машин (потужності, продуктивності, тощо). У цьому випадку геометричні характеристики машин (діаметр циліндрів, хід поршня, тощо) є похідними від експлуатаційних показників. Будуючи параметричні, типорозміри і конструктивні ряди машин, слід додержуватися подібності робочого процесу (механічного), який приводить до геометричної подібності. Наприклад, для двигунів внутрішнього згорання є дві умови подібності, рівність середнього ефективного тиску, який залежить від температури і тиску паливної суміші рівність середньої швидкості яка визначається ходом поршня і частотою обертів двигуна.

Встановлюючи ряди, потрібно враховувати щільність розподілу застосовності різних значень параметра виробів, які стандартизуються. При цьому збільшується число членів ряду в діапазоні максимальної частоти застосування. Так, у загальному машинобудуванні близько 90% усіх використовуваних моделей зубчастих колі перебувають у межах 1...6 мм. Але найчастіше застосовуються колеса з $m = 2...4$ мм. Тому в стандарті на ряд модулів найбільше число градацій припадає на модулі 2...4 мм.

Встановлюючи число значень головного параметра і частоту ряду, потрібно враховувати поточні потреби, перспективи розвитку народного господарства, досягнення науки і техніки.

Щоб уникнути великої номенклатури виробів, що виготовляються, потрібно частоту ряду технічно і економічно обґрунтувати. Із зменшенням числа типорозмірів збільшується серійність і значно зменшується трудомісткість виробництва (рис. 2.1.)

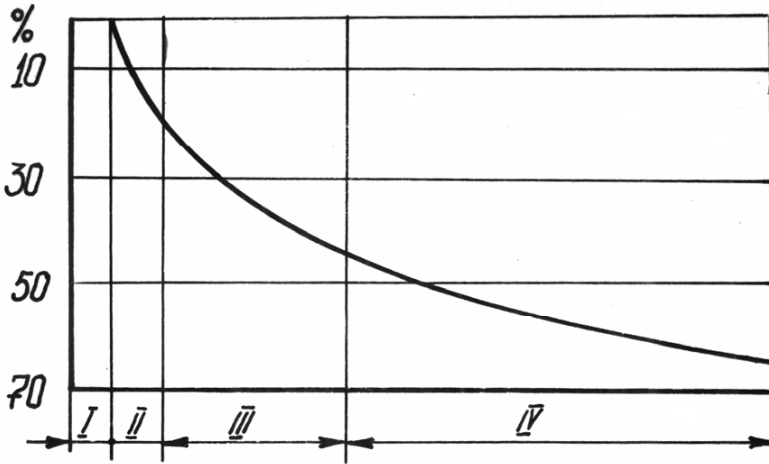


Рис.2.1. Зниження трудоміккості виготовлення машин в залежності від типу їх виробництва: I – одиничне; II- дрібно-середньосерійне; III – крупносерійне; IV – масове.

2.4. Комплексна і випереджувальна стандартизація

Якість будь-якого виробу визначається великим числом факторів: досконалістю конструкцій; якістю матеріалу, з якого він виготовляється, ступенем уніфікації, агрегатувannya і стандартизації; рівнем технології виробництва і контролю; рівнем взаємозамінності та ін. Для забезпечення високої якості необхідна оптимізація зазначених факторів і суворе взаємне узгодженість вимог до якості.

Розв'язання цього завдання ускладнюється широкою міжгалузєвою кооперацією заводів. Так, при виробництві автомобілів використовують понад 4000 найменувань виробів і матеріалів, тисячі видів технологічного обладнання, інструменту і засобів контролю. Розв'язати це завдання дає змогу комплексна стандартизація.

Комплексною називається стандартизація, за допомогою якої здійснюються цілеспрямоване і планомірне встановлення і застосування системи взаємоузгодження вимог як до об'єкта в цілому, так і до факторів, що впливають на об'єкт, з метою забезпечення оптимального розв'язання конкретної проблеми. Принципово новим в розвитку комплексної стандартизації взагалі і стандартизації сільськогосподарської техніки зокрема є дедалі ширше використання

сучасних методів програмно-цільового планування робіт по стандартизації, внаслідок чого встановлюються збалансовані вимоги до готової продукції, сировини, матеріалів і комплектуючих виробів.

Розроблені комплексні програми передбачають:

підвищення науково-технічного рівня стандартів;

- забезпечення відповідності стандартів вимогам виробництва, оборони країни, внутрішнього і зовнішнього ринків.

Темпи науково-технічної революції ХХ сторіччя такі, що різко скоротився час між появою наукової ідеї та її реалізацією.

Так, для радіо період втілення ідеї в практику був приблизно 35 років (1867...1902 рр), а для телебачення – 14р. (1922...1936 рр), а для транзисторів – тільки 5 років (1948 ... 1953 рр).

Строк морального старіння обладнання, механізмів, приладів різко скоротився. Критерієм зняття з виробництва виробу є економічні переваги виробництва і експлуатації нового виробу того ж призначення, його кращі технічні можливості та інші якості. Тому і стандарти повинні вдосконалюватися.

Успішному розв'язанню завдання значного скорочення строків впровадження досягнень науки і техніки у виробництво сприяє випереджувальна стандартизація.

Випереджувальною називається стандартизація, що встановлює норми, підвищені по відношенню до вже досягнутого на практиці рівня, і такі вимоги до об'єктів стандартизації, які згідно з прогнозами будуть оптимальними в майбутньому.

Перед випереджувальною стандартизацією продукції стоять такі основні завдання:

1. Забезпечення найвищого технічного рівня, якості і економічності нової і модернізованої продукції як при проектуванні, так і у виробництві.

2. Встановлення у стандартах оптимальних основних вимог, які підвищено по відношенню до рівня досягнутого передовими вітчизняними і зарубіжними виробництвами, і додержання яких повинно забезпечувати постійний випуск продукції вищої категорії якості протягом усього за планового періоду її серійного чи масового виробництва.

3. Забезпечення сучасної уніфікації і технічної наступності при розробці різних модифікацій продукції з метою скорочення нераціональної різноманітності її номенклатури.

Стандарти з перспективними вимогами повинні розробляти ор-

ганізації і підприємства, які безпосередньо виконують ці роботи. Роботи по випереджувальній стандартизації нової продукції повинні проводитися за результатами пошукових науково-дослідних робіт, спрямованих на визначення перспектив розвитку відповідних груп однорідної продукції і технології, а також за результатами перспективних дослідно-конструкторських і дослідно-технічних робіт.

Перехід на випереджувальну стандартизацію нової і модернізованої продукції мав принципове значення у справі кардинального удосконалення всієї організації, планування і управління технічним прогресом у країні.

2.5. Стандартизація технічної документації

Складова частина комплексної системи стандартизації – єдина система конструкторської документації (ЄСКД), яка встановлює для всіх організацій країни єдині порядок організації проектування і правила виконання та оформлення креслень. Це полегшує читання і сприймання креслень, дає змогу застосовувати персональні комп'ютери для проектування і обробки технічної документації, розвитку кооперування в промисловості.

Застосування стандартів ЄСКД забезпечує взаємний обмін конструкторською документацією між підприємствами і організаціями, спрощення конструкторських документів і графічних зображень, зниження трудомісткості проектно-конструкторських розробок.

Комплекс стандартів ЄСКД впроваджено з 1 січня 1971 р; він включав понад 250 стандартів, які розподіляються на дев'ять таких груп:

2.1. Основні положення (ГОСТ 2.102-68, ГОСТ 2.121-73, ГОСТ 13-85).

2.2. Класифікація і позначення виробів у конструкторських документах (ГОСТ 2.201-80).

2.3. Загальні правила виконання креслень (ГОСТ 2.301-68... ГОСТ 2.320 – 82).

2.4. Правила виконання креслень виробів машинобудування і приладобудування (ГОСТ 2.401-68 – ГОСТ 2.427-75).

2.5. Правила обороту конструкторських документів: облік, зберігання, внесення змін (ГОСТ 2.501-68 ... ГОСТ 2.503-74).

2.6. Правила виконання експлуатаційної і ремонтної документації (ГОСТ 2.601-68 ... ГОСТ 2.609-79).

2.7. Правила використання схем (ГОСТ 2.701-84 ... ГОСІ 2.787-71).

2.8. Макетні методи проектування (ГОСТ 2.801-74 ... ГОСТ 2.803-77).

2.9. Інші стандарти (стандарти на вироби, що призначаються на експорт, тощо).

Приклад позначення стандартів ЄСКД: ГОСТ 2.503-74. Цифра 2 – це клас стандартів; цифра 5 після крапки означає групу стандартів; цифра 03 означає порядковий номер стандарту в даній групі; цифри 74 зазначають рік реєстрації стандарту.

В комплект ЄСКД включено нормативний документ ГОСТ 2.111-68 «ЄСКД. Нормоконтроль», який встановлює порядок контролю конструкторської документації, а також ГОСТ 2.116-71 «ЄСКД. Карта технічного рівня і якості продукції» який фіксує показники кращих вітчизняних і зарубіжних аналогів. Ці карти використовуються для оцінки якості виробів під час їх атестації.

ГОСТ 2.301-66 регламентує формати аркушів креслень та інших конструкторських документів (табл. 2.3.)

Таблиця 2.3. Регламентовані формати

Позначення формату	A0	A1	A2	A3	A4
Розміри сторін формату	841x1189	594x841	420x594	297x420	210x297

Масштаби, зображень на кресленнях встановлює ГОСТ 2.302-68. Масштаби зменшення: 1:2; 1:2,5; 1:4; 1:5; 1:10; 1:15; 1:20; 1:25; 1:40; 1:50; 1:75; 1:100; 1:200; 1:400; 1:500; 1:800; 1:1000.

Масштаби збільшення: 2:1; 2,5:1; 4:1; 5:1; 10:1; 20:1; 40:1; 50:1; 100:1.

Одним із основних напрямків перспективного розвитку ЄСКД є документальне забезпечення системи автоматизації проектно-конструкторських робіт у САПР, яке дає змогу підвищувати продуктивність конструкторської праці.

Єдина система технологічної документації (ЄСТД) являє собою комплекс державних стандартів, які встановлюють взаємопов'язані правила розробки, оформлення і обороту технологічної документації. В наш час ЄСТД включає понад 50 державних стандартів, які розподіляються на 9 груп (табл.2.4).

Групи 7 і 8 призначаються для стандартів, які розроблюватимуться в перспективі.

Приклад позначення стандартів ЄСКД: ГОСТ 3.1103-82.

Цифра 3 – клас: перша цифра 1 – підклас (стандарти ЄСКД для виробів машинобудування і приладобудування); друга цифра 1 – класифікаційна група; цифра 03 – порядковий номер стандарту в групі; цифри 82 позначають рік реєстрації стандарту.

Впровадження стандартів ЄСКД дає змогу підвищити рівень технологічних розробок, поліпшити якість технологічної документації, підвищити продуктивність праці.

Таблиця 2.4. Розподіл стандартів ЄСТД за кваліфікаційними групами

Шифр групи	Найменування стандартів
0	Загальні положення
1	Основоположні стандарти
2	Класифікація і позначення технологічних документів
3	Облік застосовності виробів і технологічної оснастки
4	Основне виробництво. Правила оформлення технологічних документів, спеціалізованих за видами робіт
5	Основне виробництво, Правила оформлення технологічних документів не випробування і контроль
6	Допоміжне виробництво. Правила оформлення технологічних документів
7-8	-
9	Нормативне господарство

Єдина система технологічної підготовки виробництва (ЄСТПВ) – це стандартизована система організації й управління процесом технологічної підготовки виробництва, яка передбачає застосування прогресивних типових технологічних процесів і оснащення робіт, засобів механізації та автоматизації виробничих процесів.

ЄСТПВ включає стандарти п'яти груп: Приклад позначення стандартів ЄСТПВ: 14.00-73. Число 14 означає клас стандартів, 0 – група стандартів, 01 порядковий номер стандарту в даній групі, 73 – рік реєстрації стандарту.

ЄСТПВ встановлює необхідність підвищення рівня технологічності конструкцій виробів і широкого застосування типових технологічних процесів для виготовлення груп однорідних за конструкцією і методами обробки деталей.

ГЛАВА 3. ДЕРЖАВНА СИСТЕМА СТАНДАРТИЗАЦІЇ

3.1. Органи і служби системи стандартизації

Головним органом системи стандартизації є Державний комітет стандартизації (Держстандарт) України, задачами якого є:

- створення системи нормативно-технічної документації, яка встановлює прогресивні вимоги до розробки, виробництва і використання продукції з метою підвищення технічного рівня і якості забезпечення використання, сумісності, взаємозамінності, охорони довколишнього середовища, ресурсозбереження, широкого застосування мало- і безвідходних технологій;

- створення і забезпечення функціонування державної системи сертифікації продукції;

- забезпечення єдності і достовірності з метою захисту інтересів держави і споживача;

- створення і забезпечення функціонування національної еталонної бази;

- забезпечення державного нагляду за впровадженням і дотриманням вимог стандартів, технічних умов і зразків (еталонів) на продукцію (роботи, послуги);

- визначення основних напрямків проведення заходів міждержавного і міжнародного співробітництва, зв'язаних із стандартизацією, метрологією і сертифікацією;

- організація нормативно-методичного забезпечення суспільного виробництва по питанням стандартизації, метрології і сертифікації.

Структура органів і служб стандартизації повинна забезпечувати умови для активної участі у роботах по стандартизації усіх ланок господарювання і координувати свою діяльність з роботою міждержавних і міжнародних органів і організацій по стандартизації.

До державних органів, що займаються розробкою і впровадженням документів першого і другого рівнів належить Держстандарт України, його територіальні органи з науково-дослідницькою базою, а також головні і базові організації по проблемам стандартизації і технічні комітети в галузях промисловості.

Документи третього рівня розробляє і впроваджує служба стандартизації підприємств.

Головні організації по стандартизації проводять наступну роботу:

- здійснюють керівництво роботами по стандартизації у відпові-

дних галузях народного господарства;

- складають плани координації робіт по розробці проектів державних стандартів;

- розробляють основні напрямки розвитку галузевої стандартизації та уніфікації.

Базові організації по стандартизації здійснюють:

- розробку основних напрямків розвитку стандартизації по закріпленій групі продукції;

- експертизу проектів виробів для оцінки існуючого їх рівня стандартизації та уніфікації по закріпленим групам продукції, роботи по міжнародній стандартизації.

Основні задачі служби стандартизації на підприємствах наступні:

- організація розробки стандартів та інших документів по стандартизації на продукцію, що виготовляє підприємство;

- проведення робіт по уніфікації та стандартизації продукції і по технологічному обладнанню;

- забезпечення і впровадження стандартів на підприємстві;

- здійснення нормоконтролю технічної документації розроблюваної продукції.

3.2. Категорії і види стандартів

Результатом діяльності державної системи стандартизації (ДСС) став фонд нормативно-технічної документації, яка передбачає слідуючі категорії стандартів: міждержавні (ГОСТ), державні (ДСТ України), галузеві (ОСТ), республіканські (РСТ) стандарти підприємств (СТП), технічні умови (ТУ).

В перехідний період на державному рівні можуть використовуватися і діяти міждержавні стандарти (ГОСТ і СТСЕВ) доти, доки Україна не розробить особисті (лист Держстандарту України №7-6/13 від 11.12.91р). При цьому фонд таких стандартів повинен пройти перевірку на можливість застосування їх у взаємовідносинах підприємств, розміщених на території України.

Державні стандарти затверджуються Держстандартом України. Їх застосування обов'язкове для усіх підприємств і організацій країни.

Державні стандарти встановлюються на продукцію масового і крупносерійного виробництва, на вироби, що пройшли державну атестацію, експортні товари, на норми, правила, вимоги і т. д. До державної стандартизації належать загальнотехнічні норми (про-

філь і розміри різьби, допуски і посадки, вихідний контур і модулі зубчастих коліс і т. д.); науково-технічні терміни і позначення, одиниці вимірювання, системи нормативно-технічної, конструкторської, технологічної, експлуатаційної та ремонтної документації; машини, обладнання, прилади, деталі, сировина, методи і засоби повірки мір, вимірювальних приладів і т. д.

Галузеві стандарти розповсюджуються на продукцію, що не належить до об'єктів державної стандартизації, а також на норми, вимоги і позначення, регламентація яких необхідна для забезпечення взаємозв'язку виробничо-технічної діяльності підприємств і організацій галузі. Цими стандартами користуються всі підприємства і організації даної галузі (наприклад, автотракторної, верстатобудівної і т. д.), а також суміжних галузей, що застосовують або споживають продукцію цієї галузі. Під галуззю розуміються сукупність підприємств і організацій незалежно від їх територіального розміщення і відомчої належності, що розробляють або виготовляють певну продукцію.

Галузеві стандарти затверджуються ведучим міністерством.

Об'єктами галузевої стандартизації можуть бути машини, обладнання, прилади, вироби дрібносерійного виробництва, окремі види готової продукції обмеженого застосування, деталі, обладнання, інструмент, сировина, матеріали внутрішньогалузевого застосування.

Республіканські стандарти (для республіки Крим) затверджуються Кабінетом Міністрів Республіки Крим. Вони встановлюються на продукцію, що випускаються підприємством республіки і обов'язкові для усіх підприємств і організацій республіки.

Об'єктами республіканської стандартизації є сировина, матеріали, паливо і корисні копалини внутрішньореспубліканського застосування; окремі марки виробів масового або серійного виробництва, що відносяться до профілю республіканських міністерств.

Стандарти підприємств затверджуються керівництвом підприємств і встановлюються на об'єкт, що використовуються тільки на даному підприємстві. Об'єктами стандартизації на підприємстві можуть бути деталі, вузли і агрегати виробів, що виготовляються, норми і правила в галузі організації і управління якістю; норми для розробки продукції підприємства; методи розрахунку і т. д.

Поняття вид стандарту визначається його змістом в залежності від об'єкта стандартизації. Стандарти на продукцію розділяються на такі види:

- параметри і (або) розміри;
- типи, сортамент, марки;
- конструкції;
- методи контролю;
- приймання, маркування, упаковка;
- транспортування, зберігання;
- експлуатація і ремонт;
- загальні технічні вимоги і технічні умови.

3.3. Порядок розробки, затвердження і впровадження стандартів

Планування стандартизації є основною частиною системи державного планування науково-дослідницьких, дослідницько-конструкторських і експериментальних робіт.

З метою досягнення організаційно-методичної єдності при розробці стандартів, а також для контролю за виконанням робіт по розробці стандартів встановлено чотири стадії розробки стандарту.

1. Розробка і затвердження технічного завдання на розробку стандарту.
2. Розробка першої редакції проекту і розсилання його на редакції.
3. Опрацювання рецензії, розробка остаточної редакції стандарту і подання його на затвердження.
4. Затвердження і державна реєстрація стандарту.

Технічне завдання на розробку стандартів виконується з урахуванням досягнень вітчизняної і зарубіжної науки, техніки і передового досвіду.

Перша редакція проекту розробляється відповідно до затвердження плану і технічного завдання на розробку стандарту і розсилається разом з пояснювальною запискою і проектом плану основних заходів, що складаються у відповідь на рецензію (відгук). Рецензії (відгуки) на проект стандарту організація надсилає розробку не пізніше як через місяць з дня надходження проекту стандарту. За одержаними відгуками складається їх зведення, на основі якого розробляється остаточна редакція проекту стандарту. Проект подається на затвердження разом із супровідним листом та інформаційною картою, у якій наводиться розрахунок економічної ефективності стандарту.

Державний стандарт затверджується і вводиться в дію постано-

вою Держстандарту України. Після затвердження стандарт реєструються з такою метою:

- здійснення єдиного обліку стандартів;
- забезпечення відповідності складених стандартів вимогам державних стандартів;
- виключення дублювання стандартів.

Стандарти, що не пройшли державної реєстрації, не допускаються до застосування в народному господарстві.

Впровадження стандарту повинно бути закінчено до дати введення його в дію. Стандарт вважається запровадженим, якщо встановлені в ньому вимоги додержуються згідно з його сферою дії, галуззю розповсюдження і забезпечуються стабільність якості виробленої продукції.

Державний нагляд за впровадженням і додержанням стандартів здійснюється на промислових і сільськогосподарських підприємствах, у проектах і конструкторських організаціях, на транспорті і установах торгівлі, охорони здоров'я і зв'язку, на базах і складах збутових організацій.

Держнагляд має на меті забезпечення випуску підприємствами і організаціями продукції, яка відповідає кращим вітчизняним і зарубіжним зразкам, і не лише виявлення порушень при впровадженні і додержанні стандартів, але й надання конкретної допомоги підприємствам і організаціям у розробці та здійсненні заходів, спрямованих на усунення цих порушень. Державний нагляд стимулює розвиток стандартизації та вимірювальної техніки і поширюється на всі види продукції.

Система державного нагляду сприяє своєчасному впровадженню в усіх галузях народного господарства прогресивних стандартів, на рівні сучасного розвитку науки і техніки.

3.4. Міжнародна стандартизація

Важливим питанням у формуванні системи стандартизації і метрології є зближення цих систем з міжнародними, регіональними і національними системами стандартизації закордонних країн; відповідність державних стандартів основним принципам міжнародних стандартів; розширення практики безпосереднього застосування цих стандартів у народному господарстві.

Найдієвішим способом підвищення ефективності участі і ролі

України у діяльності міжнародних організацій є активізація роботи по створенню міжнародних і регіональних стандартів з авторством держави – учасниці. Це можливо при умові напрямку робіт по стандартизації на найперспективніші конкурентоспроможні види продукції і технології.

З метою проведення цих робіт необхідно вирішити принципові питання – участь України в діяльності міжнародних організацій по стандартизації, таких як ІСО, МЕК, СЕН, СЕНЕЛЕК і міжнародних метрологічних організацій (МОЗМ, КООМЕТ та ін).

Міжнародною організацією в галузі стандартизації є ІСО. З 1973 року вона випускає міжнародні стандарти, які можна використати в національних стандартах і для міжнародних економічних зв'язків.

Основна мета ІСО, як сказано в Статуті – “сприяє розвитку стандартизації в усьому світі для того, щоб полегшити міжнародний обмін товарами і розвивати взаємне співробітництво в галузі інтелектуальної, технічної та економічної діяльності”.

У роботі ІСО приймають участь національні організації по стандартизації 88 країн, в тому числі з 1993 року і Україна.

Вищим органом ІСО є Генеральна Асамблея, яка збирається один раз у 3 роки. На сесіях Асамблеї приймається рішення по найбільш важливим питанням і обирається Президент організації. Між сесіями діяльністю ІСО керує Рада, що складається з Президента і 14 комітетів. Крім того є 172 технічних комітети, що займаються розробкою рекомендацій у різних галузях (ТК-1 “Різьби”; ТК-2 “Болти, гайки, деталі кріплення”; ТК-3 “Допуски й посадки”; ТК-29 “Інструменти” та ін). Створено 653 підкомітети, якими розроблено близько 8 тисяч міжнародних стандартів зокрема по сільському господарстві близько 600.

Роботою кожного технічного комітету керує одна з національних організацій по стандартизації.

З 1963р. в ІСО створена Міжнародна електротехнічна комісія (МЕК), яка займається координацією і розробкою стандартів у галузі радіотехніки, електротехніки і електроніки.

У 1956 році була організована Міжнародна організація законодавчої метрології (МОЗМ). Вона веде роботу по загальним питанням метрології, системи одиниць вимірювання.

Тенденція до розробки міжнародних стандартів сприяла подальшому зростанню престижу і популярності розробок ІСО. Так,

ФРН, Швеція, Великобританія, Данія та ін. країни використовують міжнародні стандарти в національній промисловості практично без будь-яких змін.

Важливим напрямком діяльності ІСО в останні роки є активізація робіт по сертифікації. Сертифікація – це засвідчення за допомогою сертифіката, або знака відповідності того, що виріб, або послуга відповідають певним стандартам, або технічним умовам.

До діяльності по сертифікації залучено понад 50 комітетів – членів ІСО. В цій роботі особливо заінтересовані країни, що розвиваються, оскільки їхня економіка великою мірою залежить від якості придбаних ними виробів і технологій.

Впровадження міжнародних стандартів у вітчизняну нормативну документацію веде до значної економії засобів, що затрачаються на проведення науково – дослідницьких робіт і до скорочення строків при розробці національних стандартів, обладнання, технологічних процесів.

ГЛАВА 4. СТАНДАРТИЗАЦІЯ І ЯКІСТЬ ПРОДУКЦІЇ

4.1. Основні терміни і визначення

Проблема якості – це об’єктивне відображення постійного розвитку промисловості в усьому світі і, у першу чергу, вдосконалення техніки. Підвищення якості продукції є однією з важливіших економічних і політичних задач на сучасному етапі суспільного виробництва.

У питаннях підвищення якості продукції велика роль відводиться використанню можливості стандартизації, як одного з ефективних важелів управління економікою.

Якість продукції – це сукупність властивостей і показників, які визначають придатність виробів для задоволення потреб споживача відповідно до їх призначення. Якість продукції залежить від технічного рівня машинобудування і його галузей, який визначається великою кількістю факторів (досконалість конструкції, якість застосування матеріалів, потужність на один кілограм маси конструкції, рівень уніфікації, стандартизації й агрегування та ін).

Усю продукцію народного господарства можна розподілити на два класи. Перший клас – це продукція, яка повністю витрачається при її використанні; при цьому відбуваються необоротні процеси: переробки (сировини, матеріалів, напівфабрикатів), згорання (пали-

ва), засвоєння (харчових продуктів, добрива), тощо.

Другий клас – це продукція, яка при її використанні доти витрачає свій ресурс, поки настає її технічний і моральний знос.

Уся продукція розподіляється по п'яти групах: 1) сировина і природне паливо; 2) матеріали і продукти; 3) витратні вироби; 4) неремоновані вироби; 5) реоновані вироби.

До групи 1 відносяться руди та їх концентрати, природне паливо, природні будівні і декоративні матеріали, інші неметалеві копальни тощо.

Група 2 – це штучне паливо, мастила, заготовки, прокат, дріт, різні хімічні продукти, медичні препарати, та ін.

Група 3 – витратні вироби, наприклад: парфумерно-косметичні товари, консерви в банках, гази в балонах та ін.

Група 4 – не реоновані вироби (які не підлягають ремонту): електровакуумні і напівпровідникові вироби (прилади), резистори; конденсатори, цегла керамічна плитка та ін.

Група 5 – реоновані вироби (які можна відремонтувати): технічне обладнання, сільськогосподарські машини, вимірювальні прилади, швейні і трикотажні вироби, меблі та ін.

З якістю безпосередньо зв'язані такі поняття, як надійність і довговічність виробів, що випускаються або відновлюються.

Надійність виробів – це властивість виконувати задані функції, зберігати свої експлуатаційні показники у встановлених межах протягом визначеного часу.

Довговічність виробів – це властивість виконувати свої функції з встановленими показниками до граничного стану виробу з необхідними перервами для технічного обслуговування і ремонту. Довговічність характеризується ресурсом, тобто наробітком виробу до його граничного стану (тривалістю або обсягом роботи виробу в годинах, кілометрах, гектарах, інших одиницях).

4.2. Показники якості продукції

Для позначення специфічної галузі науки, що займається розробкою загальних принципів і методів вимірювання якості введений термін кваліметрія. Основні задачі кваліметрії:

- визначити номенклатуру необхідних показників якості виробів та їх оптимальні значення;
- розробити методи кількісної оцінки якості;

- створити методику обліку зміни якості в часі.

Найефективнішими показниками якості виробів є їх експлуатаційні характеристики, що визначають якість виконання виробом заданих функцій. Показники якості продукції – це кількісна характеристика однієї чи декількох властивостей продукції, які складають її якість. Розглядається така характеристика стосовно до конкретних умов створення, експлуатації та споживання цієї продукції. Залежно від заданих функцій виробу можуть мати різні експлуатаційні показники.

Одиночний показник якості продукції – показник, який характеризує одну з її властивостей.

Наприклад, найхарактерніші властивості вимірювальних виробів – точність вимірювання, ціна поділки шкали, границі вимірювання та ін.; для транспортних машин – вантажопідйомність, швидкість руху, прохідність та ін.

Визначаючи оптимальний рівень якості машин та інших виробів, крім одиничних показників, користуються комплексними показниками, які характеризуються декілька властивостей продукції, наприклад коефіцієнтом технічної готовності машин, який визначається за формулою:

$$K_r = \frac{T}{T + T_B}, \quad (4.1)$$

де T – наробіток на відказ; T_B – середній час відновлення.

Застосовують також інтегральні показники якості, які відображають відношення сумарного корисного ефекту від експлуатації чи споживання продукції до сумарних затрат на її створення та експлуатацію чи споживання.

Індексом якості продукції називається комплексний показник якості різнорідної продукції, випущеної за певний інтервал, який дорівнює середньому зваженому відносних значень показників якості цієї продукції.

Базове значення показника якості продукції – значення показника якості продукції, яке береться за основу для порівняльної оцінки її якості.

Узагальнені показники якості – це сума одиничних показників, що мають одну розмірність.

Для визначення показників якості застосовуються такі методи вимірювальний, розрахунковий, органолептичний, соціологічний, експертний.

Вимірjувальний метод – це визначення показників якості за допомогою вимірjувальних засобів.

Розрахунковий метод – це визначення показників за допомогою обчислень коефіцієнта корисної дії.

Органолептичний метод дає змогу визначити показники якості продукції за допомогою органів чуттів людини (наприклад, смакової якості).

Соціологічний метод передбачає збирання і врахування думок споживачів продукції.

Експертний метод – це визначення показників якості продукції на основі рішення групи експертів.

4.3. Оцінка рівня якості

З метою підвищення якості продукції необхідно його систематично оцінювати, тобто порівнювати з базовими значеннями. На промислових підприємствах Львова розроблена комплексна система управління якістю продукції (КСУЯП), яка враховує всі позитивні властивості попередніх систем: СБП – система бездефектної праці; НОРМ – наукова організація роботи з підвищенням моторесурсу; ЄСДУЯП – єдина система державного управління якістю продукції.

СБП охоплює всі служби підприємства і передбачає якісний показник – коефіцієнт якості праці.

В основу НОРМ покладений принцип систематичного контролю рівня моторесурсу двигунів за рахунок підвищення надійності деталей і складових одиниць. Основним показником якості є підвищення моторесурсу.

Відносна характеристика якості продукції, основна на порівнянні значень показників якості продукції, яка оцінюється з базовими значеннями, відповідних показників, називається рівнем якості продукції. Для оцінки якості продукції застосовують диференційований комплексний і змішаний методи.

Диференційований метод оцінки якості продукції передбачає роздільне співставлення одиничних показників якості виробу, який розглядається з аналогічними показниками.

Рівень якості можна визначити за формулами:

$$g_i = \frac{P_i}{P_{i6}}; \quad g_i = \frac{P_{i6}}{P_i}, \quad (4.2)$$

де P_{ib} – одиничний базовий показник; P_i – одиничний показник розглядуваного виробу.

Перша формула застосовується для показників збільшення яких свідчать про підвищення якості виробу (потужність продуктивності); друга формула – для показників зменшення яких означає поліпшення якості (собівартості, витрачання пального). Якщо обчислені показники більше або дорівнюють одиниці, то рівень якості виробу перевищує рівень або відповідає рівню якості еталона.

Якщо частина показників менша одиниці, то для оцінки рівня якості застосовують комплексний метод.

Комплексний метод оцінки рівня якості базується на застосуванні узагальнених показників якості. Узагальнений показник якості можна, визначити за такою залежністю:

$$P_{об} = \sum_{i=1}^n P_i K_i, \quad (4.3)$$

де P_i – значення одиничного показника; K_i – коефіцієнт вагомості показника; n – число одиничних показників.

Якщо властивості продукції не можна повністю врахувати комплексним методом, то для оцінки рівня якості застосовують змішаний метод. При цьому одиничні показники якості об'єднують у групи і для кожної з них визначають комплексний показник. Потім розглядають отримані комплексні показники якості, застосовуючи диференційний метод оцінки.

Розвиток науки, вдосконалення методів і засобів виробництва сприяють підвищенню рівня якості. Довговічність виробів доцільно встановлювати рівною строку їх морального старіння. Слід прагнути до максимального використання конструктивних, технологічних та інших факторів для підвищення якості виробів без збільшення виробництва.

Якщо оцінюється якість різноманітної продукції різних підприємств, використовують індекс якості.

Індекс якості – це комплексний показник якості різнорідної продукції, рівний середньовираженому значенню відновних показників різнорідної продукції за певний період.

Якщо різнорідна продукція може бути охарактеризована одним головним показником, то індекс якості може бути визначений за формулою:

$$I_{я} = \frac{\sum_{i=1}^m n_i q_i c_i}{\sum_{i=1}^m n_i c_i}, \quad (4.4)$$

де m – кількість виробів продукції; n_i – кількість виробів i -го виду в поточному періоді; q_i – відносний основний показник i -го виду продукції; c_i – оптова вартість продукції i -го виду, грн.

У випадку присвоєння оціночного балу продукції, атестованою по одній з категорій якості, індекс якості продукції визначають за формулою:

$$I_{я} = \frac{b_{cp}}{b_{б}}, \quad (4.5)$$

де b_{cp} – середній бал продукції; $b_{б}$ – середній бал продукції, який прийнятий для порівняння за базове значення і визначається за наступною залежністю:

$$b_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^M c_i b_i}{\sum_{i=1}^M c_i}, \quad (4.6)$$

де c_i – сума випуску різномірної продукції i -ої категорії якості за певний період; b_i – бал i -ої категорії якості; M – кількість категорій якості.

У деяких випадках замість визначення рівня якості визначають величину дефектної продукції з допомогою індексу дефектної продукції, який є комплексним показником якості різномірної продукції, визначається за формулою:

$$I_{д} = \frac{\sum_{i=1}^m c_i Q_i}{\sum_{i=1}^m c_i}, \quad (4.7)$$

де Q_i – відносні показники дефективності i -го виду продукції, які визначаються за формулою:

$$Q_i = \frac{D_i}{D_{iб}}, \quad (4.8)$$

де D_i – показник дефектної продукції; $D_{iб}$ – показник дефектності базової продукції.

При підвищенні і якості продукції $I_{Д} < 1$; а при зниженні $I_{Д} > 1$.

4.4. Контроль якості продукції

Контроль якості продукції – це перевірка відповідності показників якості встановленим вимогам, зафіксованим стандартами, технічними умовами. Найбільшу питому вагу з трудомісткості, вартості і складності становить контроль якості, який виконується службою технічного контролю. Головне завдання служби технічного контролю на промисловому підприємстві – запобігання випуску такої продукції, яка не задовольняє за різними ознаками.

За ступенем автоматизації вони розподіляються на ручні і механізовані пристрої, напівавтомати й автомати. При застосуванні ручних пристроїв контроль здійснюється вручну: деталь встановлюється на вимірювальну позицію, візуально визначається результат вимірювання за відрахунковим пристроєм, оцінюється якість деталі.

Механізовані пристрої використовують для одночасної або послідовної перевірки декількох розмірів складних деталей у середньому і масовому виробництві. У таких багатомірних пристроях операції завантаження і зняття деталей виконуються вручну, а результати контролю оцінюються вимірювальним пристроєм автоматично і видаються в наочній формі (наприклад, за допомогою світлофорного табло). У напівавтоматах завантаження контрольованих виробів здійснюється вручну, а всі операції – автоматично. В автоматах усі процеси повністю автоматизовано. Напівавтомати і автомати широко застосовуються для сортування деталей під час селективного складання.

За впливом на автоматичний процес усі засоби контролю розподіляються на пасивні та активні. При пасивному контролі засоби контролю лиш фіксують розмір деталей, поділяючи їх на придатні та брак, або сортують на групи. Такі пристрої не впливають безпосередньо на хід технологічного процесу. Найпрогресивнішим є активний контроль. Активні засоби контролю подають сигнали про те, що деталь досягла завданого розміру від час, до або після її обробки, чи про те, що досягли завданого положення виконавчі механізми верстата або ріжучого інструменту, тобто дають змогу керувати точністю технологічного процесу. Характерна особливість засобів активного контролю – наявність зворотнього зв'язку, що забезпечує можливість за результатами контролю впливати на стан виконавчих механізмів верстата і завдяки цьому уникати браку. Та-

кий контроль найдоцільніше застосовувати на доводочних операціях (шліфування, хонінгування та ін.), при виконанні яких вимагається висока точність обробки, а також у безперервних виробничих процесах (наприклад, при прокаті листів, труб). Активний контроль сприяє підвищенню точності обробки, запобіганню браку.

Залежно від місця організації контролю на етапах виробництва розрізняють:

Вхідний контроль – це здійснюваний споживачем контроль сировини, матеріалів і готової продукції, яка надходить з інших підприємств. Такий контроль дає змогу уникнути зниження якості продукції, яке може виникнути через помилку постачальника, а також зібрати інформацію про матеріали, що закуповуються, з метою вибору такого постачальника, який найбільшою мірою задовольняє вимоги споживача.

Операційний контроль – це контроль продукції або технологічного процесу, який виконується після закінчення певної виробничої операції, наприклад: вимірювання діаметра шийки вала після шліфування.

Приймальний контроль – це контроль готової продукції після її виготовлення; за результатами такого контролю приймається рішення про придатність продукції.

Залежно від охоплення контрольованої продукції контроль може бути суцільним і вибіркоvim. Суцільний контроль може повністю виключати брак продукції. Проте у деяких випадках його застосування є економічно нераціональним (при великих програмах випуску продукції) або неможливим (тому що під час контролю продукції руйнується). Тому на виробництві застосовують вибіркоvim контроль, під час якого перевіряють одну чи декілька вибірок із партії.

Для аналізу результатів вибіркового контролю застосовують методи математичної статистики, які дають змогу на підставі обмеженої кількості контрольних перевірок робити висновок про якість партії виробів чи стан технологічного процесу. Такі методи контролю називають статистичними. Статистичні методи контролю застосовують лише в масовому виробництві і впроваджують для контролю та управління якістю по всьому технологічному циклу – від знаходження сировини на підприємство до використання виробів споживачем.

При організації систематичного приймального контролю між споживачем і виробником можна на основі договору про постачан-

ня домовитися про гранично допустиму наявність дефектних виробів у партії.

4.5. Державна система атестації якості продукції

Важливою складовою частиною державної системи управління якістю є Єдина система атестації якості продукції (ЄСАЯП).

Атестація продукції передбачає проведення комплексних заходів, спрямованих на своєчасне впровадження у виробництво науково-технічних досягнень і планомірне підвищення якості продукції, що випускається.

Основні завдання:

1. Збільшення обсягів виробництва продукції, яке відповідає кращим вітчизняним і світовим досягненням або перевищує їх.
2. Розширення виробництва прогресивних конкурентноздатних машин, обладнання, приладів.
3. Прискорення модернізації або зняття з виробництва застарілої продукції.

Атестація продукції – це основа для планування обсягів виробництва за категоріями якості. Атестації підлягає вся промислова продукція, яка визначає профіль міністерства та інша продукція, що її постійно випускають промислові обладнання, підприємства та організації.

Не підлягає атестації:

- промислова продукція, яка використовується без попередньої обробки (нафта, вугілля і природні продукти та ін.);
- промислова продукція, яка виготовляється за одноразовими договірними замовленнями;
- промислова продукція, яка поставляється лише для потреб оборони;
- запасні частини і комплектуючі вироби для промислової продукції, знятої з виробництва;
- промислова продукція після ремонту;
- медикаменти, книжкова продукція, товари мистецтва, ювелірні вироби і вироби художніх промислів.

Заново розроблена промислова продукція атестується з початку її серійного виробництва, при цьому враховуються рекомендації приймальної комісії, яка виносить рішення про постанову даної продукції на виробництво.

Продукція атестується за двома категоріями якості. До вищої категорії якості відноситься продукція, яка за техніко-економічними показниками відповідає кращим вітчизняним і світовим зразкам або перевищує їх.

До промислової продукції першої категорії якості належить продукція, яка за своїми техніко-економічними показниками відповідає вимогам діючих стандартів і технічних умов. Строк дії вищої і першої категорії якості становить 1-3 року, потім виробники атестують повторно.

В умовах ринкових відносин і різних форм власності приймають важливу роль відношення між споживачами і виробниками продукції. Споживач (покупець) має право вимагати від виробника (продавця), щоб якість придбаної ним продукції відповідала вимогам державних стандартів або іншим нормативно – технічним документам і договору, які передбачають безпеку, охорону здоров'я і життя громадян, збереження навколишнього середовища.

Продукція повинна мати гарантійний строк, вказаний у паспорті, на її етикетці або в іншому документів (акцизна марка), яка видається споживачу одночасно з продукцією при продажу. Гарантійний строк на ремонтну продукцію збільшується на період її знаходження в ремонті, а при обміні товару відраховується заново з дня обміну.

При виявленні дефектів продукції протягом гарантійного строку споживач (покупець) має право вимагати заміни на аналогічну продукцію (товар) або безкоштовного усунення їх у випадку, якщо вони не є результатом порушення споживачем (покупцем) правил користування товаром, або його зберігання.

Продукція, на яку в державних стандартах є вимоги по забезпеченню безпеки життя і здоров'я людей, охорони навколишнього середовища, підлягає сертифікації. За порушення вимог безпеки виробник (продавець) несе громадсько-правову або кримінальну відповідальність у відповідності із законодавством.

Продукція, що випускається незалежно від форм власності повинна мати виробничу марку і зареєстрований товарний знак. Виробнича марка містить назву виробника, його адресу, позначення державного стандарту або технічних умов, яким відповідає виготовлена продукція.

Продукція, що виготовляється в результаті індивідуально-трудової діяльності, повинна мати етикетку з номером патенту і на-

зву органу, який видав патент.

Споживач має право на перевірку якості, комплектності, міри придбаних товарів, а також на навчання безпечного і правильного користування ними. Якщо споживачу нанесений збиток у результаті застосування умов договору, то він повинен бути відшкодований. У випадку відмови виробника (продавця) відшкодувати збиток, спір вирішується у суді згідно із законодавством.

4.6. Цілі і завдання управління якістю продукції

Система управління якістю продукції передбачає наступні цілі:

- планомірне забезпечення всемірного використання науково-технічних, виробничих і соціально-економічних можливостей для покращення якості продукції;
- найбільш повне задоволення потреб населення і народного господарства;
- забезпечення захисту держави;
- розширення експорту продукції.

Ці цілі досягаються:

- створенням і освоєнням в задані строки нових видів продукції, яка за своїми техніко-економічними характеристиками відповідає світовим досягненням або перевищує їх;
- збільшення питомої ваги випуску продукції високої якості у загальному обсязі виробництва;
- планомірним покращенням показників якості продукції;
- підвищенням конкурентоспроможності продукції на зовнішньому ринку та ін.

Для управління якістю продукції необхідно вдосконалювати організацію виробництва, впроваджувати нову техніку, технологічні процеси, підвищувати кваліфікацію робочих та інженерно-технічних робітників, покращувати контроль якості.

Показники якості продукції визначають комплекс норм і вимог до конструкторської і технологічної документації, а також методи і засоби контролю якості. Вони повинні відповідати рівню кращих державних або світових стандартів.

Для забезпечення якості продукції підприємства повинні вдосконалювати організацію виробництва, впроваджувати нову техніку і технології, організовувати підвищення кваліфікації інженерно-технічних робітників і робочих. Висока якість продукції і наявність

сертифіката може забезпечити її конкурентоспроможність на світовому ринку. З цією метою стандарти ІСО 9001, 9002, 9003 затверджені без всяких змін у якості державних стандартів (ГОСТ 40.9001.-88, ГОСТ 40.9002-88, ГОСТ 40.9003-88), у яких управління якістю визначається як методи і діяльність оперативного характеру направлено на задоволення вимог до якості.

Покращення якості продукції базується на основі комплексної системи управління якістю продукції.

4.7. Комплексна система управління якістю продукції

Комплексна система управління якістю продукції (КСУЯП) – це сукупність технічних, організаційних, економічних та соціальних заходів, установлених стандартами, направлених на підвищення якості продукції.

КСУЯП органічно пов'язана з системою управління народним господарством в цілому. Управління якістю продукції здійснюється на усіх стадіях виготовлення продукції (проектування, виробництво та експлуатація).

На стадії проектування визначають показники якості та методи їх забезпечення; установлюють вид конструкторських випробувань, порядок розробки експлуатаційної документації; визначають обсяг і виробництво установчої партії і порядок здачі нормативно – технічної документації.

На стадії виробництва здійснюють технологічну підготовку виробництва і метрологічне забезпечення; забезпечують технологічну дисципліну; здійснюють конструкторський і технологічний нагляд за додержанням вимог нормативно – технологічної документації; виконують вхідний контроль сировини, комплектуючих виробів; здійснюють охорону продукції у відповідності з вимогами.

На стадії експлуатації слідкують за додержанням норм і правил експлуатації: вивчають відкази виробів; аналізують причини відказів і розробляють заходи по їх усуненню.

У відповідності з вимогами ІСО 9004 життєвий цикл продукції охоплює наступні етапи:

- маркетинг, пошук і вивчення ринку;
- проектування і розробка продукції;
- матеріально-технічне забезпечення;
- підготовка і розробка виробничих процесів;

- виробництво;
- контроль, проведення випробувань і обстеження;
- упаковка і збереження;
- реалізація і розподіл продукції;
- монтаж і експлуатація;
- технічна допомога і обслуговування;
- утилізація після використання.

Підготовка розробки системи починається із видачі на підприємстві наказів про розробку системи, формування координаційно – робочої групи (КРГ), затвердження положення КРГ. Наказом назначаються: голова КРГ, яким повинен бути керівник підприємства, перший заступник, заступник по якості, керівники служб і підрозділів, члени спеціального підрозділу.

Задачі підрозділу по підвищенню якості визначаються на основі аналізу стану справ по підвищенню науково-технічного рівня і якості продукції за останні 3...5 років. Потім виконується узагальнення результатів аналізу і використання його для розробки технічного завдання. Останнє повинно включати обґрунтування, ціль і задачі розробки, характеристику підприємства, строки розробки системи, перелік стандартів. Технічне завдання погоджується з головним або базовим підприємством, затверджується керівником підприємства і реєструється.

Робочий проект КС УКП представляє собою комплект затверджених стандартів. Розроблений і оформлений робочий проект системи після затвердження і реєстрації проходить стадію впровадження, після затвердження якого оформлюється і затверджується акт.

Управління якістю продукції – це управління процесом, виявлення різних невідповідностей продукції, усунення їх причин. Підвищення якості повинно бути постійною діяльністю, яка направлена на підвищення технічного рівня продукції і якості її виробництва.

В системі управління якістю важлива роль відводиться сертифікації, яка представляє собою дію, яка з допомогою сертифіката свідчить, що продукція або послуги відповідають стандарту або іншій нормативно-технічній документації.

Комітетом ІСО по питанням сертифікації передбачені сертифікація можливостей постачальника, сертифікація відповідальності, що включає три види відповідальності: заява про відповідальність, атестацію і сертифікацію відповідальності.

Заява про відповідальність свідчить про повну відповідальність

постачальника, що продукція, технологічний процес або послуги відповідають стандарту або іншій нормативно-технічній документації.

Сертифікація відповідальності – це гарантія третьої сторони, що адекватним ступенем ймовірності продукції, технологічний процес або послуги відповідають стандартам або іншій нормативно-технічній документації.

Підсумки роботи із сертифікації є підтвердження відповідності продукції вимогам стандартів у вигляді сертифіката чи знака відповідності.

Сертифікати відповідності свідчать, що продукція, технологічний процес або послуги відповідають стандартам або іншій нормативно – технічній документації.

Знак відповідності охороняється законом і використовується відповідно до прийнятих правил системи сертифікації. Він вказує на те, що продукція, технологічний процес або послуги відповідають вимогам стандартів або іншої нормативно – технічної документації.

ГЛАВА 5. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ СТАНДАРТИЗАЦІЇ

5.1. Економічна ефективність стандартизації

Згідно з вимогами ГОСТ 20779-81 економічна ефективність стандартизації визначається за таких умов:

- економічне обслуговування планів і програм;
- обґрунтування доцільності розробки і затвердження стандартів і технічних умов;
- визначення цін на продукцію;
- визначення розмірів заохочення працівників у галузі стандартизації.

Економічна ефективність стандартизації визначається комплексно, з урахуванням результатів впровадження всіх заходів по стандартизації на стадіях виробництва, виготовлення та експлуатації.

Економічний ефект стандартизації – це виражена в грошовій або натуральній формі економія праці в суспільному виробництві внаслідок впровадження стандарту з урахуванням необхідних витрат. Економічний ефект виражається в натуральній формі (зниження трудомісткості, економія матеріалів, зменшення потреби в обладнанні і площах, тощо), якщо затрати вимірюються у тих самих одиницях, що й економія. В інших випадках економічний ефект вира-

жається в грошовій формі.

Обчислюючи економічний ефект стандартизації на стадії проектування, враховують скорочення обсягу та строків проектних робіт, зниження їх трудомісткості та вартості внаслідок: поліпшення організації проектно-конструкторських робіт; багаторазового використання стандартної технічної документації; застосування стандартних методів розрахунку; зменшення обсягу копіювальних робіт та ін. При цьому враховуються як поточні, так і капітальні витрати.

Обчислюючи економічний ефект на стадії виробництва, враховують серійність у вигляді визначення:

- зменшення матеріалоемкості;
- зниження трудомісткості процесів;
- зниження питомих витрат електроенергії і палива та ін.

Обчислюючи економічний ефект на стадії експлуатації, враховують зниження витрат споживача внаслідок: підвищення технічного рівня і якості продукції; збільшення строку служби виробу; підвищення його надійності; зменшення питомої енергоемності; зниження ремонтних робіт та ін.

При розрахунку ефективності впровадження стандартів враховують одноразові і поточні витрати, щорічний і разовий ефект (вивільнення оборотних коштів, зменшення питомих капіталовкладень та ін.), які досягаються внаслідок стандартизації. Співставляючи витрати й економію, роблять висновки щодо прийняття рішень про стандартизацію.

Економічний ефект дає такі основні заходи по стандартизації:

- зменшення номенклатури виробів, завдяки якому підвищується масовість виробництва і зменшуються витрати на їх експлуатацію, зокрема на навчання персоналу;
- збільшення номенклатури, завдяки чому можна в кожному окремому випадку застосовувати той виріб (продукцію), який найкраще відповідає встановленим вимогам;
- стандартизація методів виконання робіт, документації і термінології, яка зменшує трудомісткість даних робіт і сприяє поліпшенню їх результатів;
- відбір найбільш технологічних конструкцій, застосування яких зменшує витрати на виготовлення виробів;
- встановлення параметрів, які забезпечують найекономічніше застосування (експлуатацію) стандартної продукції.

Зіставляючи економічну ефективність стандартів, кращим ви-

значають той стандарт, який забезпечує мінімальний строк окупності капітальних вкладень.

5.2. Загальні формули розрахунку економічної ефективності стандартизації

При наявності даних про одиницю продукції економічний ефект можна визначити за такою формулою:

$$E = [(C_1 + E_H K_1) - (C_2 + E_H K_2)] B_2, \quad (5.1)$$

де C – собівартість одиниці продукції або роботи; E_H – нормативний коефіцієнт ефективності; K – вагомі капітальні вклади (виробничі фонди); B – обсяг річного випуску продукції; 1 і 2 – індекси, якими тут і далі позначається становище до і після стандартизації.

Якщо є дані про річний випуск продукції, то економічний ефект обчислюють за такою формулою:

$$E = (C_1 + E_H K_1) - (C_2 + E_H K_2), \quad (5.2.)$$

де C – собівартість річного випуску; K – величина виробничих фондів.

Підраховуючи економічний ефект у натуральній формі, потрібно користуватися такими формулами.

При зниженні витрат матеріалу ефект виражається в тонах, метрах та інших одиницях:

$$E = B(M_{H1} - M_{H2}), \quad (5.3)$$

де M_H – норма витрат матеріалу на одиницю продукції.

При зниженні трудомісткості (ефект виражається кількістю вивільнених працівників):

$$E = \frac{B(T_1 - T_2)}{\Phi}, \quad (5.4)$$

де T – норма часу на одиницю; Φ – річний фонд часу роботи.

При зменшенні тривалості виробничого циклу (ефект виражається в одиницях часу)

$$E = Ц_1 - Ц_2, \quad (5.5)$$

де $Ц$ – тривалість виробничого циклу.

Розглянемо окремі приклади розрахунку економічної ефективності стандартизації.

Приклад 1. Зміна собівартості одиниці продукції і питомих виробничих фондів. За рахунок економії сировини собівартість 1 тони продукції при впровадженні ГОСТ 9410-71 зменшується з 145,6 грн. до 80,3 грн. а питомі виробничі фонди – з 143,2 грн/т до 80 грн/т. Річний випуск становить 42 000 т.

За формулою (5.1):

$$E = (145,6 + 0,12 \cdot 143,2) - (80,3 + 0,12 \cdot 80) \cdot 42000 = 3070000 \text{ грн.}$$

Приклад 2. Зміна собівартості виконання програм і загальної величини виробничих фондів.

Собівартість річного обсягу видобутку вугілля певної марки до стандартизації – 1080000 грн., після стандартизації – 1060000 грн., капітальні вклади – 1370000 грн., замість 1620000 грн., собівартість перевезення вугілля знижується з 210000 до 150000 грн., а капітальні витрати на переміщення – з 630 до 620 грн. У споживача поточні витрати вугілля знижуються з 440000 грн. до 430000 грн. на рік, а капітальні вкладення – з 1310000 грн. до 1160000 грн.

За формулою (5.2) економічний ефект для стадій видобутку перевезення і застосування становитиме:

$$E = (1080000 + 0,12 \cdot 1620000) - (1060000 + 0,12 \cdot 1370000) + (120000 + 0,12 \cdot 630) - (150000 + 0,12 \cdot 621) + (440000 + 0,12 \cdot 1310000) - (430000 + 0,12 \cdot 1160000) = 138000 \text{ грн.}$$

5.3. Економічна ефективність стандартизації на підприємстві

Крім визначення економічної ефективності стандартизації для народного господарства необхідно знати економічну ефективність від впровадження стандартів на підприємстві.

При визначенні економічного ефекту враховують:

- зниження собівартості виготовлення стандартної продукції;
- підвищення цін на стандартну продукцію внаслідок підвищення її якості;

- збільшення обсягу реалізації стандартної продукції внаслідок підвищення попиту;

- зменшення основних і оборотних фондів підприємства внаслідок інтенсивного використання обладнання і скорочення тривалості виробничих циклів випуск стандартної продукції.

Витрати на впровадження стандартів на продукцію – це одноразові витрати на технічну підготовку виробництва і освоєння випуску продукції за цим стандартом.

До витрат на впровадження стандартів на продукцію входять:

- витрати на розробку або перегляд необхідної технічної документації на виріб, який стандартизується (B_{md});

- витрати на забезпечення підприємств новими видами сировини, матеріалів і комплектуючих виробів (B_m), а також новим обладнанням, приладами, пристроями для проведення модернізації діючого обладнання ($B_{об}$);

- витрати на будівництво нових, розширення і реконструкцію діючих будов і споруд ($B_{буд}$);

- витрати на підготовку або перепідготовку кадрів (B_k) та на інші заходи (B_{in}).

Загальні витрати на впровадження стандарту становитимуть:

$$B = B_{md} + B_{об} + B_m + B_{буд} + B_k + B_{in}. \quad (5.6)$$

РОЗДІЛ II. ДОПУСКИ ПОСАДКИ

ГЛАВА 6. ЗАГАЛЬНІ ПРИНЦИПИ ВЗАЄМОЗАМІННОСТІ

6.1. Суть і види взаємозамінності

Сучасне виробництво машин, механізмів, вузлів, деталей та їх ремонт ґрунтуються на принципі взаємозамінності. Серійне виготовлення деталей відбувається в одних цехах, а складання машин, вузлів і приладів, як правило, – в інших.

Під час складання застосовуються різні кріпильні деталі, вироби із неметалевих матеріалів, підшипники кочення та інші покупні вироби, виготовлені в різний час на різних спеціалізованих підприємствах. Незважаючи на це, складання здійснюється без додаткових підгінних і доводочних операцій, а зібрані машини і їх частини задовольняють встановлені вимоги. Це можливо завдяки тому, що вузли і деталі виготовляють взаємозамінними.

Раніше взаємозамінність розглядалася лише як принцип складання деталей і вузлів. В наш час взаємозамінність поширюється вже й на такі характеристики виробів, як стійкість проти спрацювання, твердість, внутрішня напруга, тобто на якісні показники, які визначають надійність і довговічність робити машин, вузлів і деталей.

Взаємозамінність називається властивість деталей, складальних одиниць, агрегатів займати своє положення в машині без додаткових операцій обробки і виконувати при цьому задані функції відповідно до технічних вимог.

Взаємозамінність забезпечує можливість складання або заміни при ремонті будь-яких незалежно виготовлених деталей у складальні одиниці, тобто у вироби, складові частини яких потрібно з'єднати за допомогою операцій.

Деталі, які входять у складальні одиниці, повинні бути стандартизовані. Отже, взаємозамінність базується на стандартизації.

Раніше дбали про взаємозамінність, щоб мати можливість швидко замінити деталі, які вийшли, з ладу, новими, що сприяло здешевленню ремонту та експлуатації. Згодом взаємозамінність, стала застосовуватися також при виробництві тракторів, автомобілів, комбайнів та інших машин. Заводи, які виготовляють сучасні трактори, автомобілі, комбайни, використовують взаємозамінні деталі і скла-

дальні одиниці разом з десятком інших спеціалізованих заводів.

Розрізняють взаємозамінність повну і неповну, зовнішню і внутрішню, за функціями і за геометричними параметрами.

Повна взаємозамінність забезпечує задані показники якості без додаткових підгінних операцій під час складання при виготовленні або ремонті машин та їх вузлів. Така взаємозамінність спрощує ремонт машин, оскільки, будь-яка деталь, чи вузол, що зносилися, замінюються запасними. Економічно доцільним є застосування взаємозамінності для деталей, точність яких нижча п'ятого квалітету, а також для вузлів, що складаються з невеликої кількості деталей.

Повна взаємозамінність забезпечує кооперацію і спеціалізацію підприємств при виготовленні або ремонті машин, вузлів, деталей.

Неповна взаємозамінність досягається при груповому підборі деталей (селективне або індивідуальне складання), при використанні компенсатора або при розрахунках із застосуванням теорії ймовірності. Застосовується також для з'єднань високої точності. Точність складання підвищується у стільки, разів, на скільки груп було розсортовано деталі.

Забезпечити неповну взаємозамінність можна шляхом рішення цілого комплексу питань конструювання, технології виготовлення, експлуатації і ремонту виробів.

Зовнішня взаємозамінність – це відповідність приєднувальних поверхонь вузлів за розмірами і формою, а також за їх експлуатаційними показниками. Наприклад, для електродвигунів – взаємозамінність за потужністю і частотою обертання.

Внутрішня взаємозамінність забезпечується точністю деталей, що входять у вузли. Наприклад, взаємозамінність шариків або роликів підшипників кочення, вузлів ведучого і веденого валів коробки зміни передач.

Взаємозамінність, яка забезпечує не лише можливість складання або заміни при ремонті будь-яких деталей, але також їх оптимальні службові функції, називається функціональною взаємозамінністю.

Наприклад, взаємозамінне зубчасте колесо повинно не лише без всяких підгінних операцій зайняти своє місце в машині, але й передавати потрібний крутний момент, мати певне передаточне відношення.

Забезпечити функціональну взаємозамінність можна лише в тому випадку, коли додержується взаємозамінність за геометричними параметрами. Функціональну взаємозамінність потрібно створити з

моменту проектування машини чи вузла. Для цього уточнюються номінальні значення експлуатаційних показників і визначаються допустимі відхилення від них. Потім встановлюються основні вузли і деталі, від яких насамперед залежать дані показники. Для цих вузлів і деталей застосовують такі матеріали і технологію виготовлення, щоб надійність, довговічність та інші показники були оптимальними. Після цього виявляють функціональні параметри і встановлюють оптимальні відхилення. Для впровадження функціональної взаємозамінності важливого значення набувають методи і засоби, які застосовують та розробляють для контролю деталей, вузлів, механізмів.

Принцип функціональної взаємозамінності є одним із головних принципів конструювання і виробництва, контролю та експлуатації машин і вузлів.

Від значень і коливань функціональних параметрів залежать експлуатаційні показники виробів. Наприклад, зміна величини зазору між поршнем і гільзою змінює потужність двигунів, а у поршневих компресорах – продуктивність. Дія похибок функціональних параметрів може проявлятися незалежно або у зв'язку з іншими параметрами. Наприклад, пружні властивості мембран приладів залежать не тільки від фізико-механічних властивостей матеріалу цих деталей і вузлів верстата, так і жорсткістю, вібростійкістю, пружинами і пластичними деформаціями. Подібні приклади можна привести, аналізуючи конструкцію будь-якої машини, приладу або іншого виробу.

Для функціональної взаємозамінності важливо забезпечувати взаємозамінність вихідної сировини або матеріалу, заготовок або напівфабрикатів. Велике значення має також взаємозамінність заготовок за розмірами міжопераційних посадочних поверхонь.

Функціональна взаємозамінність повинна створюватися, починаючи із стадії проектування виробів. Для цього необхідно створювати номінальні значення експлуатаційних показників виробів, що досліджуються і визначити, виходячи з їх значень, вимоги до надійності та довговічності, допустимі відхилення експлуатаційних показників виробів, які вони будуть мати в кінці встановленого строку служби.

Принцип функціональної взаємозамінності є одним з важливіших принципів конструювання, виробництва, контролю, експлуатації і ремонту виробів. Особливістю цього принципу є встанов-

лення зв'язку експлуатаційних показників виробів з функціональними параметрами їх деталей і частин і незалежне виготовлення останніх за цими параметрами з точністю, визначеною, виходячи з допустимих відхилень експлуатаційних показників виробів у кінці строку їх служби.

В умовах сільськогосподарського виробництва під час експлуатації і ремонту машин взаємозамінність грає важливу роль, тому що при наявності взаємозамінних запасних частин можна швидко усунути несправності, що виникають. Порушення принципу взаємозамінності призводить до збільшення строків і вартості ремонту машин.

В міру вдосконалення конструкцій сільськогосподарської техніки, підвищення її надійності і довговічності роль взаємозамінності посилюється.

Ремонт сільськогосподарської техніки економічно ефективний лише тоді, коли використовуються взаємозамінні запасні частини. Спеціалізація ремонтних підприємств і організація централізованого відновлення спрацьованих деталей, вузлів і агрегатів дозволяє використовувати у повній мірі переваги взаємозамінності при ремонті машин.

Взаємозамінність при експлуатації і ремонті сільськогосподарської техніки особливо набуває велике значення в умовах підвищення як її складності, так і вимог до надійності і довговічності. Рівень взаємозамінності виробництва характеризується коефіцієнтом заміненості, який при виготовленні машин і складальних роботах визначається відповідно за наступними залежностями:

$$K_B = \frac{T_B}{T_3}, \quad (6.1)$$

$$K_B = 1 - \frac{T_{PP} + T_{C.C.}}{T_C}, \quad (6.2)$$

де T_B – трудомісткість виготовлення заміненних деталей і вузлів даної машини; T_3 – загальна трудомісткість виготовлення даної машини; T_{PP} – трудомісткість робіт припасування; $T_{C.C.}$ – трудомісткість робіт за методом селективного складання; T_C – трудомісткість складальних робіт.

Ступінь наближення коефіцієнта взаємозамінності до одиниці є показником технічної культури виробництва.

6.2. Історія розвитку взаємозамінності

Перше згадування про стандартизацію і взаємозамінність відносяться до стародавніх віків. Так, у стародавньому Єгипті при будівництві різних споруд використовувалася цегла постійного розміру, коли для контролю цегли була створена особлива служба.

При будівництві Вавилонської вежі було використано 85 млн. цеглин, які мали однакову форму і розміри. Глазурована блакитна цегла для облицювання верхнього 15-метрового поверху вежі була виготовлена не тільки постійних розмірів, але і одного кольору, тобто цегла, розчин і колір глазури були суворо стандартизовані.

Стародавні римляни застосовували принципи взаємозамінності при будівництві водопроводу. Одночасно були встановлені єдині вимоги до розміру діаметру водопровідних труб. Використовувались труби діаметром у п'ять пальців, що складало 95 мм. Порушення цих вимог суворо каралися, аж до смертної кари.

Розвиток ремесел у середні віки зумовило більш широке застосування принципів взаємозамінності.

У ткацькому виробництві були регламентовані ширина тканини і кількість ниток у її основі.

Тільки завдяки застосування принципів взаємозамінності виникли типографські способи книгодрукування (встановлення певних форматів друкованих аркушів та розмірів друкарських пристосувань). Літери також стали виготовлятися однієї висоти і знайшли взаємозамінність.

У XV столітті у Венеції був застосований поточний метод будівництва вантажних і військових кораблів. На одноманітні корпуси кораблів, які рухалися на плаву по вузькому каналу, послідовно встановлювалось обладнання з деталей суворого розміру: мачти, рулі, паруси та інші вироби. Такий метод будівництва передбачав високу ступінь одноманітності різних елементів корпусу судна, пристосування і обладнання і міг бути здійснений тільки завдяки застосуванню взаємозамінності.

Перше застосування взаємозамінності у промисловості країн Європи відноситься до 1785 року коли французький інженер Леблан виготовив партію замків до гвинтівок у кількості 50 штук, кожний з яких мав дуже важливі властивості – був взаємозамінним, тобто кожний замок можна було використовувати у будь-якій гвин-

тівці без попереджувального припасування.

У другій половині XIX ст. стала розвиватися взаємозамінність і стандартизація на підприємствах багатьох держав Європи. Так, у Німеччині у 1846 році була проведена уніфікація ширини залізничної колії та пристроїв для зчіпки вагонів. У 1891 році в Англії введена стандартна різьба Витворта.

Вперше методи взаємозамінності у Росії були застосовані у 1555 році, коли при Івану Грозному почали виготовлятися стандартні калібри – кружала для вимірювання діаметра ядер для гармат. До цього ж часу відноситься і застосування взаємозамінності у будівництві. Для будівництва храму Василя Блаженного у Москві (1554...1560 рр.) використовувалася фігурна цегла вісімнадцяти типів, а церква Вознесіння під Москвою була збудована з цегли дев'яти типів.

У зібраннях законів кінця XVII – початку XVIII ст. є ряд указів, з яких видно, що в епоху Петра I у Росії виробили військової техніки виготовлялися по точним взаємозамінним зразкам.

За чверть століття до досліду француза Леблена, у 1761 р. у Росії на Тульському заводі гвинтівок була сформульована задача забезпечення взаємозамінності і способи її здійснення; було налагоджено масове виробництво гвинтівок із взаємозамінними деталями. До 1812 р. за принципом взаємозамінності на Тульському заводі щомісячно виготовлялося 7 тисяч гвинтівок.

Наприкінці XIX – початку XX століття взаємозамінність почали впроваджувати в загальне машинобудування.

Першу вітчизняну систему допусків і посадок запропонував у 1916 р. професор І.М. Куколевський. У 1919 р. Інженер П.П. Шелоумов розробив більш строгу систему допусків і посадок, проект якої було опубліковано в 1921 р. Для створення більш стрункої системи допусків і посадок потрібно було узагальнити досвід роботи багатьох машинобудівних заводів, провести численні експериментальні дослідження. У 1925р. під керівництвом професора О.Д. Гатцука було розроблено новий проект стандарту “Допуски для приток”, який був значно досконаліший багатьох закордонних систем і став основою для сучасної державної системи допусків і посадок.

У наступні роки система допусків і посадок розширювалась і доповнювалась. Всі державні стандарти, які розроблялися після 1932 року врахувати рекомендації Міжнародної організації по стандартизації (ІСО), якою розроблена “Єдина система допусків і посадок”.

Значний вклад у застосуванні взаємозамінності у ремонтне виробництво внесли колективи Державного науково-дослідного технологічного інституту ремонту і експлуатації тракторів і сільськогосподарських машин (ГОСНІП) і Всесоюзний науково-дослідний інститут сільськогосподарського машинобудування (ВІСХОМ). Результатом співпраці вчених і виробничників стало створення умов для широкого впровадження принципів взаємозамінності при виготовленні та ремонті машин.

6.3. Роль взаємозамінності в ремонтному виробництві

Для забезпечення взаємозамінності потрібно додержуватися таких факторів:

1. Застосування і додержання стандартів.

Застосування вітчизняних стандартів підвищує рівень взаємозамінності, забезпечує можливість раціонального використання технологічного обладнання і вимірювального інструменту.

2. Раціональне конструювання виробів.

Конструкція виробу повинна відповідати сучасним вимогам. Вимоги до точності розмірів і форм деталей і їх взаємного положення мають забезпечувати високий рівень взаємозамінності.

3. Грамотні розробки і оформлення креслень.

Оскільки робоче креслення є вихідним документом для технології і працівників відділу технічного контролю, то за ним розробляється і здійснюється технологічний процес, призначаються засоби контролю точності як виробничого процесу, так і готової продукції.

Для спрощення проектно-конструкторських робіт встановлено Єдині правила виконання і оформлення креслень. Єдина система конструкторської документації (ЄСКД) забезпечує єдність оформлення і позначень, встановлює комплектність технічної документації.

4. Розробка обґрунтованої технології виробництва. Беручи за основу експлуатаційні вимоги, потрібно узгоджувати їх з технологічними можливостями. Єдина система технологічної документації (ЄСКД) встановлює обов'язковий порядок розробки, оформлення і обертання всіх видів технологічної документації і має важливе значення в забезпеченні взаємозамінності.

5. Необхідна точність вимірювань. Технічні вимірювання повинні бути пов'язані з технологічним процесом.

Наявність верстатного парку, який забезпечує необхідну точ-

ність, висока точність вимірювань; застосування сировини і напівфабрикатів потрібної якості сприяють взаємозамінності і підвищенню її рівня.

У процесі експлуатації на деталі та вузли впливають механічні зусилля та середовище, внаслідок чого матеріал старіє, змінюються розміри. Це викликає порушення, точнісних характеристик з'єднаних деталей і скорочує строк довговічності роботи машин.

Для забезпечення тривалої та економічної роботи тракторів, автомобілів, сільськогосподарських машин необхідно під час відновлення чи виготовлення деталей строго обмежувати їх розміри, виходячи з умов роботи, характеру й величини навантажень.

Обмеження розмірів деталей у певних межах спрощує процес складання машин, знижує трудомісткість підгінних і регулювальних робіт.

В умовах великих спеціалізованих заводів і ремонтних майстерень складання машин, вузлів не повинно відрізнятися від складання на машинобудівних підприємствах. Тому взаємозамінність при ремонті машин грає не менш важливу роль, ніж у машинобудуванні.

Впровадження взаємозамінності у ремонтному виробництві сприяє автоматизації процесу складання вузлів і машин. Спеціалізація і кооперування при виробництві і ремонті машин можливі лише на основі взаємозамінності виготовлених і відремонтованих деталей і вузлів.

Забезпечення взаємозамінності дає економічний ефект як в масовому, серійному, так і в одиничному виробництві, сприяє підвищенню якості продукції, продуктивності праці й ефективності використання машин.

ГЛАВА 7. ДОПУСКИ І ПОСАДКИ

7.1. Основні терміни і визначення

Основні визначення допусків і посадок встановлено стандартом.

При виготовленні або відновленні деталей доводиться мати справу з розмірами. Розміром називається числове значення лінійної величини в обраних одиницях вимірювання. Потрібно знати поняття, що стосуються розміру.

Номінальним називається розмір, який визначається функціональним призначення деталі і є початком відліку відхилень. Номінальний розмір позначають на кресленнях деталей (D_m d_n).

З'єднанням називається будь-яке рухоме чи нерухоме сполучення двох деталей, з яких одна повністю або частково заходить в іншу. У з'єднанні розрізняють охоплюючу і охоплену поверхні. Для циліндричних з'єднань охоплююча поверхня – отвір, охоплена – вал.

Розмір отриманий безпосередньо вимірюванням з допустимою похибкою, називають дійсним розміром (D_e, d_e).

Номінальний розмір з'єднання – це спільний для з'єднувальних деталей розмір, який є початком відліку відхилень розмірів кожної деталі з'єднання (d_{nc}). Розмір, який встановлюється безпосереднім вимірюванням з допущеною похибкою, називається дійсним розміром (D_r, d_r).

Виготовляти деталі точного розміру дуже складно. Тому розміри деталей визначаються у встановлених межах. Розміри, між якими може бути дійсний розмір готової деталі, називають граничними.

Відхилення розміру – це алгебрична різниця між дійсним (граничним) і відповідним номінальним розміром. Відхилення бувають: позитивні, якщо розмір більший від номінального; негативні (від'ємні), якщо розмір менший від номінального, і нульові, якщо розмір виготовленої деталі дорівнює номінальному. Лінію, яка на кресленні умовно позначає номінальне значення розміру, називають нульовою. Вгору від нульової лінії відкладають позитивні відхилення, вниз – негативні.

Граничне відхилення – це алгебраїчна різниця між граничним і номінальним розмірами.

Верхнє відхилення ES, es – це алгебраїчна різниця між найбільшим граничним і номінальним розмірами:

$$\text{для отвору } ES = D_{max} - D_n; \quad \text{для вала } es = d_{max} - d_n$$

Нижнє відхилення EI, ei – це алгебраїчна різниця між найменшим граничним і номінальним розмірами:

$$\text{для отвору } EI = D_{min} - D_n; \quad \text{для вала } ei = d_{min} - d_n$$

Зона між верхнім і нижнім відхиленням називається полем допуску. Різниця між найбільшим і найменшим граничними розмірами (граничні відхилення) – це допуск розміру T :

$$\text{для отвору } T_D = D_{max} - D_{min}; \quad \text{для вала } T_d = d_{max} - d_{min}$$

Допуск є мірою точності розміру, чим менший допуск, тим вищою має бути точність, і навпаки: низька точність характеризується більшим допуском. Допуск безпосередньо впливає на трудомісткість виготовлення і собівартості деталей (рис.7.1).

Від допуску значною мірою залежить вибір обладнання, засобів

контролю, продуктивності обробки. Допуск – завжди додатня величина. Поле допуску поняття більш широке, ніж допуск; воно характеризується своєю величиною і розміщенням, відносно номінального розміру. При одному й тому самому допуску можуть бути різні за розміщенням поля допусків.

Характер з'єднання деталей – посадка. Зазор – це додатня різниця між охоплюючим і охопленим розмірами деталей:

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei, \quad (7.1.)$$

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es, \quad (7.2.)$$

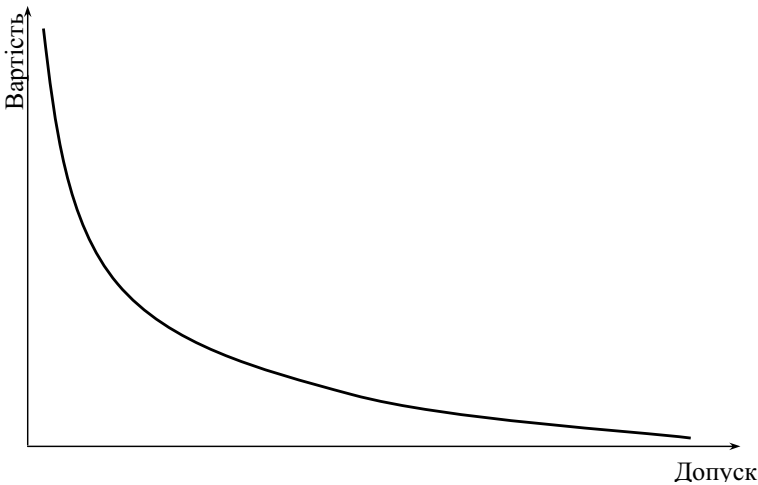


Рис.7.1. Залежність вартості від точності обробки

Допуск зазору дорівнює:

$$T_s = S_{\max} - S_{\min} = T_D + T_d, \quad (7.3.)$$

Додатня різниця між охопленим і охоплюючим розмірами деталей називається натягом:

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = es - EI, \quad (7.4.)$$

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max} = ei - ES, \quad (7.5.)$$

Допуск натягу T_N визначається за формулою:

$$T_N = N_{\max} - N_{\min} = T_D + T_d, \quad (7.6)$$

Допуск посадки $T_{N(S)}$ – це допуск зазору або натягу:

$$T_{N(S)} = T_N = N_S = T_D + T_d, \quad (7.7)$$

Таким чином, для будь-якої посадки належно від її виду допуск посадки є сумою допусків отвору і вала, що утворюють з'єднання.

7.2. Графічне зображення полів допусків

Позначення графічних відхилень і розмірів на кресленнях

Графічний спосіб зображення полів допусків відрізняються наочністю, що дає змогу швидше визначати характер з'єднання деталей і полегшує виконання різних розрахунків. Для графічного зображення полів допусків сполучених деталей позначається нульова лінія, потім схематично зображується деталі з їх полями допусків, граничними розмірами, відхиленнями, записуються значення зазорів або натягів (рис.7.2).

Поля допусків зображуються у вигляді прямокутників і позначаються граничними відхиленнями. Додатні відхилення відкладають вгору від нульової лінії, а негативні (від'ємні) – вниз. Із двох відхилень основними вважається те відхилення, яке знаходиться ближче до нульової лінії. З двох додатніх відхилень основним буде нижче відхилення, а з двох від'ємних – основним буде верхнє відхилення.

На кресленнях лінійні розміри і граничні відхилення позначають в міліметрах. Граничні відхилення позначають після номінальних розмірів із своїм знаком, але дрібнішим шрифтом, причому верхні відхилення позначають над нижнім (наприклад, $40^{+0,052}_{+0,035}$; $40^{-0,035}_{-0,052}$). Якщо абсолютні величини відхилень однакові, то їх величину позначають один раз із знаком \pm поруч з номінальними розмірами; при цьому висота шрифту відхилень дорівнює висоті шрифту номінального розміру (наприклад $50 \pm 0,02$). Відхилення, які дорівнюють нулю, на кресленнях не позначаються (наприклад, $200^{+0,2}$, $200_{-0,2}$). Кількість знаків у верхньому і нижньому відхиленнях врівнюють, дописуючи нулі справа (наприклад, $70^{+0,24}_{-0,20}$; $35^{-0,032}_{-0,100}$).

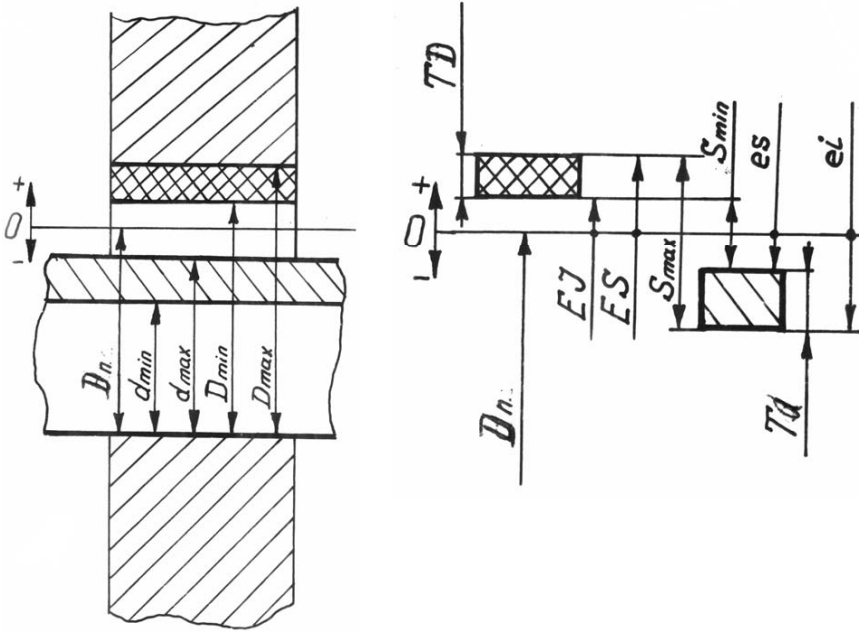


Рис. 7.2. Графічне зображення з'єднаних деталей (а) і схема розміщення полів допусків (б)

На складальних кресленнях граничні відхилення розмірів деталей позначаються у вигляді дробу: у чисельнику записують відхилення отвору, а в знаменнику – вала.

Приклад 7.1. Визначити граничні розміри, допуски деталей, за-

зори в з'єднанні з посадкою із зазором $\varnothing 18 \frac{+0,027}{-0,016} / \frac{-0,034}{}$.

$$D_{max} = 18,000 + 0,027 = 18,027 \text{ мм}$$

$$D_{min} = 18 + 0 = 18 \text{ мм}$$

$$T_D = 18,027 - 18,000 = 0,027 \text{ мм}$$

$$d_{max} = 18,000 - 0,016 = 17,984 \text{ мм}$$

$$d_{min} = 18,000 - 0,034 = 17,966 \text{ мм}$$

$$T_d = 17,966 - 17,984 = 0,018 \text{ мм}$$

$$S_{max} = 18,027 - 17,966 = 0,061 \text{ мм}$$

$$S_{\min} = 18,000 - 17,984 = 0,016 \text{ мм}$$

$$T_S = 0,061 - 0,016 = 0,045 \text{ мм}$$

$$T_S = 0,027 + 0,018 = 0,045 \text{ мм}$$

Приклад 7.2. Визначити граничні розміри, допуски, натяги у

з'єднанні з посадкою із натягом $\varnothing 40 \begin{matrix} +0,025 \\ -0,085 \\ -0,060 \end{matrix}$.

$$D_{\max} = 40,000 + 0,25 = 40,025 \text{ мм}$$

$$D_{\min} = 40 + 0 = 40 \text{ мм}$$

$$T_D = 40,025 - 40,000 = 0,025 \text{ мм}$$

$$d_{\max} = 40,000 - 0,085 = 40,085 \text{ мм}$$

$$d_{\min} = 40,000 - 0,060 = 40,060 \text{ мм}$$

$$T_d = 40,085 - 40,060 = 0,025 \text{ мм}$$

$$N_{\max} = 40,085 - 40,000 = 0,085 \text{ мм}$$

$$N_{\min} = 40,060 - 40,025 = 0,035 \text{ мм}$$

$$T_N = 0,085 - 0,035 = 0,050 \text{ мм}$$

$$T_N = 0,025 + 0,025 = 0,050 \text{ мм}$$

7.3. Види з'єднань і посадок

Види з'єднань деталей машин дуже різноманітні, їх класифікують на групи залежно від форми сполучених поверхонь, характеру контакту і ступеню вільності взаємного переміщення деталей. За формою поверхонь розрізняють такі з'єднання:

- гладкі циліндричні і конічні;
- різьбові і гвинтові (циліндричні і конічні);
- зубчасті циліндричні, конічні, гвинтові, гіпоідні, черв'ячні та ін.;
- шліцові, сферичні, плоскі.

За ступенем вільності взаємного переміщення деталей розрізняють такі з'єднання:

- рухомі, у яких під час роботи механізму одна з'єднана деталь переміщується відносно іншої в певних напрямках з гарантованим ззором;

- нерухомі нерознімні, у яких одна сполучна деталь є нерухомою відносно іншої протягом усього строку роботи з'єднання; такі з'єднання характеризуються гарантованим натягом і не підлягають

розбиранню;

- нерухомі рознімні з'єднання, які відрізняються від попередніх тим, що їх можна розбирати під час регулювання і ремонту, ці з'єднання мають, як правило, перехідну посадку і характеризуються або невеликим зазором, або натягом.

З'єднання відрізняються один від одного характером з'єднання, тобто посадкою. Бувають посадки із зазором, з натягом і перехідні (рис.7.3).

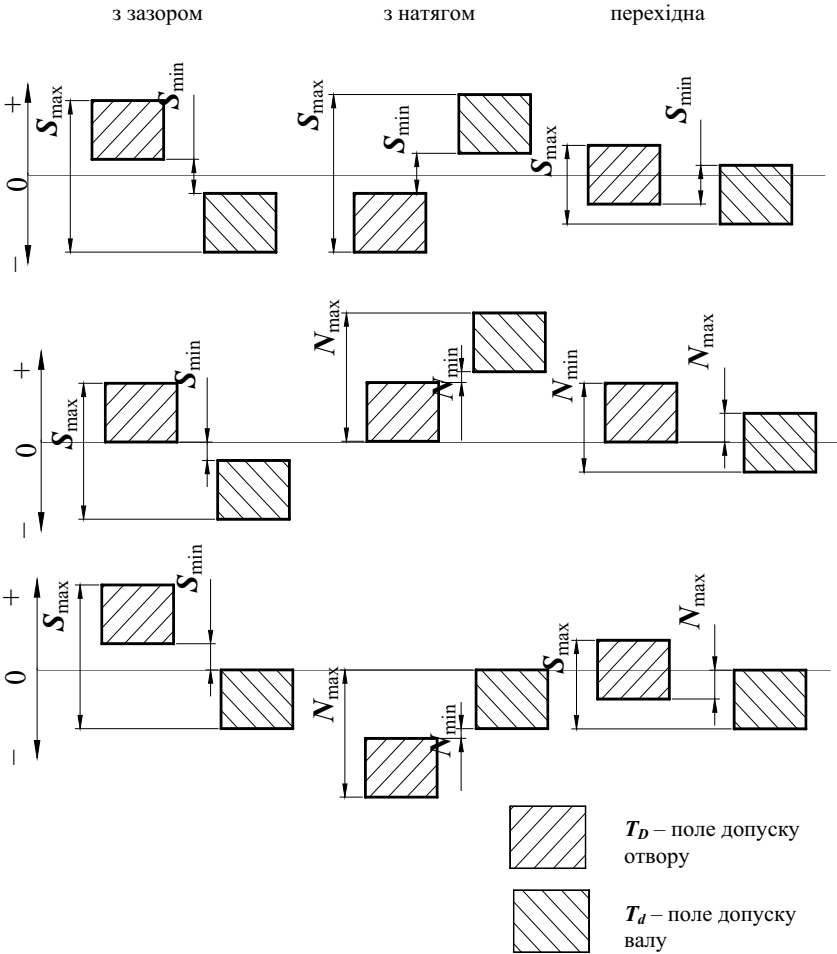


Рис. 7.3. Розміщення полів допусків посадок з зазором, з натягом і перехідної посадки.

ГЛАВА 8. ТОЧНІСТЬ ОБРОБКИ ПРИ ВИГОТОВЛЕННІ І ВІДНОВЛЕННІ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

8.1. Види похибок і причини їх виникнення

В інженерній практиці часто виникає необхідність проаналізувати точність технологічного процесу. Цілі такого аналізу: визначити, чи відповідає точність обраного процесу заданій точності виробу; оцінити, чи може обладнання забезпечити задану точність; встановити технологічні допуски, тобто досягнути точність виготовлення. Точність геометричних параметрів деталі залежить від точності її обробки під час виготовлення чи ремонту.

Спостереження за виготовленням (відновленням) деталей на верстаті з одним налаштуванням при незмінних основних умовах і повторні вимірювання однієї і тієї ж самої деталі одним і тим же вимірювальним приладом виявляють наявність розсіювання розмірів виготовлених (відновлених) деталей і результатів вимірювання, а тим самим і розсіювання похибок виготовлення (відновлення) і вимірювання.

Розсіювання похибок представляє собою розкидання значень результатів при повторенні у незмінних умовах процедури виготовлення (відновлення) або вимірювання деталей.

Похибки обробки і вимірювання мають в основному однаковий характер і підлягають одним і тим же закономірностям.

При вимірюванні необхідно враховувати вплив спрацювання вимірювальних поверхонь приладів, а при обробці – вплив спрацювання ріжучого інструменту.

Крім того треба враховувати і температурні похибки. При вимірюванні доводиться стикатися з похибками за рахунок вимірювального зусилля. При обробці похибки виникають в результаті дії сил різання, які необхідно стабілізувати.

Розрізняють номінальну поверхню, визначену кресленням, і дійсну поверхню, яку дістали після обробки і виміряли з допустимою точністю.

Точність обробки – це ступінь відповідності дійсних геометричних параметрів тим параметрам, які визначені кресленням. Ступінь невідповідності або відхилення дійсних параметрів від заданих називають похибкою обробки.

Взаємозамінність виробів забезпечується точністю їх парамет-

рів, розмірів. У процесі виготовлення деталей неминуче виникають похибки (Δx), значення яких обчислюють за формулою:

$$(\Delta x) = x_i - x, \quad (8.1.)$$

де x_i – дійсні значення параметра, x – завдане значення параметра. Похибки можуть бути систематичним і випадковими.

Систематичними називають похибки, які мають постійні величини і знак або змінюються за певною закономірністю. Прикладами систематичних похибок можуть бути: спрацювання ріжучого інструменту; радіальне биття; не збігання нульового штриха основної шкали штангенінструмента з нульовим штрихом шкали ноніуса та ін.

Основними причинами систематичних похибок є: у верстатах: не збігання центрів передньої і задньої бабок, радіальне биття шпинделя, непрямолінійність напрямних верстата та ін.; в ріжучих інструментах – неточність розміру різця, протяжок, неправильність їх форми, спрацювання інструмента під час роботи; у пристроях – неточність відстаней між осями напрямних втулок кондуктора, Причини систематичних похибок можна виявити й усунути.

Систематичні похибки розділяються на постійні і змінні (функціональні). Визначення систематичних похибок як постійних за величиною і знаку або тих, що змінюються за певним законом дуже умовне. Величина і закон зміни систематичних похибок коливаються внаслідок спрацювання окремих елементів вимірювальних і технологічних систем. Можна наперед оцінити не тільки знак або характер зміни систематичної похибки, але і її величину, хоч і не завжди і достатньо точно. Тому систематичні похибки легко піддаються обліку (компенсації).

Систематичні похибки повторюються при переході від досліду до іншого. Можливість повторення цих похибок дозволяє розглядати систематичні похибки як закономірні. Разом з тим, абсолютне повторення систематичних похибок є практично неможливим.

Теоретично систематичні похибки слід розглядати як границі, до яких прагнуть математичні очікування випадкових похибок при збільшенні кількості експериментів.

Практично систематичними похибками можна умовно називати похибки, значення яких можна достатньо точно визначити при відносно постійних умовах проведення експериментів або при достатньо великій кількості спостережень.

Випадковими називають непостійні за абсолютним значенням і знаком похибки, що виникають під час виготовлення (відновлення) або вимірювання залежать від багатьох причин: нестабільності хімічних, фізичних і механічних властивостей матеріалів: сили різання; виміральної сили; різної точності встановлення деталей на вимірвальну позицію. При цьому жодна з названих причин не домінує.

Характерною їх ознакою є варіація значень, що приймаються у повторних дослідах. Ці похибки проявляються у розсіянні розмірів деталей наявність випадкових похибок вимірювання виявляється тому, що при повторному вимірюванні з однаковою ретельністю однієї і тієї ж величини отримуються різні числові результати.

Повністю усунути випадкові похибки неможливо, але їх можна зменшити, наприклад, в результаті більш рівномірного припуску на обробку, більш рівномірної твердості і структури матеріалу заготовок, стабілізації сил затискання деталі у пристосуванні вимірвального зусилля.

Значення кожної з випадкових похибок неможливо наперед визначити. З допомогою методів теорії ймовірностей і математичної статистики можна приблизно оцінити тільки межі зміни і значення сумарної випадкової похибки.

8.2. Застосування теорії ймовірностей при аналізі похибок

Теорія ймовірностей – це математична наука, яка вивчає закономірності у випадкових явищах. Ця теорія виникла в середині ХУ-ІІ ст. завдяки дослідженням Паскаля, Гюйгекса. Важливий крок у розвитку теорії ймовірностей становлять праці Бернуллі, і математика Муавра, який вперше розглянув найпростіший випадок нормального закону. Великий внесок у становлення теорії зроблено працями і Лапласа, Гаусса, Пуассона.

На початку ХІХ ст. в Росії було створено знамениту Петербурзьку математичну школу, праці якої поставила теорію ймовірностей на міцну логічну і математичну основу. Російський математик П.Л. Чебишев увів у теорію ймовірностей поняття випадкової величини, а його учні О.М. Ляпунов і О.А. Марков продовжили його вчення.

Серед видатних вчених, що відіграли вирішальну роль у розвитку сучасної теорії ймовірностей, слід відмітити С.Н. Бернштейна, А.Я. Хинчина, А.Н. Колмогорова, В.Н. Романовського, Б.В. Гнеденко та інші.

Одне із основних понять теорії ймовірностей – подія. Подією називається будь-який факт, який може відбутися внаслідок випробування. Наприклад подій: виготовлення валу діаметром 20мм, обрив шатуна в двигуні, який працює.

Для кількості оцінки подій за ступенем їх можливості вводиться поняття – ймовірність події. Ймовірністю (P) події (A) називається відношення числа випадків (m), які сприяють події, до загального числа випадків (N):

$$P(A) = \frac{m}{N}, \quad (8.2)$$

Наприклад: у партії деталей із 100 штук виявилось бракованими 5 деталей. Отже, ймовірність наявності бракованих деталей дорівнюватиме 0,05.

За наближене значення ймовірності $P(A)$ події при достатньо великому числі дослідів можна приймати частість, тобто $P(A) = \omega$. Частість ω принципово відрізняється від ймовірності $P(A)$ тим, що є випадковою величиною, яка у різних серіях однотипних випробувань може приймати в залежності від випадкових факторів, різні значення, тоді як ймовірність представляє постійне для даної події число, що визначає у середньому частість його появи у випробуваннях.

Події бувають: вірогідними, неможливими, несумісними, незалежними і залежними.

