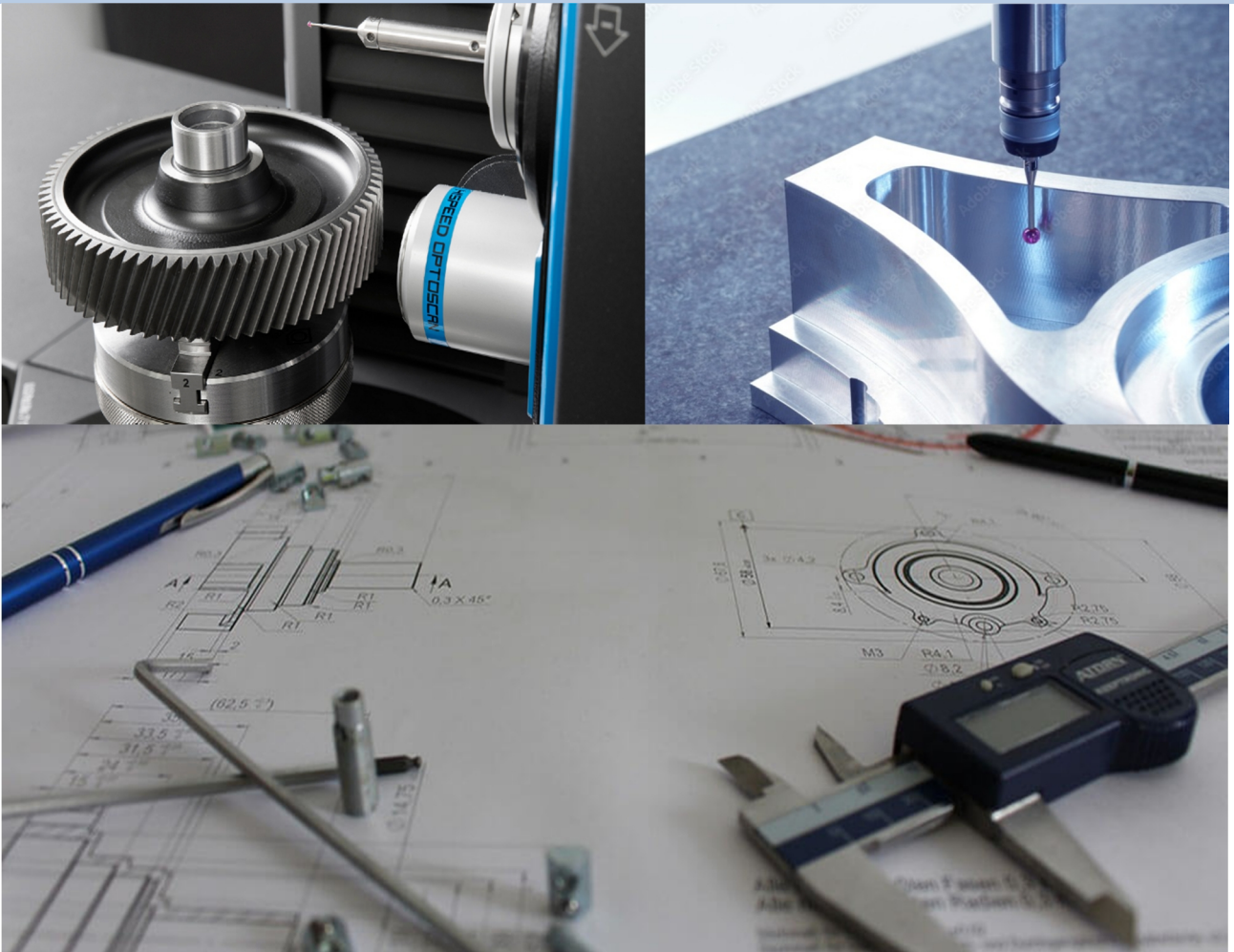


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

**Р. М. СТРЕЛЬЧУК**

**ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ, СТАНДАРТИЗАЦІЯ  
І ТЕХНІЧНІ ВИМІРЮВАННЯ**

**Навчальний посібник**



Харків  
2024

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

Р. М. Стрельчук

ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ, СТАНДАРТИЗАЦІЯ  
І ТЕХНІЧНІ ВИМІРЮВАННЯ

Навчальний посібник

для курсантів спеціальності  
255 «Озброєння та військова техніка»  
денної форми навчання

Затверджено  
редакційно-видавничою  
радою університету,  
протокол № 3 від 12.10.2023 р.

Харків  
НТУ «ХПІ»  
2024

УДК 621.71

С 84

Рецензенти:

*О. М. Горбов*, канд. техн. наук, доц., Військовий інститут танкових військ НТУ «ХП», підполковник;

*О. В. Купріянов*, д-р техн. наук, проф., Українська інженерно-педагогічна академія;

*Ф. В. Новіков*, д-р техн. наук, проф., Харківський національний економічний університет ім. С. Кузнеця

**Стрельчук Р. М.**

С 84 Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання : навч. посібник для курсантів спеціальності 255 «Озброєння та військова техніка» денної форми навчання / Р. М. Стрельчук. – Харків : НТУ «ХП», 2024. – 235 с.

ISBN 978–617–05–0486–9

У навчальному посібнику викладено основи норм стандартизації, взаємозамінності та технічних вимірювань; показано принципи нормування та контролю шорсткості поверхонь, відхилень форми та розташування; надано розрахунок посадок шпонкових, шліцьових з'єднань; визначено призначення посадок підшипників кочення та нарізних з'єднань; розглянуто норми точності та принципи контролю зубчастих передач; наведено норми та принципи сертифікації продукції машинобудування.

Призначено для курсантів спеціальності «Озброєння та військова техніка» денної форми навчання.

Іл. 91. Табл. 18. Бібліогр. 20 найм.

УДК 621.71

ISBN 978–617–05–0486–9

© Стрельчук Р. М., 2024

© НТУ «ХП», 2024

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1 ОСНОВНІ НОРМИ ВЗАЄМОЗАМІННОСТІ.....	8
1.1 Основні поняття про взаємозамінність .....	8
1.2 Основні відомості про розміри і з'єднання.....	12
1.3 Основні відомості про посадки .....	20
Питання і завдання для самоперевірки до розділу 1 .....	28
РОЗДІЛ 2 СИСТЕМА ПРИЗНАЧЕННЯ ДОПУСКІВ ТА ПОСАДОК .....	29
2.1. Поняття про систему допусків і посадок .....	29
2.2. Побудова єдиної системи допусків та посадок (ЄСДП).....	29
Питання і завдання для самоперевірки до розділу 2 .....	43
РОЗДІЛ 3 ПРИЗНАЧЕННЯ І РОЗРАХУНОК ПОСАДОК .....	44
3.1 Підбір і призначення посадок на основі сполучення стандартних полів допусків .....	44
3.2 Система допусків і посадок деталей із пластмас .....	61
Питання і завдання для самоперевірки до розділу 3 .....	62
РОЗДІЛ 4 ОСНОВИ МЕТРОЛОГІЇ І ТЕХНІЧНИХ ВИМІРЮВАНЬ.....	64
4.1 Метрологія та її задачі .....	64
4.2 Державна система забезпечення єдності вимірювання .....	65
4.3. Технічні вимірювання з метою одержання інформації про дійсну точність і відхилення нормованих параметрів машин .....	71
4.4 Гармонізація законодавства України в галузі метрології з європейськими законами .....	78
4.5 Концепція простежуваності якості вимірювань.....	80
4.6 Вибір засобів вимірювань.....	85
4.7 Визначення приймальних при автоматичних засобах вимірювань .....	86
Питання і завдання для самоперевірки до розділу 4 .....	88
РОЗДІЛ 5 КОНТРОЛЬ РОЗМІРІВ ГЛАДКИМИ КАЛІБРАМИ.....	90
5.1 Принципи контролю деталей гладкими калібрами.....	90
5.2 Конструктивні особливості калібрів .....	92

5.3 Гладкі граничні калібри .....	94
5.4 Калібри граничні для контролю глибин і висот уступів .....	98
Питання і завдання для самоперевірки до розділу 5 .....	98
<b>РОЗДІЛ 6 СИСТЕМА ДОПУСКІВ І ПОСАДОК ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ.....</b>	<b>100</b>
6.1 Загальні відомості про підшипники кочення .....	100
6.2 Режими роботи і види навантаження кілець підшипників кочення .....	109
6.3 Посадки підшипників кочення.....	113
Питання і завдання для самоперевірки до розділу 6 .....	117
<b>РОЗДІЛ 7 ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ, МЕТОДИ І ЗАСОБИ КОНТРОЛЮ</b>	
<b>ШПОНКОВИХ І ШЛІЦЬОВИХ З'ЄДНАНЬ.....</b>	<b>119</b>
7.1 Шпонкові з'єднання вихідні положення.....	119
7.2 Допуски і посадки прямобічних і евольвентних шліцьових з'єднань .....	122
7.3 Особливості шліцьових з'єднань з евольвентним профілем зуба .....	127
Питання і завдання для самоперевірки до розділу 7 .....	130
<b>РОЗДІЛ 8 ШОРСТКІСТЬ ПОВЕРХНІ, ПАРАМЕТРИ ОЦІНКИ,</b>	
<b>ПОЗНАЧЕННЯ ТА НОРМУВАННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ПОВЕРХНЕВОГО</b>	
<b>ШАРУ .....</b>	<b>131</b>
8.1 Загальні положення про шорсткість поверхні.....	131
8.2 Засоби контролю шорсткості .....	135
Питання і завдання для самоперевірки до розділу 8 .....	138
<b>РОЗДІЛ 9 СТАНДАРТИЗАЦІЯ ВІДХИЛІВ ФОРМИ РОЗТАШУВАННЯ</b>	
<b>ПОВЕРХОНЬ ДЕТАЛЕЙ.....</b>	<b>140</b>
9.1 Загальні відомості про допуски форми та розташування поверхонь .....	140
9.2 Загальні відомості про відхили і допуски розташування.....	144
9.3 Сумарні відхили та допуски форми та розташування .....	147
9.4 Проставлення на кресленнях відхилів форми і розташування поверхонь .	151
Питання і завдання для самоперевірки до розділу 9 .....	159
<b>РОЗДІЛ 10 ДОПУСКИ НА КУТОВІ РОЗМІРИ. ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ,</b>	
<b>МЕТОДИ І ЗАСОБИ КОНТРОЛЮ КОНІЧНИХ З'ЄДНАНЬ .....</b>	<b>161</b>
10.1 Загальні відомості. Нормальні кути і конусності.....	161

10.2 Точність кутових розмірів .....	164
10.3 Інструментальні конуси .....	168
10.4 Система допусків і посадок для конічних з'єднань .....	171
Питання і завдання для самоперевірки до розділу 10 .....	175
<b>РОЗДІЛ 11 ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ, МЕТОДИ</b> .....	<b>176</b>
<b>І ЗАСОБИ КОНТРОЛЮ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ</b> .....	<b>176</b>
11.1 Різновиди та особливості різьбових з'єднань .....	176
11.2 Посадки різьбових з'єднань .....	179
11.3 Метричні різьби .....	184
Питання і завдання для самоперевірки до розділу 11 .....	196
<b>РОЗДІЛ 12 ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ, МЕТОДИ І ЗАСОБИ КОНТРОЛЮ</b>	
<b>ЗУБЧАСТИХ І ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ</b> .....	<b>198</b>
12.1 Загальні положення нормування точності зубчастих передач .....	198
12.2 Система допусків для циліндричних зубчастих передач .....	201
12.3 Умовні позначення параметрів контролю зубчатих коліс і передач .....	207
12.4 Кінематична точність, її нормування і контроль .....	208
12.5 Плавність роботи, її нормування й контроль .....	215
12.6 Контакт зубів, його нормування і контроль .....	219
12.6 Вид спряження. Нормування та контроль .....	221
12.7 Особливості допусків конічних і черв'ячних зубчастих передач .....	228
Питання і завдання для самоперевірки до розділу 12 .....	233
<b>ЛІТЕРАТУРА</b> .....	<b>234</b>

## ВСТУП

Дисципліна «Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання» спрямована на підготовку фахівців зі спеціальності 255 – «Озброєння та військова техніка», які мають бути здатні орієнтуватись у питаннях сучасного машино- та приладобудування, використовувати нові технології, досягнення науки, техніки та вимоги стандартів, що гарантує високу якість продукції.

Методи та засоби стандартизації, метрології та кваліметрії практично єдині для всієї військової техніки. Відмінність їх для окремих галузей зумовлена переважно видом, габаритними розмірами, масою та матеріалами, які використовуються для виготовлення продукції або окремих виробів. Ці положення відображені в дисципліні «Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання». Під час проектно-конструкторської і технологічної підготовки виробництва виникає необхідність призначення на кресленнях посадок і вимог до параметрів геометричної точності деталей. Обґрунтований, раціональний вибір посадок та допусків геометричних параметрів визначає правильне функціонування вузла, його надійність, довговічність, ремонтпридатність.

Призначення занадто точних допусків розмірів, форми, розташування та шорсткості поверхонь призводить до невиправданого підвищення вартості виготовлення та контролю деталей, а відповідно і зниження конкурентоспроможності виробу. З іншого боку, призначення широких допусків може призвести до зниження якості виробу та погіршення його експлуатаційних характеристик. Перед конструктором стоїть завдання призначити необхідні та достатні, економічно обґрунтовані допуски геометричних параметрів деталей, враховуючи особливості конструкції вузла та технічні вимоги щодо його функціонування.

У посібнику наведено теоретичні положення основних норм взаємозамінності, розглянуто основні критерії і методи вибору посадок для циліндричних і конічних з'єднань, допусків форми, розташування та шорсткості поверхонь, розглянуто методи розрахунку розмірних ланцюгів, наведено практичні рекомендації та приклади розрахунку характерних типових з'єднань. Велику увагу при-

ділено нанесенню на кресленнях деталей машин допусків розмірів, форми і розташування поверхонь, вимог до шорсткості відповідно до чинних стандартів.

Для закріплення матеріалу дисципліни у посібнику запропоновані контрольні питання.

При підготовці посібника автор використовував чинні стандарти та прийняту на підприємствах термінологію. Однак виникла низка питань, пов'язаних з термінологією, оскільки в різних стандартах, що діють в Україні, одночасно використовуються різні терміни, наприклад, «відхилення» – «відхил», «креслення» – «кресленик», «різьба» – «нарізь», «підшипник» – «вальниця» тощо. Очевидно, що з часом сформується загальноприйняті варіанти застосування термінів в науковому, навчальному та виробничому середовищах.

Автор посібника не ставить за мету дати якнайбільше різноманітних завдань із розрахунку допусків та посадок, а обмежується лише вирішенням найважливіших з практичного погляду задач, які є типовими в інженерній практиці машинобудівного виробництва.



# РОЗДІЛ 1 ОСНОВНІ НОРМИ ВЗАЄМОЗАМІННОСТІ

## 1.1. Основні поняття про взаємозамінність

Науково-технічний прогрес вимагає збільшення випуску однотипних виробів високої якості, які мають мінімальну вартість та стабільні показники якості. Серійне та масове виробництво – основа сучасної промисловості, що повністю ґрунтується на використанні виготовлених взаємозамінних деталей з необхідною точністю, яка впливає на експлуатаційні параметри виробу.

Яким би методом не виготовлялася партія деталей – литтям, штампуванням, обробкою на металорізальних верстатах – домогтися їхньої повної розмірної однаковості неможливо. У процесі виготовлення неминуче виникають неоднозначність обробки за рахунок випадкових факторів (похибок верстата, зносу різального інструменту, вібрації, зміни температурних умов, неоднорідності властивостей матеріалу, розмірів і твердості заготовок тощо).

Форма оброблених поверхонь деталей теж відрізняється від номінальної. Деталь може мати похибки форми. Замість циліндричної поверхні може вийти конічна або бочкоподібна, замість площинної – опукла або увігнута.

Похибки розташування поверхонь на деталях теж негативно позначаються на роботі вузла, а іноді роблять збирання взагалі неможливими. У деяких випадках не вдається сумістити корпус і кришку редуктора, тому що не витримано взаємне розташування осі отворів під шпильки або болти.

У зв'язку з тим, що на поверхні залишаються сліди попередньої механічної обробки у вигляді виступів і западин, якість поверхонь деталей не є ідеальною. Поверхня має шорсткість, величини якої впливають на характер з'єднання деталей у вузли, їх зносостійкість, корозійну стійкість тощо.

Для забезпечення обробки деталей з необхідною точністю, доводиться підвищувати вимоги до точності устаткування та пристроїв, а також до стабільності застосованих технологічних процесів і матеріалів. Внаслідок цього підвищуються вимоги до точності вимірювань і контролю розмірів та властивостей оброблюваних деталей. Використання високоточних приладів ускладнює і

робить тривалішим процес контролю та оцінки властивостей. Ця проблема вирішується за рахунок автоматизації сучасного виробництва, що дозволяє виготовлювати продукцію відповідно до розмірів, визначених програмою.

Щоб якість деталей і вузлів, що випускаються різними спеціалізованими підприємствами, можна було нормувати і контролювати, слід узаконити вимоги до точності виготовлення, якості поверхонь та інших параметрів. Це вводить у нормоване русло основні властивості деталей, внаслідок чого стає можливим здійснювати взаємозамінність між ними під час масового виробництва. На початковому етапі це ускладнює та здорожує виробництво, проте загальний економічний ефект застосування взаємозамінності перекидає ці витрати, наслідки якого відчують всі галузі промислового господарства. Завдяки взаємозамінності складання зводиться до простого з'єднання деталей або вузлів.

*Взаємозамінністю* називають принцип конструювання, виробництва й експлуатації машин, що забезпечує збирання (або заміну при ремонті) незалежно виготовлених деталей і вузлів при збереженні параметрів цих машин у заданих оптимальних межах. Завдяки взаємозамінності деталі й вузли збираються без припасування і підбору забезпечуючи при цьому необхідну якість виробів. На основі цього принципу визначають найбільш доцільну точність яка забезпечує виконання виробом своїх функцій в умовах збирання без припасування.

Взаємозамінність буває *повна* і *неповна*. Для забезпечення повної взаємозамінності необхідно мати однакові властивості у всієї сукупності виготовлених деталей, як за геометричними, так і фізико-механічними (хімічний склад, твердість, структура і т. д.) параметрами. Повну взаємозамінність часто називають *функціональною взаємозамінністю*. Предметом функціональної взаємозамінності є експлуатаційні показники виробів і функціональні параметри, які визначають ці показники. *Функціональними* називають такі параметри (геометричні, механічні, електричні та інші), які безпосередньо або опосередковано впливають на експлуатаційні показники виробів або службові функції деталей і складальних одиниць. При проектуванні необхідно передусім виявити найважливіші функціональні параметри, а потім встановити (аналітично або експеримен-

тально ) ступінь їхнього впливу на експлуатаційні показники.

Використання повної взаємозамінності не завжди економічно доцільне, тому що призводить до різкого збільшення точності виготовлення деталей а відповідно до підвищення вартості обробки. Тоді відмовляються від взаємозамінності деяких деталей (або розмірів), знижують вимоги до точності їхнього виготовлення, а необхідну точність виробу досягають припасуванням або використанням компенсаторів. Для здешевлення продукції без шкоди для якості виробу можливе використання селективного збирання, під час якого оброблені деталі сортують по групам, відповідно їх дійсним розмірам і збирають вузол відповідно номеру групи. Таку взаємозамінність називають обмеженою. Вона широко поширена в підшипниковій промисловості, під час використання різьбових шпильок.

Розрізняють також *зовнішню* й *внутрішню* взаємозамінність. Під зовнішньою взаємозамінністю розуміють взаємозамінність готових, головним чином, комплектуючих виробів (агрегати, арматури, прилади, підшипники кочення й т.п.), від яких потрібна взаємозамінність за експлуатаційними показниками й геометричними параметрами приєднувальних поверхонь. Взаємозамінність окремих деталей, складальних одиниць і механізмів усередині кожного виробу відноситься до внутрішньої взаємозамінності (кілець, сепараторів і кульок або роликів в підшипниках кочення).

Задача досягнення функціональної взаємозамінності і забезпечення необхідної точності ставиться на стадії проектування на основі обліку відхилів експлуатаційних показників виробу. На основі проектного завдання і технічних умов на виріб, з урахуванням забезпечення необхідного запасу точності, визначають ступінь точності функціональних параметрів.

Взаємозамінність забезпечує наступні переваги:

– *гарантована якість продукції* — до широкого застосування в машинобудуванні принципів взаємозамінності якість виробу визначалась кваліфікацією й майстерністю робітників. Секрети виробництва передавалися з покоління в покоління. Взаємозамінність кардинально змінила ситуацію. Якщо вимоги крес-

лень і технічної документації виконані, то вважається, що вироби будуть працездатними. Аналіз причин дефектів дає можливість поліпшувати конструкцію на основі досвіду експлуатації попередніх моделей і впроваджувати зміни в технологічний процес;

– *різке спрощення процесу складання* — взаємозамінність може бути повною і неповною. При неповній взаємозамінності допускаються груповий підбір деталей в окремі (звичайно особливо точних і відповідальних) з'єднання, може здійснюватись регулювання спряження з наступною фіксацією або припасування при обов'язковому забезпеченні вимог до якості складових частин і виробу в цілому.

Основні переваги виготовлення продукції в умовах повної взаємозамінності:

– *підвищується надійність продукції відбувається здешевлення й підвищення якості ремонту*. Завдяки взаємозамінності ремонт зводиться до заміни деталей, що вийшли з ладу, на нові, зроблені у відповідності до норм точності. Виробництво запасних частин організується на спеціалізованих підприємствах, які мають відповідне оснащення; спрощуються, прискорюються й здешевлюються проектно-конструкторські роботи зі створення нових машин і механізмів. Розміри, параметри й точність основних елементів (різьб, шпонок, шліців, підшипників, зубчастих передач) нормалізують, що суттєво здешевлює експлуатацію машин, прискорює ремонт і підвищує якість виготовлення складових;

– *підвищується кооперація і спеціалізація підприємств*. Сучасне виробництво узгоджується договорами на поставку матеріалів, деталей і вузлів з десятками й сотнями підприємств, які спеціалізуються на випуску окремих деталей (підшипники кочення, кріпильні деталі, гумовотехнічні вироби, виливки тощо). Це спрощує й здешевлює процес виготовлення машин внаслідок застосування типових технологій, більш жорсткого регламентування точності заготовок і використанні додаткових технологічних операцій на всіх стадіях механічної обробки. Підвищення якості і кількості продукції дозволяє застосування більш ефективних методів контролю. Це в свою чергу покращує перехід на повну автома-

тизацію виробництва, що здешевлює і прискорює процеси виготовлення деталей та збирання;

– *збільшення серійності виробництва*. Вартість продукції визначається розміром виготовленої партії. Найдорожчими є дослідні машини, виготовлені в одиничних екземплярах. При масовому виробництві вартість продукції суттєво знижується, що зумовлено використанням високопродуктивного спеціалізованого устаткування, автоматизацією виробництва, застосуванням спеціальних пристроїв і інструмента, налагодженням технологічних процесів. Спеціалізовані підприємства випускають взаємозамінну продукцію великими партіями, яка має мінімальну вартість.

## **1.2. Основні відомості про розміри і з'єднання**

### ***Класифікація конструктивних елементів деталей машин***

Умовно розміри деталей, що входять у з'єднання поділяють на дві групи: охоплюючі і охоплювані (рис. 1.1). Прикладом перших може бути внутрішній діаметр втулки або ширина шпонкового пазу. До охоплюваних розмірів відносять – зовнішній діаметр валу або ширину шпонки. Індокси охоплюючих розмірів позначають великими літерами (наприклад, D), а охоплюваних малими (d). На машинобудівних креслениках номінальні і граничні лінійні розміри проставляють в міліметрах без вказівки розмірності.

*Вал* – термін, який використовується для позначення зовнішніх поверхонь деталей (охоплюванні розміри);

*Отвір* – термін, для позначення внутрішніх поверхонь деталей (охоплюючі розміри);

*Решта* – виступи, уступи, відстані між осями і площинами симетрії.

### ***Номінальні, дійсні, граничні розміри***

Складовою функціональної взаємозамінності є *розмірна взаємозамінність*. Вона передбачає необхідну точність виконання лінійних і кутових розмірів, а також припустимі похибки при відтворенні форми й розташування повер-

хонь деталей.

Первинними є розміри, тобто числові значення лінійних параметрів (діаметрів, довжин і т. д.) у прийнятих одиницях. Розміри поділяють на вільні й спряжені. *Вільні розміри* визначають на поверхні, по яких немає дотику у виробі з іншими деталями. До спряжених (*сполучених*) відносять розміри, по яких деталі торкаються одна одної, утворюючи при цьому рухомі або нерухомі з'єднання. Забезпечення необхідної точності останніх є основою забезпечення взаємозамінності. Також, розміри підрозділяють на номінальні, граничні і дійсні.

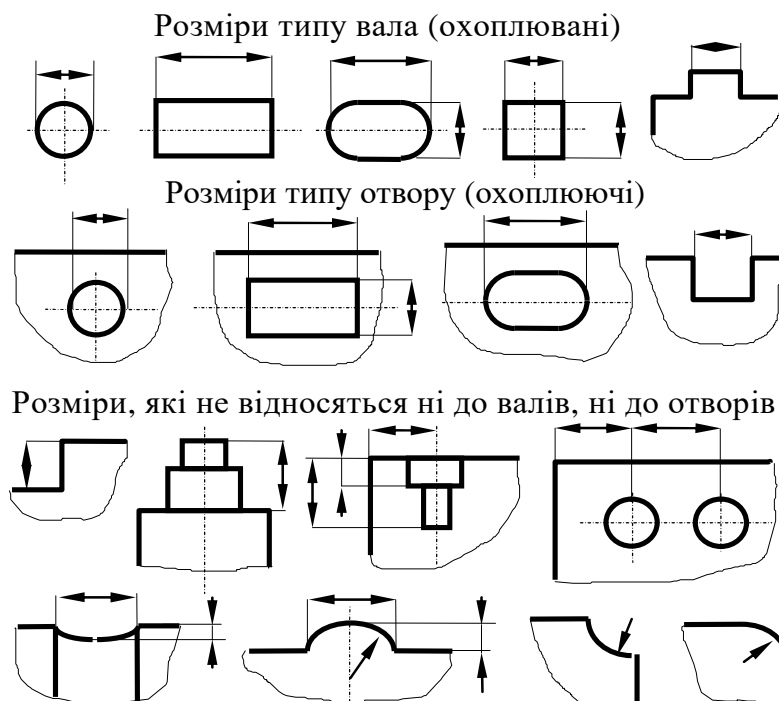


Рисунок 1.1 – Класифікація конструктивних елементів деталей

*Розмір* – числове значення лінійної величини (діаметра, довжини тощо) у вибраних одиницях вимірювання.

*Номінальний розмір* – це остаточно прийнятий в процесі проектування розмір деталі або з'єднання і який проставляється на кресленні. Номінальний розмір, що вказують на кресленні на підставі інженерних розрахунків, досвіду проектування, можливостей устаткування, ремонтпридатності та збирання, забезпечення технологічної досконалості. Відносно номінального розміру визначають граничні розміри, він завжди є початком відліку відхилів. Для деталей,

які утворюють з'єднання, номінальний розмір є загальним. Для валів розраховують найбільший граничний розмір, для отворів – найменший граничний розмір.

З метою уніфікації та стандартизації встановлені ряди номінальних розмірів. Отриманий розрахунком або вибраний розмір повинен бути обов'язково округлений до найближчого значення з стандартного ряду [ГОСТ 6636 «Нормальні лінійні розміри»]. Особливо це стосується для розмірів, які утворюються нормалізованим інструментом для приєднувальних поверхонь деталей. Середній діаметр різьби та діаметр ділильного кола та крок зубчатого колеса вибираються на основі розрахунку без округлення.

При виготовленні деталей (навіть на верстатах ЧПУ, коли оператор втручається в процес обробки лише періодично для налагодження або зміни інструменту) в силу різних причин постійно має місце розсіювання дійсних розмірів деталей. Воно є наслідком постійного коливання зусиль різання, а відповідно пружних деформацій системи *верстат – пристрій – інструмент–деталь* через неоднорідність товщині зрізуемого шару (внаслідок анізотропії властивостей поверхневого шару, розмірної неточності заготовок), стану різального інструменту, вібрацій тощо).

Колівання розмірів деталей вимагає постійного контролю (перевіряння розмірів) для забезпечення необхідної точності. Розміри деталі, визначений вимірюванням із припустимою похибкою називають *дійсними*.

Дійсний розмір деталі, внаслідок зносу, пружної та залишкової деформації, температурних змін відрізняється від початкового розміру, визначеного в статичному стані під час складання.

Неможливо виконати і проконтролювати абсолютно точно розміри деталей. Внаслідок цього існує в партії виготовлених деталей різнорозмірність, яка визначається *точністю виготовлення*.

*Точність виготовлення* – ступінь наближення дійсних значень геометричних та інших параметрів деталей та виробів до їх заданих значень, вказаних на кресленні або в технічних вимогах. Під *точністю виготовлення* розуміють сту-

пінь відповідності реальної деталі (складальної одиниці, виробу) проектним, заданим конструктором на креслениках і технічних вимогах.

**Допуск.** Для нормальної роботи з'єднання або машини необхідно, щоб дійсний розмір деталі знаходився у певних межах. Ця розбіжність менша у точних з'єднаннях і значно більша у грубих. Величину цієї розбіжності, якщо вона має нормований характер називають допуском.

**Допуск ( $T$ )** – техніко–економічний норматив, що встановлює значення обмежень (граничних відхилів) які визначають функціональну придатність виробу. Допуск задає точність параметрів деталі. Допуск визначає алгебраїчну різницю між найбільшим і найменшим значеннями будь–якого параметру, тобто визначає допустимий діапазон (розмаїття) розбіжностей дійсних розмірів (або інших функціональних характеристик) придатних виробів. Допуск розміру є нормативною, абсолютною величиною. Допуск завжди додатний Допуск визначається, як компроміс між вимогами та витратами (під час виготовлення, контролю, та експлуатації). Зменшення допуску ускладнює технологію виготовлення деталі, вимагає використання високоточного устаткування, чистових операцій на стадії обробки деталі. Чим менше допуск, тим більша визначеність з'єднання двох деталей, параметри виробу мають більш стабільний й одноманітний характер.

Призначення допуску визначаються економічною доцільністю умов виробництва з урахуванням конструктивних вимог, досвіду експлуатації подібних механізмів та вимог споживачів. Для підвищення точності, надійності і забезпечення функціональної взаємозамінності машин допуски і граничні відхилення замикаючого і складового розмірів коригують в бік зменшення з метою забезпечення запасу на зношування.

**Граничні відхилення.** В той же час знання номінального розміру і допуску залишає задачу придатності деталі невизначеною. Однозначна визначеність придатності стає можливою лише після встановлення визначення розташування допуску по відношенню до номінального розміру, що дає можливим визначити граничні розміри деталей.



*Розміри деталі граничні* – два гранично допустимих розміри, між якими повинен знаходитись або може бути рівним дійсний розмір деталі. Більший з них називають найбільшим граничним розміром, менший з них найменшим граничним розміром.

Для граничного розміру, що відповідає максимальній кількості матеріалу, що залишається на деталі (верхня межа для вала й нижній для отвору), передбачений термін *прохідна межа*; для граничного розміру, що відповідає мінімуму матеріалу, що залишається (нижню межу для вала й верхній для отвору) – *непрохідна межа*.

Визначати положення допуску щодо номінального розміру зручніше вказувати не граничними розмірами, а граничним відхилами: верхнім ( $ES$  для отворів,  $es$  – для валів) і нижнім (відповідно  $EI$  або  $ei$ ). *Відхил* – алгебраїчна різниця між розміром (дійсним, граничним і т. д.) і відповідним номінальним розміром. Розглянуті поняття легко представити графічно. В той же час зобразити відхили і допуски в одному масштабі з розмірами деталі практично неможливо. На рис. 1.2, *а* показано умовно зображення вала та отвору, яке має звичайний вигляд, а на рис. 1.2, *б* – схематичний.

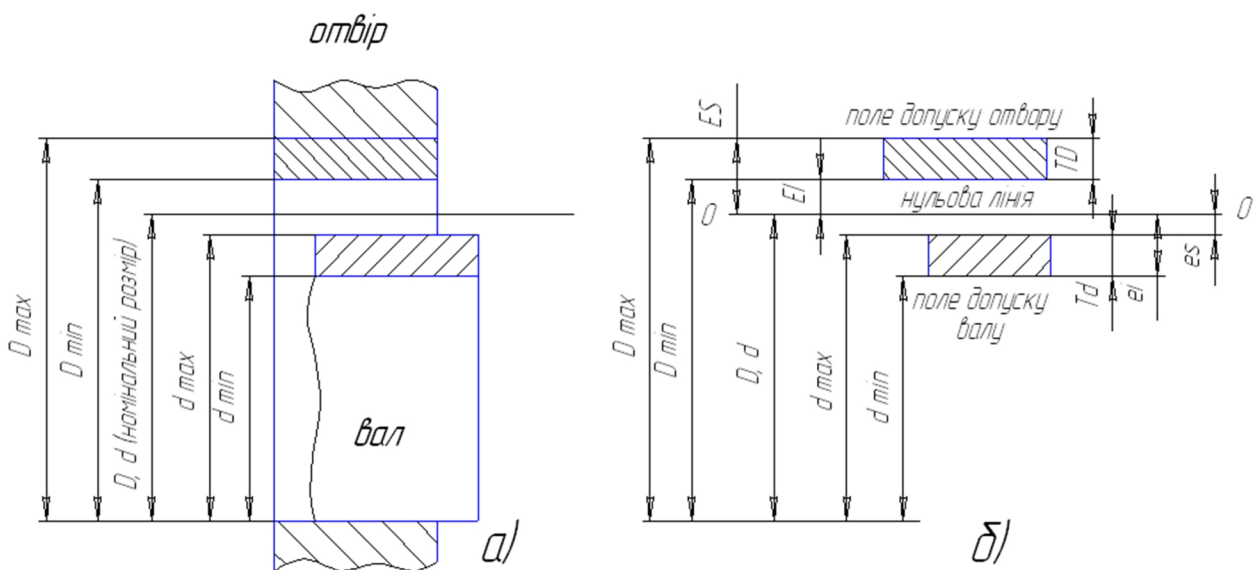


Рисунок 1.2 – Умовне зображення допусків вала і отвору:  
а) умовне; б) схематичне

Залежно від розташування щодо *нульової лінії* (яке визначається номінальним розміром – номіналом) відхили можуть бути додатними або від’ємними. Тому їх завжди вказують зі знаком. Граничні розміри отвору ( $D$ ), валу ( $d$ ) і допуск ( $T$ ) знаходять по формулах:

Для отвору	Для валу	
$D_{\max} = D + ES,$	$d_{\max} = d + es;$	(1.1)

$D_{\min} = D + EI,$	$d_{\min} = d + ei.$	(1.2)
----------------------	----------------------	-------

$T_D = D_{\max} - D_{\min} = ES - EI.$	$T_d = d_{\max} - d_{\min} = es - ei$	(1.3)
----------------------------------------	---------------------------------------	-------

Рис. 1.2, *а* дає спотворене зображення характеру з’єднання вала і втулки внаслідок неможливості дотримання масштабу (діаметри вимірюються міліметрами, а допуски – мікрометрами). Тому прийнято використовувати спрощену схему, яка більш точно відображає характер спряження деталей (рис. 1.2, *б*). На схемі відображено лише слід верхньої твірної номінального діаметра, яку називають *нульовою лінією*, по відношенню до якої в масштабі відкладаються граничні відхили отвору і вала. Заштриховані прямокутники з висотами, які дорівнюють допускам деталей в певному масштабі  $TD$  і  $Td$  називають полями допусків отвору і вала. Поля допусків обмежуються лініями, що відповідають верхнім і нижнім відхилам розмірів. Схема рис. 1.2, *б* проста, не містить зайвих позначень, дозволяє легко визначати граничні розміри спряжених деталей і характер їх з’єднання (посадки).

*Нульова лінія* – умовна лінія, що відповідає номінальному розміру і яку позначають  $0-0$ . Всі відхили розмірів при графічному зображенні допусків та посадок визначаються від неї в мікрометрах.