Вірогідністю називається подія, яка завжди відбувається під час досліду (випробування), наприклад, якщо потрібно відібрати одну придатну деталь із числа придатних деталей, то ймовірність вірогідної події дорівнює одиниці.

Якщо в усіх дослідах розглядувана подія ніколи не відбувається, то вона називається неможливою. Наприклад: поява придатної деталі з числа бракованих деталей. Ймовірність неможливої події дорівнює нулю (0).

Події називаються несумісними, якщо в розглянутому досліді вони не можуть відбуватися разом. Наприклад, взята із партії деталь не може бути одночасно придатною і непридатною.

Події називаються залежними між собою, якщо ймовірність появи кожної з них залежить від появи або не появи подій. Наприклад: є 10 деталей, з них 7 придатних і 3 бракованих. Під час першого до-

слідують одну деталь і не повертають її в партію. Отже, ймовірність вибору придатної деталі у другому досліді залежатиме від того, яку деталь взяли у першому досліді. Якщо спочатку взято придатну деталь, то $P = \frac{6}{9}$, а якщо – браковану то $P = \frac{7}{9}$.

Події називаються незалежними, якщо ймовірність появи кожної з них не залежить від появи чи не появи інших подій.

Одним із основних понять теорії ймовірностей є випадкова величина, тобто така величина, яка у досліді може набирати будь-якого значення. Наприклад: відхилення розміру оброблюваної деталі. Якщо випадкова величина може набирати наперед відомі значення, то вона називається перервною, або дискретною випадковою величиною. Наприклад: результати вимірювання деталі інструментом з певною точністю відліку. Величини, які можуть набирати в певних границях будь-які значення, називаються неперервними, випадковими. Наприклад: значення зазорів у сполученні в границях допуску.

Наявність похибок обробки або вимірювань призводить до розсіювання розмірів у партії деталей. Основні статистичні параметри (характеристики) розсіювання розмірів: середнє арифметичне значення \bar{X} , діапазон розсіювання R середнє квадратичне відхилення ω .

Середнім арифметичним значенням \bar{X} називається частотне відношення суми випадкових величин на їх число:

$$\bar{X} = \frac{\sum_{i=1}^N X_i n_i}{N}, \quad (8.3)$$

де \bar{X}_i – значення окремих випадкових величин; n_i – число випадкової величини; N – загальне число випадкових величин.

Діапазон розсіювання R – це різниця між максимальним і мінімальним значенням параметра:

$$R = X_{\max} - X_{\min}, \quad (8.4)$$

Діапазон розсіювання характеризує розкид розмірів відносно центру групування.

Розсіювання розмірів відносно центру групування характеризується середнім квадратичним відхиленням:

$$\sigma = \frac{\sum_{i=1}^N (X_i - \bar{X})^2 n_i}{N}, \quad (8.5)$$

При $N > 30$ доцільно визначити середнє квадратичне

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (X_i - \bar{X})^2 n_i}{(N-1)}}. \quad (8.6)$$

Розмірність σ співпадає з розмірністю випадкової величини. Чим менше значення σ , тим вище точність виготовлення вимірювання.

У таблиці 8.1 подано розміри деталей при обробці їх на верстаті.

Таблиця 8.1. Розподіл випадкових значень.

Інтервал дійсних розмірів, мм	Значення середнього арифметичного, мм	Число n_i деталей в інтервалі	Відхилення від середнього значення $\varepsilon = x_i - \bar{x}$	Частотність
від 11,915 до 11,925	11,920	2	-0,04	0,01
понад 11,925 до 11,935	11,930	6	-0,03	0,03
11,935 до 11,945	11,940	20	-0,02	0,10
11,945 до 11,955	11,950	48	-0,01	0,24
11,955 до 11,965	11,960	56	0	0,28
11,965 до 11,975	11,970	34	+0,01	0,17
11,975 до 11,985	11,980	20	+0,02	0,10
11,985 до 11,995	11,990	12	+0,03	0,06
11,995 до 12,005	12,000	2	+0,04	0,01
$\bar{X} = 11,96$	-	$N = 200$	$\sum \varepsilon_i = 0$	$P = 1$

Значення \bar{X} у даному прикладі:

$$\bar{X} = (11,92.2 + 11,93.6 + \dots + 12,2) \times 200 = 11,96 \text{ мм}$$

Для розглядуваного прикладу (табл.8.1) середнє квадратичне відхилення дорівнюватиме:

$$\sigma = \sqrt{(-0,04)^2 \times 0,01 + (-0,03)^2 \times 0,03 + \dots + (0,04)^2 \times 0,01} = 0,15 \text{ мм.}$$

Для зручності обробки одержаних даних усю сукупність розмірів ділять на інтервали (8...12) і відкладають їх на осі абсцис, а по осі ординат відкладають ймовірності або частоту появи деталі в інтервалі. Емпіричний розподіл у вигляді східчастого графіка називається гістограмою розподілу. З'єднавши точки, які відповідають ймовірностям середніх значень випадкової величини для кожного інтервалу, одержимо емпіричну криву розподілу, яка називається полігоном розподілу (рис.8.1). Із збільшенням числа інтервалів ламана лінія наблизитиметься до плавної (теоретичної) кривої. За формою полігона можна робити висновок про закон розподілу випадкової величини. Найчастіше застосовують такі закони розподілу:

1. Закон нормального розподілу. Найчастіше діє на практиці. Крива нормального розподілу (крива Гауса) (рис 8.2, а) виражається рівнянням:

$$y = \frac{e^{-\frac{(x-a)^2}{2\sigma^2}}}{\sigma\sqrt{2\pi}} \quad (8.7)$$

де y – ордината кривої розподілу, яка відповідає щільності розподілу ймовірності; e – основа натурального логарифма; a – величина неспівпадання центру групи з початком відліку величини x .

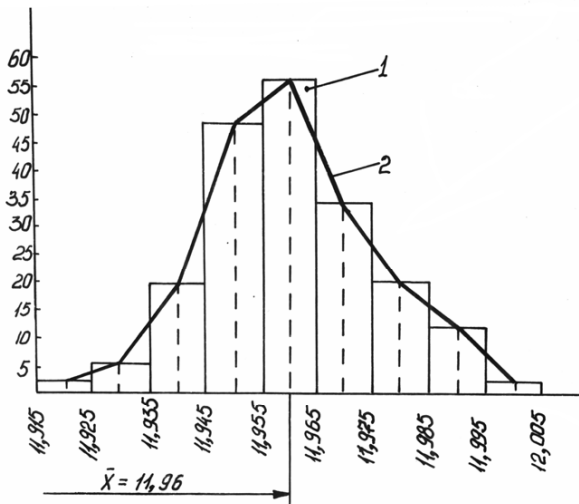


Рис.8.1. Гістограма (1) і полігон (2) розподілу значень випадкової величини.

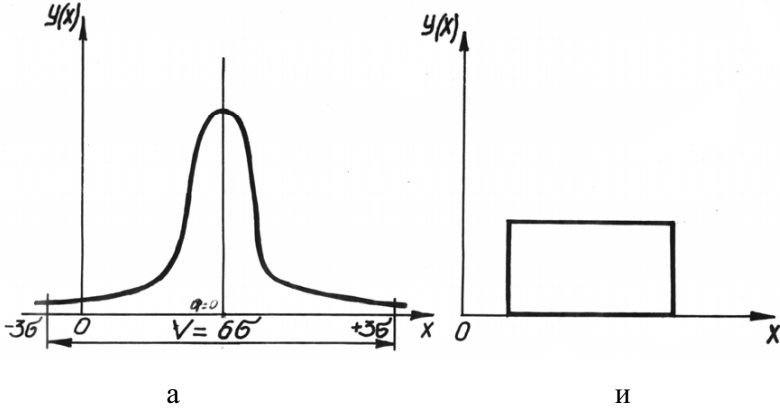


Рис.8.2. Закон розподілу: а –закон нормального розподілу; б – закон рівної ймовірності; в – закон рівнобедреного трикутника; г – закон Максвела.

Закон нормального розподілу найчастіше проявляється при обробці деталей на верстатах-автоматах, при вимірюванні універсальними засобами вимірювання штангенінструментами, мікрометричними інструментами, індикаторними приладами, тощо.

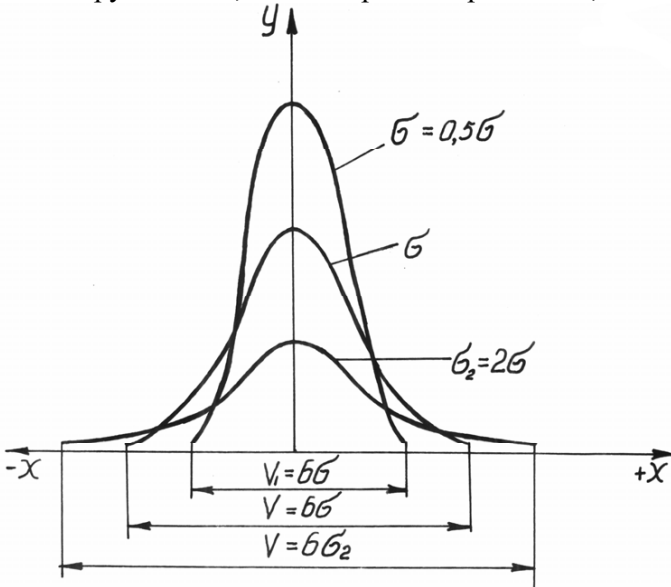


Рис. 8.3. Криві нормального розподілу і поля розсіяння при різних значеннях σ .

Крива нормального розподілу має такі властивості:

- крива розподілу симетрична відносно осі ординат;
- відхилення, які менші за величиною від середнього арифметичного, ймовірніші, ніж більші відхилення;
- при $X \rightarrow \infty$ вітки кривої асимптотично наближаються до осі абсцис.

З рівняння кривої нормального розподілу витікає, що середнє квадратичне відхилення випадкової величини σ визначає форму кривої і поле розсіяння V . Чим менше σ , тим менше поле розсіяння розмірів і тим більш число деталей мають розміри, близькі до середнього арифметичного значення (рис. 8.3).

У технічних розрахунках криву нормального розподілу по осі абсцис обмежують у межах $\pm 3\sigma$. Величина $V = 6\sigma$ називається полем розсіяння.

2. Закон рівної ймовірності використовується для оцінки випадкових величин, на які домінуючий вплив із усіх діючих факторів лише один із них.

Наприклад: при виготовленні деталі точінням спрацювання різця є головним серед інших факторів і рівномірно змінюється в часі. Розміри деталей у партії, що виготовляється, також рівномірно змінюватимуться в часі. Перша деталь матиме розмір X_1 , остання – розмір X_n . Оскільки під час складання порядкові номери деталей не зберігаються, то для робітника-складальника будь-який розмір X – примірника деталі буде випадковим і таким, що має однакову ймовірність з усіма іншими розмірами даної партії. У такому прикладі матимемо криву розподілу за законом рівної ймовірності (рис. 8.2, б):

$$Y = \frac{1}{X_n - X_1} = \text{const}, \quad (8.8)$$

Для закону рівної ймовірності:

$$V = 3,36 \sigma.$$

3. Якщо при виготовленні деталі діють два рівнозначно домінуючих фактори, то їх впливи на розмір деталі додаються. Внаслідок виходить розподіл за законом рівнобедреного трикутника (закон Сімпсона) (рис.8.2, в).

Щільність ймовірності для поля від 0 до 0,5 V дорівнюватиме:

$$Y_1 = \frac{4x}{V^2}. \quad (8.10)$$

Для поля від $0,5 V$ до V

$$Y_2 = \frac{4(V-x)}{V^2}. \quad (8.11)$$

Для закону рівнобедреного трикутника

$$V = 4,9 \sigma. \quad (8.12)$$

4. Закон Макселла (закон ексцентриситету) поширюється на величини, що мають додатне значення. Наприклад, торцеве і радіальне биття, ексцентриситет, відхилення від паралельності та ін. (рис.8.2, г). Даний закон передається таким рівнянням:

$$Y = r$$

Знання закону розподілу випадкової величини допомагає розв'язувати задачі, пов'язані з аналізом точності вимірювань.

Поряд з \bar{X} і σ параметрами розсіяння розмірів є дисперсія

$$D(x) = \sigma_x^2 = (X - \bar{X})^2 = \int_{-\infty}^{+\infty} (X - \bar{X})^2 P(X) dx, \quad (8.14)$$

асиметрія

$$a = \frac{(X_i - \bar{X})^3}{\sigma_x^3}, \quad (8.15)$$

і ексцес

$$E = \frac{(X_i - \bar{X})^4}{\sigma_x^4}, \quad (8.16)$$

8.3. Визначення ймовірного проценту браку

У математичних розрахунках, особливо при обчисленні ймовірного проценту браку деталей, що виготовляються із заданим допуском T , потрібно знайти співвідношення між величинами поля допуску і поля розсіяння. Це співвідношення характеризується коефіцієнтом ризику:

$$Z = \frac{\bar{X}}{\sigma}. \quad (8.17)$$

У разі нормального розподілу, коли середина поля допуску співпадає з центром розсіювання, $\bar{X} = \frac{N}{2}$, буде:

$$Z = \frac{\bar{X}}{\sigma} = \frac{T}{2\sigma} = \frac{T}{2V/6} = 3 \frac{T}{V}, \quad (8.18)$$

Може бути три випадки співвідношення поля допуску і практичного поля розсіювання розмірів (рис. 8.4).

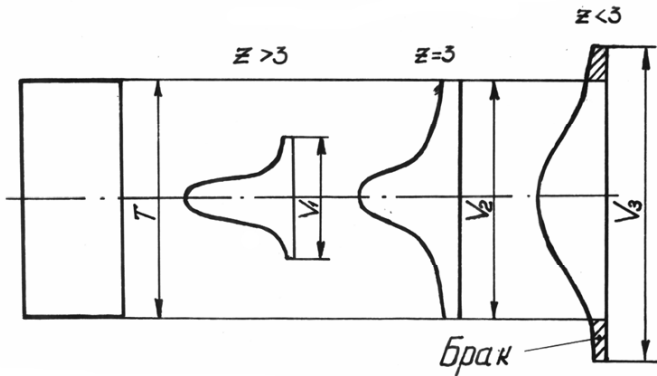


Рис. 8.4. Значення коефіцієнту ризику при різних значеннях T і V .

Коли поле допуску дорівнює полю розсіювання, то коефіцієнт ризику дорівнює 3. У такому випадку браку практично немає (до 0,27 %). Якщо $V < T$, то коефіцієнт ризику буде більшим від 3. Браку не буде, але процес обробки є занадто точним, а отже дорогим. Коли $V > T$ коефіцієнт ризику буде меншим від 3. У такому випадку ймовірність браку збільшується.

За допомогою величин коефіцієнтів ризику можна при розрахунках визначити ймовірний процент бракованих і придатних деталей, ймовірну кількість з'єднань із зазором, або натягом, тощо.

Розглянемо на прикладі процес визначення ймовірного проценту браку при виготовленні (відновленні) деталей.

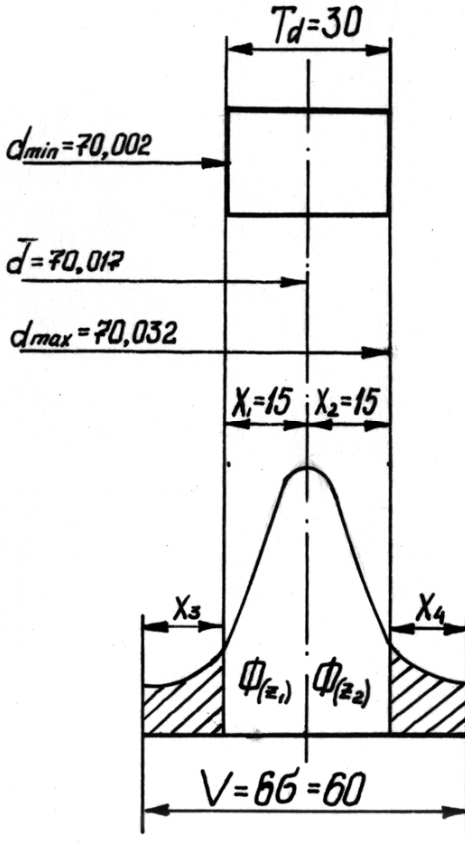


Рис. 8.5. Визначення ймовірного проценту браку.

$$P_{\text{прод}} = \Phi_{z_1} + \Phi_{z_2} = 0,4332 + 0,4332 = 0,8664.$$

Отже кількість придатних деталей – 86,04 %.

Ймовірність виготовлення бракованих деталей:

$$P_{\text{бр}} = 1 - P_{\text{прод}} = 1 - 0,8664 = 0,1336 \text{ або } 13,36\%.$$

Окремо можна визначити процент поправного і непоправного браку. Для валів поправним брак вважається тоді, коли розміри перевищують d_{max} .

Наприклад:

$$P_{\text{нопр}} = 0,5 - \Phi_{z_1} = 0,5 - 0,4332 = 0,0668;$$

$$P_{\text{непр}} = 0,5 - \Phi_{z_2} = 0,5 - 0,4332 = 0,0668.$$

Нехай потрібно виготовити вал $\varnothing 70 \text{ К}7 \left(\begin{smallmatrix} +0,032 \\ +0,002 \end{smallmatrix} \right)$.

Розсіяння розмірів підлягає нормальному закону, середнє квадратичне відхилення $\sigma = 10$ мкм. Центр розподілу збігається із серединою поля допуску

Ділянки X_3 і X_4 відповідають виходу деталей за поле допуску тобто брак є ймовірним. Визначасмо коефіцієнт ризику:

$$Z_1 = \frac{X_1}{\sigma} = \frac{15}{10} = 1,5;$$

$$Z_2 = \frac{X_2}{\sigma} = \frac{15}{10} = 1,5.$$

За таблицею (додаток 1) визначаємо нормовану функцію Лапласа

$$\Phi_{z_1} = \Phi_{z_2} = 0,4332.$$

Визначаємо ймовірність придатних деталей.

8.4. Точність розміру і геометричної форми

Точність розміру позначає конструктор, проставляючи на кресленні граничні відхилення. При виготовленні (відновленні) деталей їх розміри, позначені на кресленні, не відтворюються абсолютно точно, дещо змінюються. Це зумовлює відхилення розміщення поверхонь та форми реальної поверхні від номінальної. Відхилення форми можна розглядати й оцінювати як стосовно до профілю поверхні, так і на тій ділянці цієї поверхні, яка нормується.

Позначення допусків форми і розміщення поверхонь виконується на основі ГОСТ 24642 – 87.

Відлік відхилень форми поверхні виконується від прилеглої поверхні, яка має форму номінальної поверхні, дотикається до реальної поверхні і розміщена поза матеріалом деталі так, щоб відхилення Δ від цієї поверхні до найвіддаленішої точки реальної поверхні у межах нормованої ділянки L мало мінімальне значення. Параметр для кількісної оцінки відхилень форми за стандартом – відстань Δ .

Розрізняють такі види прилеглих поверхонь і профілів: пряма, площина, коло, циліндр.

Прилегла пряма – це пряма, яка дотикається до реального профілю і розміщена поза матеріалом деталі так, щоб відхилення від неї найвіддаленішої точки реального профілю в межах нормованої ділянки мало мінімальне значення (рис.8.6).

Прилегла площина – це площина, яка дотикається до реальної поверхні і розміщена поза матеріалом деталі так, щоб відхилення від неї найвіддаленішої точки реальної поверхні у межах нормованої ділянки мало мінімальне значення.

Прилегле коло – це коло мінімального діаметра, яке описано навколо профілю зовнішньої поверхні або максимального діаметра і вписано в реальний профіль внутрішньої поверхні обертання.

Прилеглий циліндр – це циліндр мінімального діаметра, який описано навколо реальної зовнішньої поверхні або максимального діаметра і вписано в реальну внутрішню поверхню.

Допуском форми називається найбільше допустиме значення відхилення форми.

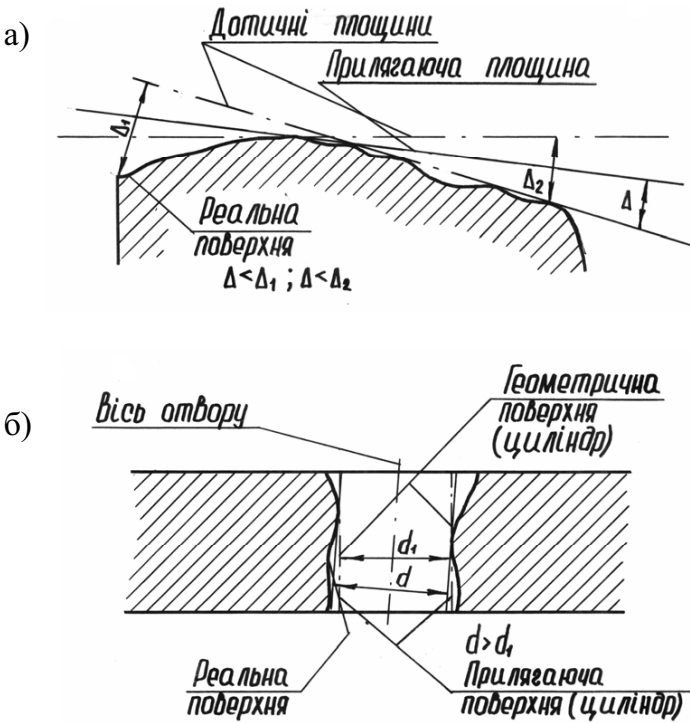


Рис.8.6. Приклади прилягаючих поверхонь і профілів

Поле допуску форми – це ділянка у просторі або на площині, всередині якої знаходяться всі точки реальної поверхні або реального профілю і яка обмежується допуском. Значення допусків обирають за стандартом залежно від виду відхилення і ступеню точності.

Для циліндричних деталей розрізняють відхилення форми як у поперечному перерізі (овальність, огранка) (рис.8.7), так і в осьовому перерізі (конусоподібність, бочкоподібність, сідлоподібність) (рис.8.8).

Овальність – це таке відхилення від круглої форми, коли реальний профіль являє собою овалоподібну фігуру, найбільший і найменший діаметри якої знаходяться у взаємно перпендикулярних напрямках:

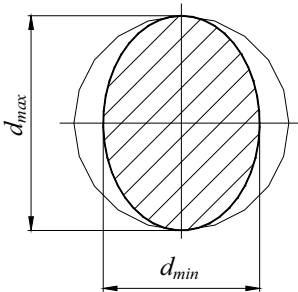
$$\Delta_{oe} = \frac{(d_{\max} - d_{\min})}{2}, \quad (8.19)$$

Причина появи огранки биття шпинделя токарного шліфувального верстата, тощо.

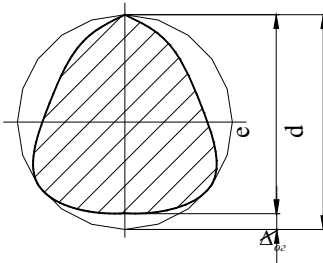
Огранка – таке відхилення від круглої форми, при якому реальний профіль являє собою багатогранну фігуру. Огранка виникає внаслідок зміни положення миттєвого центра обертання деталі при обертанні, наприклад при безцентровому шліфуванні.

Конусоподібність – таке відхилення профілю поздовжнього перерізу при якому твірні є прямолінійними, але не паралельними. Конусоподібність виникає через неспіввісність шпинделя і пінолі задньої бабки верстата, спрацювання верстата; тощо.

Бочкоподібність – таке відхилення, при якому твірні стають випуклими, тому що діаметри збільшуються від країв на середину розрізу. Причиною бочкоподібності може бути деформація довгих валів під час обточування їх у центрах без лонетів.



$$\Delta_{oe} = \frac{d_{max} - d_{min}}{2} = \Delta_{kp}$$



$$\Delta_{oz} = \Delta_{kp}$$

8.7. Відхилення форми циліндричної деталі в поперечному перерізі: а – овальність; б – огранка

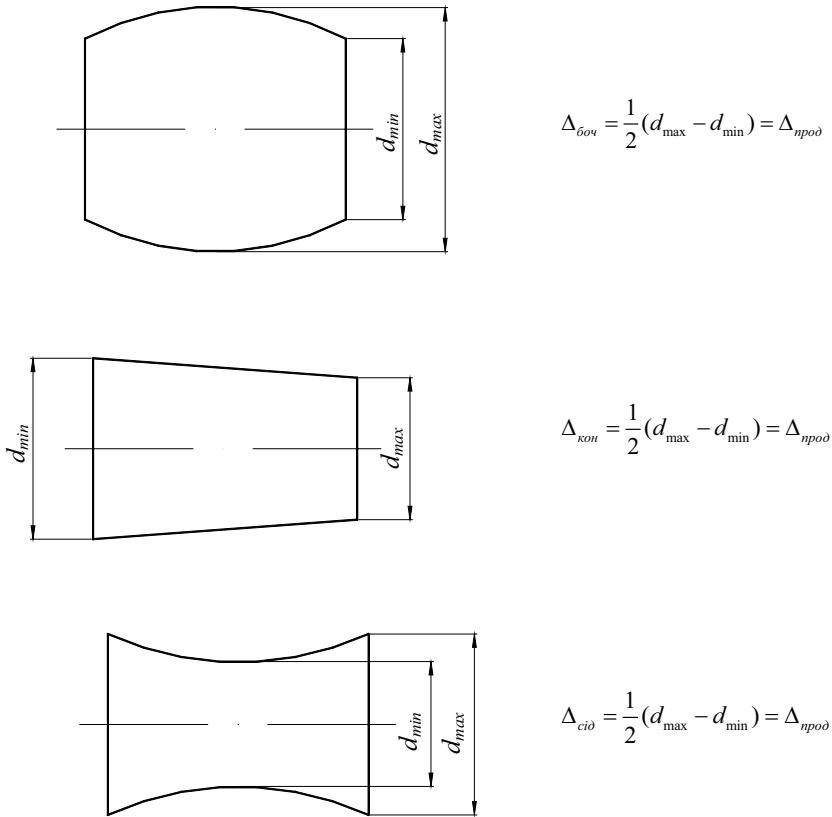


Рис. 8.8. Відхилення форми циліндричної поверхні в осьовому перерізі: а – бочкоподібність; б – конусоподібність; в – сідлоподібність.

Сідлоподібність – відхилення поздовжнього перерізу, при якому твірні непрямолінійні і діаметри зменшуються від країв до середини розрізу. Сідлоподібність є результатом не збігання центрів токарного верстата у вертикальній площині.

Конусоподібність, бочкоподібність і сідлоподібність у кількісному відношенні визначаються піврізницею між максимальним і мінімальним діаметрами в одному й тому самому поздовжньому перерізі.

Комплексним показником відхилень форми плоских поверхонь є таке відхилення від площинності, яке характеризується сукупністю всіх відхилень форми поверхні й дорівнює найбільшій відстані Δ від точок дійсної поверхні до прилеглої площини (рис.8.9, а). Частковими видами відхилень від площини є ввігнутість (рис. 8.9, б) і випуклість (рис. 8.9, в).

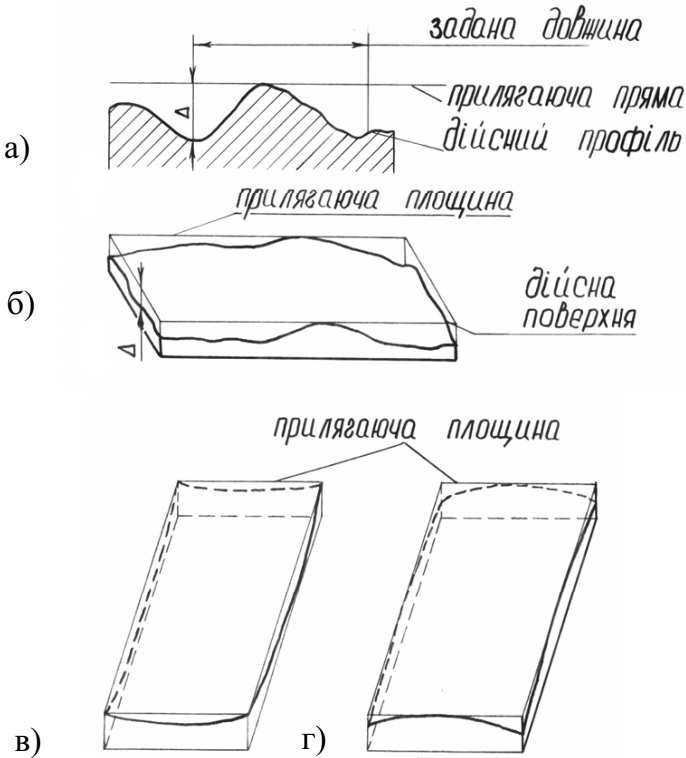


Рис. 8.9. Відхилення форми плоских поверхонь: а – відхилення від площинності; б – ввігнутість; в – випуклість.

Ввігнутість – таке відхилення, при якому віддалення точок дійсної (реальної) поверхні від прилеглої площини збільшується від країв до середини.

Випуклість – таке відхилення, при якому віддалення точок дійсної (реальної) поверхні від прилеглої площини зменшується від країв до середини.

При виготовленні деталей описані вище похибки форми обмежуються допусками форми згідно із стандартам. Якщо допуск форми невідомо, то він повинен бути в межах допуску на обробку розміру.

8.5. Відхилення і допуски розміщення поверхонь

Відхиленням розміщення поверхонь називається відхилення реального розміщення розглядуваного елемента від номінального. Неточності взаємного розміщення поверхонь – це результат не збігання технічних і конструктивних баз і неточності обробки. Базовою може бути поверхня, її твірна або точка.

Допуск розміщення – це границя, що обмежує допущене значення відхилення розміщення поверхонь. Допуски розміщення бувають залежними і незалежними. Незалежним називають такий допуск розміщення, який є постійним для всіх однойменних деталей і не залежить від дійсних розмірів розглядуваних поверхонь. Наприклад, допуск на міжосьову відстань коробки заміни передач не залежить від точності отворів у корпусі для підшипників кочення. Залежним називається допуск розміщення, який є змінним для різних деталей, що виготовляються за даним кресленням, і який залежить від дійсних розмірів нормованого елемента. На кресленнях позначають його мінімальне значення. Залежні допуски розміщення позначають умовним знаком *M*. Усі допуски, якщо відсутні особливі вказівки, вважаються незалежними.

Бувають такі відхилення розміщення.

Відхилення від співвідносності відносно осі базової поверхні – це відстань між віссю розглядуваної поверхні обертання і віссю базової поверхні на довжині нормованої ділянки *L* (рис.8.10). Відхилення від співвідносності відносно спільної осі – найбільша відстань (*A*₁, *A*₂.....) між віссю розглядуваної поверхні обертання і спільною віссю двох або декількох поверхонь обертання на довжині нормованої ділянки (рис. 8.11).

Радіальним биттям називається різниця *A* найбільшої і найменшої відстаней від точки реального профілю поверхні обертання базової осі в розрізі площиною, яка перпендикулярна до базової осі (рис.8.12).

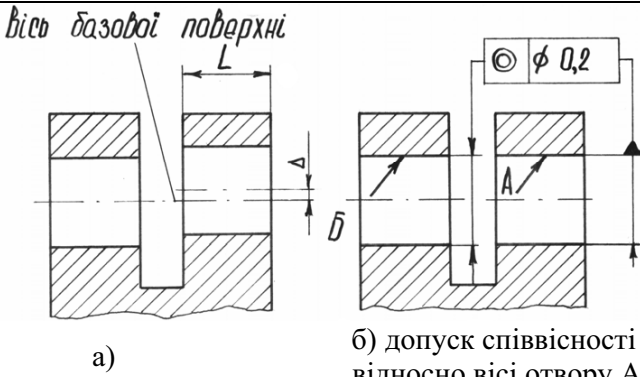


Рис. 8.10. Схема відхилення від співвідносності відносно базової поверхні (а) і приклад його позначення на кресленнях деталей (б)

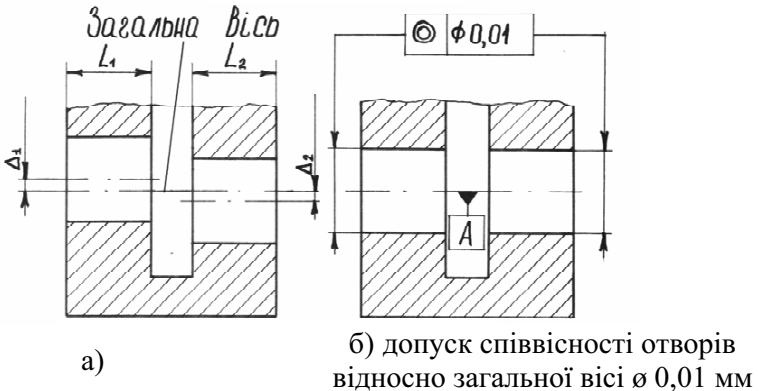


Рис. 8.11. Схема відхилення від співвідносності відносно загальної осі (а) і приклад позначення її на кресленнях деталі (б).

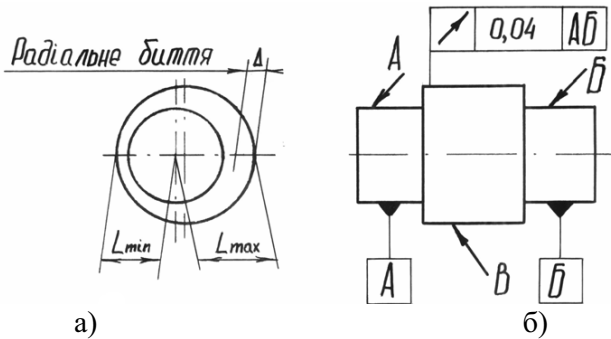


Рис.8.12. Схема радіального биття (а) і приклад його позначення на кресленнях (б).

Торцевим биттям називається різниця Δ найбільшої і найменшої відстаней від точок реального профілю торцевої поверхні до площини, яка перпендикулярна до базової осі (рис.8.13).

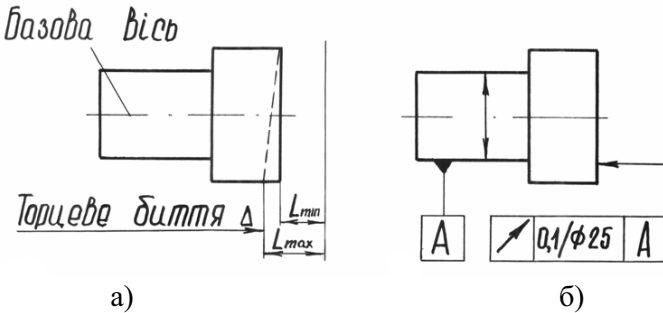


Рис. 8.13. Схема торцевого биття (а) і приклад його позначення на кресленнях (б).

Відхилення від перетину осей – це найменша відстань між осями, які номінально перетинаються (рис.8.14).

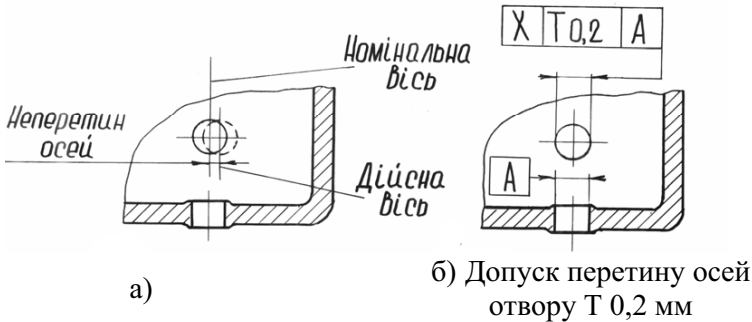
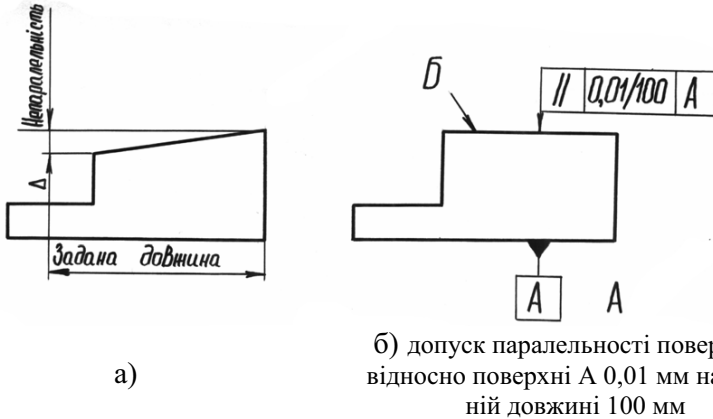


Рис. 8.14. Відхилення від перетину осей: а – схема відхилення від перетину осей, б – приклад позначення його на кресленнях

Відхилення від паралельності площин – різниця між найбільшою і найменшою відстанями, які існують між площинами в межах нормованої ділянки (рис. 8.15).

Відхилення від перпендикулярності – це таке відхилення кута між площинами від прямого кута (90°), яке виражається в одиницях по довжині нормованої ділянки (рис.8.16).

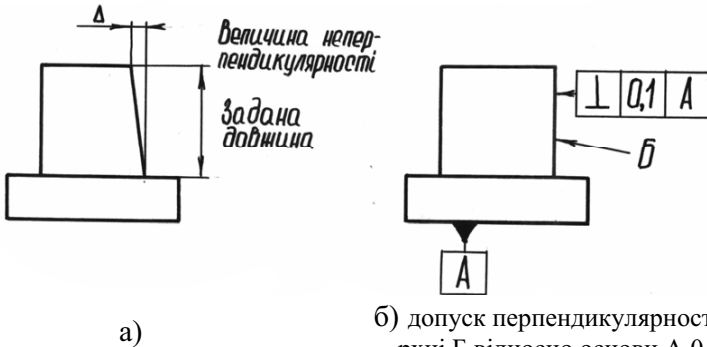
Відхилення від симетричності – це найбільша відстань між площиною симетрії (віссю) розглядуваного елемента (або елементів) і площиною симетрії базового елемента в межах нормованої ділянки (рис.8.17).



а)

б) допуск паралельності поверхні Б відносно поверхні А 0,01 мм на заданій довжині 100 мм

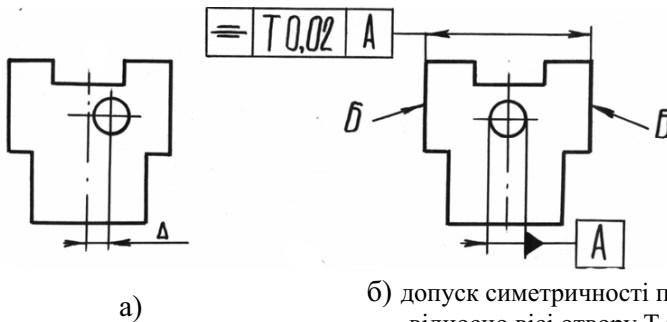
Рис. 8.15. Схема відхилення від паралельності (а) і приклад позначення її на креслення (б).



а)

б) допуск перпендикулярності поверхні Б відносно основи А 0,1 мм

Рис. 8.16. Схема відхилення від перпендикулярності (а) і приклад позначення її на кресленнях (б).










а)

б) допуск симетричності поверхонь Б відносно осі отвору Т 0,02 мм

Рис.8.17. Схема відхилення від симетричності (а) і приклад позначення її на кресленнях (б).

Правила позначення на кресленнях допусків форми і розміщення поверхонь деталей встановлене стандартом. Умовне позначення допуску складається із знаку, числового значення і, в разі потреби, буквеного позначення (*A*, *B* і т. д.) бази вимірювання. Базу позначають зачорненим трикутником і з'єднують з рамкою. Усі ці дані у такій самій послідовності вписують в рамку, яку поділено на дві або три частини, і з'єднують її контурною або виносною лінією виробу. Допуски форми і допуски розміщення позначають лише при особливих вимогах точності форми і розміщення поверхонь деталей. У таблиці 8.2 наведено умовні позначення допусків форми і розміщення поверхонь.

Таблиця 8.2. Умовні позначення допусків розміщення поверхонь

Відхилення розміщення	Допуск розміщення	Умовний знак допуску за стандартом
Відхилення від співвідносності	Допуск співвідносності	
Радіальне биття	Допуск радіального биття	
Торцеве биття	Допуск торцевого биття	
Відхилення від паралельності	Допуск паралельності	
Відхилення від перпендикулярності	Допуск перпендикулярності	
Відхилення від перетину осей	Допуск перетину осей	
Відхилення від симетричності	Допуск симетричності	

8.6. Хвилястість і шорсткість поверхонь

Поверхні деталей не можна виконувати ідеально гладенькими, так як існує багато різних факторів, що визивають на поверхнях деталей появу нерівностей. Одним з таких факторів є сам процес різання, тобто ріжучі кромки інструмента і зерно абразивних матеріалів залишають на поверхні свої сліди. Нерівності з'являються також від струсів, вібрацій ріжучого інструменту, від вириву части-

нок металу при різанні, від тертя задньої частини ріжучого інструменту по поверхні, що обробляються. Ці нерівності з'являються у вигляді гребенів (виступів) і впадин і називаються хвилястістю. Під хвилястістю поверхні розуміється сукупність нерівностей, що повторюються, у яких крок перевищує базову довжину l . При хвилястості відношення кроку хвилі S_w до висоти нерівностей W_z дорівнює:

$$40 \leq \frac{S_z}{W_z} \leq 1000. \quad (8.17)$$

Висотою хвилястості W_z називається середнє арифметичне з п'яти її значень (W_1, W_2, \dots, W_5), визначених по довжині ділянки вимірювань L_w , що дорівнює не менше п'яти дійсним найбільшим кроком S_z хвилястості (рис.8.18):

$$W_z = \frac{\sum_{i=1}^5 W_z}{5}.$$

Межі числового значення W_z слід вибрати з ряду:
0,1; 0,2; 0,4; 1,6; 3,2; 6,3; 12,5; 25; 50; 100; 200

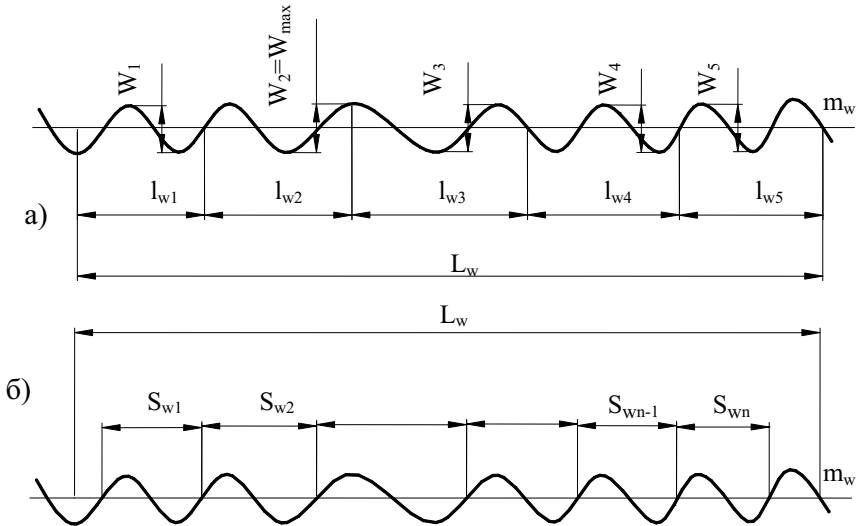


Рис.8.18. Визначення висоти (а) і кроку (б) хвилястості поверхні.

Шорсткістю поверхні називають сукупність нерівностей з відносно малими кроками, тобто

$$\frac{S_z}{W_z} < 40. \quad (8.18)$$

Шорсткість і хвилястість поверхні разом із точністю форми є основними характеристиками якості. Вони грають велику роль у з'єднаннях деталей, оскільки значною мірою впливають на спрацювання поверхонь, які труться. Шорсткість нормується за ГОСТ 25142 – 82.

Середньою лінією профілю m (рис.8.18) називається бокова лінія, яка має форму номінального профілю і яку проведено так, що в межах базової довжини середнє квадратичне відхилення профілю від цієї лінії є мінімальним. Практично її проводять таким чином, щоб площі на профілограмі по обидва боки від цієї лінії до контура профілю були рівними між собою.

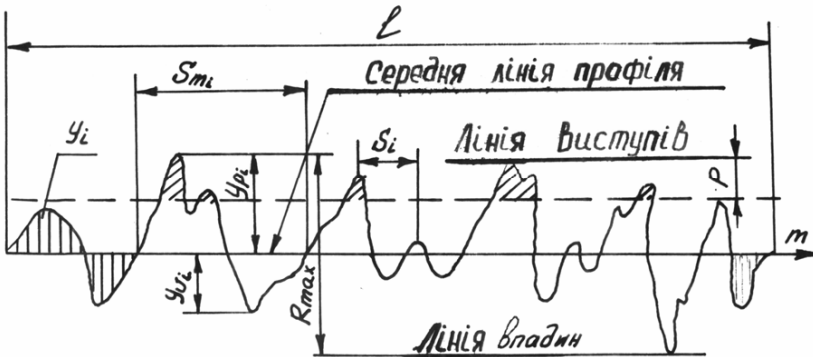


Рис.8.19. Схема профілограми поверхні

Базова лінія – це лінія заданої геометричної форми, яку проведено певним чином відносно профілю і яка використовується для оцінки геометричних параметрів поверхонь.

Стандартом встановлено такі значення базової довжини: 0,01; 0,03; 0,08; 0,25; 0,60; 2,5; 8; 25.

Кількісно шорсткість оцінюється такими критеріями: середнім арифметичним відхиленням профілю R_a , висотою нерівностей R_z , найбільшою висотою нерівностей профілю R_{max} , середнім кроком нерівностей S_m , опорною довжиною профілю η_p , відносною опорною довжиною профілю t_p , рівнем перерізу профілю p .

Середнім арифметичним відхиленням профілю R_a називається середнє арифметичне абсолютних значень відхилень профілю в межах базової довжини:

$$R_a = \frac{1}{e} \int_0^e Y(x) dx \approx \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n Y_i / . \quad (8.19)$$

Висотою нерівностей профілю за десятьма точками R_z називається сума середніх абсолютних значень висот п'яти найбільших виступів профілю Y_{pi} і глибин п'яти найбільших западин профілю Y_{vi} у межах базової довжини:

$$R_z = \frac{\sum_{i=1}^5 Y_{pi} / + \sum_{i=1}^5 Y_{vi} /}{5} . \quad (8.20)$$

Найбільша висота нерівностей профілю R_{max} – це відстань між лінією виступів профілю і лінією западин профілю в межах базової довжини.

Середнім кроком нерівностей профілю S_m називається середнє значення кроку нерівностей у межах базової довжини

$$S_m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_{mi} , \quad (8.21)$$

де n – число кроків у межах базової довжини l ; S_{mi} крок нерівностей профілю, який дорівнює довжині відрізка середньої лінії, що перетинає профіль у трьох сусідніх точках і обмежена двома крайніми точками.

Опорною довжиною профілю η_p називається сума довжин відрізків ϵ_i , які відтинаються на заданому рівні P в матеріалі профілю лінією, еквідистантною середній лінії m у межах базової довжини:

$$\eta_p = \sum_{i=1}^n \epsilon_i , \quad (8.22)$$

Відносна опорна довжина профілю t_p – це відношення опорної довжини профілю до базової довжини:

$$t_p = \frac{\eta_p}{l} , \quad (8.23)$$

Числові значення основних параметрів шорсткості нормовано і обрано з чисел, наведених у таблиці 8.3.

Таблиця 8.3. Числові значення R_a , R_z , R_{max} , S_m

Параметр	Числові значення				
R_a	100	80	63	50	40
	10,0	8,0	6,3	5,0	4,0
	1,0	0,80	0,63	0,50	0,40
	0,100	0,080	0,063	0,050	0,040
R_z R_{max}	1000	800	630	500	400
	100	80	63	50	40
	10,0	8,0	6,3	5,0	4,0
	1,0	0,80	0,63	0,50	0,40
S_m	10,0	8,0	6,3	5,0	0,40
	1,00	0,80	0,63	0,50	0,040
	0,100	0,080	0,063	0,050	4,0
	0,010	0,008	0,006	0,005	0,40
R_a	32	25	20	16,0	0,040
	3,2	2,5	2,0	1,60	0,004
	0,32	0,25	0,20	0,160	12,5
	0,032	0,025	0,020	0,16	1,25
	-	-	-	0,10	0,008
	-	-	-	1600	1250
R_z R_{max}	320	250	200	160	125
	32	25	20	16,0	12512,50
	3,20	2,5	2,0	1,60	1,25
	0,32	0,25	0,20	0,160	0,125
	0,032	0,025	-	-	-
	-	-	-	-	12,5
S_m	3,2	2,5	2,0	1,60	1,25
	0,32	0,25	0,20	0,160	0,125
	0,032	0,025	0,020	0,0160	0,0125
	0,003	0,002	-	-	-

8.7. Вибір параметрів шорсткості та її позначення на кресленнях

Вибір параметрів для оцінки шорсткостей, як і вимоги до шорсткості, повинні бути обґрунтовані і встановлюватися виходячи з функціонального призначення поверхонь деталей конкретних виробів та їх конструктивних особливостей. Для відповідальних деталей, що труться доцільно встановлювати параметри R_a (або R_z), R_{max} , t_p , а також напрямки нерівностей; для поверхонь циклічно навантажених відповідальних деталей – R_{max} і S_m і т. д. При виборі

параметрів R_a або R_z слід мати на увазі, що R_a дає більш повну оцінку шорсткості, так як для його визначення вимірюють і додають відстані великої кількості точок дійсного профілю до його середньої лінії, тоді як при визначенні R_z вимірюють відстані між 5 вершинами і впадинами нерівностей.

Стійкість до спрацювання, контактна шорсткість, міцність пресових посадок будуть залежати від значень параметру t_p , але треба враховувати, що із збільшенням t_p треба більш трудомісткі процеси обробки: наприклад, при $t_p \approx 25\%$ застосовується чистове точіння, а при $t_p \approx 40\%$ – хонінгування. Опорна довжина профілю t_p визначає величину пластичної деформації поверхонь деталей при їх контакті.

Для невідповідальних поверхонь значення шорсткості визначається вимогами технічної естетики, корозійної стійкості і технологією виготовлення.

Параметри шорсткості вимірюються на базовій довжині l , значення якої вибирають за допустимими R_a , R_z і R_{max} згідно таблиці 8.4.

Таблиця 8.4. Співвідношення значень параметрів і базової довжини (СТСЭВ 638 – 77)

R_a , мм	R_z R_{max} , мкм	l , мм
До 0,025	До 0,010	0,08
Понад 0,025 до 0,4	Понад 0,10 до 1,6	0,25
Понад 0,4 до 3,2	Понад 1,6 до 12,5	0,8
Понад 3,2 до 12,5	Понад 12,5 до 50	2,5
Понад 12,5 до 100	Понад 50 до 400	8

Вимоги до шорсткості поверхні встановлюють без врахування дефектів поверхонь (подряпини, раковини, і т. д.). Якщо у цьому виникає необхідність, їх вказують окремо.

Згідно з ГОСТ 2.309-73 шорсткість поверхонь позначають на кресленні за певною структурою (рис.8.20, а). В позначенні шорсткості, коли вид обробки конструктором не встановлено, застосовується спеціальний знак (рис. 8.20, б). У позначенні шорсткості поверхні, яка утворюється зняттям шару матеріалу (точінням, свердлінням, фрезеруванням тощо) застосовують спеціальний знак (рис. 8.20, в). Якщо поверхні утворюються без зняття поверхневого шару матеріалу, наприклад литтям, штампуванням, прокатом тощо, то застосовують спеціальний знак (рис.8.20, г).

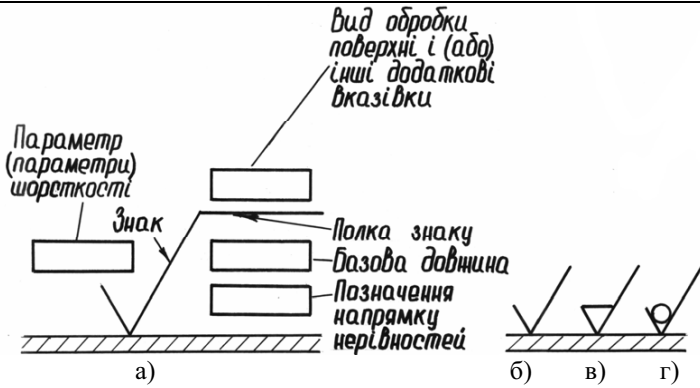


Рис. 8.20. Структура позначення шорсткості поверхні

Напрямок нерівностей являє собою умовний малюнок на поверхні в процесі обробки. На кресленнях умовні позначення напрямків нерівностей в разі потреби позначають спеціальними знаками (табл.8.5).

Таблиця 8.5. Напрями нерівностей і їх позначення.

Напрями нерівностей	Схематичне зображення	Позначення напрямку рисок	Напрями нерівностей	Схематичне зображення	Позначення напрямку рисок
Паралельне			Довільне		
Перпендикулярне			Колоподібне		
Перехресне			Радіальне		

Значення параметра шорсткості R_a записують без символу, наприклад: 0,40; для решти параметрів – після відповідного символу наприклад: R_z 32; S_m 0,63; t_{50} 70. Позначаються найбільші допустимі значення параметрів шорсткості; найменші їх значення не обмежуються. У прикладі позначення t_{50} 70 зазначено: відносна опорна довжина профілю p -70 % при рівні розрізучпрофілю $p = 50\%$. Записуючи діапазон значень параметра шорсткості поверхні (найбіль-

шого і найменшого), в позначенні записують їх у два рядки, наприклад:

$$R_z \begin{array}{l} 0,080 \\ 0,032 \end{array} \quad R_{max} \begin{array}{l} 0,80 \\ 0,32 \end{array} \quad t_{50} \begin{array}{l} 50 \\ 70 \text{ тощо.} \end{array}$$

Значення декількох параметрів шорсткості поверхні записують зверху вниз у такій послідовності (рис.8.21, а): параметр R_a до 0,1 мкм; параметр кроку нерівностей профілю S_m від 0,063 до 0,040 мм; на базовій довжині 0,8 мм; відносна опорна довжина профілю t_{50} $80 \pm 10\%$.

Вид обробки позначають над поличкою знака у шорсткості. Допускається спрощене позначення шорсткостей з роз'ясненням його у технічних вимогах креслення (рис.8.21, б).

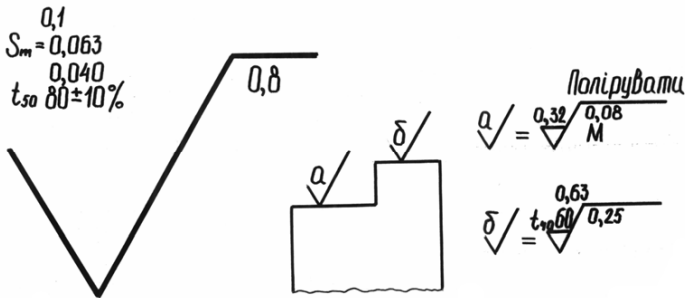


Рис. 8.21. Приклади позначення шорсткості поверхні.

Позначення шорсткості поверхонь розміщують на лініях контуру деталі, виносних лініях (якомога ближче до розмірної лінії), на поличках ліній-виносок, а якщо не вистачає місця, допускається розміщення позначень на розмірних лініях або на їх продовження (рис.8.22, б, в).

Переважаюча шорсткість позначається в правому верхньому куту креслення, а якщо потрібно позначити однакову шорсткість для частини поверхонь деталі, то в дужках ставлять ще знак шорсткості (рис. 8.22, а).

Якщо шорсткість однієї поверхні різна на окремих ділянках, то ці ділянки розділюють суцільною тонкою лінією і наносять відповідні розміри і позначення шорсткості (рис.8.22, г).

Якщо на кресленнях зубців, шліців з евольвентним профілем не наведено їх профілю, то шорсткість поверхонь цих деталей позна-

часться на ділильному колі.

Для зменшення тертя, ковзання та спрацювання доцільно застосувати довільний напрям нерівностей. Вибираючи параметри R_a і R_z , перевагу слід надавати R_a , оскільки він дає повнішу оцінку шорсткості.

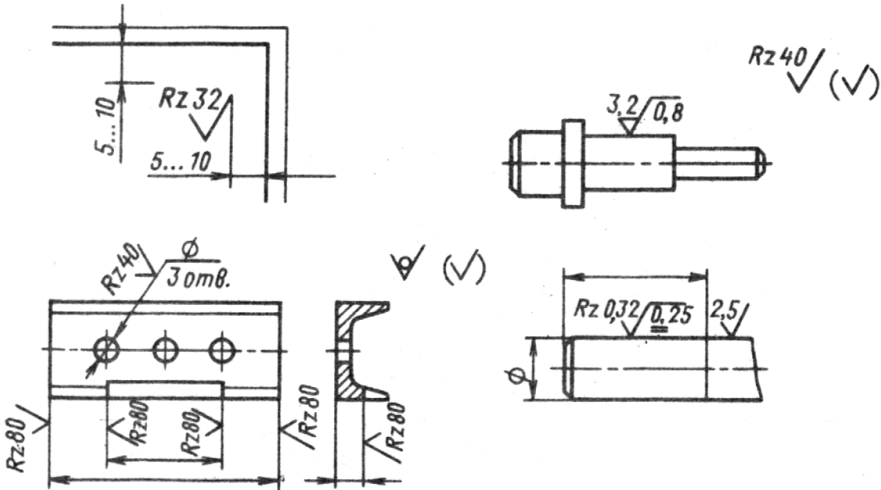


Рис. 8.22. Приклади позначення шорсткості.

8.8. Вплив відхилень геометричних параметрів, хвилястості і шорсткості на експлуатаційні показники машин

Відхилення форми і взаємного положення, шорсткість і хвилястість поверхонь деталей значно впливають на експлуатаційні показники роботи машин. Відхилення геометричних параметрів деталей призводять до посиленого спрацювання, знижують надійність і довговічність машин. Похибки взаємного положення поверхонь деталей також знижують якість роботи з'єднань. Встановлено, що спрацювання циліндрів блоку автомобільних двигунів на стадії припрацювання прямопропорційне овальності. Із збільшенням овальності гільз циліндрів посилюється витікання газів у картер, що руйнує масляну плівку на поверхні гільз циліндрів і прискорює спрацювання. Наприклад, при висхідній овальності дзеркала циліндрів 0,04 мм її значення збільшується до 0,10... 0,12 мм після 400 год. роботи, а при овальності 0,025 мм – лише до 0,05... 0,06 мм. При початковій овальності двох двигунів 21 і 45 мм спрацювання після

пробігу 22000 км становило 31 і 60 мкм.

Висока точність виготовлення деталей дає змогу виконувати складання з меншими початковими зазорами і підвищує надійність і довговічність роботи машин.

Хвилястість і шорсткість у рухомих з'єднаннях призводять до нерівномірності зазору і до зменшення площі контакту, а отже, збільшують питомий тиск, "схоплюють" окремі нерівності і виривають частинки металу, які, потрапляючи до мастила активно діють і збільшують спрацювання у початковий період роботи. Чим більше початкова шорсткість відрізняється від оптимальної, тим більш буде спрацювання у період припрацювання (рис.8.23). По лінії ординат відкладено показники спрацювання, по лінії абсцис – час. Крива 1 показує наростання спрацювання поверхні з підвищеною шорсткістю, а крива 2 – з оптимальною шорсткістю. У період припрацювання t_1 перевищує спрацювання поверхні, яка має оптимальну шорсткість. Оптимальною шорсткістю вважається така шорсткість, яку маємо після припрацювання і яка забезпечує мінімальне і рівномірне спрацювання у процесі тривалої експлуатації машин. Параметри оптимальної шорсткості визначаються якістю мастила, умовами роботи поверхонь деталей, що труться, їх конструкцією і матеріалом. Зменшення початкового спрацювання в період припрацювання сприяє збільшенню періоду нормальної експлуатації з t_2^1 до t_2^2 .

Відхилення від круглої форми кульок діаметром 8 мм, яке дорівнює 0,5 мм, викликає у підшипнику кочення шум на 15...20 дБ більший, ніж при відхиленні в 0,125 мкм.

Сідлоподібність цапфи і бочкоподібність вкладиша підшипника ковзання призводить до того, що рідинне тертя порушується і контакт сполучених деталей відбувається по найбільших вершинах нерівностей поверхонь. Це може зумовити "охоплення" нерівностей і, отже, збільшення контактних напруг, що, в свою чергу, зменшує надійність і довговічність роботи з'єднання.

Нерівності, будучи концентраторами напруг, знижують втомлювану міцність деталей. Так, при зменшенні шорсткості впадини нарізаної або шліфованої різьби болтів з $R_a = 1,0$ мкм до $R_a = 0,1$ мкм допустима гранична амплітуда циклу напруг збільшується на 25...50 %.

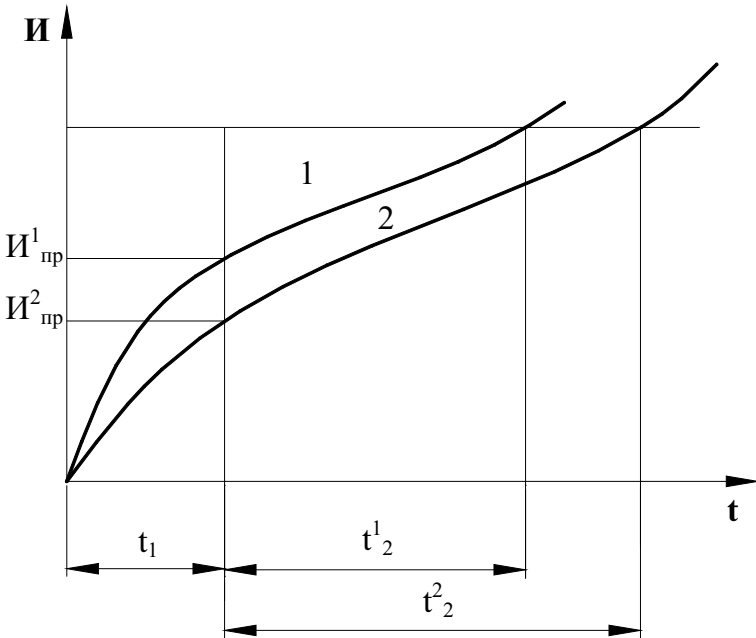


Рис. 8.23. Залежність технічного ресурсу від попереднього спрацювання.

Шорсткість поверхні впливає також на втомлювану міцність деталей і на герметичність з'єднання. Вигладжування поверхонь (після точіння або шліфування) алмазними кінцевиками з радіусом сфери або циліндра 2...3 мм на 25...40% підвищує втомлювану міцність і на 15...50% стійкість до спрацювання деталей з легованих сталей (за рахунок створення залишкових напружень стиску і кращих параметрів шорсткості).

Стійкість поршневих пальців двигунів СМД-64 і Д-240, відновлених способом вібраційного деформування в 1,11 разів вище, ніж стійкість пальців, відновлених способом термічної обробки.

У нерухомих з'єднаннях шорсткість поверхонь деталей впливає на їх міцність. При запресовуванні вала в отвір відбувається часткове зрізання поверхонь, внаслідок чого зменшується дійсний натяг порівняно з розрахунковим.

Мікронерівності сприяють розвитку корозії металу. На грубо

оброблених поверхнях корозія виникає і розповсюджується швидше.

Із сказаного випливає, що обґрунтоване призначення точності є важливим фактором підвищення надійності і довговічності роботи машин, їх строку служби.

ГЛАВА 9. ГЛАДКІ ЦИЛІНДРИЧНІ З'ЄДНАННЯ

9.1. Система допусків і посадок ІСО

Єдину систему допусків і посадок для гладких деталей і з'єднань розроблено на основі міжнародної системи допусків і посадок ІСО. Міжнародну систему ІСО створено для можливої уніфікації національних систем допусків і посадок з метою забезпечення міжнародних технічних зв'язків. Ця система є другим варіантом міжнародної системи допусків і посадок ІСА (ІСА – назва довоєнної міжнародної організації по стандартизації), яка охопила розміри в межах 1...500 мм. Перший проект ІСА, запропонований групою Німеччини, Франції, Чехословаччини, Швейцарії і Швеції, було опубліковано в 1931 р., остаточний – у 1935 р. За принципами побудови, умовними позначеннями і числовими значеннями граничних відхилень система ІСА відрізнялась від усіх національних систем. Офіційно її було оформлено в 1940 р. у вигляді Бюлетеня ІСА №25.

Система ІСО ґрунтується на системі ІСА і відрізняється від неї тим, що поширюється на розміри до 1 мм і понад 500 до 3150 мм, а для розмірів 1...500 мм доповнюється точнішими рядами допусків і декількома новими типами розміщення полів допусків.

Система ІСО є односторонньою граничною, яка допускає використання як системи отвору, так і системи валу. Нормальна температура вимірювання встановлена рівною 20°C.

У системі ІСО встановлено 18 квалітетів (степенів) точності. Вона передбачає 21 поле допусків валів і отворів.

Перехід країн на міжнародну систему допусків і посадок почався в 1932-1936 р. р. В наш час система ІСО застосовується у багатьох країнах світу, які на основі рекомендацій і стандартів розробляють свої національні стандарти.

Система ІСО в окремих випадках може використовуватися при експлуатації імпортного обладнання і виробництві виробів за ліцензіями.

9.2. Основні положення єдиної системи допусків і посадок (ЄСДП)

Системою допусків і посадок називається сукупність рядів допусків і посадок, закономірно побудованих на основі виробничого досвіду і оформлених у вигляді стандартів.

Єдина система допусків і посадок (ЄСДП) охоплює такі з'єднання в машинобудуванні: гладкі (циліндричні і плоскі), конічні, різьбові, шліцеві, зубчасті передачі та ін.

ЄСДП створює передумови для забезпечення в міжнародному масштабі: взаємозамінності деталей, вузлів і машин; однакового оформлення технічної документації; єдиного парку контрольно-вимірювальних інструментів. Завдяки цьому досягається:

1. Підвищення надійності міжнародної спеціалізації при виробництві машин і вузлів.
2. Підвищення ефективності проектно-конструкторських робіт по міжнародній стандартизації в галузі машинобудування.
3. Забезпечення широкого кооперування в галузі технічного оснащення.
4. Скорочення строків підготовки та виробництва продукції за технічною документацією, одержаною з інших країн (наприклад за ліцензіями).
5. Підвищення конкурентоспроможності виробів вітчизняного машинобудування на світовому ринку за рахунок їх відповідності вимогам міжнародних стандартів.
6. Полегшення умов продажу за кордон ліцензій і технічної документації на машини і прилади.
7. Зниження витрат на експлуатацію імпортного обладнання.
8. Підвищення ефективності науково-технічного обміну між країнами.

В нашій країні з 1.01.1980 р. діє єдина система допусків і посадок (ЄСДП), яка побудована з урахуванням системи допусків і посадок ІСО і оформлена у вигляді стандартів ГОСТ 25346-82 (СТ СЕВ 145-75) і ГОСТ 25347 (СТ СЕВ 144-75).

ЄСДП для гладких деталей і їх з'єднань уведено в дію в народному господарстві нашої країни замість групи державних стандартів, які становлять національну систему допусків і посадок, умовно названу системою ОСТ. З 1977 р. по 1980 р. промисловість СРСР

переведено на єдину систему допусків і посадок, яка оформлена у вигляді стандартів ГОСТ 25346-82 і ГОСТ 25347-83.

ЄСДП включає три групи посадок залежно від розміщення полів допусків отвору і вала: посадки із зазором, посадки з натягом і перехідні посадки (рис.9.1).

Посадки із зазором повинні мати мінімальний зазор між отвором і валом, який забезпечує рідинне тертя у процесі експлуатації з'єднання, а для прецизійних пар – також точне центрування і рівномірне обертання валу. У посадках із зазором поле допуску створу розміщено над полем допуску вала.

Основна вимога, яка ставиться до посадок з натягом, – це забезпечення точного центрування деталей і передач у процесі тривалої експлуатації заданого крутного моменту або осьового зусилля. У посадках із натягом поле допуску вала розміщено над полем допуску отвору.

Перехідні посадки дають змогу одержувати у з'єднанні як зазори, так і натяги залежно від значень граничних розмірів сполучуваних деталей. У перехідних посадках поля допусків отвору і вала перекриваються.

Посадки усіх трьох груп можна одержати, змінюючи положення полів допусків обох сполучуваних деталей. Проте в економічному і технічному відношеннях зручніше одержати посадки за допомогою зміни положення поля допуску, або вала, або отвору. Деталь, положення поля допуску якої залежить від виду посадки, називається основною деталлю системи. У системі допусків і посадок основними деталями є отвори і вали. Основна деталь – це деталь, поле допуску якої є базовим для утворення посадок. Основний отвір – це такий отвір, нижнє відхилення якого дорівнює нулю, тобто $EI = 0$. Основний вал – це вал, у якого верхнє відхилення дорівнює нулю, тобто $es = 0$.

Характеристикою розміщення поля допуску ЄСДП є знак і числове значення основного відхилення. Основним відхиленням вважається те, з двох граничних відхилень розміру (верхнього або нижнього), яке є ближчим до нульової лінії.

Основні відхилення отворів рівні за абсолютним значенням і протилежні за знаком основним відхиленням валів, які позначають тією самою літерою, тобто $EI = -es$, при основних відхиленнях від A до H і $ES = -ei$ при основних відхиленнях від I до ZC . Це правило формулюється так: основні відхилення отвору і вала, які позначаються тією самою літерою є симетричним відносно нульової лінії.

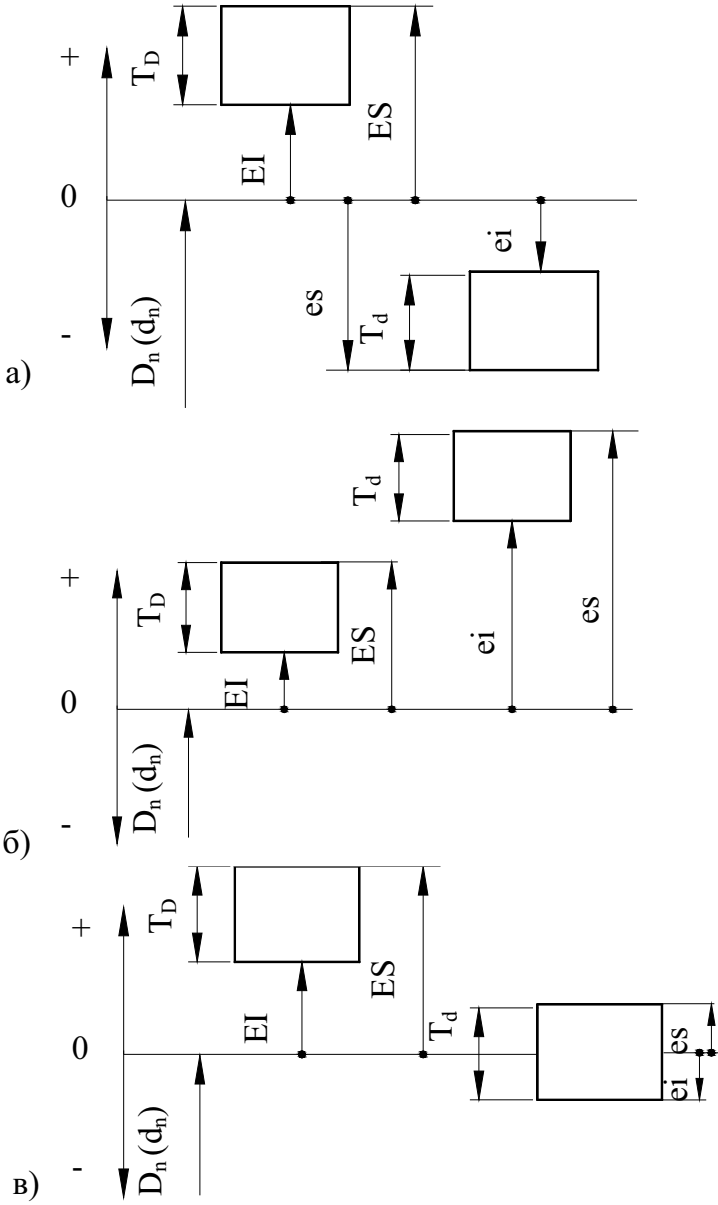


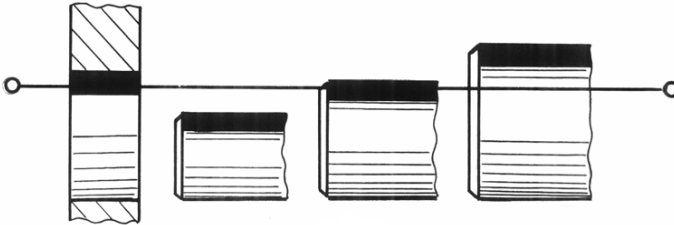
Рис.9.1. Групи посадок а – із зазором; б – з натягом; в – перехідна

З цього правила є виняток – для отворів розміром понад 3 мм з відхиленнями *I*, *K*, *M* і *N* до квалітету 8 і з відхиленнями *P... ZC* до квалітету 7 включно. Для них встановлено правило: $ES = -ei + \Delta$, де $\Delta = IT_n - IT_{n-1}$ – різниця між допуском розглядуваного квалітету і допуском найближчого точного квалітету (додаток 2).

ЕСДП включає два ряди посадок: у системі отвору і в системі вала. Системою отвору називається така система, у якій посадки утворюються з'єднанням різних валів з основним отвором (рис.9.2, а). Системою вала називається система, у якій посадки утворюються з'єднанням різних отворів з основним валом (рис.9.2, б).

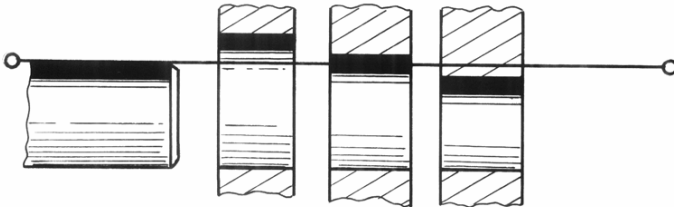
Розміщення полів допусків різних груп посадок у вказаних системах показано на рис. 9.3 і 9.4.

Посадки: з зазором, перехідна, з натягом



a)

Посадки: з зазором, перехідна, з натягом



б)

9.2. Система посадок: а – система отвору; б – система валу

Система допусків і посадок встановлює чотири діапазони номінальних розмірів: до 1 мм; від 1 до 500 мм; понад 500 до 3150 мм; понад 3150 до 10000 мм. Такий розподіл дає змогу врахувати специфічні особливості утворення посадок в різних діапазонах розмірів з'єднань. Групи розмірів складаються з основних і проміжних інтервалів. Розміри до 1 мм згруповано в три інтервали: до 0,1 мм;

понад 0,1 до 0,3 мм і понад 0,3 до 1 мм. Розміри 1...500 мм мають 13 інтервалів (від 1 до 3 мм; понад 3 до 6 мм; понад 6 до 10 мм...; понад 400 до 500 мм). Починаючи з 10 мм основні інтервали додатково розподіляються на проміжні (10... 14 мм; 14... 18 мм тощо). Розміри понад 500 до 3150 мм поділено на 8 основних і 16 проміжних інтервалів, а розміри понад 3150 до 10000 мм – на 5 основних і 10 проміжних. Проміжні інтервали введено для відхилень, що утворюють посадки з великими зазорами і натягами для одержання з'єднань з більш рівномірними зазорами і натягами.

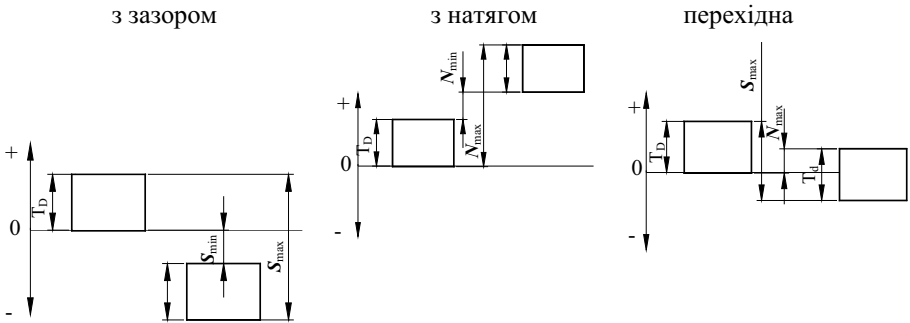


Рис. 9.3. Різні посадки в системі отвору

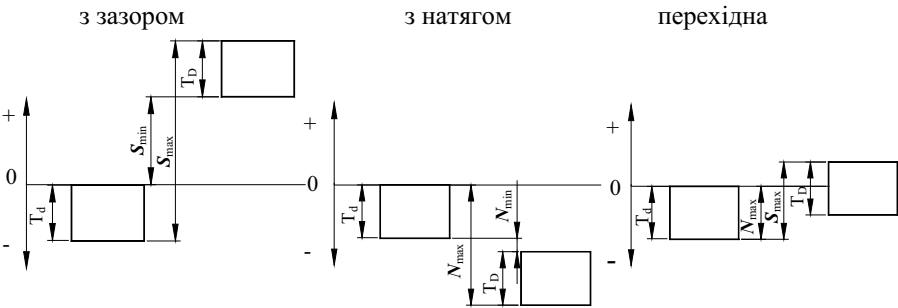


Рис. 9.4. Різні посадки в системі валу

З практичної діяльності відомо, що із збільшенням розміру складніше досягти потрібної точності виготовлення, тобто збільшуються похибки обробки. Внаслідок вимірювання деталей, які виготовляються під один номінальний розмір і різними видами обро-

бки, встановлювали межі розсіяння і знаходили поле розсіяння розмірів V . На основі одержаних даних були побудовані криві (рис.9.5), які характеризують залежність похибок обробки від діаметру. Аналіз одержаних залежностей свідчить про те, що поля розсіяння є різними для різних способів обробки. Наприклад, при одному значенні діаметра поле розсіяння при тонкій обточці є значно більшим, ніж при тонкому шліфуванні. Але для усіх способів обробки характер кривих, а отже, і залежність поля розсіяння від діаметра підлягає такій залежності:

$$V = c\sqrt[3]{d}, \quad (9.1)$$

де c – коефіцієнт, який залежить від способу обробки; $x = 2,5...3,5$ – величина, яка змінюється.

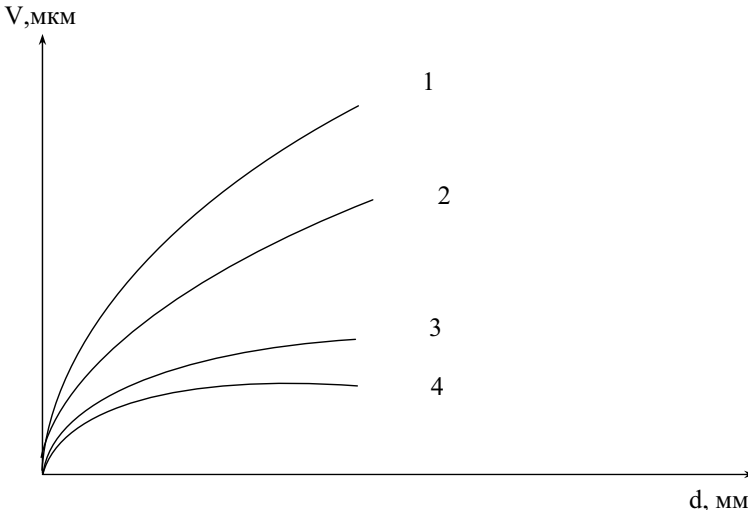


Рис. 9.5. Залежність похибок обробки від діаметру:
1 – чорнова обробка; 2 – точна обробка; 3 – тонка обробка;
4 – точне шліфування.

Ці дані покладено в основу побудови єдиної системи допусків і посадок, де залежність допуску від номінального розміру виражається одиницею допуску. Для розмірів до 500 мм одиниця допуску i в мкм визначається за такою залежністю:

$$i = 0,45\sqrt[3]{D_n} + D_n. \quad (9.2)$$

Для розмірів понад 500 до 10000 мм одиниця допуску i дорівнює:

$$i = 0,004D_n + 2,1, \quad (9.3)$$

де D_n – середнє геометричне граничних значень інтервалу в мм, яке визначається за формулою:

$$D_n = \sqrt{D_{\min} \times D_{\max}}. \quad (9.4)$$

Ступені точності в ЕСДП називають квалітетами (від німецького Qualität – якість). Квалітет характеризує складність одержання розміру незалежно від його значень. Всього в єдиній системі допусків і посадок передбачається 19 квалітетів, які позначаються порядковим номером, що зростає із збільшенням допуску: 01; 0; 1...; 17. Номери 01 і 0 відповідають двом найточнішим квалітетам, які вводяться в систему ІСО вже після того, як з'явився перший квалітет.

Скорочено допуск за одним із квалітетів позначається латинськими літерами *IT* і номером квалітету. Наприклад, *IT9* означає допуск за дев'ятим квалітетом.

Допуск виражається певним постійним для даного квалітету числом одиниць допуску a , яке називається коефіцієнтом точності:

$$a = \frac{IT}{2}. \quad (9.5)$$

Значення D_n , i і a наведено в таблицях 9.1. і 9.2

Таблиця 9.1. Значення D_n та i для різних інтервалів розмірів

Інтервали розмірів, мм		Середнє геометричне значення, мм	Одиниця допуску, мкм
Від	1 до 3	1,73	0,54
Понад	3 до 6	4,24	0,73
Від	6 до 10	7,75	0,89
Понад	10 до 18	13,4	1,09
Від	18 до 30	23,2	1,3
Понад	30 до 50	38,7	1,54
Від	50 до 80	63,2	1,84
Понад	80 до 120	97,8	2,2
Від	120 до 180	147	2,5
Понад	180 до 250	212	2,9
Від	250 до 315	281	3,2
Понад	315 до 400	355	3,5
Від	400 до 500	447	3,84

Таблиця 9.2. значення коефіцієнт точності a

Квалітет	Коефіцієнт точності
IT 5	7
IT 6	10
IT 7	16
IT 8	25
IT 9	40
IT 10	64
IT 11	100
IT 12	160
IT 13	250
IT 14	400
IT15	640
IT16	1000
IT17	1600

При даних квалітетів та інтервалі номінальних розмірів значення допуску є постійним для розмірів будь-яких елементів (валів, отворів, уступів, тощо) і в будь-яких полях допусків. Іншою особливістю допусків за ЄСДП є те, що починаючи з п'ятого квалітету, допуск під час переходу до наступного, грубішого квалітету збільшується на 60%. Через кожні п'ять квалітетів допуски збільшуються приблизно в 10 раз. Це правило дає змогу розвивати системи в напрямі грубіших квалітетів.

Наприклад $IT\ 19 = 10\ IT\ 14$; $IT\ 18 = 10\ IT\ 13$.

Наявні методи обробки дають можливість дістати певну точність виготовлення, тобто квалітет (табл. 9.3). У дужках зазначаються можливі границі коливання досяжних квалітетів.

Таблиця 9.3 Методи обробки, які дають різну точність виготовлення

Квалітети		Методи обробки
Отвори	Вали	
1	2	3
5...6	4...5	Шліфування кругле, тонке; полірування тонке; притирка тонка; хонінгування циліндрів (6,7); суперфінішування; анодно-механічне шліфування притир очне (5,6)
7...8	6...7	Обточування, розточування тонке (алмазне), чистове (6...9); розвертання чистове, тонке (6,7); протягування чистове; обробне; шліфування кругле чистове, тонке; протягування чистове (7...9); калібрування отворів кулькою або оправкою після розточування або розвертання; обкочування або розкочування роликками або кульками (6...9); полірування звичайне; хонінгування площин, лапінгування попереднє і середнє; анодно-механічне шліфування чорнове (6..9), чистове; електрополірування декоративне (6...9); електромеханічне точіння звичайне (6...9), чистове; електромеханічне вирівнювання
9	8...9	Стругання тонке; фрезерування тонке; обточування поперечною подачею тонке (8...11); розвертання напівчистове (9,10 для чавуну 8) протягування напівчистове; шабрення тонке; слюсарна обпилровка (9...11); шліфування кругле напівчистове (8...11); калібрування отворів кулькою або оправкою після свердління.
10	10	Зенкерування чистове (10,11)
11	11	Стругання (11..13), фрезерування швидкісне чистове (11..13); обточування поперечною подачею чистове (11..13); обточування швидкісне; підрізка торців (11...13); шабрення грубе; лиття по виплавлюваних моделях – дрібні деталі з чорних металів (11...13).
13	12	Стругання чорнове (12...14); довбання чистове; фрезерування чорнове (12...14); обточування поздовжньою подачею напівчистове (12...14); свердлення без кондуктора (12...14); розсвердлювання (12...14); зенкування чорнове; розточування напівчистове (12...14); лиття в оболонкові форми – деталі із чорних металів (12...14)
14...17	14...17	Автоматичне газове різання (15...17); відрізання ножицями і пилками (15...17); відрізання різцем і фрезою (14...16); довбання чорнове (14...15); обточування поздовжньою подачею обдирне (16,17), напівчистове (14,15); розточування чорнове (15..17); лиття у піщані форми – чорні метали (14..16); лиття у піщані форми – кольорові сплави (16,17); лиття у кокіль – чорні метали (14...16); відцентрове лиття (15); гаряче кування в штампах (14....17).

9.3. Утворення посадок в ЕСДП

Кожне з основних відхилень визначає положення поля допуску відносно нульової лінії. Значення другого граничного відхилення залежить від величини допуску розміру, тобто:

$$ei = es - IT; \quad es = ei + IT. \quad (9.6)$$

$$EI = ES - IT; \quad ES = EI + IT. \quad (9.7)$$

Основні відхилення стандартизуються, позначаються латинською літерою – малою для валів і великою для отворів. Позначення робляться в алфавітному порядку, починаючи від відхилень, які дають змогу одержати найбільші зазори у з'єднанні (відхилення **a**, **A**). Є додаткові основні відхилення, які знаходяться у проміжних положеннях між двома сусідніми відхиленнями; вони позначаються сполученням літер сусідніх відхилень. Наприклад, відхилення **cd** розміщується між відхиленнями **C** і **D**. Відхилення можуть знаходитися за відхиленням **z** і позначатися з однією із початкових літер алфавіту (послідовно **a**, **v**, **c** і т. д.). Наприклад: **za**, **zb**, **zc** і т. д.

Літерою **h** позначають верхнє відхилення вала, яке дорівнює нулю (основний вал), а літерою **H** – нижнє відхилення отвору, яке дорівнює нулю (основний отвір).

Схему відносного розміщення полів допусків для даного інтервалу діаметрів наведено на рис. 9.6.

У системі отвору основні відхилення від **a** до **h** призначаються для утворення полів допусків валів у посадках із зазором: від **i_s** до **n** – для утворення полів допусків валів у перехідних посадках (як правило); від **p** до **z** – для нерухомих посадок.

У системі вала основні відхилення від **A** до **H** утворюють поля допусків отворів у посадках із зазором, від **I_s** до **N** – у перехідних посадках від **P** до **Z** – у посадках з натягом. Літерами **i_s** і **I_s** позначають симетричне розміщення поля допуску відносно нульової лінії. У цьому разі числові значення верхнього і нижнього відхилень є однаковими і визначається залежно від допуску (квалітету), а основним при будь-якому допуску ϵ (як виняток) середнє відхилення, що дорівнює нулю.

Поля допусків у ЕСДП утворюються з'єднанням основного відхилення (характеристика розміщення) і квалітету (величина допуску).

Наприклад **h6**, **d10** (для валів) і **H6**, **D10** (для отворів).

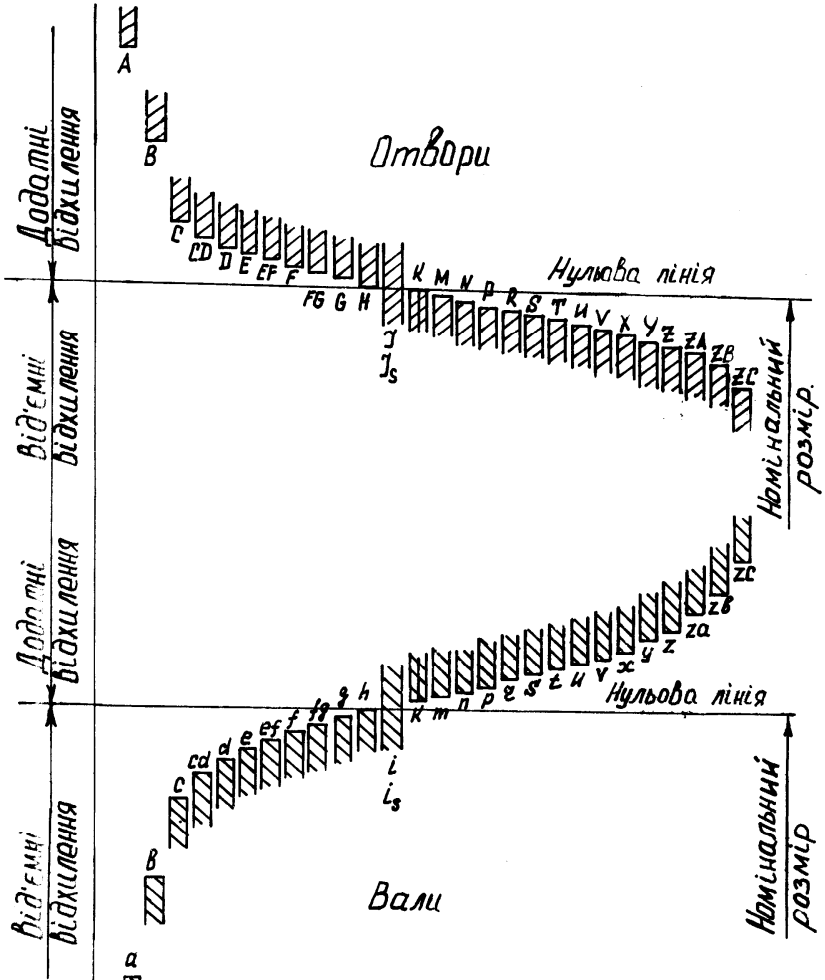


Рис. 9.6. Відносні положення полів допусків для даного інтервалу діаметрів.

У ЄСДП посадки не мають спеціальних назв. Утворюються вони з'єднанням поля допуску отвору і поля допуску вала, умовно позначаються у вигляді дробу: у чисельнику – поле допуску отвору, в знаменнику – поле допуску вала. Наприклад:

$$\frac{H8}{f7}; \frac{F8}{h7}; \text{ або } H8/f7; F8/h7.$$

Використання всіх основних відхилень і квалітетів дає змогу одержати 490 полів допусків для валів і 489 для отворів. Такі широкі можливості утворення полів допусків забезпечують застосування ЄСДП у різноманітних випадках, що є важливою особливістю цієї системи. Проте на практиці використання всіх полів допусків не економічно, оскільки вимагає надмірного збільшення посадок і спеціального технічного оснащення.

ГОСТ 25 347-82 встановлює основний набір полів допусків: 72 поля допуску для отворів і 80 полів допусків для валу. Крім того є додатковий набір з 32 полів допусків отворів і 34 полів допусків. Його можна застосовувати тільки в економічно обґрунтованих випадках.

Встановлений наступний порядок вибору полів допусків. В першу чергу використовують переважаючі поля допусків. Якщо неможливо використанням переважаючих полів допусків забезпечити конструктивні і технологічні вимоги, треба використовувати поля допусків із основного набору. У деяких випадках допускається застосовувати допоміжні поля допусків.

Система допусків і посадок передбачає однакову температуру для контрольованих деталей ($+20^{\circ}\text{C}$) і засобів вимірювань. У лабораторіях потрібно підтримувати температуру $20\pm 2^{\circ}\text{C}$. У цехових умовах, де підтримувати постійну температуру складніше, при точних вимірюваннях потрібно обчислити величину похибки вимірювання Δl (мм), до якої призводять температурні відхилення і різницю коефіцієнтів лінійного розширення:

$$\Delta l = l(\alpha_1 \Delta t_1 - \alpha_2 \Delta t_2), \quad (9.8)$$

де l – вимірювана величина; α_1 і α_2 – коефіцієнти лінійного розширення матеріалу деталі та вимірювальних засобів; $\Delta t_1 = (20^{\circ} - t_1)$ – різниця між нормальною температурою і температурою деталі; $\Delta t_2 = (20^{\circ} - t_2)$ – різниця між нормальною температурою і температурою вимірювання.

9.4. Позначення полів допусків і посадок на кресленнях

Отвір у системі валу і системі отвору позначається відповідними відхиленнями: **A, B, C, ...** і **a, b, c, ...** (рис.9.7).

Поряд з відхиленням зазначається відповідний квалітет. Граничні відхилення на кресленнях виконуються одним із трьох способів (рис.9.8), наносячи:

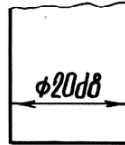
умовні позначення полів допусків;

значення граничних відхилень;

умовні позначення полів допусків і значення граничних відхилень, які розміщують поряд у дужках.

Отвір в системі отвору, з полем допуску H, сьомого квалітету, з номінальним діаметром 20 мм.

Вал в системі отвору, з полем допуску d, восьмого квалітету, з номінальним діаметром 20 мм.



Отвір в системі вала, з полем допуску A, сьомого квалітету, з номінальним діаметром 20 мм.

Вал в системі вала, з полем допуску h, дев'ятого квалітету, з номінальним діаметром 20 мм.