*Поле допуску* відрізняється від допуску тим, що воно визначає не тільки величину, але і розташування цього допуску щодо номінального розміру.

Правила нанесення граничних відхилів розмірів встановлені ГОСТ 2.307. Відхили, визначені в числовому виразі записують безпосередньо після номінального розміру в частках міліметра та обов’язково зі знаком (+) чи (–).

На креслениках указують граничні відхили – верхній і нижній. Верхній граничний відхил – це алгебраїчна різниця між найбільшим граничним і номінальним розмірами; позначають:  $ES$  – для отвору і  $es$  – для вала. Нижній граничний відхил – це алгебраїчна різниця між найменшим граничним і номінальним розмірами; позначають:  $EI$  – для отвору й  $ei$  – для валу. З визначення маємо:

$$ES = D_{\max} - D; EI = D_{\min} - D; es = d_{\max} - d; ei = d_{\min} - d \quad (1.4)$$

*Граничний відхил* – алгебраїчна різниця між граничним і номінальним розміром.

*Верхній граничний відхил* ( $ES$  – для отвору,  $es$  – для валу) – різниця між номінальним та найбільшим дійсними розмірами.

*Нижній граничний відхил* ( $EI$  – для отвору,  $ei$  – для валу) – різниця між найменшим граничним і номінальним розмірами.

Під час визначення розмірів деталей відносним методом вимірювань визначають дійсні відхили розмірів деталей від номінального розміру (еталону), за допомогою якого настраюють прилад вимірювання.

*Дійсним відхилом* називають алгебраїчну різницю між дійсним і номінальним розмірами. Відхил є позитивним, якщо дійсний розмір більше номінального, і негативним, якщо він менше номінального.

### ***Графічне зображення розмірів, відхилів і полів допусків на схемах і нормативно-технічній документації***

Відхили завжди вказують зі знаком + або –. На схемах і в таблицях відхили проставляють у мікрометрах, а на кресленнях – у міліметрах дрібним шрифтом.

Верхній граничний відхил ставиться трохи вище номінального розміру, а нижній – трохи нижче. Відхили, які дорівнюють нулю, на креслениках не проставляють. Якщо верхні і нижні граничні відхили однакові, але протилежні за знаком, то числове значення відхилу вказується зі знаком  $\pm$ ; відхил при цьому вказується вслід за номінальним розміром.

Наприклад:

$$25 \begin{matrix} -0,02 \\ -0,04 \end{matrix} \quad 25 \begin{matrix} +0,03 \\ +0,02 \end{matrix} \quad 25_{-0,021}; 40^{+0,025}; 30 \pm 0,008$$

### Основні відхили допусків

Трудомісткість обробки деталі визначається величиною допуску і не залежить від його розташування відносно нульової лінії. З погляду взаємозамінності розташування допуску має важливе значення на характер з'єднання деталей.

Допуск, що має не тільки алгебраїчне значення але і координату розташування відносно нульової лінії (номінального діаметру) називають *полем допуску*.

Відхил, що визначає координату розташування допуску називається *основним*. Основний відхил – це один з двох відхилів (верхній або нижній), який ближче розташований до нульової лінії і використовується для координатної прив'язки допуску. Основні відхили позначають буквами латинського алфавіту (для отворів – великі, для валів – малі).

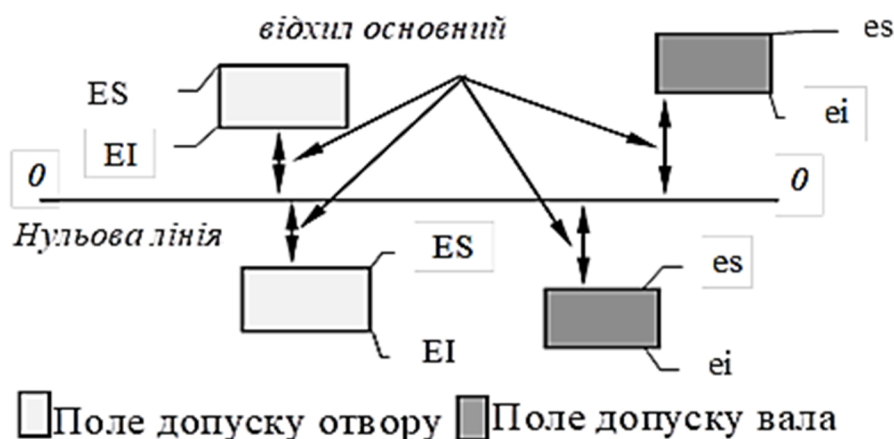


Рисунок 1.3 – Основні відхили, що вказують розташування допуску відносно нульової лінії

В загальному випадку *поле допуску* це поле дійсних розмірів обмежене верхнім та нижнім відхилами. Згідно стандарту місце розташування поля допуску визначається як сполучення одного з основних відхилів з алгебраїчним значенням допуску, яке визначається точністю виготовлення розміру. Поле допуску позначають буквою (іноді двома) *основного відхилю* і числовим номером то-

чності (квалітетом). Наприклад: для валу –  $h6, e9$ ; для отвору –  $H6, D11$ . Величина поля допуску для номінального діаметру залежить від точності, а місце розташування відносно нульової лінії від основного відхилення (рис.1.4).

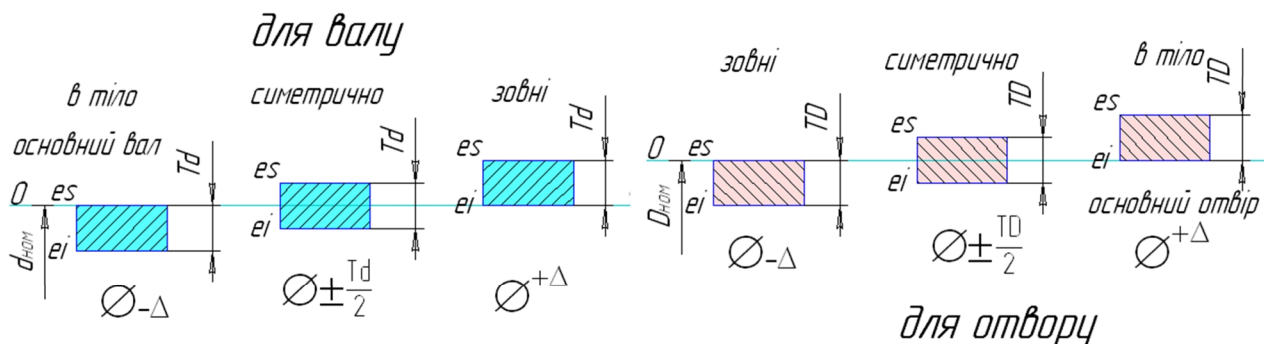


Рисунок 1.4 – Розташування полів допусків відносно номінального розміру

Поле допуску яке використовується в 90...95% випадків називається переважним. Використання *переважних полів допусків* підвищує уніфікацію технологічних процесів, розмірів заготовок, скорочує номенклатуру ріжучих інструментів і калібрів, створює умови для кооперування та масового виробництва. При серійному виробництві поле допуску суттєво впливає на економічність виробництва. Найбільш економічний спосіб поставлення розмірів в тіло деталі.

### 1.3 Основні відомості про посадки

У машинах і механізмах з'єднання деталей можуть бути *рухомими* або *нерухомими*. Взаємозамінність забезпечує заданий характер сполучення двох деталей. В тих випадках коли вал повинен вільно обертатися у втулці. Для цього необхідно, щоб найбільший граничний діаметральний розмір вала був менше найменшого граничного діаметра втулки. На рис. 1.5 зображені обидві сполучені деталі. Номінальний розмір у вала й втулки однаковий:  $D = d$ . На малюнку видні й граничні розміри обох деталей. Дійсно,  $D_{\min} > d_{\max}$  внаслідок чого вільне обертання вала у втулці забезпечується. На малюнку також зображені допуски розмірів отвору  $TD$  і вала  $Td$ , їх верхні і нижні граничні відхилення. Видно, що обидва граничні відхилення отвору додатні, а вала – від'ємні, тому що навіть  $d_{\max}$

менше номінального розміру  $d$ . Дозволена область зміни дійсних розмірів обох деталей заштрихована. Повторимо, що номінальний діаметр служить тільки для відліку відхилів.

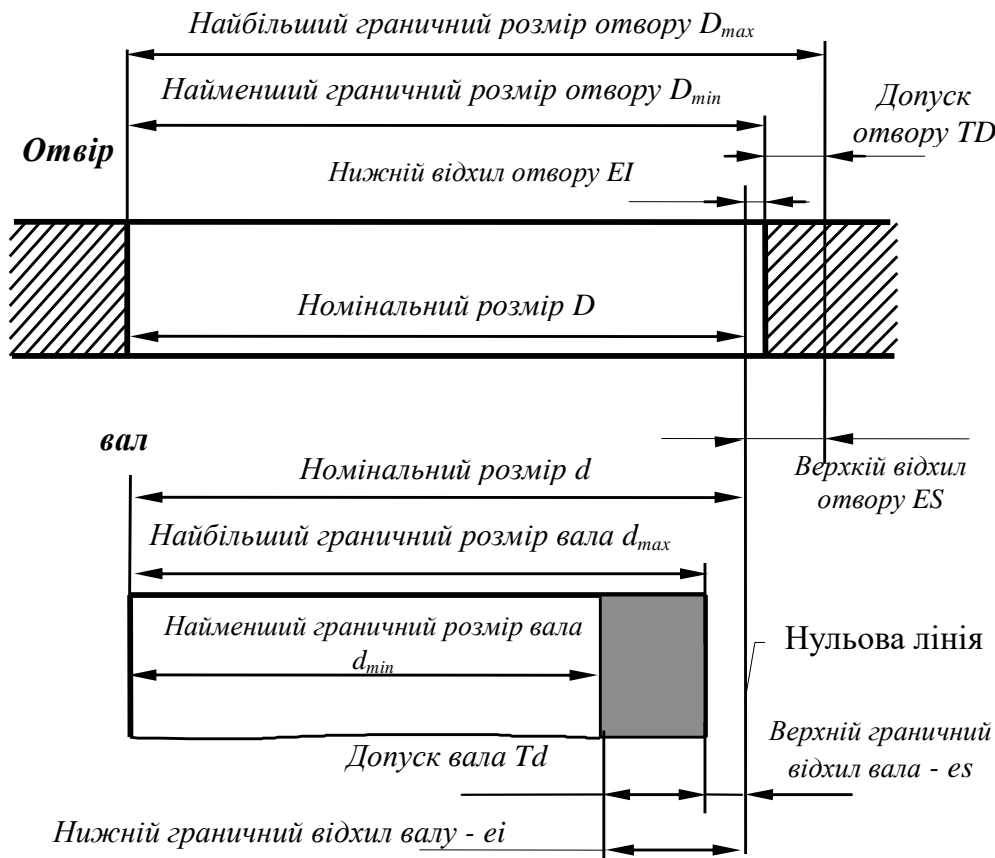


Рисунок 1.5 – Підсумкова схема зображення розмірів і графічних відхилів і полів допусків

### **Поняття про посадки**

Деталі які з'єднуються одне з одним вільно або нерухомо, називаються спряженими, а поверхні, по яких відбувається їхнє з'єднання, сполученими. Потрібний характер з'єднання (*посадка*) досягається за рахунок відносного зміщення полів допусків спряжених деталей. За формою цих поверхонь розрізняють наступні основні види з'єднань: гладкі циліндричні типу вал–втулка; гладкі конічні; шліцьові й шпонкові; плоскі, у яких охоплені і охоплюючі поверхні утворені площинами (наприклад, з'єднання типу ластівчин хвіст); різьбові різної форми, профілю й призначення; зубчасті передачі.

*Посадка* – характер з'єднання груп деталей, розміри яких нормовані допуском деталей, що сполучаються. Співвідношення основних відхилів і точнос-

ті виготовлення деталей визначає величину утворюваних у з'єднанні зазорів або натягів. Посадка характеризує рівень вільного переміщення деталей або ступінь опору їх взаємному переміщенню.

*Номінальним розміром посадки* називають номінальний розмір, загальний для отвору й вала, що утворюють з'єднання.

### **Посадки з зазором**

*Рухомі з'єднання* характеризуються наявністю зазорів.

*Зазором* називають позитивну різницю діаметрів отвору і вала (рис.1.6). Це можливо лише в випадку коли розмір отвору більше розміру вала. Для посадок із зазором характерно те, що поле допуску отвору розташовується вище поля допуску вала. Зазор позначається буквою *S*. Оскільки деталі, що надходять на зборку, виготовлені з відхилами, то зазор в окремих з'єднаннях буде виходити різним. Отже, додатне з'єднання в граничних випадках може мати або найменший зазор  $S_{\min}$ , або найбільший  $S_{\max}$ .

Найбільший зазор виникає при з'єднанні втулки максимального діаметра з валом, що має найменший граничний розмір:

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei. \quad (1.5)$$

Мінімальний, або, як його іноді називають, гарантований, зазор буде при з'єднанні вала найбільшого розміру із втулкою, що має найменший граничний діаметр:

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es. \quad (1.6)$$

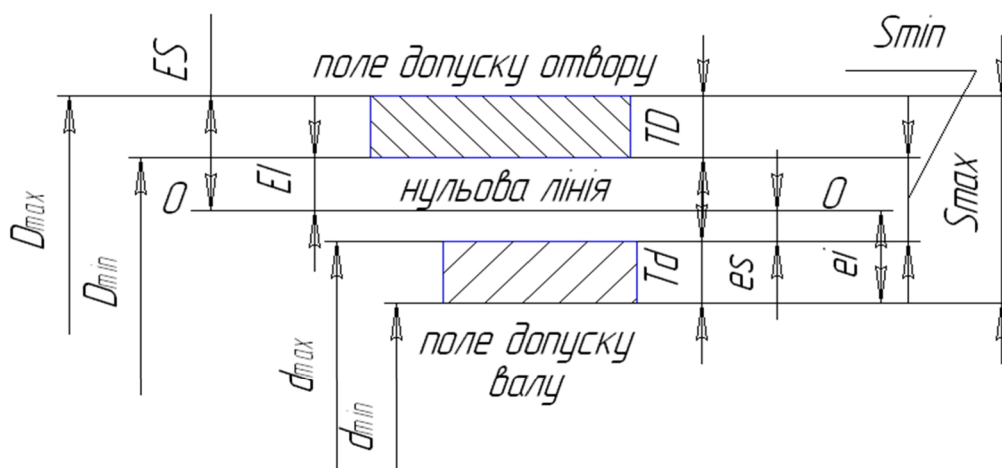


Рисунок 1.6 – Схема полів допусків валу і отвору для посадок з зазором

До посадок із зазором відносяться і посадки в яких нижня границя поля допуску отвору співпадає з верхньою межею поля допуску вала ( $S_{min} = 0$ ) або більша. Розміри вхідні в з'єднання вала, а також втулки можуть змінюватися в межах допуску. Тому величина зазору буде визначатися дійсними розмірами деталей, що з'єднують, і може змінюватися в певних межах.

Різниця між найбільшим і мінімальним зазорами називається допуском посадки. Ця величина характеризує визначеність з'єднання.

$$T_s = S_{max} - S_{min} = T_D + T_d. \quad (1.7)$$

Посадки із зазором призначають для легкого складання і розбирання з'єднання, можливості відносного переміщення валу і втулки вздовж (при регулюванні вузла) або забезпечення відносного обертового руху сполучених деталей.

### ***Посадки з натягом***

*Нерухомі з'єднання* характеризуються, як правило, наявністю натягу. *Натяг* – різниця розмірів вала та отвору до збирання, якщо розмір вала більше розміру отвору (рис.1.7). Натяг забезпечує взаємну нерухомість деталей після їх збирання. Натяг використовують для передачі крутого моменту або осьової сили. При передачі дуже великих крутих моментів або важких умовах праці (удари, знакозмінне навантаження) з'єднання додатково закріплюють штифтами, гвинтами, шпонками. Найбільший натяг буде при з'єднанні вала найбільшого діаметра із втулкою, що має найменший граничний розмір. Натяг позначається буквою *N*. Найменший (гарантований) натяг вийде, якщо розмір вала буде мінімальним, а діаметр втулки найбільшим. Найбільший, найменший натяги визначають по формулам:

$$N_{max} = d_{max} - D_{min}, \quad (1.8)$$

$$N_{min} = d_{min} - D_{max}. \quad (1.9)$$

*Допуск посадки з натягом* позначається *TN* і визначається за формулою:

$$TN = N_{max} - N_{min} = TD + Td. \quad (1.10)$$

З'єднання при мініальному натягу розраховують на крутий момент, який повинен забезпечувати нерухомість. Максимальний натяг розраховують



на основі міцності деталей. Коли  $N_{min}$  і  $N_{max}$  встановлені знаходять допуск посадки, а також розмірів вала та отвору.

Збирання деталей з *натягом* відбувається за допомогою тиску, який створюють за допомогою пресів або ударних навантажень. Конструктивна простота й відносна легкість збирання пояснюють досить широке застосування посадок цієї групи. Сили тертя на поверхні контакту вала й втулки після утворення посадки не тільки перешкоджають відносному переміщенню зібраних деталей, але й забезпечують передачу значних крутних моментів; або осьових сил без будь-якого ускладнення конструкції (без застосування шпонок, штифтів).

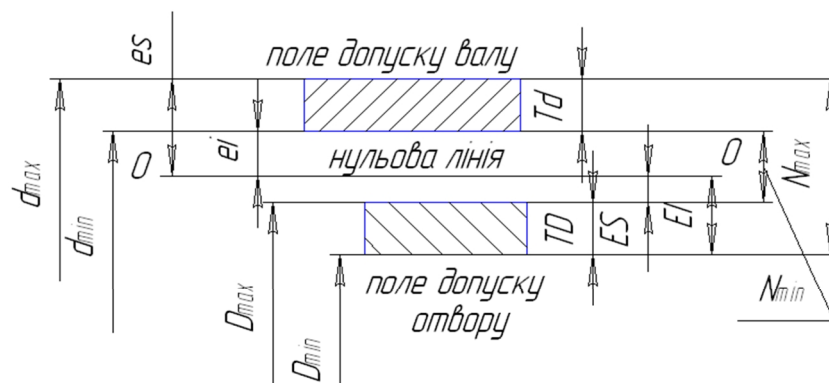


Рисунок 1.7 – Схема полів допусків вала і отвору для посадок з натягом

### ***Перехідні посадки***

Різновидом нерухомих посадок є *перехідні*. У цих посадках під час взаємного сполучення деталей можливе утворення з'єднань як з зазором так і з натягом. Нерухомість таких з'єднань забезпечується введенням конструктивних елементів (шпонка, штифт, стопорний болт). Поля допусків перехідних посадок, перекриваються. Відмінною рисою схеми перехідних посадок є часткове перекриття полів допусків вала та отвору (рис.1.8). Зі схеми також видно, що в з'єднанні може бути і зазор, коли розмір отвору більше діаметра вала, або натяг коли розмір вала більше діаметра отвору.

Різновидом нерухомих посадок є *перехідні*. У цих посадках під час взаємного сполучення деталей можливе утворення з'єднань як з зазором так і з натягом. Нерухомість таких з'єднань забезпечується введенням конструктивних елементів (шпонка, штифт, стопорний болт ). Поля допусків перехідних поса-

док, перекриваються.

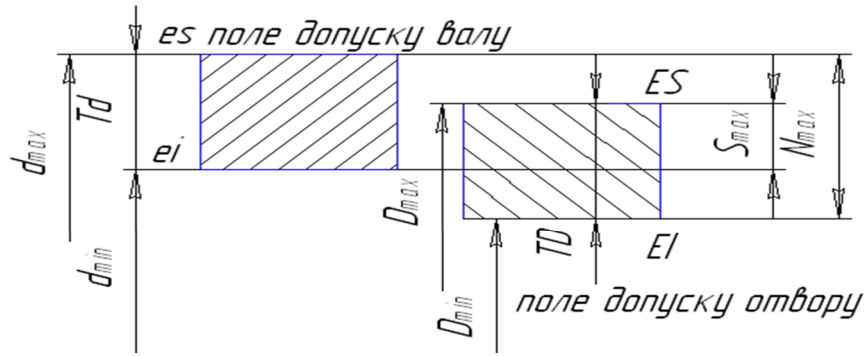


Рисунок 1.8 – Схема полів допусків валу та отвору для перехідних посадок

Відмінною рисою схеми перехідних посадок є часткове перекриття полів допусків вала та отвору (рис.1.8). Зі схеми також видно, що в з'єднанні може бути і зазор, коли розмір отвору більше діаметра вала, або натяг коли розмір вала більше діаметра отвору. Параметри посадки характеризуються найбільшими натягом і зазором, допуском посадки.

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min}, \quad (1.11)$$

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min}. \quad (1.12)$$

Допуск перехідної посадки дорівнює сумі значень граничних параметрів (зазору та натягу) або чисельно підраховується як сума допусків спряжених деталей.

$$TN(S) = N_{\max} + S_{\max} = TD + Td. \quad (1.13)$$

### **Система отвору і система вала**

У машинобудуванні широко використовуються посадки всіх трьох груп: із зазором, натягом і перехідні. Метод одержання посадок внаслідок зміни розмірів обох деталей, не можна вважати оптимальним, тому що він веде до необгрунтованого збільшення номенклатури ріжучого й вимірювального інструменту і в остаточному підсумку до подорожчання виробництва.

Посадку будь-якої групи можна одержати, змінюючи розміри лише однієї сполученої деталі, залишивши незмінними інші. Таким чином можна утворювати різні посадки шляхом зміни розмірів однієї деталі (вала або отвору).

Сукупність посадок, у яких граничний відхил отворів одного номінального розміру й однієї точності однакові, а різні посадки досягаються зміною граничних відхилів валів, називається *системою отвору* (рис.1.9). У всіх стандартних посадках системи отвору нижній відхил отвору дорівнює нулю. Такий отвір називають основним. Незважаючи на те, що граничні розміри отвору заданого номінального діаметра й певної точності не змінюються, можливе одержання посадок із зазором, перехідних і з натягом, які будуть мати при цьому обмежену номенклатуру. *Отвір основний* – отвір, нижнє відхил якого дорівнює нулю ( $EI=0$ ).

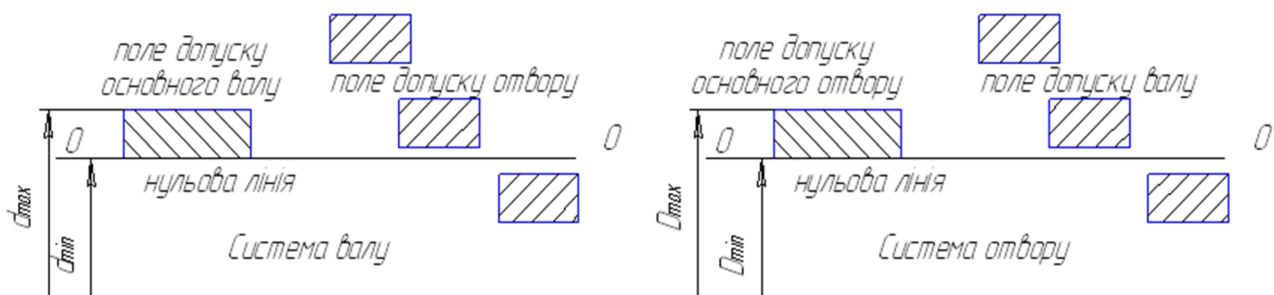


Рисунок 1.9 – Схема посадок у різних системах: вала і отвору

Сукупність посадок, у яких граничний відхил вала одного номінального розміру й однієї точності однакові, а різні посадки досягаються зміною граничних відхилів отворів, називається *системою вала* (рис.1.9). Для посадок цієї системи верхній відхил вала дорівнює нулю. Такий вал називають основним. *Вал основний* – вал, верхнє відхил якого дорівнює нулю ( $es=0$ ).

Метод уніфікації посадок на основі визначення системи (отвору чи вала) має високу ефективність. Стандарт розглядає обидві системи як рівноправні. Однак у кожному конкретному випадку систему вибирають на основі конструкторських, технологічних і економічних міркувань.

У більшості випадків слід призначати систему отвору. Це пояснюється тим, що точні вали різних розмірів можуть оброблятися на токарних або шліфувальних верстатах одним інструментом, а розміри досягаються органами керування верстата. Точні ж отвори зазвичай оброблюються мірним різальним ін-

струментом – свердлами, зенкерами, розгортками або протяжками. Кожен високоточний отвір потребує свій комплект дорогого різального інструменту. Це призводить до того, що в системі отвору різноманітність розмірів високоточних отворів набагато менше, ніж у системі вала, що суттєво скорочує номенклатуру інструментів. Однак бувають випадки коли застосування системи вала більш доцільне або єдино можливе. Наприклад, при використанні пруткового каліброваного матеріалу призначення системи вала виключає його обробку, якщо точність діаметральних розмірів прутка відповідає допуску. Підвищена вартість обробки посадкових отворів може бути компенсована економією за рахунок відсутності обробки зовнішніх поверхонь довгих нежорстких деталей. Система вала виявляється доцільнішою при використанні високопродуктивних методів обробки валів, наприклад безцентрового шліфування. Іноді застосування системи вала дозволяє значно спростити конструкцію й удосконалити технологію складання. На рис. 1.10.а наведений ескіз шарнірного з'єднання вилки з тягою, у якому необхідно забезпечити нерухоме з'єднання вала з вилкою (поверхні 1 і 3) і з'єднання із зазором вала з тягою (поверхня 2). Якщо застосувати систему отвору, то вал буде ступінчастим (рис. 1.10.б) і його обробка ускладниться, а головне, при зборці може бути зіпсована поверхня отвору в тязі. Використання системи вала дозволяє уникнути зазначених труднощів (рис. 1.10.в).

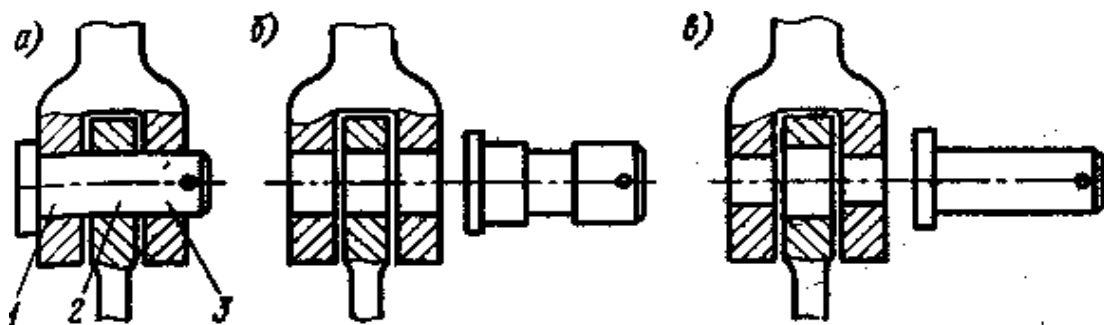


Рисунок 1.10 – Порівняння систем отвору і вала між собою:  
 а – схема з'єднання; б – схема посадок у системі отвору;  
 в – схема посадок у системі вала

Застосування в машині деталей і складових частин, виготовлених на спеціалізованих заводах (підшипники кочення, кулькові маслянки, фіксуючі штифти тощо), зобов'язує конструктора призначати посадку в тій системі, в якій

вона виготовлена. Так, при сполученні внутрішнього кільця підшипника кочення з валом посадки можуть бути отримані тільки шляхом зміни розмірів вала, тобто в системі отвору. З аналогічної причини сполучення зовнішнього кільця підшипника кочення з корпусом можливо тільки за рахунок зміни розмірів розточення корпусу, тобто в системі вала.

### **Питання і завдання для самоперевірки до розділу 1**

1. Що розуміють під взаємозамінністю деталей і складових частин у машино- і приладобудуванні?
2. Які ви знаєте види взаємозамінності?
3. Поясніть зміст понять: номінальні, дійсні, і граничні розміри.
4. Поясніть зміст понять: допуск і поле допуску.
5. Поясніть зміст понять: граничні відхили.
6. Як позначаються граничні відхили на умовних схемах?
7. Види посадок (зазор, натяг, перехідна); допуск посадки.
8. Системи отвору та вала, мотивація вибору.
9. Основний відхил: що визначає і як визначається?
10. Наведіть приклади основного відхилю.

## РОЗДІЛ 2 СИСТЕМА ПРИЗНАЧЕННЯ ДОПУСКІВ ТА ПОСАДОК

### 2.1. Поняття про систему допусків і посадок

Гладкі циліндричні з'єднання найпоширеніші в техніці, тому їх регламентація на основі певної системи мають винятково велике значення.

*Система допусків і посадок* – сукупність рядів допусків і посадок, закономірно побудованих на умовах досвіду виготовлення та проектування виробів, теоретичних та експериментальних досліджень, зібраних разом і оформлених в стандарти, які використовуються як загальні довідникові дані.

Головною перевагою системи є те, що вона усуває різноманіття допусків і посадок, значно скорочує номенклатуру ріжучих і вимірювальних інструментів. Прийняття системи дозволяє організувати масове виготовлення часто застосовуваних деталей і вузлів на спеціалізованих підприємствах, що дає великий економічний ефект.

Система призначена для вибору мінімально необхідної, але достатньої кількості варіантів допусків і посадок, типових з'єднань деталей машин, дозволяє запобігти їх довільному призначенню, суттєво скорочує кількість та номенклатуру різальних та вимірювальних інструментів, за рахунок уніфікації, полегшує контроль і виробництво, забезпечує досягнення взаємозамінності виробів та їх частин, підвищує їх якість. В свою чергу це дозволяє підвищити серійність виробництва багатьох деталей.

### 2.2. Побудова єдиної системи допусків та посадок (ЄСДП)

Побудова ЄСДП базується на основних положеннях:

1. Всі розміри, з метою спрощення довідникових таблиць регламентованих стандартом допусків, розбивають на діапазони, а ті в свою чергу на інтервали розмірів. Для кожного діапазону використовують свої аналітичні залежності;
2. Встановлено одиницю допуску, яка визначає залежність допуску від розміру;
3. Встановлено необхідну кількість квалітетів, класів або ступенів точності, та

визначено їх вплив на допуск;

4. Встановленні основні відхили, що визначають розташування допуску в залежності від виду необхідної посадки (розмір деталі задається двома регламентованими значеннями основного відхили та допуску);

5. Визначено правило (уніфікації та переважності) побудови посадок на основі розташування поля допуску основної деталі, яка визначає систему посадки (система отвору, валу, комбінована);

6. Симетричний принцип побудови системи основних відхилів розмірів (наприклад поля допусків основного отвору і основного валу розташовані симетрично відносно нульової лінії);

7. Стандартні умови вимірювання та контролю деталі.

### ***Ряди розмірів у ЄСДП***

Велике різноманіття розмірів однойменних комплектуючих виробів вимагає відповідної кількості асортименту ріжучого та вимірювального інструменту, пристроїв, заготовок; призводить до ускладнення технологічних процесів виготовлення комплектуючих і обладнання, збільшення витрат на їх переналагодження, погіршення ремонтпридатності. Щоб зменшити ці витрати всі розміри в ЄСДП систематизуються у відповідності з параметричними рядами розмірів, які встановлюються у відповідності до переважних чисел.

В стандартизації використовуються *ряди переважних чисел*. Вони задають параметри характеристичного числового ряду. При визначенні розмірів виробу рекомендується використовувати ці числа.

Стандарт містить чотири основних ряди чисел (табл. 2.1):  $Ra5$ ,  $Ra10$ ,  $Ra20$  і  $Ra40$ , побудованих по геометричній прогресії зі знаменниками, рівними  $\sqrt[5]{10} \approx 1,6$ ;  $\sqrt[10]{10} \approx 1,25$ ;  $\sqrt[20]{10} \approx 1,12$  і  $\sqrt[40]{10} \approx 1,06$ . Кожний ряд містить у кожному десятиковому інтервалі відповідно 5, 10, 20 і 40 різних чисел. Використання ряду який має меншу кількість значень завжди є переважним. Цифри в інших десятикових інтервалах одержують множенням (або діленням) зазначених величин на 10, 100, 1000 і т.д.

При призначенні номінальних розмірів значення, отримані розрахунком, варто округляти до найближчого більшого значення, наявного в стандарті. Варто віддавати перевагу рядам з більше грубою градацією, тобто ряд *Ra5* – ряду *Ra10*, ряд *Ra10* – ряду *Ra20* і т.д. Це приводить до подальшого зменшення типорозмірів, що вигідно для виробництва. Застосування як номінальні розміри значень, що не входять у ГОСТ допускається лише у виняткових, технічно обґрунтованих випадках. Стандарт не поширюється на технологічні міжопераційні розміри і на розміри, зв'язані розрахунковими залежностями з іншими прийнятими розмірами або розмірами стандартних комплектуючих виробів. Щоб зменшити розмаїття розмірів з метою звуженням сортаменту матеріалів, номенклатури мірного ріжучого й вимірювального інструмента, скороченням типорозмірів виробів і запасних частин до них і застосування найбільш раціонально побудованих рядів чисел, при конструюванні варто керуватися стандартом який визначає нормальні лінійні розміри, які вибирають в якості початку відліку відхилів і по відношенню до яких призначаються граничні розміри деталей.

*Ряд переважних чисел* – ряд, який узагальнює основні розміри машин, обладнання, приладів і має кілька ієрархічних рівнів підпорядкування.

На основі рядів переважних чисел будують параметричну матрицю чисел.

Таблиця 2.1 – Ряди переважних чисел\*

<i>Ra5</i>	<i>Ra10</i>	<i>Ra20</i>	<i>Ra5</i>	<i>Ra10</i>	<i>Ra20</i>	<i>Ra5</i>	<i>Ra10</i>	<i>Ra20</i>	<i>Ra5</i>	<i>Ra10</i>	<i>Ra20</i>	<i>Ra5</i>	<i>Ra10</i>	<i>Ra20</i>
1,0	1,0	1,0	1,6	1,6	1,6	2,5	2,5	2,5	4,0	4,0	4,0	6,3	6,3	6,3
		1,1			1,8			2,8			4,5			7,1
	1,2	1,2		2,0	2,0		3,2	3,2		5,0	5,0		8,0	8,0
		1,4			2,2			3,6			5,6			9,0

\*Цифри в інших десяткових інтервалах одержують множенням наведених величин на 10, 100, 1000 тощо.

Для характеристики ряду виробів виділяють основний параметр виробів – головний. Їм може бути потужність, кількість виробів, що випускаються, або кількість упаковок за годину.

Ряд переважних чисел використовується не тільки при стандартизації, але



і під час визначення параметрів машин в процесі проектування. Іноді використовують ряди переважних чисел побудовані за арифметичною прогресією, які мають вигляд 1–2–3–4–...; 25–50–75–100–... Зустрічаються також ступенево–арифметичні ряди. Наприклад ряди збільшення діаметрів метричної різі: 1 – 1,1 – 1,2 – 1,4 – 1,6 – 1,8 – 2 – 2,2 – .. – 3 – 3,5 – 4 – 4,5 – ...– 145 – 150 – 155 – 160 ..

*Параметр головний* – найбільш важливий показник, який не залежить від технічних та конструктивних удосконалень та технологій виготовлення. На основі цього, будуються параметричні ряди. Крайні значення визначають з існуючої потреби та перспектив розвитку.

*Ряд параметричний* – закономірно побудована, в визначеному діапазоні, сукупність числових значень головного параметру машин (виробів) одного функціонального призначення, аналогічних по кінематиці або робочому процесу. На базі параметричних рядів складають конструктивні ряди сталих типів машин (моделей) однакової конструкції і однакового призначення.

Вироби однакового або різного призначення, які мають конструктивну спільність деталей, блоків та агрегатів *поєднують у конструктивно уніфікований ряд*. Конструктивно уніфікований ряд узагальнює всі основні модифікації машин, обладнання, приладів.

*Інтервали розмірів*. Відповідно до ряду переважних чисел всі розміри розбиті на діапазони і інтервали. Так в ГОСТ 25346 діапазон розмірів до 10 000 мм розбитий на 26 інтервалів таким чином, щоб табличний допуск, підрахований для розміру що являє собою середньо геометричне  $D = \sqrt{D_1 D_2}$ . Підрахований таким чином допуск від допусків для крайніх розмірів інтервалу  $D_1$  і  $D_2$  не більше ніж на 5...8 %. Якщо це було неприйнятно (наприклад, для посадок з натягом), основні інтервали у відповідному місці стандарту додатково підрозділяють на так звані проміжні інтервали.

Весь діапазон розмірів до 10000 мм розбитий на 26 інтервалів, мм: до 3, більше 3 до 6, більше. 6 до 10, ... більше 8000 до 10000.

*Одиниця допуску*. Один і той же допуск зі збільшенням розмірів витримувати стає дедалі важче. Для технологічних процесів механічної обробки (то-

чіння, шліфування, свердління, розгортання та ін.) розсіювання дійсних розмірів залежно від номінального розміру змінюється за законом параболи. Щоб відзначити цю залежність, ввели поняття – *одиниця допуску*, яка змінюється залежно від номінального розміру і використовується як множник у формулах допусків системи. Одиницю допуску для гладких з'єднань визначають за такими залежностями (рис.2.1), де  $D$  – у мм;  $I, i$  – у мкм:

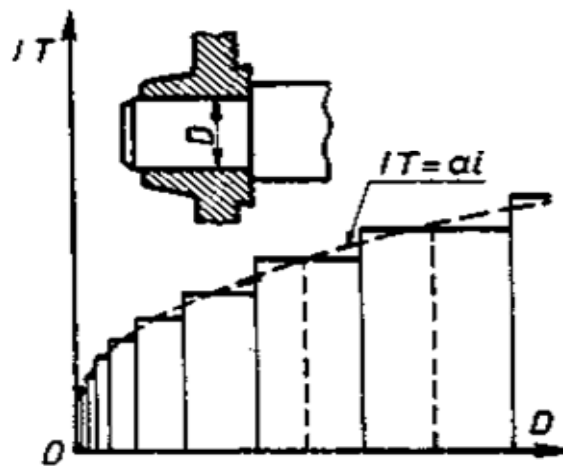


Рисунок 2.1 – Залежність допуску від розміру

Одиниця допуску визначається на основі експериментально встановленої залежності, яка дозволяє об'єктивно оцінювати вплив розміру на величину допуску. Врахування особливостей технології виготовлення деталей різних розмірів стандарт встановлює різні точності, що враховується формулою визначення допуску:  $T = a \times i$  (табл. 2.2), де:  $a$  – число яке визначається точністю і не залежить від розміру;  $i$  – одиниця допуску залежить від інтервалу, в який входить розмір і не залежить від точності.

Система	Розміри до 500 мм	Св. 500 мм
ISO	$i = 0,45^3 \sqrt{D} + 0,001D$	$i = 0,004D + 2,1$

*Формули одиниці допуску призначені для визначення допусків середньої точності – 5–17 квалітетів. Другий член в формулі враховує температурну та пружні похибки. Другий член у вираженні одиниці допуску враховує погрішності виміру через неминучу різницю температур деталі й приладу, а також внаслідок пружних деформацій його вимірювальним зусиллям. Для малих розмірів він несуттєво, але зі збільшенням  $D$  швидко зростає.*

Таблиця 2.2 – Число одиниць допуску  $a$  для різних квалітетів (5–17) (до 500 мм)

Квалітет	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Число одиниць допуску	7	10	16	25	40	64	100	160	250	400	640	1000	1600

### ***Ступені точності – квалітети. Їх призначення. Ряди допусків***

В міжнародній системі ISO, ступені точності розміру названі *квалітетами* – (ступені точності) – шаблі градації значень допусків системи. Для гладких з'єднань ISO встановлює 20 квалітетів, яким привласнені номери (у порядку зниження точності) від 01 до 18.

Стандартний допуск того або іншого квалітету позначається сполученням букв *IT* (від англ. *Internacional tolerance* – міжнародний допуск) з номером квалітету, наприклад, *IT01*, *IT5*, *IT14* і т.д.

Табличні значення допусків *IT01* .. *IT4* включно підраховані за індивідуальними для кожного квалітету залежностями, а для *IT5* .. *IT 17* – за вищенаведеними залежностями з послідовною підстановкою числа одиниць допуску  $a$  відповідного квалітету.

*Квалітет* – сукупність допусків, які характеризуються постійною відносною точністю для всіх номінальних розмірів даного інтервалу.

Точність в межах квалітету залежить тільки від інтервалу, в який входить номінальний розмір. Кількість квалітетів визначається потребами різних галузей промисловості, перспективами підвищення точності виробів, межами допустимої точності, а також функціональними та технологічними факторами. Квалітет визначає величину допуску на виготовлення, а значить і відповідні методи і засоби обробки деталей машин.

Величина допуску для 5–17–го квалітету визначається, як добуток одиниці допуску на число, яке визначається точністю. Величина останньої визначається квалітетом (табл. 2.3). З метою спрощення таблиць допусків у кожному квалітеті для певного інтервалу номінальних розмірів устанавлюється величина допуску, однакова для всіх розмірів, що входять у цей інтервал.

Квалітети визначають методами розрахунку посадок або призначають за

аналогією, орієнтуючись на точність виготовлення деталей, що нормально працюють у машинах аналогічного призначення. Нижче наводяться самі загальні міркування по призначенню квалітетів для деталей, що утворюють рекомендовані посадки.

Таблиця 2.3 –Значення допусків, мкм

Квалітет	Інтервали розмірів, мм												
	≤3	>3 ≤6	>6 ≤10	>10 ≤18	>18 ≤30	>30 ≤50	>50 ≤80	>80 ≤120	>120 ≤180	>180 ≤250	>250 ≤315	>315 ≤400	>400 ≤500
01	0,3	0,4	0,4	0,5	0,6	0,6	0,8	1,0	1,2	2	2,5	3	4
0	0,5	0,6	0,6	0,8	1	1	1,2	1,5	2	3	4	5	6
1	0,8	1	1	1,2	1,5	1,5	2	2,5	3,5	4,5	6	7	8
2	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10
3	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15
4	3	4	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20
5	4	5	6	8	9	11	13	15	18	20	23	25	27
6	6	8	9	11	13	16	19	22	25	29	32	36	40
7	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57	63
8	14	18	22	27	33	39	46	54	63	72	81	89	97
9	25	30	36	43	52	62	74	87	100	115	130	140	155
10	40	48	58	70	84	100	120	140	160	185	210	230	250
11	60	75	90	110	130	160	190	220	250	290	320	360	400
12	100	120	150	180	210	250	300	350	400	460	520	570	630
13	140	180	220	270	330	390	460	540	630	720	810	890	970
14	250	300	360	430	520	620	740	870	1000	1150	1300	1400	1550
15	400	480	580	700	840	1000	1200	1400	1600	1850	2100	2300	2500
16	600	750	900	1100	1300	1600	1900	2200	2500	2900	3200	3600	4000
17	1000	1200	1500	1800	2100	2500	3000	3500	4000	4600	5200	5700	6300
18	1400	1800	2200	2700	3300	3900	4600	5400	6300	7200	8100	8900	9700

\*Квалітети 14–17–й для розмірів менш 1 мм не передбачені. Значення допусків у квалітетах 0–18 для розмірів до 500 мм наведені в табл. 2.2. Допуски вала й отвору одного номінального розміру, виконаних в одному квалітеті, рівні.

*Використання квалітетів в машинобудуванні:*

01, 0, 1 – точні квалітети використовують дуже рідко, головним чином для виготовлення еталонів та зразкових засобів вимірювання плоскопаралельних кінцевих мір довжини.

1...4 квалітети використовують для виготовлення робочих або контрольних калібрів.

4,5 квалітети використовують в особливо точних з'єднаннях, які не допускають зміни натягу або зазору. Наприклад спряження точних підшипників прецизійних верстатів та приладів на валу, й у корпусі, закріплення еталонних зубчастих коліс на валах чи оправках. Заданий допуск для утворення необхідної посадки досягають, використовуючи більш грубі квалітети й селективну збирання.

5...12 квалітети призначені для утворення з'єднань.

6,7 квалітети використають у відповідальних сполученнях, до яких існують вимоги до визначеності характеру з'єднання посадки, а до деталей необхідна взаємозамінність (підшипники 0 і 6 класу точності, підшипники ковзання, з'єднання гідравлічної апаратури). Наприклад, при посадці на вал зубчастих коліс високої й середньої точності, виконанні посадкових, місць для підшипників кочення класів точності 0 і 6, підшипників ковзання, з'єднанні гідравлічної або пневматичної апаратури. В сучасному виробництві 60–70% відповідальних сполучень виконується в цих квалітетах.

8 – квалітет призначений для середньої точності складання, з більшими гарантованими зазорами або натягами, які менш чутливі до їхнього збільшення, а також для посадок, що забезпечують середню точність зборки. Використовується для з'єднання деталей які працюють зі значними перепадами температур (швидкообертові підшипники ковзання).

9,10 квалітети використають у невідповідальних з'єднаннях із зазором. Посадки з натягом і перехідні посадки в цих квалітетах не вживаються через невизначеність з'єднання. З такою точністю виготовляють посадкові місця консольних шківів на валах, невідповідальні рухомі з'єднання сільськогосподарських і дорожніх машин.

11,12 квалітети використовують при грубому збиранні в зварних та паяних з'єднаннях, у грубих з'єднаннях що працюють в умовах сильного забруднення, з дуже більшими гарантованими зазорами, в невідповідальних з'єднаннях (допуски вільних розмірів): фланці, кришки.

По грубих квалітетах (13–17-й) задаються допуски на вільні розміри.

### ***Основні правила призначення квалітетів***

Необхідно призначати точність, яка забезпечує необхідну працездатність продукції при найменших затратах на її виготовлення (Кожен метод обробки має свої оптимальні технологічні можливості досягнення точності. На цей фактор впливає як знос верстатів так і рівень кваліфікації працівників); гарантує працездатність продукції (з урахуванням терміну експлуатації); враховує можливість визначення та перевірки окремих розмірів; доречна (враховує функціональні особливості розмірів /відповідальні або вільні/, особливості використання різних видів посадок (з зазором 4...12, з натягом 5...8, перехідні 4...7 квалітет).

### ***Система основних відхилів***

*Утворення полів допусків\**. Характер сполучення двох деталей, або вид посадки, визначається взаємним розташуванням полів допусків вала й отвору. В системі ISO, розташування поля допуску задається двома координатами. Одна – величина допуску для заданого номінального розміру, що залежить тільки від номера квалітету, інша – так зване основний відхил – найближча відстань поля допуску до нульової лінії. Якщо поле допуску розташоване вище нульової лінії, то основним є нижній граничний відхил: EI або ei; якщо воно нижче нульової лінії – основним служить верхній граничний відхил: ES або es. Основний відхил може бути як додатнім так і від'ємним.

\* *Поле допуску* – це допуск з визначеним місцем розташування – основним відхилом, який є координатою розташування.

*Відхил основний* – це одне з двох відхилів (найближчий до нульової лінії), який визначає розташування допуску відносно нульової лінії (неважливо верх-

не або нижнє, головнє, щоб воно було найближче розташовано до нульової лінії). Основні відхили позначаються буквами латинського алфавіту (малі для валу, великі для отвору).

\* Трудомісткість обробки деталі визначається величиною допуску  $nf$  не залежить від розташування поля допуску щодо нульової лінії. З погляду забезпечення взаємозамінності розташування поля допуску основної деталі має вкрай важливе значення.

У міжнародній системі встановлено 28 основних відхилів отворів і валів. Вони позначаються буквами латинського алфавіту: малими – основні відхили валів, прописними – отворів (рис. 2.2). Літерні позначення прийняті за абеткою; відхил  $a$  (або  $A$ ) дозволяє одержати максимальні зазори в системі отвору (або вала). Основні відхили, позначені двома буквами, зустрічаються рідко. Так, відхили валів  $cd$ ,  $ef$ ,  $fg$  і відповідні відхили отворів  $CD$ ,  $EF$ ,  $FG$  застосовуються в точній механіці для розмірів до 10 мм, відхили  $za$ ,  $zb$ ,  $zc$  ( $ZA$ ,  $ZB$ ,  $ZC$ ) забезпечують одержання посадок з дуже більшими натягами. Основний відхил, який позначається як  $j_s$  ( $J_s$ ), означає симетричне розташування поля допуску щодо нульової лінії. У цьому випадку основний відхил дорівнює половині величини допуску  $\pm IT_{n/2}$ , де  $n$  – номер квалітету.

Числові значення основних відхилів не залежать від квалітету, але змінюються від інтервалу до інтервалу номінальних розмірів. Умовні позначки будь-яких окремих *полів допусків*\* складаються зі сполучення букви (основний відхил) і номера квалітету (величина допуску), наприклад,  $h5$ ,  $H5$ ,  $F7$ ,  $b12$ ,  $G4$ . Буквою  $H$  позначається нижній відхил отвору рівний нулю ( $EI = 0$ ). Так розташовується поле допуску *основного отвору*. Аналогічний відхил  $h$  характеризує основний вал, допуск якого розташований у мінус від нульової лінії («у тіло»). Верхній відхил основного вала  $es = 0$ . Основні відхили отворів як правило дорівнюють основним відхилам валів по числовому значенню та протилежні по знаку, і позначаються тією ж самою буквою. З правила зроблено виключення для розмірів більших за 3 мм до 500 мм. Для отворів  $I$ ,  $K$ ,  $M$ ,  $N$  з допусками по 3–8 квалітету і для отворів від  $P$  до  $ZC$  з допусками по 3–7 квалітетам, для них

використовується спеціальне правило.  $ES = -ei + \Delta$ , де  $\Delta = IT_n - IT_{n-1}$  – різниця між допуском того квалітету, в якому утворюється поле допуску і допуском найближчого більш точного квалітету. Спеціальне правило забезпечує отримання в двох співпадаючих посадках в системі валу та отвору однакових зазорів або натягів, якщо в посадці отвір з'єднується з валом більш високого квалітету. Якщо поле допуску розташовується нижче нульової лінії, то основним є верхній відхил, а нижній визначається по формулах:

$$EI = ES - IT; es = ei - IT \quad (2.1)$$

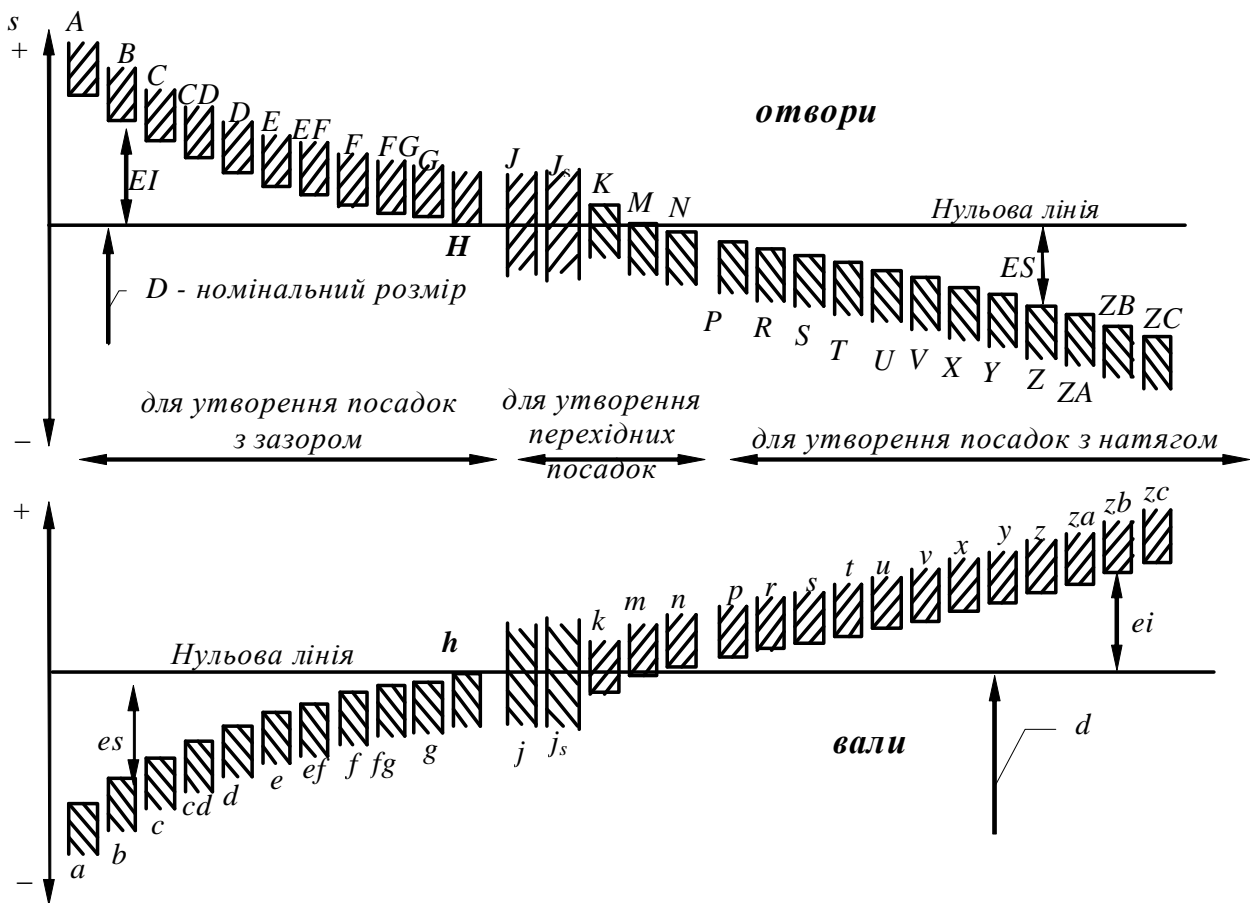


Рисунок 2.2 – Схема розташування і позначення основних відхилів

При розташуванні поля допуску вище нульової лінії основне – нижній відхил, а верхній дорівнює:

$$es = ei + IT; ES = EI + IT. \quad (2.2)$$

У цих формулах  $IT$  – допуск розміру, обумовлений номером квалітету. У системі ISO допускаються будь-які сполучення основних відхилів і квалітетів, що дозволяє одержувати дуже велике число (більше 500) різних полів допусків



валів і отворів. Це значно перевищує потреби промисловості. В ГОСТ 25347 шляхом відбору встановлена обмежена номенклатура полів допусків.

### ***Правило уніфікації побудови посадок***

Велика кількість полів допусків, дозволяє утворювати різноманітні сполучення. Поєднання їх в різних варіаціях між собою призводить до того, що чисельність посадок які можуть бути утворені настільки велика, що її просто неможливо, та й не має потреби використовувати. В ЕСДП шляхом відбору встановлена обмежена номенклатура сполучень полів допусків, які набула широкого використання.

Всі систематизовані посадки виконуються в *системі вала*, в *системі отвору* або можуть бути *комбіновані*. Для цього визначається розташування поля допуску основної деталі. Отвір в системі отвору і вал в системі валу є основними деталями. Різні посадки отримують шляхом зміни розмірів сполучених деталей.

Посадки різного характеру в системі отвору або валу одержують зміною розташування поля допуску спряженої деталі.

*Система допусків і посадок* – сукупність рядів допусків і посадок, закономірно побудованих на основі досвіду, теоретичних і експериментальних досліджень і оформлених у вигляді стандартів. У промисловості розроблені й діють системи допусків і посадок на різні, переважно типові, види сполучень: гладкі, конічні, різьбові, шпонкові, шліцьові, зубчасті передачі тощо.

Система впорядковує і полегшує призначення допусків і посадок у з'єднаннях, обмежуючи промисловість мінімально необхідними, але достатніми можливостями вибору точності й характеру сполучень. Вхідні в ці системи стандарти обов'язкові для всього загальної й більшої частини спеціального машинобудування при всіх видах проектування, включаючи курсові й дипломні проекти в навчальних закладах.

Будь-яка система визначається рядом вихідних ознак. Найбільше наочно й повно їх можна розглянути на прикладі системи допусків і посадок гладких

з'єднань (ГОСТ 25346, ДСТУ ISO 286–1–2002).

Для досягнення необхідного характеру сполучення деталей недоцільно одночасно проводити варіацію полів допусків обох деталей. Таблиці посадок суттєво спрощуються якщо побудовані в системі отвору чи у системі валу. У системі отвору при даних розмірах і точності з'єднання потрібну посадку одержують зміною граничних розмірів валу (зсувом його поля допуску щодо нульової лінії), не міняючи при цьому виконавчих розмірів основної деталі – отвору (рис. 2.3).

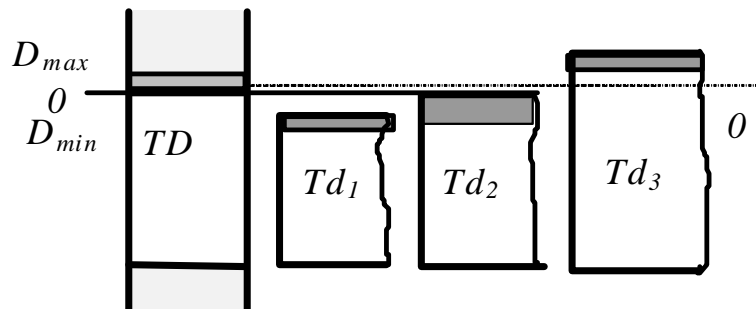


Рисунок 2.3 – Система отвору

*Посадки в системі отвору* – сукупність посадок в яких необхідні зазори та натяги утворюються сполученням різних полів допусків валів з полем допуску основного отвору, вони позначаються з літерою *H*.

Для посадок в системі отвору нижня границя поля допуску основного отвору співпадає з нульовою лінією.  $EI=0$ . Система отвору має переваги під час використання (отвори оброблюються більш коштовним інструментом, обробка яким дає дискретний розмір з визначеним полем допуску).

*Посадки в системі валу* – сукупність посадок в яких необхідні зазори і натяги утворюються сполученням різних полів допусків отворів з полем допуску основного валу, який позначають з буквою *h*.

Для всіх посадок в цій системі верхній відхил валу ( $es = 0$ ), тобто верхня межа поля допуску валу завжди співпадає з нульовою лінією. Система валу використовується в з'єднаннях, розміри яких вимагають кілька з'єднань, по одному номінальному діаметру (вал довгий).

Вибір системи отвору чи валу регламентує розташування поля допуску

основної деталі: один відхил розміру якої завжди дорівнює нулю, а допуск спрямований від номінальної лінії «у тіло». Асиметричне розташування має ряд переваг перед симетричним. Зокрема, можна комбінувати точність деталей у з'єднанні, не порушуючи при цьому характер посадки. Це спрощує довідкові таблиці, полегшує підрахунок зазорів і натягів, прохідні калібри для основної деталі системи можуть залишатися незмінними при зміні точності розмірів деталі й т.п.

З метою скорочення номенклатури мірних, різальних інструментів та граничних калібрів в системі отвору відібрано 17, а в системі вала 10 переважних посадок. Їх рекомендовано призначати в першу чергу. Допускаються і інші посадки, які утворені полями допусків отворів та валів, приведеними в стандарті (табл. 2.4). Рекомендовано, щоб в цих випадках посадки утворювались по можливості в системі отвору або вала і щоб допуск отвору був більше або дорівнював допуску вала або вони відрізнялись між собою не більше ніж на 1–2 квалітета.

Таблиця 2.4 – Рекомендовані посадки

Посадки	Система вала	Система отвору	Комбінована
з зазором			
з натягом			
перехідні			

### ***Температурний режим***

Всі відхили в стандартах на допуски й посадки розраховані за умови контролю деталей при нормальній температурі (+20° С). Для особливо точних деталей контроль проводять у спеціальних приміщеннях. В інших випадках стежать лише за тим, щоб температура деталі й вимірювального засобу в момент перевірки була однаковою.

Коли дійсна температура деталі або вимірювального приладу не збігаєть-

ся або відрізняється від прийнятої метрологічної, при вимірах виникають погрішності ( $\Delta d$ ), обумовлені температурним розширенням деталей, які розраховують по формулі:

$$\Delta d = d(\alpha_1 \Delta t_1 - \alpha_2 \Delta t_2), \quad (2.3)$$

де  $d$  – вимірюваний розмір, мм;  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$  – коефіцієнти лінійного розширення матеріалів деталі й вимірювального приладу;  $\Delta t_1 = t_1 - 20^\circ$  – різниця між температурою деталі й нормальної ( $20^\circ\text{C}$ );  $\Delta t_2 = t_2 - 20^\circ$  – різниця між температурою приладу й нормальної.

*Приклад.* Сталевий вал  $\varnothing 200_{-0,029}$  мм контролюється при  $t_1 = 40^\circ\text{C}$ ; температура вимірювального приладу  $t_2 = 20^\circ\text{C}$ . Визначити погрішність виміру.

Враховуючи, що для сталі  $\alpha_1 = \alpha_2 = 11,5 \times 10^{-6}$ , по формулі (4,4) розраховуємо погрішність виміру:  $\Delta d = 200 \times 11,5 \times 10^{-6} \times 20 = 0,046$  мм. Отриманий результат в 1,5 рази перевищує величину допуску на виготовлення вала.

### **Питання і завдання для самоперевірки до розділу 2**

1. Діапазони розмірів для гладких з'єднань. Принцип розподілу діапазонів на інтервали розмірів.
2. Системи отвору і вала, мотиви їхнього вибору.
3. Що таке одиниця допуску?
4. Призначення квалітетів. Загальна кількість, позначення.
5. Основні відхилення: означення, розташування щодо нульової лінії.
6. Рекомендації з вибору полів допусків для утворення посадок.

## РОЗДІЛ 3 ПРИЗНАЧЕННЯ І РОЗРАХУНОК ПОСАДОК

### 3.1 Підбір і призначення посадок на основі сполучення стандартних полів допусків

Вибір посадок здійснюється у відповідності до міжнародної системи ISO, якою встановлено різні поля допусків для інтервалів розмірів, мм: до 1, від 1 до 500, св. 500 до 3150, св. 3150 до 10000. Це дозволяє врахувати особливості технології виготовлення деталей різних розмірів.

Посадки утворюються сполученням полів допусків отворів і валів. Їх вибір рекомендовано системою ISO відповідно для кожного інтервалу розмірів. Для розмірів від 1 до 500 мм стандарт передбачає 69 посадок у системі отвору й 61 у системі вала (табл. 3.1). З метою скорочення номенклатури централізовано виготовлених мірних різальних інструмент і граничних калібрів у системі отвору відібрано 17, а в системі вала 10 кращих посадок. Їх рекомендується призначати в першу чергу.

У технічно обґрунтованих випадках допускаються й інші посадки, утворені полями допусків отворів і валів, наведеними в стандарті. Рекомендується, щоб і в цих випадках посадки утворювалися по можливості в системі отвору або вала і щоб допуски отвору й вала відрізнялися не більше ніж на два квалітети. При призначенні посадок система отвору є переважною. При проектуванні зустрічаються випадки, коли доводиться призначати несистемні посадки, утворені сполученням неосновних полів допусків. Це відбувається коли на одній деталі утворюються кілька посадок різного характеру.

При конструюванні з'єднання спочатку вирішують питання про те, у якій системі доцільно призначити посадку (системі отвору або в системі вала). Після цього вибирають посадку на основі розрахунків (граничні значення параметрів  $S(N)_{\min}$  і  $S(N)_{\max}$ , визначають на основі розрахунків), або за аналогією, орієнтуючись на з'єднання, працездатність яких в аналогічних умовах доведена практикою. Граничні значення параметрів деталей (зазорів, натягів), що забезпечують виконання з'єднанням свого функціонального призначення, визнача-

ють на основі досвіду експлуатації однотипних машин, технічних рекомендацій, галузевих документів, літературних джерел. При відсутності попередників широко застосовують метод подібності, аналізуючи галузеву й загально технічну документацію й керівні матеріали; знаходять з'єднання, подібні розроблювальному по розмірах, характеру навантажень і на цій підставі призначають посадку. Для нерухомих з'єднань використовують метод прецедентів при призначенні перехідних посадок, а для рухомих – при відносно низькоточних (9...11) квалітетах або в тихохідних з'єднаннях. Нові дослідницькі зразки виробів перед запуском у серійне виробництво проходять стендові або натурні випробування, за результатами яких відбувається коригування окремих посадок.

Всі довідникові рекомендації по призначенню посадок наведені для спряжень які мають відношення  $l/d=1,5$ , нормальні умови роботи ( $20^{\circ}$ ), приблизно однаковий коефіцієнт лінійного термічного розширення. Якщо ж умови роботи не відповідають зазначеним вище умовам використання то їх корегують в сторону збільшення при великих теплових деформаціях валу і зменшують при великих теплових деформаціях отвору. При значній довжині з'єднання  $l/d > 1,5$  на характер посадки, впливають погрішності форми (особливо відхил від прямолінійності осі) і розташування; з метою їх компенсації призначають сусідні більш вільний основний відхил. Для посадок з натягом при малій довжині запресування збільшують натяг, а для з'єднання тонкостінних деталей або виготовлених з маломіцних матеріалів натяг зменшують.

### ***Основні правила позначення на креслениках допусків і посадок***

На креслениках і в іншій технічній документації посадка позначається у вигляді дробу (або в один рядок): у чисельнику (або на першому місці) – умовне позначення поля допуску отвору, а в знаменнику (або на другому місці) – вала, наприклад:  $\varnothing 30H7/g6$ , або  $\varnothing 30 H7-g6$ , або  $\varnothing 30 \frac{H7}{f6}$ .

Числові значення поля допуску рекомендовано проставляти на робочих креслениках деталей. Це доцільно у випадку використання універсальних вимірювальних інструментів (в одиничному й дрібносерійному виробництвах, при

ремонтних роботах, зручно у виробничих умовах і статистичних методах контролю розмірів. В зв'язку з тим, що сучасні робочі кресленики існують в електронному вигляді, питання переводу умовних зображень в числовий вираз здійснюється автоматично на екрані монітору.

Стандартом дозволено використовувати комбіновані позначення (безпосередньо за умовним позначенням в дужках наводити числові значення граничних відхилів): при номінальних розмірах, які не входять в ряди нормальних лінійних розмірів (ГОСТ 6636); при призначенні полів допусків, умовні позначення й граничні відхилення яких не передбачені ГОСТ 25347, (наприклад, для пластмасових деталей уведений ряд спеціальних полів); при призначенні граничних відхилів розмірів уступів з несиметричним допуском.

На складальних креслениках з метою отримання уяви про характер з'єднання проставляють посадки умовними символами полів допусків сполучених деталей.

### *Характеристика основних видів стандартних посадок*

Призначення і приклади використання посадок з зазором. Зазор забезпечує можливість відносного переміщення зібраних деталей. В системі отвору існує 40 посадок з зазором (з них 11 переважних), 29 в системі валу, в тому числі 6 переважних. посадки призначають з досвіду експлуатації, враховуючи розмаїтість конструктивних варіантів сполучень матеріалів, швидкість відносного переміщення, коливання температурного режиму роботи з'єднання, вимоги до точності центрування.

Розрахунок величини зазору робиться дуже рідко, лише для найбільш відповідальних підшипників ковзання двигунів, верстатів, турбін, компресорів при обертовому русі.

Існуючі варіанти розрахунку підшипників ковзання засновані на використанні гідродинамічної теорії змащення. Підшипники ковзання мають високу довговічність і малі втрати на тертя тільки при роботі в умовах рідинного змащення, коли поверхні деталей, які переміщуються одне по відношенню одного,

розділяє суцільний шар масла. У стані спокою вал у підшипнику лежить на нижній твірній втулці, практично повністю витісняючи масло в зоні максимального зближення поверхонь; з'єднання має максимальний ексцентриситет  $e_{\max}$  і односторонньо розташований угорі діаметральний зазор.

При обертанні вала в підшипнику внаслідок в'язкості мастило нагнітається в клинову порожнину, що звужується. При сталому режимі за рахунок гідродинамічного тиску, який виникає під час обертання, вал буде «спливати» у мастильному матеріалі. Дана умова в кожному конкретному випадку (розміри й матеріали сполучених деталей, діючі зусилля, швидкості, температура, марка мастильного матеріалу, режим роботи й ін.) може витримуватися лише в певному інтервалі зазорів.

Знаючи квалітет і діаметр з'єднання, підбір посадки зручніше вести по заданому  $S_{\min}$ , маючи на увазі, що в системі отвору  $S_{\min \text{ табл}} = es$ , а в системі вала  $S_{\min \text{ табл}} = EI$ , тобто визначають величину основного відхилу спряженої деталі. При однаковості квалітетів з'єднаних деталей другий *відхил* ( $ei$  валів або  $ES$  в отворів) чисельно дорівнює середньому *зазору*  $S_m$ . При цьому необхідно, щоб  $S_{\max \text{ табл}}$  був меншим розрахункового  $S_{\max}$ . Це дозволяє створювати додатковий запас точності на зношування. –  $T_{\text{зн}}$ ,

Посадки  $H/a$ ,  $H/b$ ,  $H/c$ ,  $A/h$ ,  $B/h$ ,  $C/h$  передбачені у квалітетах 11–12 для деталей низької точності з метою компенсації температурних деформацій, похибок виготовлення та складання. Вони характеризуються великими гарантованими зазорами й призначені для з'єднань деталей двигунів внутрішнього згорання, компресорів, турбін і інших теплових машин, у яких робоча температура різко відрізняється від навколишньої, існують теплові деформації сполучених деталей властивості яких значно різняться. Посадки цієї групи застосовують з метою компенсації відхилів розташування поверхонь сполучених деталей, компенсації погрешностей збирання, температурних деформацій тощо.

$H8/c8^*$  використовують при великому гарантованому зазорі, для підшипників ковзання, при існуванні перепаду температур і великій різниці коефіцієнтів лінійного розширення. При визначенні посадок необхідно враховувати відно-



шення  $L/d$ . Чим воно менше тим менше буде потрібен найменший зазор.

\*Переважні посадки виділено жирним.

Посадки  $H/d$ ,  $D/h$  передбачені у квалітетах нормальної й зниженої точності. Посадки типу  $H/d$  забезпечують великий мінімальний зазор і служать в основному для компенсації погрешностей зборки або температурних деформацій. Вони застосовуються й при напружених режимах роботи, довгих з'єднаннях ( $l/D \geq 1,5$ ), для деталей машин, де рухливість з'єднань повинна забезпечуватись для всіх випадків експлуатації.

$H11/d11$ ,  $H10/d10$ ,  $H9/d9$  – використовують при малій точності рухомих з'єднань; для підшипників ковзання невідповідальних машин. Посадка використовується для монтажу привідних валів в підшипниках, для з'єднання шківів з консольними валами.

$H7/d8$ ,  $H8/d8$  призначають для точних з'єднань, що працюють при значному перепаді температур і важких режимів, (підшипники турбін, валки прокатних станів).

Посадки  $H/e$  забезпечують стійкий гарантований зазор. Вони використовуються: для спряжень деталей, які працюють в умовах високої швидкості обертання; при значній довжині з'єднання; для валів, які мають кілька опор.

$H8/e9$ ,  $H9/e8$  і  $H9/e9$  посадки зниженої точності використовують в підшипниках ковзання невідповідальних машин.

$H7/e7$ ;  $H8/e8$  посадки використовують в легкоходових з'єднаннях, які працюють при рідинному змащуванні, для спряження швидкісних валів, при значній довжині спряження, багатоопорних валів, в опорах турбогенераторів, опор відцентрових насосів, в підшипниках корінних шийок валів і розподільчого вала двигунів внутрішнього згорання.

Посадки  $H/f$ ,  $F/h$  забезпечують помірні гарантовані зазори, достатні для вільного обертання в підшипниках ковзання при легких і середніх режимах роботи (підшипники валів коробок передач різних верстатів, електродвигунів, відцентрових насосів).

$H6/f6$  – високоточна посадка для прецизійних машин і механізмів (засто-

совується рідко).

*H7/f7* – використовуються в підшипниках ковзання малих електродвигунів середньої швидкості обертання, поршневих компресорах, коробках швидкостей двигунів внутрішнього згорання, з'єднання шатуна з пальцем кривошипу, для проміжних валів з насадними зубчастими колесами. Гарантують зазор, достатній для відносного обертання з'єднаних деталей, з середньою швидкістю.