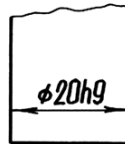


Рис. 9.7. Позначення деталей

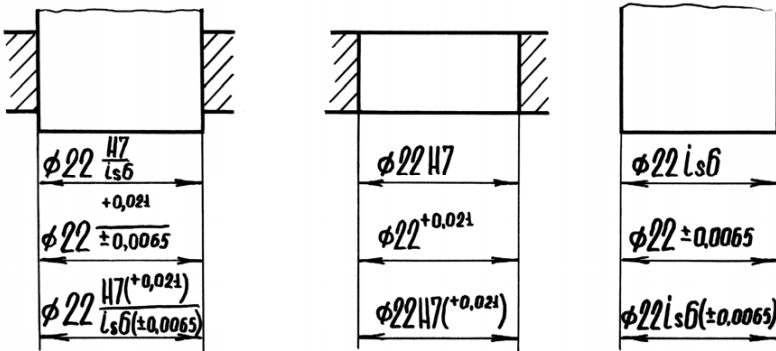


Рис. 9.8. Способи нанесення відхилень

Поряд з умовними позначеннями полів допусків значення граничних відхилень записують обов'язково у тих випадках, коли відхилення призначаються:

- на розміри або елементи з'єднань спеціальних видів – посадки підшипників кочення, шпонкових пазів та ін. (рис.9.9, а);
- на розміри уступів з несиметричним полем допуску (рис.9.9, б);
- на отвори, які обробляються в системі вала (рис.9.9, в).

Якщо окремі ділянки поверхні з одним номінальним розміром повинні мати різну точність, то ці ділянки ділять тонкою лінією і зазначають точність обробки кожної ділянки (рис.9.9, г). Граничні відхилення, які є грубішими одинадцятого квалітету і відносяться до багато разів повторюваних розмірів, зазначають на полі креслення. Наприклад: “Незазначені граничні відхилення розмірів: отворів $H14$, валів $h14$, решта $\pm IT 15/2$.”

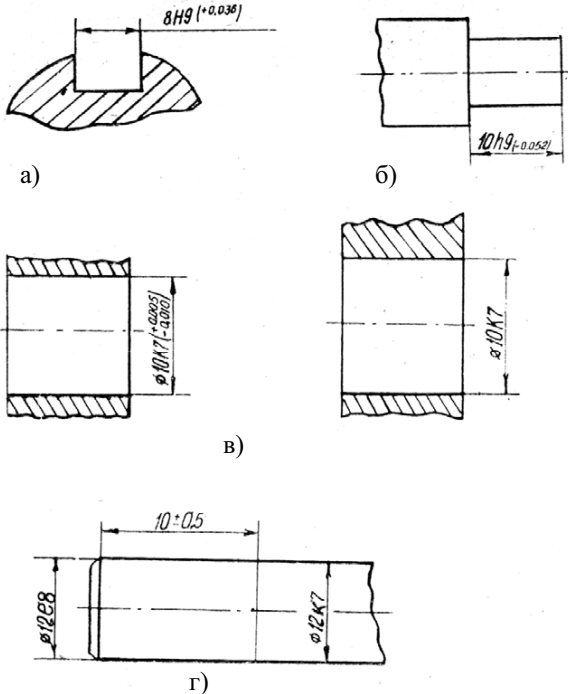


Рис. 9.9 Приклади нанесення розмірів, полів допусків і відхилень

9.5. Допуски великих та малих розмірів

Розміри менші 1 мм належать до малих, а більші 500 мм – до великих. Для розмірів від 500 до 10 000 мм встановлено також 19 квалітетів (01; 0; 1; 2;...17). Допуски 5...17 квалітетів визначають за залежностями:

$$T = a \times i, \quad (9.9)$$

де a – число одиниць допуску.

В квалітетах $IT01$, $IT0$ і $IT1$ число одиниць допуску відповідно дорівнює 1; 1,41; 2. Допуски квалітетів $IT2$, $IT3$ і $IT4$ наближено є членами геометричної прогресії між допусками $IT1$ і $IT5$.

Для великих розмірів одиниця допуску визначається:

$$I = 0,004D_H + 2,1, \quad (9.10)$$

Для розмірів менше 1 мм збільшено загальну кількість допусків у порівнянні з полями допусків для розмірів від 1 до 500 мм.

Для розмірів понад 500 до 10 000 мм встановлено меншу кількість полів допусків, ніж для розмірів 1...500 мм. Переважаючі поля допусків не виділені.

ГЛАВА 10. ОСНОВИ РОЗРАХУНКУ І ВИБОРУ ПОСАДОК І СТУПЕНІВ ТОЧНОСТІ

10.1. Вибір системи посадок, квалітету і виду посадок

Різноманітні посадки можуть бути призначені конструктором у системі отвору або системі валу. Обидві системи є рівноправними. Для роботи з'єднання не має значення, у якій системі виготовлено сполучені деталі. Вибір системи визначається, як складністю виготовлення (складання) деталей, так і вартістю виготовлення. Проте система отвору застосовується частіше з таких причин:

- потрібно менше номенклатури ріжучих інструментів (свердел, протяжок, розверток тощо);
- є можливість обійтися меншою кількістю вимірювального інструменту (калібри – пробки, мікрометричні та індикаторні нутро-міри тощо).

Усе це робить дешевшим виробництво і ремонт машин, агрегатів, вузлів. Тому система отвору є економічно вигідна.

Система вала обов'язково застосовується у таких випадках:

1. У конструкціях, коли вали виготовляються із пруткового матеріалу без механічної обробки посадочних місць.

При наявності довгих валів, а також трубчастих деталей, особливо тоді, коли на окремих ділянках вала одного номінального розміру необхідно розмістити деталі з різними посадками (рис.10.1). Так, у з'єднанні “бобишка поршня – поршневий палець” повинен бути натяг, а в з'єднанні “втулка верхньої головки шатуна” має бути зазор. Щоб одержати в бобишках натяг, діаметр пальця в зоні бобишок повинен бути більшим від номінального розміру. Для одержання зазору між втулкою верхньої головки шатуна і пальцем потрібно діаметр останнього виконати меншим від номінального. Це означає, що поршневий палець буде ступінчастим, тобто на кінцях він матиме діаметр більший, ніж у середній частині. Під час складання поршневий палець, проходячи потовщену частиною через втулку верхньої головки шатуна меншого діаметра, роздасть її, і зазор збільшиться. Це зменшить довговічність роботи даного з'єднання. А в системі вала поршневий палець по всій довжині матиме один і той самий діаметр і, проходячи через втулку, не спотворить характеру посадки з'єднання.

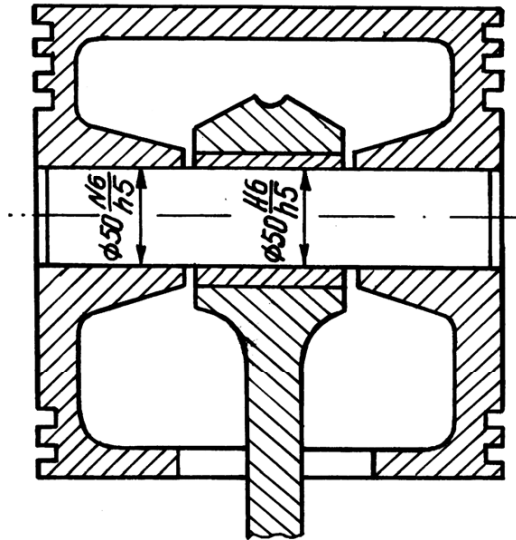


Рис. 10.1. Приклад застосування системи вала для спряжень: втулка верхньої головки шатуна – поршневий палець і бобишка поршня – поршневий палець.

2. У випадку застосування стандартних з'єднань деталей і вузлів, виконаних за системою вала. Наприклад, у з'єднаннях зовнішніх кілець підшипників кочення з отворами корпусів машин, шпонок за пазами у втулці і на валу тощо.

Якщо в автотракторній промисловості здебільшого застосовується система отвору, то в сільськогосподарському машинобудуванні переважає система вала.

Під час виготовлення з'єднань питання вибору точності виготовлення деталей набуває першочергового значення. Якщо вибирати грубіший квалітет, то погіршується якість роботи даного з'єднання, якщо вищий квалітет, то збільшується вартість виготовлення.

При виборі квалітетів необхідно враховувати ряд факторів:

1. Техніко-економічні фактори. Із зменшенням допуску підвищується якість, але ускладнюється процес виготовлення і різко збільшується вартість виробів. У зв'язку з цим потрібно призначити таку точність, яка при найменших затратах забезпечить задану працездатність.

2. Технологічні можливості досягнення заданої точності. Кожний метод обробки металів характеризується певною точністю. Можливості досягнення точності одних і тих самих технологічних процесів залежить від стану верстатів і обладнання, а також від організації технологічних процесів. Наприклад, за допомогою спеціальних пристроїв точність одних і тих самих технологічних процесів можна дещо підвищити.

3. Середній рівень точності, який забезпечує працездатність виробів. Наприклад, більшість з'єднань сільськогосподарських машин виконують за *IT8*, *IT9*.

4. Можливість перевірки наміченої точності розмірів. Дія цього потрібно, щоб була відповідність між точністю виготовлення виробів і досяжною точністю вимірювальних засобів.

5. Наявність необхідних посадок у квалітеті. Наприклад, в інтервалі 1...500 мм посадки із зазором у квалітетах 4...12 встановлено перехідні – 7, з натягом – 5...8.

Квалітети застосовуються у таких випадках:

4-й і 5-й квалітети – порівняно рідко, в особливо точних з'єднаннях (точні шпindelельні і приладні підшипники у корпусах і валах; плаваючий поршневий палець у бобишках поршня і в шатунній голівці та ін.);

6-й і 7-й квалітети – у важливих з'єднаннях, де потрібні підви-

щена механічна міцність деталей, точні переміщення, плавність ходу, герметичність (рухомі з'єднання у кривошипно-шатунному механізмі важливих двигунів внутрішнього згорання; зубчасті колеса високої і середньої точності);

8-й і 9-й квалітети – у з'єднаннях, у яких передаються зусилля, виконуються переміщення деталей і в посадках, що забезпечують середню точність складання (сполучені поверхні у посадках з великими натягами; посадки із зазором для компенсації значних похибок форми);

10-й квалітет – у посадках із зазором у тих самих випадках, що й 9-й, якщо для здешевлення обробки деталей потрібно розширити допуск;

11-й і 12-й квалітети – у з'єднаннях, у яких робляться великі зазори і допускаються їх значні коливання, які поширені у неважливих з'єднаннях машин (кришки, флянці, тощо).

Квалітет можна орієнтовано вибрати і за розрахунковими або одержаними на практиці граничними значеннями зазорів або натягів. Наприклад, якщо при номінальному розмірі з'єднання 95 мм встановлено, що зазор між шийкою вала і вкладишем підшипника повинен бути в межах $S_{\max}=70$ мкм, а $S_{\min}=10$ мкм, то допуск зазора $T_s = S_{\max} - S_{\min} = 70 - 10 = 60$ мкм.

Розподіляючи допуск посадки порівну між отвором і валом, матимемо: $T_D = T_d = \frac{T_s}{2} = 30$ мкм, що відповідає 6-му і 7-му квалітетам ($T = IT6 = 22$ мкм; $T = IT7 = 35$ мкм). З урахуванням більшої складності виготовлення отвору можна прийняти для нього допуск за 7-м квалітетом, для вала – за 6-м ($T_s = 35 + 22 = 57$ мкм).

Вибирати різні посадки можна на підставі попередніх розрахунків експериментальних досліджень або орієнтації на аналогічні з'єднання. Розрахунковий метод дає більш обґрунтовані результати. Проте різноманітність з'єднань перешкоджає створенню універсального методу розрахунку. У методі аналогії використовуються рекомендації щодо застосування окремих посадок, розроблених внаслідок узагальнення досвіду проектування та експлуатації машин.

10.2. Застосування посадок з гарантованим зазором

Посадки із зазором призначаються дія рухомих і нерухомих з'єднань. У рухомих з'єднаннях зазор забезпечує свободу перемі-

щення, розміщення шару мастила, компенсації температурних деформацій, а також компенсації відхилень форми і розташування поверхонь, помилок складання тощо. Для важливіших з'єднань, які повинні працювати в умовах рідинного тертя, зазори підраховують на основі гідродинамічної теорії змащування.

У випадках, коли допускається робота з'єднання в умовах напіврідинного, напівсухого і сухого тертя, посадки найчастіше вибирають за аналогією з посадками відомих і добре працюючих з'єднань. У нерухомих з'єднаннях посадки із зазором застосовуються для забезпечення безперешкодного складання деталей. Їх відносна нерухомість забезпечується за допомогою додаткового кріплення шпонками, гвинтами, тощо. Посадки для нерухомого з'єднання вибираються таким чином, щоб зазор S_{min} забезпечував компенсацію відхилень форми і розміщення сполучених поверхонь. Найбільший зазор S_{max} у повадках нерухомих з'єднань визначається з допустимого ексцентрисіту l або зміщення осей сполучних деталей. При цьому потрібно дотримуватись такої умови:

$$S_{max} \leq 2l - 1,2(R_{zd} + R_{zd}), \quad (10.1)$$

$$S_{max} \leq 2l - 5(R_{ad} + R_{ad}), \quad (10.2)$$

де $R_{zd}, R_{zd}, R_{ad}, R_{ad}$ – параметри шорсткості поверхні отвору і вала.

Посадки характеризуються тим, що найменший зазор дорівнює нулю. Вони встановлюються в 4-му...12-му квалітетах. Ковзкі посадки застосовуються для нерухомих з'єднань з додатковим кріпленням, якщо їх потрібно часто розбирати, а також для центрування нерухомих з'єднаних деталей, коли немає необхідності в точнішому центруванні. У рухомих з'єднаннях ці посадки використовуються для повільних переміщень деталей звичайно у повздовжньому напрямі, а для точного напрямку – при зворотному – поступальному русі.

Посадки високої точності $\frac{H5}{h4}; \frac{H6}{h5}$ застосовуються у нерухомих з'єднаннях, які часто розбираються (вимірювальні зубчасті колеса на шпинделях зубовимірювальних приладів, шпindel у корпусі задньої бабки токарного верстата). В окремих випадках ці посадки застосовуються для рухомих з'єднань при повздовжньому переміщенні деталей з невеликою швидкістю (наприклад, шпindel у корпусі задньої бабки верстата). У цілому застосування посадок високої точності має обмежений характер через значну складність виготовлення деталей.

Посадка $\frac{H7}{h6}$ – широко розповсюджена, застосовується у нерухомих з'єднаннях при високих вимогах до точності центрування деталей, які часто розбираються (змінні шестерні на валах металообробних верстатів, фрикційні муфти, тощо). У рухомих з'єднаннях посадка застосовується при зворотно – поступальних переміщеннях (поршни у циліндрах, шпindel у корпусі свердлильного верстата).

Посадка $\frac{H8}{h7}$ має приблизно те саме при значення, що й посадка $\frac{H7}{h6}$, але характеризується ширшими допусками, що полегшує виготовлення деталей, їй надається перевага, і застосовується вона при великій довжині сполучення. Наприклад, з'єднання змінних вимірювальних наконечників із стержнями приладів, нерухомі з'єднання зубчастих коліс з довгими гладкими валами. Посадки $\frac{H8}{h8}$; $\frac{H8}{h9}$; $\frac{H9}{h8}$; $\frac{H9}{h9}$ широко використовуються для рухомих і нерухомих з'єднань і належать до числа тих, яким надається перевага. Посадка $\frac{H10}{h10}$ здебільшого застосовується замість посадки $\frac{H9}{h9}$.

Посадки низької точності $\frac{H11}{h11}$ і $\frac{H12}{h12}$ призначаються для нерухомих і рухомих з'єднань малої точності. Перевага надається посадці $\frac{H11}{h11}$, яка застосовується в нерухомих з'єднаннях – для деталей, які потрібно зварювати (зірочки тягових ланцюгів на валах), а в рухомих з'єднаннях – там, де одна деталь має вільно ковзати відносно іншої під час регулювання.

Посадки $\frac{H}{g}$; $\frac{G}{h}$ встановлено для валів у квалітетах 4...6 і для отворів – у квалітетах 5...7 і застосовуються здебільшого для точних рухомих з'єднань, у яких потрібно забезпечити плавність і точність переміщень, а в нерухомих з'єднаннях – для забезпечення легкого встановлення деталей. Посадки $\frac{H7}{g6}$; $\frac{G7}{h6}$ використовуються у повзунах напрямних довбальних верстатів, у клапанних коромислах на осях у механізмі газорозподілу, у пересувних шестернях на валах коробок передач тощо. Посадкам високої точності $\frac{H5}{g4}$; $\frac{G6}{h5}$; $\frac{G5}{h4}$ застосовуються в особливо точних механізмах. Наприклад, плунжерні і золотникові

пари, шпіндель ділильної головки тощо.

Посадки $\frac{H}{f}; \frac{F}{h}$ характеризуються помірним гарантованим зазором для забезпечення вільного обертання в легких і середніх режимах роботи (помірні швидкості – до 150 рад/с). Посадкам $\frac{H7}{f7}; \frac{F8}{h6}$ надається перевага для підшипників валів у коробках передач, для головних валів токарних і фрезерних верстатів, поршнів у гальмовому циліндрі автомобіля тощо. Посадки високої точності $\frac{H6}{f6}; \frac{F7}{h5}$ застосовуються у з'єднаннях там, де необхідна підвищена точність центрування (корінні шийки колінчастого і шийки розподільного вала у підшипниках автомобільних двигунів). Посадки зниженої точності $\frac{H8}{f8}; \frac{F8}{h8}; \frac{H8}{f9}; \frac{F9}{h9}$ призначаються для з'єднань з гарантованим зазором при невисоких вимогах до точності (підшипники ковзання, плунжери в циліндрах гідропідійомників і домкратів та ін.).

Посадки $\frac{H}{e}; \frac{E}{h}$ характеризуються значним гарантованим зазором (удвічі більшим, ніж для ходових посадок), застосовується у з'єднаннях при підвищених режимах роботи (значні перевантаження, високі швидкості обертання – понад 150 рад/с). Посадкам $\frac{H7}{e8}; \frac{E9}{h8}$ надається перевага. До цієї групи середньої точності належать посадки у системі вала $\frac{H8}{e8}; \frac{E8}{h7}$ корінні шийки колінчастого вала і шийки розподільного вала у підшипниках двигунів внутрішнього згорання, випускні клапани в напрямних автомобільного двигуна тощо. Посадки високої точності $\frac{H6}{e7}; \frac{E8}{h6}$ призначаються головним чином для підшипників рідинного тертя в машинах підвищеної точності й довговічності, застосовуються в корінних підшипниках колінчастих валів важливих двигунів внутрішнього згорання. Посадки заниженої точності застосовуються в менш важливих ковзаннях для обертального і поступального переміщення $\frac{H8}{e9}; \frac{E9}{h9}$.

Посадки $\frac{H}{d}; \frac{D}{h}$ характеризуються великим гарантованим зазором. Посадки $\frac{H7}{d8}; \frac{D8}{h7}$ належать до числа посадок підвищеної точності –

впускні та випускні клапани в напрямних двигунів внутрішнього згорання, поршневі кільця в канавках поршня по ширині та ін.).

Посадка $\frac{H8}{e8}$ використовується для поршнів у двигунах внутрішнього згорання.

10.3. Розрахунок і вибір посадок з гарантованим зазором

У процесі експлуатації машин відбувається знос деталей, вузлів, агрегатів, що справляє вирішальний вплив на довговічність і експлуатаційну надійність машин та обладнання. У загальному вигляді динаміку процесу збільшення зазору в часі можна зобразити у вигляді кривої (рис.10.2).

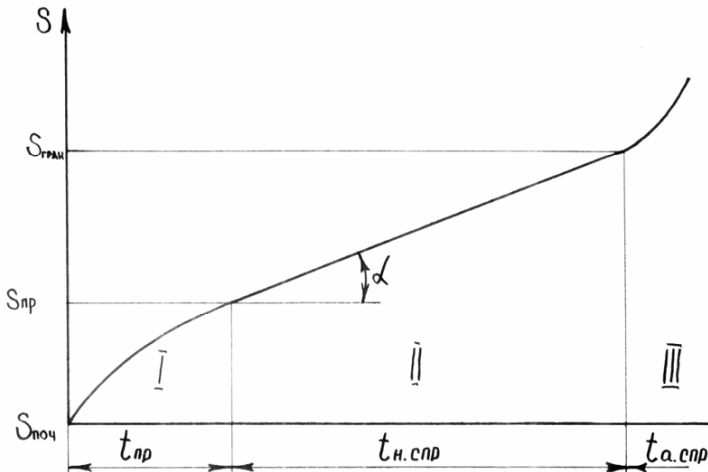


Рис. 10.2. Динаміка процесу спрацювання

У першому періоді – період припрацювання $t_{пр}$ – сполучення ніби пристосовується до умов навантаження. Зазор збільшується інтенсивно внаслідок згладжування шорсткостей.

У другому періоді – періоді морального спрацювання $t_{н.спр}$ швидкість наростання спрацювання постійна або повільно наростає. Цей період складає найбільшу частину часу роботи з'єднання. Досягнення $S_{гран.}$ означає, що нормальна робота закінчилась і потрібно проводити відновлювальні роботи.

У третьому періоді – періоді аварійного спрацювання $t_{а.спр}$ – зазор різко збільшується, що, як правило призводить до поломки деталей або до аварії.

У процесі експлуатації потрібно домагатися того, щоб час досягнення граничного зазору (спрацювання), був як найбільшим, тобто щоб був вищим ресурс сполучення. Ресурс – сумарне напрацювання вибору до його граничного стану, тобто до появи $S_{гран}$.

Ресурс роботи припрацьованого з'єднання визначається за такою формулою:

$$t_{н.ср} = \frac{S_{гран} - S_{пр}}{2tg\alpha}, \quad (10.3)$$

де $tg\alpha$ – інтенсивність наростання спрацювання в процесі експлуатації. Ця величина встановлюється дослідним шляхом і залежить від початкового зазору $S_{поч}$, шорсткості поверхонь деталей, що працюють, умов їх експлуатації.

Розрахунок посадок з гарантованим зазором виконують для з'єднань, що працюють в умовах рідинного тертя, на основі гідродинамічної теорії змащування. Характер та умови роботи цих з'єднань дуже різноманітні. Вони відрізняються один від одного характером взаємного переміщення деталей, температурним режимом роботи, напрямом дії навантажень, способом підведення мастила тощо. Ось чому не може бути єдиної методики їхнього розрахунку.

Найпоширенішим типом важливих з'єднань з гарантованим зазором є підшипники ковзання. Розглянемо методику розрахунку з'єднання "підшипник ковзання – вал" (рис. 10.3).

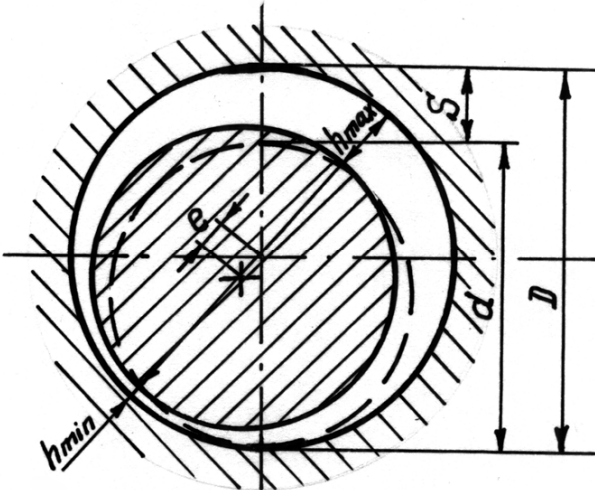


Рис. 10.3. Схема положення вала в з'єднанні підшипник ковзання – вал

У стані спокою вал опирається на підшипник. Під час обертання мастило тягнеться за валом, і вал ніби впливає наверх. Через силу гідродинамічного тиску відбувається зрівноваження зовнішнього навантаження і розклинювання поверхонь вала і вкладишу підшипника. При цьому вал зміщується у напрямку обертання, і діаметральний зазор по лінії центрів вала й отвору S поділиться на h_{min} (зазор або товщина шару мастила у місці найбільшого зближення поверхонь) і на $h_{max} = S - h_{min}$ (зазор на діаметрально протилежному боці). Положення вала у підшипнику характеризується абсолютним ексцентриситетом e .

Із гідродинамічної теорії змащення залежність між h і S виражається такою залежністю:

$$hS = \frac{0,52d_n^2\omega\eta}{p} \times \frac{l}{d_n + l}, \quad (10.4)$$

де h – товщина шару мастила у місці найбільшого зближення вала і вкладишу підшипника в робочому стані, м; S – діаметральний зазор по лінії центрів вала і вкладиша підшипника у стані спокою, м; d_n – діаметр вала, м; l – довжина підшипника, м; ω – кутова швидкість, рад/с; η – абсолютна в'язкість масла, Па·с; p – середній питомий тиск у підшипнику, Па.

$$p = \frac{R}{d_n l}, \quad (10.5)$$

де R – навантаження на вал, Н.

Якщо за умовою радіальне навантаження не задано, то його можна визначити:

$$R = \frac{\mu\omega}{\psi} l d_n C_R, \quad (10.6)$$

де μ – динамічна в'язкість мастила Па·с; ψ – відносний зазор, що дорівнює $\frac{S}{d_n}$; C_R – безрозмірний коефіцієнт завантаженості підшипника, який залежить від $\frac{l}{d_n}$.

Для встановленого руху $h = \frac{S}{4}$. У такому випадку матимемо у сполученні найвигідніший зазор. Підставляючи це значення у формулу (10.5), знаходимо величину цього зазору

$$S_{найс} = 2 \sqrt{\frac{0,52d_n^2\omega\eta}{p} \times \frac{l}{d_n + l}}. \quad (10.7)$$

За знайденим значенням $S_{наїв}$ – визначається величина розрахункового зазору з урахуванням того, що в процесі припрацювання висота шорсткості на обох сполучених поверхнях зменшиться на 0,7 від початкової, тобто:

$$S_{разр} = S_{наїв} - 1,4(R_{zD} + R_{zd}). \quad (10.8)$$

Посадку вибирають, виходячи з умови:

$$S_{разр} \approx S_{сеп.см}. \quad (10.9)$$

Посадку слід вибирати з числа переважаючих. Посадки з $S_{min}=0$ застосовувати недоцільно. Обрану посадку потрібно перевірити на забезпеченість мінімального шару мастила за найнесприятливіших умов:

$$h_{min} = \frac{hS}{S_{max.см} + 1,4(R_{zD} + R_{zd})}. \quad (10.10)$$

Рідинне тертя зберігається у тому випадку, коли шар мастила у місці найбільшого зближення вала із вкладишем у процесі роботи не матиме розривів, тобто:

$$h_{min} \geq R_{zD} + R_{zd}, \quad (10.11)$$

Для більш відповідальних з'єднань:

$$h_{min} \geq K(R_{zD} + R_{zd}), \quad (10.12)$$

де $K \geq 2$ – коефіцієнт запасу надійності по товщині шару мастила.

Якщо ця умова додержується, то посадку обрано вірно, а якщо ні – потрібно обрати іншу посадку і знову виконати розрахункову перевірку.

Приклад. Підібрати стандартну посадку а гарантованим зазором для наступних вихідних даних:

$$d_n = 70 \times 10^{-3} \text{ м}; l = 100 \times 10^{-3} \text{ м}; \omega = 100 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; \eta = 0,02 \text{ Па} \times \text{с}; p = 2,016 \times 10^6 \text{ Па};$$

$$R_{zD} = 6,3 \text{ мкм}; R_{zd} = 3,2 \text{ мкм}.$$

1. Визначаємо добуток:

$$hS = \frac{0,52 d_n^2 \omega \eta}{p} \times \frac{l}{d_n + l} = \frac{0,52 (70 \times 10^{-3})^2 \times 100 \times 0,02}{2,16} \times \frac{100 \times 10^{-3}}{(70 + 100) 10^{-3}} =$$

$$= 1415 \times 10^{-12} \text{ м}^2 = 1415 \text{ мкм}^2$$

2. Визначаємо найвигідніший зазор:

$$S_{наїв} = 2\sqrt{hS} = 2\sqrt{1415} = 75,2 \text{ мкм}.$$

3. Знаходимо величину розрахункового зазору

$$S_{разр} = S_{наїв} - 1,4(R_{zD} + R_{zd}) = 75,2 - 1,4(6,3 + 3,2) = 61,9 \text{ мкм}.$$

4. За таблицями (додаток 3) вибираємо посадку, яка задовольняє

умову $S_{розр} \approx S_{сер.см}$. Такій умові відповідає посадка $70 \frac{H7}{f7}$, у якій $S_{max} = 90$ мкм, $S_{min} = 30$ мкм,

$$S_{сер.см} = \frac{S_{max} + S_{min}}{2} = \frac{90 + 30}{2} = 60 \text{ мкм}.$$

5. Визначаємо найменшу товщину шару мастила:

$$h_{min} = \frac{hS}{S_{max.см} + 1,4(R_{ZD} + R_{Zd})} = \frac{145}{90 + 1,4(6,3 + 3,2)} = 13,7 \text{ мкм}.$$

Умова $h_{min} \geq R_{ZD} + R_{Zd}$ додержується, тобто $13,7 > 6,3 + 3,2$.

Отже посадку вибрано вірно.

Посадку можна вибрати за значенням розрахункових зазорів

$$S_{розр.макс} \text{ і } S_{розр.мін}.$$

Визначаємо допуск посадки:

$$T_s = S_{розр.макс} - S_{розр.мін}. \quad (10.13)$$

Спочатку визначаємо квалітет за коефіцієнтом точності:

$$a = \frac{T_s}{i}. \quad (10.14)$$

Визначаємо граничні монтажні зазори:

$$S_{м.макс} = S_{розр.макс} - 0,3T_s, \quad (10.15)$$

$$S_{м.мін} = S_{розр.мін} - 0,3T_s. \quad (10.16)$$

Вибираємо посадку, виходячи з умови:

$$S_{см.макс} = S_{м.макс}, \quad (10.17)$$

$$S_{см.мін} = S_{м.мін}. \quad (10.18)$$

Приклад. Розрахувати і підібрати стандартну посадку по наступним вихідним даним: $d_n = 40 \cdot 10^{-3}$ м; $S_{розр.макс} = 25$ мкм; $S_{розр.мін} = 65$ мкм.

Визначаємо допуск посадки

$$T_s = 65 - 25 = 40 \text{ мкм}.$$

Знаходимо монтажні зазори:

$$S_{м.макс} = 65 - 0,3 \cdot 40 = 53 \text{ мкм}.$$

$$S_{м.мін} = 25 - 0,3 \cdot 40 = 13 \text{ мкм}.$$

За таблицями підбираємо посадку, що задовольняє умову $S_{см.макс} = S_{м.макс}$, і $S_{см.мін} \geq S_{м.мін}$. Такій умові відповідає посадка $\varnothing 40 \frac{H8}{h6}$, у якій $S_{см.макс} = 89$ мкм; $S_{см.мін} = 25$ мкм.

Для даної посадки за таблицями СТ СЭВ 144-75 знаходимо відхилення деталей ($ES = + 0,064$ мкм, $EI = + 0,025$ мкм, $es = 0$; $ei = 0,025$ мкм).

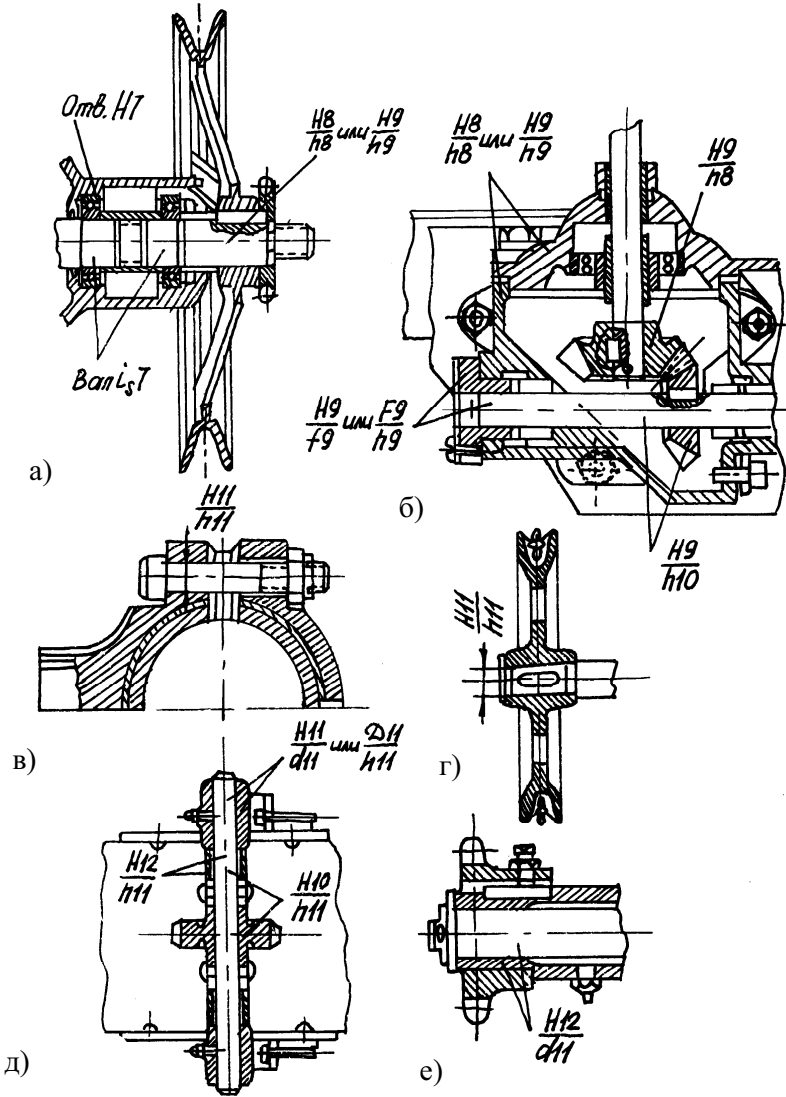


Рис.10.4. Приклади застосування посадок із зазором:

а – вузол кріплення шківів; б – коробка передач; в – нижня головка шатуна колінчастого валу трактора; г – зірочка тягового цепу; д – ведений валик колосового елеватора; е – контрпривід мототила.

Для вибору посадок невідповідальних з'єднань може бути використаний метод аналогії. Він полягає у призначенні посадки, що аналогічна відомим посадкам, які добре працюють з'єднань такого ж типу.

Приклади застосування посадок з зазором в автотракторному і сільськогосподарському машинобудуванні приведені на рис.10.4

Для підвищення довговічності необхідно створювати гарантований запас на спрацювання. Для цього треба визначити мінімальний зазор, при якому забезпечується рідинне тертя. Потім за S_{min} вибирається посадка і знаходиться S_{max} при якому зберігається рідинне тертя і роботоздатність з'єднання.

Запас на спрацювання дорівнює $(S_{max} - S_{min}) - (T_a + T_b)$. Знаючи величину запасу на спрацювання і швидкість спрацювання спряжених деталей, можна визначити час надійної роботи з'єднання.

Для вибору оптимальних посадок необхідно знати залежність товщини масляного шару в місці найбільшого зближення цапфи і вкладишу підшипника від величини зазору S . Вид залежності $h = f(S)$ при постійних значеннях l/d і кута охоплення підшипника показаний на рис.10.5. Встановлено, що рідинне тертя створюється лише в певному діапазоні діаметральних зазорів, обмеженому найменшим S_{min} , і найбільшим S_{max} , функціональними зазорами.

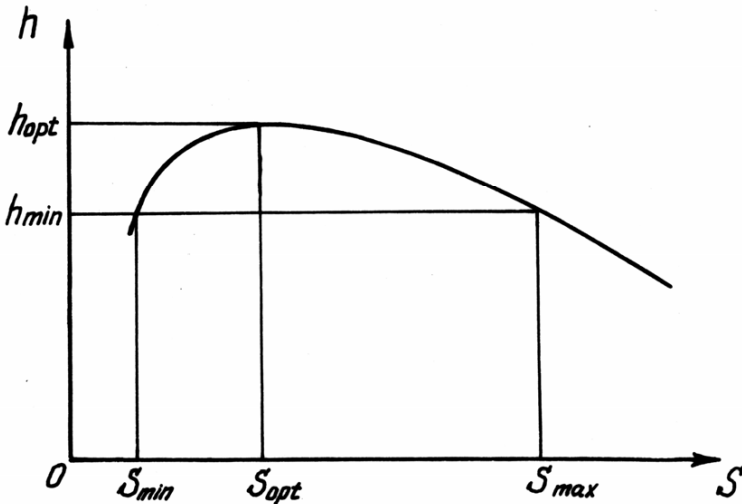


Рис. 10.5. Залежність товщини масляного шару від діаметрального зазору.

Якщо після складання діаметральний зазор у з'єднанні дорівнює S_{min} , то після припрацювання і деякого часу роботи з'єднання цей зазор досягає величини S_{opt} . При подальшому спрацюванні поверхонь, що труться, зазор збільшується. Коли він буде близький або дорівнюватиме S_{max} , експлуатація з'єднання повинна бути припинена через зниження його експлуатаційних показників і можливості швидкого спрацювання деталей.

10.4. Розрахунок і вибір посадок з гарантованим натягом

Посадки з натягом призначаються для утворення нерухомих нерознімних з'єднань. Відносна нерухомість деталей при таких посадках досягається за рахунок напруг, що виникають у матеріалі сполучених деталей внаслідок деформацій їх контактних поверхонь.

Іноді при передачі великих обертаючих моментів, щоб розвантажити поверхні, які контактують, застосовують додаткові кріпильні деталі (шпонки, гвинти, штифти). При одному й тому самому натягу міцність з'єднання залежить від матеріалу, розмірів деталей, шорсткості сполучених поверхонь, способу з'єднання деталей, швидкості запресування тощо.

Розрізняють такі основні способи складання деталей в посадках з натягом: складання під пресом при нормальній температурі; складання з попереднім розігрівом охоплюючої деталі або охолодження охопленої деталі до певної температури. У кожному конкретному випадку вибір способу складання визначається конструктивними міркуваннями (форма, розміри та ін.).

Складання під пресом – найбільш відомий і найпростіший процес, що застосовується переважно при відносно невеликих натягах (до $0,001 d_n$). Недоліки способу: нерівномірність деформації деталей, можливість їх пошкодження, потреба у потужних пресах.

Складання способом термічних деформацій застосовується як при відносно великих, так і при невеликих натягах і дає вищу якість з'єднання за рахунок менших пошкоджень деталей.

Комбінований спосіб з'єднання – за рахунок нагрівання отвору й охолодження вала – застосовується тоді, коли самого нагрівання чи самого охолодження недостатньо.

Оскільки надійність посадки з натягом залежить від багатьох факторів (конструктивних, технологічних та ін.), то у важливих випадках обрану посадку слід перевіряти експериментально.

Посадка вважається придатною, якщо при найменшому натягу гарантується нерухомість з'єднання, а при найбільшому – міцність з'єднаних деталей. За цих умов з'єднання передаватиме заданий крутний момент або осьову силу, а деталі, не руйнуючись, витримуватимуть викликані натягом напруги.

Розглянемо загальний випадок розрахунку посадки з натягом, коли з'єднання складається з пустотілого вала і втулки (рис.10.6).

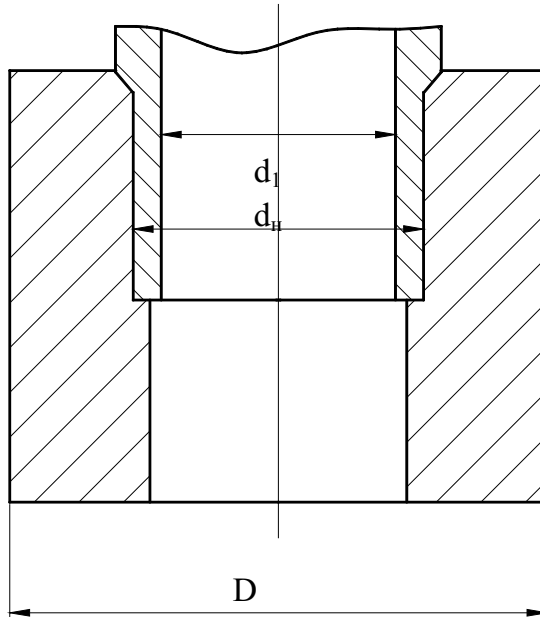


Рис. 10.6. Розміри валу і отвору в нерухомих з'єднаннях.

Визначаємо питомий тиск, потрібний для передавання навантаження залежно від виду навантаження:

- якщо навантаження передається через крутний момент $M_{кр}$ то питомий тиск p визначається з виразу:

$$p \geq \frac{2M_{кр}}{\pi d_n^2 l f}, \quad (10.19)$$

де d_n – номінальний розмір вала, м; l – довжина сполучення, м; f – коефіцієнт тертя;

- якщо сполучення навантажено лише осьовою силою $P_{ос}$, то:

$$P \geq \frac{P_{oc}}{\pi d_n l f}, \quad (10.20)$$

- при одночасному навантаженні крутним моментом і рухомою осьювою силою:

$$P \geq \sqrt{\frac{P_{oc} + \frac{2M_{kp}}{d_n}}{\pi d_n l f}}, \quad (10.21)$$

Найменший натяг визначаємо за формулою:

$$N_{min} = p d_n \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right), \quad (10.22)$$

де C_D і C_d – конструктивні коефіцієнти; E_D і E_d – модулі пружності матеріалу отвору і вала:

$$C_D = \frac{1 + \left(\frac{d_n}{D_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_n}{D_2}\right)^2} + \mu_D; \quad C_d = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d_n}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d_n}\right)^2} - \mu_d, \quad (10.23)$$

де $\mu \approx 0,3$ для сталі і $\mu \approx 0,25$ для чавуна – коефіцієнт Пуассона для охоплюючої та охопленої деталей.

Якщо вал суцільний, тобто: $d_1 = 0$, то $C_1 = 1 - \mu_d$.

У процесі запресування вала в отвір приблизно 60% їх нерівностей згладжується, що зменшує дійсний натяг. Розрахунковий натяг можна визначити за формулою:

$$N_{позр.} = N_{min} + 1,2(R_{ZD} + R_{Zd}). \quad (10.24)$$

За таблицями обирається посадка, яка задовольняє умову:

$$N_{min.табл.} \geq N_{позр.} \quad (10.25)$$

Визначаємо максимальний питомий тиск на контактних поверхнях при максимальному натязі обраної посадки:

$$p_{max.} = \frac{N_{max.табл.} - 1,2(R_{ZD} + R_{Zd})}{d_n \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right)}. \quad (10.26)$$

Знаходимо напругу для охоплюючої та охопленої деталей за такими залежностями:

$$\sigma_D = p_{max} \frac{1 + (d_n/D_2)^2}{1 - (d_n/D_2)^2} \quad \sigma_d = p_{max} \frac{1 + (d_1/d_n)^2}{1 - (d_1/d_n)^2}. \quad (10.27)$$

Якщо ці напруги не перевищують межі текучості матеріалу, тобто: $\sigma_D < \sigma_{T.D}$ $\sigma_d < \sigma_{T.d}$

то посадку обрано вірно. Якщо умова міцності не дотримується, то потрібно вибирати з таблиць (додаток 4) іншу посадку, яка б задовольняла умову (10.25), і заново виконати розрахунок міцності.

Приклад. Підібрати стандартну посадку а гарантованим натягом для таких даних: номінальний діаметр вала – $d_n = 50 \cdot 10^{-3}$ м; зовнішній діаметр втулки – $D = 80 \cdot 10^{-3}$ м; довжина спряження – $l = 30 \cdot 10^{-3}$ м; крутний момент – $M_{кр} = 164$ Н·м; шорсткість поверхні втулки і вала – $R_{ZD} = 10$ мкм; $R_{Zd} = 6,3$ мкм; матеріал вала і втулки – сталь 50; модулі пружності – $E_D = E_d = 2,1 \cdot 10^{11}$ Н/м², границя текучості – $\sigma_T = 370 \cdot 10^6$ Н/м²ж; матеріал втулки і вала – сталь 50;

Визначаємо величину мінімального питомого тиску між сполучними поверхнями втулки і вала:

$$p_{min} = \frac{2 \cdot M_{кр}}{\pi \cdot d_n^2 \cdot l \cdot f} = \frac{2 \cdot 164}{3,14 \cdot 0,05^2 \cdot 0,03 \cdot 0,1} = 14 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2.$$

Знаходимо найменший допустимий натяг:

$$N_{min} = p_{min} \cdot d_n \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right) = 14 \cdot 10^6 \cdot 0,05 \left(\frac{2,6}{2,1 \cdot 10^{11}} + \frac{0,7}{2,1 \cdot 10^{11}} \right) = 11 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 11 \text{ мкм}.$$

$$\text{де } C_D = \frac{1 + (d_n/D_2)^2}{1 - (d_n/D_2)^2} + \mu_D = \frac{1 + (0,05/0,08)^2}{1 - (0,05/0,08)^2} + 0,3 = 2,6$$

$$C_d = \frac{1 + (d_1/d_n)^2}{1 - (d_1/d_n)^2} - \mu_D = 1 - 0,3 = 0,7; d_1 = 0.$$

3. Визначаємо розрахунковий натяг:

$$N_{розр.} = N_{min} + 1,2(R_{ZD} + R_{Zd}) = 11 + 1,2(10 + 6,3) = 30 \text{ мкм}.$$

4. За таблицею (додаток 4) знаходимо, що умові $N_{min.табл.} \geq N_{розр.}$ задовольняє посадка $\varnothing 50 \frac{H8}{u8}$ у якої $N_{min.табл.} = 31$ мкм, а $N_{max.табл.} = 109$ мкм

5. Визначаємо максимальний питомий тиск на контактних поверхнях при максимальному натязі обраної посадки:

$$P_{max.} = \frac{N_{max.табл.} - 1,2(R_{zd} + R_{zd})}{d_n \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right)} =$$

$$= \frac{109 \cdot 10^{-6} - 1,2(10 + 6,3)}{0,05 \left(\frac{2,6}{2,1 \cdot 10^{11}} + \frac{0,7}{2,1 \cdot 10^{11}} \right)} = 161 \cdot 10^6 \text{ Н / м}^2.$$

6. Визначаємо максимальне напруження у втулці:

$$\sigma_D = P_{max} \frac{1 + (d_n/D_2)^2}{1 - (d_n/D_2)^2} = 161 \cdot 10^6 \frac{1 + (0,05/0,08)^2}{1 - (0,05/0,08)^2} = 368 \cdot 10^6 \text{ Н / м}^2.$$

7. Проводимо перевірку правильності вибраної посадки: $\sigma_D \leq \sigma_T$

Так як $368 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 < 370 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$, то посадка вибрана вірно.

В таблиці 10.1 наведені значення відношень $\frac{C_D}{E_D}$ і $\frac{C_d}{E_d}$ для різких

співвідношень діаметрів і матеріалу деталей.

Таблиця 10.1. Значення $\frac{C_D}{E_D}$ і $\frac{C_d}{E_d}$

$\frac{d_n}{D_2}$	Сталь		Чавун, мідні сплави		Алюмінієві сплави		Пластмаса типу капрон	
	$\frac{C_D}{E_D} \times 10^4$	$\frac{C_d}{E_d} \times 10^4$	$\frac{C_D}{E_D} \times 10^4$	$\frac{C_d}{E_d} \times 10^4$	$\frac{C_D}{E_D} \times 10^4$	$\frac{C_d}{E_d} \times 10^4$	$\frac{C_D}{E_D} \times 10^4$	$\frac{C_d}{E_d} \times 10^4$
0,1	0,36	0,67	0,80	1,50	1,03	1,90	0,36	0,67
0,2	0,38	0,68	0,87	1,55	1,12	1,97	0,38	0,68
0,3	0,42	0,71	1,00	1,65	1,27	2,10	0,42	0,71
0,4	0,52	0,80	1,18	1,87	1,55	2,40	0,52	0,80
0,5	0,65	0,94	1,52	2,20	1,95	2,80	0,65	0,94
0,6	0,88	1,15	2,05	2,70	2,60	3,50	0,88	1,15
0,7	1,25	1,55	2,90	3,60	3,70	4,00	1,22	1,55
0,8	2,00	2,30	4,70	5,48	6,00	6,90	2,00	2,30
0,9	4,40	4,70	10,0	11,0	13,20	14,00	4,40	4,70

Посадку з натягом можна вибрати за величиною розрахункових натягів

$$N_{розр.макс} \text{ і } N_{розр.мін}.$$

Визначаємо допуск посадки:

$$T_N = N_{розр.макс} - N_{розр.мін}. \quad (10.28)$$

Підраховують граничні монтажні натяги, допустивши, що за період припрацювання корисний запас металу на спрацювання змен-

шитись на 30%:

$$N_{м.маx} = N_{розр.маx} + 0,3T_N, \quad (10.29)$$

$$N_{м.мин} = N_{розр.мин} + 0,3T_N. \quad (10.30)$$

За таблицями стандарту вибирають посадку, виходячи з умови, що стандартні натяги знаходяться у такій залежності від монтажних натягів:

$$N_{ст.мин} > N_{м.мин}; \quad N_{ст.маx} \leq N_{м.маx}.$$

Приклад. Розрахувати і підібрати стандартну посадку по наступним вихідним даним: $d_n = 110 \cdot 10^{-3}$ м; $N_{розр.мин} = 40$ мкм.

$$N_{розр.маx} = 25 \text{ мкм};$$

Визначаємо допуск посадки

$$T_N = 130 - 40 = 90 \text{ мкм}.$$

Знаходимо монтажні зазори:

$$N_{м.мин} = 40 + 0,3 \cdot 90 = 67 \text{ мкм}.$$

$$N_{м.маx} = 130 + 0,3 \cdot 90 = 157 \text{ мкм}.$$

За таблицями підбираємо посадку, що задовольняє умову $N_{ст.мин} > N_{м.мин}$ і $N_{ст.маx} \leq N_{м.маx}$.

Такій умові відповідає посадка $\varnothing 110 \frac{H7}{t6}$, у якій

$$N_{ст.мин} = 69 \text{ мкм}, \quad N_{ст.маx} = 126 \text{ мкм}.$$

Для даної посадки за таблицями знаходимо відхилення сполучених деталей:

$$ES = + 0,064 \text{ мкм}; \quad EI = + 0,025 \text{ мкм};$$

$$es = 0; \quad ei = 0,025 \text{ мкм}.$$

Для тих з'єднань, де крутний момент або осьове навантаження передається кріпильними деталями, можна призначати нерухому посадку методом аналогії, який полягає у тому, що призначаються посадки, аналогічні відомим посадкам тих з'єднань цього самого типу, що добре працюють.

Основні посадки з натягом за величиною відносного натягу можна умовно розділити на 4 групи:

а) особливо важкі, у яких $N_{відн} \geq 1 \text{ мкм} / \text{мм} (H8 / z8)$;

б) важкі, у яких $N_{відн} = 1 \text{ мкм} / \text{мм} (H7 / u7; H8 / u8)$;

в) середні, у яких $N_{відн} = 0,5 \text{ мкм} / \text{мм} (H7 / r6)$;

г) легкі, у яких $N_{відн} = 0,25 \text{ мкм} / \text{мм} (H7 / s6)$.

Особливо важкі і важкі посадки передають великі крутні моменти і динамічні навантаження; середні – вдвічі менші навантаження;

легкі – малі навантаження. Нерухомість досягається за рахунок додаткових кріплень.

Посадки H/p ; P/h характеризуються нормальним гарантійним натягом, для них встановлено точніші квалітети (вали 4...6, отвори 6...7). Застосовуються: коли $M_{кр}$ або $P_{ос}$ малі; для точних з'єднань; для центрування великогабаритних деталей, що важко навантажені або швидко обертаються.

Посадки H/r ; R/h ; H/s ; S/h ; H/t ; T/h характеризуються помірним натягом у межах (0,0002... 0,0006) забезпечують передачу навантажування середньої величини без додаткового кріплення.

Встановлені для квалітетів (вали 5...7, отвори 6...7).

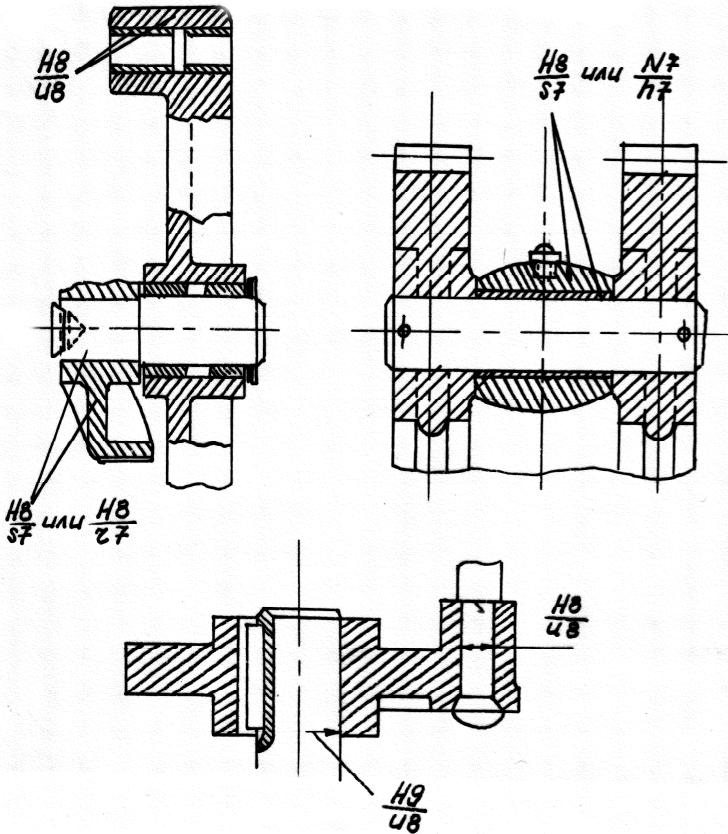


Рис. 10.7. Приклади застосування посадок з натягом: а – важіль приводу зернозбирального комбайну; б- кривошипні шестерні сінного пресу; в – кривошип косарки.

Приклади: зубчасті колеса на проміжному валу коробки зміни передач вантажних автомобілів з додатковим кріпленням шпонкою; шестерня на валу масляного насоса трактора з додатковим кріпленням шпонкою та ін.

Посадки H/u ; U/h ; H/x ; H/z характеризуються більшим натягом (0,001...,0,002) d_n , призначаються для з'єднань, на які діють важкі динамічні навантаження і застосовуються, як правило, без додаткового кріплення з'єднаних деталей у 6-му, іноді в 7-му квалітеті (втулка поворотного кулака трактора; втулка важеля очищення зернозбирального комбайну та ін).

Приклади застосування посадок наведено на рис. 10.7.

10.5. Вибір і призначення перехідних посадок

Перехідні посадки часто використовуються у тих випадках, коли потрібно забезпечити, з одного боку, якісне центрування у парі і, з другого боку, можливість розбирання у процесі експлуатації з'єднання.

Натяги у перехідних посадках відносно малі і, як правило, не вимагають перевірки деталей на міцність. Зазори у перехідних посадках також відносно малі. Таким чином, перехідні посадки характеризуються наявністю або зазору, або натягу. Перехідні посадки встановлено у відносно точних квалітетах: вали в 4-му – 7-му, отвори в 5-му – 8-му. Отвори у перехідних посадках, як правило, застосовують на один квалітет грубіші від вала. Основний ряд перехідних посадок утворюється валами 6-го і отворами 7-го квалітетів.

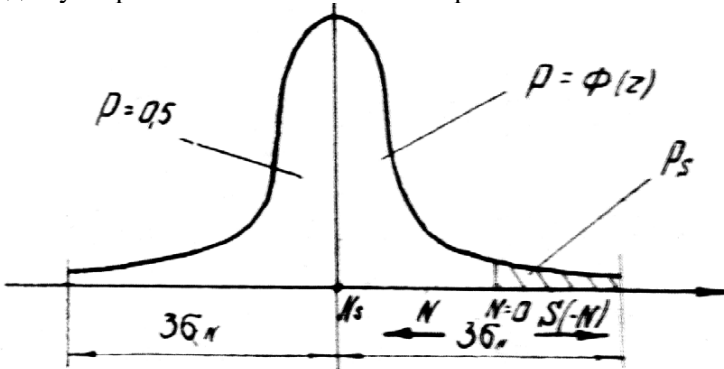


Рис. 10.8. Схема співвідношення зазорів та натягів у перехідній посадці.

Розрахунок перехідних посадок полягає у визначенні ймовірних зазорів і натягів та їх процентного співвідношення. Розраховуючи посадки, звичайно виходять з нормального закону розподілу розмірів деталей при виготовленні. Розподіл зазорів і натягів також підлягає нормальному закону розподілу (рис.10.8).

Розглянемо методику розрахунку перехідних посадок на прикладі такого з'єднання:

$$\varnothing 110 \frac{H7^{(+0.030)}}{t6^{(+0.039}_{+0.020)}}.$$

Визначаємо величину граничних натягів (зазорів):

$$N_{max} = es - EI = 39 - 0 = 39 \text{ мкм};$$

$$N_{min} = ei - ES = 20 - 30 = -10 \text{ мкм}.$$

Знаходимо величину середнього натягу:

$$N_c = \frac{N_{max} + N_{min}}{2} = \frac{39 + (-10)}{2} = 14.5 \text{ мкм}.$$

Допуски деталей дорівнюють:

$$T_D = ES - EI = 30 - 0 = 30 \text{ мкм};$$

$$T_d = es - ei = 39 - 20 = 19 \text{ мкм}.$$

Визначаємо середнє квадратичне відхилення натягу:

$$\sigma_N = \frac{1}{6} \sqrt{T_D^2 + T_d^2} = \frac{1}{6} \sqrt{30^2 + 19^2} = 5.9 \text{ мкм}.$$

Межа інтегрування (коефіцієнт ризику) складає:

$$Z = \frac{N_c}{\sigma_N} = \frac{14.5}{5.9} = 2.46$$

За знайденим значенням Z визначаємо за таблицями функцію Φ_z :

$$\Phi_z = 0.493.$$

Ймовірність появи натягів за такими залежностями:

$$P_N = 0.5 + \Phi_z, \text{ якщо } Z > 0;$$

$$P_S = 0.5 - \Phi_z, \text{ якщо } Z > 0.$$

У даному прикладі:

$$P_N = 0.5 + \Phi_z = 0,5 + 0,493 = 0,993.$$

Ймовірність появи зазорів:

$$P_S = 1 - P_N = 1 - 0.993 = 0.007$$

В ЄСДП перехідні посадки утворюються сполученням полів допусків, складених сполученням основних відхилень $I(i)$ до $N(n)$ і квалітетів.

Посадки H/I_s ; I_s/h характеризуються тим, що для них ймовірнішим є зазор, але можливі й невеликі натяги. Такі посадки застосо-

вуються, якщо при центруванні деталей допускаються невеликі зазори або потрібно забезпечити легке складання.

До них належать: $H7/L_6$; I_7/h_6 .

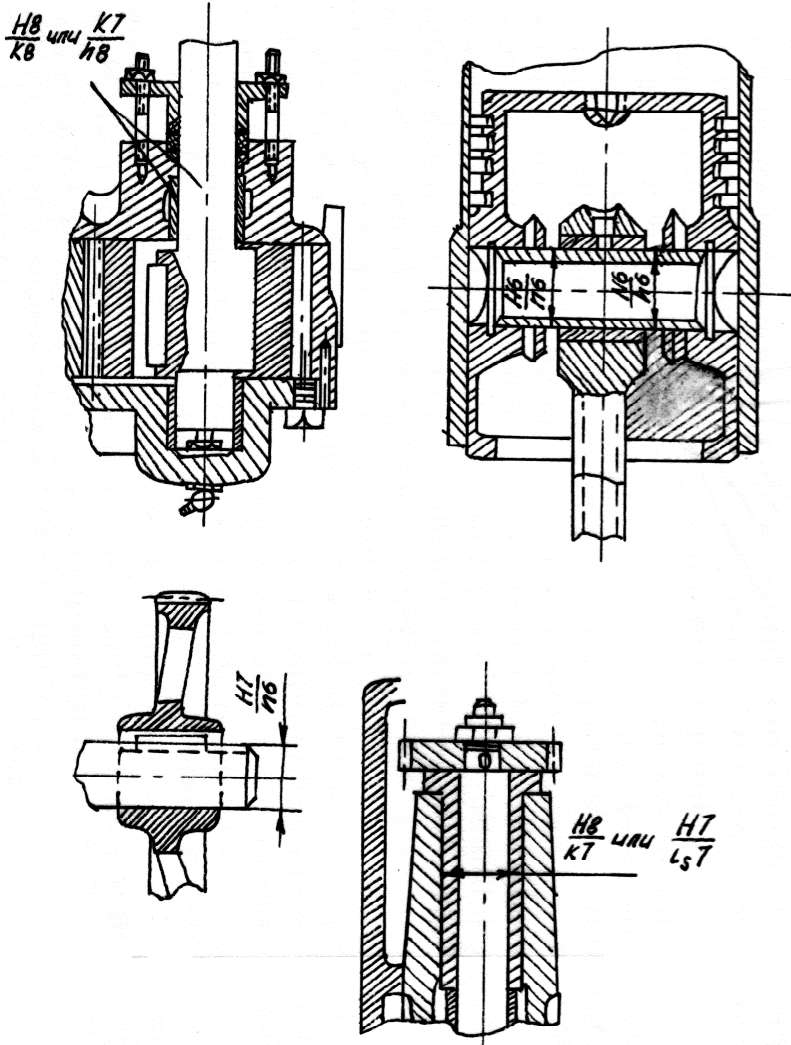


Рис. 10.9. Приклади перехідних посадок: а – шестеренчастий насос; б – вузол кривошипно-шатунного механізму трактора; в- кріплення зубчастого колеса; г – вузол масляного насосу трактора.

Приклади: невеликі шківні і ручні маховики на кінцях валів; конусна втулка у підшипнику передньої бабки токарних верстатів.

Для посадок **H/k**; **K/h** ймовірність одержання зазорів і натягів однакова.

Посадки **H7/k6**; **K7/h6** застосовуються в зубчастих колесах на валах редукторів верстатів та інших машин, у втулках головок шатунів тракторних двигунів та ін. Посадки **H6/k5**; **K6/h5** – підвищеної точності (поршневий палець у бобишках поршня).

Посадки **H/m**; **M/h** переважно забезпечують натяг. Ймовірність одержання зазорів відносно мала. Посадки **H7/m6**; **M7/h6** застосовуються для нерухомих з'єднань деталей на валах, які швидко обертаються (зубчасті колеса на валах редукторів; посадки деталей на кінцях валів електромашин та ін).

Посадки **H/n**; **N/h** – найміцніші з перехідних посадок. Зазори при складанні практично не виникають.

Застосовуються у важконавантажених зубчастих колесах; у втулках штовхача у блоці циліндрів тракторного двигуна тощо.

Приклади застосування перехідних посадок наведено на рис. 10.9.

ГЛАВА 11. СЕЛЕКТИВНЕ СКЛАДАННЯ

11.1. Суть селективного складання

На практиці часто виникає потреба виготовити деталі з такою точністю, якої не можна досягти, або при досягненні якої деталі будуть дорогими (неекономічними). Так, зазор у плунжерній парі паливного насоса повинен бути в межах 1...3 мкм. Це значить, що точність обробки плунжера повинна бути в 7 разів, а втулка – в 10 разів вищою, ніж за 6-м квалітетом.

Для забезпечення такої точності жоден із наявних технологічних процесів не буде економічним. Тому у виробництві застосовується селективне складання, яке дало змогу одержати посадки підвищеної точності.

Селективне складання застосовується і тоді, коли потрібно підвищити точність з'єднання без зменшення допусків на обробку сполучуваних деталей, а також і в тому випадку, коли потрібно розширити допуски – від розрахункових до економічно доцільних при додержанні заданої точності.

Суть селективного складання полягає в тому, що деталі

з'єднання розсортовують на групи, а потім з'єднують деталі однойменних груп.

У з'єднанні гільза циліндрів-поршень двигуна Д-75 зазор, згідно з технічними умовами, має бути в межах 0,19...0,23 мм. На рис. 11.1. зображено схему полів допусків цього з'єднання. Із схеми видно, що з'єднання гільз і поршнів однойменних груп дає можливість одержувати зазори у цих заданих межах. Якщо ці деталі не ділити на групи, то зазор між гільзою циліндрів і поршнем становив би 0,13...0,29 мм, що призвело б до зниження технічного ресурсу. При зазорах 0,13...0,19 мм у процесі роботи двигуна могли б бути задири.

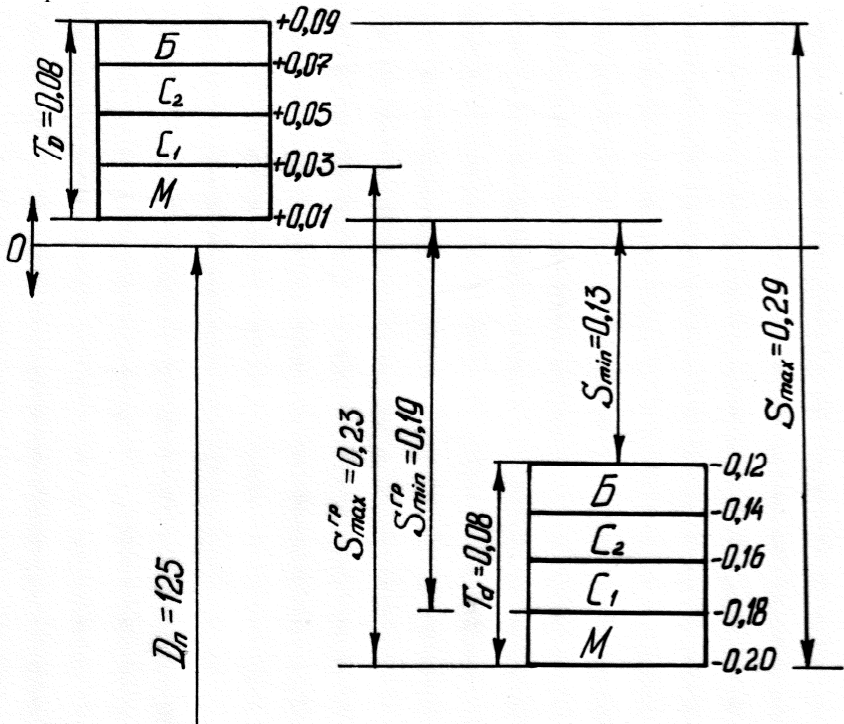


Рис.11.1. Схема, що характеризує суть селективного складання.

Селективне складання має такі переваги:

- можливість одержання такої точності, яка недосяжна або економічно недоцільна на наявному технологічному обладнанні;
- дешевше виготовлення деталей за рахунок розширення полів допусків;
- можливість ширшого використання стандартних посадок, осо-

бливо перехідних.

Недоліки селективного складання:

- збільшуються додаткові витрати на сортування і маркування деталей;
- збільшуються потреби у дорогих калібрах;
- похибка вимірювань при сортуванні деталей на n груп повинна бути в \sqrt{n} разів нижчою, ніж при повному допуску.

Із збільшенням числа груп збільшується незавершене виробництво деталей внаслідок різної їх кількості в однойменних групах. Для зменшення кількості деталей, які опинилися в незавершеному виробництві, потрібно утворювати групи нелінійним діленням полів допусків, а пропорційним діленням площ кривих розподілу (рис. 11.2). Оскільки число отворів і валів має бути однаковим, то площі обох кривих розподілу будуть рівними.

Поле допуску будь-якої деталі ділять на 5...10 рівних частин. Площі F_1 ; F_2 ; F_3 ; F_4 , являють собою у деякому масштабі число деталей. Потім криву розподілу вала ділять на те саме число частин таким чином, щоб площа кожної частини кривої розподілу вала дорівнювала площі відповідної частини кривої розподілу отвору. Відповідні точки поділу парних часткових полів з'єднують прямими лініями, що називаються зв'язками розподілу.

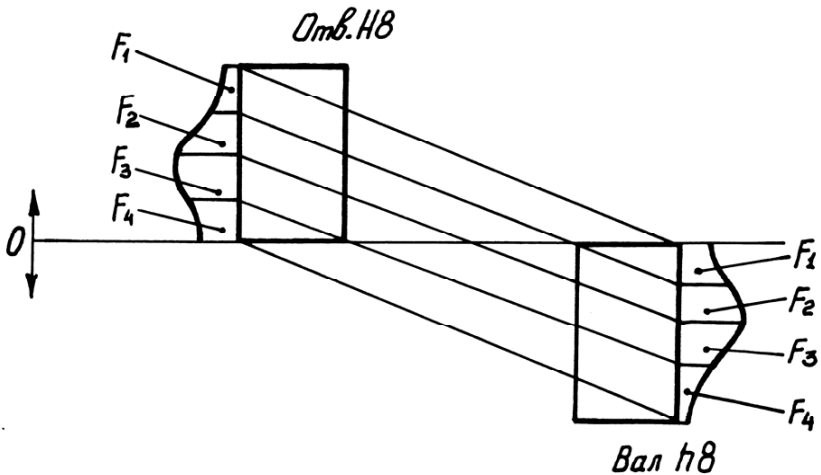


Рис. 11.2 Ділення на групи пропорційно площинам гістограм.

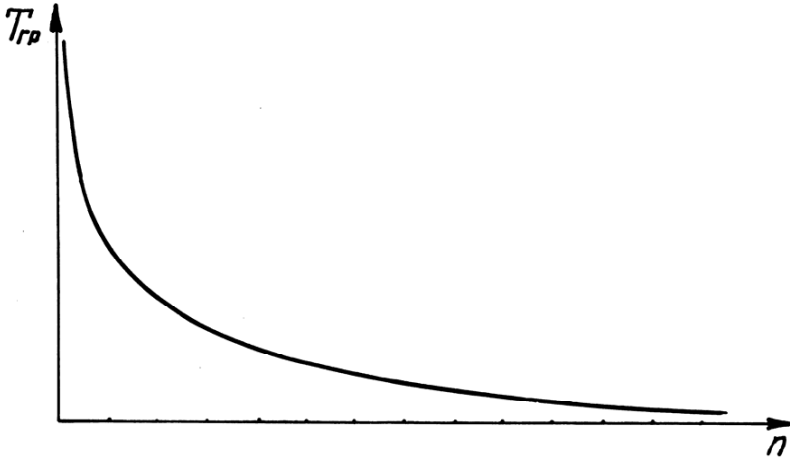


Рис. 11.3. Крива зміни $T_{гр}$ від n

У цьому випадку у кожній групі буде однакова кількість деталей. Щоб досягти цього, потрібно виконати такі умови:

1. Вивчити фактичні криві розподілу деталей. Дія підтримання стабільності кривих розподілу потрібно, щоб на верстатах працювали постійні робітники і застосовувався інструмент одного типу.

2. Під час сортування стежити за парністю деталей у групах. Поршневу парність можна вирівняти підгонкою, але це шкодить взаємозамінності. Метод підгонки застосовується в ремонтних підприємствах, які відновлюють прецизійні пари.

Потрібно мати на увазі, що при занадто великому числі груп груповий допуск мало відрізнятиметься від допуску при меншому числі груп, зате значно збільшуються витрати. На рис. 11.3 зображено зміну груп повного допуску T залежно від числа груп $T_{гр}$. Число необхідних груп селективного складання повинне бути оптимальним.

11.2. Розрахунок числа груп з'єднань з гарантованим зазором

Сортування на групи в з'єднаннях з гарантованим зазором застосовується у таких випадках:

- коли допуск посадки малий, тобто деталі повинні бути виготовленими за високим якітетом;

- коли в таблицях немає стандартної посадки, яка задовольняє умову $S_{см. min} \geq S_{м. min}$;

- коли потрібно помітно збільшити довговічність з'єднання.

У з'єднаннях з гарантованим зазором кращим за довговічністю вважатимуться з'єднання з мінімальним зазором S_{min} . Може бути три випадки співвідношення між допусками з'єднуваних деталей: допуски деталей однакові, допуск отвору більший від допуску вала і допуск вала більший від допуску отвору.

Якщо допуски з'єднуваних деталей однакові (рис.11.4), тобто $T_D = T_d$, то будуть однаковим і групові допуски, тобто $T^{gp}_D = T^{gp}_d$. Мінімальні зазори у з'єднаннях, складених із деталей однойменних груп, будуть однаковими, тобто $S^1_{min} = S^2_{min} = S^n_{min}$.

У такому випадку число груп n дорівнюватиме:

$$n = \frac{T_D}{T^{gp}_D} = \frac{T_d}{T^{gp}_d}. \quad (11.1)$$

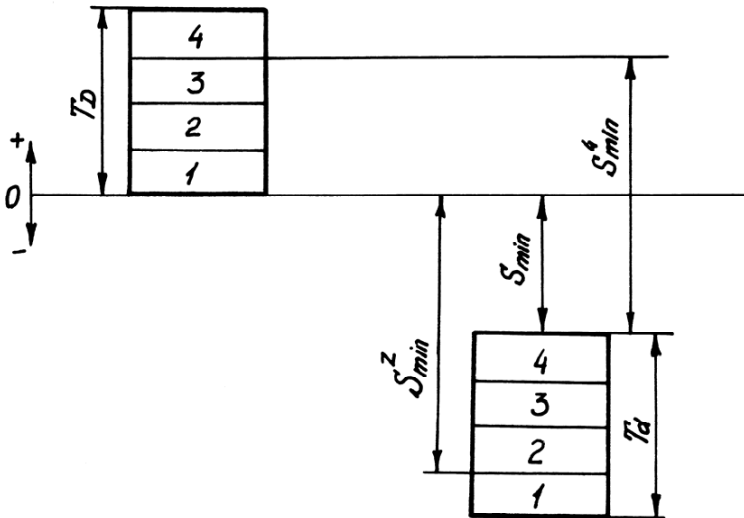


Рис. 11.4. Схема зміни зазорів при рівності допусків деталей (у випадку, коли допуски деталей рівні).

У випадку, коли допуск отвору більший від допуску вала, тобто $T_D > T_d$ мінімальний зазор збільшується із збільшенням числа груп (рис.11.5). Як видно із рисунку, самий мінімальний зазор буде у з'єднанні деталей першої групи, тобто $S^1_{min} < S^4_{min}$. За основу розра-

хунку числа груп беремо мінімальний зазор у першій групі, тобто:

$$S_{\min}^1 = S_{\min}^{sp}.$$

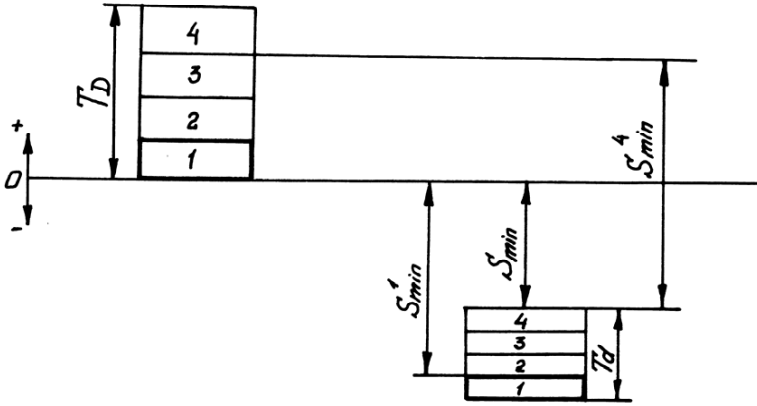


Рис. 11.5. Схема зміни зазорів при $T_D > T_d$

З даної схеми можна записати:

$$S_{\min}^{sp} = S_{\min} + T_D - \frac{T_D}{n}. \quad (11.2)$$

Звідси:

$$n = \frac{T_D}{S_{\min} - S_{\min}^{sp} + T_D}. \quad (11.3)$$

Розглянемо випадок, коли допуск вала буде більшим від допуску отвору, тобто $T_D < T_d$ (рис.11.6). Мінімальний зазор зменшуватиметься із збільшенням числа груп. Як видно з рисунка, самий мінімальний зазор буде у четвертій групі, тобто $S_{\min}^4 < S_{\min}^1$. При визначеному числі груп за основу беремо мінімальний зазор у четвертій групі, тобто $S_{\min}^4 = S_{\min}^1$.

Як видно з рис.11.6, мінімальний груповий зазор дорівнює:

$$S_{\min}^{sp} = S_{\min} + T_d - \frac{T_d}{n}. \quad (11.4)$$

Звідси:

$$n = \frac{T_d}{S_{\min} - S_{\min}^{sp} + T_d}. \quad (11.5)$$

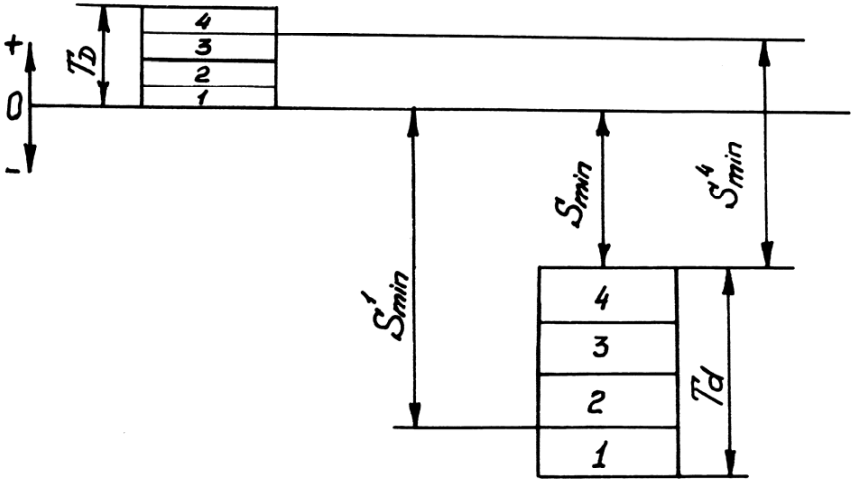


Рис.11.6. Схема зміни зазорів при $T_D < T_d$

11.3. Розрахунок числа груп для з'єднань з гарантованим натягом

Сортування деталей на групи у з'єднаннях з гарантованим натягом застосовується у таких випадках:

- при малому значенні допуску посадки;
- коли у таблицях немає посадки, яка б задовольняла умові:

$$N_{ст.мин} > N_{м.мин}, N_{ст.мак} \leq N_{м.мак}.$$

Для забезпечення довговічності роботи з'єднання з гарантованим натягом потрібно, щоб між з'єднуваними деталями був максимальний натяг $N_{мак}$. Може бути три випадки співвідношення між допусками деталей, з яких складається з'єднання: допуски деталей однакові, допуск отвору більший від допуску вала і допуск вала більший від допуску отвору.

Якщо допуски деталей рівні між собою, тобто $T_D = T_d$, то будуть рівні між собою і групові допуски, тобто $T_{D}^{gp} = T_{d}^{gp}$ (рис. 11.7)

У цьому випадку максимальні натяги у кожній групі будуть однаковими, тобто: $N_{мак}^1 = N_{мак}^2 = N_{мак}^n$.

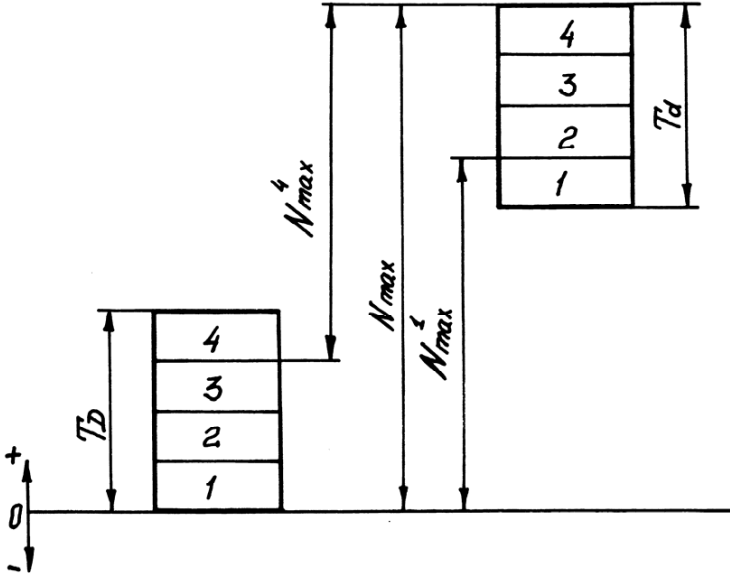


Рис. 11.7 Схема співставлення натягів при рівності допусків деталей (у випадку, коли допуски деталей рівні)

Число груп сортування деталей дорівнюватиме:

$$n = \frac{T_D}{T^{sp}_D} = \frac{T_d}{T^{sp}_d} \quad (11.6)$$

Якщо допуск отвору більший від допуску вала, тобто $T_D > T_d$ максимальний натяг зменшується із збільшенням числа груп (рис.11.8).

Як видно з рисунка, самий максимальний натяг буде у з'єднанні деталей першої групи, тобто $N^1_{max} > N^4_{max}$. За основу розрахунку беремо максимальний натяг у першій групі, тобто

$$N^1_{max} = N^4_{max}.$$

З рисунку 11.8. витікає, що:

$$N^{sp}_{max} = N_{max} - T_d + \frac{T_d}{n} \quad (11.7)$$

Звідси:

$$n = \frac{T_d}{N^{sp}_{max} - N_{min} + T_d} \quad (11.8)$$

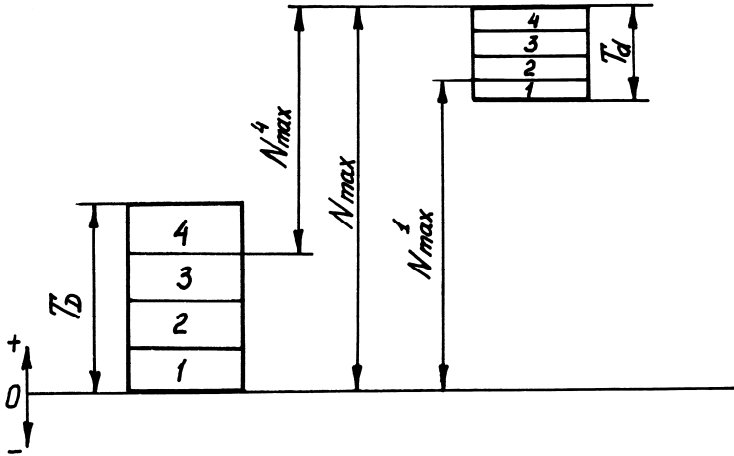


Рис. 11.8. Схема співставлення натягів при $T_D > T_d$

Розглянемо визначення числа груп сортування, коли допуск вала буде більшим від допуску отвору, тобто $T_D < T_d$ (рис.11.9). Максимальний натяг зростатиме із збільшенням числа груп. Самий максимальний натяг буде у четвертій групі, тобто при визначенні числа груп за основу беремо максимальний натяг у четвертій групі, тобто $N^4_{max} > N^1_{max}$. При визначенні числа груп за основу беремо максимальний натяг у четвертій групі, тобто $N^4_{max} = N^p_{max}$.

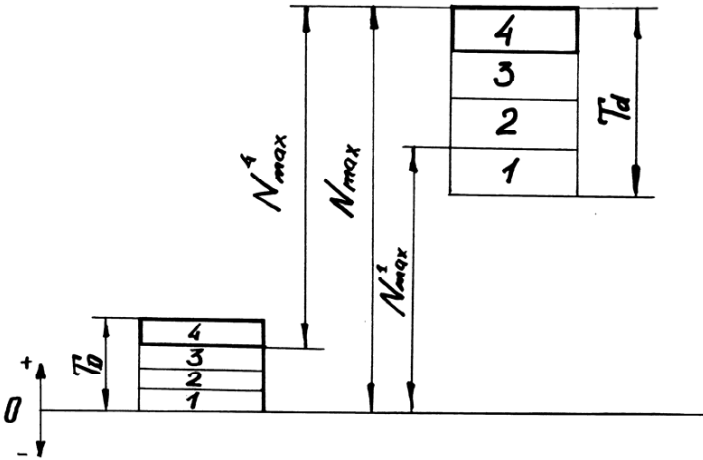


Рис. 11.9. Схема співставлення натягів при $T_D < T_d$

Максимальний груповий натяг (рис.11.9) дорівнює:

$$N_{\max}^{\text{сп}} = N_{\max} - T_D + \frac{T_D}{n}. \quad (11.9)$$

Звідси:

$$n = \frac{T_D}{N_{\max}^{\text{сп}} - N_{\min} + T_D}. \quad (11.10)$$

Сортуючи деталі на групи, потрібно враховувати, що при великому числі груп груповий допуск мало відрізняється від допуску при меншому числі груп, але значно ускладнюються організація і процес складання. На практиці оптимальне число груп беруть рівним 4 або 5, а для підшипникових з'єднань при сортуванні тіл кочення $n > 10$.

ГЛАВА 12. ДОПУСКИ НА КУТОВІ РОЗМІРИ І НА РОЗМІРИ ДЕТАЛЕЙ КОНІЧНИХ З'ЄДНАНЬ

12.1. Кутіві розміри і допуски на них

Кути (кутові розміри) визначають положення поверхонь деталей, наприклад циліндрів V – подібних двигунів, шківів і варіаторів клинопасових передач тощо. Кути бувають незалежні і залежні (нормальні). Незалежні кути не зв'язані розрахунковими співвідношеннями з іншими розмірами проєктованих виробів. На них поширюються ГОСТ 8593-81 і ГОСТ 8908-81.

Нормальні кути з довжиною меншої сторони кута до 2500 мм стандарт розподіляє на три ряди. До першого ряду входять кути 0° , 5° , 15° , 20° , 30° , 45° , 60° , 90° , 120° . Другий і третій ряди відповідно містять 11 і 24 значення кутів. При виборі кутів слід надавати перевагу першому ряду перед другим, другому – перед третім.

ГОСТ 8908-81 передбачає такі позначення допусків (рис. 12.1):

AT – допуск кута (різниця між найбільшим і найменшим граничними кутами);

AT_a – допуск кута, виражений у кутових одиницях;

AT – закруглене значення допуску кута в градусах, хвилинах, секундах;

AT_h – допуск кута, виражений відрізком на перпендикулярі до сторони кута, протилежного куту AT_a на відстані L_I від вершини цього кута;

AT_D – допуск кута конуса, виражений допуском на різницю діаметрів у двох нормальних до осі перерізах конуса на заданій відс-

тані L між ними (визначається за перпендикуляром до осі конуса).

Допуски кутів конусів з конусністю не більше 1:3 призначають в залежності від номінальної довжини конуса L , а з конусністю більшою 1:3 – залежно від довжини твірної L_1 .

Встановлено 17 ступенів точності допусків кутів: 1,2,..., і у порядку спадання точності.

При позначенні допуску кута заданого ступеню точності до позначення допуску кута додається номер відповідного ступеню точності, наприклад: AT_5 , AT_9 .

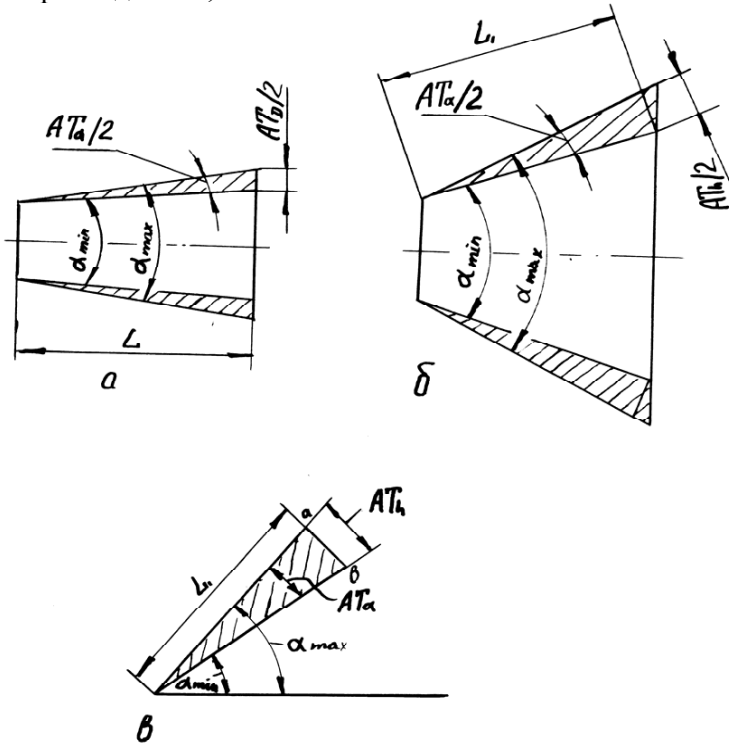


Рис. 12.1. Допуски кутових розмірів та їх позначення:
a – при конусності не більше 1:3; ***б*** – при конусності більше 1:3;
в – загальна схема.

Ступені точності призначаються:

1...6 – для кутових мір, калібрів;

7 – для деталей високої точності, що потребують якісного центрування;

8...9 – для деталей високої точності, які передають великі крутні

моменти, наприклад, для інструментальних конусів;

10...13 – для деталей нормальної точності (центри і центрові гнізда, напрямні планки та ін.);

14 – для деталей невисокої точності, для кутових розмірів і конусів деталей, що стопорять (фіксатори, зірочки, стопорні втулки);

15...17 – для нормування допусків вільних кутових розмірів.

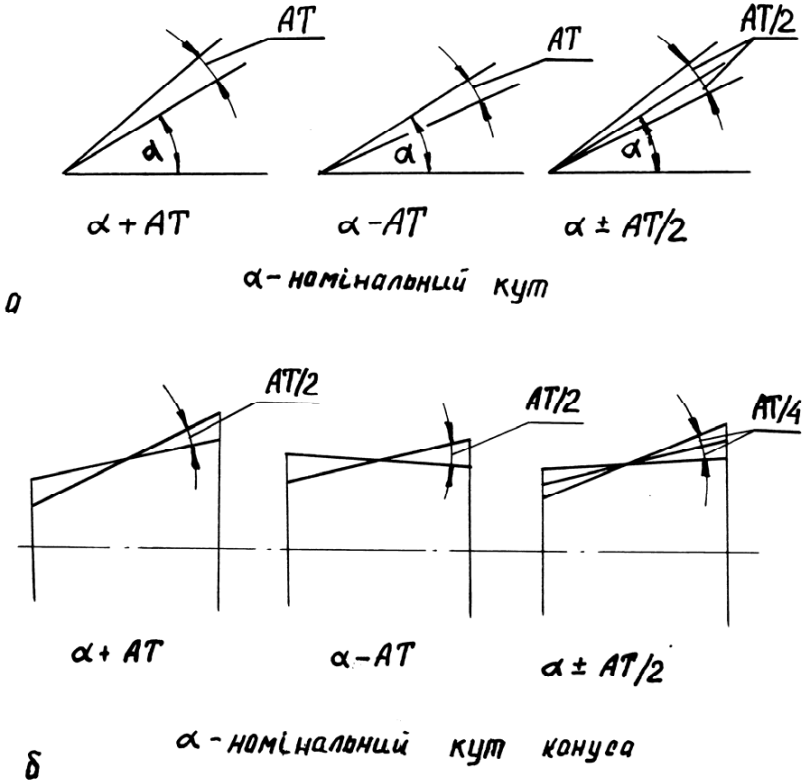


Рис. 12.2. Варіанти розміщення допусків на кутові розміри

Значення AT_h визначаються за формулою:

$$AT_h = AT_\alpha L_1 \cdot 10^{-3}, \quad (12.1)$$

де AT_h – в мікрометрах; AT_α – в мікрорадіанах; L_1 – в міліметрах.

Допуски AT призначають на конуси з конусністю більшою 1:3.

Якщо конусність не більша 1:3, то можна з достатньою точністю допустити, що $AT_d \approx AT_h$. Для конусів з конусністю більшою 1:3 значення AT_d визначають за формулою:

$$AT_D = \frac{AT_h}{\cos \alpha / 2}, \quad (12.2)$$

де α – номінальний кут конуса.

Допуски кутів (рис. 12.2, а) і конусів (рис. 12.2, б) можуть бути розмішеними у плюс ($+AT$), у мінус ($-AT$) або симетрично $\pm \frac{AT}{2}$ відносно номінального кута.

12.2. Допуски і посадки конічних з'єднань

Широке розповсюдження конічних з'єднань зумовлено такими їх позитивними властивостями: висока герметичність і міцність з'єднання; можливість фіксувати взаємне положення двох деталей і в радіальному, і в осьовому напрямках, забезпечуючи необхідний зазор або натяг; здатність конічної пари до швидкого розбирання і складання без пошкодження поверхонь елементів з'єднання; самоцентрованість.

Розрізняють такі види конічних з'єднань: нерухомі (з натягом), щільні (з можливістю ковзання) і рухомі (із зазором).

Нерухомі з'єднання використовуються для передачі крутних моментів. Нерухомість забезпечується силою тертя між сполученими поверхнями. Сила тертя регулюється натягом, який досягається затягуванням або запресуванням зовнішнього конуса у внутрішній. При великих навантаженнях, при відносно малому натязі, при вібраціях у нерухомому конічному з'єднанні передбачаються шпонки. Наприклад: з'єднання фланцевих муфт з порожніми і суцільними валами.

Щільні з'єднання застосовуються для забезпечення герметизації. Посадка забезпечується притиркою з'єднуваних деталей. Ці з'єднання використовуються у двигунах для посадки клапана у сідло, у жиклерах карбюраторів, тощо.

Відносно обертання або зазор між деталями забезпечують рухомі з'єднання, які характеризуються точним центруванням, можливістю компенсації спрацювання деталей за рахунок її переміщення вздовж осі (наприклад, у конічних підшипниках верстатів, в регулюючих пристроях тощо).