*H8/f8, H8/f9, H9/f8, H9/f9* посадки застосовують при менших вимогах до точності центрування (не дуже чутливі до збільшення зазору). Використовують їх у виробках важкого машинобудування, для валів з кількома опорами, а також для поршнів деяких насосів, для з'єднання з валами проміжних шківів, зчіпних муфт, для підшипників ковзання зі збільшеною довжиною сполучення. застосовують.

Посадки типу *H/g* гарантують невеликий зазор, що забезпечує взаємне відносне осьове переміщення сполучених деталей при збереженні високої точності центрування. Вони дуже чутливі до збільшення зазору, тому застосовуються тільки в точних квалітетах (вали квалітетів 4...6, отвору 5...7). Посадки мають мінімальні гарантовані зазори й застосовуються в основному для забезпечення точного й плавного зворотно–поступального руху (штовхальники клапанів і стрижні самих клапанів у відповідних втулках, повзуни напрямних довбальних верстатів, шпинделі ділильних голівок і ін.).

У системі отвору рекомендовано три посадки: *H5/g4, H6/g* і *H7/g6*. Використаються в з'єднаннях напрямних шпинделів точних верстатів, рухомих зубчастих коліс на валах коробок швидкостей, золотникові і плунжерні пари гідроприводів).

Посадки типу *H/h* використовують найчастіше інших. Вони є у всіх квалітетах (з 4 по 12). Ця група посадок забезпечує мінімально гарантований зазор у з'єднанні (дорівнює нулю). Їх застосовують переважно для з'єднань із точним центруванням деталей, коли відносне переміщення цих деталей служить для встановлювання, перемикавання, регулювання взаємного розташування сполучених деталей, налагодження виробу і його складових частин (піноль у корпусі

задньої бабки, швидкозмінні кондукторні втулки, муфти перемикання на напрямній шпонці). Їх використовують також при частому розбиранні вузла, для центрування деталей, що з'єднують нерухомо, якщо вимоги до його точності невеликі.

Ці посадки з додатковим кріпленням іноді використовують для нерухомих з'єднань при необхідності їх особливо частого розбирання (змінні деталі) або при «грубих» квалітетах, починаючи з 8-го, замість перехідних посадок (центруючі буртики фланців і корпусів, кришки сальників, зірочки тягових ланцюгів на валах і ін.). В окремих випадках ці посадки призначають для з'єднань, у яких рух відбувається хоча й безупинно, але з низькою швидкістю або невеликою амплітудою (підшипники ковзання ходових гвинтів верстатів, з'єднання шатуна з поршневим пальцем тощо.).

*H10/h9, H10/h10, H11/h11, H12/h12* – посадки зниженої точності призначені для невідповідальних з'єднань, центрування фланців і кришок тощо.

*H8/h8, H8/h9, H9/h8, H9/h9* призначені для машин і механізмів зниженої точності, де не потрібно точного центрування. Вони забезпечують легкість зборки й регулювання вузла. З такими посадками встановлюють змінні шківни й шестірні на валах машин.

*H8/h7* – для поверхонь центрування при більш низьких вимогах до співвідношеності. Вона забезпечує легкість зборки й регулювання вузла.

*H7/h6* при менш жорстких вимогах до точності центрування (наприклад: змінних зубчастих коліс, корпусів підшипників, змінних кондукторних втулок). Її застосовують при високих вимогах до центрування, коли розбирання відбувається часто або регульованих з'єднань, наприклад змінних зубчастих коліс на валах металорізальних верстатів, що центрують корпусів під підшипники кочення й т.п.

*H6/h5* – при високих вимогах до точності центрування (піноль корпусу задньої бабки токарного верстата, вимірювальних зубчастих коліс); для пар з точним центруванням, в яких допускається повертання та поздовжнє переміщення деталей при регулюванні. Використовують замість перехідних. Для де-

талей обертання використовують при малих швидкостях та навантаженнях.

$H5/h4$  і  $H6/h5$  — посадки застосовують при особливо високих вимогах до точності центрування (еталонні зубчасті колеса на шпинделях вимірювальних приладів, з'єднання пінолі з корпусом задньої бабки токарного верстата). Застосовуються рідко.

### ***Призначення і приклади використання перехідних посадок***

Перехідні посадки призначені переважно для нерухомих з'єднань з високою точністю центрування. у перехідних посадках поля допусків спряжених деталей (отвору й вала) частково перекриваються, і в з'єднанні можливе поява як зазору, так і натягу. Величина максимального натягу значно менше, ніж у нерухомих посадок, і зборка деталей звичайно можлива за допомогою несильних поштовхів. Найбільший можливий у з'єднанні зазор також невеликий, він не погіршує помітно центрування. для забезпечення нерухомості використовують додаткові деталі (шпонки, штифти, стопорні болти або ін.). Для нормальної роботи з'єднань – припустимі тільки незначні коливання параметрів, тому ці посадки встановлені лише в точних квалітетах (4–8), де визначеність посадки втримується досить жорстко. при перехідних посадках у з'єднанні можливий або деякий натяг, або невеликий зазор (рис 3.1). При великій кількості збірок розсіювання параметрів з достатнім ступенем наближення підкоряється закону нормального розподілу. Площі під кривими розподілу, відповідають ймовірності одержання при збиранні з'єднань відповідно натягу чи зазору. На рис. 3.1 наведені також значення середньо-ймовірних параметрів  $p_m$ ,  $s_n$ .

*Розрахунок перехідних посадок* зводиться до визначення значення середньо-ймовірного параметра (натягу, зазору) і очікуваного відсотка (від загальної кількості) з'єднань із натягами або зазорами при заданих умовах. В основу розрахунку покладений ряд допущень: розсіювання дійсних розмірів деталей підкоряється закону нормального розподілу (закону Гауса); теоретичне розсіювання дорівнює допуску деталі, а центр розсіювання збігається із серединою поля допуску. З теорії ймовірностей відомо, що якщо прості події (дійсні розміри де-

талі) підкоряються закону нормального розподілу, те й результат їхніх довільних сполучень (складні події) (посадки із цілком певними значеннями натягу або зазору) також підкоряються цьому закону.

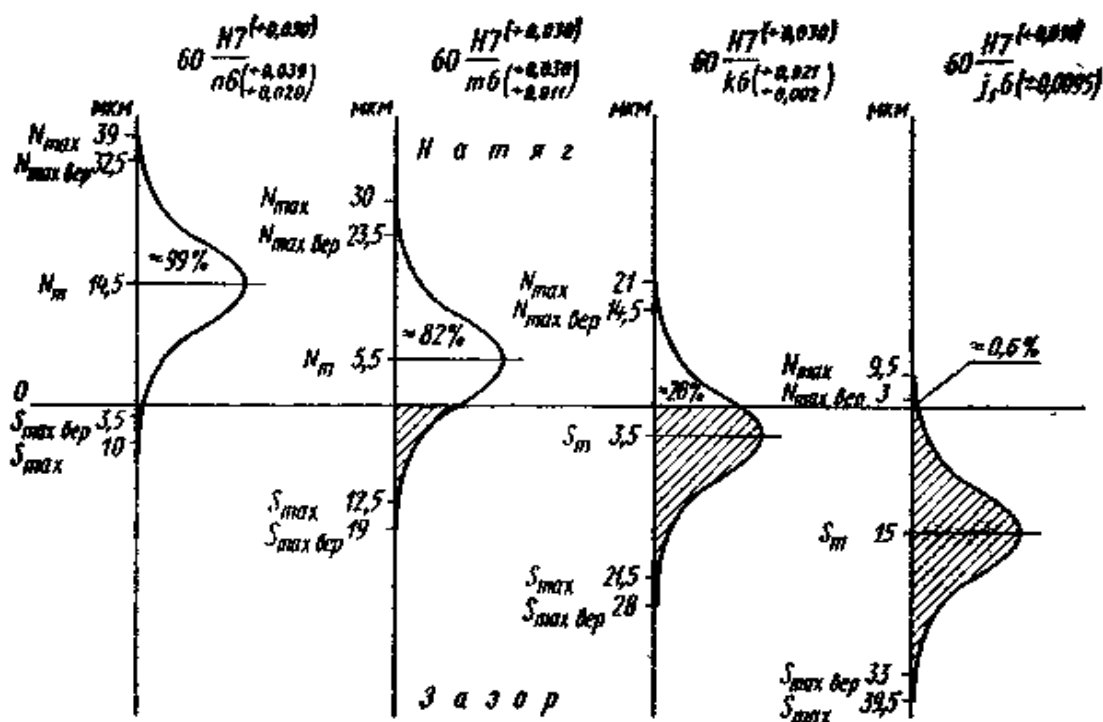


Рисунок 3.1 – Схема розподілення ймовірності з'єднань у перехідних посадках

Центр розподілу складної події знаходять шляхом алгебраїчного підсумовування відповідних центрів простих подій (відхилів середин полів допусків деталей), а величину розсіювання визначають шляхом квадратичного підсумовування середньо квадратичних відхилень простих подій. На практиці центри розсіювання дійсних розмірів нерідко зміщені убік прохідної межі, внаслідок чого фактично відсоток з'єднань із зазорами виходить трохи менше, а ступінь забезпечуваної співвісності вище розрахункової.

При ймовірнісних розрахунках допускається певний відсоток виходу параметрів з'єднань за розрахункові значення ( $\approx 0,27\%$ ). Це дозволяє без шкоди для якості з'єднання дозволяє розширити допуски деталей приблизно на 25...35%, здешевити виробництво, використати більше розповсюджену посадку. Цей метод є неприйнятним для відповідальних з'єднань, пов'язаних з безпекою персоналу.

Зрівнявши значення граничних і ймовірних параметрів, можна зробити істотний висновок, справедливе для всіх видів посадок: граничні зазори й натяги, підраховані по граничних відхилах, малоімовірні.

Посадки типу  $H/j_s J_s/h$  у з'єднаннях майже завжди (в 99% випадків) дають зазор. Їх застосовують, коли збирання (розбирання) деталей відбувається у важкодоступних місцях виробу або при відносно великій довжині сполучення, а також для з'єднань, що вимагають особливо частоті зборки–розбирання, наприклад, для змінних деталей. Задовільне центрування може бути досягнуто тільки при малих навантаженнях.

Поле допуску  $J_s$  має симетрично розташовані відхилення, які дорівнюють половині допуску і розташовані симетрично нульової лінії ( $\pm IT/2$ ). Поле допуску використовується в усіх 19 квалітетах.  $H7/j_6$  використовується в змінних зубчастих колесах на валах, знімних шківів і муфтах тощо. Посадку  $H7/j_6$ , часто використовують як посадку центрування замість  $H6/h5$  (її легше виготовити а зазори які отримуються в з'єднанні приблизно однакові). Посадку  $H8/j_7$  застосовують при більш низьких вимогах до точності.

Посадки  $H/k$ ,  $K/h$  мають у середньому нульові значення характеристик, забезпечують гарне центрування деталей і їх легке збирання й розбирання з'єднання. Ці посадки часто застосовують для зубчастих коліс, шківів, муфт, важелів. Імовірність натягу та зазору приблизно однакова (50/50). Посадки цієї групи мають широке розповсюдження.

Посадки підвищеної точності  $H5/k4$ ,  $H6/k5$  мають обмежене застосування (у відповідальних з'єднаннях, високоточних приладах). Для з'єднання зубчастих коліс, зірочок, шківів, муфт із валами використовують переважну посадку  $H7/k6$ , (передача моменту забезпечується шпонками, штифтами, гвинтами). При знижених вимогах до точності центрування може використовуватись  $H8/k7$ .

Посадки типу  $H/m$  характеризуються значно більшою ймовірністю появи в з'єднанні натягу (близько 95%). Це робить зборку й розбирання з'єднання більше складними, чим при посадках  $H/k$ . Помітні крутні моменти передають за

допомогою додаткового кріплення. Ці посадки застосовують для розбірних з'єднань, що несуть більші статичні або невеликі динамічні навантаження. Розбирання та проводиться рідко. Середня імовірність натягу 95%. Посадки H5/m4, H6/m5, H7/m6, H8/m7 використовують для закріплення штифтів, з'єднання тонкостінних втулок з валами тощо.

Посадки  $H/n$ ,  $N/h$  – застосовують для з'єднань, які або зовсім не розбирають, або розбирають тільки при капітальному ремонті, мають у з'єднанні переважно натяг ( $\approx 99\%$ ). Вони придатні в з'єднаннях при передачі більших зусиль, при вібраційних і ударних навантаженнях, а також у випадку тонкостінних деталей, що не дозволяють застосовувати додаткове кріплення (постійні кондукторні втулки й настановні штирі в пристосуваннях, втулки підшипників ковзання тощо). Ці посадки забезпечують високий ступінь співвісності. Посадки H5/n4, H6/n5, H7/n6 і H8/n7 призначені для з'єднання кондукторних втулок з корпусом, муфт на валах електродвигунів, черв'ячних коліс на валах і т. д.

### ***Призначення і приклади використання посадок з натягом***

Посадки з натягом призначені для одержання нероз'ємних з'єднань з високою точністю центрування, у яких відносна нерухомість деталей при роботі механізму забезпечується тільки за рахунок сил тертя, що виникають на контактних поверхнях під дією пружних деформацій, створюваних натягом.

При гострій потребі (аварійні поломки) з'єднання можна розпресувати і знову запресувати, але одну з деталей (звичайно вал) виготовляють знову.

Простота конструкції й збирання роблять цю групу посадок широко розповсюдженою у машинобудуванні. Стандартом передбачено для розмірів від 1 до 530 мм 13 рекомендованих посадок у системі отвору  $h$  у системі вала.

Різноманітність факторів, що обумовлюють міцність з'єднання (матеріал, розміри й конфігурація деталей) параметри посадок з натягом обов'язково розраховують. Основне завдання розрахунку – визначити мінімально необхідний натяг  $N_{min}$ , що забезпечує міцність з'єднання в умовах максимально можливого навантаження, і максимально припустимий натяг  $N_{max}$  обумовлений міцністю

деталей (втулка або маточина може лопнути, тонкостінний вал – зім'ятися). Можливі й інші завдання: визначення найбільшого навантаження, яке допустимо для визначеної посадки; обчислення напруг і деформацій у деталях пресового з'єднання; знаходження зусиль запресування (розпресування) при силовому способі збирання або температурного перепаду при тепловому способі зборки. З'єднання з натягом, отримані тепловим способом зборки, за інших рівних умов міцніше з'єднань, ніж ті що отриманні збиранням з використанням силових методів. Тепловий спосіб застосовують також для з'єднання деталей більших діаметрів і малої довжини, коли під пресом можуть вийти перекося. Температура нагрівання звичайно коливається від 75 до 450 °С. Охолодження вала застосовують, коли нагрівання деталі, що охоплює, неприйнятний, наприклад, якщо втулка загартована або має яке-небудь покриття. Охолодження роблять твердою вуглекислою ( $-75^{\circ}\text{C}$ ), в аміачному рефрижераторі ( $-120^{\circ}\text{C}$ ), рідким повітрям ( $-190^{\circ}\text{C}$ ).

Створюваний у такому випадку запас точності перетворюється в запас міцності при аварійному збільшенні навантажень або, наприклад, ослабленні сполучення при повторному збиранні. Для посадок з натягом основний відхил при однаковій точності деталей дорівнює середньому табличному натягу у системі отвору  $N_m = ei$ , ( $a$  у системі вала  $N_m = ES$ ), другий відхил  $es$  або  $EI$  повинен бути меншим за найбільший натяг –  $N_{\max}$ .

При розрахунку, посадки з натягом, конструктор розраховує мінімальну величину натягу, на основі значення крутного моменту, переданого з'єднанням і необхідному для нормальної роботи з'єднання. Величина максимального натягу обмежується міцністю з'єднуваних деталей, які можуть зруйнуватися при призначенні необґрунтованого  $N_{\max}$ . Коли  $N_{\min}$  і  $N_{\max}$  установлені, знаходять допуски посадки, а також граничні розміри вала й отвору, визначають квалітети виготовлення сполучених деталей. Іноді для вала й отвору призначають один квалітет, а іноді для отвору передбачають більший допуск, з огляду на складність його обробки й контролю, тобто виконують його з допуском на один квалітет грубіше.



Помилки і неточності розрахунку можуть привести до неправильної роботи з'єднання або навіть руйнуванню деталей при збиранні. Тому при виборі посадок з натягом рекомендують здійснювати їхню експериментальну перевірку.

При розробці з'єднань із натягом варто враховувати наступне:

Змінання нерівностей особливо сильно спотворює натяги при відносно невеликих діаметрах, коли допуски малі. Погрішності форми спряжених поверхонь впливають на характер розподілу напруг і міцність з'єднання в цілому. Це зумовлює призначення меншої ніж звичайно, шорсткості поверхні.

Якщо деталі з'єднання з натягом виконані з матеріалів з різними коефіцієнтами лінійного розширення й робоча температура зазначеного з'єднання помітно відрізняється від нормальної, то під час роботи механізму або машини в з'єднанні буде відбуватися зміна натягу. У процесі роботи з великими обертами зменшення натягу можливо внаслідок дії відцентрових сил (диски парових і газових турбін). У зазначених випадках розраховані натяги корегують.

Посадки, підібрані в результаті розрахунку, у всіх відповідальних випадках або при значному числі збірок варто попередньо експериментально перевіряти.

Однорідність пресових з'єднань обумовлюється технологією процесу за пресування (склад і кількість мастильного матеріалу, швидкість за пресування, температурні умови). При збиранні з'єднання під пресом рекомендується змащувати поверхні мастилом. Швидкість за пресування рекомендують вибирати в межах від 0,12 до 0,3 м/хв.

*H7/p6; P7/h6; H7/p5* – характеризуються мінімальними гарантованими натягами й використовуються для тонкостінних деталей, чутливих до навантаження. Посадки утворюються за допомогою невеликих осьових зусиль. Посадки забезпечують високий ступінь центрування деталей. У відповідальних випадках використовують додаткове кріплення (штифти, шпонки). За необхідності такі з'єднання легко розібрати. *H6/p5* використовують для закріплення тонкостінних втулок у корпусі, встановлювальних кілець на валу електродвигуна, зубча-

тих втулок коробок швидкостей металорізальних верстатів. Ці посадки застосовують, коли крутні моменти або осьові зусилля невеликі, переважно при статичних навантаженнях (опорні штирі, настановні пальці в пристосуваннях, втулки, кільця, клапанні сідла в корпусах тощо).

Таблиця 3.1 – Система отвору. Рекомендовані посадки, для розмірів від 1 до 500 мм

Основний отвір	Основні відхилення валів										
	a	b	c	d	e	f	g	h			
H5							H5/g4	H5/h4			
H6						H6/f6	H6/g5	H6/h5			
H7			H7/c8	H7/d8	H7/e7 H7/e8	H7/f7	H7/g6	H7/h6			
H8			H8/c8	H8/d8	H8/e8	H8/f7 H8/f8		H8/h7; H8/h8			
H9				H9/d9	H9/e8; H9/e9	H9/f8; H9/f9		H9/h8; H9/h9			
H10				H10/d10				H10/h9			
H11	H11/a11	H11/b11	H11/c11	H11/d11				H11/h11			
H12		H12/b12						H12/h12			
Основний отвір	Основні відхилення валів										
	j <sub>s</sub>	k	m	n	p	r	s	t	u	x	z
H5	H5/j <sub>s</sub> 4	H5/k4	H5/m4	H5/n4							
H6	H6/j <sub>s</sub> 5	H6/k5	H6/m5	H6/n5	H6/p5	H6/r6	H6/s5				
H7	H7/j <sub>s</sub> 6	H7/k6	H7/m6	H7/n6	H7/p6	H7/r7	H7/s6 H7/s7	H7/t6	H7/u7		
H8	H8/j <sub>s</sub> 7	H8/k7	H8/m8	H8/n7					H8/u8	H8/x8	H8/z8
Основний вал	Основні відхилення отворів										
	A	B	C	D	E	F	G	H			
h4							G5/g4	H5/h4			
h5							G6/g5	H6/h5			
h6				D8/h6	E8/h6	H6/f6	G7/g6	H7/h6			
h7				D8/h7	E8/h7	H7/f7		H8/h7; H9/h8			
h8				D8/h8 D9/h8	E8/h8 E9/h8	H8/f7 H8/f8		H8/h8 H9/h8			
h9				D9/h9 D10/h10	E9/h9	H9/f8; H9/f9		H10/h9; H9/h9			
h10				D10/h10				H10/h10			
h11	A11/h11	B11/h11	C11/h11	D11/h11				H11/h11			
h12		B12/h12						H12/h12			
Основний вал	Основні відхилення отворів										
	J <sub>s</sub>	K	M	N	P	R	S	T	U		
h4	J <sub>s</sub> 4/h4	K5/h4	M5/h4	N5/h4							
h5	J <sub>s</sub> 6/h5	K6/h5	M6/h5	N6/h5	P6/h5						
h6	J <sub>s</sub> 7/h6	K7/h6	M7/h6	N7/h6	P7/h6	R7/f7	S7/h6	T7/h6			
h7	J <sub>s</sub> 8/h7	K8/h7	M8/h7	N8/h7					U8/h7		

Посадки із середньою величиною натягу типу H/r, H/s, H/t використовуються найбільше часто. Вони забезпечують натяг середньої величини й гарантують передачу значних крутних моментів і зусиль без додаткового кріплення.

*H7/r6* – служать для з'єднання втулок з корпусом кондуктора, закріплення зубчастих коліс на валах коробок швидкостей, встановлення бронзових вінців черв'ячних коліс, з'єднання фіксаторів і упорів з корпусами пристроїв.

*H7/s6, H6/s5* – для з'єднання центральної колони крана з основою; при помірних щодо спокійних навантаженнях (втулки підшипників ковзання в отворах зубчастих коліс, шківів, різних важелів, головках шатунів, поршневих насосах і ін.). У деяких випадках їх використовують із додатковим кріпленням для з'єднань, що сприймають важкі навантаження, коли інші посадки не припустимі за умовами міцності деталей. Ці посадки передбачені для деталей високої точності (вали квалітетів 5...7, отвору–6...7).

Посадки типу *H/u, H/x, H/z* призначені для передачі більших зусиль і моментів при тяжких умовах роботи, коли на з'єднання діють великі, у тому числі динамічні, навантаження (вагонні колеса на осях, бронзові вінці зі сталевими маточинами черв'ячних коліс). Вони характеризуються великими гарантованими натягами і використовуються без додаткового кріплення.. Посадки цієї групи звичайно не розраховують. Рекомендується експериментальна перевірка призначених посадок. Збільшення визначеності характеру посадки, зменшення коливання величини натягу й зниження рівня  $N_{\max}$  досягають шляхом сортування деталей по дійсних розмірах і селективній зборці.

*H7/u7, H8/u8* – 3 розглянутих посадок набули найбільшого застосування для закріплення вагонних колесо на осі, з'єднання встановлювальних штифтів в верстатних пристроях, закріплення з'єднувальних муфт на кінцях валів. установочних штифтів з корпусами верстатних пристосувань, закріплення сполучних муфт на кінцях валів;

*H7/u7* – для з'єднання ступці і вінця черв'ячного колеса, втулок підшипників ковзання, і інших виробів машинобудування.

Збірка деталей, як правило, здійснюється тепловим методом (втулку нагрівають, вал прохолоджують). Якщо під час нагрівання з'являються окалина, то з'єднання є абсолютно нероз'ємним.

*H8/x8; H8/z8* – у нероз'ємних з'єднаннях, що працюють у знакозмінному

режимі при наявності ударів і вібрацій, сприймають великі навантаження без додаткового кріплення.

*Граничні відхили розмірів з невказаними допусками.* На робочих креслениках звичайно є ряд розмірів, заданих тільки номіналом, їхні граничні відхили обумовлюються загальним записом у технічних вимогах. Звичайно це вільні розміри елементів, порівняно низької точності. Для них може бути призначений будь який рівень точності, але при запису пишеться один квалітет, або клас точності. Відхил від узагальнюючого запису обов'язково вказуються на номінальних розмірах. Їх граничні відхили обмежуються в загальному вигляді, в технічних вимогах. Невказані граничні відхили розмірів призначаються з 12 по 17 квалітет. Стандартом для цього випадку передбачено чотири класи точності: точний, середній, грубий і дуже грубий (*їх значення приводяться для розширених інтервалів діаметрів*). Для валів та отворів ці відхили призначають одностороннє – *в тіло*, для інших розмірів – симетрично. Запис на креслениках може бути виду: для отворів –  $H14, +IT14$ ; для валів –  $h14, -IT14$ ; для інших розмірів –  $\pm IT14/2, \pm t_2/2$ .

Класифікація конструктивних елементів деталей здійснюється по трьох групах. У першу групу включені вали й стосовні до них елементи, у другу – отвори й інші охоплюючи розміри, і в третю – решта (уступи, глибини отворів, відстані між осями й площинами симетрії, висоти виступів). При кожному варіанті може бути призначений будь-який рівень точності, передбачений стандартом. Однак в одному записі про незазначені граничні відхили для різних елементів повинен бути однаковими (однаковий квалітет і відповідний йому клас точності).

Відповідно до стандарту граничні відхили повинні бути зазначені для всіх розмірів, проставлених на кресленики. Виключення становлять розміри, що визначають зони різної шорсткості однієї і тієї ж поверхні, зони термообробки, покриттів, накатування, насічки. Перед такими розмірами варто наносити знак  $\approx$ . Не вказують допуски й для довідкових розмірів (якщо метою довідки не є вказівка меж), які на креслениках повинні бути позначені зірочкою й обговоре-

ні в технічних вимогах.

Незазначені граничні відхилення лінійних розмірів, крім радіусів закруглення й фасок, можуть призначатися або по квалітетах від 12...17 за ГОСТ 25347 і 25348, або по класах точності, установленим у ГОСТ 25670, що має наступні умовні найменування й умовні позначки: точний ( $t_1$ ) середній ( $t_2$ ), грубий ( $t_3$ ) і дуже грубий ( $t_4$ ). Допуски й граничні відхилення по класах точності, наведені в таблицях розглянутого стандарту, приблизно відповідають допускам по квалітетах  $t_1 \approx IT12$ ,  $t_2 \approx IT14$ ,  $t_3 \approx IT16$  і  $t_4 \approx IT17$ , але однакові їхні значення в кожному класі дані для розширених інтервалів розмірів: 0,5...3... 6...30... 120 .. 315... .. 2000 .. 3150 .. 5000 .. 10 000 мм.

Прийнятий у конкретному кресленнику рівень точності перерахованих елементів у записі не вказується, оскільки він автоматично приймається від рівня точності граничних відхилень лінійних розмірів: при  $IT12$ ,  $IT14$  і  $IT16$  (або  $t_1$ ,  $t_2$  і  $t_3$ ) використовують перший рівень, більше високий, а при  $IT17$  (або  $t_4$ ) – другий рівень, більше низький.

На практиці рівень точності призначають виходячи з конструкції деталі, технології її виготовлення, особливостей експлуатації й т.д. Для поверхонь металевих деталей, оброблюваних різанням, у машинобудуванні звичайно рекомендують застосовувати 14-й квалітет і середній клас точності, а в приладобудуванні – 12-й квалітет і точний клас.

Незазначені граничні відхилення лінійних розмірів обмовляють окремим загальним записом у технічних вимогах кресленика, причому рівень точності для різних елементів повинен бути єдиним, тобто посилання може бути тільки на один квалітет, один клас точності або один квалітет і відповідний йому клас точності. При необхідності, відхилення по інших квалітетах (більше грубим або трохи більше точним) варто вказувати біля номінальних розмірів. Для поверхонь металевих деталей, оброблюваних різанням, у машинобудуванні рекомендують 14-й квалітет і клас точності середній; у приладобудуванні частіше використовують 12-й квалітет і клас точний.

Стандартом передбачено чотири варіанти завдання незазначених гранич-

них відхилів лінійних розмірів: 1)  $+IT, -IT, \pm IT/2$ , наприклад,  $H14, h14, \pm t_2/2$ ; 2)  $+t, -t, \pm t/2$  (стандарт застосовувати не рекомендує); 3)  $\pm t/2$ , наприклад,  $\pm t_1/2$ . Якщо «у тіло» необхідно задати допуски тільки діаметрів, то приклад для варіанта 1 прийме вид  $\varnothing H14, \varnothing h14, \pm t_2/2$ . При бажанні у всіх випадках замість  $\pm t/2$  можна вказувати  $\pm IT/2$ , наприклад, замість  $\pm t_2/2$  записати  $\pm IT14/2$ .

Запис у технічних вимогах може бути сформульований наступним чином: «Незазначені граничні відхилення розмірів виконувати по  $H14, h14, \pm t_2/2$ ». Вона означає, що у всіх випадках, коли розмір може бути віднесений до охоплюючих або охоплюємим поверхням, допуск повинен бути однобічним, спрямованим «у тіло» деталі; для інших вільних розмірів він повинен бути симетричним. Запис по другому варіанті трактується також, але всі відхилення задані по зазначеному класі точності. У третьому варіанті всі розміри повинні виконуватися із симетричним розташуванням поля допуску.

Стандарт не передбачає переважного застосування того або іншого варіанта призначення незазначених граничних відхилів розмірів. Вибір варіанта залежить від конструктивних і технологічних вимог і пов'язаний із практикою конструювання. Багато фахівців віддають перевагу першому варіанту, тому що однобічне («у тіло») розташування допуску на розміри типу вал і отвір приводить до зниження маси деталей і економії матеріалів, гарантує волю зборки, забезпечує уніфікацію технологічних процесів, розмірів заготівель, інструментів і калібрів, застосовуваних для однотипних елементів як з незазначеними, так і зазначеними граничними відхиленнями, тому що останні звичайно призначаються по квалітетах і «у тіло». По цих же причинах не рекомендується другий варіант. Третій варто застосовувати лише в обґрунтованих випадках, наприклад коли в результаті розрахунку розмірного ланцюга або за умовами обробки (формування) всі розміри повинні мати симетричні відхилення.

### **3.2 Система допусків і посадок деталей із пластмас**

Фізико–механічні властивості деталей з пластмас значно відрізняються

від властивостей металів. Коефіцієнт лінійного розширення в них 5...10 разів більше, а модуль пружності в 10...100 разів менше ніж у сталі. При з'єднанні пластмасових деталей з металевими, допуски останніх, рекомендовано призначати основними. Для валів  $h7, \dots, h12$ , а для отворів  $H7, \dots, H12$ . Коли в з'єднанні необхідно забезпечити дуже великий зазор рекомендовано комбінувати поля допусків отвору з системи валу і валів з системи отвору. Схильність до водо- та мастило поглинання; старіння, анізотропія властивостей, зміна розмірів та форми під час експлуатації приводить до того, що досить важко отримати необхідну точність обробки пластмасових деталей. Тому просте розповсюдження на них звичайних допусків та посадок неможливо. Відповідно стандарту на сполучення гладких елементів, деталей з пластмасовими з номінальними розмірами від 1 до 500 мм. У системі отвору передбачено 45 полів допусків валів (з них 31 використовуються для утворення посадок), у системі вала – 42 поля допуску отвору (з них 28 для посадок). Більша частина полів допусків основного відбору запозичена з ГОСТ 25347. У технічно обґрунтованих випадках допускається застосовувати звичайні поля допусків, а також додаткові основні відхилення:  $ay$  ( $AY$ ),  $az$  ( $AZ$ ) – для рухомих з'єднань,  $ze$  ( $ZE$ ) – для нерухомих. Для пластмас визначено самим точним 8 квалітет, а самим грубим 18. Поля допусків для утворення посадок є у квалітетах 8...12. Використовують також спеціальні поля допусків у 10 квалітеті ( $y, zc, Y, ZC$ ).

Контроль пластмасових деталей виконується при 20°C та вологості повітря 65%. Розміри пластмасових деталей, виготовлених литвом під тиском і пресуванням, варто контролювати після витримки не менш 3 годин при використанні 14..17 квалітетів і близько 12 годин при 8...10 квалітетах.

Недостатня стабільність властивостей багатьох пластмас не дозволяє механічно поширити на них систему допусків і посадок металевих деталей.

### **Питання і завдання для самоперевірки до розділу 3**

1. Наведіть варіанти позначення посадок.
2. На основі позначення посадки, у довільному масштабі зобразити схему від-

носного розташування полів допусків деталей.

3. Призначення посадок по видах (перехідні, з натягами, із зазорами). Указати зразкові області застосування декількох стандартних посадок кожного виду.

4. На основі яких передумов і в якому порядку визначається імовірність одержання натягів і зазорів у перехідних посадках?

5. На основі яких передумов розраховують посадки з натягом?

6. Основні відмінності системи допусків і посадок для деталей з пластмас.



## РОЗДІЛ 4 ОСНОВИ МЕТРОЛОГІЇ І ТЕХНІЧНИХ ВИМІРЮВАНЬ

### 4.1 Метрологія та її задачі

Підвищення якості машин зумовлюється прискоренням темпів науково-технічного прогресу, підвищенням складності техніки і технології, збільшенням вимог до точності, надійності і довговічності машин. Визначну роль у підвищенні якості машин відіграє вимірювальна техніка. Зростання продуктивності складальних операцій і поліпшення якості виготовлення машин потребують невідпинного підвищення точності засобів вимірювань, використання прецизійних\* вимірювальних приладів в умовах цеху, на робочих місцях, що зумовлює підвищення їх надійності та спрощеної процедури використання.

Стандартизація, метрологія і сертифікація – три основні ланки, рівень і темпи розвитку яких чинять випереджаючий вплив на якість всієї промислової продукції.

*Метрологія* (від грецьких метром – міра і логос – вчення) – це вчення про вимірювання, методи та засоби, за допомогою яких досягається потрібна точність. У машинобудуванні майже 90% всіх вимірів складають вимірювання лінійних і кутових розмірів.

На сучасному етапі розрізняють теоретичну метрологію, яка розглядає загальні проблеми вимірювання і законодавчу метрологію, що охоплює комплекси взаємозв'язаних загальних правил, вимог і норм, а також питання, які потребують регламентації і контролю з боку держави. Законодавчо регульована метрологія (Legal Metrology) – це сукупність законодавчих, адміністративних та технічних процедур, встановлюваних органами влади або з посиланням на них, що вводяться з метою забезпечення необхідної якості та достовірності вимірювання, пов'язаних з офіційними перевірками, охороною праці, охороною здоров'я, безпекою і захистом навколишнього середовища. Законодавча метрологія, охоплює всі види діяльності, зумовлені законодавчими вимогами стосовно вимірювання, одиниць, засобів та методів вимірювання. Тому розгляд принципів управління вимірюваннями в законодавчо регульованій метрології є пріоритет-

ним питанням у загальній системі управління вимірюваннями.

«Законодавча метрологія – частина метрології, що містить законодавчі акти, правила, вимоги та норми, які регламентуються і контролюються державою для забезпечення єдності вимірювання».

Прикладні розділи метрології дозволяють нормувати кількісні характеристики якості продукції й процесів, визначати достовірність результатів вимірювання, що необхідно для диференційованого (поелементного) контролю якості продукції на всіх етапах її існування (проектування, виготовлення і експлуатації). Прикладна метрологія, вирішує питання практичного застосування методів і засобів вимірювання.

Основними задачами метрології (по РМГ 29–99) є: установлення одиниць фізичних величин, державних еталонів і зразкових засобів вимірів; розробка теорії, методів і засобів вимірів і контролю; забезпечення єдності вимірів; розробка методів оцінки погрешностей, стану засобів виміру й контролю; розробки мітлою передачі розміром одиниць від еталонів або зразковими засобами вимірів робочим засобам вимірів.

#### **4.2 Державна система забезпечення єдності вимірювання**

Стан вимірювання, при якому його результати виражені в прийнятих одиницях і похибки вимірювання відомі з заданою ймовірністю, називається єдністю вимірювання.

Основний вид правових актів, що регулюють забезпечення єдності вимірів – нормативно–правові акти з метрології. При цьому частина декретів носить загальний характер, а частина – спеціальний характер відповідно до певної категорії ЗВ.

В Україні нагляд за засобами вимірювання здійснюється державною та відомчими метрологічними службами Для кожного виду фізичної величини в Україні існує своя повірочна схема засобів вимірювання.