Основні геометричні параметри конічного з'єднання наведено на рис. 12.3.

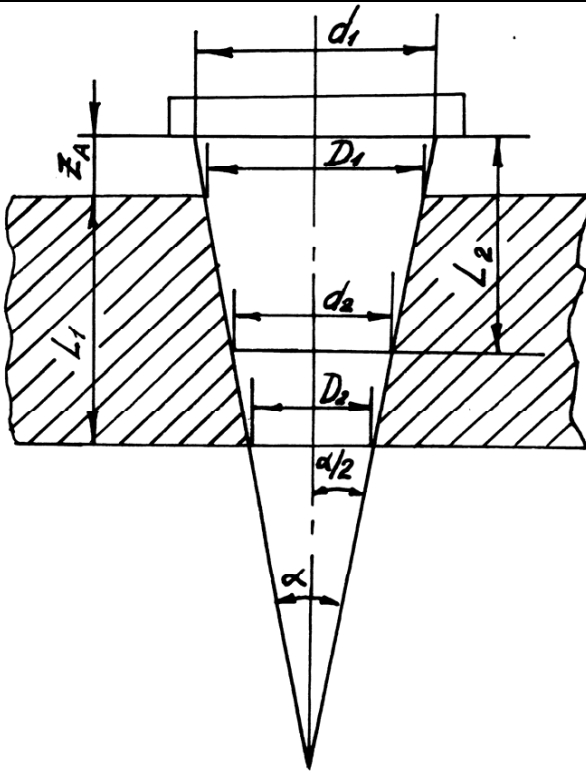


Рис. 12.3. Параметри конічного з'єднання

Базовою площиною конуса називається перпендикулярна до осі контуру площина, відносно якої визначається положення перерізів.

Базовідстань Z (осьова відстань) – це відстань між базовими площинами (базами) сполучених конусів вздовж їх осей.

Рекомендується така термінологія для конічних з'єднань:

$Z_A, T_p, Z_{A_{\max}}, Z_{A_{\min}}$ – відповідно номінальне значення базовідстані, її допуск, верхнє і нижнє відхилення;

$d_1, AT_{d_1}, es_{d_1}, ei_{d_1}$ – відповідно номінальне значення розміру великого діаметра зовнішнього конуса (вала), його допуск, верхнє і нижнє відхилення;

$D_2, AT_{D_2}, ES_{D_2}, EI_{D_2}$ – відповідно номінальне значення розміру меншого діаметра внутрішнього конуса (отвору), його допуск, верхнє і нижнє відхилення;

$\alpha_B, AT_{\alpha_B}, eS_{\alpha_B}, ei_{\alpha_B}$ – відповідно номінальне значення кута конуса вала, його допуск, верхнє і нижнє відхилення;

$\alpha_0, AT_{\alpha_0}, ES_{\alpha_0}, EI_{\alpha_0}$ – відповідно номінальне значення кута конуса отвору, його допуск, верхнє і нижнє відхилення;

$L_1, T_{L_1}, \Delta S_{L_1}, \Delta I_{L_1}$ – відповідно номінальне значення розміру довжини внутрішнього конуса, його допуск верхнє і нижнє відхилення;

$L_2, T_{L_2}, \Delta S_{L_2}, \Delta I_{L_2}$ – відповідно номінальне значення розміру довжини зовнішнього конуса, його допуск, верхнє і нижнє відхилення.

C – конусність.

Від розміщення поля допуску отвору і вала відносно номінального розміру залежить значення базовідстані:

$$Z_A = \frac{d_1 - D_1}{C}, \quad (12.3)$$

$$Z_{Amax} = \frac{d_{1max} - D_{1min}}{C}, \quad (12.4)$$

$$Z_{Amin} = \frac{d_{1min} - D_{1max}}{C}. \quad (12.5)$$

Допуск на базовідстань дорівнює:

$$T_p = Z_{Amax} - Z_{Amin} = \frac{T_d - T_D}{C}. \quad (12.6)$$

На рис. 12.4 зображено схему утворення граничних базовідстаней. Конус вала може займати різні положення відносно конуса отвору при одних і тих самих заданих допусках залежно від того, як розміщуватимуться допуски на діаметри відносно лінії номінального розміру. Існує декілька варіантів розміщення полів допусків відносно номінальної лінії.

Перший варіант – допуски розміщено у "тіло" деталей (рис. 12.4, а).

При цьому:

$$Z_{Amax} = \frac{d_{1max} - D_{1min}}{C} = \frac{d_1 - D_1}{C} = Z_A, \quad (12.7)$$

$$Z_{Amin} = \frac{d_{1min} - D_{1max}}{C} = \frac{(d_1 - T_d) - (D_1 + T_D)}{C} = Z_A - T_p. \quad (12.8)$$

При такому розміщенні полів попусків вал з номінального положення опускатиметься лише вниз на розмір допуску базовідстані T_p .

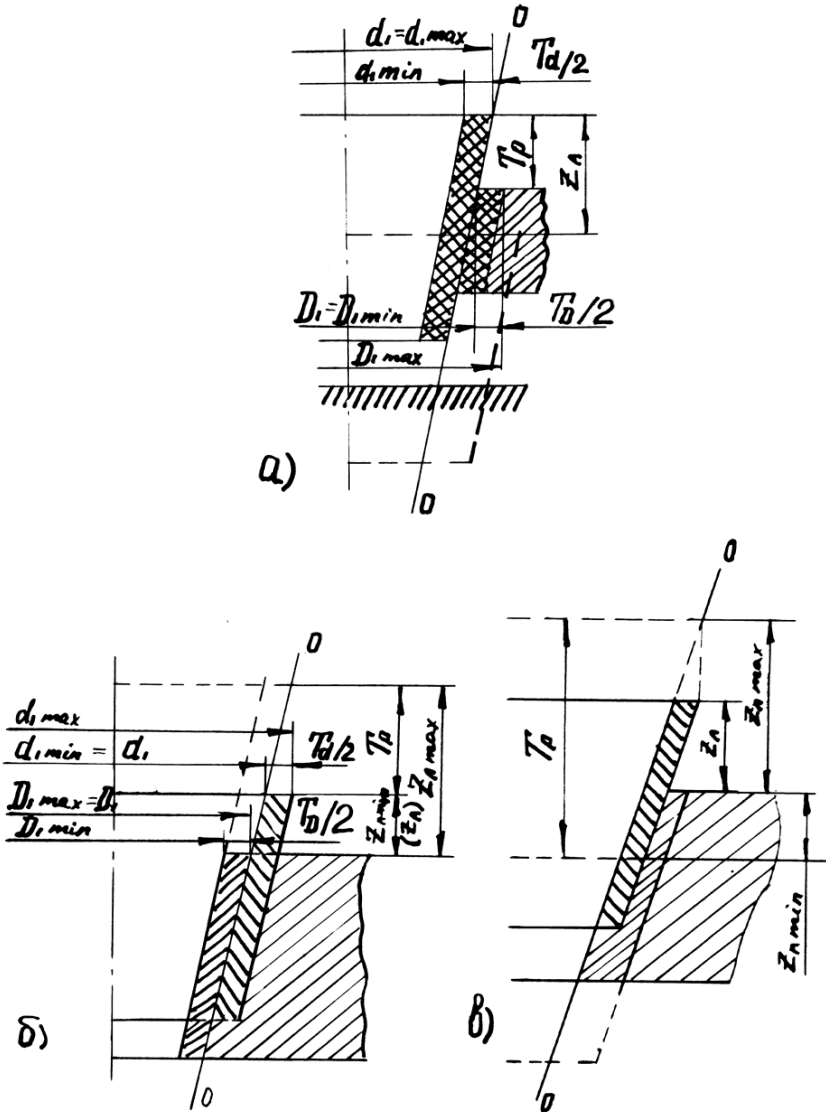


Рис.12.4. Варіанти розміщення допусків конусів.

Другий варіант – допуски на обробку розмішено з "тіла" деталей (рис. 12.4, б). У цьому випадку:

$$Z_{A \max} = Z_A + T_p; \quad Z_{A \min} = Z_A. \quad (12.9)$$

Третій варіант – допуски розміщуються на правий бік від лінії

номінального розміру (рис.12.4, в):

$$Z_{A_{\max}} = Z_A + \frac{T_d}{C}; \quad Z_{A_{\min}} = Z_A - \frac{T_d}{C}. \quad (12.10)$$

Якщо допуски розмішено по лівий бік лінії, то:

$$Z_{A_{\max}} = Z_A + \frac{T_D}{C}; \quad Z_{A_{\min}} = Z_A - \frac{T_D}{C}. \quad (12.11)$$

На систему допусків і посадок для конічних з'єднань встановлено ГОСТ 25307-82 і поширено на гладкі конуси діаметром до 500 мм і конусністю від 1:3 до 1:500. Стандартом встановлено також основні відхилення з метою одержання різних посадок: **d, e, f, g, h, i_s, k, m, n, p, r, s, t, u, x, z** – для зовнішніх конусів і **H, Is, N** – для внутрішніх конусів. Поля допусків утворюються сполученням цих основних відхилень з квалітетами 4...12.

ГЛАВА 13. ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ ПІДШИПНИКОВИХ З'ЄДНАНЬ

13.1. Класи точності підшипників кочення

Підшипники кочення широко застосовуються в машинобудуванні. На одному лише зернозбиральному комбайні є до 70-80 місць, де встановлено підшипники кочення. Вони працюють при найрізноманітніших навантаженнях і частотах обертань і повинні мати високу довговічність, надійність і точність.

Точність роботи підшипників визначається:

- точністю розмірів приєднувальних поверхонь кілець;
- точністю форми і розміщення кілець і їх шорсткістю;
- точністю розмірів і форм тіл кочення;
- величиною бокового биття по доріжках кочення зовнішнього і внутрішнього кілець.

По ГОСТ 520-89 встановлено п'ять класів точності підшипників: 0, 6, 5, 4, 2, що позначені у порядку підвищення точності. Клас точності, крім 0, позначається через тире перед умовним позначенням підшипника, наприклад: 6-205. За ISO додається ще буква **P** (**P6-205**). Так як нульовий клас є основним, то він у позначенні не вказується.

У тракторах, автомобілях, сільськогосподарських машинах і гідромеліоративних машинах застосовуються підшипники тільки класу 0.

Підшипникам кочення властиві повна зовнішня взаємозамін-

ність між приєднувальними поверхнями (між зовнішнім діаметром зовнішнього кільця і внутрішнім діаметром внутрішнього кільця) і неповна внутрішня взаємозамінність (між тілами кочення і кільцями). Повна взаємозамінність дає змогу швидко монтувати і замінювати спрацьовані підшипники кочення.

Щоб полегшити ремонт машин при спрацюванні посадочних місць, випускаються підшипники, у яких діаметр внутрішнього кільця зменшено, а діаметр зовнішнього кільця збільшено. У цьому випадку на внутрішньому кільці ставлять літеру *М* (малий), а на зовнішньому – *Б* (великий). Це дає можливість використовувати вали і корпуси, зношені у межах допуску, не виготовляти нових.

13.2. Допуски і посадки підшипників кочення

Допуски і посадки підшипників кочення регламентує ГОСТ 3325-85.

Посадки внутрішнього кільця відносно вала здійснюються в системі отвору, а зовнішнього кільця у корпусі – у системі вала. Поле допуску на середній діаметр отвору d_m підшипника Ld_m розмішено в "мінус" від номінального розміру, а не в "плюс", як основного отвору. Це робиться для того, щоб у з'єднаннях з натягом використовувати вали, виготовлені за стандартними перехідними посадками, і не вводити нових посадок. Поле допуску для середнього зовнішнього діаметра D_m підшипника ID_m розмішено в "тіло" деталі, тобто так само, як в основного вала (рис.13.1).

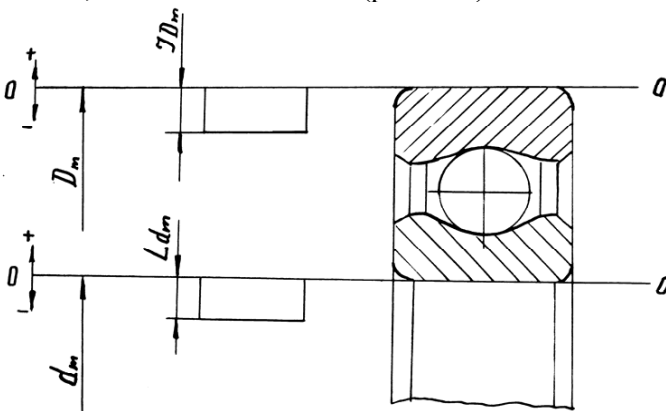


Рис.13.1. Схема загальних позначень полів допусків на середні зовнішній діаметр і діаметр отвору підшипників

Умовні позначення посадок підшипників записують на складальних кресленнях і в галузевій нормативно-технічній документації.

Приклади позначень посадок підшипників кочення:

Підшипник класу точності 0 на вал з номінальним діаметром 50 мм, з полем допуску *k6*. Посадка – $\varnothing 50 \frac{L0}{k6}$.

Те саме в отворі корпусу з номінальним діаметром 90 мм, з полем допуску *K7*. Посадка $\varnothing 90 \frac{K7}{I0}$.

Позначення посадок підшипників на вал і в корпус наведено на рис.13.2.

Шорсткість посадочних поверхонь кілець підшипників нульового класу точності встановлено у межах $R_a = 2,5 \dots 0,63$ мкм, а посадочних поверхонь валів і отворів $R_a = 2,5 \dots 1,25$ мкм.

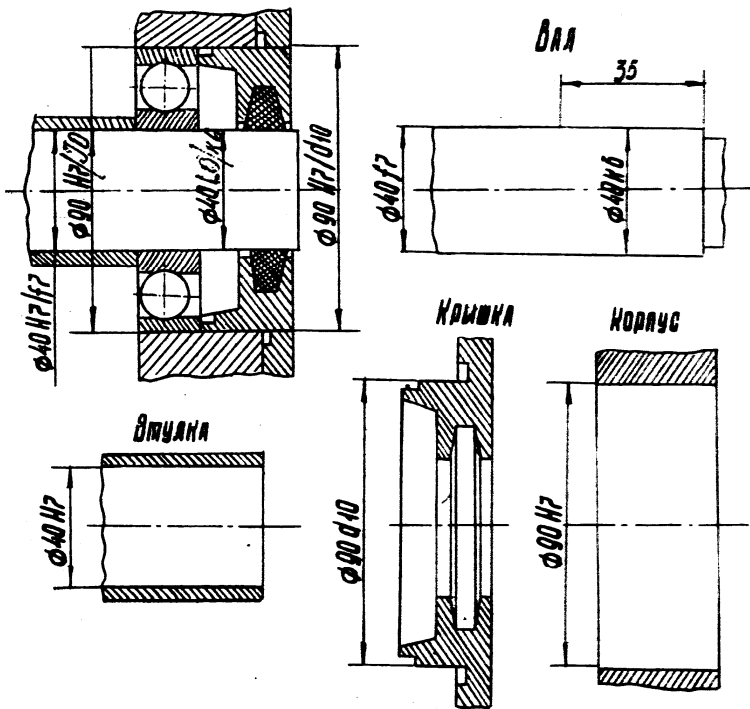


Рис. 13.2. Позначення посадок підшипникового з'єднання.

Значення шорсткості посадочних поверхонь валів та отворів корпусів (ГОСТ 2789-73) наведені у таблиці 13.1.

Таблиця 13.1. Шорсткість посадочних поверхонь валів і отворів корпусів під підшипники кочення

Посадочна поверхня	Клас точності підшипника	R_a , мкм при номінальному діаметрі, мм	
		до 80	80...500
Вал	0	1,25	2,5
	6, 1, 5	0,63	1,25
	4	0,32	0,63
	2	0,16	0,32
Отвір корпусу	0	1,25	2,5
	6, 5, 1, 4	0,63	1,25
	2	0,32	0,63
Торець заплечиків	0	2,5	2,5
	6, 5, 1, 4	1,25	2,5
	2	0,63	1,25

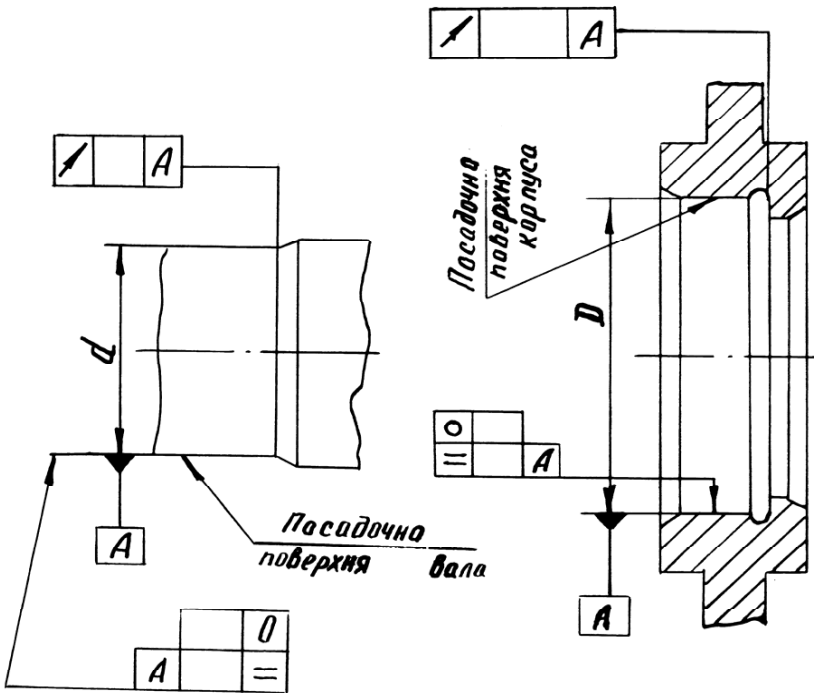


Рис. 13.3. Позначення допусків форми і положення опорних торцевих поверхонь заплечиків вала і корпусу.

Допуски форми посадочних місць валів і отворів корпусів у радіусному вимірюванні (допуск круглості, допуск профілю поздовжнього перерізу) і в діаметральному вимірюванні (допуски несталості діаметра у поперечному і поздовжньому перерізі) встановлюються залежно від інтервалів номінальних діаметрів і класу точності. Позначення допусків форми і положення посадочних і опорних торцевих поверхонь заплечиків валів і отворів корпусів наведено на рис. 13.3.

У підшипникових з'єднаннях розрізняють два види зазорів: радіальні та осьові. Радіальним зазором називають одnobічний сумарний зазор між тілами кочення і доріжками у площині, перпендикулярній до осі обертання. Осьовий зазор S_c повне переміщення одного з кілець підшипника від одного крайнього положення до іншого в напрямі осі обертання.

13.3. Вибір посадок підшипників кочення

Вибір посадок підшипника кочення на вал і в корпус визначається типом і розміром підшипника, умовами його експлуатації і видом навантаження кілець. ГОСТ 3325-85 передбачає три види навантаження кілець: циркуляційне, місцеве і коливальне (рис. 13.4).

При циркуляційному навантаженні кільце сприймає радіальне навантаження F_r послідовно всім колом доріжки кочення (рис. 13.4, а). Приклад – навантаження зовнішнього кільця підшипника переднього колеса автомобіля або внутрішнього кільця підшипника трансмісійного вала.

При місцевому навантаженні (рис. 13.4, б) кільце сприймає радіальне навантаження обмеженою ділянкою доріжки кочення (зовнішне кільце підшипника трансмісійного вала).

При коливальному навантаженні обертове кільце сприймає рівнодійну F_{r+c} двох радіальних навантажень (F_r - постійна за напрямком, F_c менша за величиною, обертається) (рис. 13.4, в).

Приклад – кільця підшипників незбалансованого барабану молотильного апарату. Щоб уникнути провертання обертових кілець по посадочній поверхні вала чи отвору корпусу у процесі роботи під навантаженням, потрібно посадку виконувати з гарантованим натягом.

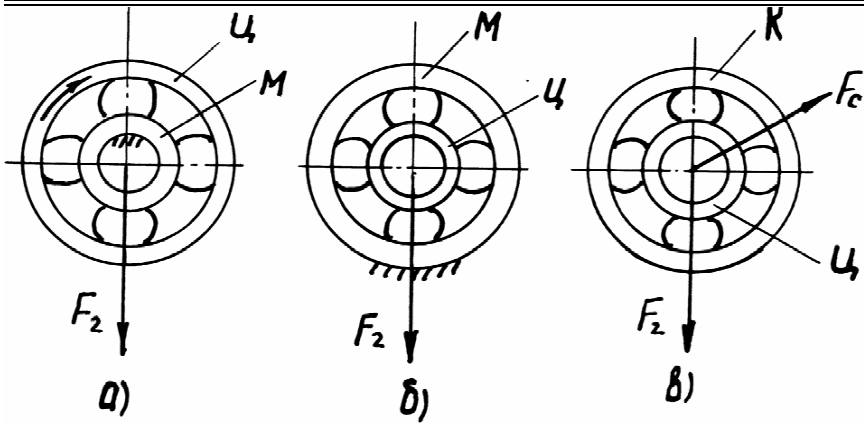


Рис. 13.4 Схеми навантаження кільця підшипників кочення

Посадку одного із необертювих кілець потрібно виконувати з гарантованим зазором, щоб забезпечити регулювання осьового натягу або зазору підшипників, а також для компенсації температурних деформацій валів або корпусів.

Посадку циркуляційно навантаженого кільця можна вибрати за інтенсивністю радіального навантаження P_R (табл.13.2).

$$P_R = \frac{F_R}{(B - 2r) \cdot 10^{-3}} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3, \quad (13.1)$$

де B – ширина підшипника, мм; $K_1 = 1$ при перевантаженні до 150 %, помірних поштовхах і вібрації, $K_1 = 1,8$ – при перевантаженні до 300 % сильних ударах і вібрації – динамічний коефіцієнт; $K_2 = 1 \dots 3$ – коефіцієнт, який враховує ступінь послаблення натягу, коли вал пустотілий; $K_2 = 1$, коли вал суцільний; $K_3 = 1 \dots 2$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між рядами тіл кочення при наявності осьового навантаження F_a ($K_3 = 1$ при відсутності осьового навантаження); r – радіус заокруглення фаски кільця.

Рекомендовані поля допусків для місцево навантажених кілець наведено у таблиці 13.3.

Якщо точне значення динамічного коефіцієнта K_f важко знайти, можна посадку між циркуляційно навантаженим кільцем і поверхнею сполученої з ним деталі визначити за мінімальний натягом між цими деталями:

$$N_{\min} = \frac{13 \cdot F_r \cdot N'}{10^5 (B - 2r)}. \quad (13.2)$$

де $N' = 2,8$ – коефіцієнт, для легкої серії підшипників; $N' = 2,0$ –

для важкої; $N' = 2,3$ – для середньої (нормальної).

Таблиця 13.2 Допустимі інтенсивності навантажень на посадочних поверхнях валів і корпусів

Діаметр d отвору внутрішнього кільця підшипника, мм		Навантаження P_R , кН/м ² , для полів допусків			
Понад	до	<i>is6</i>	<i>k6</i>	<i>m6</i>	<i>n6</i>
18	80	до 300	300...1350	1350...1600	1600...3000
80	180	до 500	500...2000	2000...2500	2500...4000
180	360	до 700	700...3000	3000...3500	3500...6000
360	630	до 900	900...3500	3500...4500	4500...8000
Діаметр D зовнішнього кільця підшипника, мм		Навантаження P_R , кН/м ² , для полів допусків			
понад	до	<i>K7</i>	<i>M7</i>	<i>N7</i>	<i>P7</i>
50	180	до 800	800...1000	1000...1300	1300...2500
180	360	до 1000	1000...1500	1500...2000	2000...3300
360	630	до 1200	1200...2000	2000...2600	2600...4000
630	1600	до 1600	1600...2500	2500...3500	3500...5500

Таблиця 13.3 Рекомендовані поля допусків для місцево навантажених кілець підшипників

Розмір посадочного діаметра, мм		Посадка			Тип підшипника
		на вал	у корпус сталюї чи чавунної деталі		
понад	до		нероз'ємна	роз'ємна	
Навантаження спокійне чи з помірними поштовхами і вібрацією, перевантаження до 150%					
–	80	<i>h5, h6, g5</i>	<i>H6, M7</i>	<i>H6, H7</i>	Крім штампованих голчастих
80	260	<i>g6, f6, i,6</i>	<i>G6, G7</i>	<i>H6, H7</i>	
Навантаження з ударами і вібрацією, перевантаження до 300%					
–	80	<i>h5, h6</i>	<i>I_s6, I_s7</i>	<i>I_s6, I_s7</i>	Крім штампованих голчастих, роликів, конічних, 2-рядних
80	260	<i>h5, h6</i>	<i>I_s6, I_s7</i>	<i>I_s6, I_s7</i>	

Величину допустимого натягу можна визначити за такою залежністю:

$$N_g = \frac{11,4 \cdot \sigma_g \cdot N' \cdot d}{(2N' - 2)10^5}, \quad (13.3)$$

де $\sigma_g = 500$ МН/м² для підшипникової сталі – допустима напруга на розтяг; d – номінальний діаметр внутрішнього кільця.

Щоб уникнути розриву кілець підшипника потрібно, щоб максимальний натяг посадки не перевищував величину допустимого натягу, тобто:

$$N_{\max} \leq N_g \quad (13.4)$$

Розраховуючи посадки підшипників, що працюють при підвищених температурних режимах, потрібно врахувати нерівномірний натяг внутрішнього кільця і вала і вибирати посадку з тим більшим натягом, чим вищою є робоча температура підшипника.

Рекомендовані поля допусків для монтажу підшипників кочення на вал і в корпус наведено у додатку до ГОСТ 3325-85.

Щоб перевірити якість монтажу підшипників після завершення складальних операцій і змащення, потрібно пустити складальну одиницю на низьких обертах без навантаження. Правильно змонтовані і добре змащені підшипники працюють з ясним, безперервним і рівномірним шумом. Якщо з'являється шум металевого тону, то це свідчить про недостатній зазор у підшипнику.

Приклад: Вибрати посадку циркуляційно навантаженого кільця однорядкового радіального підшипника 0-205. Клас точності 0; $d = 25$ мм; $D = 52$ мм; $B = 15$ мм; $r = 1,5$ мм. Радіальне навантаження $F_r = 4500$ Н. Навантаження спокійне, вал суцільний, обертовий. Коefіцієнти $K_1 = 1$; $K_2 = 1$; $K_3 = 1$ (тому що відсутнє осьове навантаження, тобто $F_a = 0$).

Знаходимо інтенсивність радіального навантаження:

$$P_R = \frac{R}{(B - 2 \cdot r) \cdot 10^{-3}} \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 = \frac{4500}{(15 - 2 \cdot 1.5) \cdot 10^{-3}} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 375 \cdot 10^3 \text{ Н/м} \\ = 375 \text{ кН/м.}$$

За стандартом (табл. 13.2) вибираємо для вала поле допуску $k6$ і для корпуса – поле допуску $K7$ тобто:

$$\text{Ø}25k6 \begin{pmatrix} +0.015 \\ +0.002 \end{pmatrix} \text{ і } \text{Ø}52K7 \begin{pmatrix} +0.005 \\ -0.021 \end{pmatrix}$$

Внутрішнє кільце має перевернуте поле допуску, тобто $\text{Ø}25L0_{(-0,013)}$ у 6-му квалітеті (квалітет внутрішнього кільця вибирається однаковим з квалітетом вала). Зовнішнє кільце виготовлене з полем допуску $\text{Ø}52I0_{(-0,030)}$, тобто виготовлено в системі валі за 7-м квалітетом (квалітет повинен дорівнювати квалітету корпуса).

ГЛАВА 14. ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ ШПОНКОВИХ І ШЛІЦЬОВИХ З'ЄДНАНЬ

14.1. Допуски і посадки шпонкових з'єднань

Шпонкові з'єднання використовують для з'єднання з валами зубчастих коліс, шківів, маховиків, муфт та інших деталей, що передають крутний момент. Стандарт встановлено на шпонкові з'єднання з призматичними, сегментними і клиновими шпонками. Як правило, перші два види з'єднань ненапружені, а клинові – напружені. Призматичні шпонки (рис.14.1), які дають змогу одержати як нерухомі, так і ковзкі з'єднання, виготовляють трьох видів: **A**, **B**, **C** (рис. 14.2).

Сегментна шпонка використовується лише для нерухомих з'єднань (рис.14.3), які застосовують, як правило, там, де вимоги до співності сполучених деталей (шківів, маховиків) невисокі.

На з'єднаннях з призматичними шпонками встановлений СТ СЕВ 189-75 (ГОСТ 2336-78), сегментними – СТ СЕВ 647-77 (ГОСТ 24071-80). Розміри шпонок (табл.14.1) вибирають залежно від діаметра вала.

Основні розміри сегментних шпонок наведено у табл.14.2

Призначення **I** передбачає передачу шпонкою крутного моменту, **II** – використовується лише для фіксації.

Щоб полегшити складання і створення нерухомих і рухомих з'єднань валів і втулок, одну й ту саму шпонку виготовляють з різними посадками, змінюючи поле допуску пазів. При незмінному полі допуску шпонки по ширині застосовують посадки у системі вала. Для ширини призматичних і сегментних шпонок стандартами передбачено поля допусків **h9**.

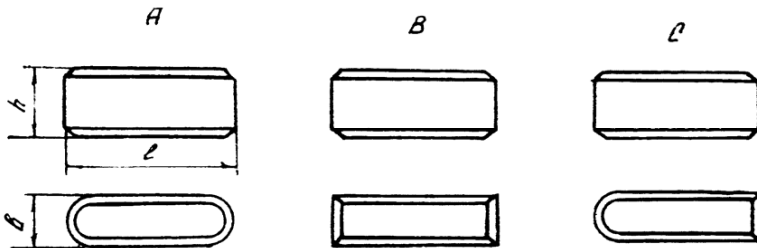


Рис. 14.2. Види виконань призматичних шпонок

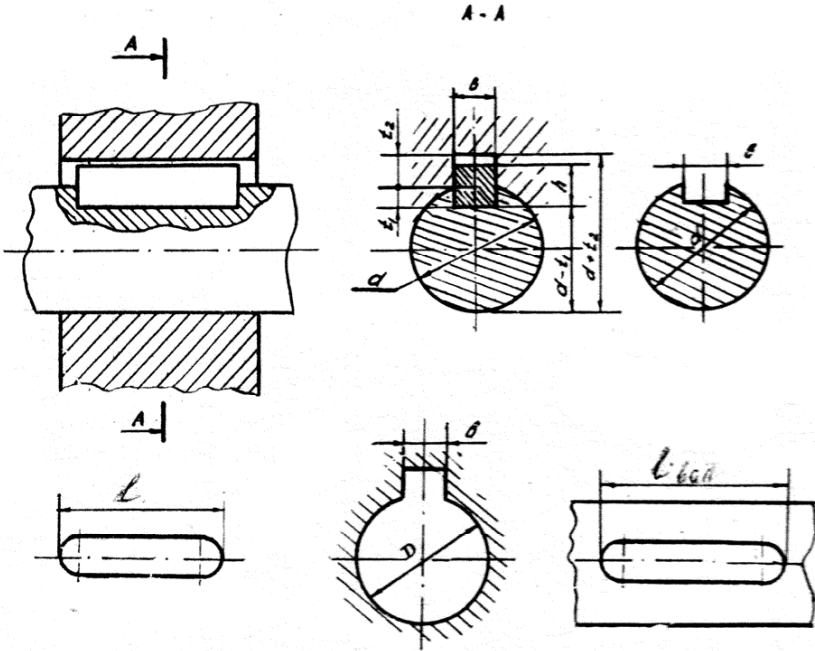


Рис. 14.1. Розміри призматичних шпонок і пазів для них

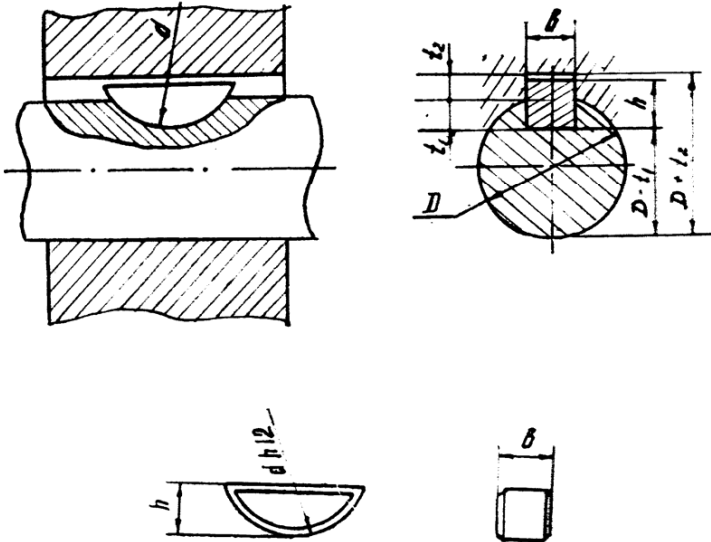


Рис. 14.3. Розміри сегментних шпонок

Таблиця 14.1. Основні розміри з'єднань з призматичними шпонками, мм

Діаметр d вала, мм	Номинальні розміри шпонки		Номинальні розміри паза	
	$b \times h$	Інтервали довжин l	Глибина	
			на валу t_1	на втулці t_2
6...8	2 x 2	6...20	1,2	1,0
8...10	3 x 3	6...36	1,8	1,4
10...12	4 x 4	8...45	2,5	1,8
12...17	5 x 5	10...56	3,0	2,3
17...22	6 x 6	14...70	3,5	2,8
22...30	8 x 7	18...90	4,0	3,3
30...38	10 x 8	22...110	5,0	3,3
38...44	12 x 8	28...140	5,0	3,3
44...50	14 x 9	36...160	5,5	3,8
50...58	16 x 10	45...180	6,0	4,3
58...65	18 x 11	50...200	7,0	4,4
65...75	20 x 12	56...220	7,5	4,9
75...85	22 x 14	63...250	9,0	5,4
85...95	25 x 14	70...280	9,0	5,4
95...110	28 x 16	80...320	10,0	6,4
110...130	32 x 18	90...360	11,0	7,4
130...150	36 x 20	100...400	12,0	8,4
150...170	40 x 22	100...400	13,0	9,4
170...200	45 x 25	110...450	15,0	10,4
200...230	50 x 28	125...500	17,0	11,4
230...260	56 x 32	140...500	20,0	12,4
260...290	63 x 32	160...500	20,0	12,4
290...330	70 x 36	180...500	22,0	14,4
330...380	80 x 40	200...500	25,0	15,4
380...440	90 x 45	220...500	28,0	17,4
440...500	100 x 50	250...500	31,0	19,5

Таблиця 14.2

Основні розміри з'єднань із сегментними шпонками, мм

Діаметр d вала, мм		Розмір шпонки	Глибина шпонкового паза	
I	II	$b \times h \times d_{ш}$	на валу t_1	на втулці t_2
3...4	3...4	1 x 1,4 x 4	1,0	0,6
4...5	4...6	1,5 x 2,6 x 7	2,0	0,8
5...6	6...8	2 x 2,6 x 7	1,8	1,8
6...7	8...10	2 x 2,6 x 7	2,9	1,0
7...8	10...12	2 x 3,7 x 10	2,7	1,2
8...10	12...15	3 x 5 x 13	3,8	1,4
10...12	15...18	3 x 6,5 x 16	5,3	1,5
12...14	18...20	4 x 6,5 x 16	5,0	1,8
14...16	20...22	4 x 7,5 x 19	6,0	1,8
16...18	22...25	5 x 6,5 x 16	4,5	2,3
18...20	25...28	5 x 7,5 x 19	5,5	2,3
20...22	28...32	5 x 9 x 22	7,0	2,3
22...25	32...36	6 x 9 x 22	6,5	2,8
25...28	36...40	6 x 10 x 25	7,0	3,3
28...32	понад 40	8 x 11 x 28	8,0	3,3
32...38		10 x 13 x 22	10,0	3,3

По ширині шпонок поля допусків утворюють три види з'єднань: 1 – вільне, 2 – нормальне, 3 – щільне.

Вільні з'єднання можна застосовувати у важких умовах складання і при нереверсивних рівномірних навантаженнях, а також для одержання рухомих з'єднань під час легких режимів роботи. Нормальні з'єднання застосовують при середніх режимах роботи. Щільні з'єднання мають приблизно однакові невеликі натяги у з'єднаннях шпонок з обома пазами і застосовуються для нетипових розбирань і реверсивних навантажень,

На основні розміри цих шпонкових з'єднань з призматичною шпонкою передбачаються такі поля допусків (табл.14.3, рис. 14.4).

Таблиця 14.3 Граничні відхилення за розміром призматичних шпонок

Вид з'єднання	Граничні відхилення розміру в			Призначення посадок
	шпонки	паза вала	паза втулки	
Вільне	$h9$	$D10$	$H9$	для одиничного і серійного виробництва
Нормальне	$h9$	I_9	$N9$	для масового виробництва
Щільне	$h9$	$P9$	$P9$	для напрямних шпонок

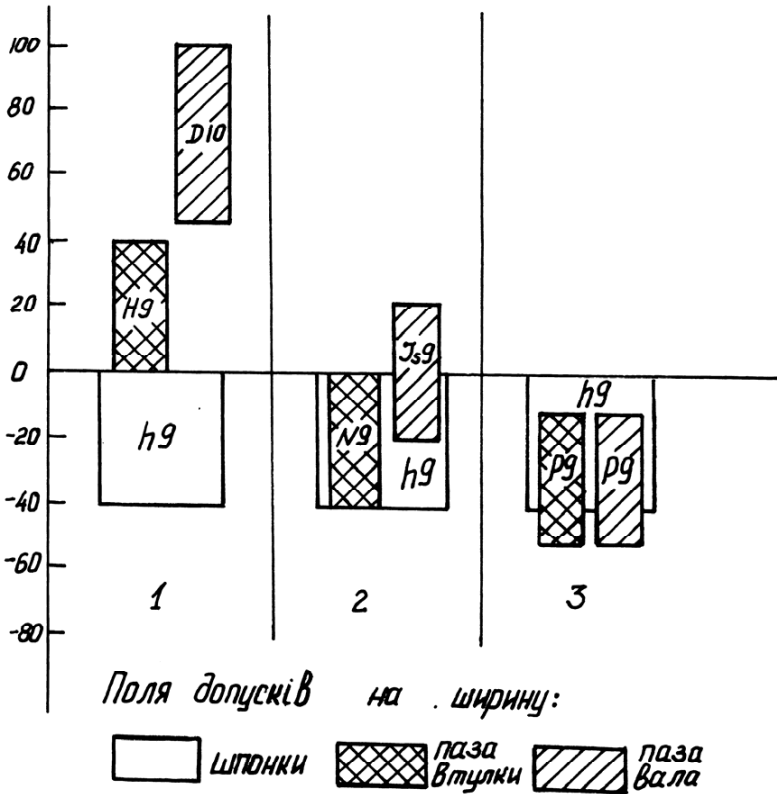


Рис. 14.4. Поле допусків з'єднань з призматичними шпонками

На висоту призматичних шпонок при $h = 2...6$ мм встановлено поле допуску $h9$, а понад 6 мм – $h11$; на довжину шпонок – $h14$, а на довжину пазів – $H15$. Значення граничних відхилень глибини пазів і вала і втулки призматичних шпонок вибираються залежно від їх висоти (табл. 14.4).

Таблиця 14.4. Граничні відхилення t_1 і t_2

Розмір	Висота шпонки, мм	Відхилення, мм
t_1 або $(d-t_1)^*$	від 2 до 6	+0,1
	понад 6 до 18	+0,2
	понад 18 до 50	+0,3
t_2 або $(d+t_2)$	від 2 до 6	+0,1
	понад 6 до 18	+0,2
	понад 18 до 50	+0,3

* для зазначеного розміру t_1 самі граничні відхилення призначаються зі знаком "мінус".

Граничні відхилення розмірів сегментних шпонкових з'єднань регламентовано стандартом (табл. 14.5). На висоту шпонок призначають поле допуску $h11$, на діаметр – $h12$.

Таблиця 14.5. Граничні відхилення розмірів з'єднань із сегментними шпонками

Вид з'єднання	Граничні відхилення розміру в			Призначення посадок
	шпонки	паза вала	паза втулки	
Вільне	$h9$	$P9$	I_s9	для одиничного і серійного виробництва
Нормальне	$h9$	$N9$	I_s9	для масового виробництва
Щільне	$h9$	$P9$	I_s9	для напрямних шпонок

Значення відхилень t_1 і t_2 подано у таблиці 14.6.

Таблиця 14.6. Граничні відхилення розмірів t_1 і t_2 з'єднань із сегментними шпонками

Розмір	Висота шпонки, мм	Відхилення, мм
t_1 або $(d-t_1)$	від 1,4 до 3,7	+0,1
	понад 3,7 до 7,5	+0,2
	понад 7,5	+0,3
t_2 або $(D+t_2)$	від 1,4 до 10	+0,1
	понад 10	+0,2

* для зазначеного розміру ті самі граничні відхилення призначаються зі знаком “мінус”.

14.2. Допуски і посадки шліцьових з'єднань з прямобічним профілем

Шліцьові з'єднання застосовуються для передачі великих крутних моментів і забезпечення більшої якості співвідносності з'єднаних деталей. У машинобудуванні застосовують з'єднання трьох видів: з прямобічним, евольвентним і трикутним профілем. Найдосконалішими вважаються евольвентні шліцьові з'єднання, але їх виготовляти складніше, ніж прямобічні. Трикутні з'єднання застосовують при малих навантаженнях.

Основні параметри прямобічних шліцьових з'єднань такі: зовнішній D і внутрішній d діаметри шліцьових валів і втулок; число Z шліців; ширина шліців і западин b .

Залежно від крутного моменту, який передається, встановлено три типи з'єднань: легкої, середньої і важкої серії.

На прямобічні шліцьові з'єднання встановлено стандарт ГОСТ

II 309-80, (СТ СЕВ 188-75). Основні норми взаємозамінності, з'єднання шліцьові прямобічні. Розміри (табл.14.7).

Таблиця 14.7. Розміри прямобічних шліцьових з'єднань, мм.

Z x d x D	b	d₁
<i>Легка серія</i>		
6 x 23 x 26	6	22,1
6 x 26 x 30	6	24,6
6 x 28 x 32	7	26,7
8 x 32 x 36	6	30,4
8 x 36 x 40	7	34,5
10 x 72 x 78	12	69,6
10 x 82 x 88	12	79,3
10 x 92 x 98	14	89,4
10 x 102 x 108	16	99,9
10 x 112 x 120	18	108,8
<i>Середня серія</i>		
6 x 11 x 14	3,0	9,9
6 x 13 x 16	3,5	12,0
6 x 16 x 20	4,0	14,5
6 x 18 x 22	5,0	16,7
6 x 21 x 25	5,0	19,5
6 x 23 x 28	6,0	21,3
6 x 26 x 32	6,0	23,4
6 x 28 x 34	7,0	25,9
8 x 32 x 38	6,0	29,4
8 x 36 x 42	7,0	33,5
8 x 42 x 48	8,0	39,5
8 x 42 x 46	8,0	40,4
8 x 46 x 50	9,0	44,6
8 x 52 x 58	10,0	49,7
8 x 56 x 62	10,0	53,6
8 x 62 x 68	12,0	59,8
10 x 112 x 125	18,0	106,3

Z x d x D	b	d₁
<i>Важка серія</i>		
10 x 16 x 20	2,5	14,1
10 x 18 x 23	3,0	15,6
10 x 21 x 26	3,0	18,5
10 x 23 x 29	4,0	20,3
10 x 26 x 32	4,0	23,0
10 x 28 x 35	4,0	24,4
10 x 32 x 40	5,0	29,0
10 x 36 x 45	5,0	31,3
10 x 42 x 52	6,0	36,9
10 x 46 x 56	7,0	40,9
16 x 52 x 60	5,0	47,0
16 x 56 x 65	5,0	50,6
16 x 62 x 72	6,0	56,1
16 x 72 x 82	7,0	65,9
8 x 46 x 54	9,0	42,7
8 x 52 x 60	10,0	48,7
8 x 56 x 65	10,0	52,2
8 x 62 x 72	12,0	57,8
10 x 72 x 82	12,0	67,4
10 x 82 x 92	12,0	77,1
10 x 92 x 102	14,0	87,3

Один із показників точності шліцьових з'єднань – це концентричність сполучених деталей, яка забезпечується співвісністю центрувальних поверхонь валів і втулок. У шліцьових з'єднаннях з прямобічним профілем застосовуються три способи відносного центрування за зовнішнім **D** і внутрішнім **d** діаметрами та бічними поверхнями шліців **b** (рис. 14.5). Центрування за діаметром **D** реко-

мендується у тих випадках, коли твердість втулки не занадто висока і її можна обробляти чистою протяжкою, а вал – фрезеруванням і завершальним шліфуванням по зовнішньому діаметру. Цей вид центрування застосовується у нерухомих з'єднаннях, у рухомих, і в тих, що передають малі крутні моменти. Це найпростіший і найекономічніший спосіб.

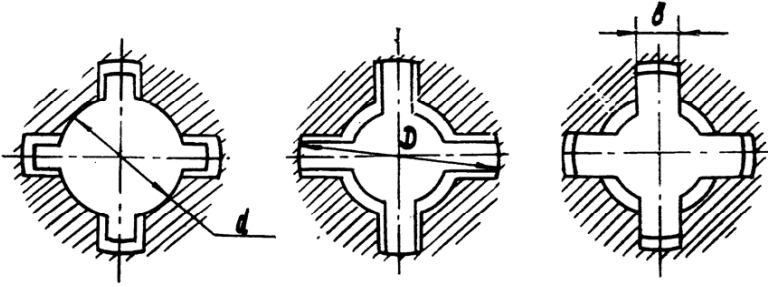


Рис. 14.5. Способи центрування прямобічних шліцьових з'єднань

Центрування по діаметру d застосовується при високій твердості сполучних деталей. Цей спосіб значно дорожчий, але забезпечує найбільшу точність. Центрування по бічним поверхням b використовується при невисокій точності центрування і реверсивних ударних навантаженнях.

Допуски на елементи шліцьового з'єднання встановлюють залежно від похибок розмірів самих елементів і від похибок форми та взаємного розміщення цих елементів.

На рис. 14.6 зображено шліцьові втулки з теоретично правильним профілем. Шліцьові вали мають похибки кроку шліців (рис. 14.6а), асиметричне розміщення зубців (рис. 14.6б), неконцентричність дуг кола профілю (рис. 14.6в).

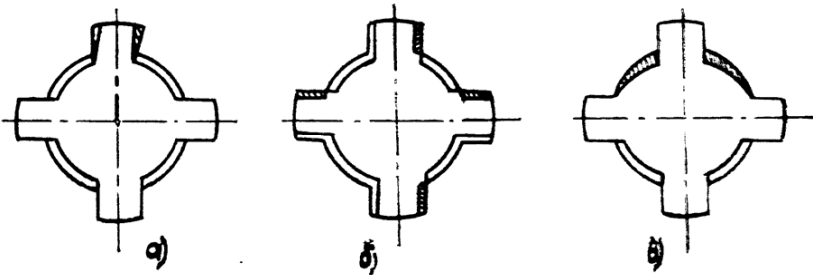


Рис. 14.6. Похибки елементів шліцьового з'єднання

Стандарт установлює для центруючих поверхонь валів 19 полів допусків 5...9 квалітетів з основними відхиленнями *d, e, f, g, h* для утворення посадок типу перехідних. Для центруючих поверхонь втулок установлені поля допусків *H6, H7, H8* – для розмірів *D* і *d*: *F8, D9, D10, F10, I_s10* – для розміру *b*.

При центруванні по *D* і *b* посадки утворюються не тільки по центруючим поверхням, а і по бічним сторонам зубців. При центруванні по *D* установлено 7 посадок по *D* і 16 посадок по *b* (табл. 14.8) по *d* – 12 посадок по *d* і 32 – по ширині шліца (табл. 14.9).

Таблиця 14.8. Рекомендовані поля допусків і посадок для розмірів *D* і *b* при центруванні по *D*

Поле допуску втулки	Поле допуску вала	Посадки
<i>Для розміру D</i>		
<i>H7</i>	<i>f7; g6; i_s6; n6</i>	$\frac{H7}{f7}; \frac{H7}{g6}; \frac{H7}{h5}; \frac{H7}{n6}; \frac{H7}{I_{s6}}; \frac{H8}{e8}; \frac{H8}{h7}$
<i>H8</i>	<i>e8; h7</i>	$\frac{H8}{e8}; \frac{H8}{h7}$
<i>Для розміру b</i>		
<i>F8</i>	<i>d9; e8; f7; f8; h6; h8; i_s7</i>	$\left(\frac{F8}{d9}\right); \frac{H8}{e8}; \frac{F8}{f7}; \frac{F8}{f8}; \frac{F8}{i_{s7}}; \frac{F8}{h6}; \frac{F8}{h8}$
<i>D9</i>	<i>d9; e8; f7; h8; i_s7</i>	$\frac{D9}{d9}; \frac{D9}{e8}; \frac{D9}{f7}; \frac{D9}{h8}; \frac{D9}{i_{s7}}$
<i>F10</i>	<i>e9; f7; h9</i>	$\frac{F10}{e9}; \frac{F10}{f7}; \frac{F10}{h9}$
<i>I_s10</i>	<i>d10</i>	$\frac{I_{s10}}{d10}$

Примітки. 1. Крім цих посадок, допускаються й інші.

2. Посадкам, позначених в рамках, надається перевага.

3. Посадки, які позначені у дужках, краще не застосовувати.

При центруванні по *b* установлюється 23 посадки (табл.14.10). На нецентруючі діаметри установлені поля допусків (табл. 14.11).

Вибір посадок шліцьових з'єднань ґрунтується на методі подібності. В зв'язку з тим, що складання шліцьових з'єднань з натягом важке із-за складності контурів шліцьових деталей, в стандарті відсутні посадки з натягом. Нерухомі з'єднання можуть бути одержані з допомогою перехідних посадок, або посадок які мають $S_{min} = 0$ (*H7/h7; H8/h8*). Із збільшенням довжини з'єднуваних шліцьових деталей застосовують посадки із збільшеним зазором, які необхідні для компенсації похибок форми шліцьових деталей та їх змащення.

Таблиця 14.9. Рекомендовані поля допусків і посадок для розмірів d і b при центруванні по d

Поле допуску втулки	Поле допуску вала	Посадки
<i>Для розміру d</i>		
H6	$g5; i_5$	$\frac{H6}{g5}; \frac{H6}{i_5}$
H7	$e8; f7; g6; h6; h7; i_6; i_7; n6$	$\frac{H7}{e8}; \frac{H7}{f7}; \frac{F8}{f7}; \frac{H7}{h6}; \frac{H7}{h7}; \frac{H7}{i_6}; \frac{H7}{i_7}; \frac{H7}{n6}$
H8	$e8; e9$	$\frac{H8}{e8}; \left(\frac{H8}{e9} \right)$
<i>Для розміру b</i>		
F8	$d8; f7; f8; h7; h8; h9; i_7$	$\frac{F8}{d9}; \frac{F8}{f7}; \frac{F8}{h8}; \frac{F8}{h7}; \frac{F8}{f8}; \frac{F8}{h9}; \frac{F8}{i_7}$
H8	$h7; h8; h9; i_7$	$\frac{H8}{h7}; \frac{H8}{h8}; \left(\frac{H8}{h9} \right); \frac{H8}{i_7}$
D9	$d9; e8; f7; f8; f9; h8; h9; i_7; k7$	$\frac{D9}{d9}; \frac{D9}{e8}; \frac{D9}{f7}; \frac{D9}{f9}; \frac{D9}{h9}; \frac{D9}{i_7}; \frac{D9}{k7}$
D10	$d9$	$\frac{D10}{d9}$
F10	$d9; e8; f7; f8; f9; h7; h8; i_7; k7$	$\frac{F10}{d9}; \frac{F10}{e8}; \frac{F10}{f7}; \frac{F10}{f8}; \frac{F10}{h7}; \frac{H7}{f7}; \frac{F10}{h8}; \frac{F10}{h10}; \frac{F10}{i_7}; \frac{F10}{k7}$
I_s10	$d10$	$\frac{I_s10}{d10}$

Таблиця 14.10 Рекомендовані поля допусків і посадок для розмірів b при центруванні по b

Поле допуску втулки	Поле допуску вала	Посадки
F8	$e8; f7; i_7$	$\frac{F8}{e8}; \frac{F8}{f8}; \frac{F8}{i_7}$
D9	$d9; e8; f8; f9; h8; h9; i_7; k7$	$\frac{D9}{d9}; \frac{D9}{f9}; \frac{D9}{h8}; \frac{D9}{h9}; \frac{D9}{i_7}; \frac{D9}{k7}; \frac{D9}{e8}; \frac{D9}{f8}$
D10	$d10; d8; h10;$	$\frac{D10}{d10}; \frac{D10}{d8}; \left(\frac{D10}{h10} \right)$
F10	$d9; e8; f8; f9; h8; h9; i_7; k7$	$\frac{F10}{e8}; \frac{F10}{f9}; \frac{F10}{h8}; \frac{F10}{h9}; \frac{F10}{i_7}; \frac{F10}{k7}; \frac{F10}{d9}; \frac{F10}{f8}$
I_s10	$D9$	$\frac{I_s10}{d9}$

Умовні позначення шліцьових прямобічних з'єднань і їх деталей повинні мати: літеру, яка означає поверхню центрування, – D , d , b ; число шліців, номінальні значення розмірів D , d , b ; позначення посадок і полів допусків зазначених розмірів. Допускається не давати в позначенні допусків нецентруючих діаметрів.

Приклад позначення: для шліцьового з'єднання з параметрами $Z = 8$; $D = 40$ мм; $d = 36$ мм; $b = 7$ мм центруванням по d з посадками по:

$$d - \frac{H7}{e8}, D - \frac{H10}{a11}, b - \frac{D9}{f8},$$

$$d - 8x36 \frac{H7}{e8} x40 \frac{H10}{a11} x7 \frac{D9}{f8};$$

для отвору: $d - 8x36H7x40H10x7D9$;

для вала: $d - 8x36e8x40a11x7f8$.

14.3. Допуски і посадки евольвентних шліцьових з'єднань

Евольвентні шліцьові з'єднання мають те саме призначення, що й прямобічні, але їм властивий ряд переваг, а саме:

- підвищена міцність завдяки поступовому потовщенню шліців до основи і відсутності у профілю гострих кутів – концентраторів напруг;

- велика технологічність (для обробки всіх типорозмірів валів з певним модулем потрібно лише одну черв'ячну фрезу);

- кращі центрованість і самовстановлюваність під навантаженням.

Евольвентні шліцьові з'єднання мають і свої недоліки: при закалюванні вала і втулки шліфування шліців є економічно не вигідним; вартість евольвентних протяжок вища від вартості прямобічних. Основні розміри цих з'єднань приведені в СТ СЕВ 268-76 і СТ СЕВ 269-76, а допуски і посадки – в ГОСТ 6033-60 (СТ СЕВ 259-76).

Найпоширенішим способом центрування є центрування за зовнішнім діаметром і за бічними сторонами (рис. 14.7). Центрування за зовнішнім діаметром застосовується, коли потрібно досягти точної співвісності деталей на валу; а центрування за бічними поверхнями є більш економічним. Допускається центрування за внутрішнім діаметром. Ширина западини втулки l і товщина шліца (зуба) вала s вимірюються за дугою ділильного кола.

Особливістю побудови системи допусків і посадок на бічні поверхні є встановлення сумарного допуску T , який включає допуски

на ширину западини T_e і товщину зуба T_s , а також відхилення форми і розміщення елементів профілю западини. Для ширини западини встановлено відхилення $H7$; $H9$; $H11$; для товщини зуба вала a , c , d , f , g , h , k , n , p , r і 7-й – 11-й ступені точності. Для всіх полів допусків розмірів e і s встановлено по три відхилення (рис.14.8);

1) основні (сумарні) EI – для западини і es для шліца;

2) верхні – ES на ширину западини і ei на товщину шліца;

3) нижні – EI_e на ширину западини і ei на товщину шліца. Посадки за бічними поверхнями шліців передбачено лише в системі отвору. Граничні відхилення розмірів e і s , а також допуски T і $T_e(T_s)$ встановлено залежно від модуля m і діаметра діляльного кола d .

Поля допусків розмірів шліцевих евольвентних з'єднань позначаються цифрою (квалітетом) і літерою, що позначає основне відхилення, наприклад: $9H$, $8p$. Таке позначення введено, щоб відрізнити поля допусків цих з'єднань від гладких, у позначеннях яких цифра стоїть після літери.

Позначення шліцевих евольвентних з'єднань включають: номінальний діаметр з'єднання, модуль, значення посадки, записане після розмірів центрувальних елементів, номер стандарту.

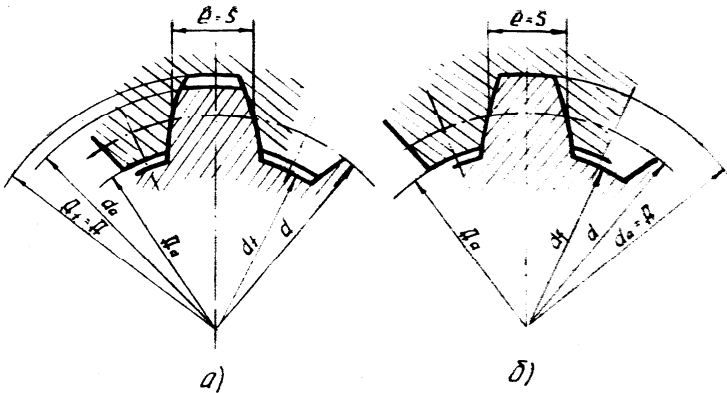


Рис. 14.7. Вихідний контур і форма шліців вала і втулки при центруванні: а – по бокових поверхнях шліців; б – по зовнішньому діаметру

Приклади позначень при центруванні:

за бічними сторонами: $50 \times 2 \times 9H/9g$ ГОСТ 6033-80;

за зовнішнім діаметром з'єднання: $50 \times 7H/6g \times 2$ ГОСТ 6033-80;

за внутрішнім діаметром: і $50 \times 2 \times 7H/6g$ ГОСТ 6033-80.

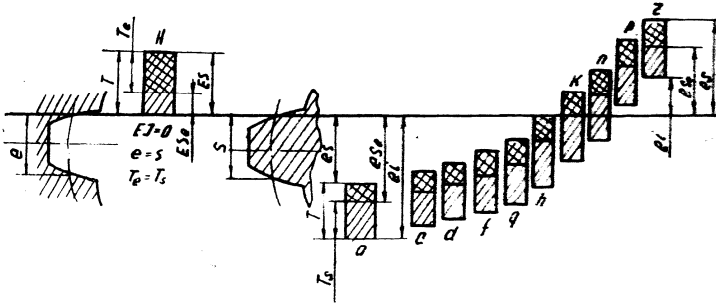


Рис. 14.8 Поля допусків для евольвентних шліцевих з'єднань при центруванні по бокових поверхнях шліців.

ГЛАВА 15. ДОПУСКИ І ПОСАДКИ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ

15.1. Види різьби і основні експлуатаційні вимоги до різьбових з'єднань

Завдяки відносній простоті та компактності, кількість деталей з різьбою в сучасних машинах перевищує 60 %. Різьба представляє собою гвинтові канавки на циліндричних або конічних деталях, причому форма канавок визначається встановленим профілем різьби в осьовому перерізі. У більшості з'єднань застосовують різьби для закріплення деталей між собою і в регульовальних пристроях.

Різьби класифікуються:

- за профілем гвинтової поверхні на трикутні, трапецеїдальні, упорні (пилкоподібні), прямокутні, круглі та ін, (рис. 15.1);
- за формою поверхні, на якій утворена різьба – на циліндричні і конічні, зовнішні і внутрішні;
- по числу заходів – на однозаходні та багатозаходні;
- за напрямком гвинтового руху різьбового контура – на праві та ліві;
- за прийнятою одиницею вимірювання лінійних розмірів на метричні та дюймові.

За експлуатаційним призначенням різьби діляться на загальні і спеціальні, призначені для з'єднання одного типу деталей певного виробу (різьба для цоколів та патронів електричних ламп, для протигазів і т. д.). До різьб загального застосування відносяться:

- а) прикріплюючі (метрична, дюймова), що застосовуються для роз'ємного з'єднання деталей машин, головна вимога до яких – за-

безпечення міцності і збереження щільності стику у процесі експлуатації;

б) кінематичні (трапецеїдальна і прямокутна), які застосовуються для ходових гвинтів, гвинтів супортів верстатів та стволів вимірювальних приладів і т. д., головна вимога до яких – забезпечити точне переміщення при найменшому терті та упорі для перетворення обертального руху в прямолінійний, у пресах і домкратах, головна вимога до якої – забезпечення плавності обертання і високої навантажувальної здатності;

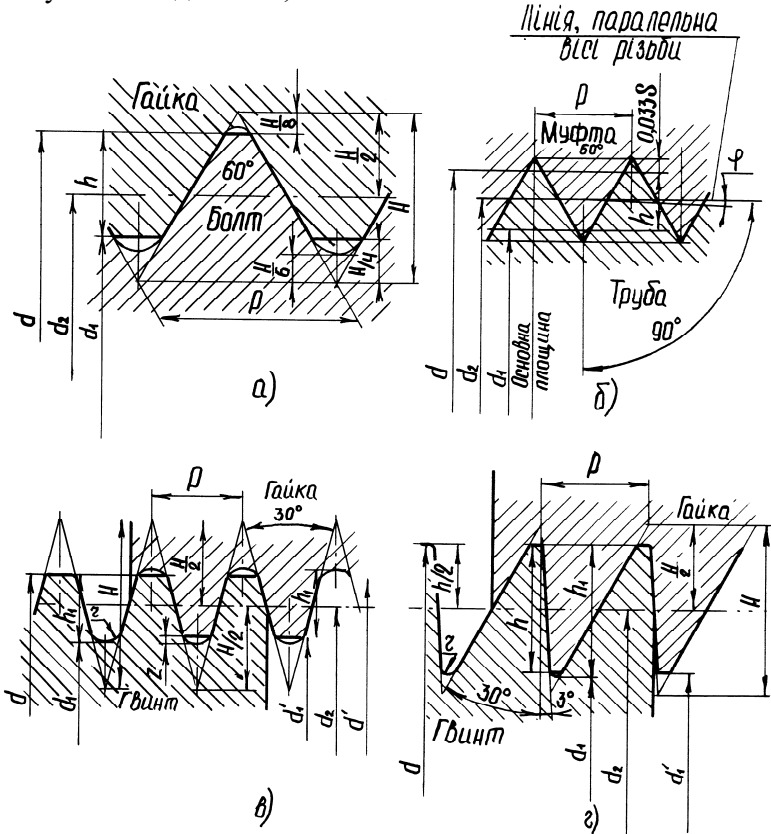


Рис. 15.1. Різьби загального призначення: а – метрична різьба; б- дюмова конічна різьба; в – трапецеїдальна різьба; з – упорна різьба.

в) трубні та арматурні (трубні циліндрична і конічна, метрична конічна), що застосовуються для трубопроводів і арматури різно-

манітного призначення, головна вимога до яких – забезпечити герметичність з'єднань.

Експлуатаційні вимоги до різьб залежать від призначення різьбових з'єднань. Вимоги надійності, довговічності та здатності до згвинчування без підгонки виготовлених різьбових деталей при збереженні експлуатаційних якостей є загальною для усіх різьб.

15.2. Основні параметри циліндричних різьб

Визначення параметрів, що розглядатимуться нижче, є загальними, як для зовнішньої різьби (болта, шпильки, гвинта), так і внутрішньої різьби (гайки, гнізда). Основні параметри циліндричних різьб показані на рис.15.2.

Профіль різьби – контур перерізу різьби в площині, що проходить через її вісь.

Зовнішнім діаметром різьби $d(D)$ у називається діаметр уявного циліндра, дотичного до вершин зовнішньої різьби або западин внутрішньої різьби (як правило, він є номінальним діаметром різьби). Внутрішній діаметр різьби $d_1(D_1)$ – діаметр уявного циліндра, вписаного дотично до вершин внутрішньої різьби або западин зовнішньої. Цей діаметр визначає небезпечний переріз болта.

Середній діаметр різьби $d_2(D_2)$ це діаметр уявного циліндра, твірні якого перетинають номінальний профіль різьби в тих точках, де ширина витків дорівнює ширині западин.

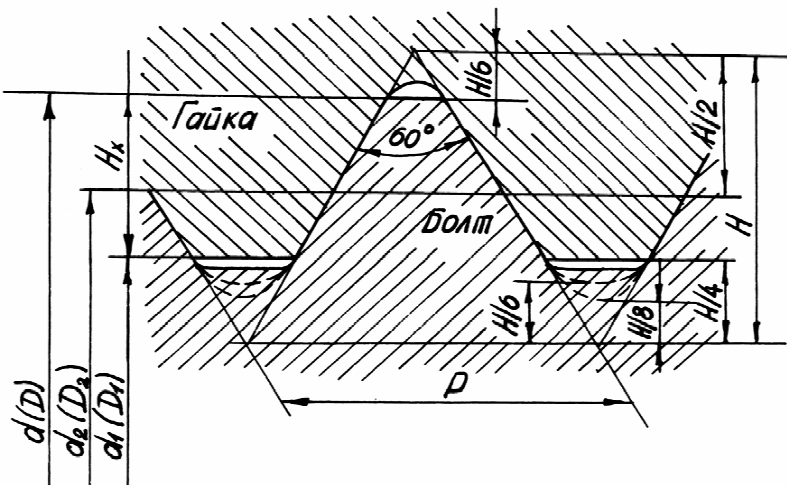


Рис. 15.2. Основні параметри метричної різьби

Кроком різьби P називається відстань між сусідніми однойменними бічними сторонами профілю, виміряна в напрямку, паралельному вісі різьби.

Кут профілю α – це кут між бічними сторонами в осьовій площині.

Довжиною згвинчування l , називається довжина стикання зовнішньої і внутрішньої різьби в осьовому напрямку.

Висота H – висота висхідного трикутника, одержаного продовженням бічних сторін профілю до їх перетину.

Робоча висота профілю H_1 – це висота стикання сторін профілю зовнішньої і внутрішньої різьби в напрямку, перпендикулярному до вісі різьби.

Кут підйому різьби Ψ – це кут між дотичною до гвинтової лінії у точці середнього діаметра різьби і площиною, перпендикулярною до осі різьби.

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{P}{\pi d_2}. \quad (15.1)$$

Якщо кут підйому менший від коефіцієнта тертя, то різьба буде самогальмуватися. При динамічних навантаженнях потрібно застосувати спеціальні стопорні пристрої.

Профіль метричної різьби регламентується стандартом, ГОСТ 9150-81, який передбачає зрізи вершин різьби, що дорівнюють $H/4$ у гайки і $H/8$ у болта. Висота висхідного контуру $H \approx 0,866 P$, значення його $H_1 \approx 0,541 P$.

Метричні різьби поділяються на різьби з великим і дрібним кроком. Для різьби з великим кроком кожному зовнішньому діаметру відповідає цілком певне значення кроку $d(D) \approx 6P^{1,3}$, а для різьби з дрібним кроком – різні кроки.

ГОСТ 8724-81 регламентує три рядки діаметрів метричної різьби. Вибираючи діаметри різьби надають перевагу першому рядку перед другим, другому – перед третім. Метричні різьби з дрібними кроками застосовують для з'єднання тонкостінних деталей, а також для забезпечення підвищеної міцності з'єднань.

Для приладів точної механіки застосовується метрична різьба для діаметрів 0,25...0,9 мм (ГОСТ 9000-81). У приладах стандартизовано метричну різьбу з дрібнішою градацією діаметрів від 3,5 до 400 мм (ГОСТ 24706-61). Для різьб деталей із пластмас діаметри 1...160 мм встановлено ГОСТ 1709-61.

15.3. Загальні принципи забезпечення взаємозамінності циліндричних різьб

Система допусків і посадок, що забезпечує взаємозамінність циліндричних різьб враховує особливості конструкції різьбових деталей і наявність взаємозв'язку похибок окремих параметрів різьби.

ГРАНИЧНІ КОНТУРИ РІЗЬБИ. На довжині згвинчування різьбового з'єднання розміщено декілька витків різьби, які утворюють різьбовий контур. Номінальний контур (рис. 15.3) визначає найбільший граничний контур різьби болта і найменший – гайки. Від номінального контура в напрямку, перпендикулярному до вісі різьби, відкладають поля допусків діаметрів різьби болта; в протилежну сторону – поля допусків діаметрів різьби гайки.

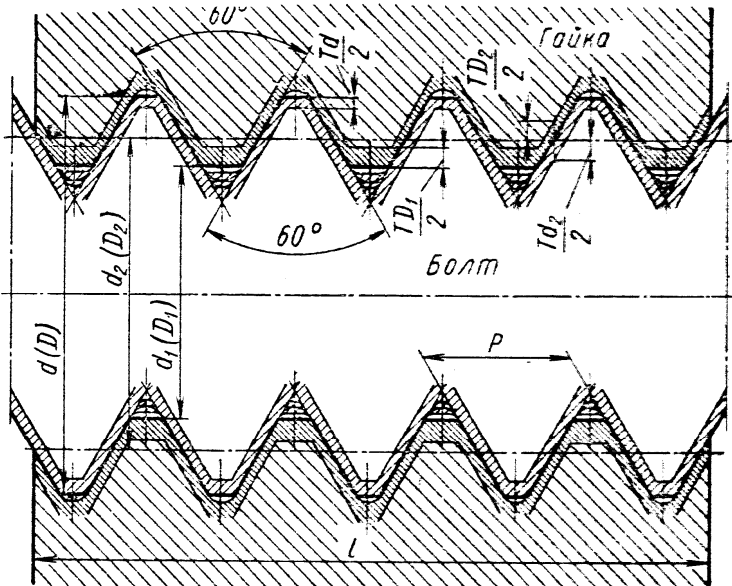


Рис. 15.3 Профіль і граничні контури різьбового з'єднання з метричною різьбою.

При виготовленні різьбових деталей неминучі похибки профілю різьби та її розмірів та інші похибки, які викликають порушення згвинчування і погіршення якості з'єднань. Для забезпечення згвинчуваності і якості з'єднання дійсні значення діаметрів, кута і кроку різьби не повинні виходити за граничні контури на всій довжині згвинчування.

Відхилення кроку і кута профілю різьби і їх діаметральна компенсація. Відхилення кроку різьби ΔP – це різниця між дійсним і номінальним значеннями кроку. Крок різьби є основним кінематичним параметром рухомого з'єднання. Відхилення кроку є наслідком кінематичної похибки верстата і неточності кроку його ходового гвинта, температурних і силових деформацій гвинта верстата і оброблюваних деталей; місцевого спрацювання різьби ходових гвинтів, похибок різьбоутворюючих інструментів, неоднорідності матеріалу заготовки та інших причин.

Згвинчування різьбових деталей, що мають похибку кроку різьби можливо при наявності різниці f_p , їх середніх діаметрів, отриманої за рахунок зменшення середнього діаметра різьби болта d_2 або збільшення середнього діаметру різьби гайки D_2 .

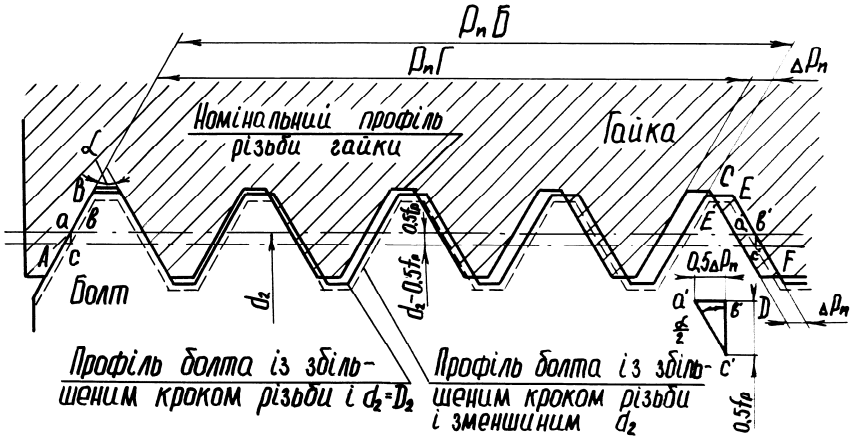


Рис. 15.4. Відхилення кроку ΔP_n діаметральна його компенсація f_p

З трикутника a', b', c' , У якому $b', c' = 0,5f_p$ (рис. 15.4) знаходимо

$$0.5 f_p = 0.5 \Delta P_n \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2},$$

або

$$f_p = \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} \Delta P_n. \quad (15.2)$$

Величину f_p називають діаметральною компенсацією похибок кроку різьби і визначають за формулами (ΔP_n і f_p – в мікрометрах):
 для метричної різьби ($\alpha = 60^\circ$)

$$f_p = 1,732 \Delta P_n, \quad (15.3)$$

для трубної різьби ($\alpha = 55^\circ$)

$$f_p = 1,921 \Delta P_m \quad (15.4)$$

для трапецеїдальної різьби ($\alpha = 30^\circ$)

$$f_p = 3,732 \Delta P_m \quad (15.5)$$

Відхиленням половини кута профілю різьби $\Delta\alpha/2$ болта або гайки (для різьб з симетричним профілем) називають різницю між дійсними і номінальними значеннями $\Delta\alpha/2$ (рис.15.5). Ця похибка є результатом перекосу профілю відносно вісі деталі, помилок профілю різьбоутворюючого інструменту і неточності його установки.

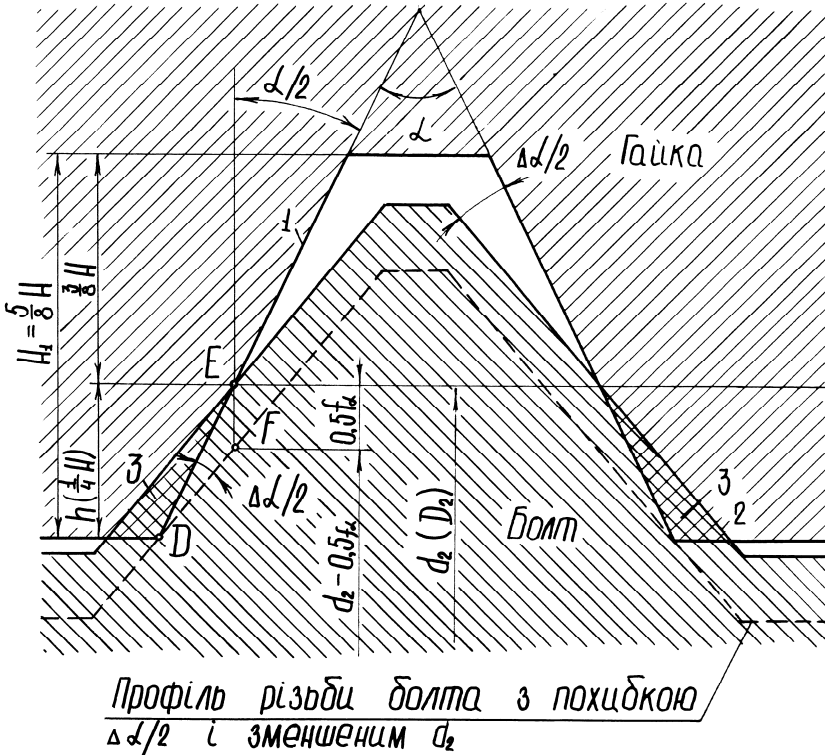


Рис. 15.5. Відхилення половини кута профіля $\Delta\frac{\alpha}{2}$
і діаметральна його компенсація f_a

Згвинчування різьбових деталей, що мають похибку $\Delta\alpha/2$, як і деталей, що мають похибку кроку, можливо тільки при наявності необхідного зазору по середніх діаметрах їх різьби, тобто діаметральної компенсації f_a цієї похибки, яка може бути здійснена за рахунок зменшеного середнього діаметра різьби болта або збільшеного

середнього діаметра різьби гайки.

Величину f_α можна знайти з трикутника DEF (рис.15.5):

$$f_\alpha = \frac{2H_1\Delta\alpha/2}{\sin\alpha}; \quad (15.6)$$

$$\text{для метричної різьби: } f_\alpha \approx 0.36P\Delta\frac{\alpha}{2}; \quad (15.7)$$

$$\text{для трубної різьби: } f_\alpha \approx 0.35P\Delta\frac{\alpha}{2}; \quad (15.8)$$

$$\text{для трапецеїдальної різьби: } f_\alpha \approx 0.582P\Delta\frac{\alpha}{2}, \quad (15.9)$$

де f_α – в мікрометрах; P – в міліметрах; $\Delta\frac{\alpha}{2}$ – у кутових хвилинах.

ПРИВЕДЕНИЙ СЕРЕДНІЙ ДІАМЕТР РІЗЬБИ. Для спрощення контролю різьб і розрахунку допусків введено поняття приведеного середнього діаметра різьби, який враховує вплив на згвинчуваність $d_2(D_2), f_p, f_\alpha$. Приведеним середнім діаметром називається значення середнього діаметра різьби, збільшене для зовнішньої або зменшеної для внутрішньої різьби на сумарну діаметральну компенсацію відхилень кроку і кута нахилу бічної сторони профілю:

$$\text{для зовнішньої різьби: } d_{2np.} = d_{2вим.} + (f_p + f_\alpha); \quad (15.10)$$

$$\text{для внутрішньої різьби: } D_{2np.} = D_{2вим.} - (f_p + f_\alpha). \quad (15.11)$$

СУМАРНИЙ ДОПУСК СЕРЕДНЬОГО ДІАМЕТРА РІЗЬБИ. Внаслідок взаємозв'язку між відхиленнями кроку, кута профілю відповідно середнього діаметра допустимі відхилення цих параметрів окремо не нормують. Виключення складають різьби з натягом, різьби калібрів та інструменту.

Встановлюють тільки сумарний допуск на середній діаметр болта Td_2 , і гайки TD_2 , який дорівнює:

$$Td_2(TD_2) = \Delta d_2(\Delta D_2) + f_p + f_\alpha. \quad (15.12)$$

В основу класифікації різьб по точності і посадкам прийняті допуски по середньому діаметру і характер спряження по боковим сторонам профілю.

15.4. Поля допусків і посадки метричних різьб із зазором

У машинобудуванні застосовується в основному метрична різьба з діаметром 1...600 мм; її підрозділяють на різьбу з великим кроком (діаметр 1...68 мм) і дрібним кроком і (діаметр 1...600 мм).

Систему допусків і посадок для метричних різьб регламентує ГОСТ 16093-81 "Різьба метрична. Допуски. Посадки із зазором". Стандартом передбачено 5 основних відхилень d, e, f, g, h для зовнішньої різьби і 4 основних відхилення E, F, G, H для внутрішньої різьби (рис. 15.6). Основні відхилення h і H дорівнюють нулю.

Основні відхилення E і F встановлено для різьб спеціального застосування. Відхилення відраховуються в напрямку, перпендикулярному до осі різьби.

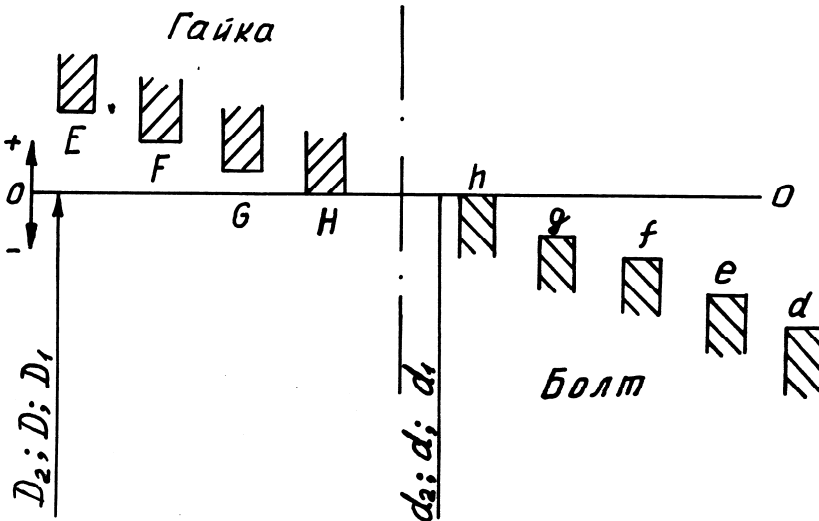


Рис. 15.6. Розміщення основних відхилень метричних різьб із зазором.

Як видно з рис.15.6 сполучення основних відхилень h і H утворює посадки, у яких $S_{min} = 0$. На практиці використовують переважно зовнішні різьби з основним відхиленням g , що дає змогу одержувати різьбові з'єднання з полегшеним згвинчуванням деталей.

Різьбові з'єднання із значними зазорами застосовуються тоді, коли потрібно досягти легкого згвинчування деталей, коли з'єднання працює у високому температурному режимі, коли на різьбові деталі нанесено антикорозійне покриття.

Встановлено такі ступені точності у порядку її спадання (ГОСТ 16093-81): для болтів за зовнішнім діаметром $d - 4, 6, 8$; за середнім діаметром $d_2 - 3, 4, 5, 6, 7, 6, 9$; для гайок за внутрішнім і середнім діаметрами D_1 і $D_2 - 4, 5, 6, 7, 8$.

На діаметри d і D допуски не встановлюються, тому що другі

граничні відхилення обмежені різьбонарізним інструментом. Найпоширенішим вважається 6-й ступінь точності.

Залежності величини допуску від ступеню точності різьби наведено в таблиці 15.1.

Таблиця 15.1. Залежність величини допуску від ступеню точності.

Ступінь точності	3	4	5	6	7	8	9	10
Коефіцієнт	0,5	0,63	0,8	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5

Поля допусків утворюються сполученням ступеню точності й основного відхилення. Наприклад, запис **6H** означає: поле допуску гайки 6-го ступеню точності з відхиленням **H**; **7g** – поле допуску болта 7-го ступеню точності з відхиленням **g**.

Відхилення полів допусків для болтів і гайок можна визначити за такими формулами:

для болтів:

$$es_g = -(15 + 11P); \quad (15.13)$$

$$es_f = -(30 + 11P); \quad (15.14)$$

$$es_e = -(50 + 11P), \text{ крім } P \leq 0,75 \text{ мм}; \quad (15.15)$$

$$es_a = -(80 + 11P); \quad (15.16)$$

для гайок:

$$EI_E = +(50 + 11P), \text{ крім } P \leq 0,75 \text{ мм}; \quad (15.17)$$

$$EI_F = +(30 + 11P); \quad (15.18)$$

$$EI_G = +(15 + 11P). \quad (15.19)$$

де **es** – верхнє відхилення болтів, мкм; **EI** – нижнє відхилення гайок, мкм; **P** – крок різьби, мм.

На рис.15.7 показано схему розміщення полів допусків метричних різьб із зазором.

Посадки різьб позначають дробом: у чисельнику – поле допуску гайки, у знаменнику – поле допуску болта. Наприклад, запис $\frac{6H5G}{5h6g}$

означає **6H** і **5G** – ступінь точності і поле допуску відповідно середнього і внутрішнього діаметра гайки; **5h** і **6g** – ступінь точності і поле допуску відповідно середнього і зовнішнього діаметра болта. Якщо на обидва діаметри різьби встановлене однакові поля допусків, то в умовному позначенні символи не повторюються. Наприклад, **6H** означає, що на діаметри різьби гайки встановлено однакові поля допусків.

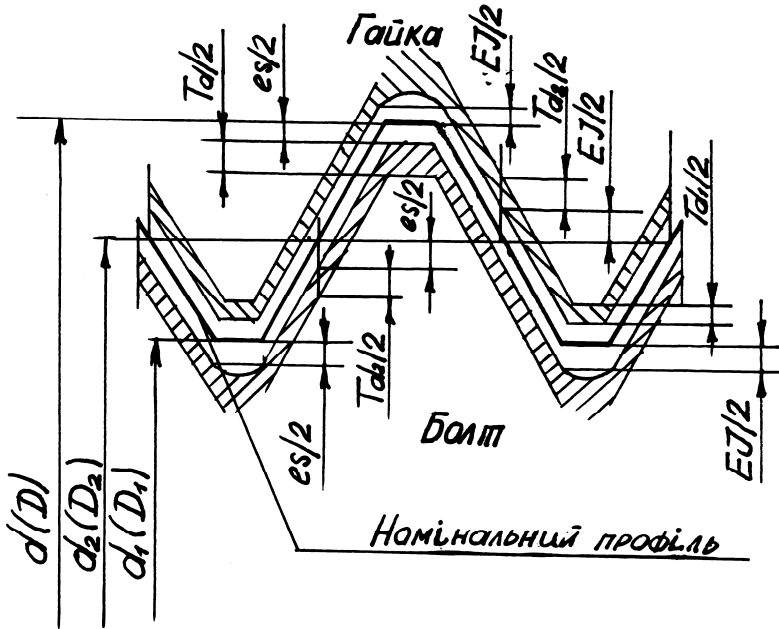


Рис. 15.7. Схема розміщення полів допусків різьби гайки і болта в посадці з зазором

Стандартом встановлено три групи довжин згвинчування: S – короткі, N – нормальні і L – довгі. До групи N відносяться довжини згвинчування понад $2,24Pd^{0,2}$ до $6,7Pd^{0,2}$.

Довжини згвинчування S і L позначають у технічних вимогах або у позначенні різьби. Наприклад, $M12 - 7h6g - 30$ (30 – довжина згвинчування, мм).

Поля допусків болтів і гайок встановлено у трьох класах точності: точному, середньому і грубому. Поняття класу вживається для порівняльної оцінки точності різьби. На основі досвіду експлуатації різьбових з'єднань, кожний клас характеризується певним набором полів допусків (табл. 15.2). Ті поля допусків, яким надається перевага, виділено рамками.

Точний клас застосовують для посадок з малим коливанням зазорів, у відповідальних статично навантажених різьбових з'єднаннях. Найчастіше застосовується середній клас, при якому забезпечується статична і динамічна міцність різьбових з'єднань. Грубий клас рекомендується застосовувати у невідповідальних з'єднаннях (при нарізанні різьби на гарячекатаних заготовках).

Таблиця 15.2. Поля допусків болтів і гайок

Деталь	Клас точності	Поле допуску при довжині згвинчування		
		<i>S</i>	<i>N</i>	<i>L</i>
Болт	Точний	<i>(3h; 4h)</i>	<i>4g; 4h</i>	<i>(5h; 4h)</i>
	Середній	<i>5g; 6g</i>	<i>6d; 6e; 6f</i>	<i>(7e; 6e)</i>
		<i>(5h; 6h)</i>	<i>6g; 6h</i>	<i>7g 6g/7h 6h/</i>
Грубий	-	<i>8g</i>	<i>(9g; 8g)</i>	
Гайка	Точний	<i>4H</i>	<i>4H; 5H; 5H</i>	<i>6H</i>
	Середній	<i>(5G); 5H</i>	<i>6H</i>	<i>(7G); 7H</i>
		Грубий	-	<i>7H</i>

15.5. Поля допусків і посадки метричних різьб з натягом

У машинобудуванні досить широко розповсюджені різьбові з'єднання з натягом. У цих з'єднаннях розміри сполучених поверхонь зовнішньої різьби до згвинчування повинні бути більшими від відповідних розмірів внутрішньої різьби. Для з'єднання з натягом вживають терміни "шпилька" і "гніздо" замість "болт" і "гайка". Наприклад: посадка різьби шпильок у корпуси двигунів. Посадка з натягом повинна забезпечувати нерухомість з'єднань, яка б виключала самовідгвинчування шпильок. Натяги створюються лише за бічними сторонами профілю, тобто за середнім діаметром сполучених різьб. За зовнішнім і внутрішнім діаметрами передбачено зазори.

Основні відхилення і ступені точності різьб з натягами наведено у таблиці 15.3.

Таблиця 15.3. Основні відхилення і ступені точності різьб з натягами

Види різьб	Діаметр різьби	Основні відхилення при кроках <i>P</i> , мм		Ступені точності
		до 1,25	зв. 1,25	
Зовнішня	Зовнішній <i>d</i>	<i>e</i>	<i>c</i>	6
	Середній <i>d₂</i>	<i>n</i>	<i>p; r</i>	2; 3
Внутрішня	Зовнішній <i>D</i>		<i>H</i>	-
	Середній <i>D₂</i>		<i>H</i>	2
	Внутрішній <i>D₁</i>		<i>C</i>	4; 5

Довжини згвинчування різьбових з'єднань у посадках з натягом встановлюються залежно від матеріалу. Наприклад, якщо деталь з внутрішньою різьбою виготовлено із сталі, то довжина згвинчування дорівнює $(1...1,25)d$; якщо – із чавуну, то дорівнює $(1,25...1,5)d$;

якщо – з алюмінієвих і магнієвих сплавів, то довжина згвинчування становить (1,5...2).

Таблиця 15.4. Поля допусків і посадки з натягом метричної різьби

Матеріал деталі з внутрішньою різьбою	Крок, P мм	Поля допусків різьби		Посадки	Додаткові умови складання
		внутрішньої	зовнішньої		
Чавун і алюмінієві сплави	до 1.25	$2H5D$	$2r$	$\frac{2H5D}{2r}$	-
	понад 1.25	$2H5C$	$2r$	$\frac{2H5C}{2r}$	
Чавун, алюмінієві і магнієві сплави	до 1.25	$2H5D(2)$	$3p(2)$	$\frac{2H5D(2)}{3p(2)}$	Сортування на дві групи
	понад 1.25	$2H5C(2)$	$3p(2)$	$\frac{2H5C(2)}{3p(2)}$	
Сталь, високоміцні, титанові сплави	до 1.25	$2H4D(3)$	$3n(3)$	$\frac{2H4D(3)}{3n(3)}$	Сортування
	понад 1.25	$2H4C(3)$	$3n(3)$	$\frac{2H4C(3)}{3n(3)}$	

(У дужках – число груп сортування)

Для посадок з натягом встановлюють малі допуски за середнім діаметром, тому що при великих допусках і найменшому натягу можливі прокручування шпильок, а при максимальному натягу можливе руйнування шпильки.

Допуск різьби гнізда, як правило, на 2 % більший від допуску шпильки.

Щоб уникнути заклинювання при згвинчуванні тугої різьби, по зовнішньому і внутрішньому діаметрах передбачено зазори.

Для різьб з натягом допускаються відхилення половини кута профілю і кроку різьби шпильок і гнізд на довжині згвинчування.

Якість роботи різьбових з'єднань з натягом залежить також від відхилення форми різьбових деталей, яке не повинно перевищувати 25 % допуску середнього діаметра.

Поля допусків і посадок по стандарту на кресленнях позначають:

$$M12 - \frac{2H5D(2)}{3p(2)}$$

15.4 Перехідні посадки метричних різьб

На перехідні посадки різьбових з'єднань встановлено ГОСТ 24834-81. Ці з'єднання застосовують у тих випадках, коли під час роботи потрібно забезпечити нерухомість з'єднання. Але слід врахувати, що великий натяг може призвести до руйнування тонкостінних деталей.

Оскільки в перехідних посадках натяги незначні, то, щоб уникнути самовідгинчування, потрібно в конструкції різьбового з'єднання передбачати додаткові елементи заклинювання. Такими елементами можуть бути конічний збіг різьби, плоский бурт після різьби, циліндрична цапфа перед різьбою на кінці шпильки.

Стандарт передбачає чотири поля допуску для зовнішньої різьби $4ih$; $4i$; $4ik$; $2m$ і три поля допуску для внутрішньої різьби $3H$, $4H$, $5H$. Розміщення полів допусків перехідних посадок зображено на рис. 15.9.

Рекомендовані поля допусків і посадки наведено у табл.15.5.

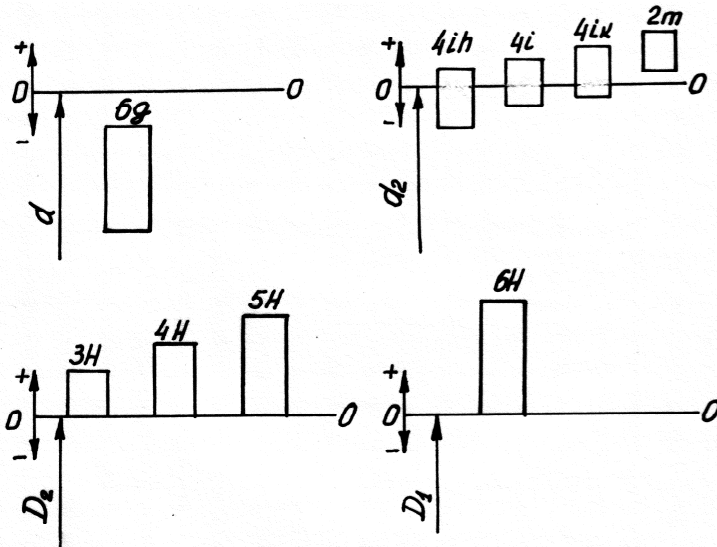


Рис. 15.9. Схема розміщення полів допусків різьб перехідних посадок

Таблиця 15.5. Поля допусків і перехідні посадки метричної різьби.