Державна система забезпечення єдиних умов вимірювання (ДСВ) дозво-

ляє одержати гарантовані достовірні результати вимірювання, необхідні для успішного рішення проблеми підвищення якості деталей, вузлів, складових частин і механізмів. Забезпечення достовірності результатів вимірювання – найбільш складна технічна задача проблеми якості, її складність полягає в тому, що на відміну від конструкторських робіт і технологічних операцій результати вимірювання практично не контролюються.

ДСВ – це комплекс взаємопов'язаних правил і положень, які визначають організацію і методика метрологічної підготовки та виконання, обробки і оформлення результатів вимірювання, комплекс заходів по забезпеченню єдності вимірювання, які здійснюються державою і відомчими метрологічними службами відповідно до цих правил і положень.

Головна мета ДСВ – забезпечити оцінку точності результатів вимірювання у державі з гарантованою ймовірністю.

Основні задачі ДСВ:

- встановлення одиниць вимірювання фізичних величин\*, що допускаються до застосування в нашій державі;
- розробка раціональної системи передачі розмірів одиниць вимірювання фізичних величин від еталонів\*\* до робочих засобів вимірювання;
- прийняття одноманітної системи нормування метрологічних характеристик засобів вимірювання, а також показників точності і достовірності результатів вимірювання;
- встановлення єдиних правил виконання всіх робіт по забезпеченню єдності вимірювання (правил законодавчої метрології), своєчасної заміни і доповнення правил законодавчої метрології відповідно до змін потреб народного господарства держави, а також у зв'язку з новими науковими відкриттями і досягненнями, постійний контроль за виконанням правил законодавчої метрології у всіх галузях народного господарства держави;
- встановлення прав і обов'язків державних і відомчих органів метрологічної служби щодо забезпечення єдності вимірювання.

\**Одиниця фізичної величини* – фізична величина певного розміру, прийня-

та за угодою для кількісного відображення однорідних з нею величин. Положення одиниці фізичної величини регламентовано в наступних нормативних документах:

ДСТУ 3651.0–97 Метрологія. Одиниці фізичних величин. Основні одиниці фізичних величин Міжнародної системи одиниць. Основні положення назви та позначення.

ДСТУ 3651.1–97 Метрологія. Одиниці фізичних величин. Похідні одиниці фізичних величин Міжнародної системи одиниць та позасистемні одиниці. Основні поняття, назви та позначення.

ДСТУ 3651.2–97 Метрологія. Одиниці фізичних величин. Фізичні сталі та характеристичні числа. Основні положення, позначення, назви та значення.

ДСТУ 3231–95 Метрологія. Еталони одиниць фізичних величин. Основні положення, порядок розроблення, затвердження, реєстрації, зберігання та застосування.

*\*\*Еталони* – офіційно затвердженні засоби вимірювань, які забезпечують відтворення або зберігання одиниці фізичної величини з метою передачі її розміру засобам вимірювання, які стоять нижче по повірочній схемі.

*Міра* – це засіб вимірювання, який призначений для відтворення фізичної величини заданого розміру, наприклад, плоскопаралельна кінцева міра довжини, гиря – міра маси тощо. Є два види мір. Однозначна міра відтворює фізичну величину одного розміру, наприклад гиря – 1 кг. Багатозначна міра відтворює ряд однойменних величин різного розміру (лінійка з міліметровими поділками). Міри мають номінальне і дійсне значення; номінальне – це значення величини, вказане на мірі або приписане їй (наприклад, кілограмова гиря має номінальне значення 1 кг); дійсне – це те, яке відтворюється мірою або вказане в атестаті.

*Набір мір* – це спеціально підібраний комплект мір, який застосовується в різних сполученнях з метою відтворення ряду однойменних величин різного розміру.

Вимірювання довжини і кутів у машинобудуванні посідає головне місце. Питання їх єдності, взаємозамінності, достовірності мають велике народногос-

подарське значення.

Міри довжини поділяються на три групи: еталонні, зразкові і робочі.

За конструктивними ознаками міри довжини поділяються на дві групи: штрихові, у яких розмір, виражений в означених одиницях, визначається відстанню між штрихами (метр, мірна лінійка); кінцеві, у яких розмір, виражений в означених одиницях, визначається відстанню між поверхнями (міри довжини кінцеві плоскопаралельні).

Штрихові міри довжини застосовують для безпосереднього вимірювання лінійних розмірів або відстані, шкал на приладах і верстатах, а також як зразкові міри довжини при перевірці робочих мір довжини і приладів для лінійних вимірювань, при перевірці точності поділок на верстатах.

Міри довжини кінцеві плоскопаралельні (ГОСТ 9038–83) призначені для передачі розмірів від виражених через довжину основної світової хвилі до виробу.

Кінцеві міри довжини виготовляють із сталі довжиною до 1000 мм або з твердого сплаву довжиною до 100 мм, які мають форму прямокутного паралелепіпеда з двома плоскими взаємопаралельними вимірними поверхнями.

Кінцеві міри застосовують як:

робочі міри для регулювання і налагодження вимірювальних приладів і для безпосереднього вимірювання лінійних розмірів промислових виробів; зразкові міри для передачі розміру одиниці довжини від первинного еталона до кінцевих мір меншої точності і для перевірки і градуювання вимірювальних приладів.

Кінцеві міри виготовляють таких класів точності: 00, 01; 0; 1; 2; 3 – із сталі; 00; 01; 1; 2 і 3 – з твердого сплаву.

Кінцеві міри комплектують в набори, різні за їх числом і розмірами номінальної довжини. В наборах від № 1 до № 19 число мір коливається від 2 до 112. Градація мір: 0,001; 0,01; 0,1; 0,5; 1; 10; 25; 50 і 100 мм. Номінальні значення мір від 1 до 100 мм.

Клас точності набору визначається нижчим класом окремої міри, яка вхо-

дить до набору. Кожен набір кінцевих мір має паспорт, в якому вказується номінальна довжина кожної міри і відхилення її. За допомогою наборів кінцевих мір можна скласти велику кількість блоків різних розмірів з інтервалом 0,001 мм. Параметр шорсткості вимірювальних поверхонь кінцевих мір Ra 0,063 мкм, неробочих поверхонь – Ra 0,63 мкм.

На кожній кінцевій мірі повинно бути нанесено значення її номінальної довжини. На кінцевих мірах довжиною більше 5,5 мм значення номінальної довжини і товарний знак підприємства–виготовлювача наноситься на неробочій поверхні.

Набори кінцевих мір слід складати з можливо меншого числа кінцевих мір. Спочатку вибирають кінцеві міри, що дозволяють одержати тисячні частки міліметрів, потім соті, десяті і нарешті цілі міліметри.

### *Міжнародна система одиниць фізичних величин*

Когерентна, або погоджена Міжнародна система одиниць фізичних величин (СІ, SI) прийнята в 1960 р. XI Генеральною конференцією по мірах і вагам. По цій системі передбачено сім основних одиниць (метр, кілограм, секунда, ампер, кельвін, кандела й моль) і дві додаткові (для плоского кута радіан і для тілесного кута – стерадіан). Всі інші фізичні величини можуть бути отримані як похідні основних.

В якості еталонів використовують:

*Метр* дорівнює 1650763,73 довжин хвиль випромінювання у вакуумі, що відповідає переходу між рівнями 2p і 5ds атому криптону–86.

*Кілограм* дорівнює масі міжнародного прототипу кілограму.

*Секунда* дорівнює 9192631770 періодам випромінювання, що відповідає переходу між двома надтонкими рівнями основного стану атому цезію–133.

*Ампер* дорівнює силі незмінного струму, який протікає по двох паралельних прямолінійних провідниках нескінченної довжини і зникло малої площі кругового поперечного перерізу, розташованих у вакуумі на відстані 1 м один від одного, викликає в кожній ділянці провідника силу взаємодії, яка дорівнює

$2 \cdot 10^{-7}$  Н.

*Кельвін* дорівнює  $1/273,16$  частини термодинамічної температури потрійної точки води.

*Моль* дорівнює кількості речовини системи, яка містить стільки ж структурних елементів, скільки міститься атомів у вуглеці-12 масою 0,012 кг.

*Кандела* дорівнює силі світла джерела у заданому напрямку, що випромінює монохроматичне випромінення частотою  $540 \cdot 10^{12}$  Гц, енергетична сила світла якого в цьому напрямку становить  $1/683$  Вт/ср.

*Радіан* дорівнює куту між двома радіусами окружності, дуга між якими по довжині дорівнює радіусу.

*Стерадіан* дорівнює тілесному куту з вершиною в центрі сфери, що вирізує на поверхні сфери площа, рівну площі квадрата зі стороною, по довжині рівній радіусу сфери.

Одиниці фізичних величин визначені Міжнародною системою одиниць (СІ), яка складається з семи основних: метр – м (довжина), кілограм – кг (маса), секунда – с (час), ампер – А (сила електричного струму), кельвін – К (термодинамічна температура), моль – моль (кількість речовини), кандела – КД (сила світла) та двох додаткових: радіан – рад (плоский кут), стерадіан – ср (тілесний кут).

На основі основних одиниць утворено 17 твірних одиниць, які мають спеціальне призначення.

Кратні одиниці і частки одиниць утворюються шляхом множення їх на число 10 у відповідному ступені.

Для відтворення і збереження одиниць фізичних величин застосовують еталони, офіційно затверджені як вихідні для держави.

Передача одиниць величин від еталона до робочих засобів вимірювання здійснюється за ступенями зразкових мір і вимірювальних приладів. Точність вказаних мір знижується від ступеня до ступеня в 2–4 рази.

### **4.3. Технічні вимірювання з метою одержання інформації про дійсну точність і відхилення нормованих параметрів машин**

До технічних вимірювань, пов'язаних з точністю і взаємозамінністю в машинобудуванні, поки що відносять лише лінійні та кутові вимірювання. Результати вимірювання виражають у прийнятих одиницях.

*Вимірювання* – це сукупність дій, що виконуються за допомогою засобів вимірювання з метою знаходження числового значення даної величини, яке виражається в прийнятих одиницях.

*Вимірювальна техніка* – являє собою сукупність методів і засобів вимірювання, яка дає повну і достовірну інформацію про властивості речовин, матеріалів і виробів, про характеристики технологічних процесів. Базуючись на єдності мір і одноманітності вимірювань, за допомогою вимірювальної техніки можна однозначно визначити рівень якості і технічні можливості підвищення.

Розмір величини існує реально, незалежно від того, знаємо ми його чи ні. Визначити розмір величини можна за допомогою одиниць вимірювання цієї величини у вигляді її числового значення.

Між розміром і числовим значенням величини є принципова різниця: числове значення при застосуванні другої одиниці вимірювання змінюється, тоді як розмір величини залишається незмінним.

*Дійсне значення величини* – числове значення, що виражає дійсний розмір величини в даних одиницях вимірювання.

Вимірне значення величини – це числове значення, одержане внаслідок вимірювання; воно тільки наближено відповідає дійсному розміру. Ступінь наближення залежить від точності методу і засобів вимірювання.

Процес вимірювання, в результаті якого одержують дані про значення фізичних величин, є процесом інформаційним. Характер впливу цієї інформації визначається її точністю і достовірністю.

Однозначність характеристик засобів вимірювання – відповідність їх точності встановленим нормам. Досягнення цього тісно пов'язане з важливою їх



властивістю – надійністю. Відповідність показників встановленим нормам залежить від досконалості методик і періодичності перевірки та випробування засобів вимірювання.

Під метрологічною надійністю засобів вимірювання розуміють їх властивість зберігати на заданому рівні свої показники протягом потрібного часу.

Універсальні вимірювальні засоби (УВЗ), засоби вимірювальної техніки (ЗВТ)

*Засоби вимірювання* – технічні пристрої, що використовуються при вимірах і мають нормовані метрологічні властивості.

По метрологічному призначенню засобу вимірів діляться на зразкові і робочі. *Зразкові* призначені для перевірки по них інших засобів виміри, як робітників, так і зразкових менш високої точності. *Робочі* засоби вимірювань призначені для виміру величин, необхідних у різноманітній діяльності людини.

Сутність поділу засобів вимірів на зразкові й робітники складається не й конструкції й не в точності, а в їхньому призначенні.

Про якість машини не можна судити без застосування вимірювальної техніки. Вироби тільки тоді правильно виготовлені, коли для вимірювання їх параметрів, заданих стандартами або розрахунками, використовуються вимірювальні прилади, що точно передають одиниці виміру, градуйовані, таровані та своєчасно перевірені.

До засобів вимірювання відносяться:

1. *Міри*
2. *Вимірювальні перетворювачі*
3. *Вимірювальні прилади, в тому числі універсальні вимірювальні засоби.*

*Універсальні вимірювальні засоби* – це вимірювальні пристрої, які оснащені шкалами і використовуються для визначення різних значень вимірюваної величини. Універсальні засоби вимірювання поділяють на такі групи:

- 1) штрихові інструменти з ноніусом (штангенциркуль, штангенрейсмус, штангенглибиномір, універсальний кутомір тощо);
- 2) мікрометричні інструменти (мікрометр, мікрометричний нутромір, мікrome-

- тричний глибиномір, мікрометричний різьбомір);
- 3) важільно-механічні прилади (індикатор годинникового типу, індикатор-нутромір, важільна скоба, важільний мікрометр тощо);
  - 4) оптико-механічні прилади (вертикальний і горизонтальний оптиметри, ультраоптиметри, вимірювальні машини);
  - 5) проєкційні прилади (універсальний та інструментальний мікроскопи, подвійний мікроскоп Лінника, проєктори);
  - 6) інтерференційні прилади (інтерферометри);
  - 7) пневматичні прилади (пневматичний поплавковий прилад, пневматичний прилад з водяним манометром);
  - 8) електричні прилади (індуктивні, електроконтактні, місткісні).

### ***Методи вимірювання***

Під методом вимірювання розуміють широке поняття, що включає сукупність принципів і засобів вимірювання, характеристики вимірювальних приладів і установочних мір, температурний режим вимірювання, умови відліку та інші фактори, супутні вимірюванню будь-якої деталі.

У технічних вимірюваннях використовують методи: безпосередньої оцінки, порівняння з мірою, протиставлення, диференційований, нульовий, заміщення, а також збіжності.

*Метод безпосередньої оцінки* – це метод вимірювання, при якому значення величини визначають безпосередньо на відліковому пристрої вимірювального приладу прямої дії. До таких приладів відносяться амперметри, вольтметри, ватметри, витратоміри, тягоміри, динамометри, манометри, циферблатні терези та ін.

*Метод порівняння з мірою* полягає у тому, що вимірювану величину порівнюють безпосередньо з мірою даної величини, наприклад вимірювання маси на важільних терезах зрівноважуванням гирями.

*Метод протиставлення* – вимірювана величина і величина, що відтворюється мірою, одночасно впливають на прилад порівняння, за допомогою якого

встановлюється співвідношення між цими величинами (наприклад, вимірювання маси на рівноплечих терезах, коли вимірювану масу і зрівноважуючі її гири розміщують на двох чашах терезів).

*Диференціальний (елементний) метод* – це метод порівняння з мірою, в якому на вимірювальний прилад впливає різниця значень вимірюваної і відомої, що відтворюється мірою, величин, наприклад перевірка мір довжини порівнянням з еталонною мірою на компараторі.

*Нульовий метод* – результуючий ефект впливу величин на прилад порівняння доводять до нуля. Зважування вантажу на терезах – характерний приклад нульового методу вимірювання.

*Метод заміщення* – вимірювану величину замінюють відомою величиною, що відтворюється мірою, наприклад зважування, при якому на одну і ту ж чашу терезів кладуть по черзі вимірювану масу і гири.

*Метод збіжності* – це метод вирівнювання з мірою, в якому різницю між вимірюваною величиною і величиною, що відтворюється мірою, визначають за збіжністю відліків шкал або періодичністю сигналів. Наприклад, вимірювання довжини за допомогою штангенциркуля з ноніусом засновано на використанні методу збіжності: спостерігають збіжність відліків шкал штангенциркуля і ноніуса; при вимірюванні частот обертання стробоскопом спостерігають збіжність положення будь-якої марки на об'єкті, що обертається з моментом спалаху певної частоти.

### ***Похибки засобів вимірювання***

Виміряти – значить визначити дійсний розмір із заданою точністю в прийнятих лінійних одиницях за допомогою яких-небудь універсальних вимірювальних засобів. Порівнявши визначені в декількох перетинах розміри із граничними, роблять висновок про придатність деталі.

Законодавчі вимоги ISO до ЗВ встановлюють крім метрологічних вимог, метрологічних характеристик ЗВ, зокрема границі допустимої похибки, та умов, за яких забезпечуються ці характеристики і містять технічні вимоги (за-

гальні технічні характеристики ЗВ, оптимальне число нормованих метрологічних характеристик, що забезпечують одержання достовірних результатів вимірювання та максимальну імовірність виключення ризику фальсифікації результатів вимірювання) і адміністративні вимоги: методи верифікації (повірки) ЗВ для визначення їх відповідності метрологічним і технічним вимогам; критерії встановлення, підтвердження чи позбавлення відповідності ЗВ законодавчим вимогам; умови застосування ЗВ на різних стадіях строку застосування; критерії ідентифікації.

Залежність між границею допустимої похибки вимірювання, допусками на виготовлення деталі і номінальним» розмірами регламентується ГОСТ 8.051–81 ГСОЕИ. Погрешности, допускаемые при измерении линейных размеров до 500 мм. Погрешность виміру (її головна складова – інструментальна погрешність) установлюють у відсотках від допуску вимірюваних лінійних величин, вона коливається приблизно від 35 % (при точних квалітетах) до 20 % (при грубих квалітетах).

Широке застосування універсальних або інших вимірювальних пристроїв призводить до скорочення строків і вартості підготовки виробництва виробів; б) постійна наявність інформації про дійсні розміри виготовлюємих деталей дозволяє вчасно втручатися в процес обробки й запобігати появі браку при будь-яких видах виробничого контролю; в) можливість одночасно з відхиленнями розміру виявляти й більшість відхилень форми, вимоги до яких для відповідальних поверхонь, як правило, обмежені лише частиною допуску на розмір.

Під час вимірювань лінійних розмірів допускаються нормальні значення основних факторів, що впливають на результати виміру: температура 20°C, атмосферний тиск 101325 Па, відносна вологість навколишнього повітря 58%, горизонтальне положення площини виміру лінійних і кутових розмірів, нульова відносна швидкість руху навколишнього повітряного середовища, відсутність вібрацій і струсів.

## ***Калібрування, верифікація засобів вимірювання***

Одноманітність засобів вимірювання характеризується тим, що засоби вимірювання проградуєвані в прийнятих одиницях і їх метрологічні властивості відповідають нормам, які періодично контролюються (рис. 4.1).



Рисунок 4.1 – Одноманітність засобів вимірювання

*Верифікація (повідка)* – це сукупність дій, які проводяться з метою оцінки похибок мір і вимірювальних приладів. Перевірка мір і вимірювальних приладів може бути первинною, періодичною, позачерговою, інспекційною, поелементною, комплексною і незалежною.

\* Верифікація – [від фр. перевірка лат. verus – «справжній» та facere – «робити»] затвердження шляхом експертизи (випробувань) та надання об'єктивних доказів, що вказані вимоги були виконані. Поняттю «верифікація», прийнятому в країнах Європи, повністю відповідає поняття «повідка»: «повідка ЗВТ – встановлення придатності ЗВТ, на який поширюється державний метрологічний нагляд, до застосування на підставі контролю їхніх метрологічних характеристик».

Система верифікації в Україні при розробленні технічних регламентів у сфері забезпечення єдності вимірювання, повинно проводитись у гармонізації до вимог ISO.

У процесі метрологічного підтвердження встановлюється придатність до застосування вимірювального устаткування та ЗВ у промисловій метрології, порівнюючи результат калібрування із вимогою щодо призначеного використання та документально засвідчується результат метрологічного підтвердження. ЗВТ, які застосовуються поза сферою поширення державного метрологічного нагляду калібрують ся. Метою калібрування є визначення їх метрологічних

властивостей. Ця технічна діяльність не має ніякого значення для управління, тобто не містить вимог до технічного чи законодавчого регулювання, не є діяльністю з оцінювання відповідності, що визначено і відповідною

Калібрування є важливим видом діяльності як для законодавчо регульованої, так і для промислової (індустріальної) метрології. Калібрування є технічною діяльністю, і воно ефективно забезпечує простежуваність вимірювання в обох сферах.

Результат калібрування припускає присвоєння значень вимірюваних величин показам, або визначення поправок щодо показів. Результат калібрування може бути зафіксованим у документі, який іноді називають сертифікат з калібрування або протокол з калібрування».

Верифікація та метрологічне підтвердження відповідно для законодавчо регульованої та промислової (індустріальної) метрології включають, окрім калібрування, подальші після калібрування функції управління, а саме функції контролю та документування права або доцільності застосування ЗВ чи вимірювального устаткування. У процесі верифікації встановлюється придатність до застосування ЗВ у законодавчо регульованій сфері (порівнюючи результат калібрування із законодавчою вимогою) та документально засвідчується результат верифікації (виконання чи невиконання регламентованих вимог).

Процеси верифікації та метрологічного підтвердження. Операції контролю вимірювальних приладів.

Верифікації ЗВ – це:

- процедура (інша, ніж затвердження типу), що включає дослідження і маркування та/або видачу сертифіката верифікації, який визначає і підтверджує – ЗВ відповідає законодавчо установленим вимогам;
- підтвердження шляхом досліджень і свідоцтво того, що регламентовані вимоги виконуються;
- свідоцтво калібруванням, що регламентовані вимоги виконуються.

Для гарантування того, що вимірювальне устаткування відповідає вимогам і придатне для використання проводять його метрологічне підтвердження,

яке в загальному вигляді включає калібрування, налагодження, ремонт, періодичне перекалібрування, повіряння з метрологічними вимогами до вимірювального устаткування щодо призначеного використання, а також необхідне таврування та маркування.

Метрологічне підтвердження не досягнуто, якщо не продемонстрована та не задокументована придатність вимірювального устаткування до використання.

Вимоги щодо призначеного використання ВУ містять такі показники: діапазон, роздільна здатність, максимально допустима похибка тощо.

Метрологічне підтвердження застосовується в управлінні промисловою метрологією і гарантує правильність застосування ВУ в промисловості, так само як верифікація застосовується у законодавчо регульованій метрології. Порівняно з метрологічним підтвердженням, виконання верифікації передбачає перевірку додаткових законодавчих вимог відносно ЗВ з метою захисту інтересів замовників, навколишнього середовища, підвищення безпеки тощо.

#### **4.4 Гармонізація законодавства України в галузі метрології з європейськими законами**

Для гармонізації законодавства України з законодавством країн Європи щодо забезпечення єдності вимірів необхідно: терміни та визначення понять, що регламентують діяльність у галузі метрології України, привести у відповідність до міжнародних; привести вимоги “Закону України “Про метрологію ...” Привести у відповідність до вимог директиви 2004/22/ЄС Європейського парламенту в частині регламентації законодавчо регульованої сфери та визначення категорій ЗВТ, що належать до цієї сфери. Крім того вимоги до ЗВТ, що є об'єктом законодавчо регульованого контролю, встановити в спеціальних технічних регламентах.

Важливість якості результатів вимірювання зростає відповідно до рівня науково-технічного розвитку суспільства. Споживачам та виробникам дово-

диться щодня приймати рішення, що ґрунтуються на результатах вимірювання і впливають на їхній економічний добробут. Міжнародне взаємне визнання результатів вимірювання є одним з факторів для усунення технічних бар'єрів у торгівлі, особливо в багатосторонніх торговельних угодах, як угоди СОТ.

Один з проголошених принципів управління якістю стосується процесного підходу. Систему управління якістю вимірювання (СУЯВ) можна розглядати як процес, який поширюється, окрім промислової (індустріальної) метрології, на законодавчо регульовану метрологію.

Вхідними факторами процесу є: вимоги замовника до вимірювання; вимоги до ЗВ, встановлені в законодавчо регульованій метрології, або вимоги до ВУ, встановлені в промисловій (індустріальній) метрології (рис. 4.2).

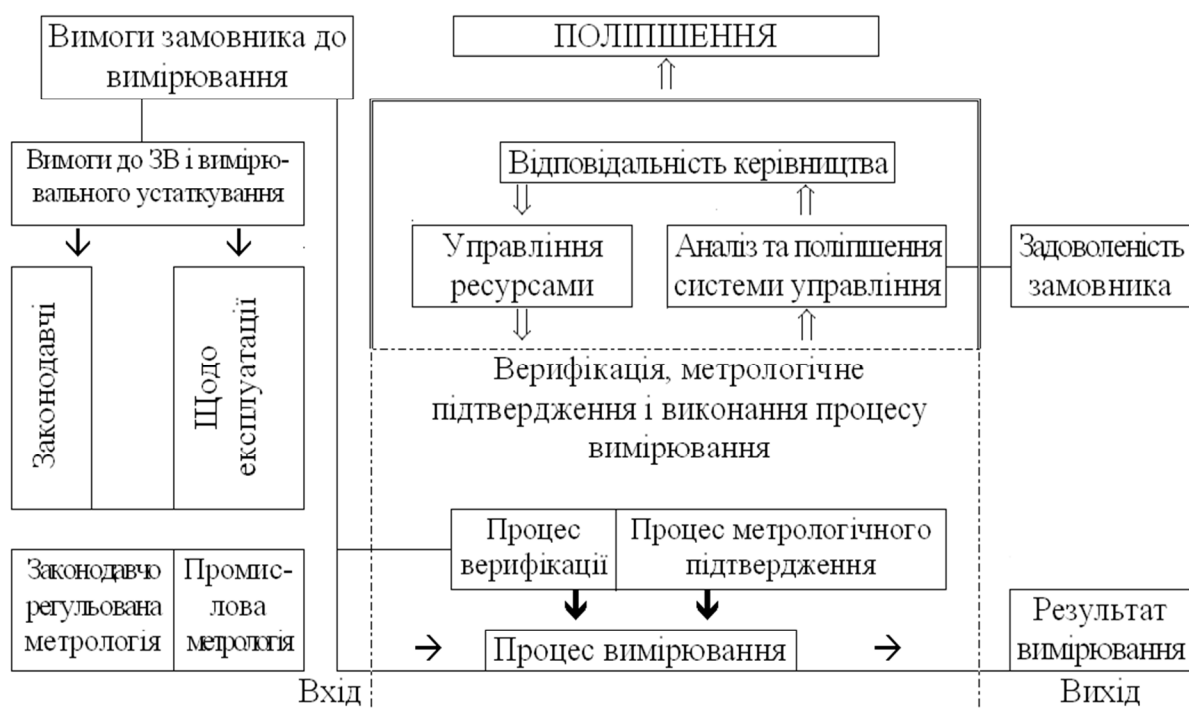


Рисунок 4.2 – Модель системи управління якістю вимірювань

Зарахування ЗВТ до об'єктів державного метрологічного контролю і нагляду здійснюється в Україні виключно по відношенню до результатів вимірювання.

Законодавство України як і країн Європейського Союзу в галузі метрології гармонізується до вимог Директиви 2004/22/ЄС Європейського парламенту і



Ради Європи від 31.03.2004 на вимірювальні прилади.

#### **4.5 Концепція простежуваності якості вимірювань**

Концепція простежуваності, зафіксована у міжнародних нормативних документах, обумовлює єдність у процесі оцінювання якості вимірювання в усіх ланках метрологічного ланцюга.

Для впровадження концепції невизначеності у вітчизняну метрологічну практику необхідно розробити національні нормативно–методичні документи, які б регламентували загальні питання оцінювання невизначеності у ході виконання випробовувань і калібрувань, методика оцінювання заявлених невизначеностей національних еталонів України та уточнення при проведенні ключових звірень, а також процедуру оцінювання і вираження невизначеності у процесі виконання практичних метрологічних робіт для конкретних видів вимірювань.

Стандартизація є одним з найбільш результативних шляхів удосконалювання виробничих і торгівельних відносин, зниження витрат, підвищення якості та конкурентоспроможності продукції. У сфері планування, проведення й оброблення результатів вимірювального експерименту стандартизація є не лише шляхом підвищення вірогідності останнього, але і, як наслідок, інструментом взаємного визнання результатів вимірювань і гармонізації міждержавних взаємин у виробничих і невиробничих сферах.

Теоретичною основою стандартизації у зазначеній сфері і є теорії (концепції) похибок (помилки (error)), і невизначеності (uncertainty), що мають один математичний апарат – теорію імовірності та математичної статистики, але які відрізняються термінологією та підходами до вирішення окремих статистичних завдань.

Теорія похибок, законодавчо закріплена у вітчизняних нормативних документах, до сьогодні вона широко застосовується у метрологічній практиці. У її основі лежать поняття істинного значення вимірюваної величини і Нейманівський підхід до статистичних оцінок параметрів.

З початку 70-х років XX ст. у міжнародному співтоваристві метрологів поступово накопичувалося незадоволення прийнятими уявленнями щодо вираження якості вимірювання, їх невідповідності сучасним вимогам. Останнє призвело до розроблення нового підходу оцінювання якості вимірювання, результатом якого стала поява «Настанови з подання невизначеності вимірювання» [Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement (Настанова щодо вираження невизначеності у вимірюванні) / 1 видання. – Женева: ISO. – 1993. – 101 с.] (далі – Настанова).

Настанова містить єдині у міжнародній практиці правила подання невизначеностей вимірювань та їх підсумовування, стандартизації, калібрування засобів вимірювальної техніки, акредитації метрологічних служб, вимірювальних лабораторій тощо. Концепція невизначеності спирається на результат вимірювання та Баєсовський підхід до статистичних оцінок параметрів.

Одним з чинників розроблення Настанови була невідповідність метрологічних характеристик однорідних еталонів різних країн у ході міжнародних звірень. Настанова стала значним кроком у здійсненні процесу міжнародної стандартизації у сфері оцінювання якості вимірювання і подання їхніх результатів. Вже у 1999 році було прийнято ряд міжнародних нормативних документів, що визначають застосування концепції невизначеності у ході проведення метрологічних робіт:

1) угода про взаємне визнання (MRA1 – Mutual Recognition Arrangement) національних еталонів і сертифікатів стосовно калібрування і вимірювання, що випускаються національними метрологічними інститутами, підготована Міжнародним комітетом з мір і ваг (МКМВ);

2) стандарт ISO/IEC 17025:1999 «Загальні вимоги до компетентності випробувальних та калібрувальних лабораторій», розроблений Міжнародною організацією з стандартизації (ISO), Міжнародною електротехнічною комісією (IEC) на заміну ISO/IEC Guide 25:1990;

3) настанова щодо вираження невизначеності у процесі калібрування EA 4/02, розроблена Європейською асоціацією з акредитації лабораторій (EAL) на

заміну директиві Doc. 19–1990 Західно–Європейського Калібрувального Союзу (WECC).

MRA забезпечує взаємне визнання національних еталонів і сертифікатів калібровки і вимірювань, які видано національними метрологічними інститутами (НМІ), і спирається на зусилля кожного окремого національного метрологічного інституту використовувати одиниці SI як основу для своїх вимірювань і для вираження невизначеності вимірювання. MRA наказує виражати у виді розширеної невизначеності з рівнем довіри 0,95 такі характеристики:

- а) невизначеність опорного значення ключових звірень<sup>1</sup>;
- б) заявлені невизначеності індивідуальних значень для кожного НМІ;
- б) ступінь еквівалентності кожного національного еталона<sup>2</sup>;
- в) потенційні калібрувальні можливості національних еталонів у сертифікатах калібрування і вимірювання.

Стандарт ISO/IEC 17025:1999 визначає міжнародне визнання результатів випробування і калібрування лабораторіями, що одержали акредитацію від органів, які уклали MRA з аналогічними органами інших країн. Він законодавчо закріпив необхідність наявності процедур оцінювання невизначеності вимірювань, проведених в акредитованих лабораторіях.

Настанова з вираження невизначеності у калібруваннях EA 4/02 визначає основні правила складання бюджету невизначеності у ході калібрування.

Перелічені документи визначають концепцію простежуваності вимірювань до Міжнародної системи одиниць SI у вигляді нерозривного ланцюга калібрувань. Ця концепція, зафіксована у програмі калібрувань вихідних еталонів, зразкових речовин та обладнання, сертифікатах еталонів, свідоцтвах про акредитацію лабораторій, з одного боку, і протоколах випробувань, свідоцтвах щодо калібрування, видаваних замовнику, з іншого, обумовлює єдність у підході до оцінювання якості вимірювань в усіх ланках метрологічного ланцюга (табл. 4.1).

Таблиця 4.1 – Види метрологічного контролю та нагляду

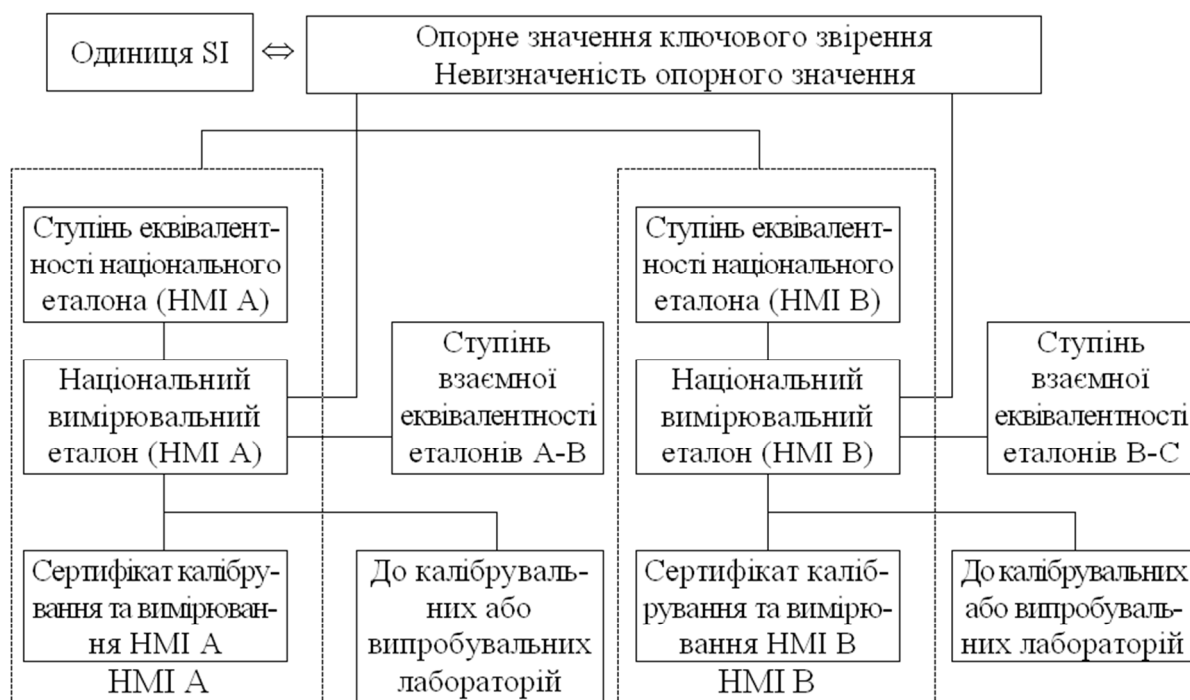
Види державного метрологічного контролю і нагляду	Види «недержавного» метрологічного контролю і нагляду
<p>Види метрологічного контролю:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>■ уповноваження та атестація у державній метрологічній системі;</li> <li>■ державні випробування засобів вимірювальної техніки і затвердження їх типів;</li> <li>■ державна метрологічна атестація засобів вимірювальної техніки;</li> <li>■ перевірка засобів вимірювальної техніки.</li> </ul> <p>Види метрологічного нагляду;</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>■ державний метрологічний нагляд щодо забезпечення єдності вимірювання;</li> <li>■ державний метрологічний нагляд за кількістю фасованого товару в упаковках.</li> </ul>	<p>Види метрологічного контролю:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>■ атестація калібрувальних і вимірювальних лабораторій підприємств і організацій;</li> <li>■ метрологічна атестація засобів вимірювальної техніки;</li> <li>■ калібрування засобів вимірювальної техніки;</li> <li>■ метрологічна експертиза документації та атестація методик виконання вимірювання.</li> </ul> <p>Види метрологічного нагляду;</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>■ метрологічний нагляд щодо забезпечення єдності вимірювання.</li> </ul>

Слід зазначити, що, на відміну від вітчизняної системи передання розміру одиниці, що жорстко фіксує цю процедуру за допомогою повірочних схем, концепція простежуваності дає можливість залежно від практичної необхідності та технічного оснащення лабораторій гнучко здійснювати побудову ланцюга калібрування. За цих умов технічні вимоги й економічна доцільність виступають як альтернативні при ухваленні відповідного рішення.