Номінальний діаметр різьби, мм	Матеріал деталі з внутрішньою різьбою <i>4iH; 4i; 4iK; 2m</i>	Поля допусків різьби		Посадки
		внутрішньої	зовнішньої	
Від 5 до 16	Сталь	<i>4iK</i>	<i>4H6H</i>	$\frac{4H6H}{4iK}$
		<i>2m</i>	<i>3H6H</i>	$\frac{3H6H}{2m}$
	Чавун, алюмінієві та магнієві сплави	<i>4iK</i>	<i>5H6H</i>	$\frac{5H6H}{4iK}$
		<i>2m</i>	<i>3H6H</i>	$\frac{3H6H}{2m}$
Від 18 до 30	Сталь	<i>4iK</i>	<i>4H6H</i>	$\frac{4H6H}{4i}$
		<i>2m</i>	<i>3H6H</i>	$\frac{3H6H}{2m}$
	Чавун, алюмінієві та магнієві сплави	<i>4i</i>	<i>5H6H</i>	$\frac{3H6H}{2m}$
		<i>2m</i>	<i>3H6H</i>	$\frac{2m}{2m}$
Від 35 до 45	Сталь, чавун, алюмінієві та магнієві сплави	<i>4i</i>	<i>5H6H</i>	$\frac{5H6H}{4i}$
				$\frac{4i}{4i}$

ГЛАВА 16. ДОПУСКИ І ПОСАДКИ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

16.1. Експлуатаційні вимоги до зубчастих передач

Зубчасті передачі широко застосовуються у приладо- і машинобудуванні. Вони дають змогу забезпечити узгодженість і безшумність обертання валів, високу точність роботи кінематичних ланцюгів. Залежно від розміщення осей зубчасті передачі підрозділяються на циліндричні, конічні, гвинтові, гіпоїдні, черв'ячні і спіралеподібні.

Циліндричні зубчасті колеса (осі паралельні) бувають з прямими, косими і шевронними зубами. Профіль зубів можна окреслити евольвентною, циклоїдною та іншими кривими. Широкого розповсюдження набули передачі з евольвентним зачепленням, яке запропонував Л. Єйлер у 1854 р.

Радянський учений М. Л. Новиков запропонував передачі з но-

вими коловими профілями зубів коліс. На відміну від евольвентних профілів у передачах Новикова профілі зубів коліс утворено дугами кола або близькими до них плавними кривими. Ці передачі дають можливість збільшити навантаження, що передається, у три – чотири рази порівняно з евольвентними передачами при тих самих габаритах. Широке впровадження цих передач у народне господарство дозволить за рахунок зниження трудомісткості і зменшення маси у 2...2,5 рази одержати значну економію.

Конічні зубчасті колеса (осі перетинаються) виготовляють з прямими, тангенціальними, коловими, циклоїдними зубами.

За експлуатаційним призначенням зубчасті передачі бувають: відліковими, швидкісними, силовими і загального призначення.

Відлікові передачі – це шестірні газорозподілу, шестерня і рейка паливного насоса дизельного двигуна, передачі вимірювальних приладів. Головна вимога до цих передач – висока кінематична точність, тобто точна узгодженість кутів повороту ведучого і веденого коліс передачі. Ці передачі характеризуються малим модулем.

Швидкісні передачі – це автомобільні і тракторні коробки передач, передачі задніх мостів, коробки швидкостей. Колові швидкості зубчастих коліс цих передач досягають 60 м/с. Мають середній модуль і значну довжину зуба. Головна вимога до них – забезпечення плавності роботи, тобто відсутність циклічних похибок. Із збільшенням частоти обертання, вимоги до плавності роботи підвищуються. Передачі повинні бути безшумними. Колеса таких передач звичайно мають середні модулі і значну довжину зуба.

Силові передачі – це зубчасті передачі редукторів вантажопідйомних машин, бортові передачі тракторів. Головна вимога до цих передач – забезпечення повного контакту зубів. Для силових передач характерно: великий модуль, малі швидкості, велика довжина зубів, передача значних крутних моментів.

Передачі, від яких не вимагається підвищеної точності, називають передачами загального призначення.

На роботу зубчастих передач впливає велике число елементів, похибки яких знижують довговічність, як самої передачі, так і механізму в цілому. Зубчасті передачі повинні мати підвищену довговічність (5...10 тисяч годин праці).

16.2. Система допусків на циліндричні зубчасті передачі

У розробці системи допусків і посадок зубчастих передач активну участь брали радянські вчені Н. А. Калашников, Б. А. Тайц, Л. А. Архангельський та ін. Допуски циліндричних зубчастих передач з евольвентним профілем регламентує ГОСТ 1643-81. Система допусків і посадок поширюється на циліндричні зубчасті колеса і зубчасті передачі з прямозубими, косозубими і шевронними зубчастими колесами з діаметром ділильного кола до 6300 мм, з модулем зубів $m = 1 \dots 56$ мм. Ця система відповідає рекомендації ISO 1328-1975.

Встановлено 12 ступенів точності зубчастих коліс і передач, їх позначають у порядку спадання точності. Для 1-го і 2-го ступенів в стандартні відхилення не даються (вони передбачаються на перспективу). У стандарті також немає відхилень для найгрубішого, 12-го ступеня точності, який в основному поширюється на колеса, що не обробляються механічним способом.

В автотракторному і сільськогосподарському машинобудуванні застосовуються зубчасті колеса починаючи із 7-го ступеня точності. Основні експлуатаційні показники зубчастих передач визначаються нормами кінематичної точності, плавності і контактності сполучених зубів.

Кінематична точність характеризується такими параметрами: кінематична похибка колеса, радіальне биття зубчастого вінця, коливання довжини загальної нормалі, коливання вимірювальної міжосьової відстані за оберт колеса, похибка обкату, накопичена похибка кроку за колесом.



Рис. 16.1. Кінематична похибка

Кінематичною похибкою зубчастого колеса F_i' називається найбільша похибка кута повороту колеса у межах повного його оберту (рис. 16.1). Ця похибка є комплексним показником норми кінематичної точності; вона виникає в основному через неточність дільного ланцюга верстата і обмежується допуском F_i' . Стандарт не дає величини допуску; він визначається як сума допуску на накопичену похибку кроку за колесом F_p і допуску на похибку профілю f_f (за нормами плавності), тобто

$$F_i' = F_p + f_f. \quad (16.1)$$

Радіальним биттям зубчастого вінця F_r називається найбільше коливання відстаней від постійних хорд зубів і западин) до осі його обертання. Причина цієї похибки зміщення центру заготовки відносно центру оправки. Цю похибку обмежує допуск F_r . Схему радіального биття зубчастого вінця подано на рис.16.2.

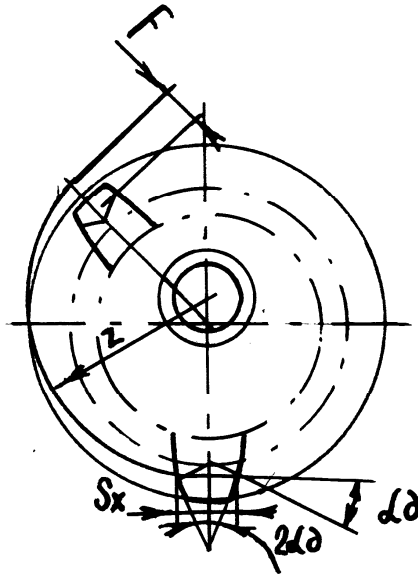


Рис. 16.2. Схема радіального биття зубчастого вінця

Довжиною загальної нормалі W називається пряма, яка з'єднує точки дотику двох різномірних профілів. Коливанням довжини загальної нормалі V_{wr} вважають різницю між W_{max} і W_{min} в одному й тому самому колесі (рис.16.3):

$$V_{wr} = W_{max} - W_{min} \quad (16.2)$$

Цю похибку обмежено допуском V_w .

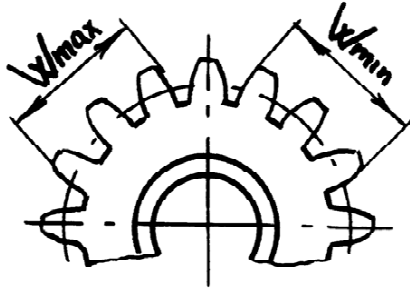


Рис.16.3. Схема визначення довжини загальної нормалі

Коливанням вимірювальної міжосьової відстані за оберт колеса F_i'' вважають різницю між найбільшою і найменшою дійсними міжосьовими відстанями за один оберт (рис. 16.4). Ця похибка є наслідком коливань положення зуборізного інструмента відносно осі колеса і обмежується допуском F_i'' .

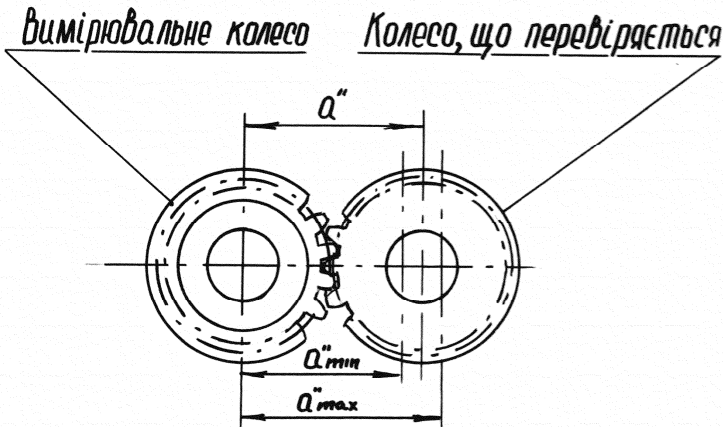


Рис. 16.4. Коливання вимірювальної міжосьової відстані.

Похибка обкату F_c є складовою кінематичної похибки колеса. Щоб визначити похибку обкату, потрібно виключити з похибки колеса радіальне биття зубчастого вінця, а для прямозубих коліс – ще й похибку кроку зачеплення колеса. Величина цієї похибки обмежується допуском F_c у тих самих одиницях, що й допуск на кінематичну похибку колеса.

Накопичена похибка кроку по колесу F_{pr} – найбільша похибка у взаємному розміщенні двох однойменних профілів колових зубів колеса яку обмежує допуск F_p .

Накопичена похибка кроку за колесом залежно від складових кінематичної похибки на 15...20 % менша від кінематичної похибки колеса. Вона утворюється переважно через похибку обкату і ексцентриситет e зубчастого колеса. Накопичену похибку кроку за колесом можна визначити за такою залежністю:

$$F_{pr} = \pm e \sin(\varphi + \Delta), \quad (16.3)$$

де φ – кут повороту зубчастого колеса; Δ – фазовий кут.

Знак “плюс” відповідає лівій лінії зачеплення, знак “мінус” – правій.

Названі похибки є по елементними (диференційованими) показниками, які характеризують точність лише одного параметру зубчастого колеса або передачі.

Важливий показник роботи зубчастих передач – плавність їх роботи. Щоб забезпечити плавність роботи коліс у передачі, потрібно обмежити допусками похибки таких параметрів: циклічну похибку, граничне відхилення кроку зачеплення, граничне відхилення кроку, похибку профілю зуба.

Циклічною похибкою f_{zkr} (рис. 16.5) називають подвоєну амплітуду гармонічної складової кінематичної похибки зубчастого колеса. Циклічна похибка обмежується допуском f_{zk} і є комплексним показником несплавності роботи зубчастого колеса. Ця похибка виникає, наприклад, через биття і перекіс фрези.

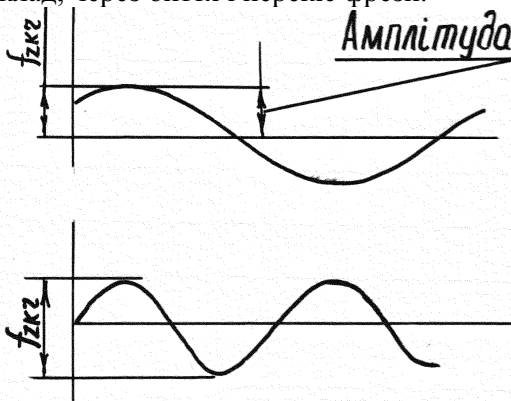


Рис. 16.5. Графіки циклічних похибок зубчастих коліс

Характерним для циклічної похибки є наявність хвилястості на бічних, поверхнях зубів колеса (рис. 16.6), що зменшує плавність роботи зубчастих передач, посилює шум і вібрацію.

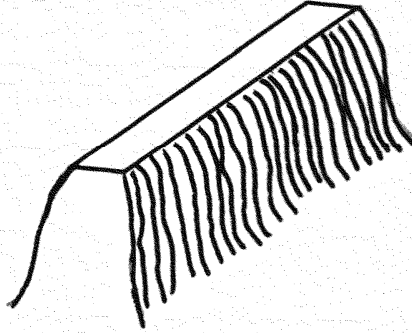


Рис. 16.6. Хвилястість зуба колеса.

Відхилення кроку зачеплення f_{pbr} – це різниця між дійсним і номінальним кроками зачеплення (рис. 16.7). Цю похибку обмежує допуск f_{pb} .

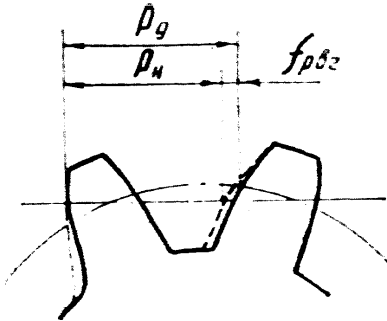


Рис. 16.7. Схема відхилення кроку зачеплення

Відхилення кроку f_{ptr} – це похибка зубчастого колеса при його повороті на один номінальний кутовий крок. Величину цієї похибки обмежує допуск f_{pt} .

Похибка профілю зуба f_{fr} – це відстань по нормалі між двома теоретичними профілями (рис. 16.8). На величину цієї похибки встановлено допуск f_f . Похибка профілю приводить до нерівномірності руху зубчастих коліс, до додаткового підвищення динамічних навантажень.

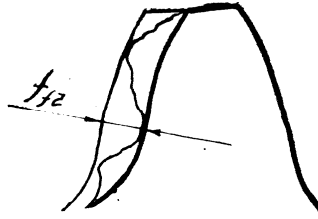


Рис. 16.8 Схема похибки профілю зуба

Щоб уникнути концентрації напруження на окремих ділянках бічних поверхонь зубів, слід додержуватись певних вимог до контакту сполучених зубів коліс. Повнота контакту визначається плямою контакту (рис. 16.9). Із збільшенням повноти контакту зубів, тобто площі та рівномірності розподілу плями контакту по робочій поверхні зубів, підвищується надійність передач. Комплексним показником повноти контакту є сумарна пляма контакту, тобто частина активної (робочої) поверхні зуба, на якій розміщено сліди прилягання цього зуба до зубів сполученого з ним іншого зубчастого колеса після обертання передачі.

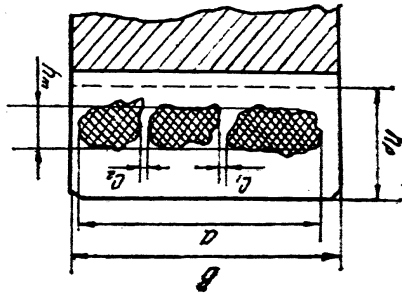


Рис. 16.9. Схема плями контакту.

Пляма контакту оцінюється відносною довжиною:

$$\frac{a - \sum c_i}{b} \cdot 100\% \quad (16.4)$$

і висотою $\frac{h_m}{h_p} \cdot 100\%$.

Щоб забезпечити необхідну точність прилягання (повноти контакту) зубів коліс, встановлено допуски на похибки напряму зуба $F_{\beta r}$, на непаралельність осей f_{xr} на перекіс осей f_{yr} .

Похибка напрямку зуба $F_{\beta r}$ характеризується відхиленням напрямку зуба від лінії, паралельності осі колеса (рис.16.10).

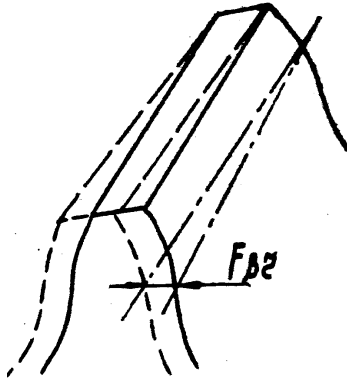


Рис. 16.10. Схема похибки напрямку зуба

Цю похибку обмежує допуск F_{β} , який збільшується із збільшенням ширини колеса (або довжини контактної лінії).

Відхилення від паралельності осей f_{xr} – це відхилення від паралельності проєкцій осей зубчастих коліс у горизонтальній площині. Цю похибку обмежує допуск f_x .

Перекіс осей f_{yr} – відхилення від паралельності проєкцій осей зубчастих коліс у вертикальній площині. На цю похибку встановлено допуск f_y (рис. 16.11).

Відхилення від паралельності і перекіс осей визначають у торцевій площині в лінійних одиницях на довжині, що дорівнює робочій ширині вінця.

Вибираючи ступінь точності, враховують такі експлуатаційні, вимоги: колова швидкість зубчастих коліс, характер і величина навантажень, призначення передач. Існує три методи вибору ступенів точності: розрахунковий, досвідний, табличний. За розрахунковим методом ступінь точності призначають на основі розрахунків; за досвідним – виходячи з досвіду експлуатації зубчастих передач аналогічного призначення; за табличним – із таблиць, ступенів точності. Стандарт дозволяє для однієї й тієї самої зубчастої передачі запроваджувати різні ступені точності на норми кінематичної точності плавності роботи і повноти контакту. Між окремими показниками точності, які стосуються різних норм точності, встановлено певну взаємозалежність: норми плавності роботи можуть бути

більш, ніж на два ступені точнішими і на один ступінь грубішими від норм кінематичної точності; норми контакту зубів мають бути точнішими, ніж норми плавності; для передач з коефіцієнтом осьового перекриття $\varepsilon_\beta = 1,25$ норми контакту зубів допускається призначати на один ступінь грубішими від норм плавності роботи.

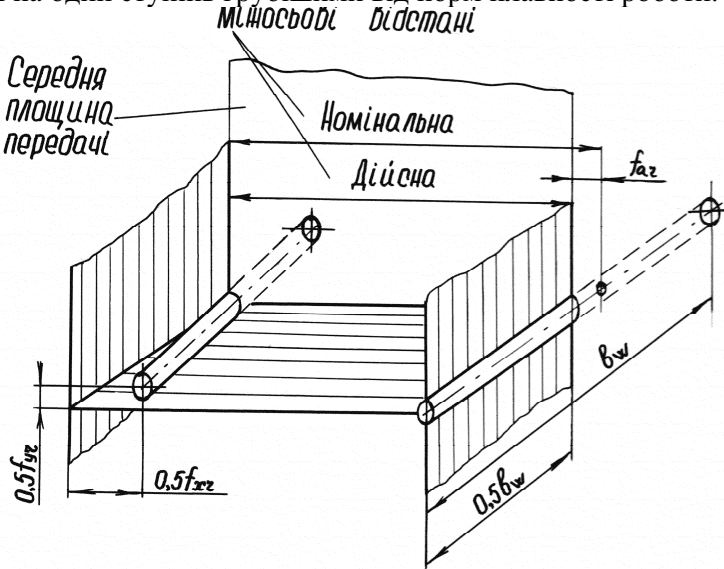


Рис. 16.11. Непаралельність f_{xp} і перекіс f_{yr} осей.

Застосування різних ступенів точності в зубчастій передачі дуже ефективно, оскільки дає змогу призначити малі допуски на ті норми точності, які в основному визначають працездатність конкретної передачі. Виходячи з досвіду експлуатації, в редукторах загального призначення застосовують ступені точності 6...8; у кранових механізмах – 7...10, у вимірювальних приладах – 3...5.

Стандарт передбачає шість видів сполучень, які відрізняються за величиною гарантованого (мінімального) бічного зазору $j_n : i_3$, збільшеним зазором – *A*, з нормальним – *B*, із зменшеним – *C*, з малим – *D*, з особливо малим – *E*, з нульовим – *H*. Бічний зазор у передачі (рис.16.12) відраховується по загальній нормалі до бічних поверхонь зубів; він створює нормальні умови для змащення, для компенсації похибок під час виготовлення і складання, а також усуває небезпеку заклинювання зубів одного колеса у западинах другого внаслідок теплових і силових деформацій.

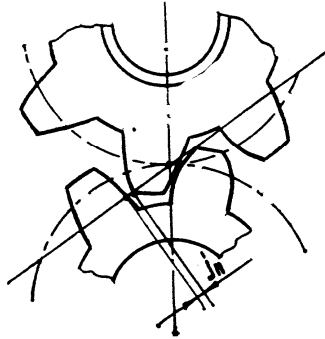


Рис. 16.12 Схема бокового зазору.

На бічний зазор встановлено вісім видів допусків $T_{j_n} : h, d, c, b, a, z, y, x$ у порядку зростання величини допуску при $m \geq 1$ мм.

Сполученням H і E відповідає вид допуску h , сполученням D, C, B і A – відповідно d, c, v, a . На величину бічного зазору, який визначає вид сполучення, впливають: температурний режим роботи передачі; спосіб змащення зубчастих коліс, колова швидкість зубчастих коліс у передачі; допустимий вільний поворот зубчастих коліс у межах бічного зазору. Величина бічного зазору, відповідно до температурної компенсації, визначається за формулою:

$$j_{n_1} = a_{\omega} (\alpha_1 \Delta t_1^0 - \alpha_2 \Delta t_2^0) 2 \sin \alpha, \quad (16.5)$$

де a_{ω} – міжосьова відстань; α_1 і α_2 – коефіцієнти лінійного розширення матеріалу коліс і корпусу; Δt_1^0 і Δt_2^0 – відхилення температур коліс і корпусу від 20°C ; α – кут профілю вихідного контуру.

Величина бічного зазору потрібна для розміщення мастила, приблизно дорівнює:

$$j_{n_2} = (10 \dots 30) m_n, \quad (16.6)$$

де $10 m_n$ – для тихохідних передач; $30 m_n$ – для високошвидкісних передач.

Гарантований бічний зазор становить:

$$j_{n \min} \geq j_{n_1} + j_{n_2}. \quad (16.7)$$

Згідно з умовами експлуатації зубчастих передач, повний зазор має забезпечувати нормальне змащення зачеплень, а також компенсувати теплові деформації і похибки виготовлення і складання пе-

редач, і його можна визначити за такою залежністю:

$$j_n = j_{n \min} + K, \quad (16.8)$$

де K – частина бічного зазору, у якому враховано вплив на бічний зазор сумарної похибки виготовлення і монтажу.

Гарантований зазор є основною характеристикою кожного виду сполучення. Від нього залежить компенсація теплових деформацій і нормальне змещення. Тому стандартний гарантований бічний зазор повинен бути не меншим від розрахункового значення найменшого зазору, тобто:

$$j_{n \min} \geq j_{n \min \text{ роз}}.$$

Розрахунковий допуск гарантованого бічного зазору можна визначити так:

$$T_{j_{n \text{ роз}}} = (2f_a + T_{H_1} + T_{H_2}) 2 \sin \alpha, \quad (16.9)$$

де f_a – граничне відхилення міжосьової відстані; T_{H_1} і T_{H_2} – допуски на зміщення вихідного контуру колеса і шестерні.

Гарантований бічний зазор забезпечують такі показники: для коліс – найменше додаткове зміщення вихідного контуру ($-A_{He}$, $+A_{He}$), або найменше відхилення довжини загальної нормалі ($A_{\omega m_2}$, $A_{\omega m_1}$), або інші показники; для передач з нерегульованим положенням осей – f_a , з регульованим – $f_{n \min}$.

В умовних позначеннях точності зубчастих коліс і передач записують: ступені точності за нормами кінематичної точності, плавності і повноти контакту; вид сполучення і допуск на бічний зазор; номер стандарту. Наприклад, позначення 6-7-6-**Ba** показує, ще для передачі з циліндричними зубчастими колесами прийнято ступені точності за нормами кінематичної точності 6, плавності роботи 7 і повноти контакту 6, вид сполучення **B** з допуском на бічний зазор **a**.

Якщо на всі норми точності встановлено однакові ступені точності, а допуск бічного зазору відповідає прийнятому виду сполучення, то в позначенні ступінь точності записують лише один раз, а допуск бічного зазору окремо не зазначають.

Якщо для сполучення призначено спеціальний гарантований бічний зазор, то в позначенні дають його значення з видом прийнятого допуску:

$$7 - C_a - 600.$$

16.3. Системи допусків на конічні і черв'ячні передачі

Принципи побудови системи допусків і посадок для конічних і черв'ячних передач аналогічні принципам побудови циліндричних зубчастих передач.

ГОСТ 1758-81 містить допуски конічних зубчастих передач з $m = 1 \dots 56$ мм і діаметром ділильного кола до 4000 мм. Для конічних зубчастих передач встановлені 12 ступенів точності. Для 1-го, 2-го, 3-го і 12-го ступенів допуски і відхилення не передбачено з тих самих міркувань, що і для циліндричних передач.

Допуски і відхилення за нормами кінематичної точності встановлюють залежно від модуля і діаметра ділильного кола. Стандарт передбачає норми гарантованого бічного зазору, який позначається так: **A, B, C, D, K, H**.

Показниками кінематичної точності конічного колеса є: найбільша кінематична похибка $F_{ir}' (F_i')$ - допуск); накопичена похибка колового кроку $F_{pr} (F_p)$; биття зубчастого вінця $F_{rr} (F_r)$; похибка обкату $F_{cr} (F_c)$ – для зубчастої передачі.

Для позначення плавності користуються такими показниками: циклічна похибка $f_{zk} (f_{zk})$; відхилення колового кроку $f_{ptr} (f_{pt})$; різниця будь-яких кроків $f_{vptr} (f_{vpt})$; коливання вимірювального кута пари на одному зубі $f_{i\Sigma or}'' (f_{i\Sigma o}'')$.

За нормами контакту перевіряють: відхилення відносних розмірів сумарної плями контакту за довжиною $F_{str} (F_{st})$ і висотою $F_{shr} (F_{sh})$; відхилення міжосьової відстані.

Точність конічних зубчастих передач позначається аналогічно точності циліндричних зубчастих передач: 8-7-7-**A** ГОСТ 1956-81.

Систему допусків і посадок для черв'ячних передач розроблено для модулів від 1 до 25 мм, для діаметра коліс до 6300 мм і черв'яків до 450 мм. Встановлено 12 ступенів точності і 6 видів сполучень: **H, B, D, C, B, A** і вісім видів допусків на бічний зазор $T_{jn} (h, d, c, b, a, z, y, x)$.

У черв'ячних передачах окремо враховують похибки черв'ячного колеса і черв'яка (похибка кроку, гвинтової лінії, профілю нарізки черв'яка). На якість роботи черв'ячних передач особливий вплив мають: відхилення міжосьового кута в передачі $F_{i\Sigma or}'' (F_{i\Sigma o}'')$, відхи-

лення міжосьової відстані f_{ar} (f_a), зміщення середньої площини колеса f_{xr} (f_x).

Умовні позначення норм точності і бічного зазору записують за тим самим принципом, що і зубчастих циліндричних передач: 8-7-6-**Ba** ГОСТ 3675-81.

16.4. Допуски і посадки рейкових передач

Рейкові передачі складаються з рейки і циліндричного зубчастого колеса. Стандарт регламентує допуски на металічні механічно оброблені зубчасті рейкові передачі з прямими і косими зубами і модулями $m = 1 \dots 30$ мм.

Точність циліндричних зубчастих коліс, що входять в рейкові передачі встановлюється стандартами на допуски циліндричних зубчастих передач. Ступінь точності коліс рейкових передач не повинна бути грубіше ступені точності рейок.

Рейки нарізаються дисковими модульними або пальцевими фрезами на універсально-фрезерних або горизонтально-фрезерних верстатах. Стандартом встановлені допуски для шести ступенів точності від 5 до 10.

Ступені точності 5 і 6 передбачені з урахуванням подальшого вдосконалення технології виготовлення рейок і в якості вимірювальних та інструментальних рейок. У машинобудуванні найчастіше застосовується 7-а ступінь точності.

Вимоги до точності рейкових передач включені в норми кінематичної точності та плавності роботи рейки і у норми, що визначають повноту контакту зубів. Незалежно від ступенів точності коліс, рейок і передач встановлені норми бокового зазору. При призначенні норм точності на рейки не передбачається комбінування норм з різних ступенів точності.

Показниками кінематичної точності та плавності роботи рейки є: накопичена похибка кроку F_{pr} , відхилення кроку f_{ptr} , похибка профілю f_{fr} .

Показниками повноти контакту зубів у рейковій передачі є відхилення плями контакту по довжині F_{str} , і висоті F_{shr} , для рейки похибка напрямку зуба $F_{\beta r}$.

ГЛАВА 17. ДОПУСКИ І ПОСАДКИ ДЕТАЛЕЙ З НЕМЕТАЛЕВИХ МАТЕРІАЛІВ

17.1. Допуски і посадки деталей із пластмас

Пластмасові деталі широко використовують в автомобільному і сільськогосподарському машинобудуванні. Пластмаси – ефективний засіб технічного вдосконалення машин і підвищення їх економічності. Вартість виробів із деяких пластмас менша від вартості деталей такого самого типу із кольорових металів і сплавів. Крім того, при виготовленні пластмасових деталей здебільшого застосовуються прогресивні технологічні методи (пресування і пресування литтям), які забезпечують високу продуктивність.

У сільськогосподарському машинобудуванні пластмаси використовують для виготовлення підшипникових втулок, маховиків, зубчастих коліс та інших деталей. Особливо ефективно використовують пластмаси в електротехнічній промисловості.

Але слід враховувати, що фізико-механічні властивості пластмас відрізняються від властивостей металів. Наприклад, більшість пластмас мають нижчий модуль пружності, вищий коефіцієнт лінійного розширення, меншу теплопровідність, більшу гігроскопічність. Усе це впливає на характер рухомих з'єднань. Дещо стримується широке застосування пластмас такою їх властивістю, як старіння, тобто зміна властивостей у широких межах (0,1...1% і більше). Наприклад: поліуретан ПУ-1 має усадку 0,16...0,25%, капрон – 0,4...0,6%, поліетилен – понад 1%.

Стандарт на поля допусків для деталей із пластмас передбачає допуски і посадки для гладких циліндричних з'єднань з розмірами 1...500 мм, а також на плоскі з'єднання з паралельними площинами, вихідні умови полів допусків: температура +20 С, відносна вологість повітря 65%. Для деталей із пластмас призначаються такі поля допусків:

для отворів – *A, B, C, D, E, F, H, I, K, U, X, Z, ZA, ZB, ZC*;

для валів – *a, b, c, d, e, f, h, i, k, u, x, z, za, zb, zc*.

Призначаються квалітети 8...17. Вибираючи посадки у з'єднаннях пластмасових деталей, доцільно призначати поля допусків:

для отворів – *H7, H8, H9, H10, H11, H12*;

для валів – *h7, h8, h9, h10, h11, h12*.

У з'єднаннях пластмасових деталей потрібно робити більші зазори

або натяги, ніж у з'єднаннях металевих деталей. Тому для пластмасових деталей рекомендуються посадки, утворені полями допусків отворів із системи вала і полями допусків валів із системи отвору.

Розміри від 1 до 500 мм поділено на 13 інтервалів. Деякі інтервали мають додаткову градацію, що пояснюється вищою чутливістю пластмас до температурних коливань (80...120 мм; 60...100 мм; 100...120 мм і т. д.).

Для деталей із пластмас встановлено технологічний допуск. Це допуск, який визначається границями розсіяння розмірів деталей під час їх виготовлення з урахуванням економічно досяжної точності для даного матеріалу і даного методу виготовлення.

Точність пластмасових деталей залежить від ряду факторів, насамперед від методів їх виготовлення. Похибки точності пластмасових деталей можна розділити на три групи:

похибки Δ_T , які виникають у процесі виготовлення (технологічні похибки);

похибки $\Delta_{\text{укл}}$, які виникають за рахунок технологічних уклонів;

похибки Δ_X , які виникають під час зберігання деталей.

Орієнтовно $\Delta_X = (0,1 \dots 0,2)\Delta_T$, якщо вологість приміщення, де зберігаються деталі, становить 40...70%. Похибка $\Delta_{\text{укл}} = 2Htga$, де H – висота деталі, α – кут уклону, у цьому випадку загальна похибка дорівнюватиме:

$$\Delta_{\text{заг}} = (1,1 \dots 1,2)\Delta_T + 2Htga \quad (17.1)$$

Призначений допуск повинен обмежувати всі похибки.

Квалітети точності для розмірів деталей із пластмас простої геометричної форми призначаються за величиною усадки і встановлюють технологічні допуски для категорій розмірів – A_1 ; A_2 ; A_3 ; (рис.17.1). Розміри категорії A_1 точніші порівняно з розмірами категорій A_2 і A_3 .

Для оцінки сумарної загальної похибки виготовлення виробів із пластмас важливим є питання про технологічні уклони. Виходячи з виробничого досвіду, можна рекомендувати такі значення кутів уклонів α :

зовнішні поверхні – 30'; 45'; 1°; 1° 30';

внутрішні поверхні – 45'; 1°; 2°, якщо глибина отвору $l > 1.5d$ і 30'; 45',

якщо $l \leq 1.5d$.

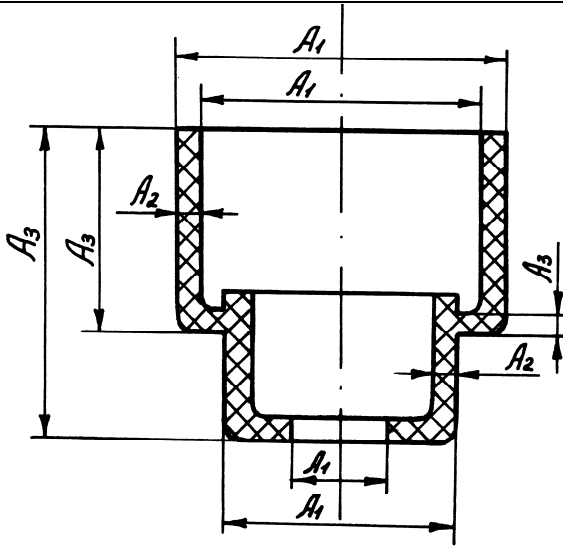


Рис. 17.1 Категорії розмірів.

Точність виготовлення пластмасових деталей розраховується у такій послідовності:

- визначають за таблицями коливання усадки для даної марки пластмаси;
- визначають категорію складності деталі;
- встановлюють за таблицями якості точності і визначають значення технологічних допусків у вибраних якостях;
- визначають похибки уклону і зберігання;
- підраховують загальну похибку виготовлення всіх елементів деталі;
- порівнюють загальну похибку з допуском на кресленні і роблять висновок про необхідність (чи відсутність необхідності) механічної обробки.

При виготовленні різних з'єднань із зазором або натягом можливі такі варіанти: 1) обидві деталі пластмасові; 2) одна деталь металева, друга пластмасова.

Оскільки коефіцієнт лінійного розширення у пластмас в 5...10 разів більший, ніж у сталі, і збільшення тиску під час експлуатації призводить до підвищення температури, потрібно заздалегідь передбачувати компенсацію температурної деформації і її вплив на зазор. Тому особливе значення має вибір оптимальної товщини стінки пластмасової деталі.

При вологопоглинанні відбувається помітне збільшення пластмасової деталі. Зумовлена гігроскопічністю зміна розмірів пропорційна площі поперечного перерізу.

Коефіцієнт тертя збільшується із збільшенням товщини пластмасової втулки. У зв'язку з цим при збільшенні товщини втулки мінімальний зазор S_{min} потрібно збільшувати.

Шорсткість поверхні пластмасової деталі не впливає істотно на коефіцієнт тертя.

В експлуатаційному середовищі (повітря, бензин, вода, мастило) для деталей із пластмас майже всіх марок рекомендуються такі поля допусків у посадках із зазором: **H8, H9, H10, H11** у системі отвору і **h8, h9, h10, h11** у системі вала. Для текстоліту, волокніту і фенопласту – **H8, H9, H11** і **h8, h9, h11** в обох системах. Ці поля допусків застосовуються у з'єднаннях із пластмас і металу.

У з'єднаннях деталей із пластмас призначаються поля допусків **H8, H9, H10, H11** у системі отвору і **h8, h9** у системі вала.

Посадки з натягом з'єднань пластмасових деталей характеризуються, як правило, значними величинами натягів. При різних діаметрах і товщинах стінки деталі із збільшенням натягу зусилля запресування збільшується до деякої межі, а потім спадає. Шорсткість поверхні металевої деталі істотно впливає на зусилля запресування і міцність з'єднань. Наприклад: при шорсткості $R_z = 3,2$ мкм зусилля запресування в 5 разів більше, ніж при $R_z = 1,6$ мкм. Шорсткість пластмасових деталей в зв'язку з низьким модулем пружності не впливає істотно на міцність з'єднання. Міцність значною мірою залежить від температури. При підвищеній температурі з'єднання з металевим валом пластмасова втулка збільшується більше, ніж вал. Отже, натяг зменшується. Мінімальний натяг визначається за такою формулою:

$$N_{min} = \alpha d_n + C, \quad (17.2)$$

де $\alpha = 1 \dots 8$ – коефіцієнт, який залежить від фізико-механічних властивостей матеріалів сполучних деталей; $C = 30 \dots 60$ – коефіцієнт, який враховує шорсткість поверхні і похибки геометричної форми.

17.2. Допуски і посадки деталей з дерева

На виробі із деревини встановлений ГОСТ 6449-76, який відповідає вимогам СТ СЕВ 145-75. Цей стандарт розповсюджується на виробі з деревини та деревинних матеріалів розміром від 1 до 10

000 мм. Встановлено дев'ять квалітетів: 10...18, допуски по яким позначаються відповідно: **IT10...IT18**.

Встановлено два основних відхилення отворів і двадцять одне основне відхилення валів:

отворів – **H, I_s**;

валів – **ay, az, a, b, c, cd, d, e, h, i, k, r, t, v, y, z, za, zb, zc, zd, ze**.

Посадки призначаються в системі отвору сполученням полів допусків валів з основних отворів **H**. Відхилення **I_s** не передбачено для посадок.

У позначення посадки входить номінальний розмір і позначення поля допуску отвору і вала: наприклад, $45 \frac{H13}{a13}$ або $45 H13/a13$.

Квалітети і поля допусків треба встановлювати в залежності від якості з'єднання, призначення, конструктивних особливостей і умов експлуатації. Критерієм вибору тієї або іншої посадки повинні бути допустимі зазори або натяги, що забезпечують рухомість або міцність та щільність, що вимагаються.

Для виробів, що експлуатуються в несприятливих температурно-зволожених умовах, при призначенні посадок необхідно враховувати неминучі зміни розмірів, а саме:

- в рухомих посадках мінімальний допустимий зазор повинен бути забезпечений при найбільшій експлуатаційній вологості;
- в нерухомих і перехідних посадках зміни розмірів при коливаннях їх вологості не повинні призвести до зниження експлуатаційних властивостей виробів (зменшення міцності, жорсткості, збільшення короблення та ін.)

Квалітети з'єднуваних розмірів треба вибирати одночасно з розрахунком посадок із значень допусків посадок (**T_s, T_N, T_{S(N)}**), які вимагаються. Чим менший допуск посадки, тим більше точним повинен бути квалітет.

Наприклад. Встановити рухому посадку для з'єднання з номінальним розміром 240 мм, забезпечивши при цьому $S_{\min} \geq 0.4$ мм, $S_{\max} \leq 2.4$ мм.

1. Визначаємо допуск посадки

$$T_s = S_{\max} - S_{\min} = 2.4 - 0.4 = 2.0 \text{ мм.}$$

2. Визначаємо значення допуску квалітету

$$IT = \frac{T_s}{2} = \frac{2}{2} = 1.0 \text{ мм}$$

3. Такі значення **IT** знаходяться між 13 і 14 квалітетами.

4. Вибираємо посадку $240 \frac{H14}{h13}$, для якої $S_{\min} = 0.42$ мм, а $S_{\max} = 2.29$ мм.

Для виробу, ще проектується повинні бути встановлені допустимі межі зміни вологості. Зміни розмірів деталей з деревини в напрямку волокон при коливаннях вологості практично незначні, а тому їх не враховують.

Величина зміни розмірів деталей з деревини поперек волокон може бути визначена за формулою:

$$\Delta B = 0.0024B \cdot \Delta W, \quad (17.2)$$

де ΔB – величина зміни розмірів деталей, мм; B – номінальний розмір деталей, мм; ΔW – величина зміни вологості, %.

17.3. Допуски вільних і операційних розмірів

Несполучуванні невідповідальні розміри, які не впливають на експлуатаційні показники вузлів і агрегатів машин і не входять до розмірних ланцюгів, називають вільними розмірами, їх можна виготовляти за будь-яким із квалітетів.

Для вільних розмірів у кожному з квалітетів передбачаються поля допусків з одностороннім (в "тіло" матеріалу деталі) розміщенням відносно номінального розміру. Для отворів поля допусків позначають H для валів – h (наприклад, $H9$, $H13$; $h9$, $h13$). Застосовується також симетричні розміщення полів допусків, які позначаються літерами i_s для валів і I_s для отворів. Наприклад: i_{s3} , i_{s7} ; I_{s3} , I_{s7} .

При обробці заготовки з неї послідовно знімають шари матеріалу до одержання готової деталі (виробу). Шар матеріалу, що його знімають під час даної операції, називається операційним припуском.

Економію матеріалу і рентабельність технологічних процесів, крім інших факторів, забезпечують оптимальні операційні припуски і допуски на них. При механічній обробці для кожного технологічного переходу потрібно передбачати такий припуск, який компенсує похибки попередньої обробки і наявність дефектного шару. Точність оброблюваної деталі значною мірою залежить від точності заготовки. Тому на всіх проміжних переходах призначають допуск, спрямований у "тіло" деталі. Міжопераційні допуски повинні бути узгоджені з відповідними припусками. Звичайно на міжопераційні допуски відводиться 25...40% від середнього значення припуску залежно від характеру й точності обробки. Зв'язок операційних допу-

сків і припусків зображений на рис. 17.2.

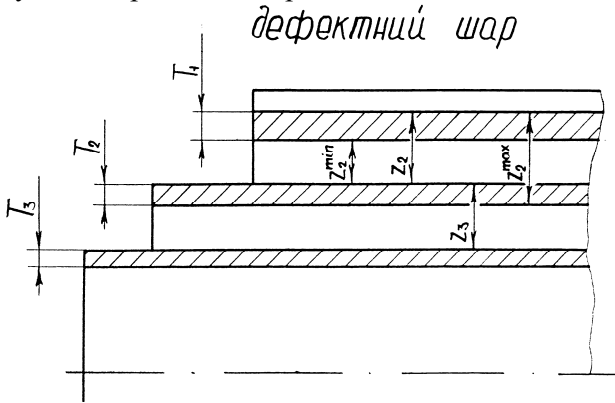


Рис. 17.2. Зв'язок операційних припусків і допусків.

Розрахунковий припуск дорівнює найменшому припуску плюс допуск на попередню операцію:

$$Z_i = Z_{i\min} + T_{i-1}. \quad (17.3)$$

Найбільший припуск буде в тому випадку, коли під час попередньої операції допуск на неї не використовувався, а при даній операції використовується повністю:

$$Z_{i\max} = Z_{i\min} + T_{i-1} + T_i = Z_i + T_i. \quad (17.4)$$

Загальний припуск дорівнює сумі всіх операційних припусків:

$$Z_{\text{заг}} = \sum_{i=1}^n Z_i = d_{\text{заг}} - d_{\text{дем}}. \quad (17.5)$$

Операційний розмір – це розмір, який враховує операційний припуск і операційний допуск. Наприклад, припуск на чистове обточування вала $\varnothing 90h11$, становить $Z_i = 1,5$ мм, а допуск після чорнового обточування під чистове встановлюється за 12-м квалітетом. Операційний розмір під чистове обточування становить $d_i = 91.5_{-0.35}$ мм.

Значення величини припуску для різних видів обробки потрібно також в ремонтному виробництві, щоб визначати ремонтні розміри відновлювальних деталей. Визначаючи ремонтний розмір, враховують величину і нерівномірність спрацювання деталі, а також припуск на обробку (рис. 17.3).

Загальна величина спрацювання становить:

$$I = I_{\min} - I_{\max}, \quad (17.6)$$

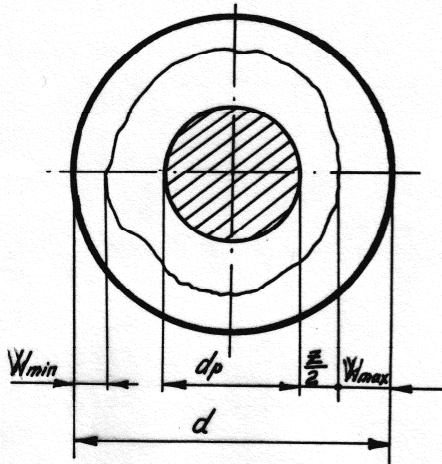


Рис.17.3. Зв'язок ремонтного розміру із спрацюванням і величиною припуску

де I_{min} і I_{max} - відповідно найменше і найбільше спрацювання.

Оскільки при дефектації вимірюють лише величину загального спрацювання, а I_{min} і I_{max} визначити досить складно, тому ввели поняття «коефіцієнт нерівномірності спрацювання ρ »:

$$\rho = \frac{I_{max}}{I} \quad (17.7)$$

За рис. 17.2 можна визначити ремонтний розмір вала:

$$d_p = d - 2(I_{max} + Z/2) = d - 2(\rho H + Z/2). \quad (17.8)$$

Величину $2(\rho H + Z/2)$ прийнято називати ремонтним інтервалом γ , тобто:

$$\gamma = 2(\rho H + Z/2). \quad (17.9)$$

Звідси:

$$d_p = d - \gamma. \quad (17.10)$$

Для отвору:

$$D_p = D + \gamma. \quad (17.11)$$

Число ремонтних розмірів обмежується, як правило, товщиною загартованого шару поверхні:

$$n = \frac{S}{\gamma}, \quad (17.12)$$

де S - товщина шару матеріалу, що знімається без погіршення роботи деталі.

ГЛАВА 18. РОЗМІРНІ ЛАНЦЮГИ

18.1. Основні терміни і визначення

Розміри деталей у вузлах взаємозв'язані та взаємозалежні. Зміна розміру однієї деталі впливає на положення інших деталей, що входять у вузол або механізм. Взаємозв'язок і взаємозалежність розмірів деталей умовно називають розмірними зв'язками, які утворюють розмірні ланцюги. ГОСТ 16319-80 встановлює основні терміни, позначення і визначення розмірних ланцюгів.

Розмірним ланцюгом називається сукупність розміщених по замкнутому контуру взаємозв'язаних розмірів, які безпосередньо впливають на точність і розміщення одного із розмірів контуру. Основні властивості розмірного ланцюга – його замкнутість, взаємозв'язаність і взаємозалежність між розмірами, додержання принципу найкоротшого ланцюга і (суть цього принципу полягає в тому, що розмірний ланцюг має складатися з якомога меншого числа розмірів).

Розміри, що складають розмірний ланцюг, підрозділяють на складові і замикаючі. Замикаючим називається розмір, який у процесі виготовлення деталей чи під час складання вузла буде останнім. Решту розмірів розмірного ланцюга називають складовими.

Розмірні ланцюги зображують у вигляді схем розмірних ланцюгів. Розміри позначають великими літерами алфавіту, нумерують послідовно за годинниковою стрілкою (або проти годинникової стрілки). Кожному розміру надається певний порядковий номер (наприклад: $B_1, B_2, B_3, \dots, B_i$ або $N_1, N_2, N_3, \dots, N_i$). Замикаючому розміру надається індекс Σ наприклад: B_Σ або N_Σ . Розмірні ланцюги класифікують за такими ознаками: за місцем у виробі (подетальний і складальний), за методом досягнення точності (без компенсатора, з компенсатором), за розміщенням ланок (лінійний, площинний, просторовий), за характером взаємного зв'язку (незалежний, взаємозв'язаний).

По детальний розмірний ланцюг визначає відносне положення і точність поверхонь або осей однієї деталі і (рис.18.1); складальний розмірний ланцюг визначає відносне положення і точність якогонебудь параметру у складеному механізмі машини (рис.18.2).

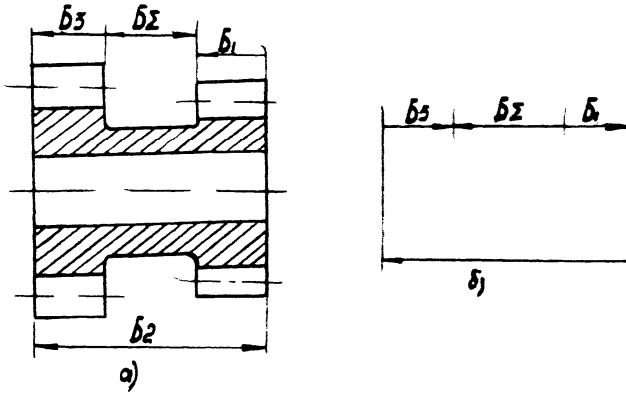


Рис. 18.1 Подетальний розмірний ланцюг – а, і його схема – б

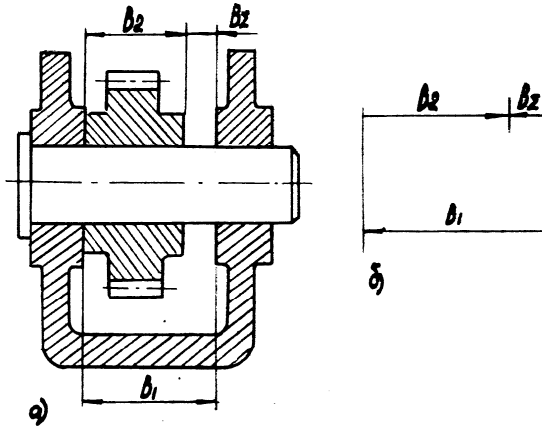


Рис. 18.2 Складальний розмірний ланцюг – а, та його схема – б

В розмірному ланцюгу без компенсатора необхідна точність замикаючої ланки забезпечується взаємозамінними деталями, з компенсатором – за рахунок застосування компенсатора.

У лінійних розмірних ланцюгах усі розміри розміщуються на взаємно паралельних площинах. Розмірний ланцюг називається площинним, якщо його розміри розміщено на одній або декількох паралельних площинах; просторовим – якщо розміри знаходяться в непаралельних площинах.

Незалежний розмірний ланцюг – це ланцюг, у якого всі розміри входять до одного розмірного ланцюга; взаємозв'язаний – у якого

один або декілька розмірів входять до двох або декількох розмірних ланцюгів.

Усі складові розміри ланцюга залежно від їх впливу на замикаючий розмір підрозділяють на збільшуючі і зменшуючі. Збільшуючим називається розмір, із збільшенням якого збільшується і замикаючий розмір. Зменшуючим називається розмір, із збільшенням якого замикаючий розмір зменшується.

18.2. Виявлення і складання розмірних ланцюгів

Використовуючи теорію розмірних ланцюгів, потрібно чітко і правильно поставити і сформулювати задачу розрахунку розмірного ланцюга, а також виявити і побудувати розмірний ланцюг. Якщо неправильно визначено замикаючу ланку розмірного ланцюга, то спотвориться формулювання задачі розрахунку, якщо ж не правильно виявлено складові ланки, то в розмірний ланцюг потраплять розміри, які не впливають на замикаючий розмір. Усе це стане причиною неповного розрахунку.

Перш за все потрібно виявити замикаючу ланку і її виконавчі поверхні. Виявляючи замикаючий розмір, визначають вимоги до точності, що їх має задовольняти вузол чи механізм. Точність взаємного розміщення деталей повинна забезпечувати: належну роботу даного вузла під час його експлуатації, можливість складання вузла. Визначені технічні вимоги і числові значення, що їх характеризують, записують на конструктивній схемі вузла.

Після виявлення замикаючого розміру знаходять складові розміри розмірного ланцюга. При цьому, застосовуючи принцип найкоротшого шляху, до розмірного ланцюга включають лише ті розміри, які безпосередньо беруть участь в утворенні замикаючого розміру. Послідовно виявляють всі розміри деталей вузла, які сполучені між собою і безпосередньо впливають на замикаючу ланку розмірного ланцюга. Для цього, починаючи від однієї із виконавчих поверхонь, які обмежують замикаючий розмір, знаходять всі розмічені по замкнутому контуру складові розміри, доходячи до другої виконавчої поверхні. Замикаючий розмір одного розмірного ланцюга може бути складовим розміром для іншого. Один і той самий розмір може бути ланкою декількох розмірних ланцюгів.

До складових розмірів необхідно включати лише ті розміри, які безпосередньо впливають на точність замикаючої ланки.

Після виявлення розмірного ланцюга виконується його розрахунок який є необхідним етапом конструювання, виробництва та експлуатації машин, механізмів, приладів. Суть розрахунку розмірного ланцюга полягає у встановленні граничних відхилень і допусків усіх його ланок.

Розрахунок розмірних ланок дає можливість:

- встановити геометричні і кінематичні зв'язки між розмірами деталей, їх номінальні значення, відхилення і допуски;
- розрахувати норми точності і розробити технічні умови на машини і їх складові частини;
- досягти правильної постановки розмірів і відхилень на робочих кресленнях деталей;
- вибрати засоби і методи вимірювання;
- збільшити термін роботи вузлів, механізмів, машин при виконанні ними своїх функцій, встановлених технічними умовами.

При розрахунку розмірних ланцюгів може бути дві задачі – пряма і обернена. У прямій задачі за відомими даними замикаючої ланки визначають допуски складових ланок. В оберненій задачі за відомим допуском і граничним відхиленням складових ланок визначають допуск і граничні відхилення замикаючої ланки. Обидві ці задачі можна розв'язувати такими методами: максимуму-мінімуму, теоретико-ймовірний, компенсації.

18.3. Розрахунок розмірних ланцюгів методом “максимум-мінімум”

Метод розрахунку розмірних ланцюгів “максимум-мінімум” забезпечує повну взаємозамінність, тобто задану точність складання без підбирання чи підгонки деталей. При цьому передбачається, що навіть за умови найгіршого сполучення розмірів (усі збільшуючі розміри – максимальні, а всі зменшуючі – мінімальні), замикаюча заключна ланка не вийде за межу встановленого допуску.

Розглянемо розв'язок оберненої задачі, у якій потрібно визначити номінальний розмір A_{Σ} , допуск TA_{Σ} , верхнє відхилення ΔSA_{Σ} і нижнє ΔIA_{Σ} відхилення замикаючої ланки.

Номінальний розмір замикаючої ланки визначається за такою залежністю:

$$A_{\Sigma} = \sum_{i=1}^m A_i^{3b} - \sum_{i=m+1}^n A_i^{3m}, \quad (18.1)$$

де m – число збільшуючих розмірів; n – число зменшуючих ланок. Аналізуючи схему розмірного ланцюга (рис.18.2б), можна записати:

$$A_{\Sigma \max} = \sum_{i=1}^m A_i^{3\delta} - \sum_{i=m+1}^n A_i^{3M}, \quad (18.2)$$

$$A_{\Sigma \min} = \sum_{i=1}^m A_i^{3\delta} - \sum_{i=m+1}^n A_i^{3M}. \quad (18.3)$$

Тоді:

$$\begin{aligned} TA_{\Sigma} = A_{\Sigma \max} - A_{\Sigma \min} &= \left(\sum_{i=1}^m A_i^{3\delta} - \sum_{i=m+1}^n A_i^{3\delta} \right) + \left(\sum_{i=m+1}^n A_i^{3M} - \sum_{i=m+1}^n A_i^{3M} \right) = \\ &= \sum_{i=1}^m TA_i^{3\delta} + \sum_{i=m+1}^n TA_i^{3M}. \end{aligned}$$

Тобто допуск замикаючої ланки дорівнює сумі допусків складових ланок:

$$TA_{\Sigma} = \sum_{i=1}^{m+n} TA_i. \quad (18.4)$$

Рівняння 18.2 можна записати:

$$\begin{aligned} A_{\Sigma} + \Delta SA_{\Sigma} &= \sum_{i=1}^m (A_i^{3\delta} + \Delta SA_i^{3\delta}) - \sum_{i=m+1}^n (A_i^{3M} + \Delta IA_i^{3M}) = \\ &= \left(\sum_{i=1}^m A_i^{3\delta} - \sum_{i=m+1}^n A_i^{3M} \right) + \left(\sum_{i=1}^m \Delta SA_i^{3\delta} - \sum_{i=m+1}^n \Delta IA_i^{3M} \right). \end{aligned} \quad (18.5)$$

Звідси:

$$\Delta SA_{\Sigma} = \sum_{i=1}^m \Delta SA_i^{3\delta} - \sum_{i=m+1}^n \Delta IA_i^{3M}. \quad (18.6)$$

Щоб знайти нижнє відхилення замикаючої ланки, скористаємося рівнянням 18.3, яке можна подати у такому вигляді:

$$\begin{aligned} A_{\Sigma} + \Delta IA_{\Sigma} &= \sum_{i=1}^m (A_i^{3\delta} + \Delta IA_i^{3\delta}) - \sum_{i=m+1}^n (A_i^{3M} + \Delta SA_i^{3M}) = \\ &= \left(\sum_{i=1}^m A_i^{3\delta} - \sum_{i=m+1}^n A_i^{3M} \right) + \left(\sum_{i=1}^m \Delta IA_i^{3\delta} - \sum_{i=m+1}^n \Delta SA_i^{3M} \right). \end{aligned} \quad (18.7)$$

Оскільки:

$$\sum_{i=1}^m A_i^{3\delta} - \sum_{i=m+1}^n A_i^{3M} = A_{\Sigma},$$

то:

$$\Delta IA_{\Sigma} = \sum_{i=1}^m \Delta IA_i^{3\delta} - \sum_{i=m+1}^n \Delta SA_i^{3M}. \quad (18.8)$$

Складнішою є пряма задача, у якій за відомим допуском і відхи-

леннями замикаючої ланки потрібно знайти допуски і відхилення складових ланок. Оскільки допуски складових ланок повинні дорівнювати допуску замикаючої ланки, то розв'язок зводиться до розподілу допуску замикаючої ланки між складовими ланками. Пряму задачу можна розв'язати двома способами: способом рівних допусків і способом одного квалітету.

Спосіб рівних допусків полягає в тому, що допуски складових ланок беруть рівними, тобто:

$$TA_i = \frac{TA_\Sigma}{m+n}. \quad (18.9)$$

Цей спосіб застосовується для розмірів одного розмірного інтервалу; це простий, але недостатньо точний спосіб, тому ним користуються лише для приблизних розрахунків.

Спосіб одного квалітету передбачає, що на всі складові ланки призначаються допуски одного ступеню точності.

Квалітет визначається за коефіцієнтом точності α :

$$\alpha = \frac{TA_\Sigma}{\sum_{i=1}^{m+n} i} = \frac{TA_\Sigma}{\sum_{i=1}^{m+n} (0,45\sqrt[3]{D_n} + 0,001D_n)}. \quad (18.10)$$

Якщо в розмірній ланцюг входять декілька ланок K з відомими допусками, то:

$$\alpha = \frac{TA_\Sigma - \sum_{i=1}^K TA_{i \text{ від.}}}{\sum_{i=1}^{m+n-K} i_{\text{виз.}}}, \quad (18.11)$$

де $\sum_{i=1}^{m+n-K} i_{\text{виз.}}$ – сума одиниць допусків ланок, що визначаються.

За одержаними значеннями коефіцієнта точності визначають квалітет. Якщо розрахункове значення коефіцієнта точності не співпадає з табличним, то одну із ланок приймають за корегуючу ланку, за допомогою якої досягається задана точність складання вала. Корегуючою обирається ланка, яку легше обробити і виміряти.

Якщо корегуюча ланка є збільшуючою, то її відхилення визначаються за такими залежностями:

$$\Delta SA_{\text{кор}}^{3\phi} = \sum_{i=m+1}^n \Delta IA_i^{3M} + \Delta SA_\Sigma - \sum_{i=1}^m \Delta SA_i^{3\phi}, \quad (18.12)$$

$$\Delta IA_{\text{кор}}^{3\phi} = \sum_{i=m+1}^n \Delta SA_i^{3M} + \Delta IA_\Sigma - \sum_{i=1}^m \Delta IA_i^{3\phi}. \quad (18.13)$$

Для коректуючої зменшуючої ланки відхилення визначаються за такими залежностями:

$$\Delta SA_{кор}^{zm} = \sum_{i=1}^m \Delta IA_i^{zb} - \Delta IA_{\Sigma} - \sum_{i=m+1}^n \Delta SA_i^{zm}, \quad (18.14)$$

$$\Delta IA_{кор}^{zm} = \sum_{i=1}^m \Delta SA_i^{zb} - \Delta SA_{\Sigma} - \sum_{i=m+1}^n \Delta IA_i^{zm}. \quad (18.15)$$

Приклад 1. Визначити номінальне значення, верхнє і нижнє відхилення і допуск замикаючої ланки (рис.18.3), якщо складові ланки мають такі значення:

$$A_1 = 5_{-0,03}^{+0,10} \text{ мм}; \quad A_2 = 50_{+0,10}^{+0,14} \text{ мм}; \quad A_3 = 101_{+0,14}^{+0,14} \text{ мм};$$

$$A_4 = 5_{-0,03}^{+0,10} \text{ мм}; \quad A_5 = 140_{-0,10}^{+0,14} \text{ мм}.$$

Складаємо схему розмірного ланцюга (рис. 18.3 б) і визначаємо за нею збільшуючі (A_2, A_3) і зменшуючі (A_1, A_4, A_5) розміри.

Визначаємо номінальне значення замикаючої ланки за формулою (18.1):

$$A_{\Sigma} = (50 + 101) - (5 + 140 + 5) = 1 \text{ мм}.$$

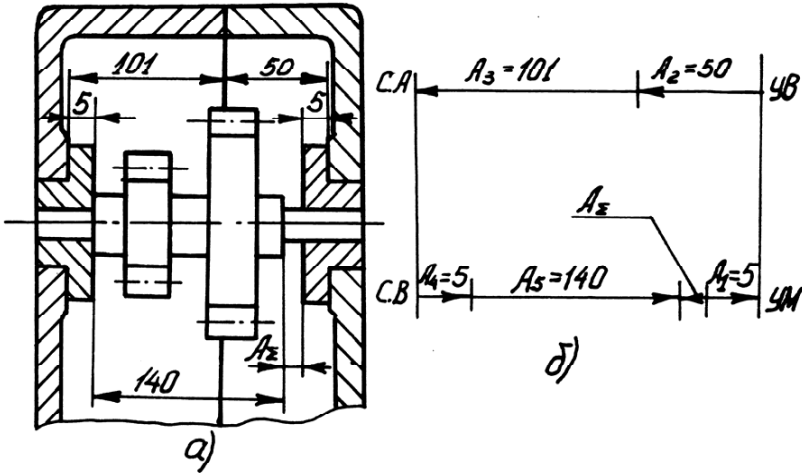


Рис. 18.3 Ескіз вузла (а) і його розмірний ланцюг (б)

За формулою (18.4) визначаємо допуск замикаючого розміру:

$$TA = TA_1 + TA_2 + TA_3 + TA_4 + TA_5 = 30 + 100 + 140 + 30 + 100 = 400 \text{ мкм}.$$

За формулою (18.6) визначаємо ΔSA_{Σ} :

$$\Delta SA_{\Sigma} = (\Delta SA_2 + \Delta SA_3) - (\Delta IA_1 + \Delta IA_4 + \Delta IA_5)$$

$$\Delta SA_{\Sigma} = 100 + 140 - 30 - 30 - 100 = 400 \text{ мкм.}$$

За формулою (18.8) визначаємо нижнє відхилення замикаючої ланки:

$$\Delta IA_{\Sigma} = (\Delta IA_2 + \Delta IA_3) - (\Delta SA_1 + \Delta SA_4 + \Delta SA_5)$$

$$\Delta IA_{\Sigma} = 0 + 0 - 0 - 0 - 0 = 0.$$

Отже, при заданих номінальних розмірах і граничних відхиленнях складових розмірів замикаючий розмір потрібно виконувати з верхнім граничним відхиленням 0,4 мм і нижнім 0, тобто:

$$A_{\Sigma} = 1^{+0,40} \text{ мм.}$$

Правильність розв'язку задачі можна перевірити, визначивши за формулами (18.2) і (18.3) граничні розміри замикаючої ланки

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

$$A_{\Sigma \max} = (50,10 + 101,14) - (4,97 + 4,97 + 139,90) = 1,4 \text{ мм,}$$

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

$$A_{\Sigma \min} = (50,0 + 101,0) - (5,0 + 5,0 + 140,0) = 1 \text{ мм,}$$

тобто $A_{\Sigma} = 1^{+0,40}$ мм. Таким чином, перевірка показала, що задачу розв'язано правильно.

Приклад 2. Визначити допуски складових розмірів деталей складального ланцюга, зображеного на рис. 18.3 при $A_{\Sigma} = 1^{+0,75}$ мм.

Виконуємо перевірку правильності складання розмірного ланцюга за формулою (18.1):

$$A_{\Sigma} = (A_2 + A_3) - (A_1 + A_4 + A_5) = (50 + 101) - (5 + 5 + 140) = 1 \text{ мм.}$$

Отже, розмірний ланцюг складено правильно.

За таблицями визначаємо одиницю допуску розмірів, у яких немає відхилень:

$$i_1 = 0,73 \text{ мкм; } i_2 = 1,54 \text{ мкм; } i_3 = 2,2 \text{ мкм; } i_4 = 0,73 \text{ мкм; } i_5 = 2,5 \text{ мкм.}$$

Звідси:

$$\sum_{i=1}^5 i = 0,73 + 1,54 + 2,2 + 0,73 + 2,5 = 7,7 \text{ мкм.}$$

Визначаємо коефіцієнт точності розмірного ланцюга:

$$\alpha = \frac{TA_{\Sigma}}{\sum_{i=1}^5 i},$$

$$\alpha = \frac{750}{7,7} \approx 97.$$

За знайденим значенням коефіцієнта точності вибираємо 11-й

квалітет. Оскільки розрахункові значення коефіцієнта точності не співпадає з табличним (100), то розмір $A_1 = 5$ мм беремо за корегуючий.

За таблицями визначаємо відхилення складових ланок:

$$\Delta SA_2 = 0,160 \text{ мм}; \quad \Delta IA_2 = 0.$$

$$\Delta SA_3 = 0,220 \text{ мм}; \quad \Delta IA_3 = 0.$$

$$\Delta SA_4 = 0; \quad \Delta IA_4 = -0,75 \text{ мм.}$$

$$\Delta SA_5 = 0; \quad \Delta IA_5 = -0,250 \text{ мм.}$$

Знаходимо за формулами (18.12) і (18.13) відхилення зменшуючого коректуючого розміру A_1 :

$$\Delta SA_1 = \Delta IA_2 + \Delta IA_3 - \Delta IA_\Sigma - \Delta SA_4 - \Delta SA_5$$

$$\Delta SA_1 = 0 + 0 - 0 - 0 - 0 = 0$$

$$\Delta IA_1 = \Delta SA_2 + \Delta SA_3 - \Delta SA_\Sigma - \Delta IA_4 - \Delta IA_5$$

$$\Delta IA_1 = 0,160 + 0,220 - 0,750 + 0,750 + 0,250 = 0,045 \text{ мм}$$

Виконуємо перевірку правильності розрахунку відхилень розмірів ланцюга за формулою (18.4):

$$TA_\Sigma = TA_1 + TA_2 + TA_3 + TA_4 + TA_5$$

$$TA_\Sigma = 0,045 + 0,160 + 0,220 + 0,075 + 0,250 = 0,750 \text{ мм.}$$

За умовою $TA_\Sigma = 0,750$ мм – отже, розмірний ланцюг розраховано правильно. Якщо виявиться, що завданий допуск замикаючої ланки не дорівнюватиме розрахунковому, то потрібно вибрати сусідній квалітет і наново виконати розрахунок.

18.4. Теоретико-ймовірнісний метод розрахунку розмірних ланцюгів

В основі цього методу лежить відоме положення теорії ймовірностей: сполучення найбільших збільшуючих і найменших зменшуючих розмірів буває рідше, ніж середніх. Внаслідок цього можливий процент розмірних ланцюгів з відхиленнями замикаючої ланки, які виходять за межі потрібного допуску, є незначним. Наприклад, при числі ланок у механізмі $n = 10$ і денній програмі 1 млн. штук найгірше сполучення зустрічатиметься в середньому один раз у 10-15 тис. років. Це означає, що можна розширити допуски на ланки, ризикуючи не одержати граничних значень замикаючої ланки.

Теоретико-ймовірнісний метод розрахунку розмірних ланцюгів містить пряму та обернену задачу такого самого змісту, як і для методу “максимум-мінімум”.

Обернена задача. Розмір замикаючої ланки можна розглядати як складну випадкову подію, що залежить від простих випадкових подій – розмірів складових ланок. На цій підставі можна визначити середньоквадратичне відхилення замикаючої ланки:

$$\sigma_{A_x} = \sqrt{\sigma_{A_1}^2 + \sigma_{A_2}^2 + \dots + \sigma_{A_{m+n}}^2} = \sqrt{\sum_{i=1}^{m+n} \sigma_{A_i}^2}, \quad (18.16)$$

де σ_{A_i} – середньоквадратичне відхилення складових ланок.

Вважаємо, що похибки складових ланок підкоряються закону нормального розподілу і що допуск T дорівнює полю розсіяння V , тобто:

$$T = V = 6\sigma$$

Звідси можна записати:

$$\sigma_{A_1} = \frac{TA_1}{6}, \quad \sigma_{A_2} = \frac{TA_2}{6}. \quad (18.17)$$

Підставляючи рівняння (18.17) у рівняння (18.16), матимемо:

$$TA_{A_i} = \sqrt{\sum_{i=1}^{m+n} TA_i^2}. \quad (18.18)$$

Щоб знайти відхилення замикаючої ланки, потрібно визначити її координату середини поля допуску $\Delta_c A_\Sigma$:

$$\Delta_c A_\Sigma = \sum_{i=1}^m \Delta_c A_i^{3\theta} - \sum_{i=m+1}^n \Delta_c A_i^{3\theta}, \quad (18.19)$$

Тепер відхилення замикаючої ланки можна визначити:

$$\Delta SA_\Sigma = \Delta_c A_\Sigma + 0,5TA_\Sigma, \quad (18.20)$$

$$\Delta IA_\Sigma = \Delta_c A_\Sigma - 0,5TA_\Sigma, \quad (18.21)$$

Формули (18.20) і (18.21) справедливі, коли центр групування збігається із серединою поля допуску, а поле розсіювання V – з величиною допуску T . Якщо центр групування не збігається з серединою поля допуску, то в координату середини поля допуску замикаючої ланки вводиться коефіцієнт відносного розсіяння K_i , тобто

$$\Delta_c A_\Sigma = \sum_{i=1}^m \left(\Delta_c A_i^{3\theta} + K_i \frac{TA_i^{3\theta}}{2} \right) - \sum_{i=m+1}^n \left(\Delta_c A_i^{3\theta} + K_i \frac{TA_i^{3\theta}}{2} \right), \quad (18.22)$$

Для закону нормального розподілу $K_i = 1$; для закону трикутника (Симпсона) $K_i = 1,22$; для закону рівної ймовірності $K_i = 1,73$.

Пряму задачу можна розв'язати чотирма способами:

Спосіб рівних допусків передбачає, що на всі складові розміри призначається однаковий допуск:

$$TA_i = \frac{TA_s}{K_i \sqrt{m+n}}, \quad (18.23)$$

де $m+n$ – число збільшуючих і зменшуючих розмірів ланцюга.

2. Спосіб одного квалітету аналогічний розв'язанню методом “максимум-мінімум”.

3. Спосіб пробних розрахунків полягає у тому, що допуски на складові розміри призначають економічно доцільними з урахуванням конструктивних вимог і досвіду експлуатації наявних подібних вузлів. Щоб підвищити надійність роботи вузла, потрібно допуски і граничні відхилення складових розмірів корегувати, призначаючи їх більш жорсткими з метою створення запасу на спрацювання.

4. Спосіб рівного впливу застосовують для розв'язання задач на побудову плоских і просторових розмірів ланцюгів. Суть способу полягає у тому, що допустиме відхилення кожного складового розміру повинно зумовити однакову зміну замикаючого розміру.

18.5. Метод компенсації

Вибір методу компенсації залежить від конструктивної схеми механізму. Суть цього методу полягає у тому, що у розмірний ланцюг вводиться спеціальна ланка – компенсатор, завдяки якому складові ланки можна виготовляти з розширеними допусками. Застосовувані способи компенсації діляться на технологічні (пригонка) і конструктивні (селективне складання і регулювання).

Спосіб пригонки застосовується, як правило, в індивідуальному і дрібносерійному виробництві. Суть цього способу полягає у тому, що точність замикаючої ланки досягається за допомогою додаткової обробки однієї із складових ланок під час складання. При цьому на всі складові ланки, які є економічними для даного виробництва, встановлюються допуски.

Величину компенсації можна визначити за такою формулою:

$$TK = \sum_{i=1}^{m+n} T_p A_i - TA_s, \quad (18.24)$$

де $\sum_{i=1}^{m+n} T_p A_i$ – сума розширених допусків складових ланок

Видалити величину компенсації з розмірного ланцюга можна змінивши величину компенсуючої ланки. Компенсатором обирають таку складову ланку, яка не була б спільною для декількох розмірних ланцюгів.

Недоліки способу пригонки: технологічним компенсатором може бути лише легкознімна деталь; збільшується трудомісткість підгінних робіт; немає повної взаємозамінності.

Різновидом способу пригонки є спосіб спільної обробки деталей у попередньому вигляді, який застосовується для забезпечення високої точності замикаючої ланки. Але цей спосіб економічно невідповідний.

Спосіб регулювання полягає у тому, що змінюючи величину заздалегідь вибраного компенсатора, досягають потрібної точності замикаючої ланки. При цьому шар матеріалу з цієї ланки не знімається. Компенсатори можуть компенсувати похибки замикаючої ланки, як вручну, (рис.18.4а), так і автоматично (рис.18.4 б).

Номинальний розмір компенсуючої ланки K можна визначити з рівняння:

$$A_{\Sigma} = \sum_{i=1}^m A_i^{pb} - \sum_{i=m+1}^n A_i^{zm} \pm K. \quad (18.25)$$

Знак “плюс” ставиться, якщо компенсатор K є збільшувачим розміром, “мінус” – якщо зменшувачим.

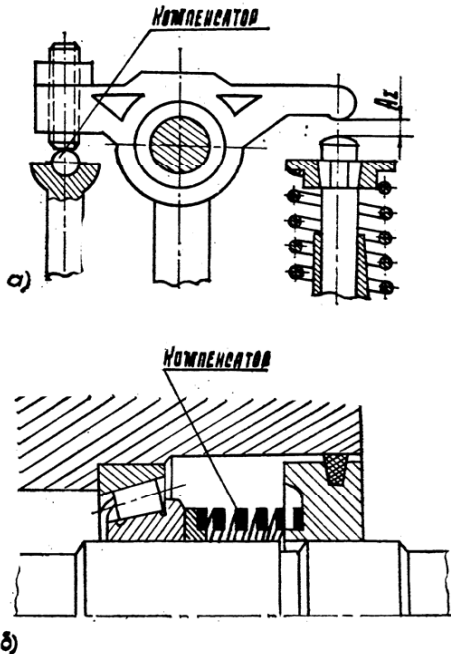


Рис.18.4 Компенсатори: а – ручний для регулювання зазору; б – автоматичний пружиний компенсатор

Цей спосіб доцільніше використовувати в розмірних ланцюгах з складовими ланками, які інтенсивно спрацьовуються.

Якщо компенсатор являє собою набір прокладок із z прокладок однакової товщини, то число прокладок в такому наборі дорівнюватиме:

$$z = \frac{TK}{TA_{\Sigma}} + 1. \quad (18.26)$$

Щоб набір складався з меншого числа прокладок, їх товщини $S_1, S_2, \dots, S_{\Sigma}$ роблять різними: $S_1 = TA_{\Sigma}$; $S_2 = 2TA_{\Sigma}$; $S_3 = 2^2TA_{\Sigma}$; $S_{\Sigma} = 2^{z-1}TA_{\Sigma}$.

Спосіб регулювання дає змогу досягати високої точності механізму і підтримувати її в процесі експлуатації. Недоліком цього способу є збільшення числа деталей в механізмі, що приводить до ускладнення конструкції, процесу складання та експлуатації.

Суть способу селективного складання (групової взаємозамінності) полягає у тому, що деталі які входять до розмірного ланцюга, обробляють з розширеними допусками, потім сортують на рівне число груп з вужчим груповим допуском і складають по однойменних групах.

У посадках з гарантованим зазором і гарантованим натягом максимальні зазори і натяги зменшуються, а мінімальні – збільшуються із збільшенням числа груп сортування (рис. 11.5, 11.6, 11.8, 11.9).

Для визначення оптимального числа груп потрібно знайти групові зазори або натяги, які визначаються максимальною довговічністю з'єднання, або групові допуски T_D^p чи T_d^p , які визначають виходячи з умов економічної точності складання.

При рівності допусків, тобто при $T_D = T_d$, групові зазори або натяги залишаються постійними під час переходу від однієї групи до іншої (рис.18.5).

Складаючи деталі, потрібно у посадках з натягом створювати максимальний натяг N_{\max} , в посадках із зазором – мінімальний зазор S_{\min} , з метою підвищення працездатності з'єднань. Число n груп сортування визначають за такими формулами (рис.18.5):

У посадках з натягом при заданому

$$N_{\max}^p = N_{\max} - T_d + \frac{T_d}{n}; \quad (18.27)$$

у посадках із зазором при заданому

$$S_{\min}^{sp} = S_{\min} + T_d - \frac{T_d}{n}. \quad (18.28)$$

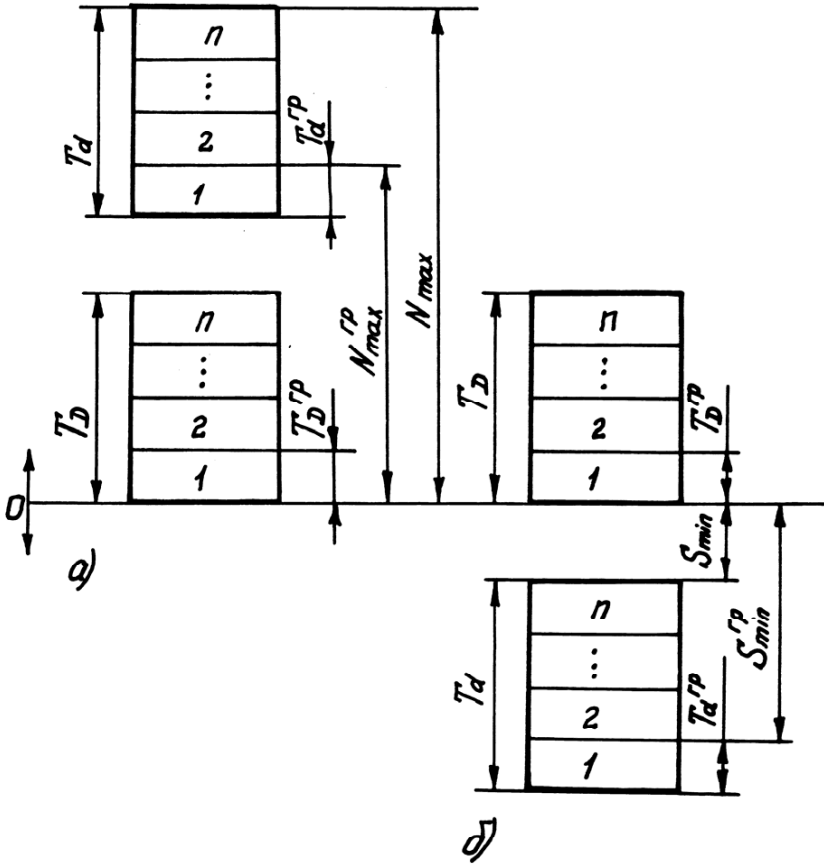


Рис. 18.5 Схеми сортування деталей на групи для посадок з натягом (а) іззором (б) при $T_D = T_d$

З рис.18.5 витікає, що:

$$N_{\max} - N_{\max}^{sp} = T_d - T_d^{sp}; \quad (18.29)$$

$$S_{\min}^{sp} - S_{\min} = T_d - T_d^{sp}; \quad (18.30)$$

Коли виконати відповідні перетворення і прийняти $T_D = T_d$, то число груп сортування дорівнюватиме:

$$n = \frac{T_d}{T_d^{sp}} = \frac{T_D}{T_D^{sp}}. \quad (18.31)$$

Оскільки при $T_D > T_d$ і $T_d > T_D$ групові зазори (або натяги) змінюються під час переходу від однієї групи до іншої, то однорідність з'єднань не забезпечується. Тому селективне складання доцільно застосовувати лише при $T_D = T_d$.

Приклад. Визначити кількість груп при селективному складанні і груповий допуск поршня і гільзи двигуна СМД-60 при умові, що $S_{\max зб} = 60$ мкм, розміри гільзи $\varnothing 130^{+0,04}$ мм і поршня $\varnothing 130_{-0,04}$ мм.

Визначаємо граничні зазори у з'єднанні гільза-поршень:

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min}$$

$$S_{\max} = 130,04 - 120,96 = 0,08 \text{ мм};$$

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max}$$

$$S_{\min} = 130,00 - 130,00 = 0.$$

Так як $S_{\max} > S_{\min}$, то необхідно виконати ділення на групи. Так як $T_D = T_d$, то

$$n = \frac{T_D}{S_{\max зб} - S_{\min} - T_D}$$

$$n = \frac{0,04}{0,06 - 0 - 0,04} = \frac{0,04}{0,02} = 2.$$

Груповий допуск гільзи:

$$T_D^{гп} = \frac{T_D}{n}$$

$$T_D^{гп} = \frac{0,04}{2} = 0,02 \text{ мм.}$$

Груповий допуск поршня:

$$T_d^{пг} = \frac{T_d}{n}$$

$$T_d^{пг} = \frac{0,04}{2} = 0,02 \text{ мм.}$$

Результати розрахунків приведені в табл.18.1.

Таблиця 18.1 Розміри гільз і поршнів двигуна СМД-60 по групах

Номер групи	Позначення розмірної групи	Діаметр, мм	
		гільзи	поршня
I	Б	$130^{+0,04}_{-0,02}$	$130_{-0,02}$
II	М	$130^{+0,02}$	$130_{-0,04}^{-0,02}$

18.6. Особливості розрахунку плоских і просторових розмірних ланцюгів

Щоб розраховувати плоскі і просторові розмірні ланцюги, їх приводять до вигляду лінійних розмірних ланцюгів. З цією метою проектують розміри плоского ланцюга на напрям замикаючого розміру, розміри просторового ланцюга – на дві (три) взаємоперпендикулярні осі і виконують розрахунок тими самими методами, що й розрахунок лінійних ланцюгів.

Для прикладу розглянемо плоский розмірний ланцюг із замикаючим розміром A_{Σ} , який визначає міжцентрову відстань зубчастої передачі від колінчатого вала (рис.18.6).

Проектуючи розміри плоского розмірного ланцюга на напрям замикаючої ланки, одержуємо рівняння лінійного розмірного ланцюга:

$$A_{\Sigma} = M_2 \cos \beta_2 + M_3 \cos \beta_3 - M_1 \cos \beta_1. \quad (18.32)$$

Розрахунок просторових розмірних ланцюгів зводять до розрахунку плоских розмірних ланцюгів, проектуючи розміри на три взаємоперпендикулярні площини. Одержавши плоский розмірний ланцюг, проектують його на напрям замикаючої ланки і дістають лінійний розмірний ланцюг, який розраховують уже відомими методами.

18.7. Розрахунок допусків на міжцентрові відстані

У машинобудуванні широко використовуються кріплення у вигляді болтів, шпильок та ін. Тому велике значення має правильне призначення допуску на міжцентрові відстані (осі циліндрів потрібно скоординувати із серединами шатунних шийок колінчастих валів, осі шпильок блоку циліндрів – з осями отворів головки блоку).

Завдання розрахунку допусків на міжцентрові відстані – встановити залежність між зазором і допусками на міжцентрові відстані.

Розглянемо співвідношення між зазором S і величиною неспіввідповідності вала і отвору e (рис. 18.7). Розмірний ланцюг матиме такий вигляд:

$$\frac{d}{2} + e + \frac{D}{2} = d + S, \quad (18.33)$$

але $D - d = S$, тому після перетворення можна записати $e = 0,5S$. Оскільки в основу розрахунку береться мінімальний зазор, то

$$e = 0,5S_{\min} \quad (18.34)$$

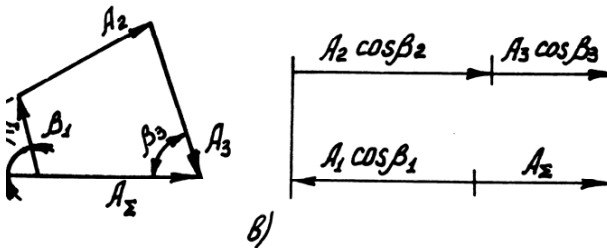
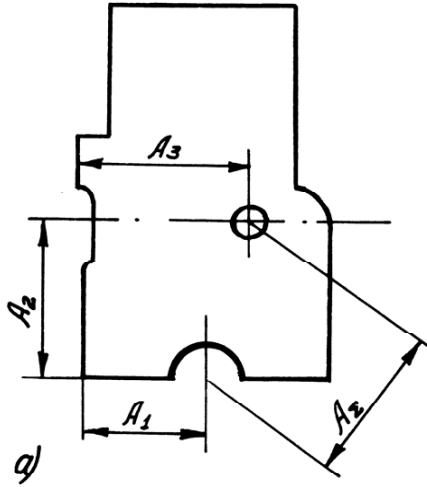


Рис. 18.6 Ескіз вузла (а), площинний (б) і лінійний (в) розмірні ланцюги

Щоб знайти залежність між зазором і допусками на міжцентрові відстані, розглянемо з'єднання двох деталей за допомогою болтів (рис.18.8).

При з'єднанні деталей болтами відстань між осями може змінюватися від L_{\max} до L_{\min} (рис.18.8, а). Можна записати:

$$L_{1\max} - L_{2\min} = e_1 + e_2 + e_3 + e_4. \quad (18.35)$$

Для протилежних граничних значень (рис. 18.8 б) маємо:

$$L_{2\max} - L_{1\min} = e_1 + e_2 + e_3 + e_4. \quad (18.36)$$

Додаючи ці рівняння, одержимо:

$$TL_1 + TL_2 = 2(e_1 + e_2 + e_3 + e_4) = 8e, \quad (18.37)$$

де $e_1 = e_2 = e_3 = e_4 = e$

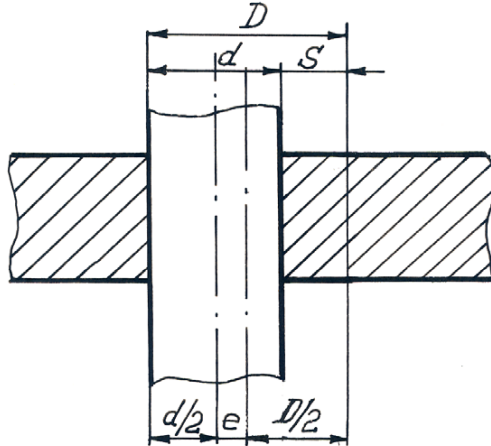


Рис. 18.7 Зв'язок ексцентриситета із зазором в з'єднанні

Замінюючи e через $0,5S_{\min}$, можна записати:

$$TL_1 + TL_2 = 4S_{\min} \quad (18.38)$$

Якщо номінальні розміри L рівні, то

$$TL_1 = TL_2 = TL \quad (18.39)$$

Результат:

$$TL = 2S_{\min} \quad (18.40)$$

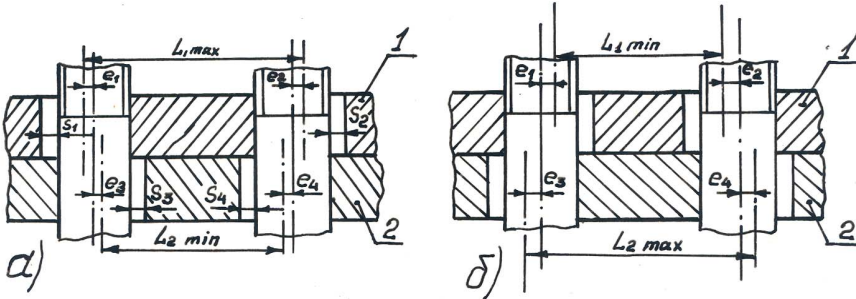


Рис. 18.8 Ескіз болтового з'єднання

Як правило, граничні відхилення координуючих розмірів призначають симетричними, тобто:

$$ASL = +0,5TL = +S_{\min}; \quad AIL = -0,5TL = -S_{\min} \quad (18.41)$$

При шпильковому з'єднанні (рис.18.9) зазорів S_3 і S_4 не буде, тобто $S_3 = S_4 = 0$. Тоді можна записати:

$$\begin{aligned} L_{1\max} - L_{2\min} &= e_1 + e_2; \\ L_{2\max} - L_{1\min} &= e_1 + e_2. \end{aligned}$$

Додаючи ці рівняння маємо:

$$TL_1 + TL_2 = 2(e_1 + e_2) = 4e,$$

де $e_1 = e_2 = e$.

Замінюючи e через $0,5S_{\min}$, одержимо:

$$TL_1 + TL_2 = TL.$$

При рівності номінальних розмірів

$$TL_1 = TL_2 = TL.$$

Результат:

$$TL = S_{\min}. \quad (18.42)$$

При симетричному розміщенні відхилень:

$$\Delta SL = +0,5TL = +0,5S_{\min}; \quad \Delta IL = -0,5TL = -0,5S_{\min} \quad (18.43)$$

Як правило, кріплення деталей здійснюється не по двох отворах, а по більшому числу отворів. Допуск на міжцентрові відстані у цьому випадку залежить від кількості отворів у ряду і від технології їх виготовлення – отже, від способу проставлення розмірів: “ланцюжком” і “східцями” (рис.18.10).

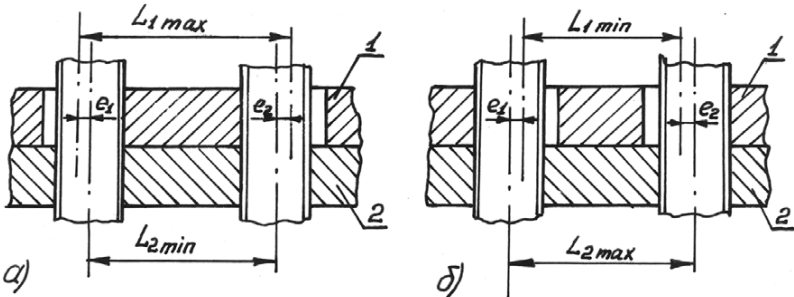


Рис. 18.9 Ескіз шпилькового з'єднання

Нехтуючи перекосом осей, можна замість відстаней між вісями розглядати відстані між центрами цих отворів. Коли розміри проставлено “ланцюжком” (рис.18.10а), то розмір L буде замикаючим. Отже, можна записати:

$$TL = TL_1 + TL_2 + \dots + TL_{n-1} \quad (18.44)$$

Якщо прийняти, що розміри між центрами рівні, тобто:

$$L_1 = L_2 = \dots = L_{n-1} = L_i,$$

то $TL = (n-1)TL_i$ (18.45)

Звідси: $TL_i = \frac{TL}{n-1}$. (18.46)

При з'єднанні деталей болтами:

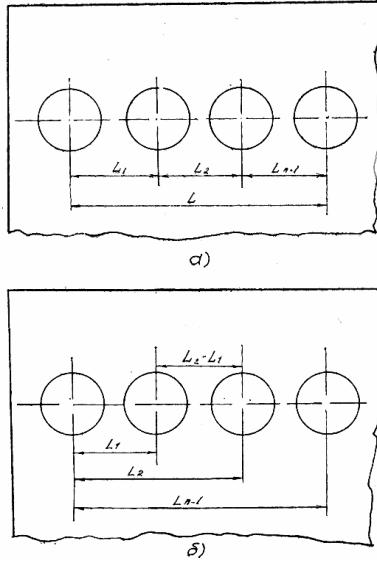


Рис.18.10 Позначення розмірів: а – ланцюжком; б – східцями

$$TL_i = \frac{2S_{\min}}{n-1}. \quad (18.47)$$

При шпильковому з'єднанні

$$TL_i = \frac{S_{\min}}{n-1}. \quad (18.48)$$

Якщо розміри проставлено “східцями” (рис.18.10б), то замикаючим буде розмір між двома останніми центрами отворів. Для будь-яких трьох отворів можна скласти розмірний ланцюг із складових розмірів L_1 і L_2 і замикаючого розміру $(L_2 - L_1)$.

Тоді: $T(L_2 - L_1) = TL_1 + L_2$.

Вважаючи, що $TL_1 = TL_2 = TL_i$,

можна записати: $TL = 2TL_i$; $TL_i = 0,5TL$. (18.49)

При болтовому з'єднанні:

$$TL_i = S_{\min}. \quad (18.50)$$

При шпильковому з'єднанні:

$$TL_i = 0,5S_{\min}. \quad (18.51)$$

Дані формули для розглянутих схем будуть дійсними лише в тому випадку, якщо технологія виготовлення отворів повністю відповідає способу проставлення розмірів.