Під впливом процесів упровадження концепції невизначеності (рис. 4.3) у міжнародну метрологічну практику в 1999 році було опубліковано автентичний переклад ВНДІМ\*. Настанови російською мовою. У 2000 році ВНДІМ було випущено Рекомендацію щодо застосування Настанови, на основі якої у 2001 році було створено міждержавний документ РМГ 43–2001.

За прийняття РМГ 2.11.2001 (протокол № 20) проголосувало 12 держав колишнього Союзу, враховуючи Україну. Наказом Держстандарту України від 28.12.2001 введено удію. Україна з жовтня 2003 року є також підписантом МРА.

\*ВНДІМ – Всеросійський науково–дослідний інститут метрології, м. С.–Петербург.



*A, B* — індекси країни–призначення

Рисунок 4.3 – Схема простежуваності вимірювань

***Особливості простеження невизначеності вимірювань.***

1. Ключове зв'язання: одне з ряду зв'язань, обране Консультативним комітетом для перевірки принципів прийомів і методів уданій сфері. Опорне значення ключового зв'язання: опорне значення і його невизначеність, що виходять у результаті ключового зв'язання, проведеного МКМВ.

2. Ступінь еквівалентності кожного національного еталона виражається кількісно двома термінами: його відхиленням від опорного значення ключового зв'язання і невизначеністю цього відхилення. Ступінь еквівалентності між парами національних вимірювальних еталонів виражається різницею їхніх відхилень від опорного значення і невизначеністю цієї різниці.

3. Найменша видавана невизначеність – параметр, що використовується задля характеристики сфери акредитації акредитованої лабораторії, Установлюється зазвичай у додатку до свідчення стосовно акредитації калібрувальної лабораторії.

Аналіз табл. 4.1 показує, що державний і «недержавний» метрологічний контроль і нагляд відрізняються насамперед тим, що базуються на різних мет-

рологічних операціях. При цьому державні випробування і перевірка ґрунтуються на концепції похибок, а калібрування, що проводяться акредитованими відповідно до НД калібрувальними та випробувальними лабораторіями, повинні базуватися на концепції невизначеності.

Однак, у НД встановлюється можливість у процесі проведення калібрування «в Україні, окрім оцінювання невизначеності вимірювання за погодженням із замовником оцінювати похибку вимірювання».

З огляду на поступову інтеграцію України до міжнародного метрологічного товариства, завдання забезпечення єдності у підході до оцінювання якості вимірювання подання його результатів у нашій країні є актуальним. Через те, що Настанова у наш час є фактичним стандартом вираження якості вимірювання у міжнародній практиці, необхідно впровадити його положення у вітчизняні нормативні документи і вивчити його основні положення у ході підготовки і перепідготовки фахівців–метрологів.

На жаль, застосування пропонованих чисельних методів не завжди може бути рекомендовано для використання у практичній метрології насамперед через їхню трудомісткість. Беручи за основу дослідження, необхідно за допомогою методу Монте–Карло розробити систему рекомендацій та критеріїв для вирішення завдань оцінювання якості вимірювання у різних ситуаціях.

#### **4.6 Вибір засобів вимірювань**

Вибір конкретних засобів вимірювання визначається багатьма факторами: числовим значенням визначаємо величини, вимогами точності, масштабами виробництва, економікою, параметрами якості.

Одну і ту ж метрологічну задачу можна вирішувати різними приладами, які мають різну точність, вартість та різний час вимірювання. Так граничні похибки вимірювання штангенциркулями – 100...200мкм, для індикаторів годинникового типу – 10...20мкм, для гладких мікрометрів – 10...15мкм, для важільних мікрометрів та скоб – 2...4мкм, для вузько обмежених індикаторів –

2...4мкм, для важільно зубчатих головок 2...3мкм, для пружинних головок – 1мкм, для довжиномірів – 0,1...1мкм, для оптиметрів – 0,65...1 мкм, для інтерферометрів – 0,05...0,2мкм, для лазерних інтерферометрів до  $10^{-7}$ мкм.

Визначені стандартом похибки вимірювання є найбільшими похибками вимірювань, що включають в себе всі складові, які залежать від вимірювальних засобів, встановлюваних мір, температурних деформацій, базування.

При допусках, які не відповідають відповідним значенням вказаним в довідникових таблицях допустима похибка визначається по найближчому найменшому значенню допуску для відповідного розміру.

#### **4.7 Визначення приймальних при автоматичних засобах вимірювань**

*Приймальні межі* – це значення розмірів за якими приймають вироби. При одиничному та дрібно штучному виробництві розповсюджені універсальні засоби вимірювання. В серійному та масовому виробництві для вимірювання деталей використовують механізовані та автоматизовані контрольно–вимірювальні засоби. Приймальний контроль проводять приймальними калібрами або за допомогою контрольно–сортувальних автоматів. Коли процес виготовлення монотонний використовують статистичний (відбірковий) контроль. Під час арбітражної перепроверки деталей похибка вимірювання не повинна перевищувати 30% значення похибок, які допускаються при приймальному контролі. Приймальний контроль проводять приймальними калібрами або за допомогою контрольно–сортувальних автоматів. Серед прийнятих допускається певний відсоток деталей від партії, що перевіряється з відхиленнями, які виходять за приймальну межу на величину не більшу за половину допустимої похибки вимірювання при прийманні, для квалітетів з 2–го по 7 до 5%; для квалітетів 8,9 до 4% і для квалітетів грубіших за 10–ий – 3%.

На результати вимірювання впливають похибки вимірювання. Їх треба враховувати при встановленні *приймальних меж*, граничних значень розмірів, по яким відбувається приймальний контроль виробів. Контрольні границі

приймальних засобів встановлюються співпадаючими з граничними розмірами або зміщеними відносно їх введенням виробничого допуску. Це приводить до зменшення табличного поля допуску на виготовлення деталі. При використанні вимірювального засобу допуск  $T$  залишався б постійним, якщо б цей засіб був ідеально виготовленим і налагодженим на межі поля допуску  $ES(es)$  і  $EI(ei)$ . В дійсності при вибраному методі і засобі вимірювання завжди виникає метрологічна похибка вимірювання  $\pm\Delta$  дельта метрологічне. Щоб жодна з деталей не була помилково віднесена до придатних, необхідно зменшити поле допуску  $T$  до значень технологічного допуску  $-T_r$ , який дорівнює  $-T_r = T - 4\Delta_{мет}$ .

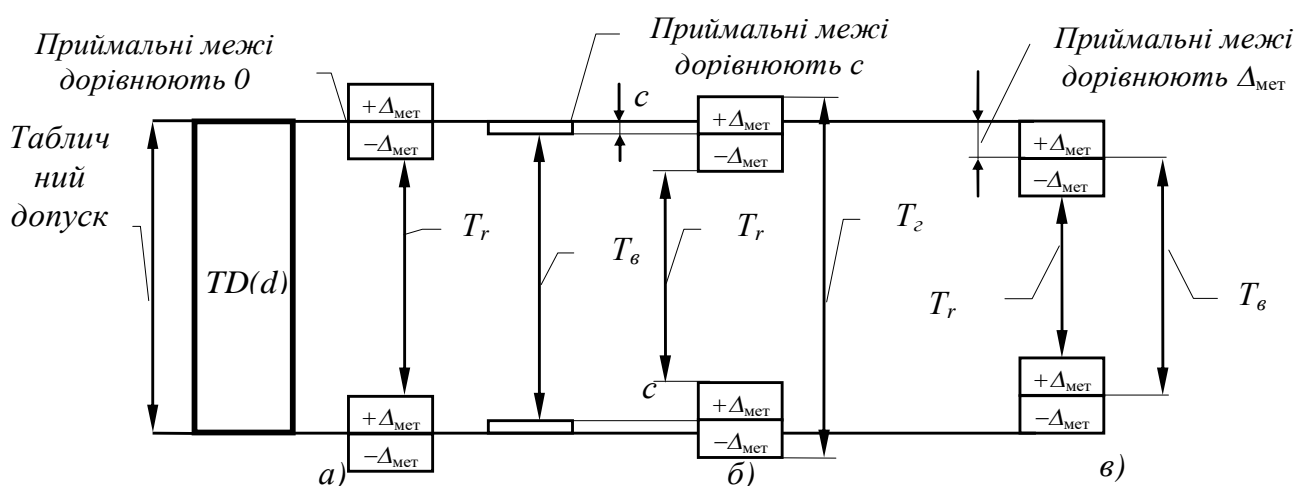
Щоб не звужувати виробничий допуск і не збільшувати собівартість виробу, необхідно або зменшити метрологічну похибку, або змістити настройку (встановити приймальні межі) зовні поля допуску, розширюючи його до гарантованого значення  $T_s$ . Конкретне сполучення похибки вимірювання є випадковою подією.

Аналіз формул показує, якщо  $\Delta_{мет}/T=0,1$  то практично весь допуск відводиться на компенсацію технологічних похибок ( $T_r/T=0,9...0,995$ ). Відповідно до стандартів межі допустимих похибок коливаються від 20 до 35 % табличного допуску, стандартизовані значення є найбільшими і включають випадкові і систематичні (невраховані) похибки вимірювальних засобів, установлювальних мір, елементів базування. Найбільш частіше випадкову похибку приймають як подвоєне значення середньо-квадратичного відхилення похибки вимірювання. Допустимі похибки вимірювання є найбільшими з можливих. Це ще раз підтверджує, що точність засобів вимірювання повинна бути на порядок вище точності контрольованого параметру.

Основним і економічно доцільним є варіант симетричного розташування граничної похибки відносно граничного розміру деталі (рис. 4.4.а – приймальні межі співпадають з граничними значеннями контролюемого розміру). В стандарті є графіки та таблиці, які дозволяють визначати відсоток невірних оцінених деталей для цього випадку. При цьому деякі браковані вироби можуть бути визнані помилково придатними.



Щоб жоден бракований виріб не попав до користувача, приймальні межі зміщують всередину допуску виробу на величину  $c$  (рис. 4.4.б). У відповідності до стандарту рекомендується вводити виробничий допуск заміщаючи приймальні межі на величину  $c$ , яка залежить від точності технологічного процесу і похибок вимірювання. Значення  $c$  визначаються за довідниками. Якщо точність технологічного процесу визначена, зміщення  $c$  розраховується, а якщо ні, то її приймають рівною  $\Delta_{мет}/2$ .



$T_2$  - гарантований допуск  $T_r$  - технологічний допуск  $T_в$  - виробничий допуск

Рисунок 4.4 – Види приймальних меж

При визначенні виробничого допуску величина зміщення не повинна перевищувати половини встановлюваної стандартом допустимої похибки вимірювання в кожній приймальній межі.

Останнім варіантом приймальних меж є їх зміщення в поле допуску контрольованого параметру встановлюється рівним половині допустимої похибки (рис. 4.4.в). Цей варіант застосовується рідше, тому що вимагає підвищення точності обробки і існує імовірність бракування частини придатної продукції

#### Питання і завдання для самоперевірки до розділу 4

1. Метрологія та її задачі.
2. Що таке вимірювання і контроль, яка між ними різниця?

4. Як поділяються універсальні вимірювальні засоби?
5. Які існують методи вимірювання?
6. Роль технічних вимірювань в забезпеченні якості машин і точності процесів виробництва.
7. Державна система забезпечення єдності вимірювання.

## РОЗДІЛ 5 КОНТРОЛЬ РОЗМІРІВ ГЛАДКИМИ КАЛІБРАМИ

### 5.1 Принципи контролю деталей гладкими калібрами

При виготовленні деталей дійсні розміри в силу різних причин іноді виявляються поза полем допуску. Придатність дійсних розмірів установлюють або шляхом їхнього виміру, або шляхом контролю. Більш простим методом є визначення відповідності розмірів виготовлених деталей вимогам (граничним межах) за допомогою контролю.

*Контроль* — це процес одержання й обробки інформації про об'єкт (параметри деталі, механізму, процесу й т.д.) з метою визначення знаходження параметрів об'єкта в заданих межах.

Під час контролю визначають параметри якості продукції, засобом порівняння з еталонами, які відтворюють граничні межі параметру. Під час контролю здійснюється відбракування деталей, яке може проводитись з одночасним сортуванням за рівнями якості.

Контроль можна здійснювати за допомогою вимірювань деталей універсальними вимірювальними засобами, які дозволяють встановити дійсні значення розмірів, з подальшим порівнюванням зі встановленими межами (граничними розмірами). Метод вимірювань застосовують в одиничному й дрібносерійному виробництвах, при ремонтних і експериментальних роботах, при точності вище 6-го квалітету, при дуже малих (менш 1 мм) або досить великих (більш 200 мм) розмірах, а також у масовому виробництві при налагодженні устаткування або при використанні статистичних методів контролю, коли у вибірках необхідно знати дійсні розміри деталей. В усіх інших випадках краще здійснювати контроль, граничними калібрами під час якого встановлюється факт придатності або непридатності розміру, без визначення його дійсної величини. Під час контролю достатньо визначити входження параметру в допустимі межі, а не його дійсні розміри, що значно спрощує технологічний процес.

Методи контролю поділяються на пасивні й активні. При активних методах результати контролю миттєво (від моменту появи браку) впливають на хід

технологічного процесу. Результат контролю служить сигналом для підналагодження даного технологічного процесу. При пасивних методах контролю констатують придатність або непридатність виготовлених деталей.

### ***Технологічні принципи контролю***

В основу контролю покладено принципи визначені американським інженером Тейлором, які містять основні умови контролю: контролювати межі (прохідну і непрохідну) і одночасно контролювати похибки форми та розташування.

*Принцип визначення меж* – при існуванні похибок форми і взаємного розташування геометричних елементів складних деталей надійне визначення розмірів всього профілю передбаченими граничними значеннями можливо лише в тому випадку, коли визначаються значення прохідної та непрохідної меж.

*Принцип подібності* – прохідні калібри повинні бути прототипом спряженої деталі з довжиною, яка дорівнює довжині з'єднання, контролюючи при цьому не тільки розмір, а й похибки форми виробу. Непрохідні калібри повинні мати малу вимірювальну довжину і контакт, який наближається до мінімуму, щоб перевіряти тільки розмір деталі.

При контролі калібрами слід дотримуватися ряду правил, зокрема, користуватися тільки калібрами, призначеними для даного випадку по штатному положенню (робітники виробничники – прохідними новими, працівники ВТК, представники замовника й інших зовнішніх організацій – частково зношеними), стежити за чистотою вимірювальних поверхонь, не намагатися силою проштовхувати прохідні калібри (при масі понад 100 м вони повинні проходити під дією сили ваги), щоб уникнути нагрівання калібрів від температури тіла, контролювати тільки витримані (остиглі) після обробки деталі, прагнути, щоб коефіцієнти лінійного розширення матеріалів засобів виміру й перевірюваних деталей були приблизно однаковими.

*Принцип перепроверки* – не можна проводити контрольне визначення розмірів засобами, точність яких перевищує точність робочих еталонів.

*Принцип активного контролю* – одночасне суміщення функцій контролю з керуванням технологічними процесами – дозволяє створювати високо динамічні процеси з одночасним покращенням якісних показників. Являє собою окремий випадок принципу простоти та виключення проміжних ланок та принципу інверсії (кожна деталь проходить кілька ступенів перетворення і на кожному етапі її контролюють, тому всі ці операції бажано поєднати в одну).

Залежно від цільового призначення застосовують різні види технічного контролю: вхідний, операційний, приймальний, інспекційний, тощо; контроль може бути суцільний або вибірковий, безперервний або періодичний і т.д. У масовому й серійному виробництвах найпростіший спосіб контролю розмірів гладкими (граничними) калібрами.

## 5.2 Конструктивні особливості калібрів

В основу конструювання гладких калібрів покладений принцип подоби, відповідно до якого прохідні калібри повинні бути прототипом контролюємої деталі. При чому контроль комплексно визначає всі види погрешностей даної простої або складної форми (поверхні). Це забезпечує збирання з'єднання. Непрохідні калібри повинні мати контакт, що наближається до точкового, щоб перевіряти роздільно в кожного елемента, чи не порушена його непрохідна межа.

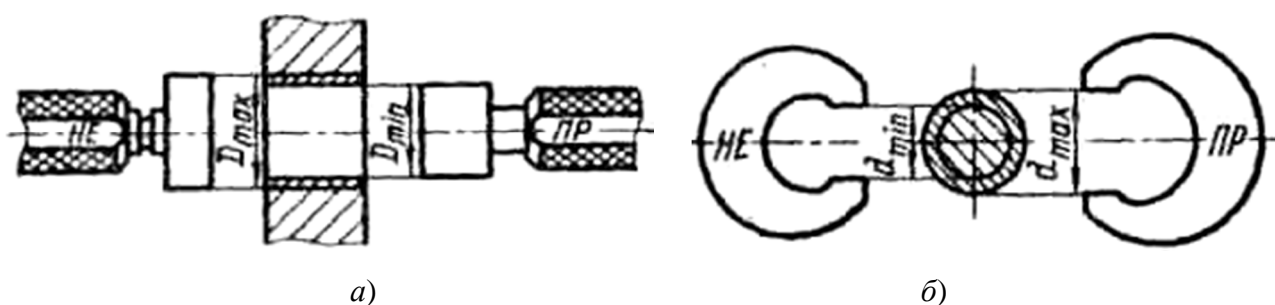


Рисунок 5.1 – Схема контролю циліндричних поверхонь гладкими калібрами

Схема контролю циліндричних поверхонь гладкими калібрами показана на рис. 5.1 на якому індексами max і min показані граничні розміри. Прохідна межа яка визначається максимальною кількістю матеріалу деталі контролюється прохідним (ПР) калібром, непрохідна межі, яка визначається мінімальною

кількістю матеріалу контролюється непрохідним (НЕ) калібром. Якщо деталі по розмірах придатні, то відповідно до назви прохідні калібри ПР по контрольованій поверхні повинні проходити, а непрохідні НЕ – не проходити. Деталі, що не задовольняють кожному із цих двох умов, є непридатними, їх відбраковують. Ці деталі можуть бути розділені на виправний брак (вали із завищеним розміром, отвору із заниженим діаметром) і невиправний. Контроль отворів здійснюють калібрами пробками (рис. 5.1.а), валів – калібрами скобами (рис. 5.1.б).

Калібри бувають: прохідні та непрохідні, по елементні та комплексні, встановлювальні, сортувальні, гладкі, профільні, калібри–пробки, калібри–скоби, калібри–дроти, калібри–ролики, калібри–щупи, регульовані та нерегульовані.

*Границя непрохідна (непрохідна межа)* – термін, який застосовується до того з двох розмірів, який відповідає мінімальній кількості матеріалу, а саме нижній границі для валу та верхній границі для отвору.

*Границя прохідна (прохідна межа)* – термін, який застосовується до того з двох розмірів, який відповідає максимальній кількості матеріалу, а саме верхній границі на валу та нижній границі для отвору.

*Граничний калібр* – калібр, який відтворює прохідну чи непрохідну межу геометричних параметрів елементів виробу.

При контролі валів прохідні калібри у вигляді кілець застосовують тільки в особливо відповідальних випадках, коли потрібно контролювати циліндричність (особливо при наявності огранювання). Кільця складніше виготовити і вони незручні у користуванні. Тому прохідні калібри для валів звичайно роблять у вигляді скоб. Щоб не пропустити деталі з похибками форми (конусоподібність, овальність) розміри деталі необхідно контролювати скобами в декількох місцях по довжині й не менш чим у двох взаємоперпендикулярних напрямках кожного перетину.

Контроль розмірів отворів роблять прохідними й непрохідними калібрами – пробками. Для одночасної перевірки діаметра й прямолінійності осі отворів прохідна пробка обов'язково має більшу довжину, чим непрохідна. Коли є небе-

зпека одержання в отворах значної овальності (розточення різцем на борштанзі), непрохідну пробку варто робити неповною (з бічними зрізами) або замінити її штихмасом (мірний стрижень зі сферичними торцями).

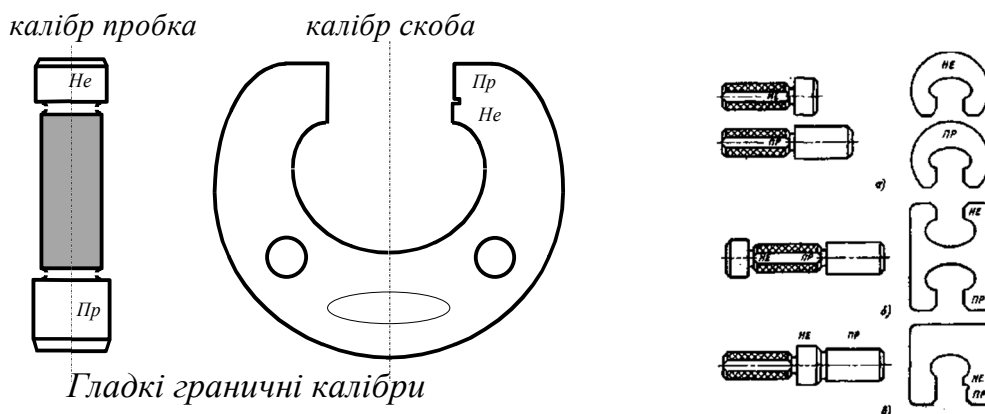
Конструкції калібрів дуже різноманітні. Односторонні неповні калібри – пробки виготовлюють для отворів великого діаметру з метою зменшення розмірів ваги калібру. Різноманітні і конструкції скоб. Вони повинні бути легкими і ергономічними і мати при цьому високу жорсткість. Застосовуються також регульовані скоби, в яких можна регулюванням компенсувати знос. Це підвищує строк дії скоб. Конструкція їх складна, а надійність нижча, ніж в нерегульованих.

### **5.3 Гладкі граничні калібри**

Широкого застосування граничні калібри набули під час масового та серійного виробництва, до того як набули широкого використання сучасні швидкісні методи обробки деталей на верстатах з автоматичним електронним контролем положення різального інструменту.

Калібри виготовлюють з інструментальних легованих або вуглецевих сталей. На них карбується номінальний розмір із полем допуску, що контролюється, тип калібру і товарний знак виробника. Прохідна сторона позначається – ПР; непрохідна – НЕ. Поле допуску проставляється в тіло калібру.

Допуски на виготовлення передбачені для прохідних і непрохідних робочих та контрольних калібрів. Крім того, треба враховувати, що калібри при їхній експлуатації внаслідок стирання при контакті з поверхнями деталей поступово змінюють свої розміри і спрацьовуються. При цьому дійсні розміри калібрів–пробок поступово зменшуються, а скоб – збільшуються. Це явище відбувається інтенсивніше з прохідними калібрами. Непрохідні калібри "проходять" лише під час контролю бракованих деталей, що буває відносно рідко, тому вони спрацьовуються значно менше. Це зумовлює що стандартами встановлені допуски на спрацювання тільки для робочих – прохідних калібрів.



Гладкі граничні калібри

Рисунок 5.2 – Види різних граничних калібрів:

калібр–пробка – калібр із зовнішньою поверхнею для контролю отворів;  
 калібр–скоба – калібр з робочими поверхнями, розташованими на внутрішній входній частині скоби, для контролю валів

Під час експлуатації розміри прохідних калібрів змінюються. У зв'язку з цим їх необхідно періодично контролювати. На виробництві існує графік періодичного контролю калібрів.

Визначення розмірів калібрів пробок не викликає ускладнень і може бути виконаним на вертикальному або горизонтальному оптиметрі.

Контроль калібрів скоб здійснюють вимірюванням їх розмірів на горизонтальному оптиметрі. При цьому похибка вимірювання дещо більша ніж при вимірюванні калібрів пробок. Тому калібри скоби перевіряють спеціальними контрольними калібрами, виконаними в вигляді пробок або шайб. Контркалибрами К–Пр і К–Не перевіряють відповідно розміри прохідної та непрохідної сторін скоб. Вони повинні проходити через придатний калібр без зазору під дією своєї ваги.

Контр-калібром К–Зн перевіряють межу зносу прохідної скоби. Крізь придатну скобу він проходити не повинен. Допуск на виготовлення непрохідних калібрів розташовується симетрично щодо номінальних розмірів: найбільшого граничного розміру контрольованого отвору – для пробки й найменшого граничного розміру вала – для скоби. Для прохідних калібрів крім допуску на виготовлення передбачений допуск на зношування – задається границя припустимого зношування. Середина поля допуску на виготовлення прохідних калібрів



рів зміщена щодо своїх номінальних розмірів на  $Z$  для пробки й на  $Z_1$  для скоби. Границя зношування прохідних калібрів виходить за кордон поля допуску контрольованої деталі на  $Y$  для пробки й на  $Y_1$  для скоби. Помітимо, що при контролі розмірів, виконаних по 9–17–му квалітетах,  $Y = Y_1 = 0$ .

В технічній документації калібри визначаються номінальним розміром (прохідна межа) і полем допуску заданим в тіло.

Схеми розташування полів допусків калібрів

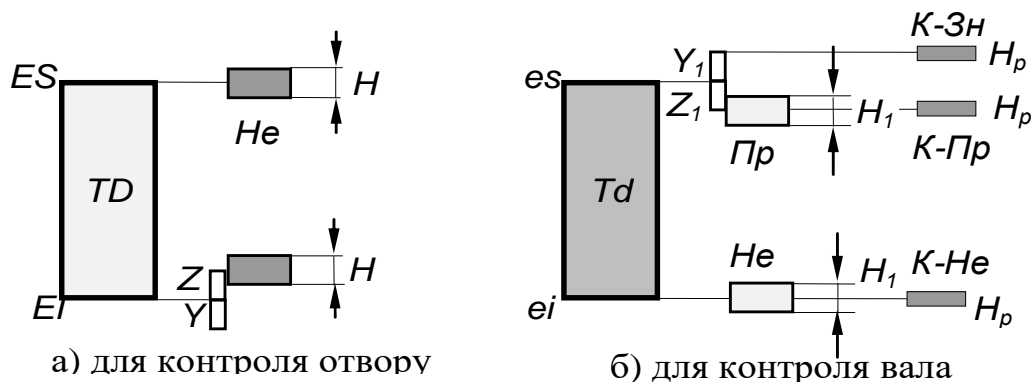


Рисунок 5.3 – Узагальнена схема розташування полів допусків калібрів для контролю отвору та вала

Загально прийняті умовні позначення використані на схемі:

$D_{\max}(d_{\max})$  – найбільший граничний розмір контрольованої деталі;

$D_{\min}(d_{\min})$  – найменший граничний розмір контрольованої деталі;

$ITD$  ( $ITd$ ) – Допуск деталі;

$H$  – допуск на виготовлення робочих калібрів–пробок;

$H_1$  – допуск на виготовлення робочих калібрів–скоб;

$H_s$  – допуск на виготовлення робочих калібрів із сферичними поверхнями для контролю отворів;

$H_p$  – допуск на виготовлення контрольних калібрів;

$Z$  – відстань від середини поля допуску на виготовлення робочого калібру–пробки до прохідної межі;

$Z_1$  – відстань від середини поля допуску на виготовлення робочого калібру–скоби до прохідної межі;

$Y$  – відстань від середини поля допуску на спрацювання робочого калібру–пробки від прохідної межі.

$Y_1$  – відстань від середини поля допуску на спрацювання робочого калібру від прохідної межі;

Після розрахунків граничних розмірів калібрів на кресленнях вказують їхні виконавчі розміри: для калібрів–пробок – найбільші граничні розміри з допуском  $H$  в мінус, а для калібрів–скоб – найменші граничні розміри з допуском  $H_1$  в плюс (рис. 5.4).

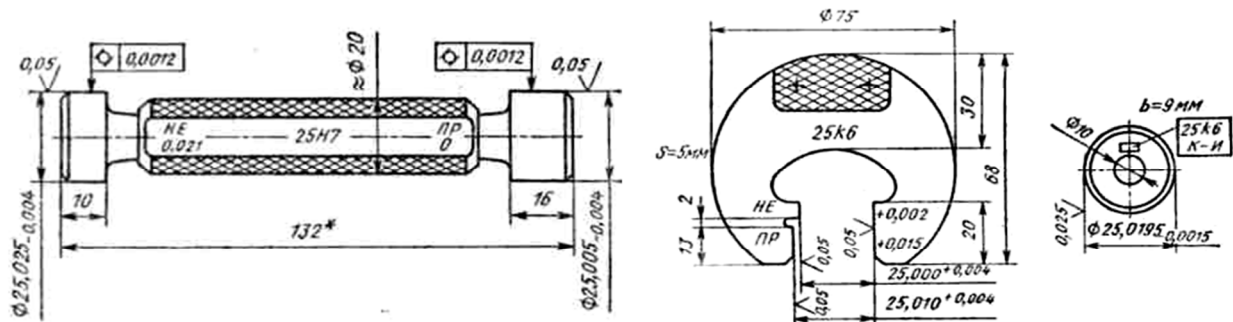


Рисунок 5.4 – Приклад виконавчого креслення калібрів: пробки і скоби

Для робочих і контрольних калібрів для контролю деталей виконавчі розміри розраховують за формулами, наведеними у довідниках які позначають на кресленнях калібрів. Шорсткість робочих поверхонь визначають за таблицею 5.1.

Таблиця 5.1 – Шорсткість робочих поверхонь калібрів

Квалітет контрольованих поверхонь			Параметр шорсткості $Ra^*$ (мкм) для номінальних розмірів, мм	
Пробка	Скоба	Контрольний	0,1 ... 100	Св. 100 до 360
6	–	6–9	0,04 (0,025)	0,08 (0,05)
7–9	6–9	10 і грубіше	0,08 (0,06)	0,16(0,10)
10-12			0,16(0,10)	
13 і грубіше			0,32 (0,20)	0,32 (0,20)
* У дужках зазначені переважні значення.				

Однобічні скоби, починаючи з розмірів понад 20 мм для контролю валів до 8-го квалітету включно, обов'язково повинні забезпечуватися теплоізоляційними ручками–накладками.

Конструктивно гладкі калібри можуть виконуватися регульованими і нерегульованими. Регульовані калібри–скоби дорожче й менш тверді, чим нерегульовані, але можуть бути переналогоджені в деякому інтервалі розмірів (зру-

чно для серійного виробництва) і допускають швидке відновлення розміру, загубленого внаслідок зношування. Нерегульовані калібри більш дешевші і мають більшу точність. Для поліпшення згаданих показників міряльні поверхні гартують до високої твердості (HRC 62...65), наносять зносостійкі покриття або оснащують твердими сплавами.

#### 5.4 Калібри граничні для контролю глибин і висот уступів

Особливу групу становлять граничні калібри для контролю глибин і висот уступів (див. рис. 5.5). ГОСТ 2534–77 передбачає охоплення розмірів 1 ... 500 мм Н... 17-го квалітетів. Сторону робочого калібру для найбільшого граничного розміру позначають буквою Б, сторону для найменшого граничного розміру – буквою М. Для калібрів на обидва розміри Б и М завжди дається допуск на зношування. Дійсні розміри сторін при виготовленні й у процесі експлуатації перевіряють універсальними вимірювальними засобами. Розміри калібрів визначаються аналогічно гладким. Особливості визначаються напрямом зношування вимірювальних поверхонь, що зумовлює особливості зміни розмірів Б и М. При визначенні придатності розміру контролюваного уступу щабель Б калібру є прохідним, а М – не прохідним.

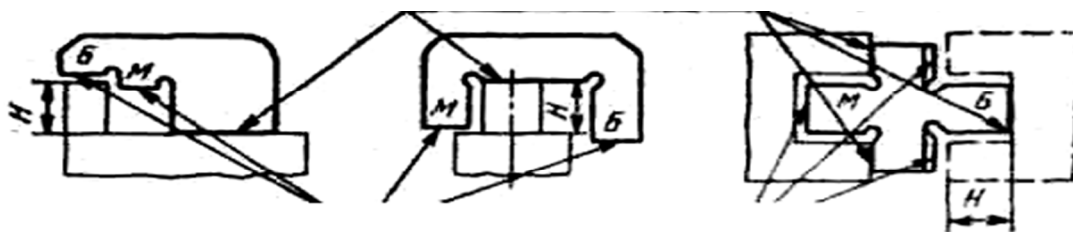


Рисунок 5.5 – Вимірювальні площини

#### Питання і завдання для самоперевірки до розділу 5

1. Вимір і контроль деталей. Области застосування зазначених видів перевірки.
2. Що таке граничні калібри? Поясніть суть їх використання.
3. Які принципи закладено в основу конструкції калібрів?
4. Намалюйте узагальнену схему розташування полів допусків калібрів і контр-

калібрів відносно поля допуску деталі, що контролюється.

5. Як визначаються виконавчі розміри і допуски калібрів?

5. Що таке прохідний калібр і який граничний розмір він обмежує?

6. Що таке непрохідний калібр і який граничний розмір він обмежує?

7. Чим відрізняється призначення робочих, контрольних і приймальних калібрів?

8. Калібри граничні для контролю глибин і висот уступів.

## РОЗДІЛ 6 СИСТЕМА ДОПУСКІВ І ПОСАДОК ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ

### 6.1 Загальні відомості про підшипники кочення

*Підшипники кочення* – стандартний виріб, який використовується як опора, в якому взаємне переміщення сторін відбувається за рахунок тертя кочення.

Підшипники кочення мають повну зовнішню взаємозамінність за розмірами *монтажних (приєднувальним) поверхонь*, що визначається базовими розмірами: зовнішнім діаметром  $d$ , внутрішнім –  $D$ , шириною –  $B$ . Повна взаємозамінність дозволяє швидко монтувати і замінювати підшипники кочення.

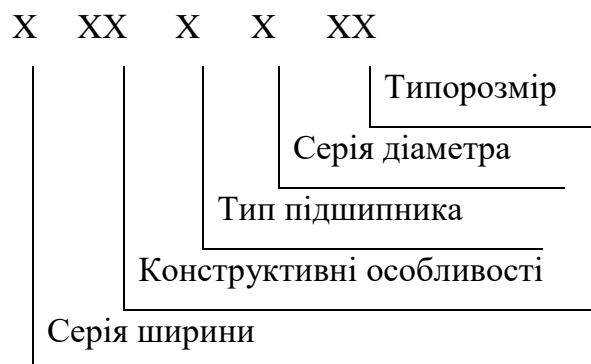
$D$  ( $d$ ) – номінальний діаметр кільця, відносно якого визначають граничні розміри та який служить початком відліку відхилів, в сторону зменшення.

$B$ ,  $C$ , ( $T$ ) – номінальна ширина підшипника – розмір ширини (монтажної висоти) підшипника, відносно якої визначають граничні розміри і яка служить початком відліку відхилів.

$L/l$  – позначення основного відхилення для середнього діаметра отвору (зовнішнього діаметра) підшипника.

Підшипники кочення мають внутрішню взаємозамінність обмежену тілами кочення. Для забезпечення необхідних вимог до точності зазначених елементів використовують принцип групового складання. Умовні позначення підшипників кочення (ГОСТ 3189). Відповідно стандарту на підшипниках повинне бути маркування їх умовного позначення і умовного позначення підприємства-виготовлювача. Повне умовне позначення підшипника складається з основного і додаткового.

Схема основного умовного позначення підшипника кочення:



Основне умовне позначення підшипників кочення складається з семи цифр. Але тип підшипника, серія значень ширини, конструктивні особливості позначені цифрою 0, в умовному позначенні підшипника не проставляються. У цьому випадку умовне позначення підшипника буде складатися з двох або трьох цифр. Маркування наносять на будь-які поверхні підшипників, крім поверхонь по яким відбувається кочення. Маркування дозволяється робити будь-яким чином, аби не викликати корозії підшипників. Основні розміри підшипників кочення повинні відповідати, стандартам на типи і розміри підшипників або конструктивним кресленням, у яких є посилання на ГОСТ 3478.