18.8. Використання розмірного аналізу при ремонті машин

У процесі експлуатації машин розміри деталей змінюються внаслідок спрацювання. Тому під час ремонту важливо відновлювати розміри і складових ланок, і замикаючої ланки. Відновлення ремонтних ланцюгів можна здійснювати за рахунок складових ланок до їх номінальних розмірів. Але в машинах ланки здебільшого взаємозв'язані, і просте відновлення з'єднань, які є ланками ланцюга, не дає бажаних результатів. Наприклад, можна замінити всі деталі кривошипно-шатунного механізму деталями номінальних розмірів, але якщо не відновити міжосьової відстані циліндрів блока і не узгодити ці розміри з положенням колінчастого вала, то спрацювання деталей цього механізму в часі проходило на 50% інтенсивніше, ніж у новому двигуні. З цього прикладу витікає, що якщо нехтувати відновленням розмірних ланцюгів, то ніякі запасні частини не допоможуть. Коли врахувати, що на виробництві запасних частин працює близько 1,5 млн. робітників, а на випуск запасних частин щорічно витрачається 10 млн. тон металу, то стане зрозумілим, яке важливе значення має відновлення розмірних ланцюгів для підвищення надійності довговічності, стійкості проти спрацювання і для зниження собівартості.

У більшості випадків точність замикаючої ланки можна відновити змінюючи розмір однієї або двох ланок. На рис.18.11 зображено розмірний ланцюг, який визначає положення середини шатунної шийки відносно базової поверхні блока. У процесі спрацювання розміри A_2 і A_3 змінюються: розмір A_2 збільшується, а розмір A_3 зменшується. Ці розміри змінюються також при шліфуванні вала.

Усе це спотворює розмір A_1 . Відновити початковий розмір можна змінюючи розмір A_3 , тобто товщину упорного бурта п'ятого корінного підшипника.

Аналогічні результати можна одержати аналізуючи інші подібні розмірні ланцюги. Завдання полягає в тому, щоб у процесі розмірного аналізу того чи іншого механізму знайти легко відновлювану ланку, змінюючи розміри якої можна відновити точність замикаючої ланки.

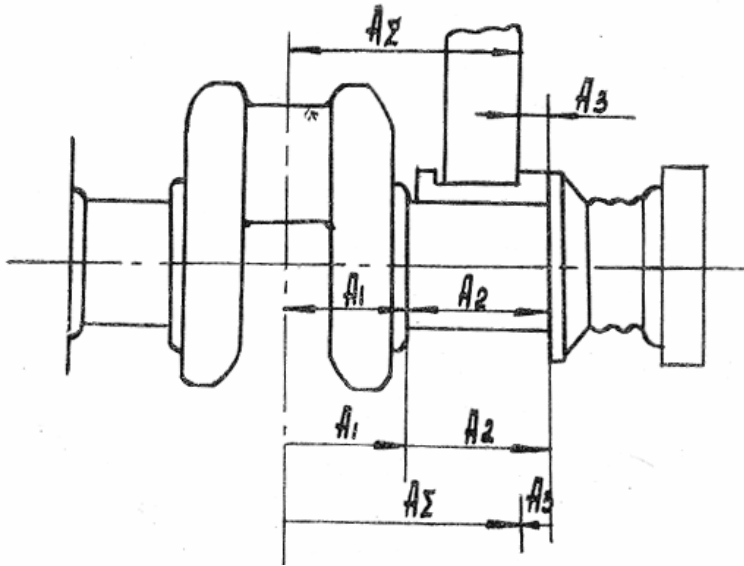


Рис.18.11 Розмірний ланцюг, що визначає положення колінчастого валу в осьовому напрямку

РОЗДІЛ III. ТЕХНІЧНІ ВИМІРЮВАННЯ

ГЛАВА 19. ОСНОВИ ТЕХНІЧНИХ ВИМІРЮВАНЬ

19.1. Поняття про виміри

ТЕХНІЧНИМИ ВИМІРЮВАННЯМИ називаються вимірювання з допомогою певних методів і засобів різних фізичних величин. Вимірювання – основа наукових знань. Вони потрібні для забезпечення якості виробів, взаємозамінності деталей і вузлів, вдосконалення технології виробництва, його автоматизації і стандартизації. Підкреслюючи роль вимірювань, основоположник науки метрології Д.І. Менделєєв сказав: “В природі мера и вес суть главного орудия познания. Наука начинается тогда, когда начинают измерять”.

З розвитком науки і техніки вимірювання все ускладнюються, підвищується точність їх, підвищується кількість вимірювань. Під вимірювальною технікою розуміють не тільки технічні засоби, з допомогою яких виконують вимірювання, а і техніку проведення вимірювань. Потреба у широкій інформації, у визначенні нових параметрів викликає створення нових вимірювальних засобів і збільшення їх випуску.

В інтересах кожної країни, у взаємовідношеннях між країнами необхідні узгодженість результатів вимірювань і одноманітність одиниць вимірюваних величин.

Питаннями теорії і практики забезпечення єдності вимірювань, займається метрологія, що є наукою про вимірювання, про методи і засоби забезпечення їх єдності (однаковості) і про способи досягнення потрібної точності.

“Метрологія” у перекладі з грецької означає “наука про міри”. Завдання сучасної метрології – встановлення і відтворення у вигляді еталонів одиниць виміру, розробка засобів і методів вимірювання, розробка методів підвищення точності вимірювання, розробка методів підвищення точності вимірювань, розробка способів передавання розміру одиниці вимірів від еталона до виробу.

Особливостями науково-технічного прогресу в метрології є освоєння вимірювання нових величин і розширення діапазонів вимірювання всіх величин. Наприклад, якщо раніше достатньо було вимірювати температуру до 10000K і тиск від $1 \cdot 10^3$ до $1 \cdot 10^9$ Па, то в

наш час, із створенням нових матеріалів і зростанням вимог виробництва, необхідно вимірювати температуру з точністю до декількох мільйонів градусів і тиск – від $1 \cdot 10^{-14}$ до $1 \cdot 10^{10}$ Па. Підвищення ролі вимірювання у сучасному виробництві призводить до збільшення частки витрат на вимірювальну техніку. Вартість усього вимірювального і випробувального обладнання в країні досягає декількох десятків мільярдів гривень.

Можна виділити три головні функції вимірювань у народному господарстві: облік продукції; вимірювання з метою контролю і регулювання технологічних процесів.

Для вимірювання фізичних величин важливе значення має вибір одиниць виміру.

Одиницею виміру фізичної величини навивається величина, яку, за згодою, взято за основу для кількісної оцінки величин, однорідних з даною величиною у якісному відношенні. Основне рівняння виміру має такий вигляд:

$$Q = q \cdot H, \quad (19.1)$$

де Q – вимірювана величина, q – числове значення вимірюваної величини у прийнятих одиницях, H – одиниця виміру.

Часто замість знаходження числового значення величини перевіряють, чи перебуває значення цієї величини у встановлених межах. Процес одержання та обробки інформації про об'єкт, а метою визначення його придатності називається контролем.

За способом одержання числового значення усі вимірювання діляться на прямі, непрямі, сукупні і сумісні.

Прямими називають такі вимірювання, при яких числове значення вимірюваної величини встановлюють внаслідок одного спостереження або відліку, наприклад: вимірювання довжини – лінійкою, температури – термометром. Прямі вимірювання є основою складніших видів вимірювань.

Непрямими називаються вимірювання, які виконуються прямим вимірюванням величин, зв'язаних з вимірюваною величиною певною залежністю (знаходження об'єму циліндра за результатами вимірювань його діаметра і висоти).

Сукупними називаються вимірювання, при яких виконують непрямі вимірювання одночасно декількох величин, складають і резервують систему рівнянь і знаходять результат вимірювань. Наприклад, у наборі гир визначають масу окремих гир за відомою масою однієї гирі і за результатами прямих порівнянь мас різних поєднань гир.

Сумісні вимірювання – це одночасно виконувані прямі чи непрямі вимірювання декількох однойменних величин з метою знаходження функціональної залежності між ними (наприклад, визначають залежність довжини тіла від зміни температури).

Раніше одиниці виміру фізичних величин обиралися довільно і незалежно одна від одної. Проте з розвитком метрології було встановлено, що раціональнішим є такий вибір, коли деякі одиниці обирають незалежно, а решту встановлюють з урахуванням певних закономірних зв'язків між фізичними тілами. Одиниці виміру, які встановлено незалежно одна від одної, називаються основними, а ті, які визначено за допомогою рівнянь, – похідними.

Сукупність основних і похідних одиниць утворює систему одиниць вимірювання.

Основа майже всіх існуючих систем вимірювання – метрична система мір, прийнята у Франції наприкінці XVIII ст. З приводу цієї системи Д.І. Менделєєв писав: “Знайдемо ж і на нашому скромному поприщі можливість поширення метричної системи і цим посприємо загальній користі і майбутньому бажаному зближенню народів. Нескоро, потроху, але воно обов'язково прийде. Підемо ж йому назустріч”.

Однією із перших метричних систем була система МКС з основними одиницями виміру: метр, кілограм, секунда. Існували також системи МКСА (додається одиниця сили струму – ампер) і МКСГ (додається одиниця температури – градус).

Наявність декількох систем одиниць виміру створює незручності у зв'язку з необхідністю перерахунку з однієї системи на іншу. Тому виникла потреба створення універсальної системи одиниць для користування у всіх галузях науки і техніки в міжнародному масштабі.

19.2. Міжнародна система одиниць

У 1960 р. на XI Генеральній конференції по мірах і вагах було прийнято міжнародну систему одиниць виміру SI (СІ), що означає: “система інтернаціональна”. Ця система – на сьогодні найдосконаліша форма метричної системи мір. Вона має такі переваги:

- уніфікація одиниць фізичних величин для різних видів вимірювань;
- зменшення потреби у застосуванні будь-яких інших одиниць;

- узгодженість системи, завдяки чому полегшується вивчення фізичних закономірностей;

- спрощення операцій по розв'язанню рівнянь, виконанню розрахунків.

В Україні з 1963 р. введена для переважного застосування Міжнародна система одиниць вимірювання СІ (SI).

До системи СІ входить сім основних і цілий ряд похідних одиниць виміру.

Основні одиниці виміру:

одиниця довжини – метр (m, м);

одиниця маси – кілограм (kg, кг);

одиниця часу – секунда (s, с);

одиниця сили електричного струму – ампер (A, А);

одиниця термодинамічної температури – градус Кельвіна (K, К);

одиниця сили світла – кандела (cd, кд);

одиниця кількості речовини – моль (mol, моль).

Деякі похідні одиниці виміру:

одиниця сили – ньютон (N, Н); $1 \text{ кг} = 9,80625 \text{ Н}$;

одиниця роботи – джоуль (J, Дж); $1 \text{ Дж} = 1 \text{ Н} \cdot 1 \text{ м}$;

одиниця потужності – Ват (W, Вт); $1 \text{ Вт} = 1 \text{ Дж} \cdot 1 \text{ с}$;

одиниця тиску, механічної напруги – паскаль (Pa, Па), $1 \text{ Па} = 1 \text{ Н} \cdot 1 \text{ м}^2$;

одиниця електричної напруги – вольт (V, В), $1 \text{ В} = 1 \text{ Вт} \cdot 1 \text{ А}$;

одиниця електричного опору – ом (Ω , Ом), $1 \text{ Ом} = 1 \text{ Вт} \cdot 1 \text{ А}$;

одиниця кількості електрики – кулон (C, Кл), $1 \text{ Кл} = 1 \text{ А} \cdot 1 \text{ с}$.

В розрахунках потрібно робити перехід від старих позначень одиниць до позначень в СІ. Наприклад: $1 \text{ к. с.} = 735,499 \text{ Вт}$; $1 \text{ мм рт. ст.} = 133,3 \text{ Па}$; $1 \text{ кг/мм}^2 = 1 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 = 1 \cdot 10^6 \text{ Па} = 1 \text{ МПа}$.

19.3. Класифікація методів і засобів вимірювань

Метод вимірювання – це сукупність засобів і прийомів для вимірювання якої-небудь величини. Методи і засоби вимірювань обираються з урахуванням таких факторів: вимірювана величина – постійна чи змінна, випадкова чи не випадкова, рухома чи нерухома?

Існують такі методи вимірювання: безпосередня оцінка, порівняння з мірою, протиставлення, диференційований, нульовий, заміщення, збіг (ГОСТ 16263-70).

Метод безпосередньої оцінки – це визначення величини безпо-

середньо за відліковим пристроєм вимірювального приладу прямої дії. Приклад – вимірювання зовнішнього розміру деталей мікрометром. Метод порівняння з мірою – це порівняння вимірюваної величини з величиною, яка відтворює міру (рис.19.1). Наприклад, щоб виміряти розмір H деталі 1 мініметр 2 закріплюють у стоянку. Стрілку мініметра встановлюють на нуль по блоку кінцевих мір 3, висота A якого дорівнює номінальній висоті H вимірюваної деталі. Дійсний розмір дорівнює: $H = A \pm \Delta$. Про точність розміру H роблять висновок за відхиленням $\pm\Delta$ стрілки мініметра відносно нульового положення.

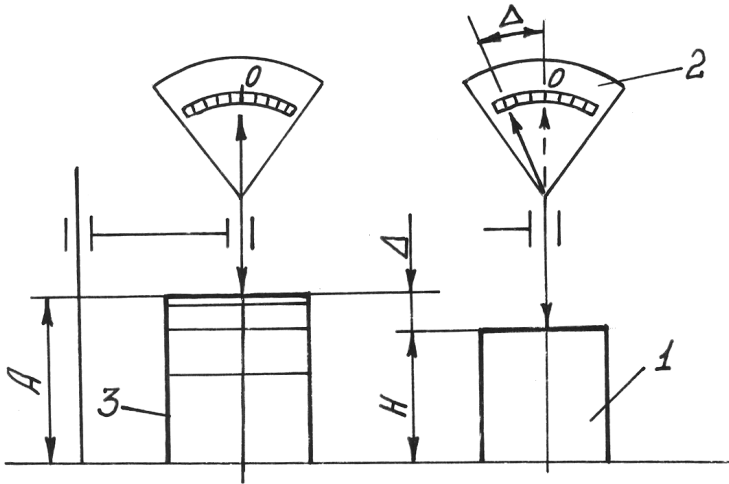


Рис. 19.1 Схема методу порівняння з мірою

Метод протиставлення – це таке порівняння з мірою, при якому величина вимірювана і величина відтворювана мірою одночасно діють на приклад порівняння. За допомогою прикладу встановлюють співвідношення між цими величинами.

Диференційований метод – це порівняння з мірою, при якому на вимірювальний приклад діє різниця вимірюваної величини і відомої величини, відтворюваної мірою.

Нульовий метод – це порівняння з мірою, під час якого ефект дії величин на приклад порівняння доводять до нуля.

Метод заміщення – це таке порівняння з мірою, коли вимірювану величину замінюють відомою величиною, яку відтворює міра.

Метод співпадання – це таке порівняння з мірою, коли різницю між вимірюваною величиною і величиною, яку відтворює міра, вимірюють, використовуючи співпадання позначок шкал або періодичних сигналів.

Застосування цих методів вимірювання передбачає використання відповідних засобів вимірювання.

Засіб вимірювання – це технічний засіб, який використовується для вимірювань і має нормовані метрологічні властивості. Якість вимірювань залежить від грамотного використання засобів вимірювання, від знання їх властивостей. В першу чергу потрібно знати класифікацію засобів вимірювань, їх метрологічні характеристики, похибки засобів вимірювань і причини їх виникнення.

Засоби вимірювань не повинні вносити помилок в значення вимірюваних ними величин, а якщо цього не можна уникнути, то передбачається можливість урахування або виключення цих помилок відповідними прийомами.

Засоби вимірювань відповідно до Державної системи вимірювань (ДСВ) підрозділяють на такі групи: еталони, зразкові міри і прилади, виробничі міри і прилади. Еталони – це міри і прилади, призначені для відтворення і зберігання будь-якої величини з найвищою точністю. До них належать: державний еталон метра, еталонні набори кінцевих мір довжини.

Зразкові міри і прилади призначаються для перевірки і градування лабораторних і заводських мір.

Виробничі міри і прилади призначаються для перевірки виробів в умовах виробництва.

За характером використання у виробничому процесі засоби вимірювань ділять на міри, вимірювальні прилади (інструменти) і калібри.

ГЛАВА 20. ОСНОВНІ МЕТРОЛОГІЧНІ ПОКАЗНИКИ ТОЧНОСТІ РЕЗУЛЬТАТІВ ВИМІРЮВАНЬ І КОНТРОЛЮ

20.1. Метрологічні показники засобів вимірювання

Вибираючи засоби вимірювань, потрібно враховували такі метрологічні показники.

Діапазон показань – це область значень шкали, обмежена кінцевим і початковим значеннями шкали (рис.20.1). Наприклад, для вертикального оптиметра ІКВ діапазон показань становить $\pm 0,08$ мм.

Діапазон вимірювань – це область значень вимірюваної величини, для якої нормуються допустимі похибки засобів вимірювань. Так, для оптиметра ІКВ діапазон вимірювань становить 0...200 мм.

Ціна ділення шкали – це різниця значень величини, відповідних до двох сусідніх позначок шкали (для оптиметра ІКВ – 1 мкм).

Точність вимірювань – це якість вимірювань, яка відображає, наскільки результати вимірювань близькі до істинного значення вимірювальної величини. Чутливість вимірювальних приладів – це відношення вимірювання сигналу на виході вимірювального приладу до тієї амплітуди вимірювальної величини, яка викликала цей сигнал.

Стабільність засобу вимірювання – це здатність не змінювати в часі його метрологічних характеристик (показань).

Похибка вимірювань – це відхилення результату вимірювання від дійсного значення вимірюваної величини.

Поправка – це величина, яку потрібно алгебраїчно додати до показання вимірювального приладу, щоб дістати таке значення вимірювальної величини, яке є найближчим до дійсного значення.

При конструюванні засобів вимірювання прагнуть, щоб похибка вимірювання була найменшою, а інші метрологічні показники засобів вимірювань – в завданих границях. Для цього поєднують великі передаточні відношення з простотою і технологічністю конструкції. Потрібно також, щоб де, можливо, на одній прямій розміщувались осі шкали приладу і конструйований розмір деталі, яка перевіряється. Якщо цієї умови не дотримують, то переки і непаралельність напрямних вимірювального приладу призводить до значних похибок у вимірюванні.

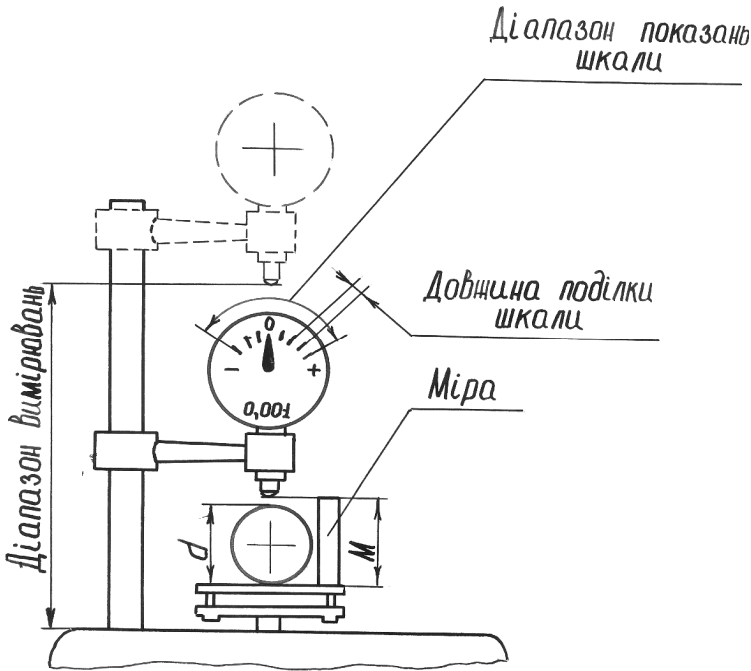


Рис. 20.1 Схема пояснення метрологічних показників приладу

Загальною характеристикою засобів вимірювання, яка визначається гранично допустимими похибками, а також іншими властивостями, що впливають на точність, вважається клас точності (ГОСТ 8.401-80).

Клас точності характеризує властивості засобів вимірювання, але не може бути показником точності проведених вимірювань, тому що, визначаючи похибки вимірювання, потрібно враховувати ще й похибки методу, настройки та ін.

20.2. Похибки результату вимірювань

Якщо дійсне значення величини позначити через Q , похибку через Δ , то результат вимірювання Y дорівнюватиме:

$$Y = Q + \Delta, \quad (20.1)$$

Похибка вимірювання виражається або в одиницях виміру (абсолютна похибка), або у частках чи процентах від значення вимірюваної величини (відносна похибка). Залежно від характеру їх прояву похибки діляться на систематичні, випадкові і грубі.

Систематична похибка – це складова похибка вимірювання, яка буває постійною, або закономірно змінюється при повторних вимірюваннях однієї й тієї самої величини. Систематична похибка Δ_c нормується граничною похибкою $\Delta_{c, D}$ і середнім квадратичним відхиленням $\sigma(\Delta_c)$.

Основні причини виникнення систематичних похибок – похибки інструментів або методу вимірювань, індивідуальні особливості експериментатора.

Випадкова похибка – це така складова похибка вимірювання, яка змінюється випадково при повторних вимірюваннях однієї й тієї самої величини. Випадкова похибка Δ нормується її гранично допустимим значенням $\sigma(\Delta_c)$.

Випадкові похибки не можна виключити з результату вимірювань. Проте їх вплив можна зменшити при обробці результатів вимірювань. Значення випадкових похибок залежать від точності приладу і досвідченості експериментатора. У механічних приладах до появи випадкових похибок призводять зазори в ланках кінематичного ланцюга механізму приладу та інші подібні причини. Значення випадкових похибок заздалегідь встановити неможливо, але можна визначити ймовірність їх появи. Для цього потрібно знати закон розподілу випадкових похибок.

Числові характеристики похибок вимірювання прийнято виражати середнім арифметичним \bar{X} , середнім квадратичним σ і граничним Δ_{lim} значеннями випадкових похибок.

Середнє арифметичне значення результатів ряду спостережень визначається рівнянням:

$$\bar{X} = \frac{\sum_{i=1}^k x_i n_i}{N}, \quad (20.2)$$

де \bar{X} – значення окремих випадкових величин; n_i – число появи випадкової величини; N – загальне число випадкових величин; k – число інтервалів групування.

Середня квадратична похибка ряду вимірювань дорівнює:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^k (x_i - \bar{x})^2}{N}}. \quad (20.3)$$

Гранична похибка становить:

$$\Delta_{lim} = \pm 3\sigma. \quad (20.4)$$

Грубими називають похибки, які значно перевищують систематичні або випадкові похибки. Джерелом грубих похибок, як правило, є помилки, що їх допустив спостерігач під час вимірювань (неправильний відлік за шкалою приладу, помилковий запис результатів спостережень і т. д.). Грубі похибки призводять до спотворення результатів вимірювань, і їх потрібно виключати. Існує декілька критеріїв виключення грубих помилок. Найпростіший – критерій 3σ , суть його полягає у тому, що відкидаються результати, які містять похибки понад 3σ . Цей метод застосовується при великому числі спостережень.

Сумарну похибку вимірювань при нормальному законі розподілу можна визначити так:

$$D_{\Sigma} = \sqrt{\Delta_{c.D}^2 + [3\sigma_D(\Delta)]^2 + \sum_{i=1}^n D_n^2}, \quad (20.5)$$

де $\Delta_{c.D}$ – гранично допустима систематична складова похибка; $\sigma_D(\Delta)$ – гранично допустиме середнє квадратичне відхилення випадкової складової похибки; D_n – гранично допустимі додаткові абсолютні похибки (від впливу зовнішніх дестабілізуючих факторів, додаткових пристроїв і т. д.); n – кількість врахованих похибок.

20.3. Державна система забезпечення єдності вимірювань

Для забезпечення принципу взаємозамінності деталей потрібно, щоб усі підприємства мали єдині засоби вимірювань.

Єдність вимірювань – це такий стан вимірювань, за якого їх результати виражено в узаконених одиницях, а похибки вимірювань відомо із заданою ймовірністю.

Проблеми єдності вимірювань стосуються всіх, хто виконує вимірювання – чи то вимірювання тиску в шинах особистого автомобіля, чи то заміри при висвердлюванні отворів у рамі кріплення ракетного двигуна перед його встановленням на космічний корабель.

З давніх-давен питанням точності надавали великого значення. В уставі новгородського князя Всеволода від 1136 р. було записано: “... торгові всі ваги і мірила пильнувати без капості, не уталювати, не умножати, а щороку зважувати...”.

Згідно ГОСТ 8.020-75 за міжнародний метр прийнято довжину, що дорівнює 1 650 763,73 довжини хвилі у вакуумі випромінювання, відповідного до переходу між рівнями $2p_{10}$ і $5d_5$ атома кріптон-86. Точність відтворення одиниці довжини становить 0,002 мкм.

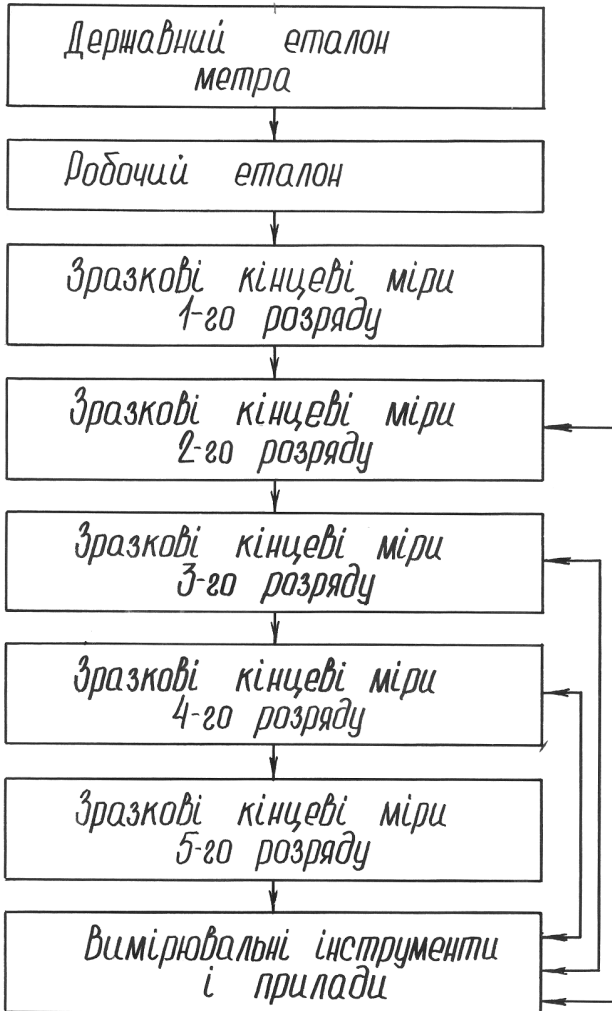


Рис.20.2 *Схема передачі розміру від еталона до виробу*

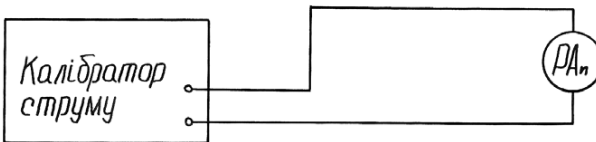
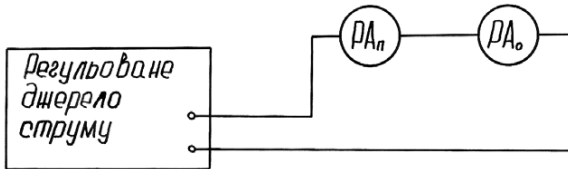
Передача основної одиниці від еталона до деталі здійснюється у відповідності до перевіреної схеми (рис. 20.2). Згідно із цією схемою розмір Державного еталона метра передається на робочі еталони, що являють собою кінцеві міри довжини, виготовлені з кварцу. Їх зберігають у центральних метрологічних інститутах і використовують для перевірки зразкових мір 1-го розряду. Зразкові міри 2-го розряду перевіряються за мірами 1-го розряду, міри 3-го розряду – за мірами 2-го розряду і т. д. Від зразкових кінцевих мір ро-

змір одиниці довжини передається на робочі вимірювальні інструменти і прилади. Поняття “перевірена схема” і “схема перевірки” не ідентичні.

Перевірена схема – це затверджений у заведеному порядку документ, який встановлює засоби, методи і точність передачі розміру одиниці від еталона чи вихідного зразкового засобу вимірювань робочим засобам вимірювань.

Схема перевірки – це схема реальних з’єднань (електричних, гідравлічних, пневматичних тощо) зразкових і робочих засобів вимірювань при перевірці останніх (рис.20.3).

*Перевірка амперметрів методом
безпосереднього співставлення*



*Перевірка амперметрів методом
прямих вимірювань*

Рис. 20.3 *Схема повірки електровимірювальних приладів*

Стандартом встановлено порядок проведення перевірки вимірювальних засобів. Перевірці підлягають усі вимірювальні засоби підприємств. Періодичність перевірки визначається відповідними інструментами. Наприклад, перевірка штангенінструментів, мікрометричних та індикаторних інструментів і приладів проводиться один раз на рік. Строки перевірки заносять у спеціальні графіки, які затверджує керівних підприємства.

Засоби вимірювань перевіряють у центральних вимірювальних лабораторіях підприємств і спеціальних метрологічних лабораторіях. Результати перевірки записують у спеціальні паспорти (або атестати) інструментів і приладів.

Іноді на мірильний засіб накладають клеймо. Клейма містять умовний шифр підприємства, дві останні цифри року застосування клейма, індивідуальний знак (номер) перевіряючого й умовний знак міністерства.

ГЛАВА 21. МІРИ І КАЛІБРИ

21.1. Міри лінійних і кутових величин

Міра – це засіб вимірювань, призначений для відтворення величини одного або декількох розмірів з необхідною точністю. Розрізняють однозначні, багатозначні міри і набір мір.

Однозначні міри відтворюють фізичну величину одного розміру. Багатозначні міри відтворюють декілька однойменних величин різного розміру (масштабні лінійки).

Набір мір – це спеціально підібраний комплект мір, які застосовуються не тільки окремо, а й у різних сполученнях а метою відтворення ряду однойменних величин різного розміру.

За конструктивними ознаками міри діляться на штрихові і кінцеві.

Штрихові міри – пластини або диски, на площини яких нанесено штрихи. Розмір у штрихових мірах визначається відстанню між серединами штрихів. Штрихові міри довжини – це вимірювальні лінійки, складені метри, рулетки.

Вимірювальна лінійка виконується у вигляді сталеві стрічки; на її поверхні наносять одну або дві шкали з ціною поділки 0,5 або 1,0 мм.

Рулетка – це сталева стрічка, намотана на вісь циліндричного футляра. На поверхні стрічки нанесено штрихову шкалу. Рулетки виготовляють довжиною 1; 2; 5; 10; 20; 30 і 50 м. Їх застосовують у різних галузях народного господарства, там, де не вимагається високої точності вимірювання.

Плоскопаралельні кінцеві міри довжини випускають у вигляді циліндричних стержнів або прямокутних паралелепіпедів – плиток, довжина яких визначається найкоротшою відстанню між вимірювальними поверхнями. Головна їх властивість – здатність притиратися (рис.21.1), що забезпечується зчепленням молекул мастила, яким покривають міри. Сила зчеплення має найбільше значення при товщині масляної плівки до 0,02 мм. Абсолютно обезжирені міри з товстим шаром мастила не притираються.

За основний розмір кінцевої міри прийнято її серединну довжину, тобто довжину перпендикуляра АВ, опущеного із середини верхньої вимірювальної поверхні на площину, до якої міру притерла нижня вимірювальна поверхня (рис.21.2).

Набори мір комплектують із кінцевих мір. Основна вимога до наборів мір: будь-яке значення довжини в заданих межах має відтворюватися за допомогою не більш як чотирьох-п'яти мір, тому що із збільшенням числа мір збільшується похибка блока. Так, набір № 1 із 87 кінцевих мір довжиною від 1,005 до 100 мм дає змогу відтворити довжину від 1,005 мм до 340 мм а використанням не більше чотирьох плиток. Застосовують також мікронний набір із 9 мір розмірами 1,001; 1,002;...; 1,009 мм. Випускають часто мікронні кінцеві міри від 2 до 2,001 мм через 0,0001 мм для перевірки особливо точних вимірювальних приладів. На кожній кінцевій мірі градуюють її номінальний розмір. Номінальний розмір мір до 5,5 мм наносять на одну з вимірювальних поверхонь, понад 5,5 мм – на бокову неробочу поверхню.

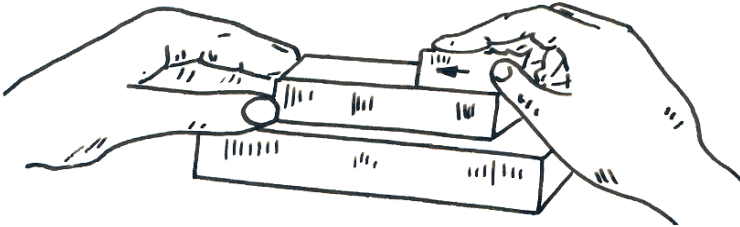


Рис.21.1 Притирання плоскопаралельних кінцевих мір довжини

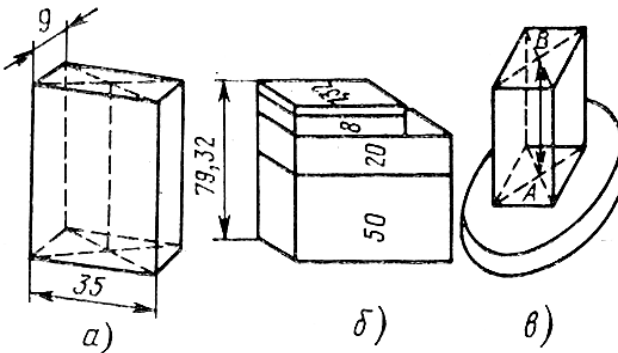


Рис. 21.2 Плоскопаралельні кінцеві міри довжини: а – розміри; б – блок кінцевих мір; в – схема визначення середньої довжини.

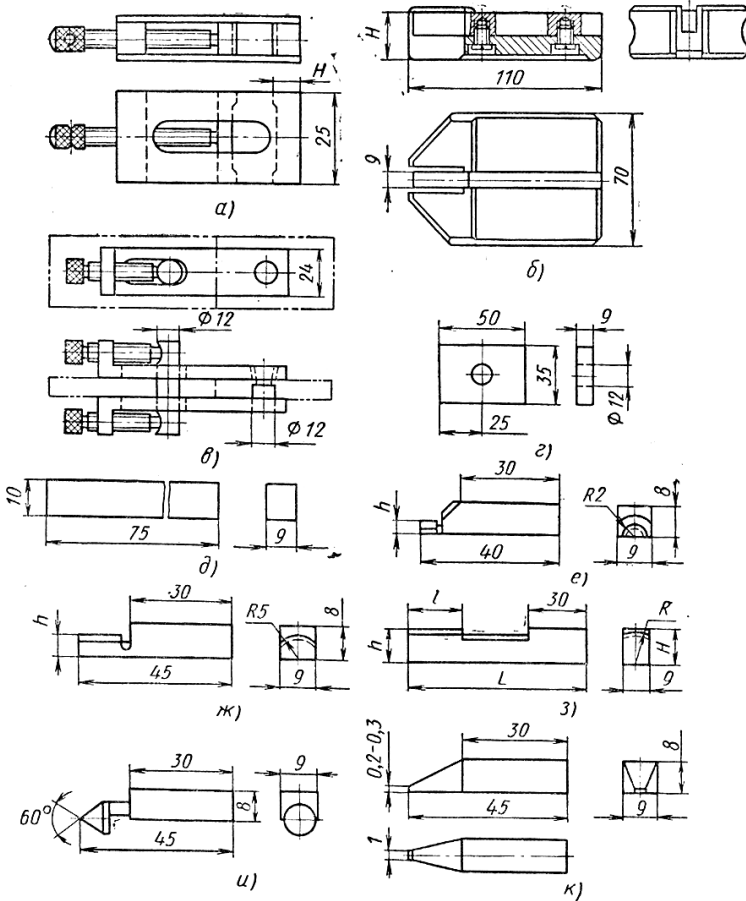


Рис. 21.3 Набір пристосувань до плоскопаралельних мір довжини: а – державка, верхні межі вимірювань: 60, 110, 210 і 330 мм, $H = 12 \pm 0,005$ мм; б – основа $H = 25 \dots 30$ мм; в – стяжки для кріплення блоків, що включають кінцеві міри розміром більше 100 мм (показані штрих-пунктирною лінією); г – сухар для кріплення стяжками блоків з боковинами; д – плоскопаралельний; е – радіусний $h = R = 2$ мм; ж – радіусний $h = R = 5$ мм; з – радіусний $h = R = 10; 15$ або 20 мм; $H = h + 0,5$; и – центровий; к – креслярський

Блок кінцевих мір складають у такій послідовності. Спочатку підбирають меншу плитку, розмір якої містить останній десятковий знак розміру, який складається; потім плитку, розмір якої містить

наступний десятковий знак, і т. д. Наприклад, потрібно скласти блок кінцевих мір розміром 34,965. Таким чином, блок складатиметься із чотирьох кінцевих мір розмірами $1,005 + 1,39 + 2,5 + 30 = 34,895$ мм.

Після визначення розмірів кінцеві міри притирають, а потім притирають плитки в блок. Спочатку до самої великої міри притирають другу за розміром плитку, потім третю і т. д. Меншу плитку кладуть на край більшої (приблизно на $1/3$ довжини) і з невеликим натиском зигзагоподібним рухом вздовж довгого ребра насувають верхню плитку на нижню – до співпадання вимірювальних поверхонь.

Кінцеві міри випускають чотирьох класів точності: 0, 1, 2 і 3 – у порядку спадання точності. Для мір, що перебувають в експлуатації, додатково встановлено 4-й і 5-й класи точності.

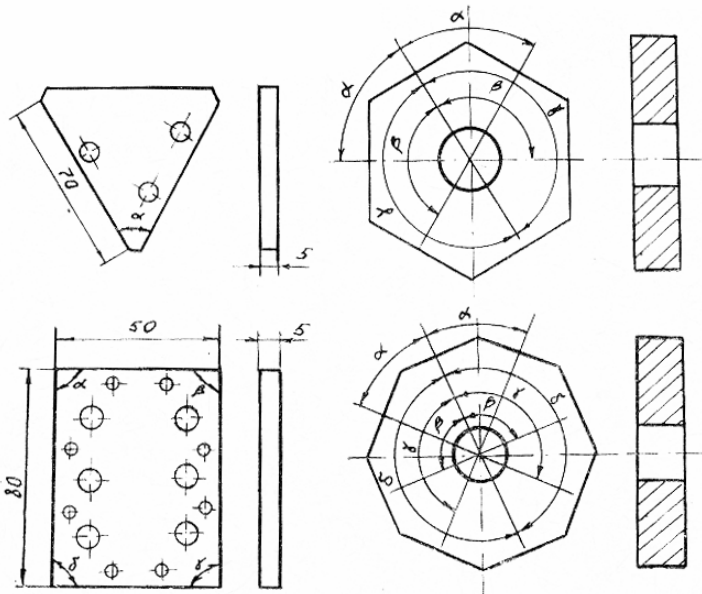


Рис. 21.4. Кутові міри

Плоскопаралельні кінцеві міри довжини застосовують, як правило, тоді, коли потрібно одержати високу точність вимірювань. Сферу застосування кінцевих мір можна розширити, використовуючи пристрої: державки, центри та ін. (рис.21.3).

Кутові міри використовують для зберігання і передачі одиниць плоского кута, перевірки і градування кутових приладів, для контролю кутових виробів. Їх звичайно виготовляють із сталі у вигляді

три- і чотиригранних плиток (рис. 21.4а), а також шести-восьмигранних призм (рис. 21.4б) із сталі, оптичного скла і плавленого кварцу. Вимірювальні поверхні плиток шліфують, що дає змогу складати блоки із декількох мір.

Згідно із стандартом кутові міри випускаються у вигляді декількох наборів із 93, 33, 24, 8 і 7 мір. Залежно від допустимих відхилень робочих кутів, кутові міри випускають 0-го, 1-го і 2-го класів точності. Так, для 0-го класу відхилення робочих кутів перебувають у межах $\pm 3...5$, для першого ± 10 , для другого ± 30 .

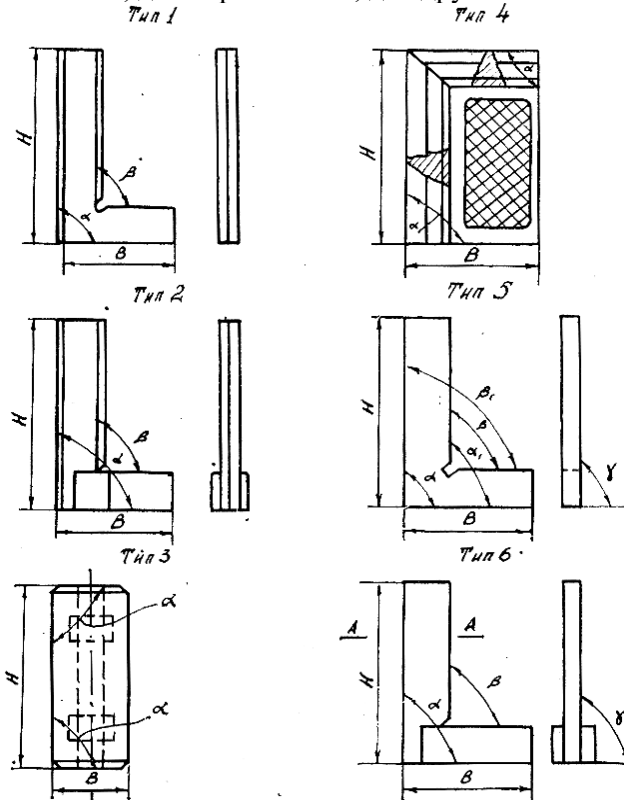


Рис. 21. 5 Кутники

Для контролю взаємної перпендикулярності застосовується косинець з робочим кутом 90° . Косинцями перевіряють взаємну перпендикулярність площин виробів, перпендикулярність відносних переміщень деталей машин. Косинці виготовляються шести типів (рис.21.5) і чотирьох класів точності (0, 1, 2 і 3).

Кутові міри застосовують для вимірювання кутів порівняльним методом. Для відліку різниці кутів використовують світловий промінь між сторонами кута, який вимірюють, і кутовою мірою (рис.21.6). Відхилення кута виробу від кута косинця визначається за відношенням просвіту Δ до довжини сторони H . Якщо величина просвіту до 30 мкм, то використовують зразки просвіту, якщо понад 30 мкм – спеціальні шупи. Їх випускають наборами 1-го, 2-го, 3-го і 4-го номерів довжиною 50, 100 і 200 мм і товщиною від 0,02 до 1 мм.

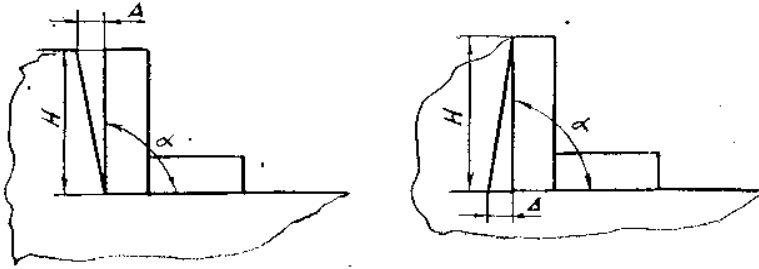


Рис. 21.6 Вимірювання кутів кутиником

21.2. Калібри

Калібрами називаються засоби контролю, якими користуються для перевірки відповідності технічним умовам розмірів, форми і взаємного розміщення осей і поверхонь. Калібри виготовляють із хромистої сталі.

Залежно від умов оцінки придатності деталей калібри бувають нормальні і граничні.

Нормальні калібри копіюють дійсні розміри виробу і його форму. Придатність виробу в цьому випадку оцінюють по тому, як калібр увійшов у виріб і як прилягає до нього. Проте, оскільки ступінь прилягання виконавець визначає за своїм відчуттям, результати перевірки будуть суб'єктивними. Тому нормальні калібри застосовують рідко.

Граничними калібрами визначають, чи знаходиться дійсний розмір виробу в границях допуску.

Калібри для валів називаються скобами (кільцями) (рис. 21.7), а для отворів – пробками (рис. 21.8). Комплект складається з прохідного і непрохідного калібрів. Прохідним калібром контролюють початок поля допуску, непрохідним – кінець поля допуску деталі. Деталь вважається придатною, якщо під дією власної маси прохід-

ний калібр проходить, а непрохідний не проходить.

На робочих місцях застосовуються робочі калібри (Р-ПР і Р-НЕ). Контролери і замовники використовують приймальні калібри (П-ПР і П-НЕ). Калібри в процесі їх виготовлення та експлуатації перевіряють контрольними калібрами (К-ПР і К-НЕ).

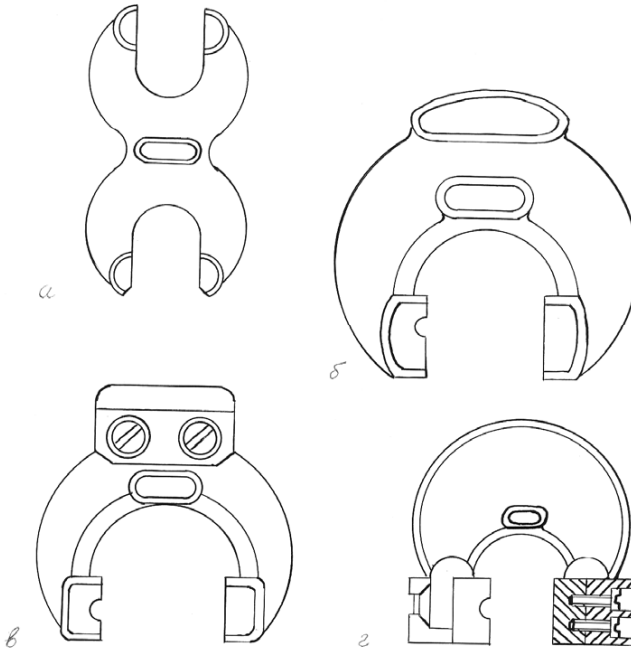


Рис. 21.7 Калібри для контролю валів – скоби: *а* – двостороння; *б* – одностороння; *в* – одностороння з ручкою; *г* – із вставками

Прохідною пробкою контролюють найменший розмір отвору, непрохідною – найбільший. Брак за прохідним калібром можна виправити, брак за непрохідним калібром непоправний.

Калібри – пробки за конструктивним виконанням бувають повними і неповними, двосторонніми і односторонніми, регульованими і нерегульованими. Повними пробками, як правило, перевіряють вироби діаметром до 100 мм, неповними – понад 100 мм.

Непрохідною скобою контролюють найменший розмір вала, прохідною – найбільший. Регульовані скоби, як правило, застосовують в умовах серійного виробництва, що дає змогу розширити діапазон контрольованих виробів, хоча при цьому точність контролю нижча, ніж у нерегульованих скоб.

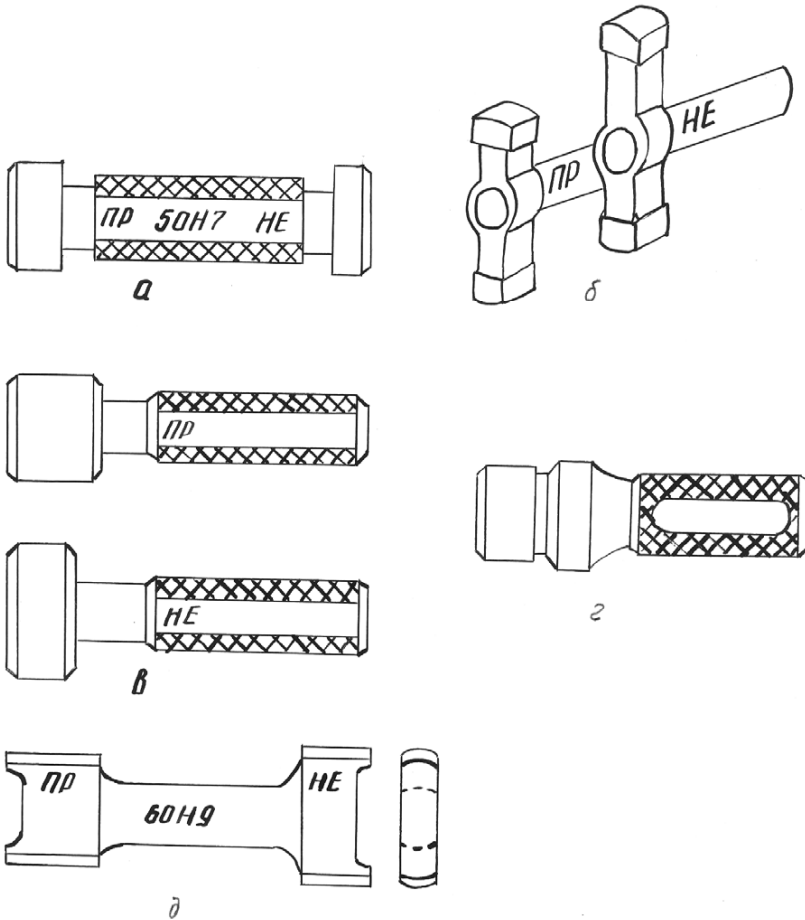


Рис. 21.8. *Калібри для контролю отворів – пробки: а – двостороння; б – неповна; в – одностороння прохідна і непрохідна; г – одностороння прохідна і непрохідна; д – листова двостороння.*

Розрізняють власний і робочий розміри скоб. Власний розмір одержують за результатами вимірювань; робочий – це розмір скоби під навантаженням. При контролі діаметрів валів від 50 до 100 мм різниця між власним і робочим розмірами скоб становить 1,5 мкм, при контролі діаметрів 100...170 мм – 4,5 мкм.

У процесі контролю калібри спрацьовуються, особливо прохідні калібри. При виготовленні калібрів потрібно стежити, щоб їх розміри знаходились у границях встановлених стандартами допусків.

21.3. Допуски калібрів

Поля допусків калібрів розміщуються відносно номінальних розмірів. Номінальними розмірами калібрів вважають граничні розміри деталей. Схема розміщення полів допусків робочих калібрів зображена на рис. 21.9 (ГОСТ 24858-81; СТ СЕВ 157-75) встановлює систему допусків на гладкі калібри для контролю отворів і валів з розмірами до 500 мм.

Для виготовлення калібрів передбачено такі допуски: H – на робочі калібри – пробки; H_1 – на ті самі калібри, але із сферичними вимірювальними поверхнями; H_1 – на калібри-скоби, H_p – на контрольні калібри для контролю валів. Прохідні калібри мають границю спрацювання. Спрацювання їх з допуском до $IT8$ може виходити за границю поля допуску деталі на величину Y для пробок Y_1 для скоб. Для прохідних калібрів квалітетів від $IT9$ до $IT17$ спрацювання обмежується прохідною границею, тобто $Y = Y_1 = 0$.

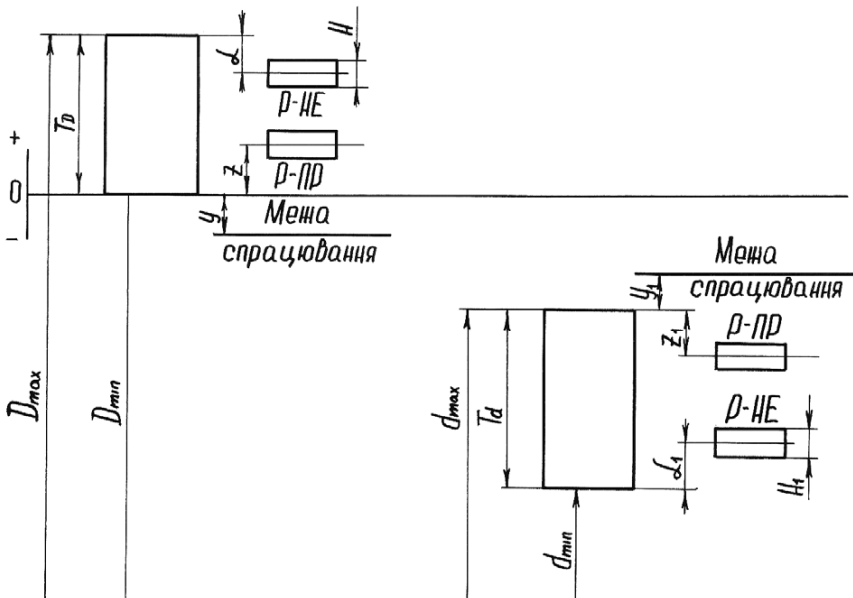


Рис. 21.9 Розміщення полів допусків калібрів

В усіх прохідних калібрах поля допусків H і H_1 зсунуто всередину поля допуску виробу на величину z – для калібрів-пробок і на z_1 – для калібрів скоб. При номінальних розмірах понад 160 мм поле допуску прохідного калібру також зсунуто всередину поля допуску деталі на величину α для пробок і на α_1 для скоб, на так звану зону безпеки, яка існує для компенсації похибок контролю. Для непрохідних калібрів розміром до 180 мм $\alpha = \alpha_1 = 0$. Зсув полів допусків калібрів і границь спрацювання їх прохідних сторін всередину поля допуску деталі запобігає спотворенню посадок і гарантує одержання розмірів деталей у границях полів допусків.

Виконавчим розміром калібру називається розмір, проставлений на його кресленні таким чином, щоб допуск на його виготовлення було спрямовано у "тіло" деталі. За виконавчий розмір пробки приймається найбільший граничний розмір з від'ємним відхиленням. За виконавчий розмір скоби приймають її найменший граничний розмір з позитивним відхиленням.

ГЛАВА 22. УНІВЕРСАЛЬНІ ЗАСОБИ ВИМІРЮВАНЬ

22.1. Універсальні інструменти і прилади для абсолютних вимірювань

Інструменти і прилади використовують для безпосереднього визначення вимірюваної величини. Найпоширенішими вимірювальними інструментами є штангенінструменти і мікрометричні вимірювальні інструменти. До штангенінструментів належать: штангенциркулі для вимірювання зовнішніх і внутрішніх розмірів; штангенглибиномири для вимірювання глибини отворів, пазів; штангенрейсмуси для розмічання і вимірювання висоти виробів.

Усі види штангенінструменту мають штангу і відліковий пристрій з ноніусом, який дає змогу проводити відлік дробових часток поділок основної шкали. Ноніуси виготовляють з величиною відліку 0,1; 0,05 і 0,02 мм. В основі відліку за ноніусом лежить здатність людського ока точніше визначити ступінь співпадання штрихів двох зімкнутих шкал. Для розрахунку ноніуса потрібно знати довжину поділки C основної шкали, величину відліку за ноніусом основної шкали i , модуль ноніуса γ , який показує, скільки поділок основної шкали відповідає одній поділці ноніуса. Число поділок ноніуса n , довжина поділки v шкали ноніуса і довжина l шкали ноніу-

са визначається за такими залежностями:

$$n = \frac{c}{i}; \quad v = \gamma c - i; \quad l = nv = n(\gamma c - i). \quad (22.1)$$

Наприклад: якщо $i = 0,1$ мм; $C = 1$ мм; $\gamma = 2$; то $n = 10$, $v = 1,9$ мм, $l = 19$ мм.

Читаючи показання на штангенінструментах з величиною відліку $0,05$ мм, відраховують зліва направо ціле число нульовим штрихом ноніуса (рис. 22.1); потім знаходять штрих ноніуса, який збігається зі штрихом шкали штанги; далі до найближчої зліва цифри ноніуса (25 або 50, або 75), що позначає соті частки міліметра, додають результат множення величини відліку на порядковий номер короткого штриха ноніуса, який збігається зі штрихом штанги (цей номер відраховують від знайденого довгого оцифрованого штриха). Якщо ж із штрихом штанги збігається довгий оцифрований штрих ноніуса, то обмежуються додаванням його величини до цілого числа міліметрів.

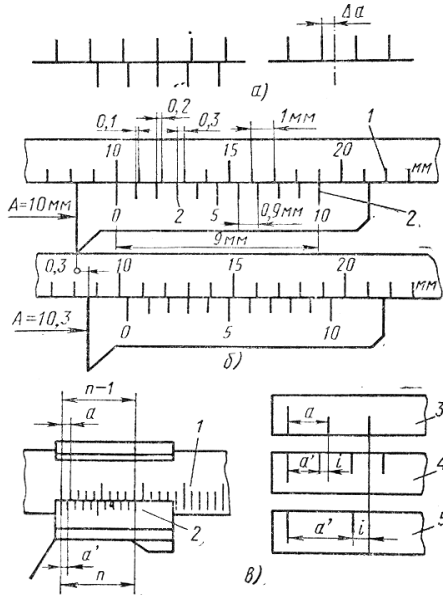


Рис. 22.1 Принцип побудови ноніуса: а – шкала з ноніусом i з простим показчиком; б – ноніус з величиною відліку $0,1$ мм; в – відлік $10,0$ мм і відлік $A = 10,3$ мм; в – схеми і умовні позначення до розрахунку ноніуса; 1 – основна шкала; 2 – шкала ноніуса; 3 – штанга; 4 – ноніус при $\gamma = 1$; 5 – ноніус при $\gamma = 2$.

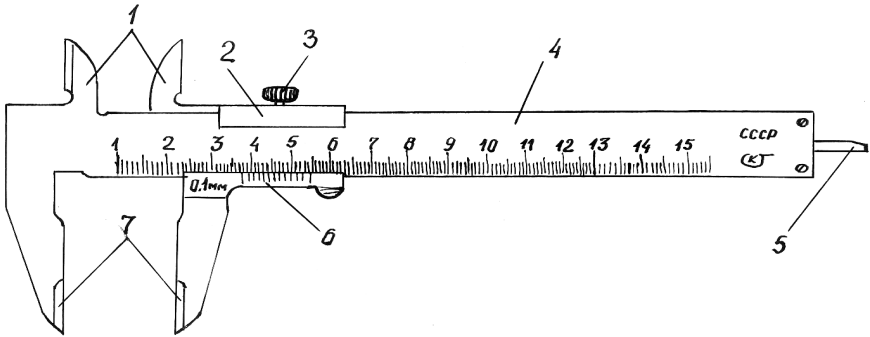


Рис. 22.2 Штангенциркуль ШЦ-I: 1 – губки для внутрішніх вимірювань; 2 – рамка; 3 – затискач рамки; 4 – штанга; 5 – лінійка глибиномірна; 6 – ноніус; 7 – губки для зовнішніх вимірювань

Штангенциркулі бувають трьох типів: ШЦ-I, ШЦ-II, ШЦ-III. Штангенциркулі типу ШЦ-I (рис.22.2) призначаються для зовнішніх і внутрішніх вимірювань і для вимірювання глибин. Вони мають двостороннє розміщення губок для зовнішніх 7 і внутрішніх 1 вимірювань і лінійку 5 для визначення глибин. Точність відліку за ноніусом становить 0,1 мм.

Штангенциркулі типу ШЦ-II виготовляють з двостороннім розміщенням губок і використовують як для вимірювання, так і для розмітки (рис.22.3). Точність відліку за ноніусом становить 0,05 мм і 0,1 мм. Штангенциркулі типу ШЦ-III випускають з односторонніми губками і використовують для зовнішніх і внутрішніх вимірювань а точністю відліку за ноніусом 0,05 мм і 0,1 мм (рис. 22.4).

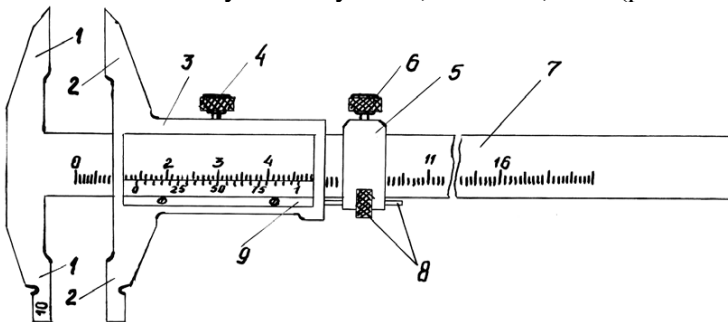


Рис. 22.3 Штангенциркуль ШЦ-II: 1 – нерухомі вимірювальні губки; 2 – рухомі вимірювальні губки; 3 – рамка; 4 – затискач раки; 5 – рамка мікрометричної подачі; 6 – затискач рамки; 7 – штанга; 8 – гайка і гвинт мікрометричної подачі рамки; 9 – ноніус

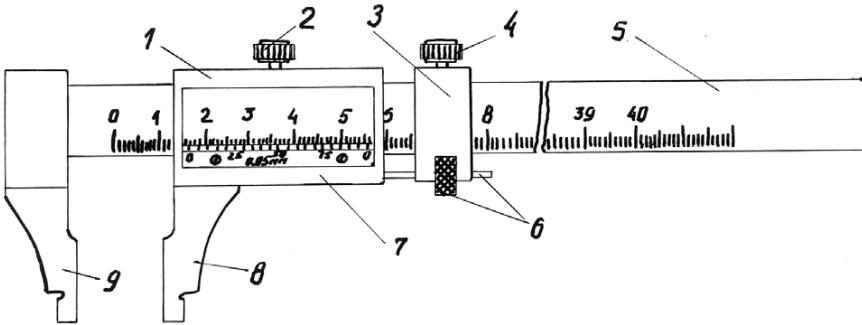


Рис. 22.4 Штангенциркуль ШЦ-III: 1 – рамка; 2 – затискач рамки; 3 – рамка мікрометричної подачі; 4 – затискач рамки; 5 – штанга; 6 – гайка і гвинт мікрометричної подачі; 7 – ноніус; 8 – губка рамки; 9 – губка штанги

Існують штангенциркулі з цифровим відліком. Такий пристрій спрощує відлік результатів вимірювань і підвищує продуктивність праці контролера.

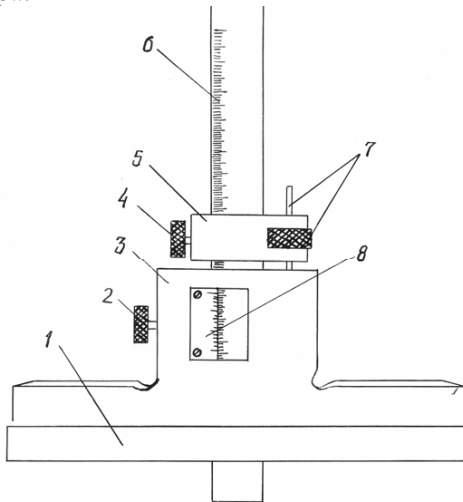


Рис. 22.5 Штангенглибиномір: 1 – основа; 2 – затискач рамки; 3 – рамка; 4 – затискач рамки мікрометричної подачі; 5 – рамка мікрометричної подачі; 6 – штанга; 7 – гайка і гвинт мікрометричної подачі; 8 – ноніус

Штангенглибиномір (рис.22.5) виготовляють таким чином, що торцева поверхня штанги і нижня поверхня основи є робочими по-

верхніми. Площа вимірювальної поверхні основи значно більша від вимірювальної поверхні штанги, що забезпечує стійкість штангенглибиноміра при вимірюванні і можливість його застосування при вимірюванні глибини в отворах і пазах невеликих розмірів.

Випускаються також штангенглибиноміри з цифровим відліком.

Штангенглибиноміри виготовляють з границями вимірювання від 0 до 160, 200, 250, 315, 400, 500 мм і з точністю відліку 0,05 мм і 0,1 мм.

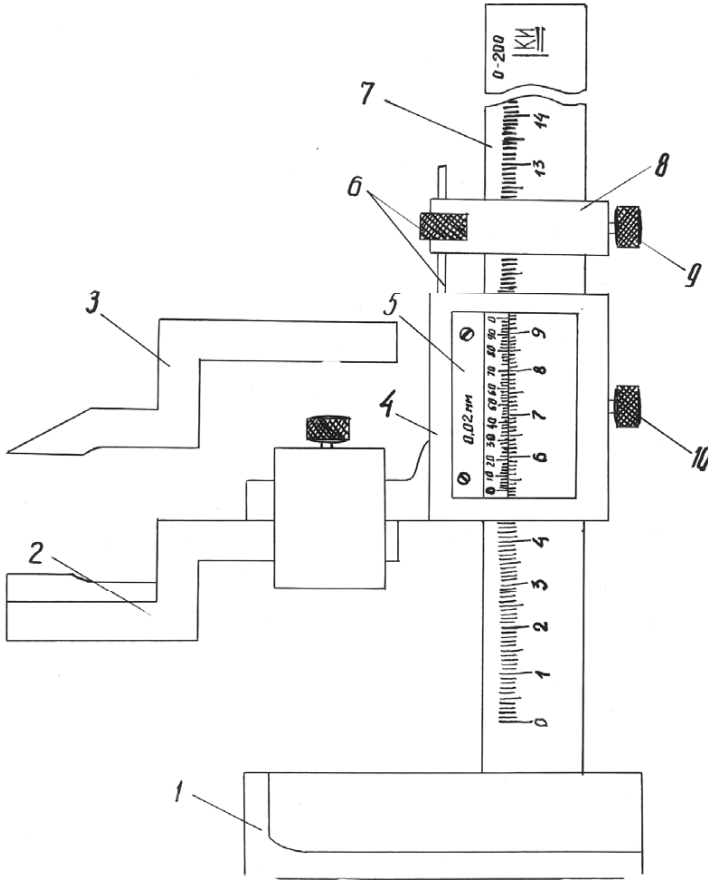


Рис. 22.6 Штангенрейсмус: 1 – основа; 2 – вимірювальна ніжня розмітчна ніжка; 4 – рамка; 5 – ноніус; 6 – гвинт і гайка мікрометричної подачі; 7 – штанга; 8 – рамка мікрометричної подачі; 9 – затискач рамки мікрометричної подачі; 10 – затискач рамки.

Штангенрейсмуси (рис.22.6) призначаються для вимірювання висот і розміточних робіт і виготовляються з ціною поділки 0,05 і 0,1 мм. Щоб уникнути помилок при підготовці штангенрейсмуса до вимірювання, потрібно при складанні встановити вимірювальну ніжку 2 нижче від губки рамки 4, бо якщо ніжка буде вище від губки рамки, помилка дорівнюватиме сумі товщини ніжки і губки рамки.

Граничні похибки штангенінструмента при вимірюванні розмірів від 1 до 500 мм становить 60... 300 мкм.

Мікрометричні інструменти (мікрометри, мікрометричні глибиномири і нутроміри) широко застосовують в машинобудуванні для вимірювання лінійних розмірів. Вони побудовані на використанні мікрогвинтової пари і перетворення обертового руху у поступальний. Ціна поділки мікрометричних інструментів 0,01 мм. У них по дві шкали – поздовжня і колова. На поздовжній шкалі нанесено два ряди штрихів, зсунутих відносно один одного на 0,5 мм. Ціна поділки поздовжньої шкали 0,5 мм, колової – 0,01 мм.

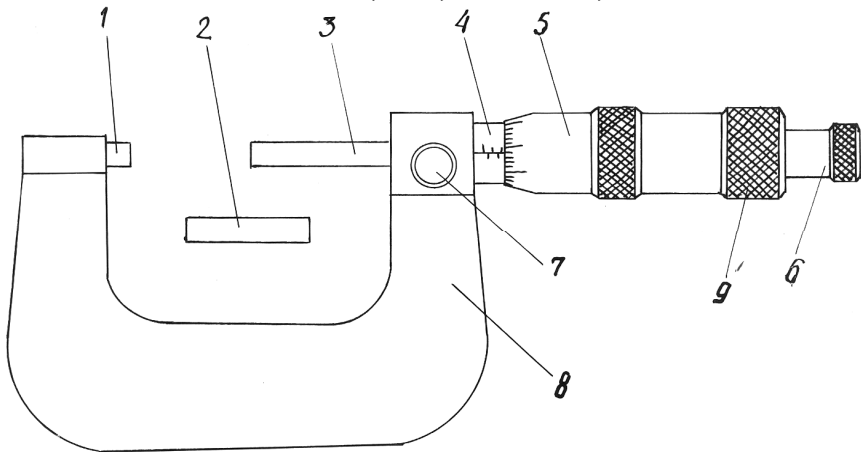
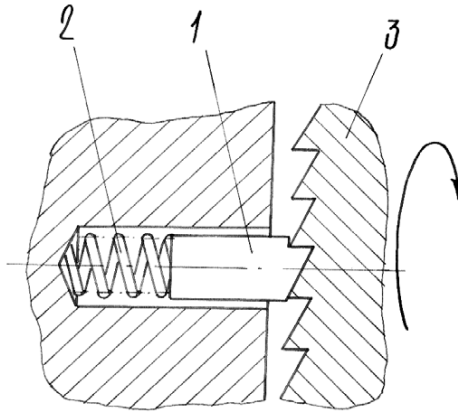


Рис. 22.7 Мікрометр: 1 – п'ятка, 2 – установка міра; 3 – мікрометричний гвинт; 4 – стебло; 5 – барабан; 6 – тріскачка; 7 – стопор; 8 – скоба; 9 – ковпачок

Мікрометри (рис. 22.7) призначаються для зовнішніх вимірювань. Спеціальні стабілізатори зусиль у вигляді тріскачки створюють вимірювальне зусилля 7 ± 2 Н. Мікрометр складається із скоби 8 із п'яткою 1. У правій частині скоби закріплено стебло 4 з гладким і різьбовим напрямними поясами, які є опорою мікрометричного гвинта 3. На правий кінець гвинта насаджено барабан 5. Щоб щіль-

но з'єднати барабан з поясом мікрометричного гвинта, нагвинчують на кінець барабана ковпачок 9. Барабан, а отже, і мікрометричний гвинт, обертається за допомогою тріскачки 6 (рис.22.8). На нижній поверхні тріскачки є зуби, які при її обертанні зачіплюються за штифт 1. Якщо осьове зусилля, яке виникає при контакті мікрометричного гвинта з деталлю, перевищує нормальне зусилля, то штифт віджимає пружину 2, внаслідок чого тріскачка прокручується вхолосту, а барабан і мікрометричний гвинт не обертаються. Мікрометричний гвинт закріплюється стопором 7.



**Рис.22.8 Тріскачка з торцевими зубами; 1 – штифт;
2 – пружина; 3 – храповик**

Колова шкала мікрометра складається із 50 штрихів. При повороті барабана на одну поділку мікрометричний гвинт переміщується на $0,5 : 50 = 0,1$ мм.

Поздовжня шкала мікрометра призначається для відліку міліметрів, а колова шкала – для відліку сотих часток міліметра. Під час експлуатації мікрометрів часто порушується положення барабана, що призводить до зміщення нульового положення шкали. Для перевірки нульового відліку мікрометра з верхньою границею вимірювання 25 мм потрібно звести вимірювальні поверхні гвинта і п'ятки: якщо відлік дорівнює нулю, значить мікрометр відрегульовано правильно. Якщо ж відлік не дорівнює нулю, то потрібно закріпити мікрометричний гвинт стопором і притримуючи барабан, відвернути ковпачок для вивільнення барабана. Потім зміщуючи барабан, одночасно повертаючи його, до збігання зрізу барабана з

нульовим штрихом стебла і нульового штриха барабана з подовженою рисою стебла. Після цього знову загвинчують ковпачок. Нульовий відлік мікрометрів з верхньою границею виміру 50, 75 і т. д. – до 300 мм перевіряється установочною мірою. Мікрометри з верхньою границею понад 300 до 600 мм мають змінну або пересувну п'ятку.

Гранична похибка мікрометрів визначається верхніми границями вимірювання і становить від ± 4 мкм для мікрометрів з діапазоном вимірювань 0...25 мм до ± 50 мкм для мікрометрів з діапазоном вимірювань 500...600 мм. Мікрометри випускаються 0,1-го і 2-го класів точності, з цифровим відліком, ціною поділки 0,001 мм (рис.22.9).

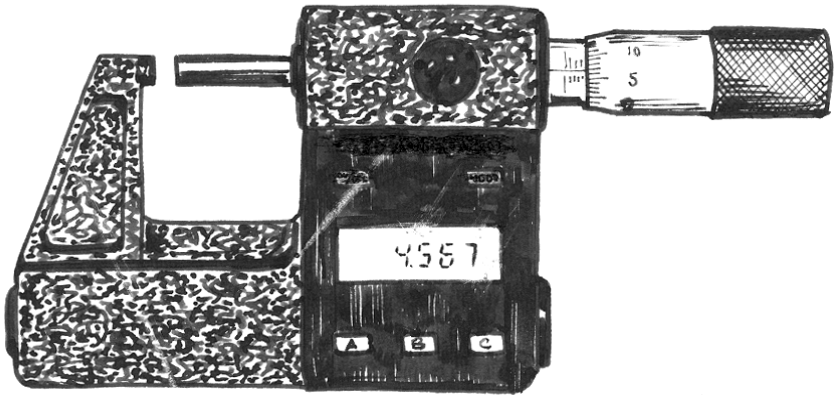


Рис. 22.9 Мікрометр з цифровим відліком

Мікрометричний глибиномір (рис. 22.10) складається із основи 1 з плоскою вимірювальною поверхнею і мікрометричною головою 2. Стопоріння мікрометричного гвинта виконується стопором 3. Мікрометричні глибиноміри випускаються а діапазоном вимірювань 0...100 і 0...150 мм і двох класів точності (1-го і 2-го). Границі допустимої похибки глибиномірів 1-го класу точності з діапазоном вимірювання 0...100 мм не повинні перевищувати ± 3 мкм, а глибиномірів з діапазоном вимірювання 0...150 мм – ± 4 мкм; для глибиномірів 2-го класу точності відповідно ± 5 і ± 6 мкм.

Для мікрометричного глибиноміра додаються чотири (25, 50, 75 і 100 мм) змінні вимірювальні стержні і дві (25 і 75 мм) установчі міри.

Працюючи з глибиноміром, насамперед потрібно визначити правильність його нульового відліку (рис. 22.11). Щоб перевірити

глибиномір для розмірів 25 мм, вимірювальний стержень 25 мм вставляють в отвір мікрометричного гвинта. Поверхню основи глибиноміра прижимають до плити. Обертаючи тріскачку 6, вимірювальну поверхню, стержня доводять до зіткнення в плиту. Якщо при цьому відлік за шкалами глибиноміра дорівнює нулю, то інструмент настроєно правильно; якщо не дорівнює нулю – потрібно відрегулювати, як було описано вище.

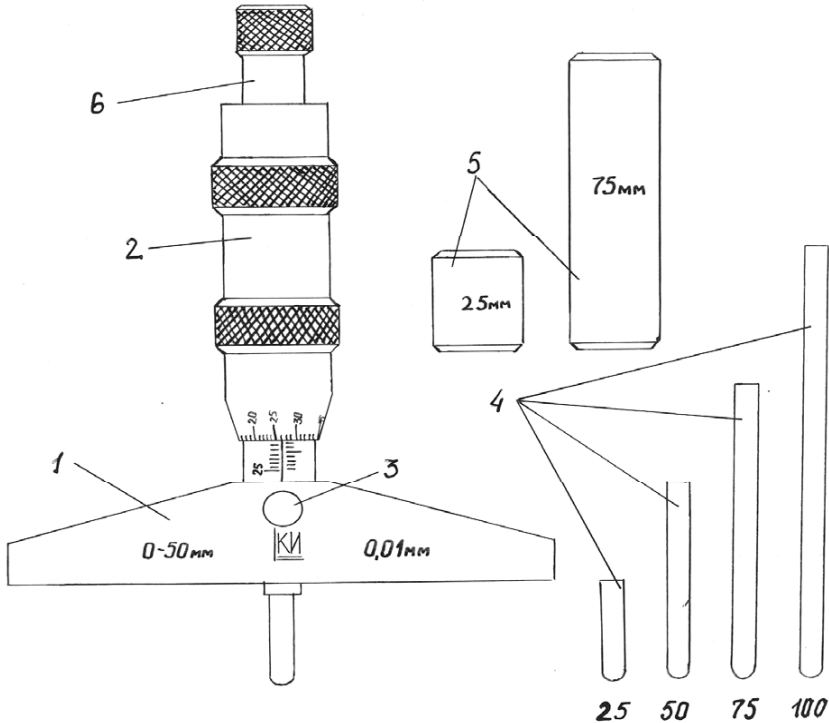
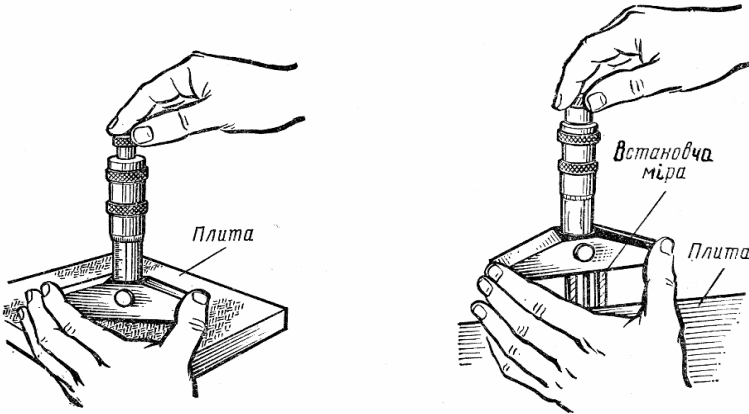


Рис. 22.10 Мікрометричний глибиномір: 1 – основа (траверса); 2 – мікрометрична головка; 3 – стопор; 4 – змінні вимірювальні стержні; 5 – установчі міри; 6 – тріскачка

Глибиноміри з верхньою границею вимірювання понад 25 мм перевіряють набором установочних мір і стержнів, які вставляють в отвір мікрометричного гвинта. Мікрометричний глибиномір разом з вимірювальним стержнем встановлюють на відповідну установочну міру (мірний циліндрик), вимірюють міру і порівнюють її з показаннями глибиноміра. Приклади вимірювання деталей мікрометричним глибиноміром приведені на рис. 22.12.



При межах вимірювань
0-25 мм

При верхній межі вимірювань
понад 25 мм (50, 75 і 100 мм)

Рис. 22.11 Перевірка нульового положення мікрометричного глибиноміру

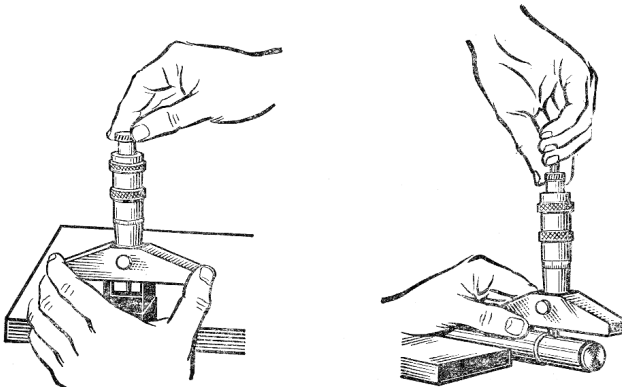


Рис. 22.12 Вимірювання мікрометричним глибиноміром

Мікрометричний нутромір (рис.22.13) призначається для вимірювання внутрішніх розмірів виробів. Мікрометричні нутроміри виготовляють з діапазоном вимірювання 50...75, 75...175, 75...600, 150...1250 і до 10000 мм.

Гранично допустимі похибки мікрометричних нутромірів визначаються залежно від вимірюваних розмірів і становлять від ± 6 мкм для вимірюваних розмірів від 50 до 125 мм і до ± 180 мкм для вимірюваних розмірів від 9200 до 10 000 мм.

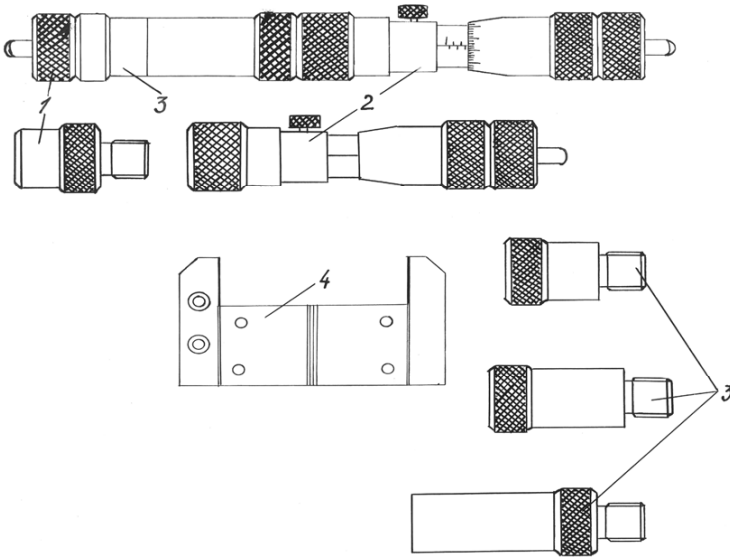


Рис. 22.13. Мікрометричний нутромір: 1 – кінцевик; 2 – мікрометрична головка; 3 – подовжувачі; 4 – установка міра

Мікрометричний нутромір складається з мікрометричної головки 2, наконечника 1 зі сферичною головкою і подовжувачів 3. Найменша границя вимірювання мікрометричної головки становить 50 або 75 мм. Цій границі відповідає відстань між вимірювальними поверхнями при нульовому відліку за шкалами. Величина переміщення мікрометричного гвинта становить 13 мм. Отже, мікрометрична головка дає змогу вимірювати внутрішні розміри в границях 50...63 мм або 75...88 мм. Для розширення границь на ліву нарізну частину стебла замість наконечника нагвинчуються спеціальні подовжувачі.

Нульовий відлік головки нутроміра перевіряють установчою мірою 4 так, як перевіряється мікрометр.

Перш ніж вимірювати внутрішній діаметр (розмір) потрібно підібрати подовжувачі, які забезпечать вимірювання заданого діаметра. Наприклад: при діаметрі гільзи циліндрів 110 мм потрібен подовжувач 25 мм; для гільзи діаметром 125 мм – подовжувачі 13 і 25 мм, для гільзи діаметром 145 мм – подовжувачі 13 і 50 мм (для мікрометричного нутроміра 75...68 мм).

Методика вимірювання внутрішнього діаметра гільзи рекомендує такі дії:

- встановити мікрометричну головку на нуль;
- підібрати подовжувачі відповідно до вимірюваного розміру;
- встановити нутромір в діаметральній площині так, щоб мікрометрична головка була справа, а її поділки було видно зверху;
- нахилити нутромір так, щоб його права частина була вище лівої на 5...15 мм;
- обертаючи барабан на себе, довести мікрометричну голівку до зіткнення з гільзою;
- обережно обертаючи барабан від себе, повільно опускати правий кінець нутроміра до тих пір, поки не почне слабнути контакт нутроміра з гільзою; одночасно ледь повертати нутромір в горизонтальній площині, здійснюючи його неперервний контакт з гільзою в найвіддаленішій точці радіусу;

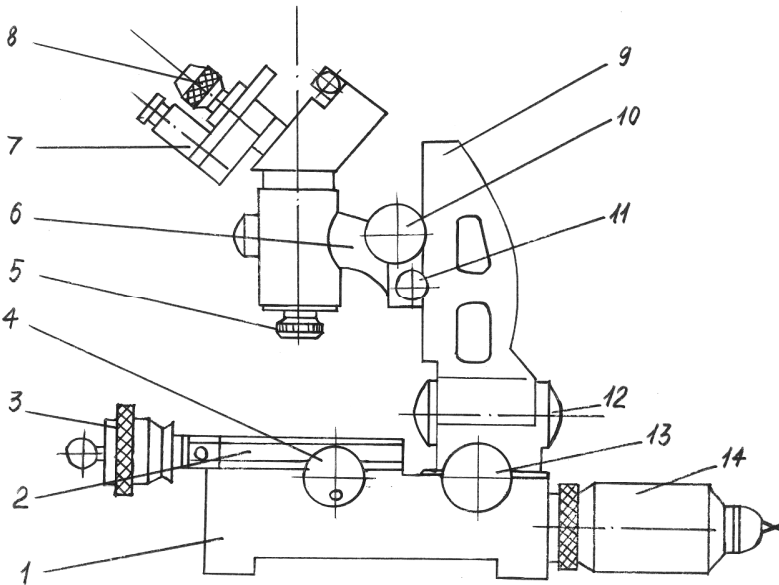


Рис. 22.14 Малий мікроскоп інструментальний: 1 – основа; 2 – вимірювальний столик; 3 – мікрометричний гвинт поперечних переміщень столика; 4 – мікрометричний гвинт повздовжніх переміщень столика; 5 – об’єктив; 6 – кронштейн; 7 – відліковий мікроскоп окулярної кутомірної головки; 8 – окуляр основного мікроскопу; 9 – колонка; 10 – механізм грубого фокусування; 11 – фіксатор кронштейна; 12 – вісь нахилу головки; 13 – маховичок нахилу колонки; 14 – освітлювач.

- закріпивши мікрометричний гвинт нутроміра, провести відлік;
- вивільнити мікрометричний гвинт і вивести нутромір з контакту з гільзою, обертаючи барабан мікрометричної головки від себе.

Інструментальні та універсальні мікроскопи призначаються для вимірювання кутів і лінійних розмірів деталей та інструментів, а також для перевірки калібрів. Інструментальні мікроскопи випускають двох видів: малий мікроскоп інструментальний ММІ і великий мікроскоп інструментальний ВМІ. Загальний вигляд малого мікроскопа інструментального зображено на рис. 22.14. Мікроскоп складається з чавунної основи 1, на якій змонтовано вимірювальний столик 2 з мікрометричними гвинтами поздовжнього 4 і поперечного з переміщень і колонкою 9, по напрямних якої за допомогою механізму грубого фокусування 10 переміщується кронштейн 6 з мікроскопом. У задню стінку основи вмонтовано освітлювальний пристрій 14.

Інструментальні мікроскопи – це лабораторні прилади, тому в приміщенні, де їх встановлено, потрібно додержувати температури $20^{\circ}\text{C} \pm 3^{\circ}\text{C}$ і стежити, щоб відносна вологість не перевищувала 70%. Ціна поділки мікрогвинтів 0,005 мм і діапазон вимірювання 0...25 мм.

Встановлюючи кінцеву міру між кінцями мікрогвинта і вимірювальним упором, можна збільшити діапазон вимірювання у поздовжньому напрямку до 75 мм у мікроскопі ММІ і до 150 мм у мікроскопі ВМІ.

Крім інструментальних мікроскопів, застосовуються універсальні мікроскопи, у яких замість мікрометричних вимірників – міліметрові шкали з відліковими спіральними мікроскопами.

Принципова схема вимірювання на всіх мікроскопах спільна. Універсальні мікроскопи мають більший діапазон і підвищену точність лінійних вимірювань. Найбільш поширені універсальні мікроскопи УІМ-21 і УІМ-23 (рис. 22.15).

Універсальні мікроскопи мають більші, ніж інструментальні діапазони вимірювання та підвищену точність лінійних вимірювань. Так, універсальний вимірювальний мікроскоп УІМ-21 (рис. 22.15, а) має наступні діапазони вимірювання для лінійних розмірів: у поздовжньому напрямку 0...200 мм, у поперечному 0...100 мм; для кутових розмірів – $0...360^{\circ}$ при точності відліку кутової голівки 1. Збільшення головного мікроскопа дорівнює 10^{\times} , 15^{\times} , 30^{\times} , або 50^{\times} , в залежності від об'єктиву, що застосовується. Такі ж метрологічні

показники має проєкційний мікроскоп УІМ-23, на якому головний і відлікові мікроскопи замінені проєкційними простоями I, II, III (рис. 22.15, б), які значно полегшують роботу.

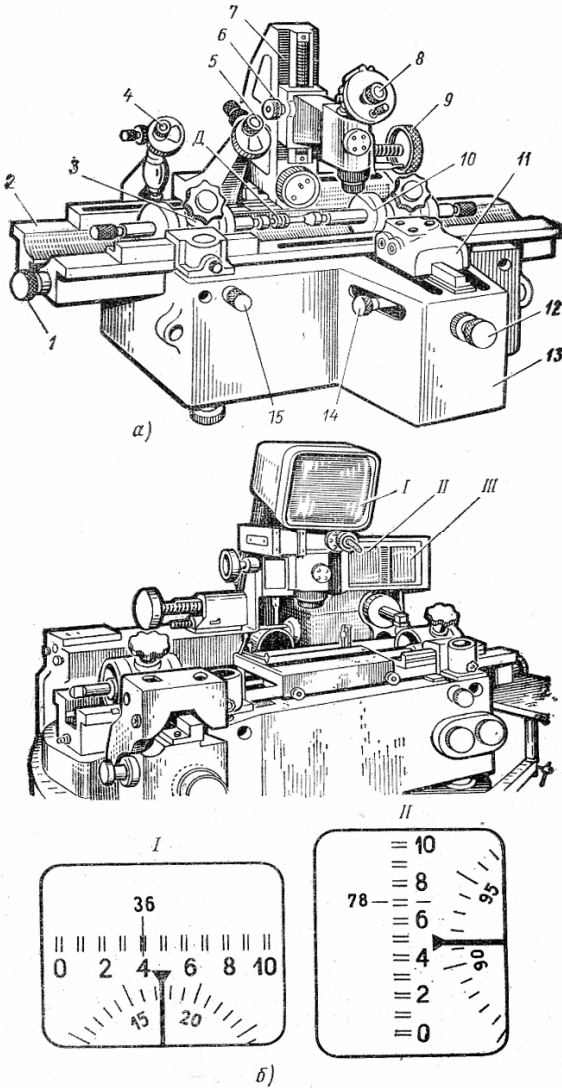


Рис. 22.15 Універсальні вимірювальні мікроскопи:
а – УІМ-21; б – УІМ-23

Мікроскоп УІМ-21 складається з кареток 2 і 11, які переміщуються в повздовжньому і поперечному напрямках по литій станині 13. У жолоб каретки 2 встановлені центрові бабки 3, а на опорній поверхні цієї каретки розміщені предметний стіл і різноманітні пристосування.

У нижній частині каретки 11 змонтована освітлювальна система, а у верхній – стійка 7 з візирним мікроскопом 8. За допомогою маховика 9 стійку 7 можна нахилити навкруги горизонтальної вісі. На каретках 2 і 11 встановлені скляні шкали з ціною поділки 1 мм, які освітлюються проходячим світлом. Над шкалами змонтовані відлікові мікроскопи 4 і 5 із спіральними ноніусами, що мають величину відліку 0,001 мм.

Грубе налагодження мікроскопу здійснюється переміщенням кареток 2 і 11 при відпущених гвинтах 14 і 15; точно ж їх встановлюють з допомогою мікрометричних гвинтів 1 і 12 після закріплення гвинтів 14 і 15. Для переміщення кронштейна у вертикальному напрямку є кремальєри 6. Остаточне фокусування здійснюється обертанням накатаного кільця 10, яке встановлює тубус у положення, яке потрібно.

Зараз випускаються універсальні мікроскопи з автоматичним цифровим відліком з точністю відліку 0,1 мкм і діапазоном вимірювань до 600 мм.

Для контролю деталей із складними фасонними поверхнями застосовують проектори, тобто прилади, які дають на екрані збільшене зображення деталі, яку контролюють. Проектори можуть працювати або в прохідних, або у відбитих променях.

Принцип дії проекторів полягає у тому, що контрольований об'єкт у збільшеному вигляді проектується на екран і на його світловому фоні виходить тіньове зображення деталі. Деталь вважається придатною, якщо контур 11 зображення розміщується між граничними контурами креслення деталі, яке покладено на екран. Розмір деталі визначається безпосереднім вимірюванням збільшеного зображення деталі на екран, або за показниками спеціальних відлікових пристроїв.

У нас випускаються такі види проекторів: великий проектор ВП, годинний проектор ГП, проектори пасового контролю ПМК, середні і настільні проектори.

Великий проектор ВП (рис.22.16) є найбільш розповсюдженим.

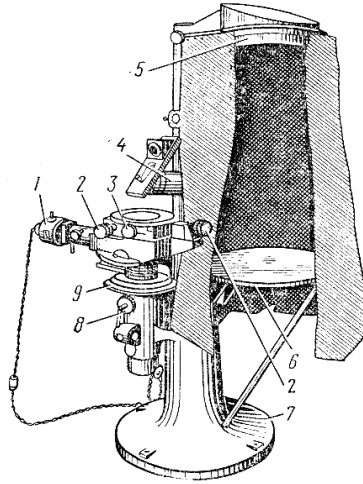


Рис. 22.16. Великий проектор

Він складається із станини 7, на якій змонтовані вимірювальний стіл 3, освітлювач 1, проекційний пристрій 4, головне дзеркало 5 і екран 6. На основі інструментального столу змонтовані повздовжня і поперечна каретки, які переміщуються у взаємноперпендикулярних напрямках мікрометричними гвинтами 2, і круглий поворотний стіл. Стіл можна зміщувати і по висоті з допомогою махового колеса 9 і фіксувати рукояткою 8. Діапазони переміщення стола у повздовжньому напрямку 150 мм, у поперечному – 50 мм і по висоті 100 мм. Для вимірювання довжин більше 25 мм треба застосовувати кінцеві міри довжини. Ціна поділки шкал на барабанах мікрометричних гвинтів дорівнює 0,005 мм.

22.2. Прилади для відносних вимірювань

Прилади для відносних вимірювань використовуються для визначення малих лінійних розмірів, які не виходять за межі показань шкали вимірювальної головки. Ці прилади побудовано на перетворенні малих переміщень вимірювального стержня у великі переміщення показчика. Залежно від будови механізму ці прилади діляться на важільні, із зубчатою передачею, з важільно-зубчатою передачею, з важільно-гвинтовою передачею, з важільно-пружинною передачею.