Промисловість виготовляє шарикові і роликові підшипники кочення з отворами діаметром від 0,6 до 2000 мм, за загальними технічними умовами згідно з ГОСТ 520.

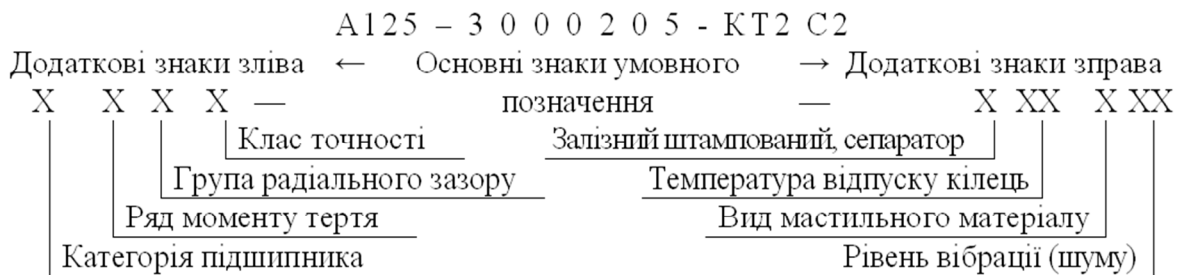
*Типорозмір* підшипника визначається внутрішнім діаметром поділений на 5. Виключеннями є підшипники наступних діаметрів: Ø10 – 00; Ø12 – 01; Ø15 – 02; Ø17 – 03. Підшипники з діаметрами від 1 до 9 мм позначаються у відповідності до розміру внутрішнього діаметру. *Серія* – визначає динамічну вантажо-підйомність підшипника, яка визначає строк безвідмовної роботи (99 %-й ресурс) підшипника, що дорівнює 0,21 розрахункового 90%-го ресурсу (довговічності). Четверта цифра справа визначає *тип підшипника* (напрямок дії навантаження і форми тіл кочення). По типу підшипники кочення підрозділяються: по сприймаємих навантаженням; по функціям; по формі кульок. Умовні позначення типів підшипників повинні відповідати наведеним нижче.

Тип підшипників	Позначення
Кульковий радіальний	0
Кульковий радіальний сферичний	1
Роликовий радіальний з короткими циліндричними роликами	2
Роликовий радіальний з сферичними роликами	3
Роликовий радіальний з довгими циліндричними роликами (гольчастий)	4

Роликовий радіальний з крученими роликами	5
Кульковий радіально–упорний	6
Роликовий конічний	7
Кульковий упорний, шариковий упорно–радіальний	8
Роликовий упорний, роликовий упорно–радіальний	9

По конструктивним особливостям підшипники підрозділяються: по формі доріжок кочення, їх кількості; кількості кілець; з ущільненнями чи без.

Схема повного умовного позначення підшипника доповнюється додатковими знаками.



Зліва від основного позначення, відділяючи знаком тире, маркують знаки, що визначають клас точності, групу радіального (осьового) зазору, ряд моменту тертя і категорію підшипників. Наприклад, А125– 3000205. Де 3000205 – основне позначення, зліва 5 – клас точності, 2 – група радіального зазору, 1 – ряд моменту тертя, А – категорія підшипника.

Підшипники кочення складаються з кількох деталей, кожна з них виготовляється досить точно. Залежно від точності основних розмірів і точності обертання розрізняють основні класи точності підшипників кочення (ГОСТ 520), наведені нижче в порядку збільшення точності:

0, 6, 5, 4, 2, Т – для кулькових і роликових радіальних і кулькових радіально–упорних підшипників;

0, 6, 5,4,2 – для упорних і упорно–роликових підшипників;

0, 6X, 6, 5, 4, 2 – для роликових конічних підшипників.

Допускається виготовлення підшипників класів точності 7 і 8 (нижчого класу точності ніж 0) зі збільшеним значенням радіального і осьового зазорів на

одну групу або зменшенням найменшого граничного розміру на 10% поля допуску на зазор.

Класи точності підшипників визначають граничні відхилення розмірів, форми, розміщення поверхонь підшипників і встановлюється ГОСТ ДСТУ 520, який поширюється на кулькові й роликові підшипники із внутрішнім діаметром 0,6 .. 2000 мм.

З підвищенням класу точності зростають вимоги до точності всіх елементів підшипників як внутрішнім, що забезпечують точність обертання й зазори, так і зовнішнім, що забезпечує посадку кілець у виріб. Для внутрішніх кілець кулькових і роликових радіальних і кулькових радіально упорних підшипників з номінальним розміром приєднувального діаметра  $d = 18...30$  мм допуски наведено в табл. 6.1, мкм.

Таблиця 6.1 – Допуски підшипників

Клас точності	0	6	5	4	2
Допуск на середній діаметр отвору $d_m$ , мкм	10	8	6	5	4
Мінливість ширини кільця, мкм	20	10	5	2,5	2
Биття торця щодо отвору, мкм	20	10	8	4	2
Радіальне биття доріжки кочення, мкм	13	10	4	3	2,5
Осьове биття доріжки кочення, мкм	40	20	8	4	2,5

Високі вимоги до точності підшипників і одночасно недостатня твердість їхніх кілець змушують при малому допуску на приєднувальний розмір у класах точності 0 і 6 трохи розширити допуск на овальність кілець у вільному стані. За дійсний середній розмір  $d_{mr}$  або  $D_{mr}$  приймають середній з найбільшого й найменшого обмірюваних розмірів. Придатні кільця у вільному стані повинні одночасно задовольняти нормам по обох видах діаметрів.

В загальному харчовому машинобудуванні використовують підшипники 0-го звичайного класу точності. При підвищених вимогах до точності обертання (верстатні шпинделі та точні прилади, гідравлічні агрегатів, насосів та гід-



ромоторів) призначають 5 і 6 класи точності. При необхідності високої швидкості і точності обертання (шпинделя шліфувальних та прецизійних верстатів, високо обертових двигунів) – 5 та 4 класи точності. Підшипники 2 класу точності використовують для прецизійних приладів (наприклад гіроскопи авіа, судно та ракетобудування).

Призначений клас точності проставляється через тире перед умовним позначенням підшипника. Нормальний клас точності підшипника в умовному маркуванні не вказується.

### ***Зазори підшипників кочення***

У підшипниках кочення розрізняють вихідний, монтажний і робочий зазор. Вихідний зазор підшипник кочення має у вільному стані. Відповідно ГОСТ 24810 умовно групи зазорів позначають арабськими цифрами, а одну з них словом «нормальна». Групи розрізняються розмірами радіального й осьового зазорів. Умовне позначення групи радіального зазору, крім нормальної, повинне бути нанесене на підшипник або пакування ліворуч від позначення класу точності підшипника. Монтажний зазор устанавлюється в підшипнику після його збирання у виріб. Внаслідок посадки одного з кілець з гарантованим натягом монтажний зазор менше вихідного. Робочий зазор має місце між тілами кочення й доріжками кочення при сталому режимі роботи. Значення робочого зазору визначаються діючими радіальними зусиллями й температурою.

Експлуатаційні та температурні умови вимагають існування радіального зазору (великі оберти, туга посадка монтажних поверхонь, зміна температури). Зазор не повинен мати великі розбіжності – чим він менший, тим більш рівномірно розподіляється навантаження між тілами кочення, але якщо він дуже малий, то можливе їх заклинення. Стабільність зазорів досягається тим, що комплект тіл кочення підшипників підбирають селективним методом. Підшипники випускаються групами з різним зазором. Радіальний зазор умовно характеризується номером групи і проставляється перед позначенням точності підшипника (зазор нормальної точності не позначається).

Радіальний зазор необхідно контролювати за допомогою щупа. Припустимим є мінімальне значення радіального зазору (мм) після складання вузла для підшипників, виготовлених з зазором нормальної групи (М) за ГОСТ 24810–81 орієнтовно можна визначити за формулою:

$$\Delta_{\min} = d/3000,$$

де  $d$  – номінальний діаметр отвору підшипника, мм.

Умовні позначення групи радіального зазору, крім нормальної, повинні бути нанесені на підшипник і упаковку зліва від позначення класу точності підшипника. Допускається наносити умовні позначення груп зазорів на зовнішню циліндричну поверхню підшипника або на торець одного з кілець.

### ***Категорія***

Залежно від вимог до рівня вібрації, допустимих значень рівня інших додаткових технічних вимог встановлено три *категорії підшипників* – А, В, С. До категорії А відносяться підшипники класів точності 5, 4, 2, Т з однією із шістнадцяти додаткових вимог стандарту. До категорії В відносяться підшипники класів точності 0, 6Х, 6, 5 з однією із дев'яти додаткових вимог стандарту. До категорії С відносяться підшипники класів точності 8, 7, 0, 6, до яких не ставлять вимог відносно рівня вібрації, моменту тертя та інших, не передбачених стандартом. В умовному позначенні підшипників звичайної категорії С, категорію не вказують і не маркують. Підшипники підвищеної категорії відповідальності маркуються перед знаком зазору при відсутності вимог щодо моменту тертя і групи зазору, відмінної від нормальної.

Знаки, що характеризують додаткові вимоги категорій А і В, вказують тільки на коробці або бандеролі та документах, які супроводжують товар, відповідно до технічних умов на підшипники категорій А і В. Якщо категорія не зазначена її не вказують в умовному позначенні підшипників.

Додаткові знаки справа визначають також конструктивні зміни підшипників (наприклад К – залізний штампований сепаратор); спеціальні технічні вимоги щодо шорсткості, покриття; температуру відпуску кілець підшипників (напри-

клад T2 – 250°C для кілець із сталі ШХ–15); види мастильного матеріалу для підшипників закритого типу (С2 – ЦІАТІМ–221); рівень вібрації який характеризує звуковий шум.

### ***Вимоги до поверхонь сполучення з підшипниками***

Вимоги до посадкових поверхонь під підшипники. Забезпечення вимог щодо посадок можливе при додержанні вимог щодо шорсткості, розмірної точності і відхилів форми, розміщення посадкових місць. Граничні відхилення посадкових діаметрів вала і отвору корпусу повинні відповідати вибраній посадці заданої точності.

Посадкові місця під підшипники і торцеві поверхні заплечиків валів і корпусів повинні бути добре оброблені, щоб запобігати змінам шорсткості у процесі запресування і експлуатації, а також появи корозії (табл. 6.2).

Таблиця 6.2 – Параметри шорсткості поверхонь деталей, по якими відбувається контакт кілець підшипників кочення

Клас точності підшипника	Номінальний розмір, мм					
	валів		отворів		торців заплічок	
	d ≤ 80	d > 80	D ≤ 80	D > 80	d ≤ 80	d > 80
0	<b>1,25-0,8</b>	<b>2,5-1,6</b>	<b>1,25-0,8</b>	<b>2,5-1,6</b>	<b>2,5-1,6</b>	<b>2,5-1,6</b>
6 і 5	<b>0,63-0,4</b>	<b>1,25-0,8</b>	0,63	1,25	1,25	2,5
4	<b>0,32-0,2</b>	<b>0,63-0,4</b>	0,4	0,8	0,8	1,6

Висока частота обертання, граничні навантаження, малі площини контакту тіл кочення, мала довжина посадкової поверхні кілець підшипників вимагає проставлення відповідних вимог до монтажних поверхонь.

Положення частин, що обертаються, визначаються первинними зазорами у підшипниках, деформаціями в місцях контакту, температурними деформаціями, а також шорсткістю спряжених з підшипниками деталей і точністю монтажу. Для забезпечення нормальних умов експлуатації підшипників кочення до монтажних поверхонь встановлюються додаткові вимоги: шорсткість монтаж-

них поверхонь під підшипники кочення 0-го класу точності повинна бути  $R_a \leq 1,25 \mu\text{м}$  для діаметрів монтажної поверхні до 80 мм, і  $R_a \leq 2,50 \mu\text{м}$  – які більше 80 до 500 мм.

Параметр шорсткості  $R_a$  (мкм) поверхонь валів і отворів у корпусах під підшипники не повинен перевищувати величин, зазначених у табл. 6.2. (найкращі значення  $R_a$  виділено жирним).

Мала жорсткість кілець робить підшипники кочення чутливими до похибок форми поверхонь на які вони встановлюються: шийки валу та отворів корпусу. Їх похибки впливають на дійсні значення радіальних зазорів в підшипнику в межах одного оберти, погіршують плавність ходу. Тому останні обмежують. Для підшипника 0 та 6 класу точності вони не перевищують половини допуску на діаметр посадочної поверхні, для 5 і 4 – третини допуску, а для 2-го – його чверті.

Значення несталості діаметра в поперечному і поздовжньому перерізах встановлено з розрахунку: половина допуску на діаметр посадочної поверхні при посадці підшипників класів точності 0 і 6, а також валів і отворів корпусів малонавантажених підшипників дозволяється приймати 3/4 від допуску на діаметр посадкової поверхні.

Основними показниками відхилів форми є допуски круглості й профілю поздовжнього перерізу, подані в радіусному вираженні. Визначаються допуски круглості і поздовжнього перерізу за ГОСТ 24642.

Відхили від циліндричності для підшипників 0 і 6 класу точності не повинні перевищувати чверті допуску на розмір діаметра даної поверхні, а 5 і 4 класу – однієї восьмої зазначеного допуску. Значення биття наведені в ГОСТ 3325 залежно від класу точності підшипника й номінального розміру приєднувальних поверхонь.

Посадочні поверхні повинні мати галтелі або захватні фаски з малим кутом конусності. Допуски торцевого биття торцевих поверхонь заплечиків валів і отворів корпусів повинні відповідати наведеним в ГОСТ 3325. Точність обробки торця заплечика пов'язана також з необхідністю дотримуватися визначено-

го радіуса закруглення у місцях спряження торцевих і посадкових поверхонь (радіус галтелі). Цей радіус повинен бути меншим за радіус фаски відповідного кільця підшипника.

Відхили від перпендикулярності твірної зовнішньої циліндричної поверхні кільця відносно базового торця зібраних підшипників, торцеве биття, биття отвору кілець, осьове і радіальне биття зовнішніх і внутрішніх кілець підшипників вимірюють на приладах згідно зі схемами ГОСТ 520. Торцеві заплечика є додатковою базою, до якої для підвищення шорсткості підшипникових вузлів щільно притискують за допомогою кріпильних деталей кільця підшипників. Торцеве биття може впливати на відхили від співвісності.

Регламентация норм для відхилу від співвісності окремих елементів складових частин виробів ускладнена у зв'язку з розмаїтістю їх конструкцій, розмірів, умов застосування й складності вимірів. Сумарний відхил від співвісності, викликаний всіма видами погрешностей, можна оцінювати в змонтованому вузлі по куті перекосу  $\theta'$  між осями внутрішнього й зовнішнього кілець підшипника, який не повинен перевищувати  $10'$ .

Конструкція виробу також повинна забезпечувати зручність складання і розбирання, а також точність встановлення підшипникових вузлів: висота заплечиків повинна бути менша за товщину у кільця підшипника по буртику, на валах, в разі потреби кільця підшипників повинні прилягати до заплечиків.

Перед монтажем підшипників вали (особливо довгі) слід перевірити на прямолінійність (відсутність згину) і співвісність посадкових поверхонь, на відповідність нормам технічної документації. Після збирання підшипників проводять вимір биття з і без навантаження.

особливості системи допусків підшипників кочення

Для скорочення номенклатури підшипники виготовляють зі стандартними відхилами монтажних поверхонь по зовнішньому та внутрішньому діаметрам. Верхній відхил приєднувальних діаметрів дорівнює нулю. Допуск визначається класом точності підшипника. Поле допуску на діаметр отвору внутрішнього кільця розташовано в (-) від номінального розміру, а не в (+), як у основ-

ного отвору, для гладких циліндричних з'єднань. Поле допуску зовнішнього діаметру розташовано як і у основного валу в (–) від номінального розміру. Таке розташування полів допусків змінює характер посадки кільця на вал. Так замість гарантованих посадок з зазором можемо отримати в деяких випадках перехідні посадки, а замість перехідних посадок посадки з невеликим натягом.

В залежності від класу точності підшипника встановлено наступні позначення полів допусків діаметра  $d$  внутрішнього кільця (отвору) підшипника –  $L0, L6, L5, L4, L2$ , діаметру  $D$  зовнішнього кільця підшипника (валу) –  $l0; l6, l5, l4, l2$ .

Зовнішнє кільце (зовнішній діаметр  $D$ ) має допуск, спрямований, як у основного валу – «у тіло». Допуск внутрішнього кільця ( $d$ ) теж спрямований «у мінус» від нульової лінії (рис. 6.1). Це дозволяє одержати з основних відхилів для перехідних посадок ряд з натягами, що потрібно в більшості випадків для правильного приєднання внутрішнього кільця. Посадки із зазором з основними відхилами  $h$  і  $g$  при цьому перетворюються в перехідні з невеликим середньомовірним зазором  $S_m$ . Таким чином зберігається наступність з посадками ЄСДП, забезпечується широке і оптимальне використання звичайних полів допусків.

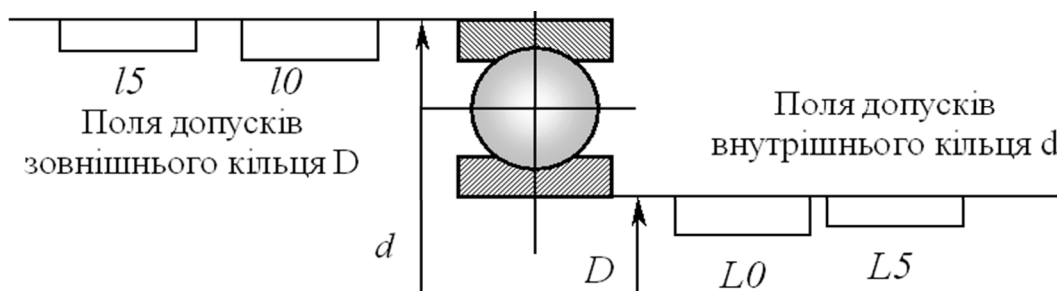


Рисунок 6.1 – Поля допусків приєднувальних діаметрів підшипників кочення

## 6.2 Режими роботи і види навантаження кілець підшипників кочення

Режими роботи підшипника підрозділяються на легкий, нормальний, важкий, «Особливі умови». До режиму «особливі умови» слід відносити такі, коли експлуатація підшипників відбувається за умов ударних і вібраційних наван-

тажень (на колінчастих валах двигунів, у вузлах дробарок, пресів, екскаваторів та ін). Посадки підшипників при цьому режимі вибирають як для важкого режиму роботи незалежно від відношення навантаження до динамічної вантажопідйомності.

Режим роботи – це сукупність умов, за яких працює підшипник: величина і характер навантаження (удари, вібрація, струшування та ін.) робоча температура, захист від впливу зовнішнього середовища, тривалість безперервної роботи тощо.

Основним критерієм інтенсивності навантаження є динамічне еквівалентне навантаження  $P$ , виражене в частках динамічної вантажопідйомності  $C$ , або  $P/C$ . За інтенсивністю навантаження підшипникових вузлів, режими їх роботи підрозділяють на легкий, нормальний, важкий і режим «особливі умови».

Режим роботи приймають залежно від розрахункової довговічності підшипника; при розрахунковій довговічності більше 10 000 годин – легкий, при 5000 .. 10000 год. – нормальний, при 2500 .. 5000 год. – важкий. При ударних і вібраційних режимі роботи вважають важким незалежно від розрахункової довговічності.

### ***Схеми обертання кілець підшипників кочення***

Схема «обертається вал» має місце в підшипників валів коробки передач, у роторів електродвигунів, у відцентрових насосах, центрифугах, редукторах, де внутрішнє кільце обертається разом з валом.

Схема «обертається корпус» лежить в основі роботи підшипників у колесах автомобілів, тракторів, літаків, у роликах конвеєрів, коли при роботі обертається зовнішнє кільце.

### ***Види навантаження кілець підшипників кочення***

Вибір посадок підшипників кілець визначається характером їх навантаження, яке умовно поділяють на три види: *місцеве, циркуляційне, коливальне* (рис.6.2).

Установлено три види навантаження: місцеве, циркуляційне й коливаль-

не. При місцевому навантаженні постійна по величині радіальна сила впливає на обмежену ділянку доріжки кочення (переважно спостерігається на необерттовому кільці підшипника) і викликає місцеве зношування. Тому ідея приєднання таких кілець до відповідної деталі у виробі полягає в одержанні посадки з невеликим середньо-ймовірним зазором, внаслідок чого кільце в процесі роботи під впливом окремих поштовхів, струсів і інших факторів буде періодично повертатися, внаслідок чого зношування доріжки стане більше рівномірним, а довговічність кільця значно зросте.

*Місцеве навантаження* – випадок, за якого діюче на підшипник вислідне радіальне навантаження постійно сприймається тією ж самою обмеженою ділянкою доріжки кочення цього кільця (в межах зони навантаження) і передається відповідній ділянці посадкової поверхні вала чи корпусу (рис.6.2.а).

*Циркуляційне навантаження* – випадок за якого вислідне радіальне навантаження, яке діє на підшипник, сприймається і передається тілами кочення в процесі обертання доріжки кочення, послідовно по всій її довжині, а отже і по всій посадковій поверхні вала чи корпусу. Таке навантаження виникає також при обертанні кільця і постійно спрямованого навантаження  $F_r$ , або навпаки, коли радіальне навантаження обертається відносно кільця (випадок циркуляційного навантаження –  $F_c$ ).

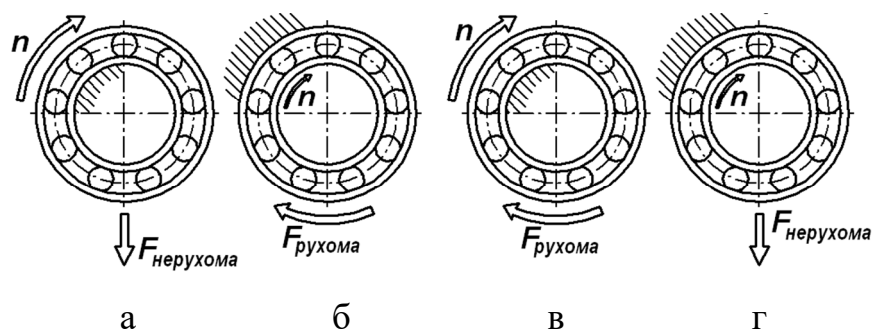


Рисунок 6.2 – Схеми видів навантаження кілець підшипників кочення:  
а, г – місцеве навантаження внутрішнього кільця; б, в – циркуляційне навантаження внутрішнього кільця, місцеве навантаження зовнішнього кільця

Циркуляційний вид навантаження виникає коли ділянка навантаження послідовно переміщається по поверхні кільця. Посадка обертового циркуляційно навантаженого кільця повинна забезпечувати гарантований натяг, що ви-



ключає можливість відносних зсувів або проковзувань між кільцем і деталлю. Поява зсувів призводить до розбивання монтажних поверхонь, втраті точності, перегріву й швидкому виходу вузла з ладу (рис.6.2.б).

Коливальне навантаження має місце при одночасній дії на кільце різних навантажень; (постійного напрямку й обертового навколо вісі). Здійснюючи вплив на доріжку кочення вони можуть посилювати або послаблювати одне одного. Якщо одне з навантажень перевищує інше (для циркуляційного навантаження більше ніж у три рази), то дією меншої можна знехтувати й вважати схему навантаження постійним або обертовим (рис.6.2.в).

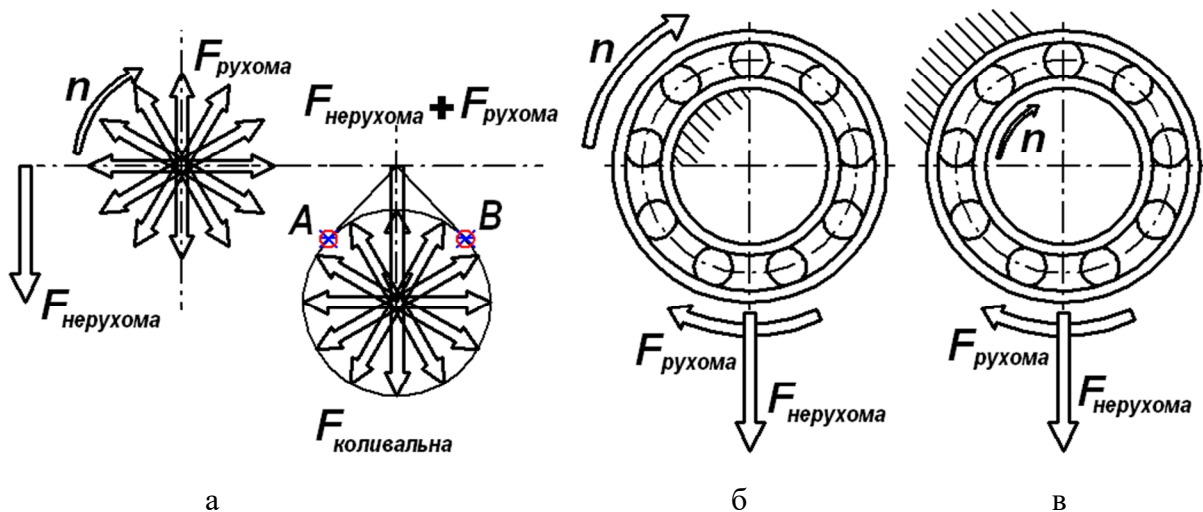


Рисунок 6.3 – Схема коливального навантаження: а – схема утворення коливальної сили; б – Коливальне навантаження внутрішнього кільця, циркуляційне навантаження зовнішнього кільця; в – коливальне навантаження зовнішнього кільця, циркуляційне навантаження внутрішнього кільця

Коливальне навантаження – випадок, за якого нерухоме кільце підшипника сприймає одночасно постійне за напрямом  $F_r$  (радіальне навантаження що діє на підшипник) і обертове  $F_c$ , яке знаходиться в діапазоні меншого за  $F_r$  і більшого за  $1/3F_r$  ( $F_r > F_c > 1/3F_r$ ) (рис.6.3).

Сумарна сила внаслідок цього обмежена ділянкою посадкових поверхонь валу або корпусу. Рівнодіюча навантаження  $F_{r+c}$  не робить повного оберту, а коливається між точками  $A$  та  $B$  (табл.6.3).

Таблиця 6.3 – Зведена таблиця видів навантаження кілець підшипників кочення

Сили які діють на підшипник	Що обертається	Вид навантаження	
		кілець D	кілець d
радіальне $F_r$ – стале за напрямом	D	циркуляційне	радіальне
$F_c \approx 0$ або $F_r \gg F_c$	d	радіальне	циркуляційне
коливальне $F_r + F_c$	D	циркуляційне	коливальне
$F_c \in [1/3 F_r \div F_r]$	d	коливальне	циркуляційне
циркуляційне $F_c$	D	радіальне	циркуляційне
$F_r \approx 0$ або $F_c \gg F_r$	d	циркуляційне	радіальне

### 6.3 Посадки підшипників кочення

Призначення посадок для кілець підшипників кочення (ГОСТ 3325)

З'єднання підшипників кочення з деталями машин, механізмів і приладів – окремий випадок гладких циліндричних з'єднань, поширений, але маючий свої специфічні особливості. Ці особливості зумовлюються централізованим виготовленням підшипників кочення, які потребують уніфікації та стандартизації їх спряжених розмірів, і особливим впливом посадки підшипників за умовами їх монтажу і роботи (схеми обертання кілець ПК).

Одним з головних факторів, що визначають високоякісну роботу і довговічність підшипників кочення, є характер посадки внутрішнього і зовнішнього кілець підшипників на вал і в корпус. Неправильна посадка може призвести до заклинювання тіл обертання в процесі експлуатації машини, скорочує міжремонтний строк експлуатації машини.

Для цього в першу чергу необхідно забезпечити точність положення кілець підшипників відносно осі обертання, що зумовлюється в основному відсутністю перекосів. Геометричні осі кілець підшипників після монтажу не повинні значно відхилятися від напрямку осі обертання вала.

Надане обертовим частинам машин, механізмів і приладів, при монтажі положення відносно корпусу повинно бути стабільним в осьовому і радіальному напрямках протягом терміну служіння підшипника.

При виборі посадок слід, забезпечувати монтаж і демонтаж з відсутністю ушкодження кілець підшипників та інших деталей.

Значні натяги і зусилля запресування (розпресування) кілець можуть викликати ушкодження посадкових поверхонь і робочих поверхонь підшипників.

Враховуючи, що момент тертя кочення прагне зсунути кільця відносно посадкових місць і менше моменту тертя ковзання між спряженими поверхнями, необхідно уникати великих натягів при посадках.

Перелік полів допусків, відібраних з для утворення оптимальних підшипникових посадок, рекомендації для їх вибору у конкретних випадках і додаткові вимоги до приєднувальних поверхонь деталей регламентує ГОСТ 3325.

Посадку вибирають окремо для кожного кільця відповідно стандарту залежно від схеми обертання кілець, виду навантаження, режиму роботи, а також розмірів і типу підшипника.

Виходячи зі сказаного, посадку циркуляційне навантаженого кільця варто підбирати по *інтенсивності радіального навантаження*  $F_r$ . По  $F_r$  і розміру кільця знаходять рекомендовану посадку, по середньо-ймовірним значенням натягів. Посадки утворюються шляхом використання стандартних полів допусків валів (наприклад  $g6$ ,  $k6$ ,  $m6$  та інші), та поля допуску приєднувальної поверхні кільця підшипника, яке розташоване нижче нульової лінії. При цьому поле допуску монтажної поверхні підшипника завжди виступає як домінуюче і необхідний характер з'єднання в кожному окремому випадку досягається за рахунок зміни розмірів шийки валу (посадка внутрішнього кільця) або розточки корпусу (посадка зовнішнього кільця). Тобто зовнішнє кільце підшипника виступає як основний вал, а внутрішнє кільце підшипника виступає як основний отвір (рис.6.4).

Вибір посадок місць спряження кілець підшипників визначається характером їх навантаження. Нерухома посадка обертових кілець підшипників потрібна для того, щоб виключити можливість проковзування кільця по посадочній поверхні вала або отвору при роботі під навантаженням. При складанні підшипникових вузлів треба забезпечити такий найменший натяг ( $N_{\min}$ ), при якому неможливе прокручування вала у підшипнику або підшипника в корпусі (при обертовому корпусі). Значення цього натягу регламентується технічними умо-

вами.

Рухому посадку необертового кільця підшипника вибирають для того, щоб між цим кільцем і поверхнею отвору утворився незначний зазор. Цей зазор повинен сприяти повільному прокручуванню зовнішнього кільця в процесі експлуатації машини. При прокручуванні в роботу поступово включаються всі ділянки доріжки кочення зовнішнього кільця, що забезпечує збільшення строку служіння підшипникового вузла.

*Посадку з зазором* визначають для кільця, яке відчуває місцеве навантаження, при цьому виключається можливість заклинення кульок, а кільце поступово повертається, що позитивно впливає на довговічність підшипника, завдяки більш рівномірному зносу доріжки кочення.

*Перехідну посадку* призначають при невеликих радіальних навантаженнях, та невеличких крутних моментах, при коливальному та циркуляційному навантаженні, або при існуванні тільки осьового навантаження.

*Посадки з натягом* призначають при великих радіальних та осьових навантаженнях, великому крутному моменті, циркуляційному навантаженні.

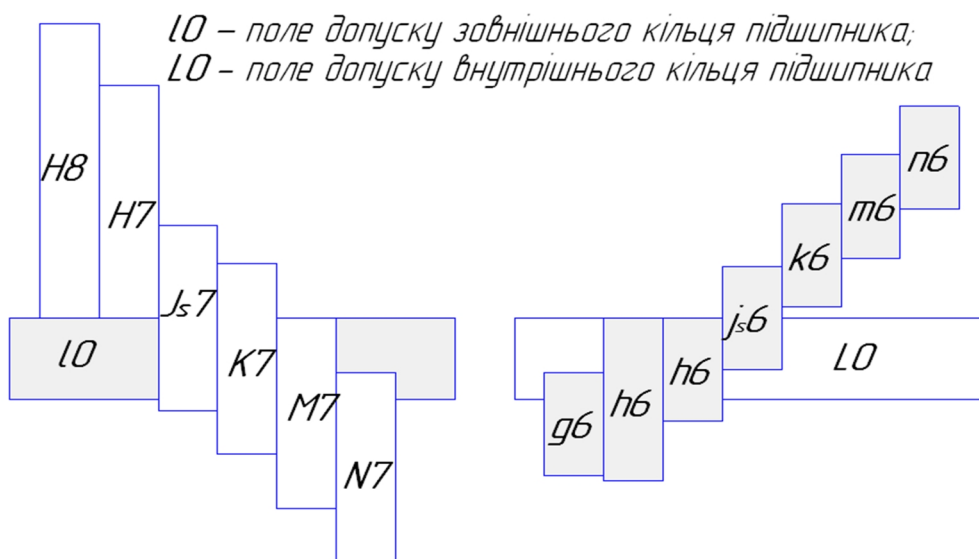


Рисунок 6.4 – Розташування полів допусків приєднувальних поверхонь при монтажі підшипника 0-го класу точності

Стандартні поля допусків наведені в табл. 6.4. З підвищенням класу підшипника зростають вимоги до точності посадкових місць деталей. При класі точності 2 вона встановлена на грані досяжної у виробничих умовах (IT3, IT4, IT5).

Таблиця 6.4 – Поля допусків поверхонь, що використовують для монтажу підшипників

Клас точності підшипників	Монтажна поверхня	Циркуляційне навантаження	Колівне навантаження	Місьцеве навантаження
0 і 6	На валу	r6; r7; p6; n6; m6; k6	j <sub>s</sub> 6	h6; h7; g6; j6
	На отворі	P7; N7; M7; K7;	J <sub>s</sub> 7	H7; G7
5 і 4	На валу	n5; m5; k5;	j <sub>s</sub> 5	h5; g5
	На отворі	P6; N6; M6; K6	J <sub>s</sub> 6	G6
2	На валу	n4; m4; k4	j <sub>s</sub> 4; j <sub>s</sub> 3	h4; h3; g4
	На отворі	N5; M5; K5	J <sub>s</sub> 5; J <sub>s</sub> 4	H5; H4; G6

На складальних кресленнях (рис.6.5) посадки кілець прийнято позначати полями допусків, поверхні, яка контактує з кільцем підшипника, вказуючи при цьому клас точності підшипника. Наприклад:  $\varnothing 40L0/k6$ ,  $\varnothing 90H7/l0$ . Умовні позначення посадок мають бути тільки на складальних кресленнях.

Проілюстроване призначення й написання посадок кілець підшипника 308 за умови, що обертається й випробовує циркуляційне навантаження внутрішнє кільце. Розточення валу здійснюється в розмір  $\varnothing 40k6$ . Це забезпечує посадку з натягом  $\varnothing 40L0/k6$ , і відповідну посадку для розпірної втулки  $\varnothing 40D9/k6$ . Розточення в корпусі виконані на всьому протязі розміром  $\varnothing 90H7$  і тому для захисної кришки вимушено призначається комбінована посадка  $\varnothing 90H7/d9$ , що забезпечує вільне встановлення кришки, яка закріплюється гвинтами.

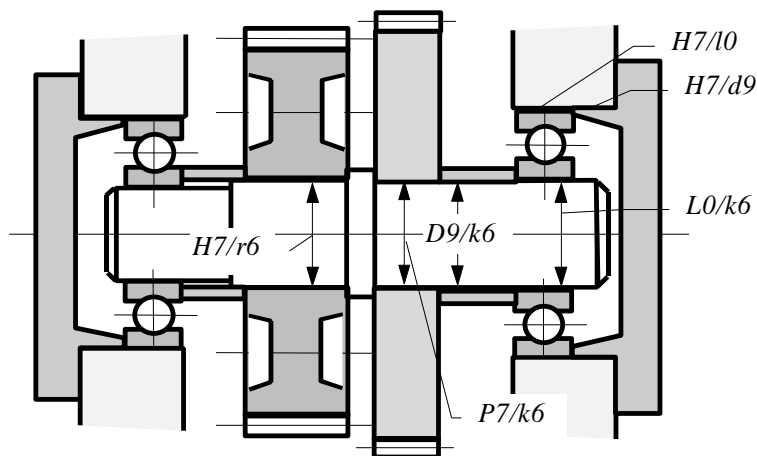


Рисунок 6.5 – Приклад позначення посадок у вузлі з підшипниками кочення

### ***Монтаж підшипників кочення***

На підшипникові вузли машин, механізмів і приладів, посадочні поверхні та опорні торці яких призначені для монтажу підшипників кочення з номінальним діаметром до 2500 мм і які мають вали суцільні або порожнисті товстостінні; корпуси товстостінні; матеріал валів і корпусів – сталь або чавун; нагрів підшипників при роботі до 100 °С включно.