Щоб визначити дійсний розмір деталі до відомого розміру міри

додають або віднімають від нього – залежно від напрямку зміщення стрілки від нульового штриха – відхилення.

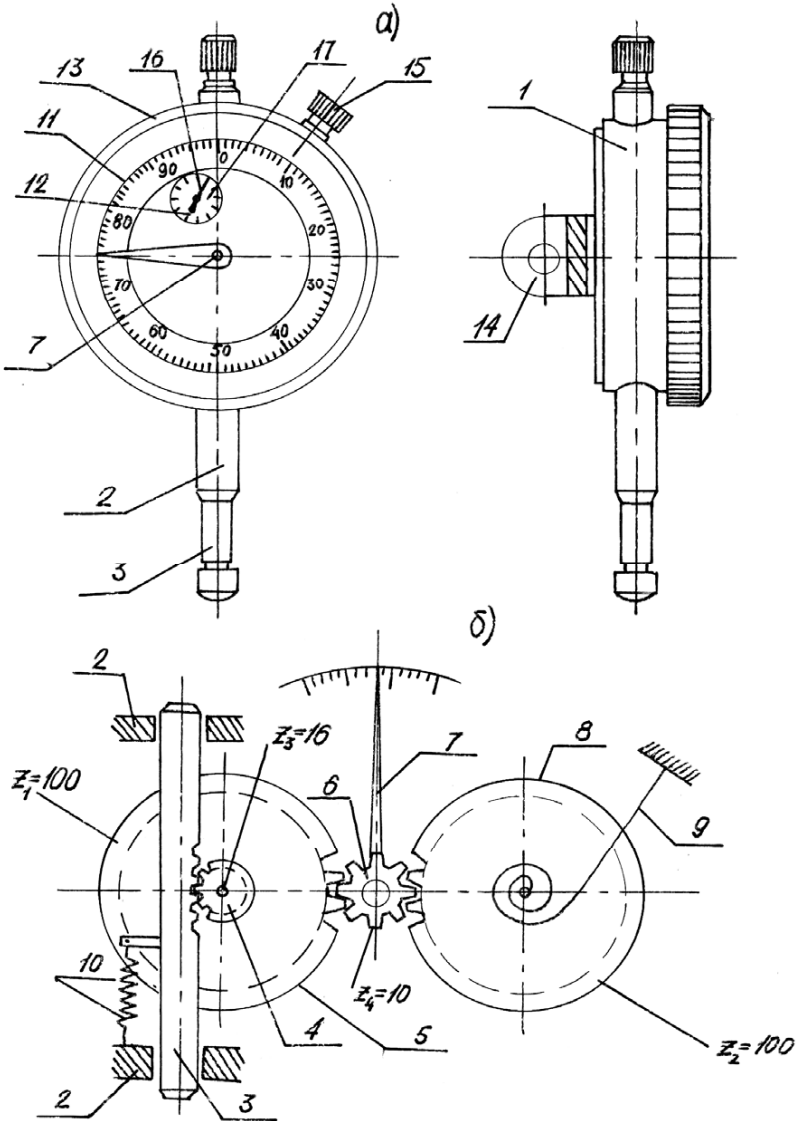


Рис. 22.17 Індикатор годинникового типу: *а* – загальний вигляд; *б* – зубчата передача

Прилади із зубчатою передачею – це індикатори годинного типу, які застосовуються в практиці технічних вимірювань. На рис.

22.17 зображено індикатор із зубчастою передачею.

Зубчата рейка, нарізана на вимірювальному стержні 3 входить у зачеплення з шестернею $z_3 = 16$, на осі якої жорстко закріплено шестірню $z_1 = 100$. Під час вимірювання лінійним переміщенням стержня 3 повертають шестерні z_1 і z_3 , які, в свою чергу, повертають шестерню $z_4 = 10$. На осі шестерні z_4 закріплено стрілку індикатора 7. На осі шестерні $z_2 = 100$ нерухомо насаджено втулку з пружинним волоском 9 і малу стрілку 16, ця шестерня зчіплюється з шестернею $z_4 = 10$. Пружинний волосок запобігає появі мертвого ходу, який негативно впливав би на стійкість показань стрілки 7 при обернено-поступальних рухах вимірювального стержня. Вимірюване зусилля, створюване пружиною 10, перебуває в межах в 80...200 Н. Переміщенню стержня 3 на 1 мм відповідає повний оберт стрілки індикатора 7. Цілі міліметри відраховуються за шкалою 17 малою стрілкою 16. Похибки індикаторів годинного типу знаходяться в межах від $\pm 4,5$ до ± 26 мкм.

Для розширення сфери застосування індикаторів застосовують різні підставки, стояки, штативи. Індикатори застосовують у таких приладах: індикаторні нутроміри, глибиноміри, різні вимірювальні прилади.

На рис.22.18 зображено схему вимірювання зовнішнього розміру деталі за допомогою індикатора годинного типу.

Щоб виміряти радіальне биття деталі (рис. 22.19), її встановлюють у центрах або на призмі. Вимірювальний наконечник індикатора упирається у поверхню деталі у верхній її точці. Індикатору дають натяг в 1-2 оберти для того, щоб мати змогу фіксувати як позитивні, так і негативні (від'ємні) його показання. Встановлюють індикатор на нуль і повільно прокручуючи деталь на 360° , записують крайнє праве і крайнє ліве відхилення стрілки. Биття деталі дорівнюватиме різниці значень відхилень, взятих із своїми знаками.

Прилади з важільно-зубчастою передачею – це індикаторні скоби, індикаторні нутроміри, важільні мікрометри, у конструкції яких поєднуються важільні і зубчасті передачі. Найпростішу схему таких приладів зображено на рис. 22.20. При переміщенні точки *a* важеля 1 зубчастий сектор повертає шестерню 2 і стрілку, яку прикріплено жорстко на її осі. Пружина 4 притискає шестерню 2 до зубчастого сектору 5 і усуває мертвий хід.

Ціна поділки колової шкали важільно-зубчастих приладів 1, 2 і 10 мкм.

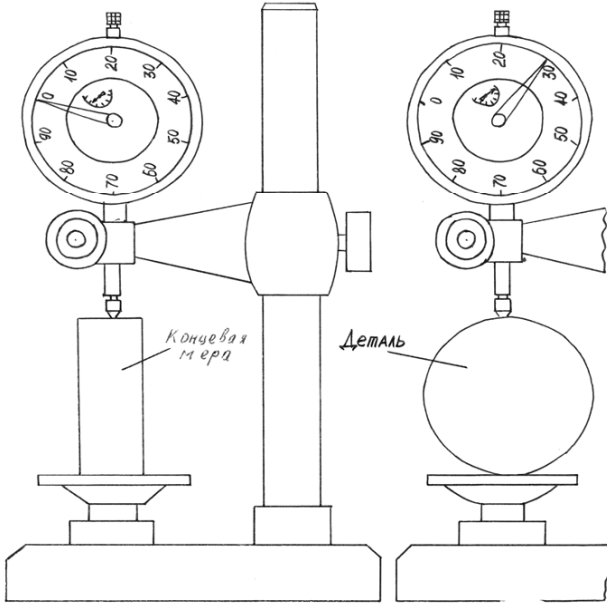


Рис. 22.18 Вимірювання зовнішнього розміру: а – встановлення на “нуль”; б – вимірювання діаметра вала

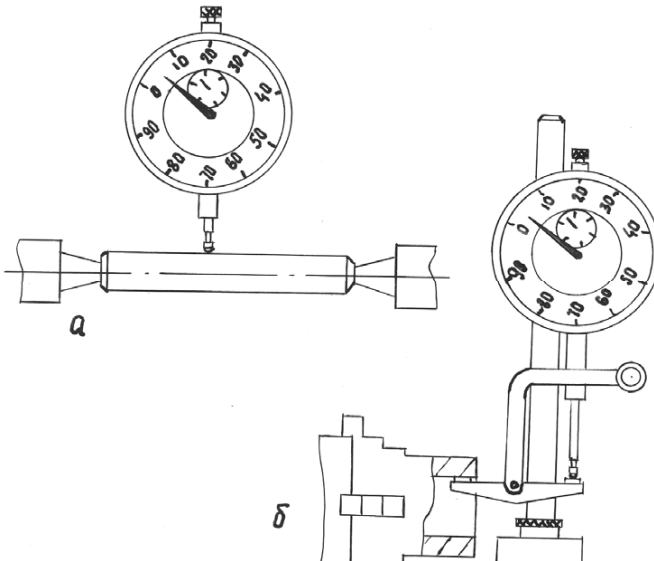


Рис. 22.19 Вимірювання радіального биття: а – валу; б – отвору

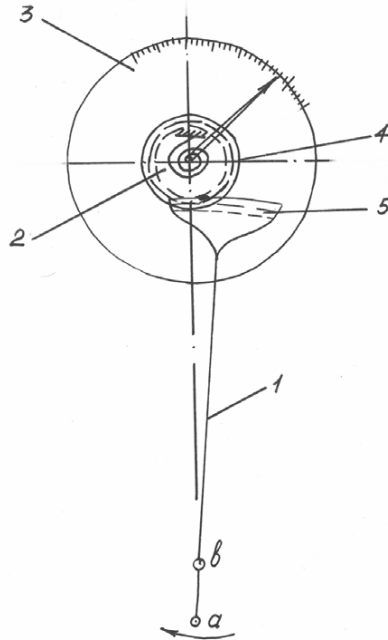


Рис. 22.20 Принципова схема важільно-зубчастих приладів

Індикаторний нутромір (рис. 22.21) призначається для вимірювання внутрішніх розмірів деталей відносним методом.

Нутромір складається із корпусу 1 з дерев'яною накладкою, 2-х вимірювальних стержнів 3 і 4, передаточного механізму 5 і 6 та індикатора годинникового типу 7, який знаходиться у кожусі 13. З лівого боку корпусу встановлюється рухомий вимірювальний стержень 3, закріплений контргайкою 9. Переміщення рухомого вимірювального стержня 4 за допомогою кутового важеля 5 з віссю обертання 10 передається через кульку 12 на стержень і далі на індикатор 7. Стержень 6 перебуває під дією пружини 11, яка забезпечує вимірювальне зусилля 0,8...2 Н.

До нутроміру додається комплект змінних вимірювальних стержнів, що забезпечує його використання в межах різних розмірів.

Індикаторний нутромір, як правило, встановлюють за допомогою мікрометра з похибкою до $\pm 0,004$ мм, який настроюють на розмір, що дорівнює розміру отвору. Обертаючи змінний стержень 3, доводять вимірювальні стержні 3 і 4 до контакту з вимірювальними поверхнями мікрометра, продовжуючи обертання, створюють натяг

в один оберт стрілки індикатора, необхідний для вимірювання розмірів спрацьованих отворів (гільз). У цьому положенні стержень 3 закріплюють контргайкою 9, а індикатор встановлюють на нуль. Після цього нутромір переносять на вимірювальну деталь. При вимірюванні деталі прилад по діаметру встановлюють за допомогою центруючого містка: встановлюючи прилад в осевій площині, його погойдують, як показано на рис. 22.22.

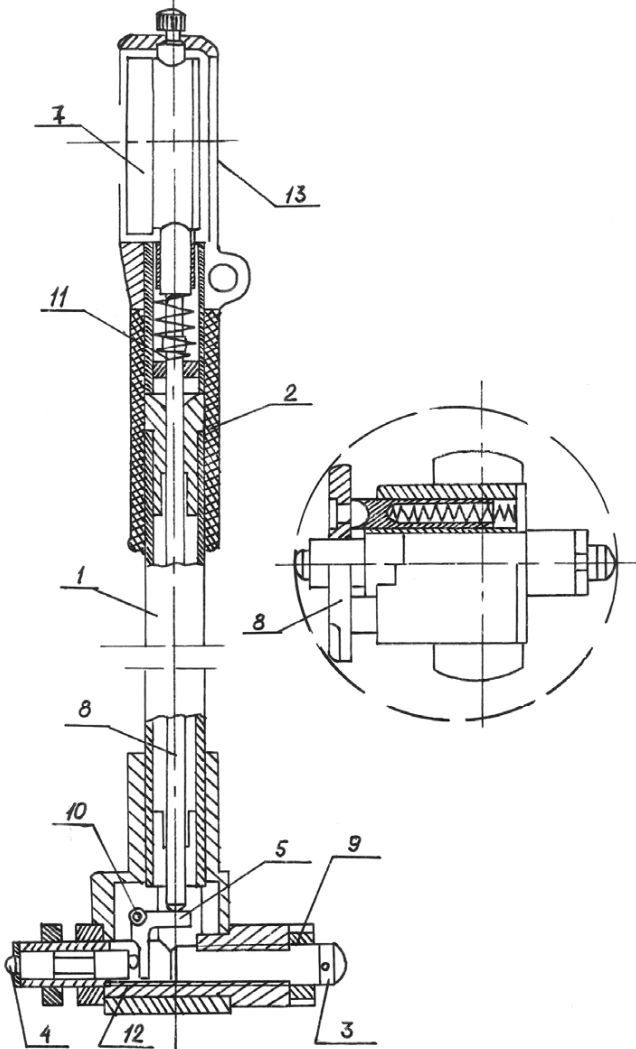


Рис. 22.21 Індикаторний нутромір

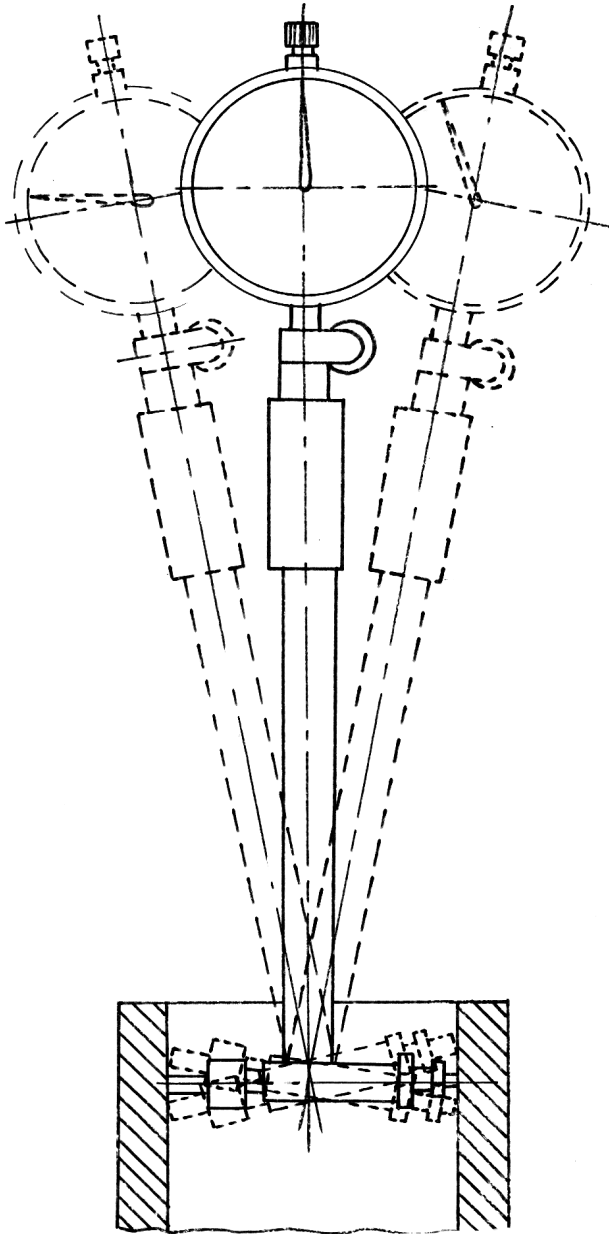


Рис. 22.22 Вимірювання діаметра гільзи індикаторним нутроміром

Для вимірювання зовнішніх розмірів деталей застосовуються індикаторні скоби (рис. 22.23). Індикаторну скобу настраюють за блоком плоскопаралельних кінцевих мір потрібного розміру. Якщо розмір, що контролюється, виявляється близьким до верхнього діапазону вимірювання індикаторної скоби, то попередньо відгвинчують ковпачок 5, відпускають затискач 10. Переставляють п'ятку 6 і встановлюють її на розмір менше контрольованого.

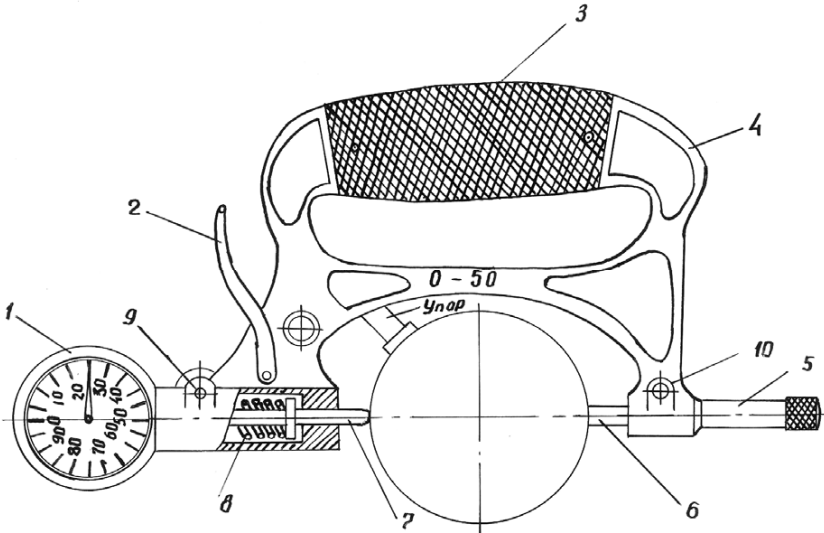


Рис. 22.23 Індикатора скоба: 1 – індикатор; 2 – відводка; 3 – теплоізоляційна накладка; 4 – корпус; 5 – ковпачок; 6 – переставна п'ятка; 7 – рухома п'ятка; 8 – пружина; 9 – гвинт; 10 – затискач

Для зручності відліку при контакті переставної 6 і рухомої 7 п'яток з кінцевими мірами повертають ободок індикатора до співпадання великої стрілки з нульовим штрихом циферблату. Потім визначають відхилення і підраховують дійсний розмір деталі.

Для контролю шліфованих і доведених деталей використовують важільні скоби. Важільні скоби застосовуються, наприклад, для сортування перед притиранням плунжерів, при вимірюванні поршневих пальців двигунів внутрішнього згорання. Скоба (рис. 22.24) має теплоізоляційну накладку 5 для зменшення впливу тепла рук при вимірюванні.

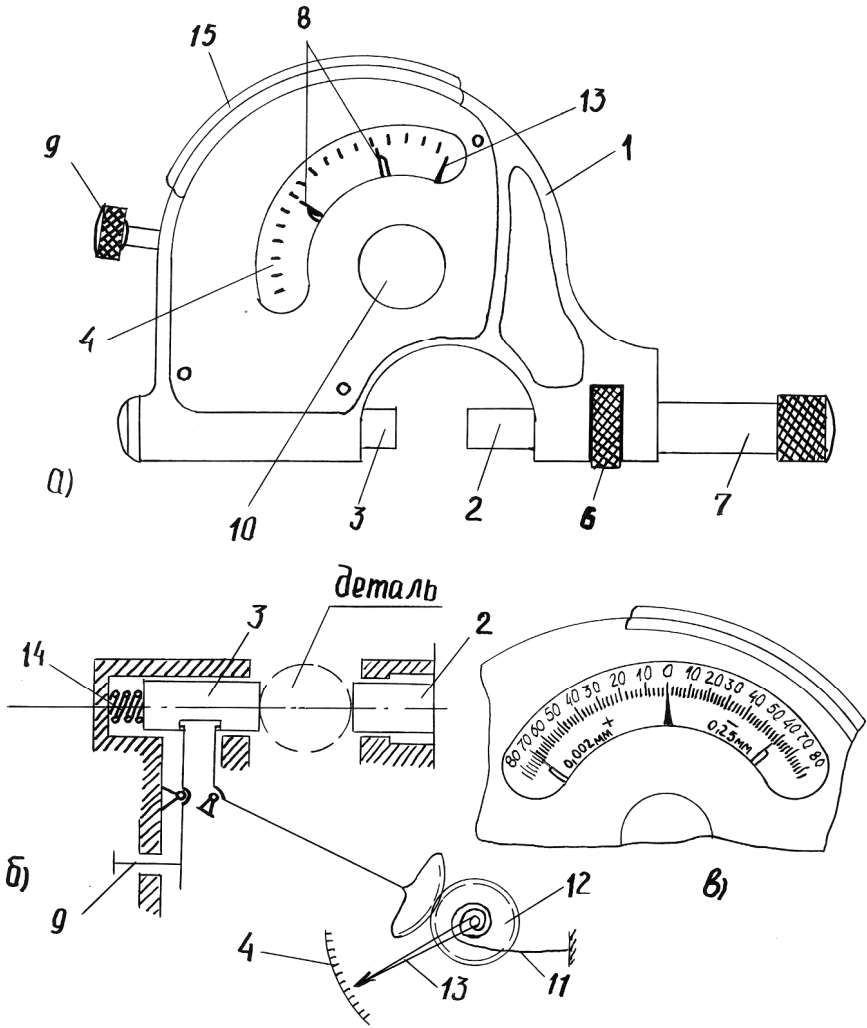


Рис. 22.24 Важільна скоба: *а* – загальний вигляд; *б* – важільно-зубчастий механізм; *в* – шкала; 1 – корпус; 2 – переставна п'ятка; 3 – рухома п'ятка; 4 – шкала; 5 – накладка; 6 – гайка; 7 – ковпачок; 8 – покажчики поля допуску; 9 – відводка; 10 – ковпачок з різьбою; 11 – волосина; 12 – шестерня; 13 – стрілка; 14 – пружина

Для запобігання від ударів вимірювальних п'яток і для зручності використання, скоба має відводку 9 рухомої п'ятки 3.

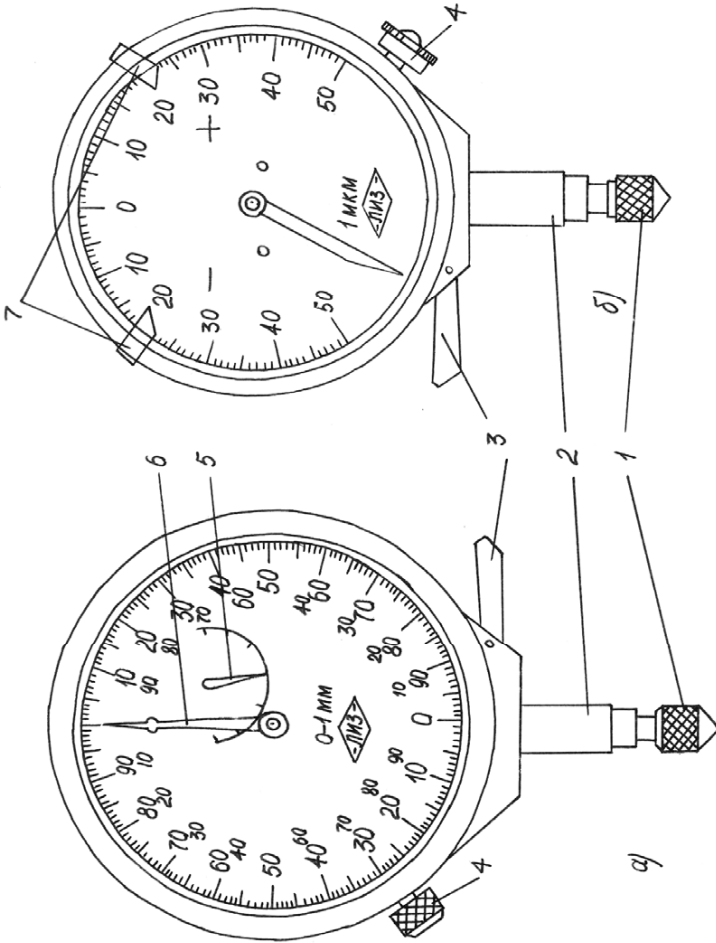


Рис. 22.25 Вазгільно-зубчасті головки ІГ; а – базгільно-зубчасті головки ІГ; б – одгильно-зубчасті головки ІГ; 1 – кінцевик; 2 – гільза; 3 – відводка; 4 – гвинт; 5 – показчик кількості обертів; 6 – стрілка основна; 7 – показчик межі допуску

Скоба має рухомі покажчики 8 поля допуску, які переставляються за допомогою ключа, що додається до скоби. Для цього необхідно відвернути ковпачок 10. Переставна п'ятка 2 переміщується обертанням гайки 6 і стопориться ковпачком 7.

Налагодження скоби на розмір проводиться за кінцевими мірами.

Важільна скоба має діапазон вимірювання від 0 до 150 мм, ціну поділки 0,002 і 0,005 мм, діапазон вимірювання по шкалі $\pm 0,08$ мм. Випускаються також важільні скоби з цифровим відліковим пристроєм. Промисловість випускає важільно-зубчасті головки (однообертові П і багатообертові БП). Однообертові головки (рис.22.25) мають ціну поділки 1 і 2 мкм і діапазон вимірювань по шкалі від ± 50 до ± 100 мкм, а багатообертові головки відповідно 1 і 2 мкм і 1...2 мм.

Прилади з пружиною та важільно-пружинною передачею

Вони побудовані за принципом використання у передаточних механізмах пружних властивостей плоских і кручених (витих) пружин. Ці прилади характеризуються високою стабільністю роботи, малою ціною поділки, забезпечують високу точність через відсутність у них похибок від тертя і мертвих ходів. Основна деталь цих приладів – скручена плоска пружина, виготовлена із фосфористої або берилієвої бронзи шириною 0,06...0,15 мм і товщиною 0,005...0,012 мм. Одну половину пружини закручено вліво, а другу – вправа. Один із прикладів такого типу – мікрокатор; у нього ціна поділки становить 0,002; 0,001; 0,0002 і 0,0001 мм, а діапазони вимірювання відповідно дорівнюють $\pm 0,06$; $\pm 0,03$; $\pm 0,015$; $\pm 0,006$; $\pm 0,003$ мм.

Принцип дії мікрокатора такий: переміщуючись відносно установочної скоб 2, вимірювальний стержень 1 діє через плоску пружину 3 на закручену пружину 4, яку одним кінцем прикріплено до скоби 2, а другим – до пружини 3. Коли стержень 1 переміщується вгору, пружина 4 розтягується і прикріплена в середній її частині стрілка 6 переміщується відносно шкали 5 (рис. 22.26). Похибка показань мікрокаторів становить 0,1...0,5 мкм.

Мікрокатор настроюють за блоком кінцевих мір потрібного розміру. Встановлення вимірюваних виробів, визначення відхилень і підрахунок результатів вимірювань виконують аналогічно цим діям при застосуванні важільних скоб. Лише на відміну від скоб на мікрокаторі не встановлюють поле допуску покажчиками, а кожний покажчик границь поля допуску переміщується самостійно.

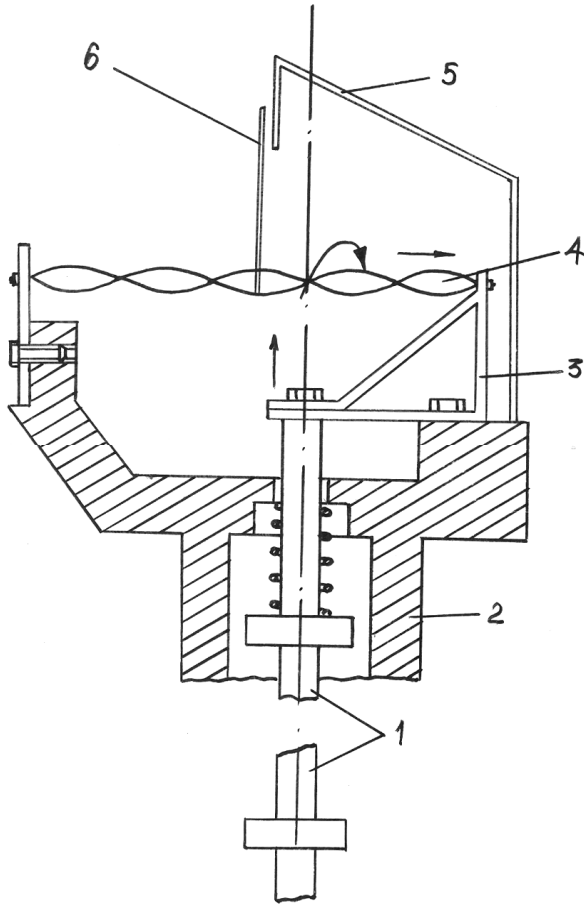


Рис. 22.26 Принципова схема мікрометра: 1 – вимірювальний стержень; 2 – установча скоба; 3 – пружина плоска; 4 – пружина скручена; 5 – шкала; 6 – стрілка

Прилади з важільно-оптичною передачею використовують для вимірювання відносним методом деталей високої точності. Один із таких приладів – оптиметр; його оптичну схему зображено на рис. 22.27.

Промінь світла відбитий від дзеркала, падає в щілину трубки і, переломившись в тригранній призмі, яка знаходиться у корпусі трубки оптиметра, проходить через шкалу, нанесену на прозорій пластинці, яка є у фокальній площині об'єктиву. Головна оптична вісь об'єктиву проходить через центр пластинки і похилого дзеркала,

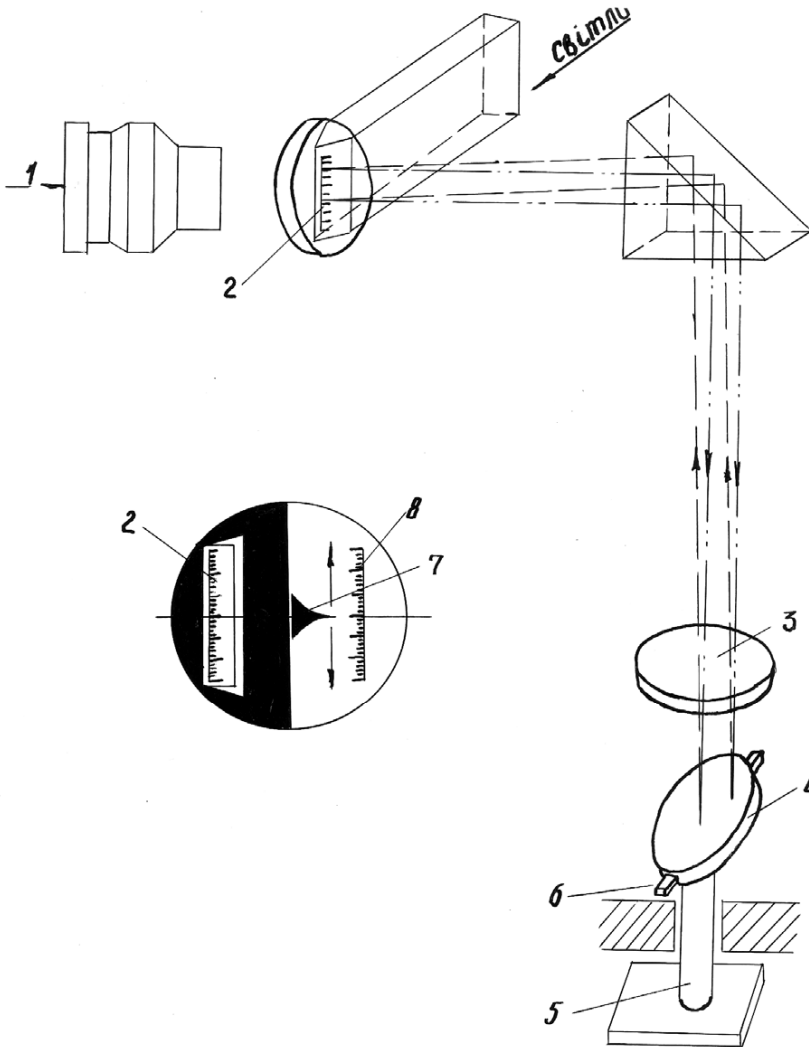


Рис. 22.27 Оптична схема оптиметра: 1 – окуляр; 2 – шкала; 3 – об’єктив; 4 – дзеркало; 5 – вимірювальний штифт; 6 – опора; 7 – показчик; 8 – відбита шкала

розміщеного під об’єктивом. Шкалу зміщено у горизонтальному напрямі по відношенню до головної оптичної вісі. Пучок світла, проходячи через призму, відбивається від неї під кутом 90° і потрапляє в об’єктив. Вийшовши з об’єктиву, світловий пучок потрапляє

на похиле дзеркало, зв'язане з вимірювальним штифтом, і відбивається від дзеркала у зворотному напрямі. Відбитий промінь світла знову попадає в об'єктив, і пройшовши через призму, збирається у фокальній площині об'єктиву, даючи зображення шкали. Зображення шкали зміститься відносно дійсної шкали. Величина цього зміщення залежить від кута нахилу дзеркала, який визначається величиною переміщення вимірювального штифта.

Оптиметри бувають вертикальні – для зовнішніх вимірювань (рис.22.28) і горизонтальні – для зовнішніх і внутрішніх вимірювань (рис.22.28, б).

Основні частини вертикального оптиметра – трубка 15 (або автоколімаційна трубка) з освітлювальним дзеркалом 16 і окуляром 17, кронштейн 12, гвинт 10 для закріплення трубки у кронштейні; колонка 11; гайка 14, яка використовується для грубої установки кронштейна і одночасно є його опорою; стопор кронштейна 13; вимірювальний наконечник 7, відводка (аретир) 8 вимірювального наконечника; предметний столик 6; регулювальні гвинти 4 столика; гайка 2 точної (мікрометричної) подачі столика; стопор 3 столика 1 основа приладу 1.

Перед початком роботи потрібно перевірити, чи столик оптиметра паралельний площині вимірювального наконечника. Для цього кінцеву міру 15...20 мм послідовно встановлюють у чотири положення, застосовуючи плоскі наконечники (рис. 22.29). Якщо при зміні положення міри відбуватиметься переміщення шкали оптиметра, то, значить, столик встановлено неправильно. Положення столика регулюється гвинтами 4 (рис. 22.28, а).

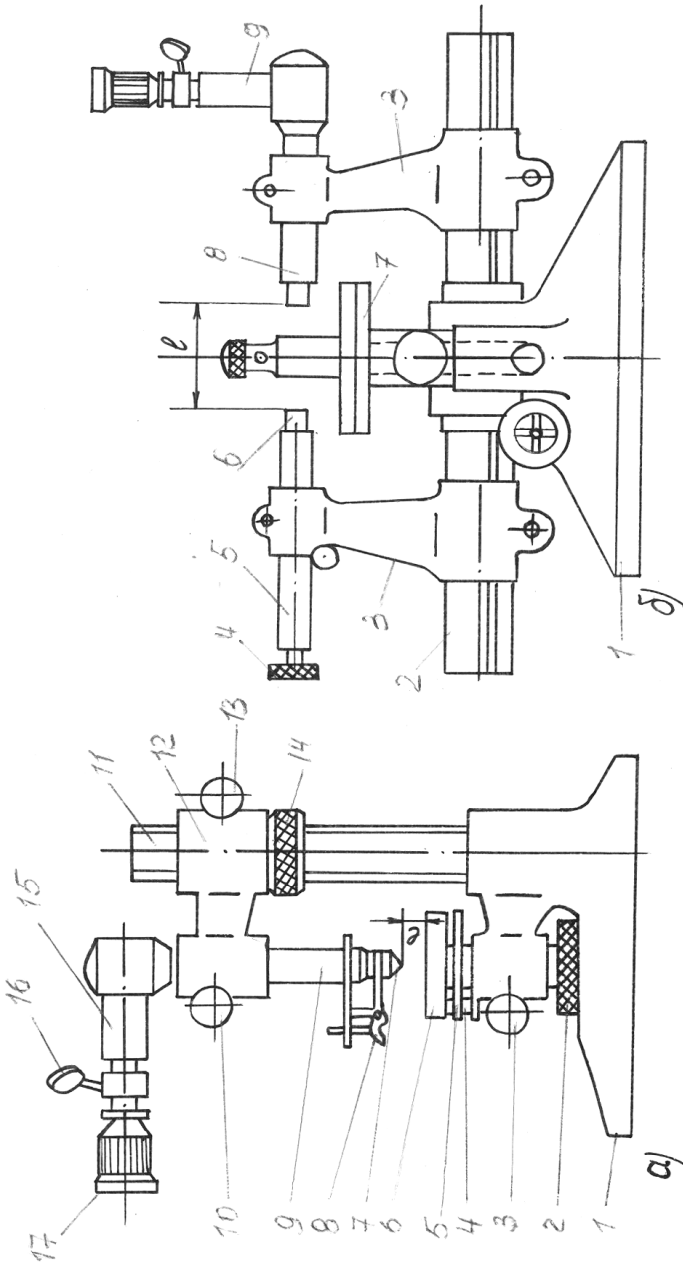


Рис. 22.28 Оптиметри: а – вертикальний; б – горизонтальний

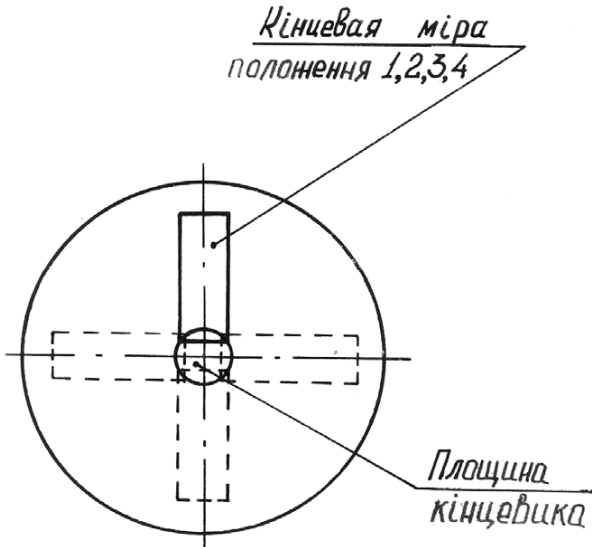


Рис. 22.29 Перевірка паралельності столика оптиметра.

Діапазон вимірювань вертикальних оптиметрів становить 0...180 мм, похибка показань не повинна перевищувати $\pm 0,0003$ мм.

Горизонтальний оптиметр (рис.22.28, б) має основу 1, до якої кріпиться напрямна 2 з рухомими кронштейнами 3. На лівому кронштейні закріплено піноль 5 з мікрометричним гвинтом 4, який переміщує стержень зі змінним наконечником 6. На правому кронштейні закріплено вимірювальну головку оптиметра з трубкою 8. Оптичний пристрій 9 встановлюють під кутом, який забезпечує підсвічування шкали. При вимірюванні зовнішніх розмірів блок кінцевих мір встановлюють на предметний столик і встановивши на нуль, встановлюють на столик вимірювану деталь.

Для вимірювання внутрішніх розмірів до горизонтального оптиметра додаються спеціальні важільні пристрої – вимірювальні дуги (рис. 22.30).

Для горизонтальних оптиметрів при вимірюванні зовнішніх розмірів діапазон вимірювань дорівнює 0...350 мм, а для внутрішніх вимірювань – 13,5...150 мм. Похибка показань при зовнішніх вимірюваннях дорівнює $\pm 0,0003$, а при внутрішніх – $\pm 0,0001$ мм.

Промисловість випускає вертикальні оптиметри типу ОВО-1, ІКВ і горизонтальні оптиметри типу ОГО-1 і ІКГ.

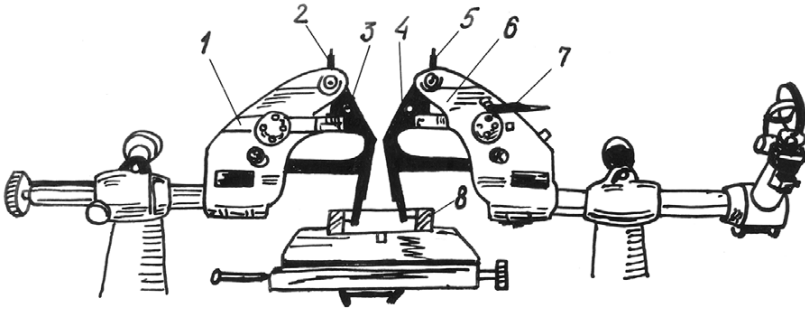


Рис.22.30 Пристосування для внутрішніх вимірювань: 1 – ліва державка; 2 – гвинт кріплення дуги пінолі; 3, 4 – вимірювання дуги; 5 – гвинт кріплення дуги; трубки оптиметра; 6 – перша державка; 7 – аретир; 8 – деталь (виріб).

22.3. Засоби вимірювання кутів і конусів

Для вимірювання кутів і конусів застосовуються транспортні та універсальні кутоміри, синусні лінійки універсальні ділильні головки.

Транспортним кутоміром (рис. 22.31) вимірюють зовнішні кути від 0° до 180° . Основні частини кутоміра – напівдиск 1 з двома лінійками 2 і 3. Лінійку 2 жорстко з'єднано з напівдиском 1, а лінійка 3 може обертатися навколо вісі 4 разом із сектором 5, на якому закріплено ноніус 6. Точне встановлення за ноніусом виконується мікрометричним гвинтом 7. Лінійка 3 закріплюється гвинтом 8. Застосовуючи додатковий косинець 9, можна виміряти зовнішні кути від 0 до 90° .

Ціна поділки транспортного кутоміра становить $2'$ і $5'$. Похибка показань кутоміра не повинна перевищувати $\pm 2'$ і $\pm 5'$.

Вимірювання кутів транспортним кутоміром (рис. 22.32) виконується таким чином. Поверхні вимірювальної деталі розміщують між вимірювальними поверхнями лінійок. Одну поверхню (грань) щільно притискають до рухомої лінійки за допомогою мікрометричного гвинта. Потім закріплюють рухому лінійку і проводять відлік за шкалою і ноніусом.

При вимірюванні кутів до 90° відлік проводиться безпосередньо за шкалою і ноніусом. Якщо вимірюється кутів понад 90° , то до відліку за кутоміром потрібно додати 90° .

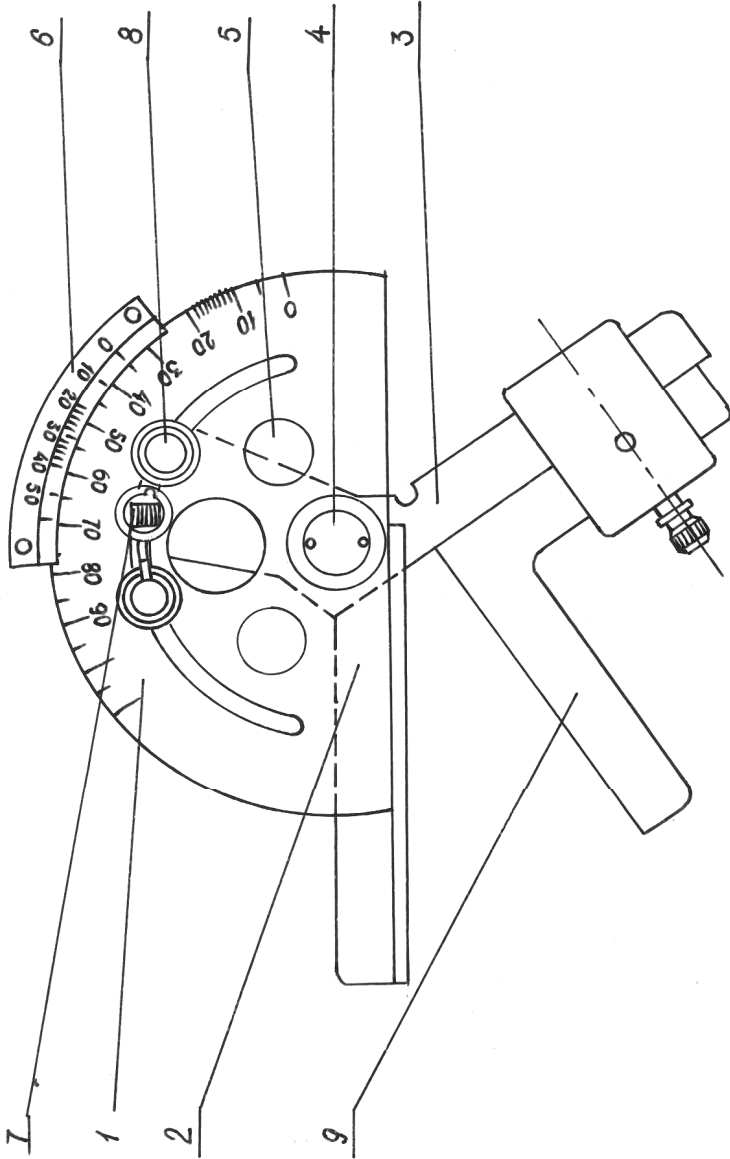


Рис. 22.31. Транспортний кутомір.

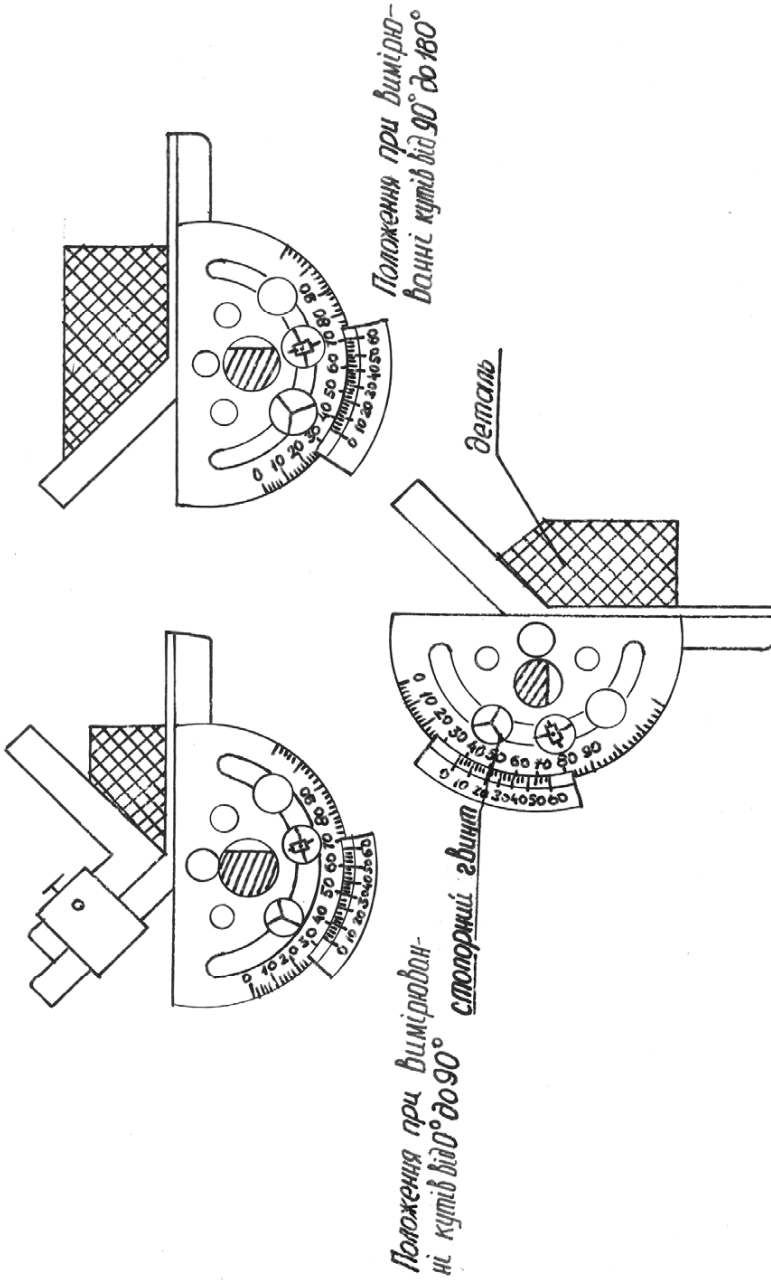


Рис. 22.32. Вимірювання кутів шаблоном транспортним кутоміром

Відліки за шкалою і ноніусом кутоміра виконуються у такий самий спосіб, як і при вимірюваннях штангенінструментами.

При вимірюванні кутів застосовують такі методи: порівняльний, тригонометричний, гоніометричний, або метод безпосереднього вимірювання, і інтерференційний метод.

При порівняльному методі визначають значення відхилення вимірюваного кута від кутової міри.

При тригонометричному методі визначають кути непрямо, а через вимірювання лінійних величин і використання тригонометричних функцій. Похибка вимірювання становить від $\pm 3''$ до $\pm 52''$.

При гоніометричному методі визначають кути приладами, які мають кутомірну шкалу (універсальні та інструментальні мікроскопи, гоніометри та ін.).

Інтерференційний метод застосовують при високоточних вимірюваннях. Гранична похибка результату вимірювання кута становить $\pm 0,2''$

Універсальний кутомір (рис. 22.33) використовується для вимірювання зовнішніх кутів від 0 до 180° і внутрішніх від 40° до 180° .

Кутомір складається: з основи 1 зі шкалою, лінійки 2, косинця 3, сектора 4, стопора 5, ноніуса 6, знімної лінійки 7, державки 8.

Для вимірювання внутрішніх кутів від 40° до 130° використовується основа зі шкалою, ноніус, сектор із стопором.

Ціна поділки за ноніусом універсальних кутомірів становить $2'$ і $5'$.

Випускається універсальні кутоміри з точністю до $2'$.

На рис. 22.31 і 22.35 основні положення універсального кутоміра при вимірюванні зовнішніх і внутрішніх кутів.

Універсальні ділильні та оптичні головки застосовуються для вимірювання центральних кутів і для замірів у полярних координатах. Цими головками можна виміряти кути від 0° до 360° .

Ціна поділки оптичних головок від $2''$ (ОДГ) до $1'$ (ОДГ-60).

Синусна лінійка використовується для точних вимірювань зовнішніх і внутрішніх кутів деталей непрямым методом (мал.22.35).

Лінійки випускаються трьох типів:

I – без опорної плити і одним нахилом;

II – з опорною плитою і одним нахилом;

III – з двома опорними плитами і подвійним нахилом.

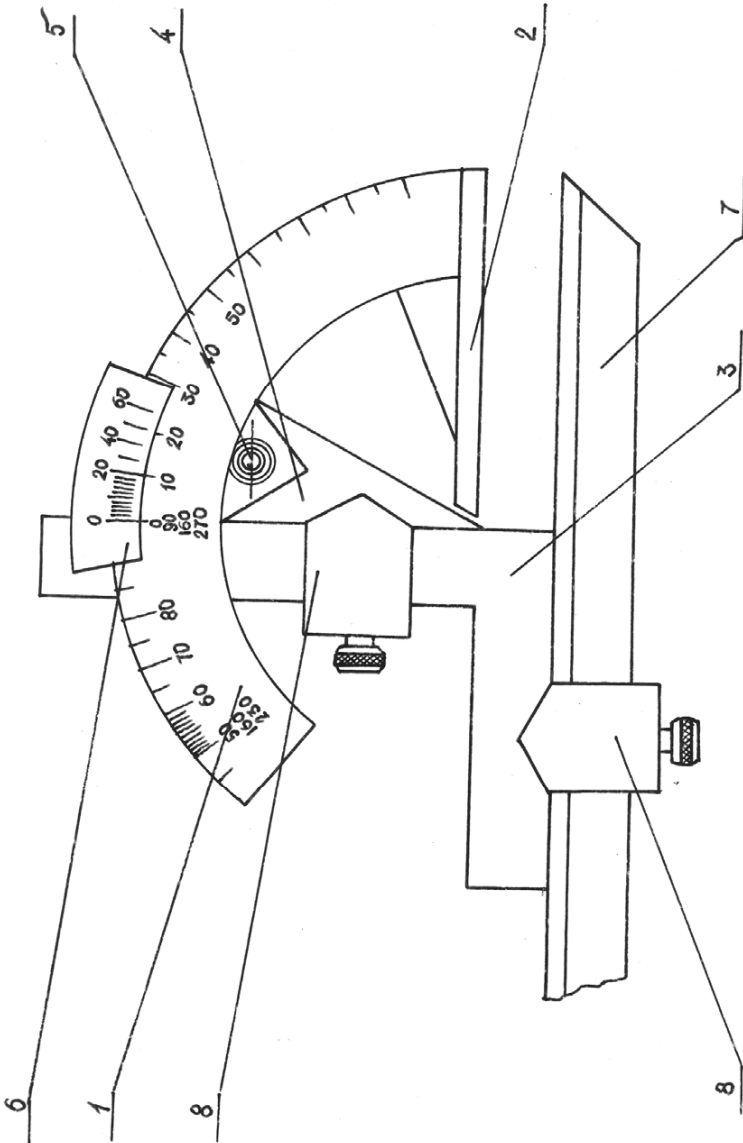


Рис. 22.33. Універсальний кутомір.

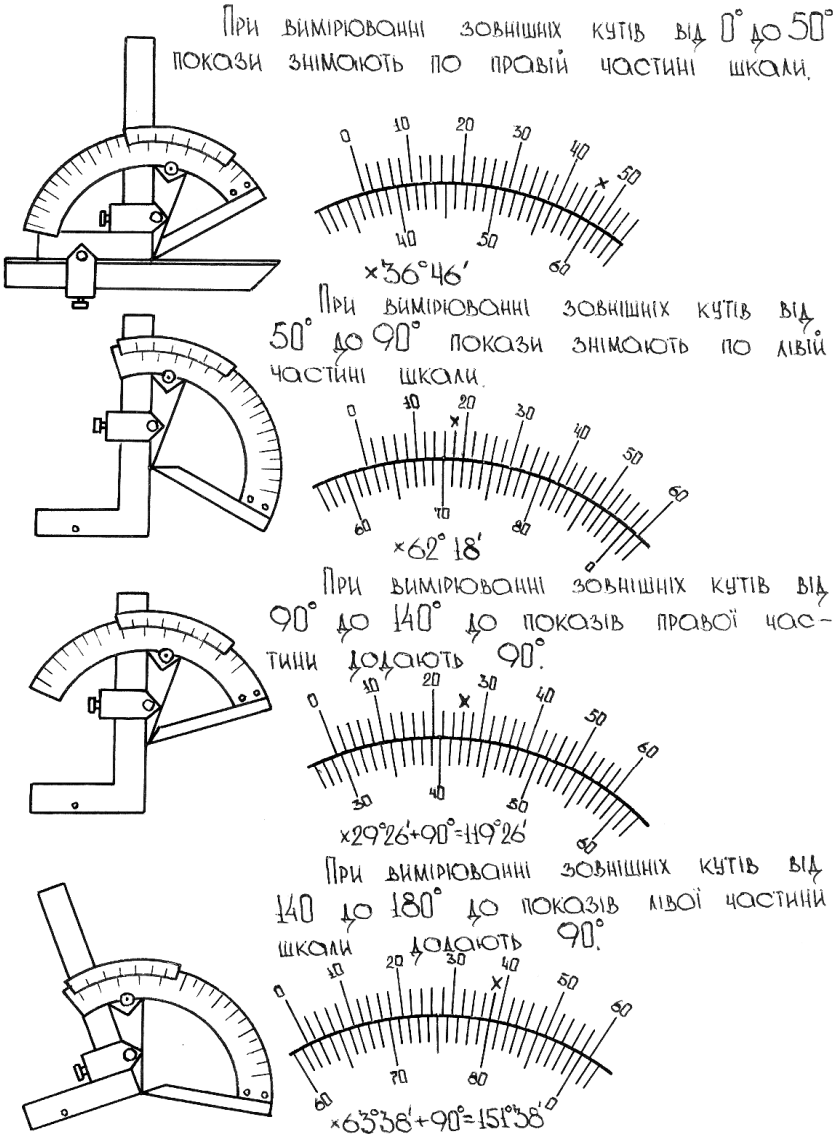
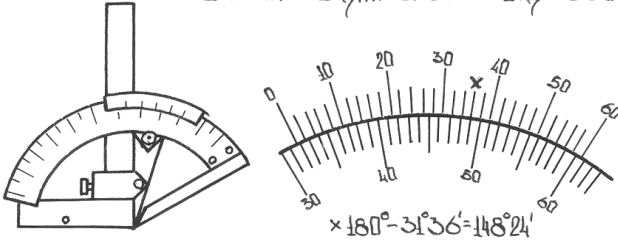
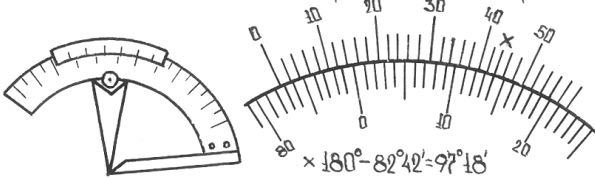


Рис. 22.34. Основні положення кутоміру УН та читання показань при вимірюванні зовнішніх кутів.

При вимірюванні внутрішніх кутів від 180° до 130° покази правої частини шкали віднімають від 180°



При вимірюванні внутрішніх кутів від 130° до 90° покази лівої частини шкали віднімають від 180° .



При вимірюванні внутрішніх кутів від 90° до 40° покази правої частини шкали віднімають від 90° .

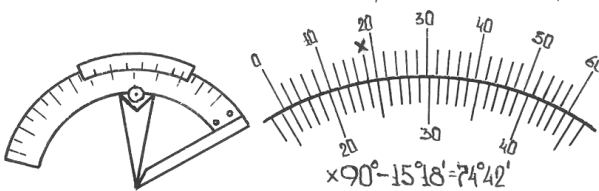


Рис. 22.35. Основні положення кутоміру УН та читання показань при вимірюванні внутрішніх кутів.

Синусні лінійки бувають 1-го і 2-го класу точності.

Синусна лінійка являє собою сталевий столик 1, до якого прикріплено два циліндричних ролика з однакового діаметру. Відстань між роликками звичайно становить 100 або 200 мм.

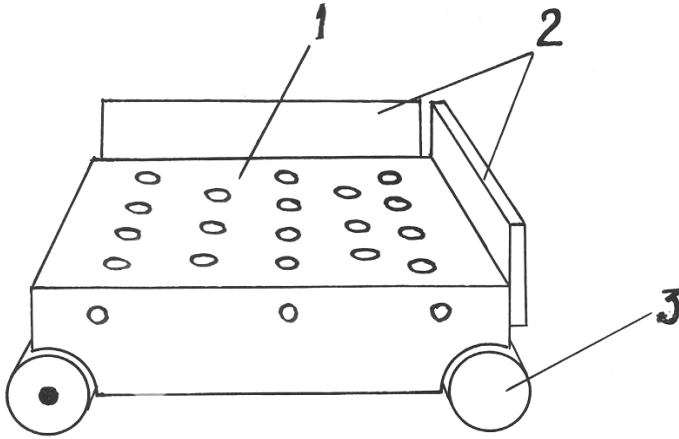


Рис. 22.36. Синусна лінійка: 1 – столик; 2 – упорні планки; 3 – ролик.

Схему вимірювання кута зображено на рис. 22.37. Столик встановлюється на перевірній плиті під завданим кутом за допомогою блока кінцевих мір. Висота блока H визначається такою залежністю:

$$H = L \sin \alpha, \quad (22.2)$$

де α – кут нахилу синусної лінійки.

Індикатор на стояку переміщують вздовж твірної деталі, яку перевіряють, і позначають показання індикаторної головки в крайніх точках. Підраховують кут, що перевіряється, за формулою:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{D - d}{2l_k} + \frac{f}{2l_H}, \quad (22.3)$$

де d – діаметр ролика; l_k – довжина вимірюваного конуса; l_H – відстань між вимірюваними точками; f – різниця в показаннях індикатора.

Синусну лінійку використовують для замірів кутів до 45° , тому що із збільшенням кута похибка швидко зростає. Похибка вимірювання синусними лінійками становить $3'' \dots 52''$ залежно від величини L і вимірюваних кутів.

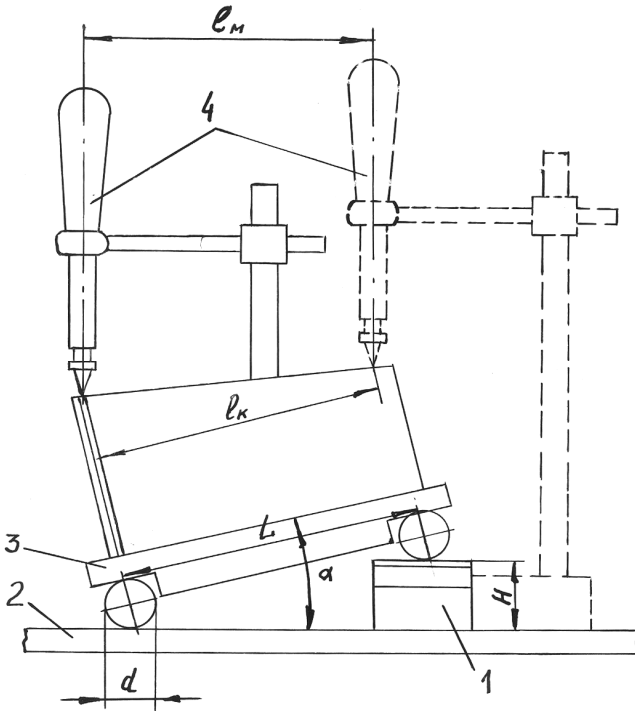


Рис. 22.37. Вимірювання кута синусною лінійкою:
 1 – блок кінцевих мір; 2 – повірочна плита; 3 – столик;
 4 – індикаторна головка.

ГЛАВА 23. СПЕЦІАЛЬНІ ЗАСОБИ ВИМІРЮВАНЬ

23.1. Методи і засоби контролю різьби

Контроль точності циліндричної різьби проводять диференційованим і комплексним методами.

При диференційованому методі контролю окремо перевіряють кожний параметр різьби; середній діаметр, крок і половину кута профілю. Цей метод дуже трудомісткий.

При комплексному методі одночасно контролюють середній діаметр, крок, половину кута профілю, внутрішній і зовнішній діаметри. Контроль здійснюють граничними калібрами (рис. 23.1). Різьбові калібри мають прохідну (ПР) і непрохідну (НЕ) сторони. Прохідні різьбові пробки мають повний профіль різьби і більшу дов-

жину. Непрохідні різьбові пробки мають укорочені профіль і довжину, що усуває вплив похибки кута профілю і кроку при контролі середнього діаметра різьби. Непрохідне кільце також коротше і має посередині виточку. Кільця бувають нерегульовані (суцільні) і регульовані.

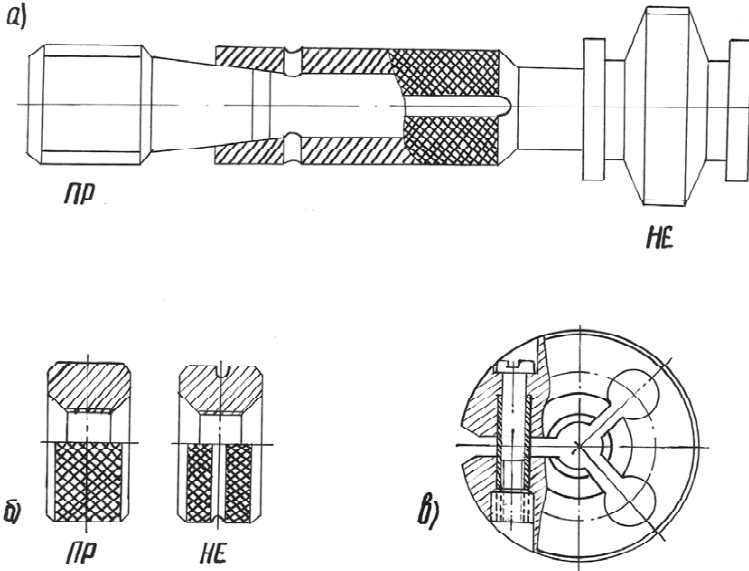


Рис. 23.1. Різьбові калібри: а – пробка; б – кільця нерегульовані; в – кільце регульоване.

Прохідна сторона (ПР) різьбових калібрів при загвинчуванні повинна вільно згвинчуватися з поверхнею, яка перевіряється, контрольованого розміру (рис. 23.2), а непрохідна сторона (НЕ) не повинна з нею згвинчуватися. Допускається згвинчування на одну – дві нитки з торця деталі.

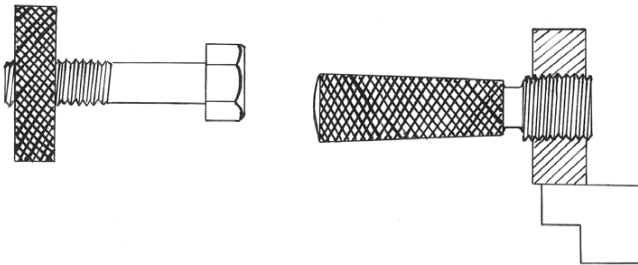


Рис. 23.2. Контроль деталі різьбовими калібрами.

Для контролю розмірів калібрів – кілець і скоб застосовуються контрольні калібри.

Для визначення номінального розміру кроку різьби і (з малою точністю) її профілю використовують різьбові шаблони, їх комплектують в набори (рис. 23.3) з границями величини кроку від 0,4 до 6 мм.

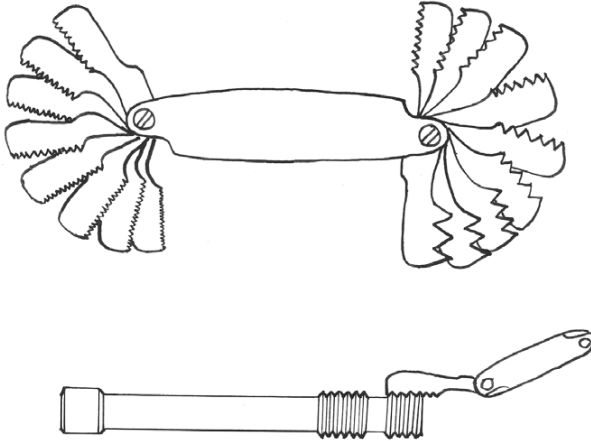


Рис. 23.3. Різьбові шаблони.

Середній діаметр зовнішньої різьби можна заміряти різьбовими мікрометрами із вставками, методом трьох або двох дротів, на універсальному та інструментальному мікроскопах.

Різьбовий мікрометр (рис. 23.4) застосовують для вимірювання середнього діаметра трикутної зовнішньої різьби прямим, абсолютним методом. Діапазон вимірювання від 0 до 350 мм з інтервалом 25 мм.

В наборі різьбового мікрометра додаються спеціальні вставки. Вставки вибирають відповідно до кроку різьби, яка контролюється. Призматичну вставку встановлюють в отвір п'ятки, конусну вставку в мікрометричний гвинт.

Перед вимірюванням середнього діаметра зовнішньої різьби, різьбовий мікрометр встановлюють на нуль. П'ятка з призматичною вставкою переміщується до контактування з конусною вставкою (при діапазоні вимірювання 0...25 мм), або з установчою мірою при діапазоні вимірювання понад 25 мм. Переміщення п'ятки виконують за допомогою гайок, розміщених з обох боків п'ятки. Відгвинчуючи гайку з лівого боку п'ятки і загвинчуючи другу гайку, п'ятку наближають до мікрогвинта, навпаки. Після доведення вста-

вок до зіткнення між собою або з установочною мірою (рис. 23.5) відводять мікрогвинт і перевіряють встановлення мікрометра в нульовому положенні. Якщо нульової установки немає, то її корегують, переміщуючи п'ятку або встановленням барабана мікрометричної головки.

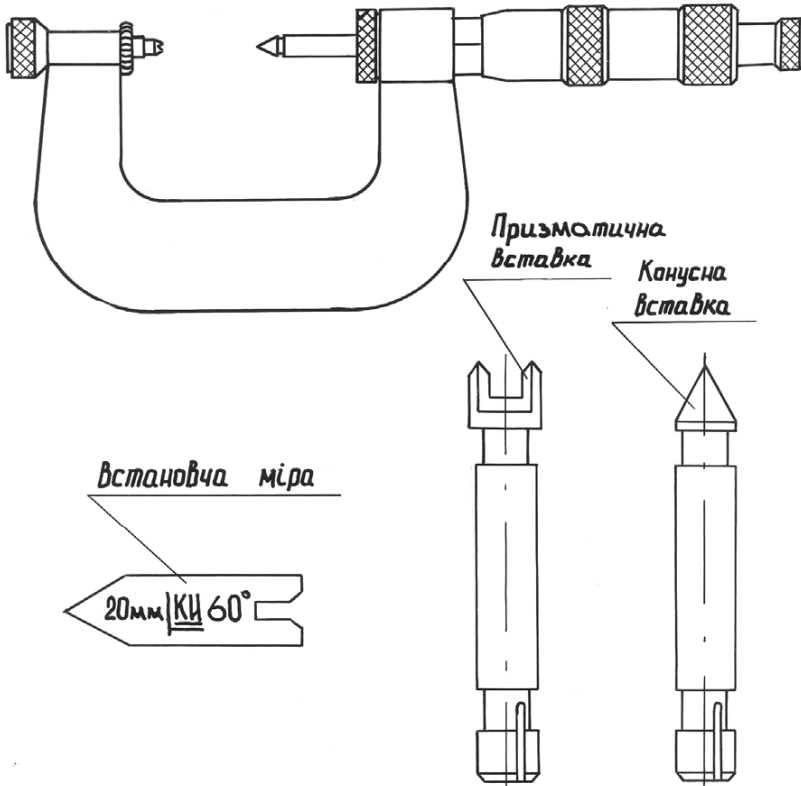


Рис.23.4 Різьбовий мікрометр із вставками.

Для точних вимірювань середнього діаметра зовнішньої різьби застосовують метод трьох дротиків.

У трьох дротиків, які знаходяться в западинах різьби, вимірюють відстань між трьома їх точками, що виступають вперед. Потім визначають математичним шляхом середній діаметр. Комплект складається з трьох дротиків однакового діаметра (рис. 23.6). Діаметр дротиків d_0 вибирають залежно від кроку різьби P .

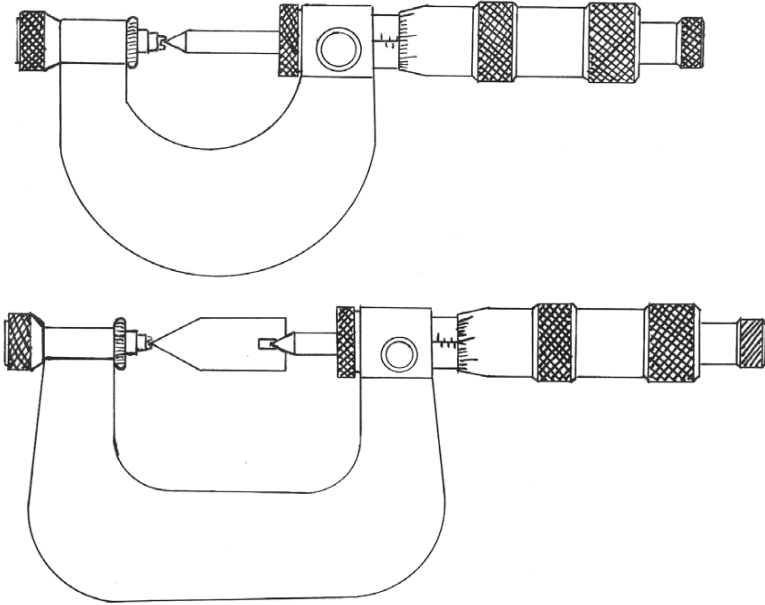


Рис. 23.5. Перевірка нульового положення мікрометра із вставками.

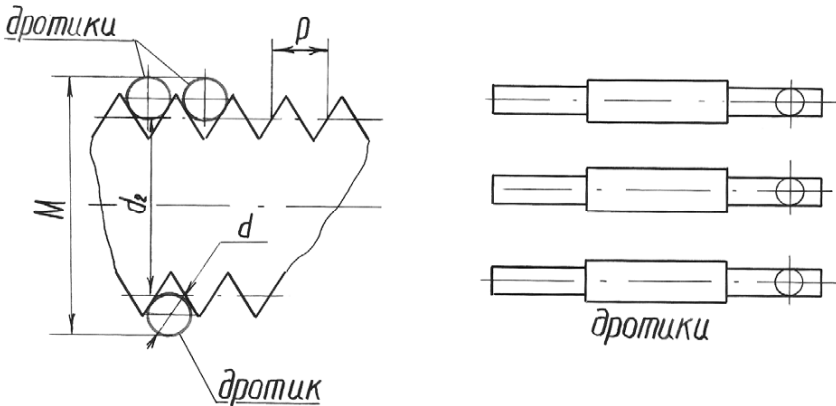


Рис. 23.6. Вимірювання різьби методом трьох дротиків.

Якщо вісі дротиків при вимірюванні розміщено вертикально, то дротики підвішують на кронштейні, закріпленому на приладі, яким користуються (мікрометр, горизонтальний оптиметр та ін.). Два дротики встановлюють у западини різьби з одного боку, третій дроти-

тик – з протилежного боку. Потім мікрометром або оптиметром вимірюють розмір між крайніми точками M , що виступають вперед (рис. 23.7)

Для метричної різьби середній діаметр визначається за формулою:

$$d_2 = M - 3,165d_0 + 0,866P. \quad (20.4)$$

Середній, діаметр дюймової різьби визначається за такою залежністю:

$$d_2 = M - 3,165d_0 + 0,9605P. \quad (20.5)$$

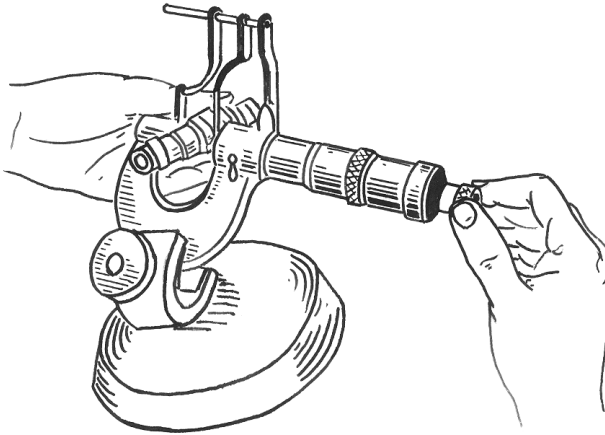


Рис. 23.7. Пристосування для вимірювання середнього діаметру різьби болта.

Якщо не вимагається великої точності вимірювання або число витків невелике, то використовують метод двох дротиків.

Крок різьби і половину кута профілю контролюють, як правило, на мікроскопах або проекторах.

Параметри внутрішньої різьби з кроком 0,25...2 мм і середнім діаметром 18...98 мм можна виміряти спеціальним різьбовим мікроскопом ІЗК-59, який є пристроєм до універсальних мікроскопів УІМ-21 і УІМ-23.

Промисловість випускає також автоматичні засоби контролю різьби (автомат БВ-583).

Для контролю і сортування внутрішніх різьб застосовують, крім названих приладів, ще й індикаторний різьбомір.

23.2. Засоби контролю деталей шпонкових і шліцьових з'єднань

Розміри шпонкових з'єднань в індивідуальному виробництві перевіряються універсальним вимірвальним інструментом, а в масовому і великосерійному виробництвах – спеціальними калібрами (рис. 23.8). Ширина пазів перевіряється пластинами, які мають прохідну і непрохідну сторони (рис. 23.8, а). Розмір ($D + t_2$) контролюється пробкою із ступінчастою шпонкою (рис. 23.8, б), а глибина пазів валу (розмір t_1) – кільцевим калібром, який має стержень з прохідним і непрохідним виступом (рис. 23.8, г). Симетричність розміщення пазів відносно осьової площини перевіряється у втулки пробкою із шпонкою (рис. 23.8, в), а у вала – накладною призмою з контрольним стержнем.

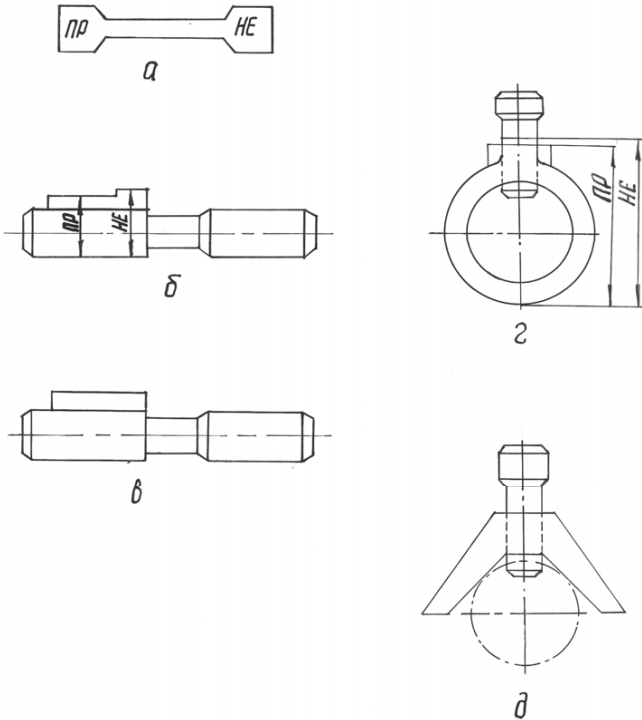


Рис. 23.8. Засоби контролю шпонкових з'єднань: а – пластина; б – пробка із ступінчастою шпонкою; в – пробка із шпонкою; г – кільцевий калібр із стержнями; д – призма.

Контроль шліцьових з'єднань виконують комплексними прохідними калібрами і універсальними вимірювальними засобами.

Зовнішній діаметр валу, внутрішній діаметр втулки, товщину шліців валу і ширину впадин отвору контролюють диференційовано за допомогою гладких граничних калібрів та універсальних засобів вимірювань.

Засоби і методи вимірювання зовнішнього діаметра шліцьової втулки в основному застосовуються ті ж, що і при контролі гладких валів та отворів.

Товщина шліців вимірюється універсальними приладами (мікрометром, горизонтальним оптиметром та ін.). Ширина впадин між шліцями найчастіше контролюється блоками кінцевих мір.

Контроль відхилення форми і розміщення бічних сторін шліців і пазів може бути здійснений на повірочній плиті у поєднанні з ділильною головкою і приладом із стрілкою (наприклад, індикатором) на штативі. Контрольована бічна поверхня шліца встановлюється у площі, паралельної площини плити, а індикатор налагоджується на висоту центрів з поправкою на половину товщини зуба. За шкалою індикатора відраховується відхилення розміщення в даній точці, а переміщення точки контакту вимірювального кінцевика з бічною поверхнею шліца дозволяє виявити відхилення форми. Для повороту встановленої у центрах контрольованої деталі на наступний шліц штатив з приладом зміщується, а потім придвигається знову.

Зміщення вісі шліців відносно вісі центруючого отвору при centruванні по внутрішньому діаметру може контролюватися накладними важільними мікрометричними приладами (рис. 23.9, а) або в центрах на контактній плиті з підкладками при допомозі індикатора, закріпленого на штативі (рис. 23.9, б).

При такому ж centruванні відхилення від співвісності циліндричних поверхонь, що визначаються внутрішнім і зовнішнім діаметрами спряження, контролюється за схемою (рис. 23.9, в).

Контроль кроку шліцьового валу проводиться на повірочній плиті з допомогою ділильної головки і стрілочного приладу (рис. 23.9, г). Прилад налагоджується на нульове положення стрілки по бічній поверхні шліца, а потім штатив видвигається і проводиться поворот контрольованого валу на нульовий крок.

Інший спосіб контролю кроку полягає у застосуванні пари вимірювальних роликів діаметра d_0 . Розмір P_a по роликам вимірюється блоком кінцевих мір з боковинками, затиснутими в струбціні (рис. 23.9, д).

Елементи шліцьової втулки вимірюються аналогічно. В цьому випадку стрілочні прилади мають додаткові важелі для встановлення контакту з боковими поверхнями впадин відхилення від співвісності циліндричних поверхонь з діаметрами D і d контролюють за схемою (рис. 29.9, в).

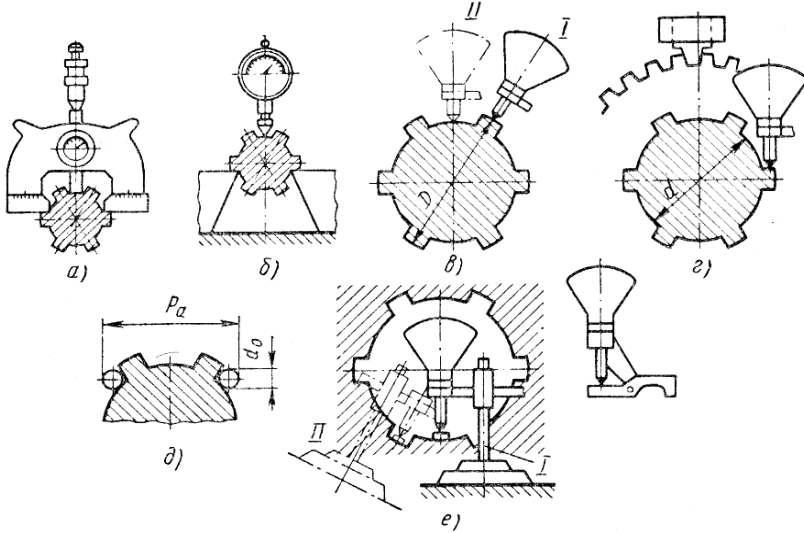


Рис. 23.9. Контроль елементів шліцьового з'єднання.

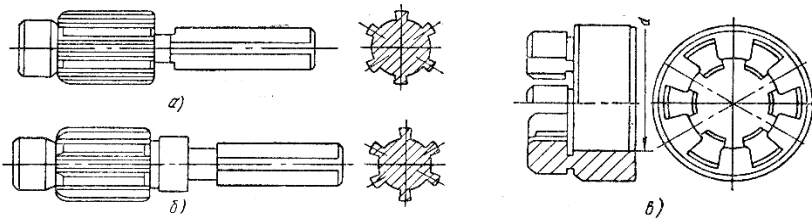


Рис. 23.10. Комплексні калібри: а – калібр-пробка з одним пояском; б – калібр-пробка з двома поясками; в – калібр-кільце.

При перевірці комплексним калібром (рис. 23.10) втулка вважається придатною, якщо калібр-пробка проходить, а діаметр і ширина западини не виходять за максимальні граничні розміри. Вал вважається придатним, якщо калібр-кільце проходить, а діаметри і товщина шліца не виходять за максимальні граничні розміри. Якщо

товщина шліцьового валу або втулки більша від довжини комплексного калібру, то граничні відхилення від паралельності сторін шліців вала і пазів втулки відносно осі центруючої поверхні не повинні перевищувати 0,03 мм на довжині 100 мм.

23.3. Засоби контролю зубчастих передач

Точність роботи зубчастих передач залежить від багатьох параметрів (від профілю робочої поверхні зубів, кроку зчеплення, співвідношенні валів та ін.) і не може визначитися тільки точністю виготовлення зубчастих коліс. Так, бічний зазор залежить від дійсних відхилень міжосьової відстані даної передачі. Контроль зубчастих коліс має велике значення для підвищення надійності і довговічності зубчастих передач. Контроль зубчастих передач вимагає відповідної організації і спеціальних вимірювальних засобів. Залежно від призначення та етапів проведення контролю розрізняють приймальний, профілактичний і технологічний контроль зубчастих коліс і передач.

Приймальний контроль з'ясовує відповідність точності зубчастих коліс умовам роботи зубчастих передач. При контролі слід надавати перевагу комплексним показникам, які дають змогу встановити сумарну похибку зубчастого колеса або передачі.

Профілактичний контроль застосовується для визначення геометричної і кінематичної точності зубообробних верстатів і зуборізного інструменту. Точність інструменту перевіряється після кожної заточки.

Технологічний контроль застосовують при налагоджуванні технологічного обладнання і для з'ясування причин браку. Поелементно контролюють установчі технологічні бази показників, що дає повніше уявлення про хід і стан технологічного процесу.

Для кожної із трьох норм точності і для видів сполучення встановлено комплексні і поелементні показники. Зубчасті колеса контролюють прилади для комплексних і прилади для поелементних перевірок.

Комплексний контроль кінематичної похибки проводиться на спеціальних приладах в однопрофільному зчепленні. Принцип здійснення контролю показано на рис. 23.11.

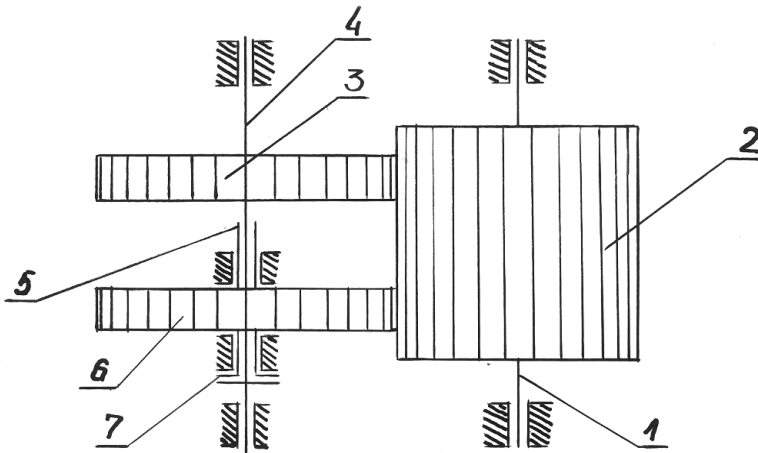


Рис. 23.11. Прилад для комплексного контролю при однопрофільному зачепленні.

На ведучому валу 1 закріплено точне зубчасте колесо 2, з'єднане з точним зубчастим колесом 3 і зубчастим колесом 6, яке перевіряють. Зубчасте колесо закріплено на веденому валу 4. Передаточне число між зубчастими колесами 2 і 3 практично дорівнює постійному значенню. Зубчасте колесо 6 (яке потрібно перевірити) встановлено на порожнистій втулці 5, змонтованій концентрично з валом 4 і кареткою 7. Втулка може вільно повертатися відносно цього валу.

Якщо немає похибок, передаточне число між зубчастими колесами 2 і 6 також дорівнює номінальному значенню. Якщо похибки допущено, то синхронність обертання валу 1 і втулки 5 порушується, індуктивний датчик 1 самопишучий прилад фіксують похибки на діаграмі.

У масовому і крупносерійному виробництві застосовується комплексна перевірка зубчастих коліс у двохпрофільному зачепленні на міжцентромірі (рис. 23.12).

Вимірювальне зубчасте колесо насаджено на оправку нерухомого супорту 4. Вимірювальна каретка під дією пружини 5 притискує обидва зубчасті колеса, створюючи щільне зачеплення. При сумісному обертанні зубчастих коліс похибка вимірювальної міжосьової відстані фіксується за шкалою індикатора.

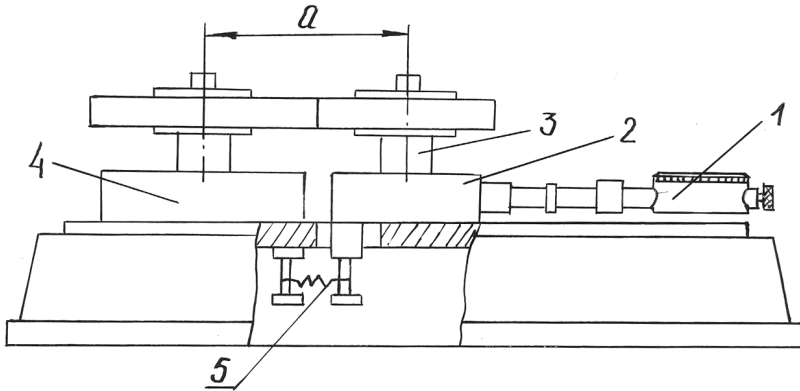


Рис. 23.12. Міжцентромір.

Міжцентромір забезпечує високу ефективність контролю і можливість визначення змін міжосьової відстані за один оберт зубчастого колеса.

При поелементному контролі перевіряються окремі параметри зубчастої передачі і крок зачеплення, кутовий і коловий крок, профіль зубів, довжина загальної нормалі, товщина зуба та ін.

Для перевірки кроку зачеплення застосовують крокоміри. За видом контакту з вимірюваними поверхнями крокоміри бувають: крокоміри з плоскими (тангенціальними) і кромочними вимірювальними наконечниками.

Найбільш поширені крокоміри з тангенціальними наконечниками (рис. 23.13). Крок зачеплення вимірюють нерухомим наконечником і рухомим наконечником 2; між ними попередньо за блоком кінцевих мір встановлюють номінальне значення кроку зачеплення за допомогою гвинта 3 і рухомої планки 4, до якої шарнірно прикріплено наконечник 2. Планку 4 фіксують гвинтами 5. Упором 6 і наконечником 1 встановлюють і фіксують прилад на зубчастому колесі. При повороті рухомого наконечника 2 похибки передаються стрілці індикатора 7.

Контроль кутового і колового кроку здійснюється накладними і стаціонарними крокомірами. Накладні крокоміри звичайно базуються по колі виступів або западин і не забезпечують високої точності вимірювань. Тому перевагу віддають стаціонарним крокомірам. Принцип дії стаціонарного крокоміру показано на рис. 23.14. Для перевірки зубчасте колесо 1 встановлюють співвісно з лімбом 2

і нерухомо відносно цього ж лімба. При повороті на кожний кут β лімб фіксується стопором 3. Висновок про точність колового і кутового кроку роблять за рівномірністю відстаней між однойменними профілями зубів по ділильному колу. На початку перевірки стрілку індикатора встановлюють на нуль по першій парі зубів. Каретку 4 відводять вправо, вимірювальний важіль виводять із зачеплення з першим зубом. Лімб із зубчастим колесом прокручують за годинниковою стрілкою на кут β і переміщують каретку 4 у зворотному напрямі до упору. При цьому вимірювальний наконечник входить у зачеплення за наступним зубом. Точність кроку першої пари зубів визначається положенням стрілки індикатора 7. Аналогічно визначається відхилення кроку інших пар зубів.

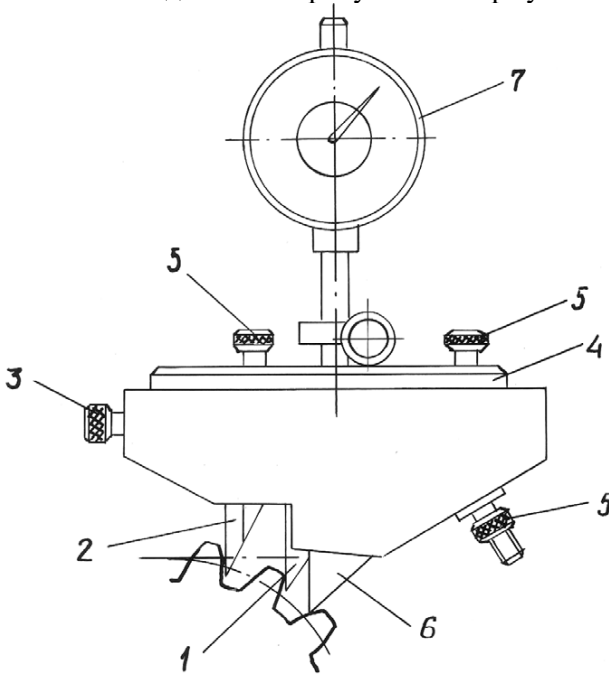


Рис. 23.13. Крокомір з тангенціальним кінцевиком

Профіль зубів перевіряють евольвентомірами з універсальними або індивідуальними дисками. На рис. 23.15 показано схему евольвентоміра з індивідуальним диском. Змінний диск 1 і зубчасте колесо 2, що перевіряється, встановлюють на спільній оправці. Діаметр диска дорівнює діаметру основної окружності колеса. Диск 1 притискають до лінійки 3, яку жорстко з'єднано з кареткою 6.

При обертанні гвинта 5, каретка з лінійкою поступально переміщуються і приводять в обертання диск з колесом.

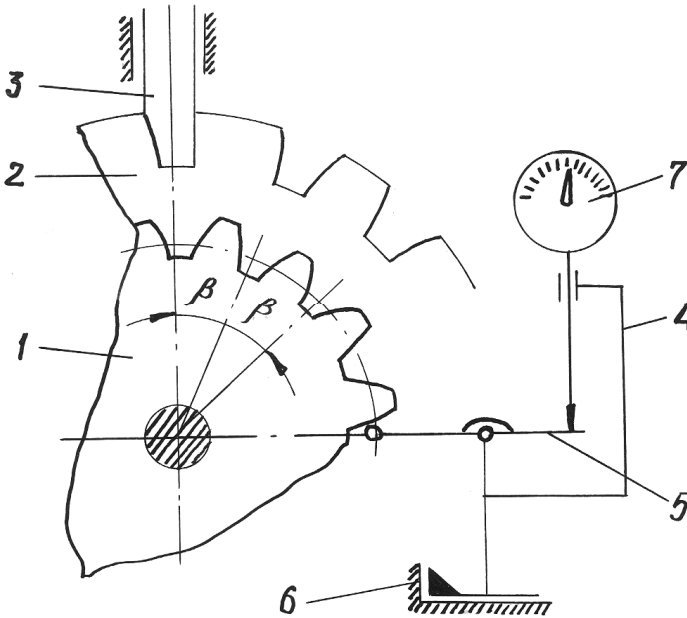


Рис. 23.14. Крокомір стаціонарний.

До каретки в одній площині із зубчастим колесом 2, яке перевіряється прикріплено важіль 4; його друге плече стикається з наконечником індикатора 8. При вимірюванні зубчасте колесо повертають таким чином, щоб вимірювальний наконечник важеля стикався з основою бічної поверхні зуба, що вимірюється. При цьому стрілка індикатора встановлюється на нуль. Далі ходовим гвинтом надають каретці поступального руху, а диску і зубчастому колесу – обертального руху. Вимірювальний наконечник ковзає бічною поверхнею зуба до виходу із зачеплення з ним. При цьому зуб весь час перебуває у вертикальному положенні. Лише похибки поверхні зуба викликають невеликі кутові повороти важелем і відповідні відхилення стрілки індикатора. За шкалою 7 визначають зміщення каретки, а за шкалою 9 – кут повороту зубчастого колеса, при якому вимірювальний наконечник стикається з бічною поверхнею зуба, що його перевіряють.

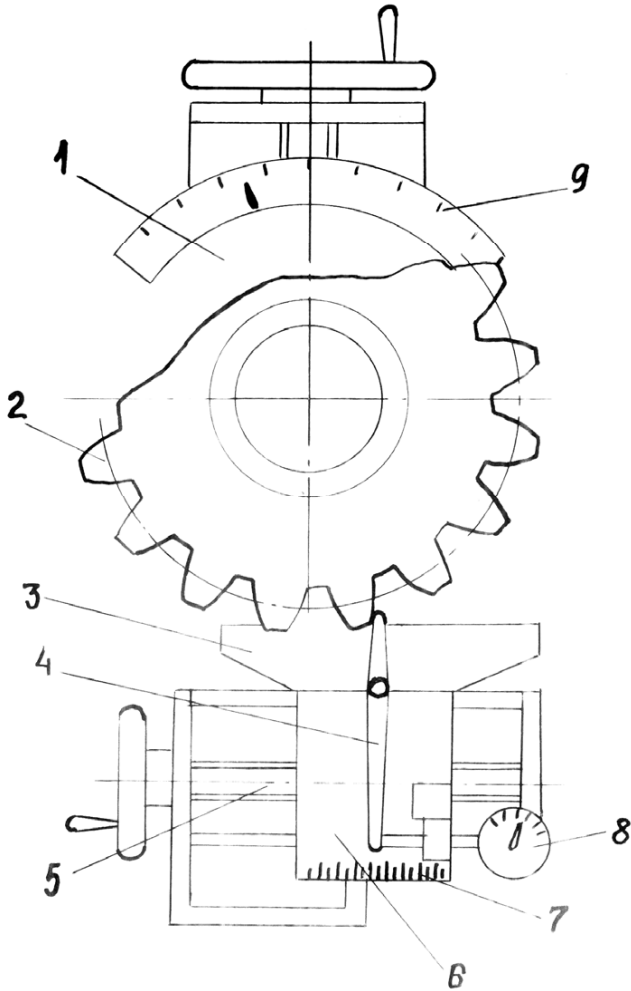


Рис. 23.15. Евольвентомір з індивідуальним диском

Довжину загальної нормалі можна виміряти штангенциркулем або мікрометром із спеціальними наконечниками і нормалемірами.

Зубомірний мікрометр (рис. 23.16) відрізняється від мікрометра для зовнішніх вимірювань насадками плоских дисків. Діапазони вимірювання: 0...25, 25...50, 50...75, 75...100 мм.

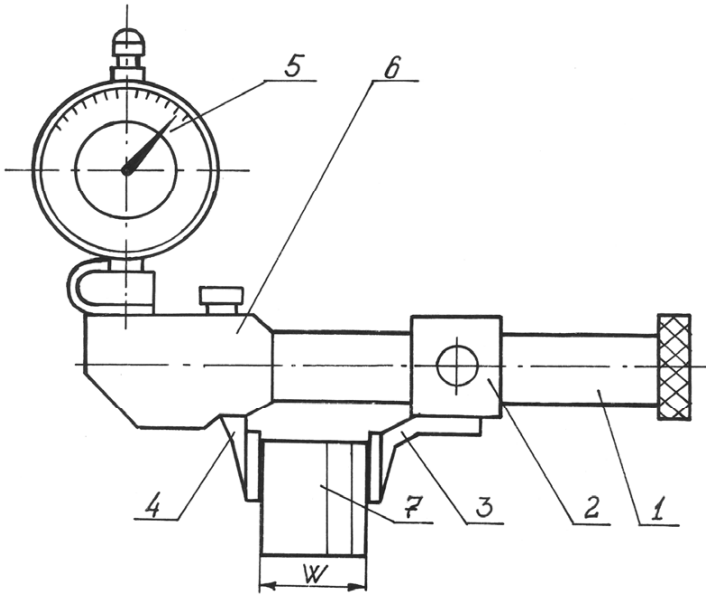


Рис. 23.16 Нормалемір

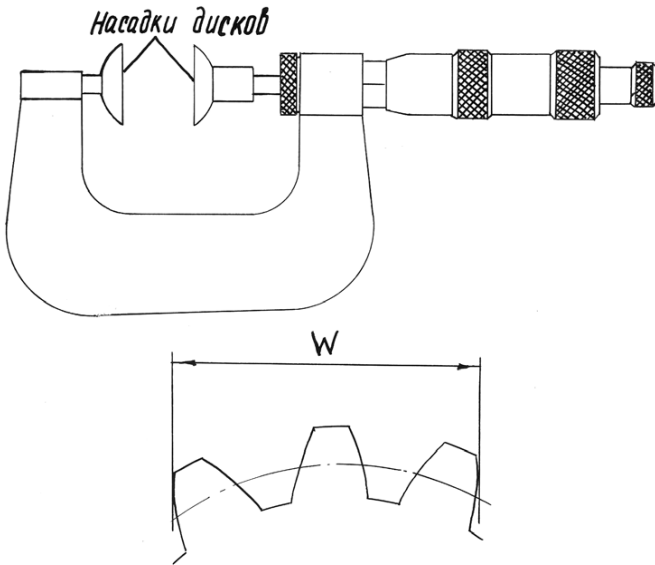


Рис. 23.17. Зубомірний мікрометр.

Нормалемір (рис. 23.17) складається із штанги 1, на яку насаджено розрізну втулку 2 з губкою 3. У корпусі 6 встановлено рухо- му губку 4, переміщення якої через передаточний механізм, змон- тований у корпусі 6, передається наконечнику індикатора 5. Нормалемір настроюють на номінальну довжину загальної нормалі за блоком плоскопаралельних кінцевих мір. Товщина зуба вимірюється за постійною хордою штангензубомірами (рис. 23.18).

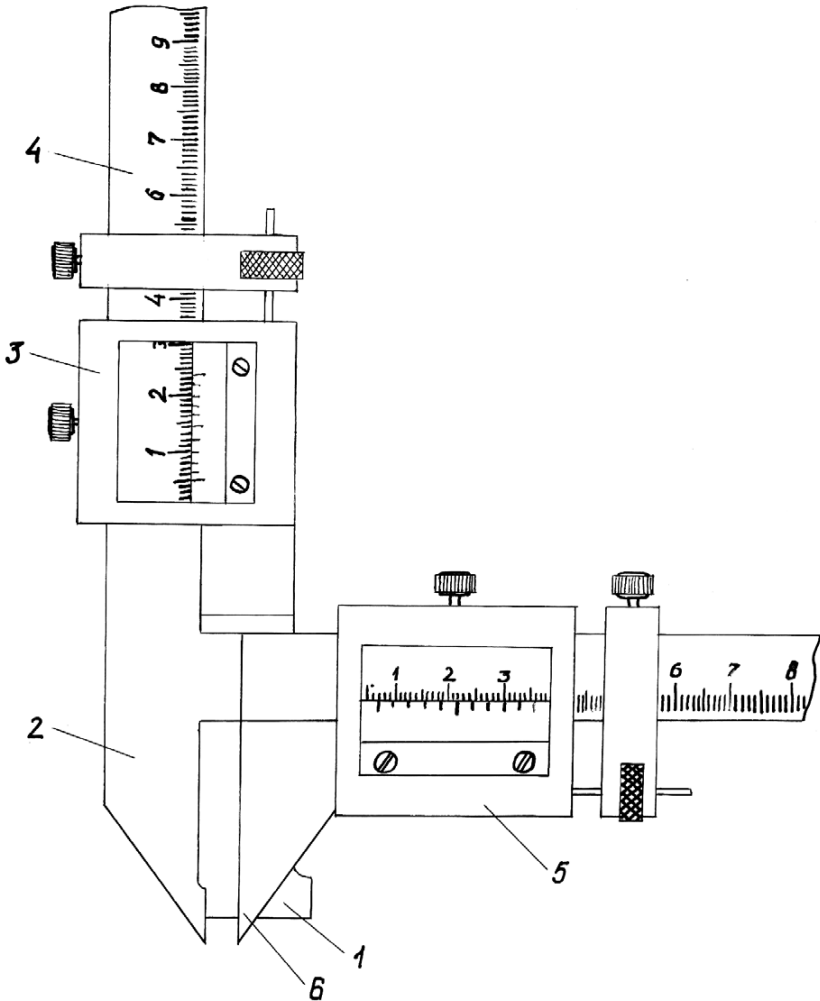


Рис. 23.18. Штангензубомір: 1 – висота лінійки; 2 – губка штанги; 3 – рамка; 4 – штанга; 5 – рамка; 6 – губка рамки.

По штанзі в двох взаємоперпендикулярних напрямках пересувають дві рамки з ноніуса. Одну рамку з'єднано з висотною лінійкою, другу має губка, яка пересувається відносно нерухомої губки штанги. Штангензубоміри випускають трьох розмірів для контролю коліс з діапазонами модуля 1...36 мм.

Висотну лінійку встановлюють на розмір, так само, як штангенглибиномір, тобто таким чином, щоб контакт вимірювальних губок із зубом контрольованого колеса відбувався по ділительному колу. При вимірюванні товщини зуба по хорді показання на штангензубомірі читають так само, як на штангенциркулі.

ГЛАВА 24. КОНТРОЛЬ ШОРСТКОСТІ, ВІДХИЛЕНЬ І РОЗМІЩЕННЯ ПОВЕРХОНЬ

24.1. Контроль шорсткості поверхні

Шорсткість у виробничих умовах оцінюється різними методами. Одним з найпоширеніших є метод порівняння за допомогою зразка шорсткості. Суть цього методу полягає у порівнянні контрольованої поверхні з поверхнею спеціально виготовленого еталона – зразка шорсткості. Зразки шорсткості (рис. 24.1) – це металеві пластини з плоскою або циліндричною робочою поверхнею розміром 30×20 мм. Робочу поверхню кожного зразка обробляють одним із таких способів: зовнішнім точінням, внутрішньою розточкою, зенкеруванням, розвірчуванням, струганням, фрезеруванням, шліфуванням (круглим, плоским, торцевим або внутрішнім).

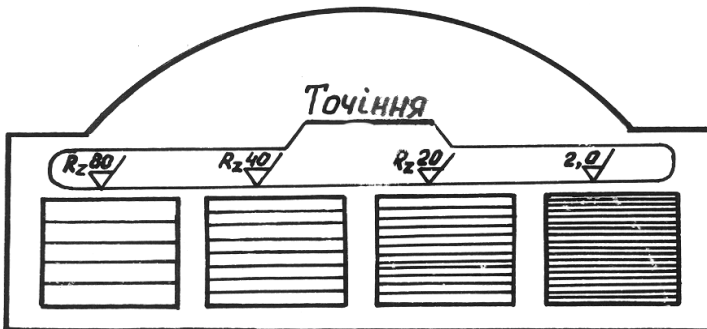


Рис. 24.1 Зразки шорсткості поверхні.

Порівняння поверхні деталі і зразка проводять візуально. Надійними результатами контролю бувають лише для поверхонь до

$R_a = 6,3$ мкм. Застосування лупи забезпечує оцінку шорсткості до $R_a = 0,32$ мкм.

Вибираючи зразки для контролю шорсткості поверхні деталі, потрібно додержувати таких умов:

- зразок має бути виконаним з того самого матеріалу, що й контрольована деталь;
- робоча поверхня повинна бути оброблена тим самим методом, що й контрольована поверхня деталі;
- геометрична форма робочої поверхні зразка має відповідати геометричній формі контрольованої поверхні деталі.

Замість зразків шорсткості іноді застосовують готову деталь, шорсткість поверхні якої атестовано спеціальними вимірювальними приладами.

Метод порівняння контрольованої поверхні з поверхнею зразка вимагає певного навичку і не гарантує визначення класу шорсткості з високою точністю через відмінності у відчуттях контролерів.

Шорсткість вимірюють контактним методом за допомогою щупових приладів (профілометрів і профілографів, і безконтактними оптичними приладами), подвійними мікроскопами, мікроінтерферометрами та ін.

Профілометр портативний моделі 253 є високочутливим вимірювальним приладом для вимірювання шорсткості металевих і неметалевих виробів (пластмаса, скло та ін.) без пошкодження їх поверхні.

Дія приладу ґрунтується на принципі обмацування алмазною голкою датчика досліджуваної поверхні і перетворення коливань голки в зміну напруги за допомогою механотронного перетворювача.

Прилад (рис. 24.2) складається з таких вузлів: датчик 1, привод 2, електронний блок 3, пристрій, що складається із стояка 4 і призми 5 із столиком 6. Датчик перетворює лінійні коливання голки, які відповідають нерівностям поверхні, в електричні сигнали. Датчик (рис. 24.3) має таку будову: електронна лампа (механотрон), якою управляють механічно, і рухомий анод, який тонкою мембраною зв'язано із щупом 2. На щупі прикріплено алмазну голку 3 з радіусом закруглення 10 мкм. Механотрон встановлено у корпус 5, на передній частині якого розміщено твердосплавну опору 4. Механотрон закріплено у корпусі кільцем 8 зі штирем 7, який упирається в лунку гвинта 6 під зусиллям пружини 11. Така конструкція кріплення дає змогу регулювати положення механотрона,

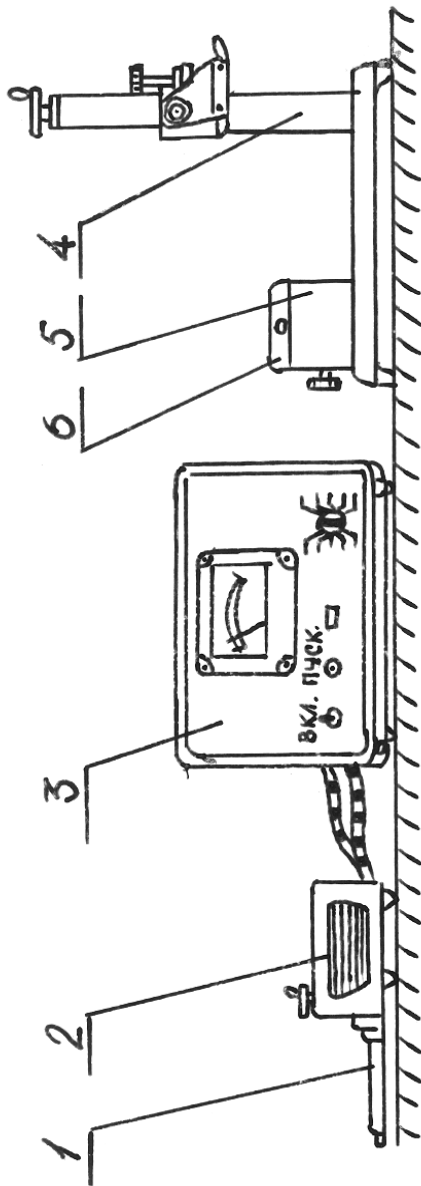


Рис. 24.2. Профілометр.

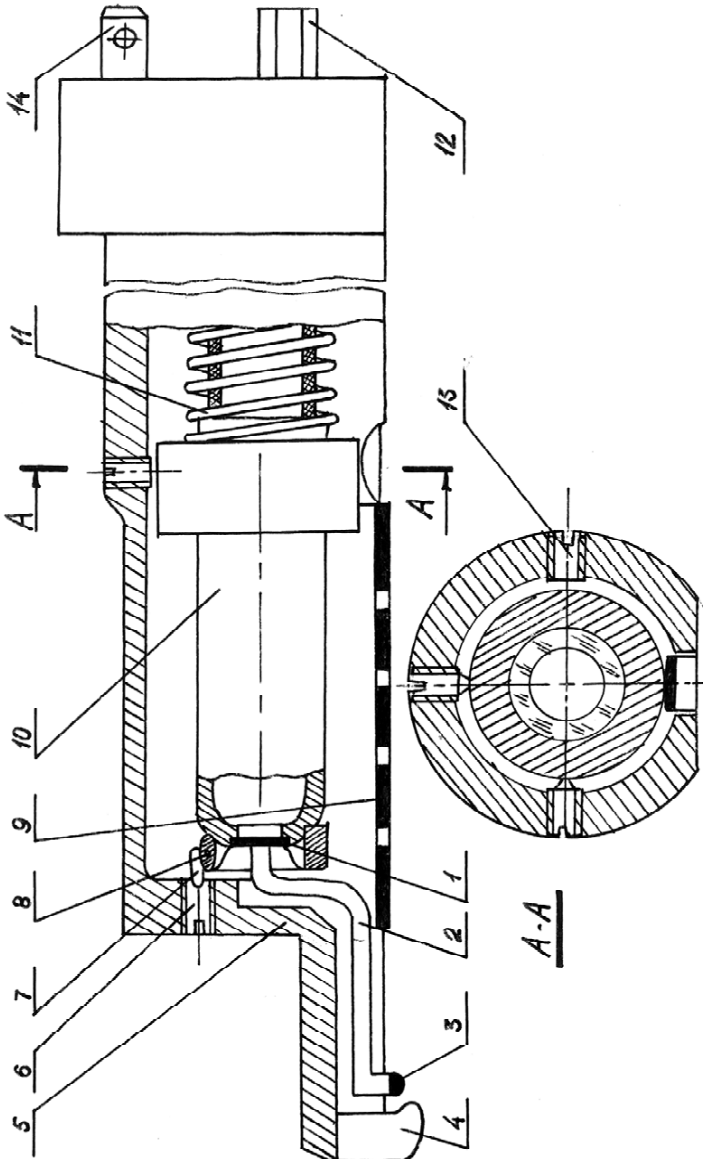


Рис. 24.3. Датчик.

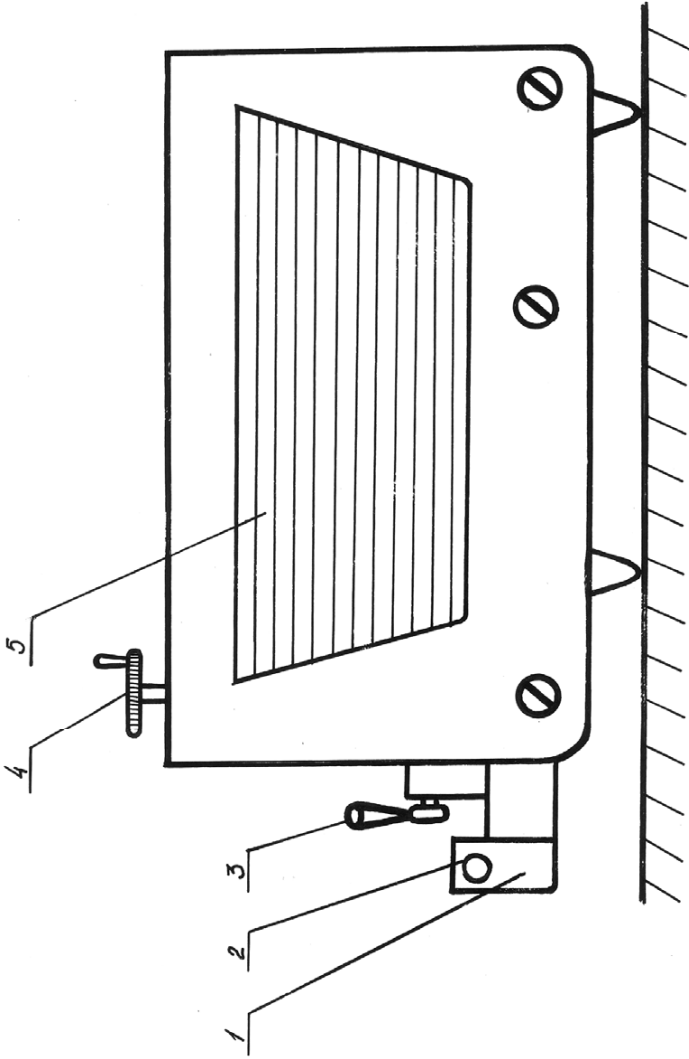


Рис. 24.4. Пруєїд.

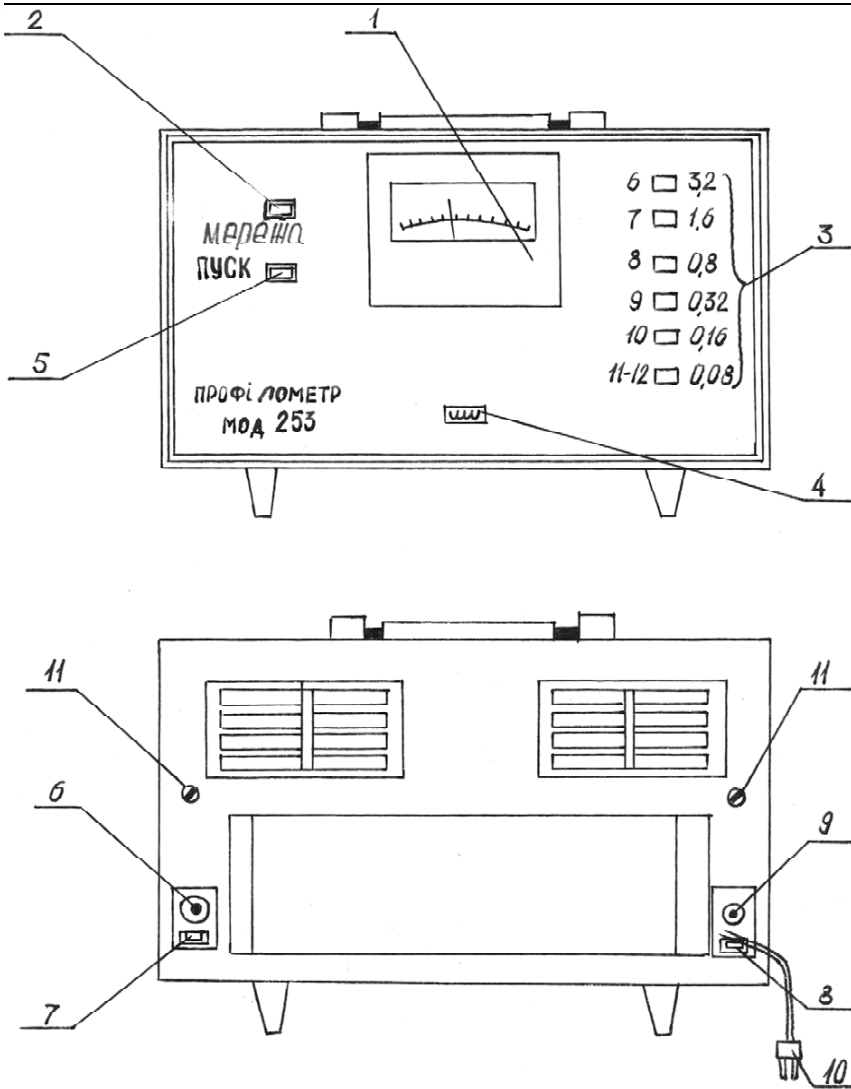


Рис. 24.5. Загальний вигляд електронного блоку.

що є необхідним для точного встановлення голки щупа відносно опори датчика. Гвинти 13, що впираються у кільце 10, регулюють і фіксують положення щупа. Знизу механотрон закрито кришкою 9. Датчик з'єднується зі штоком приводу вилкою рознімання 12 і фіксується штифтом 14.

Переміщення датчика з постійною швидкістю здійснюється

приводом (рис. 24.4), у передній частині якого розміщено гніздо 1, в яке вставляється датчик; його стопорить гвинт 2. Датчик піднімають та спускають, обертаючи рукоятку 4, положення якої стопорять важільцем 3. На задній стінці привода розміщено гнізда, у які вставляють шланги, що з'єднується з електронним блоком. На бічних стінках кожуха розміщують накладки 5 для зручності захвату під час перенесення.

На передній панелі електронного блоку (рис. 24.5) розміщено: прилад 1 для показань, кнопки вимкнення мережі 2, сигнальне вічко 4, перемикач діапазонів вимірювань 3, кнопка пуску 5. На задній стінці – гнізда для з'єднання з приводом 7 і 8, запобіжник 9, потенціометр 6 для регулювання чутливості приладу шланг 10 для підключення приладу в мережу. Гвинти 11 використовуються для зняття кожуху під час ремонту.

Завдяки профілографам можна автоматично дістати запас мікропрофілю поверхні у вигляді профілограми. Для цієї мети прилад має самопишучий пристрій.

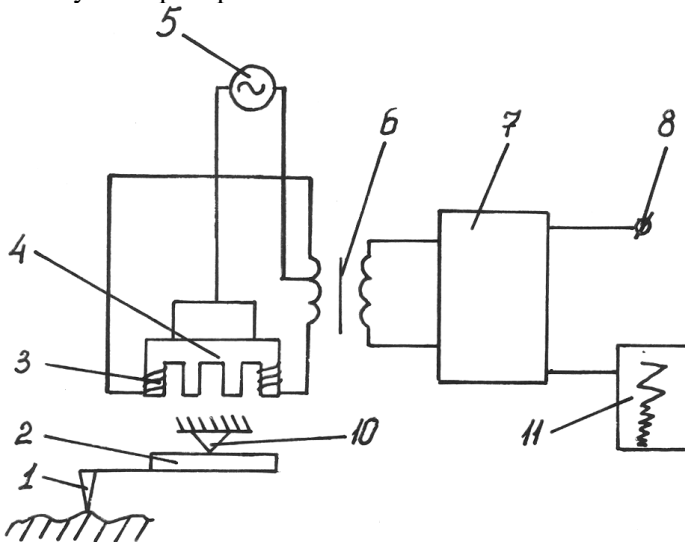


Рис. 24.6. Принципова схема індуктивних профілометрів-профілографів.

Найдосконалішими приладами для вимірювання шорсткостей вважаються профілографи-профілометри. Принципову схему цих приладів зображено на рис. 24.6.

Алмазну голку 1 жорстко з'єднано з якорем 2 перетворювача, магнітна система якого складається з двох котушок 3 і зведеного П – подібного сердечника (осердя) 4. Котушки перетворювача 1 дві половини первинної обмотки диференціального трансформатора 6 складають балансний міст, живлення якого здійснюється від генератора звукової частоти 5. При переміщенні перетворювача відносно контрольованої поверхні алмазна голка 1 обшупує поверхню деталі і здійснює осьові коливання. Разом з голкою відносно жорстко закріпленої призми 10 починає коливатися якір 2 перетворювача, викликаючи зміну повітряного зазору між цим якорем і сердечником (осердя) 4. Зміна повітряного зазору порушує рівновагу балансного моста, внаслідок чого у вторинній обмотці трансформатора 6 виникає змінна напруга. Зміна напруга посилюється електронним блоком 7, на виході якого приєднано показувачий 8 і записуючий 9 прилад.

Існують безконтактні (оптичні) методи вимірювання шорсткості поверхні, вони підрозділяються на метод світлового перерізу та інтерферційні методи.

При методі світлового перерізу контрольована поверхня освітлюється вузькою смужкою світла (світловою площиною). Контур профілю поверхні у вигляді лінії перетину світлової площини з контрольованою поверхнею, викривленою мікронерівностями (рис. 24.7, а), можна розглянути при значному збільшенні. Один із прикладів з таким принципом дії – подвійний мікроскоп академіка В. П. Лінника (МІС-II). Мікроскоп складається з освітлювального 1 і візуального 2 мікроскопів (рис. 24.7, б). Зображення щільної діафрагми і (рис. 24.7, в), розміщеної у фокальній площині лінзи 2, проектується об'єктивом освітлювального мікроскопа на досліджувану поверхню 3; об'єктив 4 візуального мікроскопа проектує зображення лінії перетину світлової площини з досліджуваною поверхнею у фокальну площину 6-6 окуляра 5, у якій розміщений відліковий пристрій. Вісі мікроскопів перетинаються під кутом 90° і нахилені під кутом 45° до контрольованої поверхні.

У полі зору окуляра мікроскопа (мал.24.7, г) спостерігається картина розподілу шорсткості на деякій ділянці базової довжини. Висоту нерівностей визначають так: різницю відліків за шкалою окулярного мікроскопа при суміщенні горизонтальної нитки перехрещення з виступами і западинами нерівностей множать на ціну поділки окулярного мікроскопа.

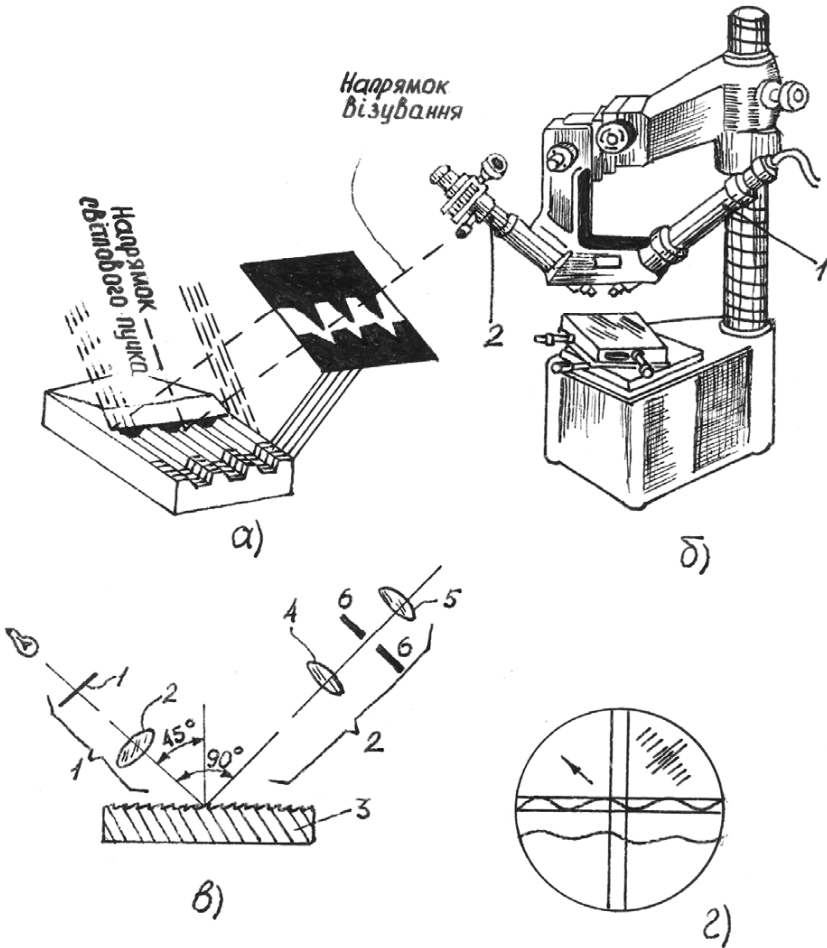


Рис. 24.7. Подвійний мікроскоп Лінніка МС-II: а – схема світлового перерізу; б – загальний вигляд; в – оптична схема; г – поле зору мікроскопу.

Для вимірювання шорсткості з $R_a = 20 \dots 0,32$ мкм до мікроскопа додаються змінні мікрооб'єктиви. Похибка вимірювання становить від 7,5 до 24%.

При інтерференційному методі вимірюють шорсткість поверхні з $R_a = 0,16 \dots 0,01$ мкм. Для цього використовується мікроінтерферометр МП-4, який призначається для лабораторних вимірювань шорсткості поверхонь.

24.2. Контроль відхилень форми

Відхилення форми визначають при допомозі універсальних та спеціальних засобів вимірювань з використанням повірочних плит.

Відхилення від циліндричності визначається як напіврізниця між найбільшим і найменшим діаметрами поверхні, що вимірюється двохоконтактним приладом за схемою (рис. 24.8).

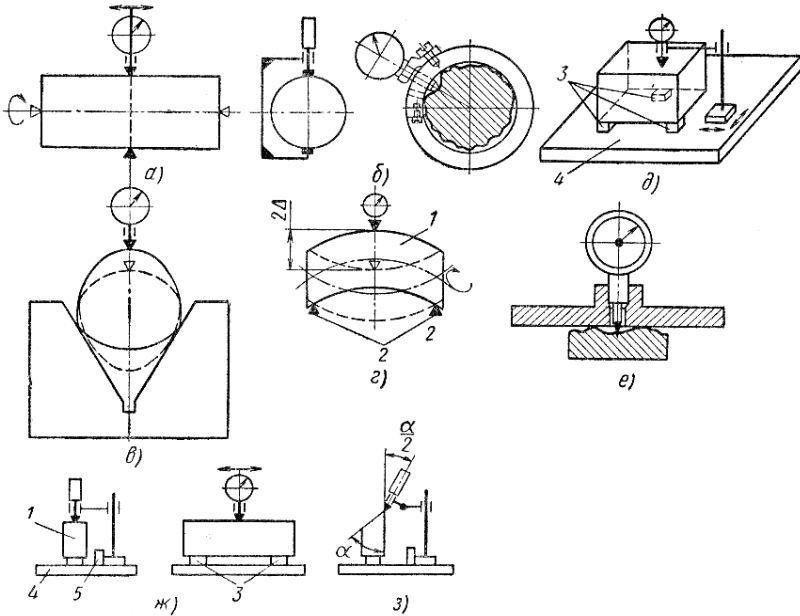


Рис. 24.8. Контроль відхилень форми: а – відхилення циліндричності двохоконтактним приладом; б – огранки в кільці; в – огранки на призмі; г – вигнутості; д – не площинності; е – неплоскості з допомогою індикаторного пристрою; ж – непрямолінійності; з – неплоскості; 1 – деталь; 2 – опори; 3 – підкладки; 4 – повірочна плита; 5 – напрямний упор.

Овальність визначається при допомозі універсальних приладів вимірювання найбільшої різниці діаметрів у двох взаємноперпендикулярних напрямках.

Огранка вимірюється у кільці та на призмі. При вимірюванні в кільці його діаметр повинен дорівнювати діаметру прилягаючого кола. Тому потрібен комплект кілець, який має тим більше їх число, чим більша точність вимірювань вимагається. При вимірюванні на

призмі величина огранки визначається перерахунком показань відлікової головки з урахуванням числа граней і кута призми.

24.3. Контроль відхилень розміщення

Відхилення від паралельності вимірюють на повірочній плиті, закріпленій на стійці (рис. 24.9, а). Деталь встановлюється базовою поверхнею на плиті, що імітує прилягаючу площину, а відхилення від паралельності визначається зміною показань головки в різних точках поверхні.

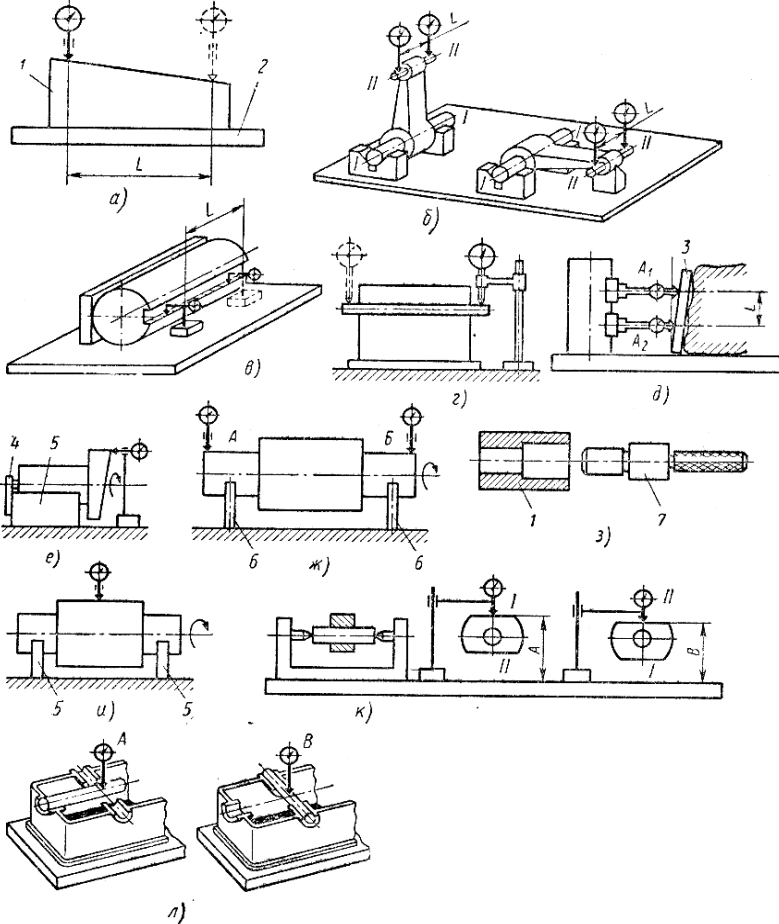


Рис.24.9. Контроль відхилення розміщення поверхонь: 1 – деталь; 2 – повірочна плита; 3 – призматична підкладка; 4 – упор; 5 – призма; 6 – опора; 7 – калібр.

Відхилення від паралельності та перекіс осей можна виміряти на повірочній плиті при допомозі індикатора, закріпленого на стійці (рис. 24.9, б). Деталь встановлюється на призмах і вивіряється так, щоб вісь 1-1 була паралельна площині повірочної плити.

Відхилення від паралельності вісі і площини визначається також на повірочній плиті з допомогою відлікової головки (рис. 24.9, в).

Відхилення від паралельності оцінюється за різницею показань індикаторної головки на заданій довжині L . Відхилення від паралельності вісі отвору і площини визначається аналогічним чином по пригнаній до отвору оправці (рис. 24.9, г).

Відхилення від перпендикулярності вимірюється на повірочній плиті з допомогою вимірювальної головки, закріпленої на стінці, що дозволяє переміщувати головку перпендикулярно до площини плити (рис. 24.9, д).

Торцеве биття визначається на призмі з допомогою індикаторної головки (рис. 24.9, е). Деталь встановлюється базовою поверхнею і фіксується в осьовому напрямку. За торцеве биття прийметься різниця між найбільшим і найменшим показаннями головки, отриманими при обертанні деталі.

Відхилення від співвісності визначається на опорах, що знаходяться у середніх перерізах валу, з допомогою індикаторної головки при обертанні валу (рис. 24.9, ж).

При незалежних допусках величину неспіввісності доцільно перевіряти з допомогою ступінчастих калібрів (рис. 24.9, з).

Величину биття перевіряють на призмах з допомогою індикаторної головки (рис. 24.9, и). Як радіальне биття приймається різниця граничних показань індикаторної головки за повний оберт.

Відхилення від симетричності перевіряють на плиті в центрах з допомогою індикаторної головки (рис. 24.9, к).

Відхилення від перетину осей перевіряються на повірочній плиті з допомогою вимірювальної головки і оправок (рис. 24.9, л). Вимірюється висота твірної відповідної оправки над базовою поверхнею у точці перетину осей (положення А і В).

ГЛАВА 25. ОСНОВНІ ПРИНЦИПИ ВИБОРУ ЗАСОБІВ ВИМІРЮВАННЯ

25.1. Вплив похибки вимірювання на результати контролю

Отримані результати контролю залежать від похибок вимірювання: похибки в схемі вимірювання, похибок, що викликані умовами проведення вимірювання і налагодження, та похибок вимірювальних приладів.

Вибір метрологічних показників засобів вимірювання залежить від виду контролю, в якому застосовуються вимірювальні засоби.

Вибір засобів вимірювань залежить від виду контролю, метрологічних факторів, точності виготовлення (відновлення) деталей, масштабів виробництва, конструктивних і економічних факторів.

У ремонтному виробництві, як і в загальному машинобудуванні, застосовують дві форми контролю: активний і пасивний контроль.

Активний контроль з прямим вимірюванням розмірів деталі безпосередньо впливає на технологічний процес одержання певного розміру.

При активному контролі застосовують, як правило, спеціальні контрольні пристрої.

Пасивний контроль лише визначає придатність деталей.

При виконанні виробничих вимірювань враховують такі метрологічні показники: діапазон показань, діапазон вимірювань, точність і похибка вимірювань.

Похибка вимірювань – один із вирішальних факторів, які впливають на вибір засобів вимірювань. Похибка вимірювання призводить до того, що частина бракованих деталей надходить на складання (помилки другого роду), а частину придатних деталей бракують (помилки першого роду). Щоб уникнути помилок другого роду потрібно зменшити допуск деталі T , тобто ввести звужений або виробничий допуск $T_{\text{вир}}$.

25.2. Допуск виробу і приймальний допуск

Виробничий допуск – це допуск на виготовлення, зменшений з метою усунення негативного впливу похибок вимірювання. Введення виробничого допуску повністю виключає надходження на

складання деталей з розмірами, які виходять за межі визначеного допуску.

Використовується метод призначення виробничого допуску за рахунок зменшення гарантованого допуску виробу на подвоєну величину граничної похибки Δlim (рис. 25.1).

$$T_{вир} = T - 2\Delta lim . \quad (25.1)$$

Проте цей метод економічно не завжди доцільний.

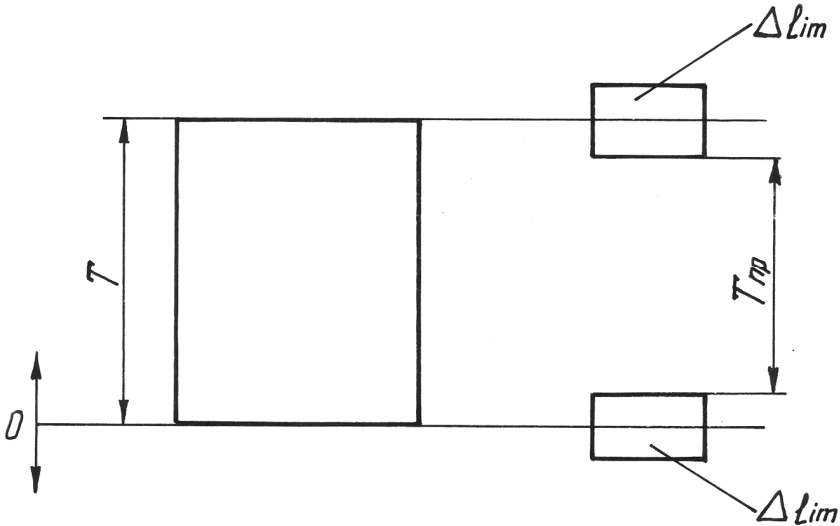


Рис. 25.1. Призначення виробничого допуску.

Для встановлення єдиних вимог при виборі засобів вимірювань регламентуються (ГОСТ 8.051-81) границі допустимих похибок $\Delta_{вим}$ при вимірюванні лінійних розмірів до 500 мм. Вибираючи інструмент, слід додержувати умови:

$$\Delta lim \leq \Delta_{вим} . \quad (25.2)$$

Масштаб виробництва впливає на вибір засобів вимірювань. В індивідуальному і дрібносерійному у виробництві доцільно застосовувати універсальні засоби вимірювань, а в масовому – спеціальні засоби вимірювань і калібри.

Конструктивні особливості (габарити, форма, маса тощо) деталей також зумовлюють певні обмеження на вибір засобів вимірювань. Так, масивні деталі контролюються переносними й вимірювальними приладами, а деталі невеликих розмірів – стаціонарними.

Економічні фактори, які впливають на вибір засобів вимірювань включають: вартість засобів вимірювань, тривалість їх роботи до

повторного встановлення і ремонту, час на встановлення і на вимірювання, відповідну кваліфікацію оператора.

Залежно від цільового призначення вимірювання проводиться з метою з'ясування характеру спрацювання і з метою дефектування.

Для дослідження спрацювання вузлів, агрегатів, машин застосовують інтегральні методи (за металом у мастилi, за міченим атомом тощо). Для визначення якості матеріалу, характеру збільшення спрацювання, строку придатності деталей, числа ремонтних розмірів проводять подетальні вимірювання.

Для виявлення реальної форми спрацьованої деталі її вимірюють у декількох перетинах двох взаємоперпендикулярних площин. Відстані між перетинами встановлюються довільно, але чим частіше, тим краще. Іноді ці відстані обґрунтовують характером дії сил на окремі ділянки вимірюваної деталі. Так, у з'єднанні втулки верхньої головки шатуна з поршневим пальцем внаслідок качання шатуна у площині поздовжньої і блока циліндрів сила тертя по краях втулки буде більшою, ніж у середній її частині. Тому, щоб з'ясувати характер спрацювання втулки, її потрібно виміряти, як мінімум, у трьох поясах (рис. 25.2).

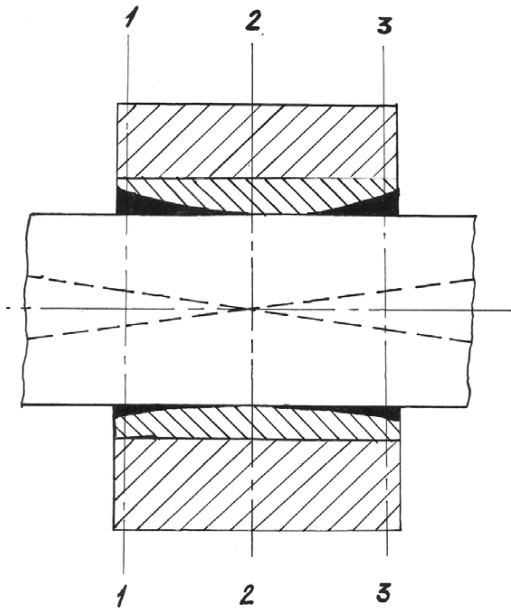


Рис. 25.2 Характер спрацювання втулки верхньої головки шатуна

Повздовжні взаємоперпендикулярні площини вимірювання слід вибирати обґрунтовано, з урахуванням позицій виявлення максимальної овальності і конусності. Наприклад, при вимірюванні циліндрів блоку двигуна одна площина повинна лежати у площині качання шатуна, а друга – бути перпендикулярною до неї. Ці дві взаємно перпендикулярні площини з погляду динаміки спрацювання є основними. У площині качання шатуна діють нормальні сили, а в площині перпендикулярній до качання шатуна, – сили, які виникають через геометричні похибки, а саме: перекіс поршня відносно циліндра і поршневого пальця, неспівпадання осі нижньої головки шатуна з віссю колінчастого валу і т. д. Результати вимірювання потрібно узгодити з кінематикою і динамікою з'єднання. Положення деталей після складання має відповідати положенню їх до розбирання.

Перш ніж вимірювати гільзу циліндрів, потрібно позначити її положення у блоці, щоб при повторному встановленні в блок гільза зайняла попереднє положення. Для з'ясування характеру спрацювання гільзи по довжині перевіряють декілька перетинів перерізів (рис. 25.3).

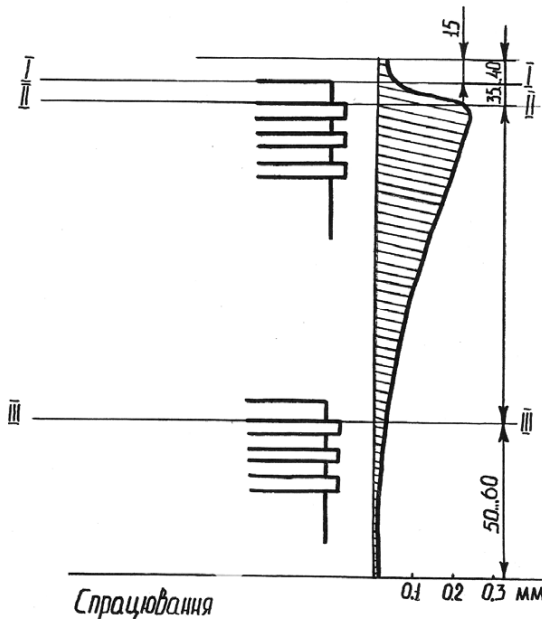


Рис. 25.3. Місця вимірювання та крива спрацювання циліндрів по твірній

Для дефектації, ціль якої не тільки вибракування деталей після експлуатації, але й сортування їх за ремонтними розмірами, зазначені вимірювання проводять у тих перерізах деталі, які найбільш спрацьовуються. Звичайно метод вимірювання при дефектації встановлюють після з'ясування характеру спрацювання.

Економічно недоцільно щоразу вимірювати деталі за великим числом перерізів. При дефектації проводять вимірювання, лише у тих перерізах, які за ними багаторазових вимірювань, найбільш спрацьовано.

ЛІТЕРАТУРА

1. *Анурьев В.І.* Довідник конструктора-машинобудівника.–М.: Машинобудування,1980. Т 1, 560 с.
 2. *Бриль М. С., Накул Е. Н.* Основи стандартизації, контроль і управління якістю продукції. – К.: Вища школа,1988.
 3. *Горбунов А. В., Колесніков А. С., Яковенко Е. Г.* Економіко-математичні методи в комплексній стандартизації.–М.: Видавництво стандартів. 1982, 216 с.
 4. *Дудніков А. А.* Основи стандартизації, допуски, посадки і технічні вимірювання. – М.: Агропромвидав. 1989, 176 с.
 5. *Дудніков А. А., Іванкова О. В.* Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання. – Полтава, 1994, 136 с.
 6. *Сірій І. С.* Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання. – М.: Агропромвидав, 1987, 367 с.
 7. *Сірій І. С, Колісник В. С.* Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання.–К.: Урожай, 1995, 264 с.
-
-

ПРЕДМЕТНИЙ ПОКАЖЧИК

А	Е
Агрегатування	Еталон
Атестація	З
Б	Засоби вимірювання спеціальні
Базовідстань	Засоби вимірювання універсальні
Биття радіальне	Зазор бічний зубчастої передачі
Биття зубчастого вінця	Зазор груповий
Биття торцеве	Зазор найвигідніший
Бочкоподібність	Зазор розрахунковий
В	Зачеплення двох профільне
Вал основний	Зразки шорсткості
Відстань міжцентрова	Зачеплення одно профільне
вимірювальна	І
Взаємозамінність	Імовірність
Ввігнутість	Індекс якості
Вимірювання	Індикатор годинникового типу
Відхилення	Інструментальний мікроскоп
Відхилення основне	Інтенсивність радіального
Відхилення граничне	навантаження
Відхилення арифметичного	К
Профілю	Калібри граничні
Г	Кваліметрія
Гістограма розподілу	Квалітет
Глибиномір мікрометричний	Коливання довжини загальної нормалі
Д	Контроль активний
Допуск загальний	Компенсатор
Допуск груповий	Конусоподібність
Допуск посадки	Коефіцієнт ризику

Коефіцієнт точності розмірного ланцюга	Натяг груповий Натяг розрахунковий
Крива нормального розподілу	Нутромір індикаторний Нутромір мікрометричний
Л	О
Ланка	Овальність
Ланцюг площинний	Огранка
Ланцюг розмірний	Отвір основний
Ланцюг лінійний	Оптиметр вертикальний
Ланцюг складальний	Оптиметр горизонтальний
М	Опуклість
Мікрометр	П
Мікрометр різьбовий	Передачі зубчасті
Міри	Повірка
Міри плоскопаралельні кінцеві	Поверхня реальна
Міри кутові	Поверхня номінальна
Метод компенсації зубчастого колеса	Похибка вимірювання
Метод повної взаємозамінності	Похибка кінематична
Мікрокатор	Похибка напрямку зуба
Мікроскоп інструментальний	Похибка гранична засобу вимірювання
Мікроскоп подвійний	Похибка систематична
Мікроскоп подвійний Лінника	Похибка випадкова
Модуль ноніуса	Похибка циклічна
Н	Поле допуску
Навантаження коливання	Поле розсіяння
Навантаження місцеве	Полігон розподілу
Навантаження циркуляційне	Посадка
Натяг	Профілограф-профілометр
	Пляма контакту

Р	У
Розмір номінальний	Уніфікація
Розмір дійсний	
Розсіяння розмірів	Ф
Ряди переважаючих чисел	Функція Лапласа
Рівень якості	
С	Х
Складання селективне	Хвилястість
Симпліфікація	Ц
Система	Ціна поділки
Система допусків і посадок УСО	Ш
Система допусків і посадок ЕСДП	Шорсткість
Система отвору	Штангенглибиномір
Скоба індикаторна	Штангенрейсмус
Скоба важіль	Щ
Способи центрування шліцьових	Щуп
Стандарт	Я
Стандартизація державна	Якість
Стандартизація комплексна	
Стандартизація випереджуюча	
Т	
Типізація	
Точність кінематична	
Точність обробки	
Точність розміру	
Точність форми	

ДОДАТКИ

Додаток 1

1. Значення функції $\Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{z^2}{2}}$

Z	Φ(Z)	Z	Φ(Z)	Z	Φ(Z)	Z	Φ(Z)	Z	Φ(Z)
0,00	0,0000	0,26	0,1026	0,52	0,1985	1,05	0,3531	2,60	0,4953
0,01	0,0040	0,27	0,1064	0,54	0,2054	1,10	0,3643	2,70	0,4965
0,02	0,0080	0,28	0,1103	0,56	0,2123	1,15	0,3749	2,80	0,4974
0,03	0,0120	0,29	0,1141	0,58	0,2190	1,20	0,3849	2,90	0,49966
0,04	0,0160	0,30	0,1179	0,60	0,2257	1,25	0,3944	3,00	0,49865
0,05	0,0199								
0,06	0,0239	0,31	0,1217	0,62	0,2324	1,30	0,4032	3,20	0,49931
0,07	0,0279	0,32	0,1255	0,64	0,2389	1,35	0,4115	3,40	0,49966
0,08	0,0319	0,33	0,1293	0,66	0,2454	1,40	0,4192	3,60	0,49984
0,09	0,0359	0,34	0,1331	0,68	0,2517	1,45	0,4265	3,80	0,499928
0,10	0,0398	0,35	0,1368	0,70	0,2580	1,50	0,4332	4,00	0,499968
0,11	0,0438	0,36	0,1406	0,72	0,2642	1,55	0,4394	4,50	0,499997
0,12	0,0478	0,37	0,1443	0,74	0,2703	1,60	0,4452	5,00	0,4999997
0,13	0,0517	0,38	0,1480	0,76	0,2764	1,65	0,4505	—	—
0,14	0,0557	0,39	0,1517	0,78	0,2823	1,70	0,4554	—	—
0,15	0,0596	0,40	0,1554	0,80	0,2881	1,75	0,4599	—	—
0,16	0,0636	0,41	0,1591	0,82	0,2939	1,80	0,4641	—	—
0,17	0,0675	0,42	0,1628	0,84	0,2995	1,85	0,4678	—	—
0,18	0,0714	0,43	0,1664	0,86	0,3051	1,90	0,4713	—	—
0,19	0,0753	0,44	0,1700	0,88	0,3106	1,95	0,4744	—	—
0,20	0,0793	0,45	0,1736	0,90	0,3159	2,00	0,4772	—	—
0,21	0,0832	0,46	0,1772	0,92	0,3212	2,10	0,4821	—	—
0,22	0,0871	0,47	0,1808	0,94	0,3264	2,20	0,4861	—	—
0,23	0,0910	0,48	0,1844	0,96	0,3315	2,30	0,4893	—	—
0,24	0,0948	0,49	0,1879	0,98	0,3365	2,40	0,4918	—	—
0,25	0,0987	0,50	0,1915	1,00	0,3413	2,50	0,4938	—	—

Додаток 2

Значення основних відхилень валів, мкм (ГОСТ 25346–82, СТ 145–75)

Умовні по значення	Літерне позначення	Верхнє відхилення <i>es</i>									
		<i>a^x</i>	<i>b^x</i>	<i>c</i>	<i>cd</i>	<i>d</i>	<i>e</i>	<i>ef</i>	<i>f</i>	<i>fg</i>	<i>g</i>
Квалітет		Всі квалітети									
Для інтервалів розмірів, мм	До 3	-270	-140	-60	-34	-20	-14	-10	-6	-4	-2
	Понад 3 до 6	-270	-140	-70	-46	-30	-20	-14	-10	-6	-4
	Понад 6 до 10	-280	-150	-80	-56	-40	-25	-18	-13	-8	-5
	Понад 10 до 14	-290	-150	-95	–	-50	-32	–	-16	–	-6
	Понад 14 до 18										
	Понад 18 до 24	-300	-160	-110	–	-65	-40	–	-20	–	-7
	Понад 24 до 30										
	Понад 30 до 40	-310	-170	-120	–	-80	-50	–	-25	–	-9
	Понад 40 до 50	-320	-180	-130							
	Понад 50 до 65	-340	-190	-140	–	-100	-60	–	-30	–	-10
	Понад 65 до 80	-360	-200	-150							
	Понад 80 до 100	-380	-220	-170	–	-120	-72	–	-36	–	-12
	Понад 100 до 120	-410	-240	-180							
	Понад 120 до 140	-460	-260	-200	–	-145	-85	–	-43	–	-14
	Понад 140 до 160	-520	-280	-210							
	Понад 160 до 118	-580	-310	-230	–	-170	-100	–	-50	–	-15
	Понад 180 до 200	-660	-340	-240							
	Понад 200 до 225	-740	-380	-260	–	-170	-100	–	-50	–	-15
Понад 225 до 250	-820	-420	-280								

^xВідхилення *a* і *b* не передбачені для розмірів до 1 мм.

Продовження додатку 2

Умовні позначення	Літерне позначення	<i>es</i>		<i>i_s</i>	Нижнє відхилення <i>ei</i>							
		<i>h</i>			<i>i</i>			<i>k</i>		<i>m</i>	<i>n</i>	<i>p</i>
	Квалітет		5 і 6		7	8	Від 4 до 7	До 3 і понад 7	<i>m</i>	<i>n</i>	<i>p</i>	<i>r</i>
Всі квалітети												
Для інтервалів розмірів, мм	До 3	0	^x Граничні відхилення IT/2	-2	-4	-6	0	0	+2	+4	+6	+10
	Понад 3 до 6	0		-2	-4	-	+1	0	+4	+8	+12	+15
	Понад 6 до 10	0		-2	-5	-	+1	0	+6	+10	+15	+19
	Понад 10 до 14	0		-3	-6	-	+1	0	+7	+12	+18	+23
	Понад 14 до 18											
	Понад 18 до 24	0		-4	-8	-	+2	0	+8	+15	+22	+28
	Понад 24 до 30											
	Понад 30 до 40	0		-5	-10	-	+2	0	+9	+17	+26	+34
	Понад 40 до 50											
	Понад 50 до 65	0		-7	-12	-	+2	0	+11	+20	+32	+41
	Понад 65 до 80											+43
	Понад 80 до 100	0		-9	-15	-	+3	0	+13	+23	+37	+51
	Понад 100 до 120											+54
	Понад 120 до 140	0		-11	-18	-	+3	0	+15	+27	+43	+63
	Понад 140 до 160											+65
	Понад 160 до 118											+68
	Понад 180 до 200	0		-13	-21	-	+4	0	+17	+31	+50	+77
	Понад 200 до 225											+80
Понад 225 до 250	+84											

^xСиметричні відхилення $\pm \frac{IT}{2}$ для *i_s* квалітетів від 7 до 11 можуть округлюватися, якщо значення IT непарне. Зміна проводиться найближчим парним числом.

Продовження додатку 2

	Літерне позначення	Нижнє відхилення <i>ei</i>									
		<i>s</i>	<i>t</i>	<i>u</i>	<i>v</i>	<i>x</i>	<i>y</i>	<i>z</i>	<i>za</i>	<i>zb</i>	<i>zc</i>
	Квалітет	Всі квалітети									
Для інтервалів розмірів, мм	До 3	+14	-	+18	-	+20	-	+26	+32	+40	+60
	Понад 3 до 6	+19	-	+23	-	+28	-	+35	+42	+50	+80
	Понад 6 до 10	+23	-	+28	-	+34	-	+42	+52	+67	+97
	Понад 10 до 14	+28	-	+33	-	+40	-	+50	+64	+90	+130
	Понад 14 до 18				+39	+45	-	+60	+77	+108	+150
	Понад 18 до 24	+35	-	+41	+47	+54	+63	+73	+98	+136	+188
	Понад 24 до 30		+41	+48	+55	+64	+75	+88	+118	+160	+218
	Понад 30 до 40	+43	+48	+60	+68	+80	+94	+112	+148	+200	+274
	Понад 40 до 50		+54	+70	+81	+97	+114	+136	+180	+242	+325
	Понад 50 до 65	+53	+66	+87	+102	+122	+144	+172	+226	+300	+405
	Понад 65 до 80	+59	+75	+102	+120	+146	+174	+210	+274	+360	+480
	Понад 80 до 100	+71	+91	+124	+146	+178	+214	+258	+335	+445	+585
	Понад 100 до 120	+79	+104	+144	+172	+210	+254	+310	+400	+525	+690
	Понад 120 до 140	+92	+122	+170	+202	+248	+300	+365	+470	+620	+800
	Понад 140 до 160	+100	+134	+190	+228	+280	+340	+415	+535	+700	+900
	Понад 160 до 118	+108	+146	+210	+	+310	+380	+465	+600	+780	+1000
Понад 180 до 200	+122	+166	+236	+284	+350	+425	+520	+670	+880	+1150	
Понад 200 до 225	+130	+180	+258	+310	+385	+470	+575	+740	+960	+1250	
Понад 225 до 250	+140	+196	+284	+340	+425	+520	+640	+820	+1050	+1350	

Значення основних відхилень отворів, мкм (ГОСТ 25346-82 СТ 145-75)

Літерне позначення	Нижнє відхилення <i>EI</i>												
	<i>A^x</i>	<i>B^x</i>	<i>C</i>	<i>CD</i>	<i>D</i>	<i>E</i>	<i>TF</i>	<i>F</i>	<i>EG</i>	<i>G</i>	<i>H</i>	<i>I_s^{xx}</i>	
Квалітет	Всі квалітети												
Для інтервалів розмірів, мм	До 3	+270	+140	+60	+34	+20	+14	+10	+6	+4	+2	0	^{xx} Граничні відхилення IT/2
	Понад 3 до 6	+270	+140	+70	+46	+30	+20	+14	+10	+6	+4	0	
	Понад 6 до 10	+280	+150	+80	+56	+40	+25	+18	+13	+8	+5	0	
	Понад 10 до 14	+290	+150	+95	-	+50	+32	-	+16	-	+6	0	
	Понад 14 до 18												
	Понад 18 до 24	+300	+160	+110	-	+65	+40	-	+20	-	+7	0	
	Понад 24 до 30												
	Понад 30 до 40	+310	+170	+120	-	+80	+50	-	+25	-	+9	0	
	Понад 40 до 50	+320	+180	+130									
	Понад 50 до 65	+340	+190	+140	-	+100	+60	-	+30	-	+10	0	
	Понад 65 до 80	+360	+200	+150									
	Понад 80 до 100	+380	+220	+170	-	+120	+72	-	+36	-	+12	0	
	Понад 100 до 120	+410	+240	+180									
	Понад 120 до 140	+460	+260	+200	-	+145	+85	-	+43	-	+14	0	
	Понад 140 до 160	+520	+280	+210									
	Понад 160 до 118	+580	+310	+230									
Понад 180 до 200	+660	+340	+240	-	+170	+100	-	+50	-	+15	0		
Понад 200 до 225	+740	+380	+260										
Понад 225 до 250	+820	+420	+280										

^xВідхилення *A* і *B* в усіх квалітетах і *N* у квалітетах більше 8 не передбачені для розмірів до 1 мм.

^{xx}Симетричні відхилення $\pm \frac{IT}{2}$ – для *I_s* квалітетів від 7 до 11 можуть округлюватися, якщо значення IT непарне. Зміна проводиться найближчим меншим числом.

Продовження додатку 2

	Літерне позначення	Верхнє відхилення <i>ES</i>												
		<i>I</i>			<i>K</i>		<i>M</i>		<i>N</i>		Від <i>P</i> до <i>ZC</i>	<i>P</i>	<i>R</i>	<i>S</i>
		6	7	8	до 8	Пон 8	До 8	Пон 8	До 8	Пон 8				
Для інтервалів розмірів, мм	Квалітет	6	7	8	до 8	Пон 8	До 8	Пон 8	До 8	Пон 8	Відхилення як для квалітетів понад 7, збільшене на Δ	До 7	Пон. 7	
	До 3	+2	+4	+6	0	0	-2	-2	-4	-4		-6	-10	-14
	Понад 3 до 6	+5	+6	+10	-1+	-	-4+	-4	-8+	0		-12	-15	-19
	Понад 6 до 10	+5	+8	+12	-1+	-	-6+	-6	-10+	0		-15	-19	-23
	Понад 10 до 14	+6	+10	+15	-1+	-	-7+	-7	-12+	0		-18	-23	-28
	Понад 14 до 18													
	Понад 18 до 24	+8	+12	+20	-2+	-	-8+	-8	-15+	0		-22	-28	-35
	Понад 24 до 30													
	Понад 30 до 40	+10	+14	+24	-2+	-	-9+	-9	-17+	0		-26	-34	-43
	Понад 40 до 50													
	Понад 50 до 65	+13	+18	+28	-2+	-	-11+	-11	-20+	0		-32	-41	-53
	Понад 65 до 80													
	Понад 80 до 100	+16	+22	+34	-3+	-	-13+	-13	-23+	0		-37	-51	-71
	Понад 100 до 120													
	Понад 120 до 140	+18	+26	+41	-3+	-	-15+	-15	-27+	0		-43	-63	-92
	Понад 140 до 160													
Понад 160 до 118														
Понад 180 до 200	+22	+30	+47	-4+	-	-17+	-17	-31+	0	-50	-77	-122		
Понад 200 до 225														
Понад 225 до 250														

ПРИМІТКА: Для обчислення *K*, *M*, *N* до 8-го квалітету і від *P* до *ZC* 7 квалітету беруть значення в крайніх правих графах на Δ .

ПРИКЛАД: для *P7* від 18 до 30 мм. $\Delta = 8$, звідси *ES* = -14.

Продовження додатку 2

	Літерне позначення	ВЕРХНЄ ВІДХИЛЕННЯ ES									Δ, мкм					
		<i>T</i>	<i>U</i>	<i>V</i>	<i>X</i>	<i>Y</i>	<i>Z</i>	<i>ZA</i>	<i>ZB</i>	<i>ZC</i>	3	4	5	6	7	8
		Понад 7									3	4	5	6	7	8
Для інтервалів розмірів, мм	Квалітет										3	4	5	6	7	8
	До 3	-	-18	-	-20	-	-26	-32	-40	-60	-	-	0	0	-	-
	Понад 3 до 6	-	-23	-	-28	-	-35	-42	-50	-80	1	1,5	1	3	4	6
	Понад 6 до 10	-	-28	-	-34	-	-42	-52	-67	-97	1	1,5	2	3	6	7
	Понад 10 до 14	-	-33	-	-40	-	-50	-64	-90	-130	1	2	3	3	7	9
	Понад 14 до 18	-	-33	-39	-45	-	-60	-77	-108	-150						
	Понад 18 до 24	-	-41	-47	-54	-63	-73	-98	-136	-188	1,5	2	3	4	8	12
	Понад 24 до 30	-41	-48	-55	-64	-75	-88	-118	-160	-218						
	Понад 30 до 40	-48	-60	-68	-80	-94	-112	-148	-200	-274	1,5	2	3	4	8	12
	Понад 40 до 50	-54	-70	-81	-97	-114	-136	-180	-242	-325						
	Понад 50 до 65	-66	-87	-102	-122	-144	-172	-226	-300	-405	2	3	5	6	11	16
	Понад 65 до 80	-75	-102	-120	-146	-174	-210	-274	-360	-480						
	Понад 80 до 100	-91	-124	-146	-178	-214	-258	-335	-445	-585	2	4	5	7	13	19
	Понад 100 до 120	-104	-144	-172	-210	-254	-310	-400	-525	-690						
	Понад 120 до 140	-122	-170	-202	-248	-300	-365	-470	-620	-800	3	4	6	7	15	23
	Понад 140 до 160	-134	-190	-228	-280	-340	-415	-535	-700	-900						
Понад 160 до 118	-146	-210	-252	-310	-380	-465	-600	-780	-1000							
Понад 180 до 200	-166	-236	-284	-350	-425	-520	-670	-880	-1150	3	4	6	9	17	26	
Понад 200 до 225	-180	-258	-310	-385	-470	-575	-740	-960	-1250							
Понад 225 до 250	-196	-284	-340	-425	-520	-640	-820	-1050	-1350							

Додаток 3

Значення допуску, мкм (ГОСТ 25 346-82, СТ СЕВ 145 – 75)

Інтервал розмірів, мм	Квалітет								
	01	0	1	2	3	4	5	6	7
До 3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	4	6	10
Понад 3 до 6	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	5	8	12
Понад 6 до 10	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	15
Понад 10 до 18	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	11	18
Понад 18 до 30	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	13	21
Понад 30 до 50	0,6	1	1,5	2,5	4	7	11	16	25
Понад 50 до 80	0,8	1,2	2	3	5	8	13	19	30
Понад 80 до 120	1	1,5	2,5	4	6	10	15	22	35
Понад 120 до 180	1,2	2	3,5	5	8	12	18	25	40
Понад 180 до 250	2	3	4,5	7	10	14	20	29	46
Понад 250 до 315	2,5	4	6	8	12	16	23	32	52
Понад 315 до 400	3	5	7	9	13	18	25	36	57
Понад 400 до 500	4	6	8	10	15	20	27	40	63

Примітка: для розмірів 1мм квалітети від 14 до 17 не застосовуються.

Продовження додатку 3

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

**Мінімальні вимоги до шорсткості в залежності
від допусків розміру і форми**

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

Допуски і відхилення

Квалі-тети	Позначен-ня	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	Допуск на форм колібра
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
6	Z	1	1,5	1,5	2	2	2,5	2,5	3	4	5	6	7	8	JT1 JT2 JT1
	Y	1	1	1	1,5	1,5	2	2	3	3	4	5	6	7	
	a, a 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	
	Y ₁	1,5	1,5	1,5	2	3	3	3	4	4	5	6	6	7	
	H, H _s	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	5	5	7	8	9	10	
	H ₁	2	2,5	1,5	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	JT2 JT1 JT1
	Y, Y ₁	1,5	1,5	1,5	2	3	3	3	4	4	6	7	8	9	
	a, a ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0	3	4	6	7	
	H	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15	
	H ₁	-	-	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	1	
	H _s , H _p	0,8	1	1	1,2	1,5	1,5	2	2,5	3,5	4,5	6	7	8	
8	Z, Z ₁	2	3	3	4	5	6	7	8	9	12	14	16	18	JT2 JT1 JT1
	Y, Y ₁	3	3	3	4	4	5	5	6	6	7	9	9	11	
	a, a 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 _s , 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	JT2 JT3 JT1
	Y, Y ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	a, a 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 _s , 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	JT2 JT3 JT1
	Y, Y ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	a, a 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 _s , 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	JT4 JT3 JT1
	Y, Y ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	a, a ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0	10	5	15	20	
	H	4	5	6	8	9	11	13	15	18	20	23	25	27	
	H ₁	-	-	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20	
	H _s , H _p	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	6	7	8	9	10	

Продовження додатку 5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
12	Z, Z ₁	10	12	14	16	19	22	25	28	32	45	50	55	70	JT4 JT3 JT1
	Y, Y ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	a, a ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0	15	20	30	35	
	H	4	5	6	8	9	11	13	15	18	20	23	25	27	
	H ₁	—	—	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20	
	H _s , H _p	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	6	7	8	9	10	
13	Z, Z ₁	20	24	28	32	36	42	48	54	60	100	110	125	145	JT5 JT5 JT2
	Y, Y ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	a, a ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0	45	55	70	90	
	H	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57	63	
	H ₁	—	—	9	11	13	16	19	22	25	29	32	36	40	
	H _s , 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	JT5 JT5 JT2
	Y, Y ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	a, a ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0	45	55	70	90	
	H	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57	63	
	H ₁	—	—	9	11	13	16	19	22	25	29	32	36	40	
	H _s , H _p	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15	
15*	Z, Z ₁	40	48	56	64	72	80	90	100	110	170	190	210	240	JT5 JT5 JT2
	Y, Y ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	a, a ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0	70	90	110	140	
	H	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57	63	
	H ₁	—	—	9	11	13	16	19	22	25	29	32	36	40	
	H _s , H _p	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15	
16*	Z, Z ₁	40	48	56	64	72	80	90	100	110	210	240	280	320	JT5 JT5 JT2
	Y, Y ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	a, a ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0	15	20	30	35	
	H	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57	63	
	H ₁	—	—	9	11	13	16	19	22	25	29	32	36	40	
	H _s , H _p	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15	

Примітка: 1.* Для розмірів до 6 мм не відносяться

2.* Для розмірів до 1 мм не відноситься.

3.* Числові значення стандартних допусків приймається по СТ СЭВ 145-75.

Додаток 6

Допустимі похибки (в мкм) при вимірювання лінійних розмірів від 1 до 500 мм

Номинальні розміри, мкм	Квалітет											
	2		3		4		5		6		7	
	Т	Δвим	Т	Δвим	Т	Δвим	Т	Δвим	Т	Δвим	Т	Δвим
До 3	1,2	0,4	2,0	0,8	3	1,0	4	1,4	6	1,8	10	3,0
Пон.3 до 6	1,5	0,6	2,5	1,0	4	1,4	5	1,6	8	2,0	12	3,0
Пон.6 до 10	1,5	0,6	2,5	1,0	4	1,4	6	2,0	9	2,0	15	4,0
Пон.10 до 18	2,0	0,8	3,0	1,2	5	1,6	8	2,8	11	3,0	18	5,0
Пон.18 до 30	2,5	1,0	4,0	1,4	6	2,0	9	3,0	13	4,0	21	6,0
Пон.30 до 50	2,5	1,0	4,0	1,4	7	2,4	11	4,0	16	5,0	25	7,0
Пон.50 до 80	3,0	1,2	5,0	1,8	8	2,8	13	4,0	19	5,0	30	9,0
Пон.80 до 120	4,0	1,6	6,0	2,0	10	3,0	15	5,0	22	6,0	35	10,0
Пон.120 до 180	5,0	2,0	8,0	2,8	12	4,0	18	6,0	25	7,0	40	12,0
Пон.180 до 250	7,0	2,8	10	4	14	5	20	7,0	29	8,0	46	12,0
Пон.250 до 315	8,0	3,0	12,0	4	16	5,0	23	8,0	32	10,0	52	14,0
Пон.315 до 400	9,0	3,0	13,0	5	18	6,0	25	9,0	36	10,0	57	16,0
Пон.400 до 500	10	4,0	15,0	5	20	6,0	27	9,0	40	12,0	63	18,0

Продовження додатку 6

Номинальні розміри, мкм	Квалітет									
	8		9		10		11		12	
	T	Δвим	T	Δвим	T	Δвим	T	Δвим	T	Δвим
До 3	14	3,0	25	6	40	8	60	12	100	20
Пон.3 до 6	18	4,0	30	8	48	10	75	16	120	30
Пон.6 до 10	22	5,0	36	9	58	12	90	18	150	30
Пон.10 до 18	27	7,0	43	10	70	14	110	30	180	40
Пон.18 до 30	33	8,0	52	12	84	18	130	30	210	50
Пон.30 до 50	39	10,0	62	16	100	20	160	40	250	50
Пон.50 до 80	46	12,0	74	18	120	30	190	40	300	60
Пон.80 до 120	54	12,0	87	20	140	30	220	50	350	70
Пон.120 до 180	63	16,0	100	30	160	40	250	50	400	80
Пон.180 до 250	72	18,0	115	30	185	40	290	60	460	100
Пон.250 до 315	81	20,0	130	30	210	50	320	70	530	120
Пон.315 до 400	89	24,0	140	40	230	50	360	80	570	120
Пон.400 до 500	97	26,0	155	40	250	50	400	80	630	140

Продовження додатку 6

Номинальні розміри, мкм	Квалітет									
	13		14		15		16		17	
	T	Δвим	T	Δвим	T	Δвим	T	Δвим	T	Δвим
До 3	140	30	250	60	400	80	600	120	1000	200
Пон.3 до 6	180	40	300	80	480	100	750	160	1200	240
Пон.6 до 10	220	50	360	90	580	120	900	200	1500	300
Пон.10 до 18	270	70	430	100	700	140	1100	240	1800	380
Пон.18 до 30	330	80	520	120	840	180	1300	280	2100	440
Пон.30 до 50	390	100	620	160	1000	200	1600	320	2500	500
Пон.50 до 80	460	120	740	180	1200	240	1900	400	3000	600
Пон.80 до 120	540	140	870	200	1400	280	2200	440	3500	700
Пон.120 до 180	630	160	1000	240	1600	320	2500	500	4000	800
Пон.180 до 250	720	180	1150	240	1850	380	2900	600	4600	1000
Пон.250 до 315	810	180	1300	260	2100	440	3200	700	5200	1100
Пон.315 до 400	890	180	1400	280	2300	460	5600	800	5700	1200
Пон.400 до 500	970	200	1550	320	2500	500	4000	800	6300	1400

Граничні похибки засобів вимірювання лінійних величин (Δlim), мкм

Назва приладу	Налагоджені по кінцевих мірах класу	Інтервали розмірів					
		1-10	10-50	50-80	80-120	120-180	
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	
Оптиметр горизонтальний вимірвальна машина при вимірюванні валів	0	0,35	0,5	0,6	0,8	0,9	
	1	0,4	0,6	0,8	1	1,2	
	2	0,7	1	1,3	1,6	1,8	
Оптиметр горизонтальний вимірвальна машина при вимірюванні отворів	0	---	0,9	1,1	1,3	1,4	
	1		1	1,3	1,6	1,8	
	2		1,4	1,8	2	2,2	
Мініметр з ціною поділки 0,001 мм	0	0,5	0,7	0,8	0,9	1	
	1	0,6	0,8	1	1,2	1,4	
	2	0,7	0,7	1,4	1,8	2	
	3	1	1,5	2	2,5	3	
Мініметр з ціною поділки 0,002 мм	1	1	1,2	1,4	2	1,6	
	2	1,2	1,5	1,8	3	2,8	
	3	1,4	1,8	2,5	3,5	3,5	
Мініметр з ціною поділки 0,005 мм	2	2	2,2	2,5	2,5	3	
	3	2,2	2,5	3	3,5	4	
Індикатор з ціною поділки 0,002 мм при роботі з урахуванням похибки за атестатом	3	3	3	3,5	4	5	
Індикатор з ціною поділки 0,01 мм	0-го класу точності (при роботі в межах нормованої дільниці, шкали)	3	8	8	9	9	9
	1-го класу точності (при роботі в межах нормованої дільниці шкали)	2	5	5,5	5,5	6	6,5
		3	10	10	10	11	11
	2-го класу точності при роботі в межах нормованої дільниці, шкали)	3	10	10	10	11	11

Продовження додатку 7

	1	2	3	4	5	6	7
Індикатор з цінною поділки 0,01 мм	0-го класу точності (при роботі в межах одного оберту стрілки)	3	12	12	13	13	14
	1-го класу точності (при роботі в межах одного оберту стрілки)	3	15	15	15	15	15
	2-го класу точності при роботі в межах одного оберту стрілки)	3	20	20	20	22	22
Прилад для внутрішніх вимірювань з індикатором 0-го класу точності при роботі в межах одного оберту стрілки		3	11	11	12	12	12
Прилад для внутрішніх вимірювань з індикатором 1-го класу точності при роботі в межах одного оберту стрілки		3	16	17	17	17	18
Важільна скоба з цінною поділки 0,002 мм		2	3	3	3,5	3,5	--
		3	3	3,5	4	4,5	
Важільна скоба з цінною поділки 0,005 мм		3	-	-	-	-	6
Важільна скоба з цінною поділки 0,01 мм		3	7	7	7,5	7,5	8
Мікрометр чутливоважільний з цінною поділки 0,002 мм			3	4	-	-	-
Мікрометр 0-го класу			4,5	5,5	6	7	8
Мікрометр 1-го класу			7	8	9	10	12
Мікрометр 2-го класу			12	13	14	15	18
Мікрометричний глибиномір 1-го класу			14	16	18	22	-

Продовження додатку 7

1	2	3	4	5	6	7
Мікрометричний глибино- мір 2-го класу		22	25	30	35	
Штихмас 1-го класу (мік- рометричний нутромір)		-	-	18	20	22
Штихмас 2-го класу (мік- рометричний нутромір)		-	-	20	25	30
Штангенциркуль з відліком 0,02 мм (при вимірюванні валу)		40	40	40	45	45
Штангенциркуль з відліком 0,02 мм (при вимірюванні отвору)		-	50	60	60	65
Штангенциркуль з відліком 0,05 мм (при вимірюванні валу)		80	80	90	100	100
Штангенциркуль з відліком 0,05 мм (при вимірюванні отвору)		-	100	130	130	150
Штангенциркуль з відліком 0,1 мм (при вимірюванні валу)		150	150	160	170	190
Штангенциркуль з відліком 0,1 мм (при вимірюванні отвору)		-	200	230	260	280
Штангенглибиномір з від- ліком 0,02 мм		60	60	60	60	60
Штангенглибиномір з від- ліком 0,05 мм		100	100	150	150	150
Штангенглибиномір з від- ліком 0,1 мм		200	250	300	300	300

Граничні зазори у посадках із зазором

Інтервал розмірів, мм	H5/g4	H5/h4		H6/f6		H6/g5		H6/h5		H7/d8		H7/e7		H7/f7		H7/g6		H7/h6		H8/d8	
	G5/h4	-	F7/h5	G6/h5	D8/h6	D8/h7	-	E8/h6	E8/h7	F7/h7	F7/h6	F8/h6	G7/h6	D8/h8							
від 1 до 3	9 2	7 0	18 6	20 6	12 2	10 0	40 20	44 20	34 14	34 14	38 14	26 6	22 6	26 6	18 2	16 0	48 20				
пон.3 до 6	13 4	9 0	26 10	27 10	17 4	13 0	56 30	60 30	44 20	46 20	50 20	34 10	30 10	36 10	24 4	20 0	66 30				
пон.6 до 10	15 5	10 0	31 13	34 13	20 5	15 0	71 40	77 40	55 25	56 25	62 25	43 13	37 13	44 13	29 5	24 0	84 40				
пон.10 до 18	19 6	13 0	38 16	42 16	25 6	19 0	88 50	95 50	68 32	70 32	77 32	52 16	45 16	54 16	35 6	29 0	104 50				
пон.18 до 30	24 7	15 0	46 20	50 20	29 7	22 0	111 65	119 65	82 40	86 40	94 40	62 20	54 20	66 20	41 7	34 0	131 65				
пон.30 до 50	27 9	18 0	57 25	61 25	30 9	27 0	135 80	144 80	100 50	105 50	114 50	75 25	66 5	80 25	50 9	41 0	158 80				
пон.50 до 80	31 10	21 0	68 30	73 30	42 10	32 0	165 100	176 100	120 60	125 60	136 60	90 30	79 30	95 30	59 10	49 0	192 100				
пон.80 до 120	37 12	25 0	80 36	86 36	49 12	37 0	196 120	209 120	142 72	148 72	161 72	106 36	93 36	112 36	69 12	57 0	228 120				
пон.120 до 180	44 14	30 0	93 43	101 43	57 14	43 0	233 145	248 145	165 85	173 85	188 85	123 43	108 43	131 43	79 14	65 0	271 145				
пон.180 до 250	49 15	34 0	108 50	116 50	64 15	49 0	271 170	288 170	192 100	201 100	218 100	142 50	125 50	151 50	90 15	75 0	314 170				
пон.250 до 315	56 17	39 0	120 56	131 56	72 17	55 0	303 190	323 190	214 110	223 110	243 110	160 56	140 56	169 56	101 17	84 0	352 190				
пон.315 до 400	61 18	43 0	134 62	144 62	79 18	61 0	335 210	356 210	239 125	250 125	271 125	176 62	155 62	187 62	111 18	93 0	388 210				
пон.400 до 500	67 20	47 0	148 68	158 68	87 20	67 0	365 230	390 230	261 135	272 135	295 135	194 68	171 68	205 68	123 20	103 0	424 230				

Продовження додатку 8

Інтервал розмірів, мм	H8/d9	H8/e8	H8/e9	H8/f7	H8/f8	H9/e8	H8/h7	H8/h8	H8/h9	H9/d9	-	H9/e9	H9/f9	H9/h9	H10/d10	H10/h9	H10/h10
	D9/h8	E8/h8	E9/h8	F8/h7	F8/h8	E9/h8				D9/h9		D10/h9	E9/h9		F9/h9		
від 1 до 3	59 20	42 14	53 14	30 6	34 6	45 6	24 0	28 0	39 0	70 20	85 20	64 14	56 6	50 0	100 20	65 0	80 0
пон.3 до 6	78 30	56 20	68 20	40 10	46 10	58 10	30 0	36 0	48 0	90 30	108 30	80 20	70 10	60 0	126 30	78 0	96 0
пон.6 до 10	98 40	69 25	83 25	50 13	57 13	71 13	37 0	44 0	58 0	112 40	134 40	97 25	85 13	72 0	156 40	92 0	116 0
пон.10 до 18	120 50	86 32	102 32	61 16	70 16	86 16	45 0	54 0	70 0	136 50	163 50	118 32	102 16	86 0	190 50	113 0	140 0
пон.18 до 30	150 65	106 40	125 40	74 20	86 20	105 20	54 0	66 0	85 0	169 65	201 65	144 40	124 20	104 0	233 65	136 0	168 0
пон.30 до 50	181 80	128 50	151 50	89 25	103 25	126 25	64 0	78 0	101 0	204 80	242 80	174 50	149 25	124 0	280 80	162 0	200 0
пон.50 до 80	220 100	152 60	180 60	106 30	122 30	150 30	76 0	92 0	120 0	248 100	294 100	208 60	178 30	148 0	340 100	194 0	240 0
пон.80 до 120	261 120	180 72	213 72	125 36	144 36	177 36	89 0	108 0	141 0	294 120	347 120	246 72	210 36	174 0	400 120	227 0	280 0
пон.120 до 180	308 145	211 85	248 85	146 43	160 43	206 43	103 0	126 0	163 0	345 145	405 145	285 85	243 43	200 0	465 145	260 0	320 0
пон.180 до 250	357 170	244 100	287 100	168 50	194 50	237 50	118 0	144 0	187 0	400 170	470 170	330 100	280 50	230 0	540 170	300 0	370 0
пон.250 до 315	401 190	272 110	321 110	189 56	218 56	267 56	133 0	162 0	211 0	450 190	530 190	370 110	316 56	260 0	610 190	340 0	420 0
пон.315 до 400	439 210	303 125	354 125	208 62	240 62	291 62	146 0	178 0	229 0	490 210	580 210	405 125	342 62	280 0	670 210	370 0	460 0
пон.400 до 500	482 230	329 135	387 125	228 68	262 68	320 68	160 0	194 0	252 0	540 230	635 230	445 135	378 68	310 0	730 230	405 0	500 0

Граничні натяги в посадках з натягом.

Інтервал розмірів, мм	H5n	H6p	H6	H6	H7	H7	H7	H7	H7	H7	H8	H8	H8	H8
	4	5	r6	s5	p6	r6	s6	s7	t6	u7	s7	u8	x8	z8
	N5h	P6	–	–	P7	R7	S7	–	T7	–	–	U8	–	–
	4	h5			h6	h6	h6		h6			h8		
від 1 до 3	7 0	10 0	14 4	18 8	12 -4	16 0	20 4	24 4	–	28 8	24 0	32 4	34 6	40 12
пон.3 до 6	12 3	17 4	20 7	24 11	20 0	23 3	27 7	31 7	–	35 11	31 1	41 5	46 10	53 17
пон.6 до 10	14 4	21 6	25 10	29 14	24 0	28 4	32 8	38 8	–	43 13	38 1	50 6	56 12	64 20
пон.10 до 18	17 4	26 7	31 12	36 17	29 0	34 5	39 10	46 10	–	51 15	46 1	60 6	67-13 72-18	77-23 87-33
пон.18 до 30	21 6	31 9	37 15	44 22	35 1	41 7	48 14	56 14	–	62-20 69-27	56 2	74-8 81-15	87-21 97-31	106-40 121-55
пон.30 до 50	24 6	37 10	45 18	54 27	42 1	50 9	59 18	68 18	64-23 70-29	85-35 95-45	68 4	99-21 109-31	119-41 136-58	151-73 175-97
пон.50 до 65	28 7	45 13	54 22	66 34	51 2	60 11	72 23	83 23	85 36	117 57	83 7	133 41	168 76	218 126
пон.65 до 80	28 7	45 13	56 24	72 40	51 2	62 13	78 29	89 29	94 45	132 72	89 13	148 56	192 100	256 164
пон.80 до 100	33 8	52 15	66 29	86 49	59 2	73 16	93 36	106 36	113 56	159 89	106 17	178 70	232 124	312 204
пон.100 до 120	33 8	52 15	69 32	94 57	59 2	76 19	101 44	114 44	126 69	179 109	114 25	198 90	264 156	364 256
пон.120 до 140	39 9	61 18	81 38	110 67	68 3	88 23	117 52	132 52	147 82	210 130	132 29	233 107	311 185	428 302
пон.140 до 160	39 9	61 18	83 40	118 75	68 3	90 25	125 60	140 60	159 94	230 150	140 37	253 127	343 217	478 352
пон.160 до 180	39 9	61 18	86 43	126 83	68 3	93 28	133 68	148 68	171 106	250 170	148 45	273 147	373 247	528 402
пон.180 до 200	45 11	70 21	97 48	142 93	79 4	106 31	151 76	168 76	195 120	282 190	168 50	308 164	422 278	592 448
пон.200 до 225	45 11	70 21	100 51	150 101	79 4	109 34	159 84	176 84	209 134	304 212	176 58	330 186	457 313	647 503
пон.225 до 250	45 11	70 21	104 55	160 111	79 4	113 38	169 94	186 94	225 150	330 238	186 68	356 212	497 353	712 568
пон.250 до 280	50 11	79 24	117 62	181 126	88 4	126 42	190 106	210 106	250 166	367 263	210 77	396 234	556 394	791 629
пон.280 до 315	50 11	79 24	121 66	193 138	88 4	130 46	202 118	222 118	272 188	402 298	222 89	431 269	606 444	871 709
пон.315 до 355	55 12	87 26	133 72	215 154	98 5	144 51	226 133	247 133	304 211	447 333	247 101	479 301	679 501	989 811
пон.355 до 400	55 12	87 26	139 78	233 172	98 5	150 57	244 151	265 151	330 237	492 378	265 119	524 346	749 571	1089 911
пон.400 до 450	60 13	95 28	153 86	259 192	108 5	166 63	272 169	295 169	370 267	553 427	295 135	587 393	837 673	1197 1003
пон.450 до 500	60 13	95 28	159 92	279 212	108 5	172 69	292 189	315 189	400 297	603 477	315 155	637 443	917 723	1347 1153

Додаток 10

Нормальні габаритні розміри підшипників по ГОСТу 833-75

Позначення	Розміри, мм				Позначення	Розміри, мм			
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>		<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>
Легка серія					Середня серія				
200	10	30	9	1,0	308	40	90	23	2,5
201	12	32	10	1,0	309	45	100	25	2,5
202	15	35	11	1,0	310	50	110	27	3,0
203	17	40	12	1,0	311	55	120	29	3,0
204	20	47	14	1,5	312	60	130	31	3,5
205	25	52	15	1,5	313	65	140	33	3,5
206	30	62	16	1,5	314	70	150	35	3,5
207	35	72	17	2,0	315	75	160	37	3,5
208	40	80	18	2,0	316	80	170	39	3,5
209	45	85	19	2,0	317	85	180	41	4,0
210	50	90	20	2,0	318	90	190	43	4,0
211	55	100	21	2,5	319	95	200	45	4,0
212	60	110	22	2,5	320	100	215	47	4,0
213	65	120	23	2,5	Важка серія				
214	70	125	24	2,5	403	17	62	17	2,0
215	75	130	25	2,5	404	20	72	19	2,0
216	80	140	26	3,0	405	25	80	21	2,5
217	85	150	28	3,0	406	30	90	23	2,5
218	90	160	30	3,0	407	35	100	25	2,5
219	95	170	32	3,5	408	40	110	27	3,0
220	100	180	34	3,5	409	45	120	29	3,0
Середня серія					410	50	130	31	3,5
300	10	35	11	1,0	411	55	140	33	3,5
301	12	37	12	1,5	412	60	150	35	3,5
302	15	42	13	1,5	413	65	160	37	3,5
303	17	47	14	1,5	414	70	180	42	4,0
304	20	52	15	2,0	415	75	190	45	4,0
305	25	62	17	2,0	416	80	200	48	4,0
306	30	72	19	2,0	417	85	210	52	5,0
307	35	80	21	2,5	418	90	225	54	5,0

НАВЧАЛЬНЕ ВИДАННЯ

ДУДНІКОВ АНАТОЛІЙ АНДРІЙОВИЧ

**Основи стандартизації,
допуски, посадки
і технічні вимірювання**

Технічний редактор
Комп'ютерний набір
Комп'ютерна верстка

Горбенко О.В.
Біловод О.І.
Ярова Л.В.

Підп. до друку 09.06.06. Формат 60×84/16. Папір офсет. № 1.
Гарнітура Таймс. Друк офсет. Ум. друк. арк. 22. Наклад – 1000 прим.

Видавництво «Центр навчальної літератури»
вул. Електриків, 23
м. Київ, 04176

Тел./факс 425-01-34, тел. 451-65-95, 425-04-47, 425-20-63
8-800-50168-00 (безкоштовно в межах України)
e-mail: office@uabook.com
сайт: WWW.CUL.COM.UA

Свідоцтво ДК №2458 від 30.03.2006