При монтажі підшипника зусилля запресування повинно передаватися тільки через проміжне кільце, на яке діє зусилля запресування. Забороняється виконувати монтаж таким чином, щоб зусилля передавалось з одного кільця через тіла кочення на друге кільце. Не допускається прикладати монтажні зусилля до сепаратора. Не можна наносити удари безпосередньо по кільцям підшипника. Допускається нанесення легких ударів тільки через запобіжну втулку з м'якого металу.

При монтажу підшипників відкритого типу з циліндричним отвором на вал з натягом доцільно підшипник попередньо нагріти в масляній ванні. Для цього підшипник слід занурити у ванну з мінеральним маслом (з високою температурою спалаху), нагрітим до 80–90°С, витримати 10–15 хв. При посадці підшипника в корпус з натягом перед монтажем треба охолодити підшипник рідким азотом або сухою кригою чи нагріти корпус.

### **Питання і завдання для самоперевірки до розділу 6**

1. Як задаються допуски на приєднувальні розміри підшипників кочення?
2. Які існують класи точності підшипників кочення?
3. Які принципи маркування підшипників кочення?
4. Якого характеру призначають посадки й чому призначають для місцево-навантажених і для циркуляційно навантажених кілець?
5. Назвіть фактори, що впливають на вибір підшипникових посадок.
6. Як позначаються посадки кілець підшипників кочення на креслениках?
7. Чим визвано введення додаткових технічних вимог до монтажних поверхонь деталей під підшипникові посадки?

8. Особливості системи допусків і посадок підшипників кочення.

9. Як призначаються посадки підшипників кочення.

## РОЗДІЛ 7 ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ, МЕТОДИ І ЗАСОБИ КОНТРОЛЮ ШПОНКОВИХ І ШЛІЦЬОВИХ З'ЄДНАНЬ

### 7.1 Шпонкові з'єднання вихідні положення

Шпонкові з'єднання (допуски і посадки) – використовуються для передачі крутного моменту деталей машин (зубчастих коліс, шківів, маховиків, ексцентриків) з валами, коли вимоги до точності центрування з'єднаних деталей не дуже високі.

#### *Допуски і посадки шпонкових з'єднань*

Стандартні шпонки бувають: призматичні, клинові, сегментні, тангенціальні. Працездатність шпонкових з'єднань визначається в основному точністю посадок по ширині шпонки  $b$ . Інші розміри задають так, щоб виключити можливість защемлення шпонки по висоті або надмірного зменшення контактних поверхонь бокових сторін.

Для ширини шпонки встановлено поле допуску  $h9$ , висоти –  $h11$  (при висоті 2 .. 6 мм — по  $h9$ ), довжини –  $h14$ , довжину пазів — по  $H15$ .

Шпонкові з'єднання виконують зазвичай по одній з перехідних посадок. Їх застосовують у малонавантажених тихохідних передачах (кінематичні ланцюги подач верстатів), у великогабаритних з'єднаннях (шестерні маховиків, шківви ковальсько–пресових машин), у всіх відповідальних нерухомих кінцевих з'єднаннях (маховики двигунів внутрішнього згорання, центрифуги), в дослідних екземплярах машин.

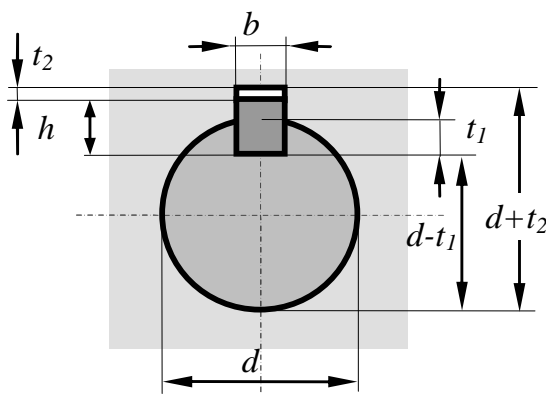


Рисунок 7.1 – Схема розташування елементів шпонкового з'єднання



На рис. 7.1, показано умовне позначення параметрів призматичного шпонкового з'єднання. Для шпонкових пазів втулок на креслениках проставляють розмір  $d + t_2$  як зручний для контролю; на валах переважно вказувати розмір  $t_1$  але допускається і розмір  $d - t_1$ . Граничні відхилення розмірів по глибині пазів приведені в табл. 7.1.

Таблиця 7.1 – Граничні відхилення розмірів по глибині пазів

Висота шпонки $h$ , мм	Глибина пазу вала $t_1$ , мм	Граничні відхилення розмірів, мм	
		$t_1$ или $(d - t_1)$	$(d + t_1)$
От 2 до 6	От 1,2 до 3,5	+0,1 или (-0,1)	+0,1
Св. 6 до 18	Св. 3,5 до 11	+0,2 или (-0,2)	+0,2
Св. 18 до 50	Св. 11 до 31	+0,3 или (-0,3)	+0,3

По ширині для призматичних шпонок передбачено три варіанти: вільне – розбирання відбувається часто; нормальне – коли розбирання відбувається під час ремонту; щільне – розбирання відбувається рідко). Найбільше розповсюдження отримало нормальне з'єднання; вільне використовується головним чином для напрямних шпонок.

Поля допусків	Паз втулки	Паз вала
Вільне	D10	H9
Нормальне	N9	Js 9
Щільне	P9	P9

Посадки виконують тільки в системі вала (основна деталь — шпонка), що дозволяє обмежити номенклатуру розмірів каліброваної сталі, технологія виготовлення якої без додаткової обробки забезпечує необхідну точність  $h9$ . На рис. 7.2 показані посадки для різних видів шпонкових з'єднань.

### **Контроль шпонкових з'єднань**

Види, конструкції й розміри калібрів для шпонкових з'єднань регламентовано стандартами. Елементи стандартизованих шпонкових з'єднань контро-

люють граничними калібрами: по ширині пазів — пластинами ПР і НЕ (рис. 7.3.а), по глибині пазів в отворах — спеціальними пробками зі ступінчатою шпонкою (рис. 7.3, б), на валах — ступінчатою пластиною (розмір  $t_1$ ) або скобами ПР і НЕ з боку торця (розмір  $d-t_1$ ).

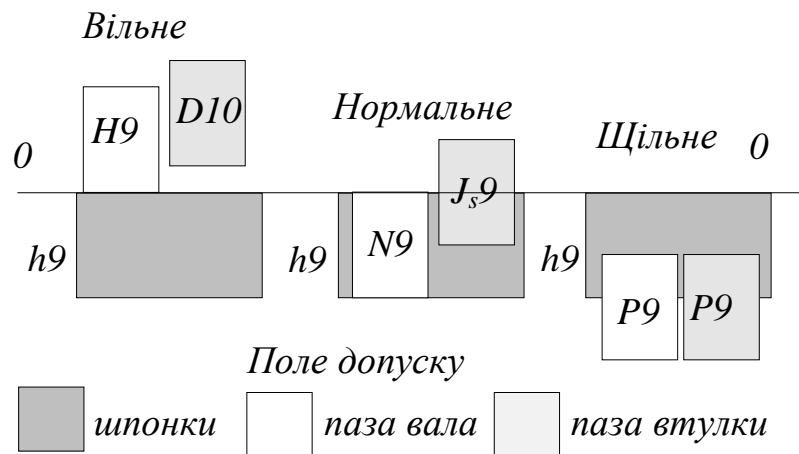


Рисунок 7.2 – Посадки шпонкових з'єднань

Для контролю сумарної погрішності через відхили пазів від симетричності, прямолінійності або заданого напрямку уздовж твірної виготовляють спеціальні калібри (рис. 7.3, в): для валів – у вигляді накладної призми з контрольним стрижнем певної товщини, для втулок – у вигляді пробки зі шпонкою (рис. 7.3, д).

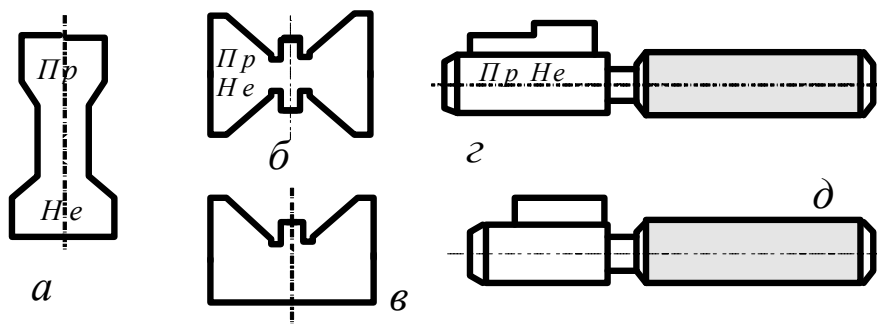


Рисунок 7.3 – Калібри для контролю шпонкових з'єднань

Розміри шпонки і пазів визначають універсальними вимірювальними засобами, якими визначають наступні параметри: ширину паза; ширину втулки; глибину паза на валу; глибину паза на втулці; відхили від симетричності. Контроль проводять шпонковими калібрами – пробкою (а), глибиноміром (в), каліб-

ром пазовим ( $\delta$ ), шпонковим калібром – призмою ( $b$ ,  $e$ ).

## 7.2 Допуски і посадки прямобічних і евольвентних шліцьових з'єднань

### *Загальні відомості*

Шліцьове з'єднання призначено для передачі великих крутних моментів, забезпечує якісне центрування з'єднуваних деталей, може бути рухомим чи нерухомим. Широкого розповсюдження набули шліцьові з'єднання прямобічного та евольвентного профілів. Для передачі крутного моменту при тонких стінках використовують трикутне шліцьове з'єднання.

*Прямобічні шліцьові з'єднання* – вид шліцьових з'єднань, при якому форма зуба прямобічна. З'єднання може бути як рухомим, так і нерухомим. Залежно від умов роботи встановлено три типи з'єднань: легкої, середньої та важкої серій.

*Евольвентне шліцьове з'єднання* – призначене для передачі великих крутних моментів, має високу ступінь технологічності. Вали виготовляються на зубофрезерних верстатах, можливе застосування доводочних операцій, які використовують для зубошліфування, шевінгування. Шліцьове з'єднання має два способи центрування – по зовнішньому діаметру та по боковим сторонам зубів.

Прямобічні шліці на валах фрезерують послідовно (метод копіювання) вирізуючи паз за пазом фасонною фрезою на горизонтально–фрезерному верстаті. Евольвентні шліці виготовлюють методом огинання (обкочування) черв'ячною фрезою на зубофрезерному верстаті. Точність після обробки різання виходить недостатньою. При наявності термообробки погрішності збільшуються від короблення деталі, що вимагає додаткового оброблення точних поверхонь шліцьового вала.

*Трикутні шліцьові з'єднання* – використовують замість посадок з натягом, а також при тонкостінних втулках для передачі невеликих крутних моментів.

Види центрувань шліців (рис. 7.4)

В шліцьових прямобічних з'єднаннях використовують три типи центрування :– по зовнішньому діаметру  $D$ ; – по внутрішньому діаметру  $d$ ; – по ширині шліців:

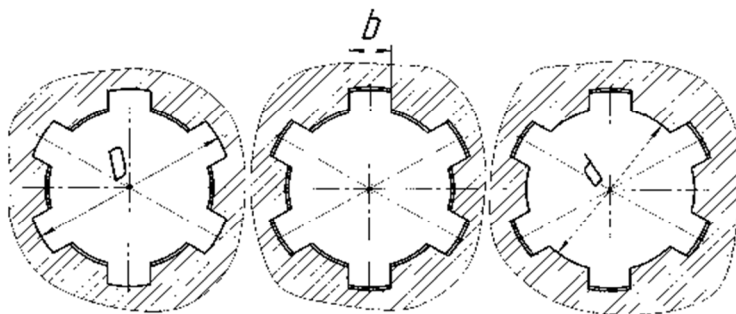


Рисунок 7.4 Види центрувань прямобічних шліців

Вибір методу центрування визначається експлуатаційними вимогами і технологічними факторами. Основним мотивом при виборі центрування по  $d$  або  $D$  є можливість найбільш продуктивно та економічно зробити чистову обробку посадкових поверхонь.

*Центрування по зовнішньому діаметру  $D$*  використовують для рухомих з'єднань з невеликим навантаженням. Втулка залишається незагартованою або піддається загартуванню до відносно невисокої твердості ( $HRC \leq 40...45$ ), яка припускає калібрування протягуванням, завдяки чому можливо отримати необхідну точність. З метою обмеження номенклатури застосовуваних протяжок шліцьові з'єднання виконуються тільки в системі отвору. Вал оброблюють фрезеруванням, з подальшим шліфуванням на круглошліфувальному верстаті, бічні поверхні шліц (якщо треба) – на шліцешліфувальному верстаті, дно западин не піддають чистовій обробці.

*Центрування по боковим сторонам зубів  $b$*  використовують при значному навантаженні, значних крутних моментах та реверсивному русі. Цей метод сприяє більш рівномірному розподіленню навантаження між зубами, але не забезпечує високої точності центрування і тому рідко використовується. Центрування по боковим сторонам зубців  $b$  забезпечує досить точні поля допусків і посадки тільки по розміру  $b$ . По діаметрах, по яким не відбувається центрування, обов'язковий гарантований зазор, умовно показаний на малюнку

просвітом між розмірами  $d$  і  $D$ .

При centruванні по  $b$ , після термічної обробки поверхні шліц шліфують, щоб забезпечити постійність розмірів та відхилів форми (прямолінійності в першу чергу). Даний метод centruвання найекономічніший. Він призначається при невисоких вимогах до співвісності спряжених деталей і забезпечує надійну передачу крутного моменту і відсутність ударів під час реверсу. Центрування по боковим сторонам використовується у карданних з'єднаннях.

*Центрування по внутрішньому діаметру  $d$*  використовують для рухомих з'єднань. Втулка термічно загартовується, внаслідок чого вона має погрішності розмірів і високу твердість. Це вимагає її подальшого оброблення (шліфування).

Методи centruвання по внутрішньому і зовнішньому діаметрам приблизно рівноцінні. В обох регламентується точність і вид сполучення по двом елементам: діаметру, по якому відбувається centruвання і бічним сторонам зубців. По нецентруючому діаметру забезпечується гарантований зазор, що виключає його вплив на збирання шліцевого з'єднання. У зв'язку з неможливістю оброблення бокових поверхонь пазів втулки після загартування використовують звичайні методи механічної обробки, що зумовлює поля допусків на один–два квалітети грубіше, ніж у випадках centruвання по  $D$ .

### ***Допуски, посадки призматичних (прямобічних) шліцевих з'єднань***

Посадки позначають в системі отвору по циліндричній поверхні centruвання та по боковим поверхням западин втулки та зубів валу (тобто  $d$  і  $b$ ;  $D$  і  $b$ ;  $b$ ). Для діаметрів, по яким не відбувається centruвання, встановлені наступні поля допусків: – Н11 для  $D$  при centruванні по  $d$  або  $b$ ; – а11 для валу; – Н12 для  $d$  при centruванні по  $D$  або  $b$ ; – Н11 для втулки. Посадки по бокових поверхнях роблять тільки в системі отвору. При centruванні по зовнішньому діаметру встановлено 2 ряди допусків для центруючих діаметрів кола западин втулки  $D$  та кола виступів зубів валу  $d$ . Ряд 1: Н7; н6; fs6, g6, f7; Ряд 2 Н8; н6; f7; e – 9Н; 11Н; s – 9h; 9g; 11e; 11a; Допуски нецентруючих діаметрів приймають та-

кими, щоб в з'єднанні виключити контакт по ним.

Для утворення посадок по centruючим діаметрам і ширині зубців стандартом на шліцьові з'єднання відібрано 20 полів допусків для валів (7 переважних виділені в рамках) і 8 полів допусків для втулок (4 переважні). 29. Посадки по боковим сторонам шліць у більшому числі випадків несистемні (з неосновних полів допусків). Це зумовлено прагненням забезпечити наступність з раніш існуючими полями допусків і посадками.

### ***Система позначення шліцьових з'єднань\****

Позначення шліцьових з'єднань включає букву, яка визначає поверхню центрування, число зубів та номінальні розміри  $d$ ,  $D$ ,  $b$  з'єднання валу втулки.

$b - 8 \times 36 \times 40H12/a11 \times 7D9/h8;$

$D - 8 \times 36 \times 40H8/h7 \times F10/h9;$

$d - 8 \times 36H7/e8 \times 40H12/a11 \times 7D9/f8.$

Шліцьові з'єднання поділяються на три серії. При однаковому внутрішньому діаметрі при переході від легкої серії до важкої зростає висота зубів (6...20), а при переході від середньої серії до важкої збільшується й число зубців. В умовному позначенні вид серії не вказують, однак серія може бути встановлена за числовими значеннями  $z$ ,  $d$  і  $D$ .

Поля допусків і посадки по кожному із трьох елементів шліцьового з'єднання зазначені безпосередньо після числового значення номінальні розміри з'єднань ( $D$  може змінюватись від 14 до 125 мм) і відповідні їм граничні відхилення. В умовному позначенні допускається не вказувати посадку діаметру по якому не відбувається центрування.

### ***Контроль призматичних шліцьових з'єднань (рис. 7.5)***

Шліцьове з'єднання контролюють комплексними прохідними калібрами і поелементними непрохідними калібрами. Контроль комплексним калібром достатній тільки в одному положенні; контроль поелементними калібрами виконується в трьох положеннях. В суперечних випадках контроль з використанням

комплексного калібру є вирішальним.

При використанні комплексних калібрів отвір вважається придатним, якщо комплексний калібр пробка проходить, а діаметри та ширина паза не виходять за встановлені верхні межі; вал вважається придатним, якщо комплексний калібр–кільце проходить, а діаметри та товщина зуба не виходять за встановлені межі.

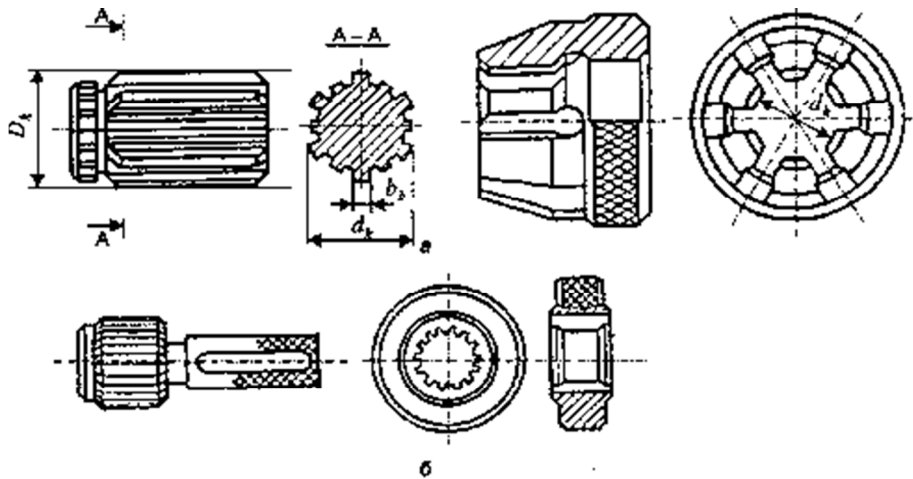


Рисунок 7.5 – Контроль призматичних шліцьових з'єднань

Для спрощення контролю рекомендовано роздільний контроль елементів з'єднання здійснювати лише непрохідними калібрами (не ослаблені окремі елементи шліцьового профілю) , а потім контролювати збирання комплексними калібрами. З огляду на відносно високу стабільність технологічних процесів обробки шліцьових поверхонь і значну тривалість перевірки окремих деталей, у виробничих умовах, як правило, застосовують вибіркового контроль – періодично через установлені інтервали часу перевіряють невелике число (3–5) деталей.

Поля допусків, призначені на елементи деталей шліцьового з'єднання і зазначені в умовному позначенні, контролюють незалежно друг від друга спеціальними гладкими калібрами.

Для шліцьових валів комплект калібрів включає три скоби (рис. 7.6, а). У деталі кожний шліць контролюють по всій довжині, зовнішній діаметр – у декількох поперечних перерізах по довжині, внутрішній – насуваючи скобу з торця по западинах у декількох повздовжніх перетинах. Аналогічний комплект для

втулки (рис. 7.6 б) складається з калібру–пластини для ширини пазів, гладкої пробки для контролю внутрішнього діаметра й листової пробки для контролю зовнішнього діаметра по западинах втулки.

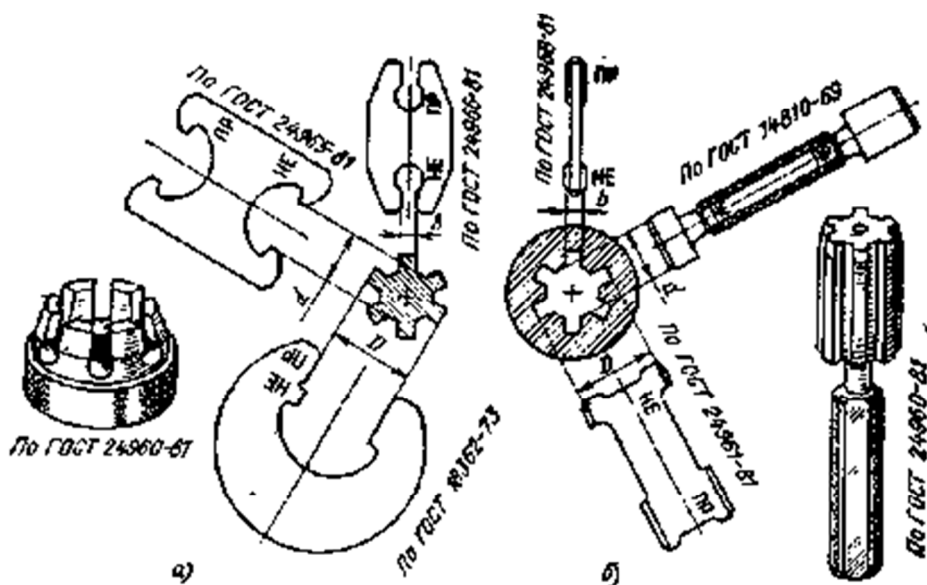


Рисунок 7.6 – Контроль шліцьових валів і втулок

### 7.3 Особливості шліцьових з'єднань з евольвентним профілем зуба

#### Загальні відомості

Профіль евольвентних шліців має велику бокову поверхню дотику. Таке з'єднання має більшу міцність, ніж з'єднання з прямобічним профілем, оскільки має більшу довжину перерізу основи зуба. Стандартом визначено основні параметри шліцьові евольвентних з'єднань: вихідний контур с кутом профілю  $30^\circ$ , форму зубів, номінальні розміри зовнішнього діаметру які змінюються від 4 до 500 мм, модулі  $m$  – від 0,5 до 10 мм, число зубів  $z$  – від 6 до 82, номінальні розміри елементів і вимірювані величини при centruванні по бічних поверхнях зубів, а також допуски й посадки.

На рис. 7.7 зазначені елементи евольвентного шліцьового з'єднання: номінальний (вихідний) діаметр  $D$ , товщина зуба по ділильному колу вала  $s$  і ширина западин втулки  $e$  (номінально  $s=e$ ), діаметр основного кола  $d_b$ , діаметр ділильного кола  $d$ , зсув вихідного контуру  $x_m$ , крок по ділильному колу  $p$ . Співвідношення між окремими елементами наступні:  $m = p/\pi$ ;  $p = 2s = 2e$ ;  $d = mz$ ;  $d_b = mz \cos 30^\circ$ ;  $D_f = D$ ;  $D_a = D - 2m$ ;  $d_r = D - 2,2m$ ;  $d_a = D - 0,2m$ .



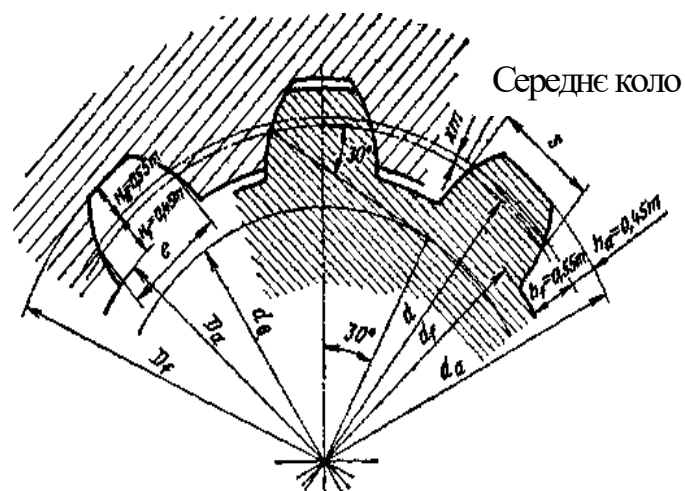


Рисунок 7.7 – Схема евольвентного шліцевого з'єднання

Для шліцевих евольвентних з'єднань створена принципово нова система у межах міжнародних норм взаємозамінності. Для центрування за бічними поверхнями зубців ця система розроблена на базі різних за точністю градацій і основних відхилів, у ній використані степені точності з 7 по 11 для товщини зуба вала, 7, 9, 11 – для ширини западин втулки. Основні відхилення товщини зуба вала забезпечують посадки, які характеризуються широкими межами зміни зазорів і відносно помірними натягами, а деякі основні відхилення (наприклад Н, К) призначені для утворення перехідних посадок. Для ширини западини втулки встановлено лише один основний відхил Н з одностороннім позитивним розміщенням поля допуску.

Основним видом є центрування по бічних сторонах зубів, при якому, досягається гарна співвісність деталей. Через малі розміри опорних площин передбачається ще центрування по *D*. Центрування по *d* зумовлено зручністю встановлення деталей по внутрішній поверхні використовується дуже рідко.

По зовнішньому й внутрішньому діаметрах шліцевих деталей з евольвентним профілем зуба поля допусків і посадки задають на ширину западин і товщину зуба вала які позначаються (для відмінності від звичайних полів допусків гладких з'єднань) спочатку числом, що показує ступінь точності, а потім буквою основного відхилення.

Умовне позначення евольвентних шліцевих з'єднань містить значення номінального діаметра з'єднання *D*, модуля *m*, позначення посадки з'єднання

(полів допусків вала й втулки), що розміщена після розмірів елементів, по яким відбувається центрування і номер стандарту.

50× 2× 9H/9f ГОСТ 6033–80 – умовне позначення з'єднання  $D = 50$  мм,  $m = 2$  мм із центруванням по бічних сторонах зубів і посадкою 9H/9g;

50× 2× 9H ГОСТ 60330–80 – умовне позначення втулки;

50× 2× 9f ГОСТ 6033–80 – умовне позначення вала;

50H7/g6×2 ГОСТ 6033–80 – умовне позначення з'єднання тих же розмірів із центруванням по зовнішньому діаметрі й посадкою H7/g6 за ГОСТ 25347;

i50×2×H7/g6 ГОСТ 6033–80 – умовне позначення при центруванні по внутрішньому діаметрі. (i – позначення центрування по внутрішньому діаметру)

При центруванні з'єднання по діаметру  $D$  або  $d$  поля допусків по ширині западини втулки й товщині зуба вала обговорені в ГОСТ 6033 і в умовному позначенні не вказуються.

Евольвентні шліцьові з'єднання контролюють комплексними прохідними й гладкими непрохідними калібрами. Комплексні калібри повинні проходити по контрольованій поверхні під дією сили ваги, в одному положенні.

Гладкі непрохідні калібри для контролю товщини зубів на валу й ширини пазів у втулці конструктивно являють собою відповідно кільце або пробку із двома протилежно розташованими секторами із двох зубів кожний. Контроль зазначеними калібрами варто проводити не менш чим у трьох різних положеннях. Зовнішній і внутрішній діаметри евольвентних шліцьових деталей, як і прямобічних, перевіряються граничними скобами й пробками, виконаними з допусками для звичайних гладких калібрів.

### ***Особливості оформлення креслень шліцьових з'єднань***

На складальних кресленнях стандартизованих шліцьових з'єднань на виносну лінію (або в технічних вимогах) вказувати його умовне позначення відповідно стандарту. На робочих кресленнях шліцьових деталей поряд з умовним позначенням наносять для кожного елемента ( $D$ ,  $d$  і  $b$ ) номінальні розміри й граничні відхилення, переважно в комбінованій формі.

У складних поверхонь поряд з погрішностями розмірів завжди мають місце відхилення форми й розташування, відхилення від прямолінійності і паралельності сторін шліць валу й втулки щодо осі центрування, погрішність напрямку зубів, похибка кутового кроку, відхилення від співвісності зовнішнього й внутрішнього діаметрів і ін. У шліцьових з'єднань всіх типів їх обмежують сумарно залежним полем допуску.

### **Питання і завдання для самоперевірки до розділу 7**

1. Яке призначення шпонкових і шліцьових з'єднань?
2. Які види шпонкових з'єднань ви знаєте?
3. Як задають поля допусків на глибину шпонкових пазів і висоту шпонки?
4. Види прямобічних шліцьових з'єднань.
5. Які способи центрування прямобічних шліцьових з'єднань?
6. Які фактори визначають вибір методу центрування шліцьових з'єднань.
7. Як позначають прямобічні шліцьові з'єднання при різних способах центрування?
8. Етапи контролю шліцьових деталей і використовувани при цьому калібри.
9. Правила вказівки на креслениках розмірів, допусків і посадок стандартизованих шліцьових з'єднань і деталей.
10. Як позначаються евольвентні шліцьові з'єднання при різних способах центрування?

## **РОЗДІЛ 8 ШОРСТКІСТЬ ПОВЕРХНІ, ПАРАМЕТРИ ОЦІНКИ, ПОЗНАЧЕННЯ ТА НОРМУВАННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ПОВЕРХНЕВОГО ШАРУ**

### **8.1 Загальні положення про шорсткість поверхні**

Реальна поверхня обмежує деталь і виокремлює її з навколишнього середовища. На відміну від номінальної, геометрично правильно і гладкої реальна поверхня має дискретні погрішності різного порядку, які являють собою череду орієнтованих або безладно розташованих виступів і западин, що виникають під час механічної обробки внаслідок копіювання форми ріжучих кромок, під впливом оброблюючого інструменту, зношування деталей внаслідок взаємного переміщення (тертя) і вібрації (фретинг–корозія). Всі ці явища супроводжуються зміною як геометричних так і фізико–хімічних властивостей поверхневих шарів. Найбільш важливими показниками, які впливають на експлуатаційні властивості поверхневого шару є геометричні показники, які об'єднуються під узагальнюючим терміном – шорсткість поверхні. Вони визначають: контактні напруги в зоні дотику спряжених тіл, контактну твердість і міцність деталей (визначається місцями концентрації напружень на окремих ділянках поверхні); щільність і герметичність з'єднань; антикорозійну стійкість поверхонь; адгезійну здатність гальванічних і лакофарбових покриттів; декоративні властивості; зручність дотримання поверхонь у чистоті тощо. Вони визначають характер процесу тертя між спряженими поверхнями, що зумовлює в свою чергу зносостійкість та довговічність роботи деталей та вузлів в цілому. Шорсткість поверхні може впливати на характер призначеної посадки (як для посадок з натягом так і для посадок зазором).

До показників, що характеризують експлуатаційні властивості поверхневого шару, відносять: шорсткість, хвилястість, відхилення форми, які у сукупності складають показник «якості поверхні», параметри яких нормуються відповідними стандартами.

### **Параметри шорсткості поверхні**

*Шорсткість поверхні* – сукупність нерівностей поверхні з відносно малими кроками, визначена на базовій довжини ( $S_w / Y_z < 40$ ).

Всі основні поняття, позначення параметрів і їхні числові значення, необхідні для оцінки шорсткості поверхні виробів (крім дерев'яних або тих, що мають ворсисту поверхню типу фетрових, повстяних), встановлені в ГОСТ 2789–73, а в частині термінів і визначень – у ДСТУ 2413–94 або ГОСТ 25142–82.

Шорсткість поверхні відноситься до параметрів мікрогеометрії, розглядає відхилення реальних поверхонь від номінально гладких на невеликих ділянках до декількох квадратних міліметрів.

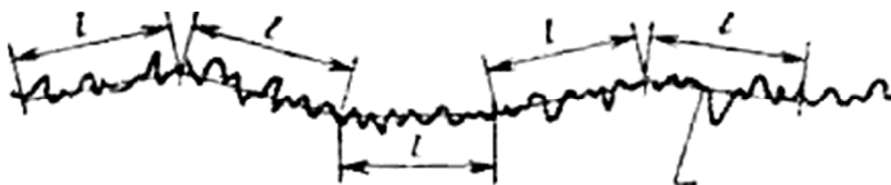


Рисунок 8.1 – Лінія базової довжини  $l$

Шорсткість поверхні – сукупність мікрогеометричних нерівностей поверхні з відносно малими кроками, які виділяються в межах базової ділянки (базової довжини  $l$ , рис.8.1), довжина якої вибирається такої величини, щоб при зміні висотних параметрів не відчувався вплив хвилястості поверхні.

*Хвилястість поверхні* – сукупність нерівностей, що періодично чередуються, у яких відстань між суміжними підвищеннями і западинами перевищує базову довжину  $l$ . Хвилястість займає проміжне положення між відхилами форми – ( $S_w / Y_z > 1000$ ) шорсткістю поверхні ( $40 < S_w / Y_z < 1000$ ).

Базова лінія проводиться щодо профілю нерівностей певним чином і має задану геометричну форму. Величина шорсткості вимірюється в перетині, нормальному до номінальної поверхні даного елемента деталі, у напрямку, при якому вона має найбільше значення (звичайно впоперек слідів обробки). В інших випадках напрямок перетину повинне бути спеціально обговорено. Для підвищення вірогідності виміру рекомендується робити неодноразово й приймати за результат середнє значення.

Уявлення про реальний профіль поверхні дають профілограми, одержувані на основі сканування досліджуваної поверхні механічним (алмазною голкою) або променевим шляхом. Зображення профілю на профілограмах являється якісною інформативною характеристикою, внаслідок збільшення по вертикалі (100 .. 200 000) а по горизонталі (10.. 10 000). Сучасна автоматизована техніка дозволяє отримувати кількісне оцінювання поверхні, одразу після виміру кінцевий результат. Для кількісного оцінювання поверхні були введені наступні параметри і нормативи (рис.8.2):

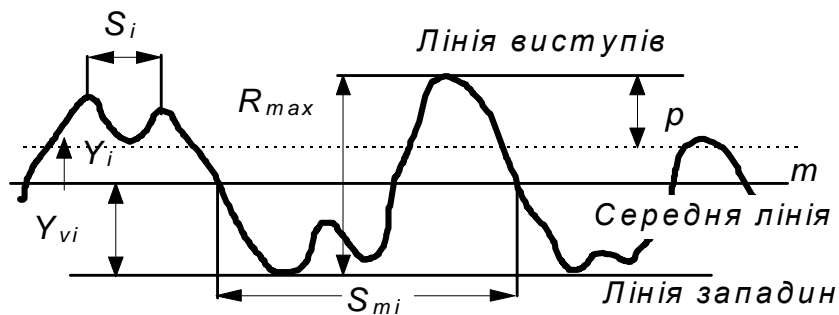


Рисунок 8.2 – Профілограма та основні параметри шорсткості

*Середня лінія профілю  $m$*  – базова лінія, яка має форму номінального профілю, розміщена еквідистантно до загального напрямку профілю та ділить профіль так, що в межах базової довжини суми площ, що містяться між цією лінією та профілем, по обидва її боки, однакові (середній квадратичний відхил профілю від цієї лінії мінімально).

*Лінія профілю* – лінія, еквідистантна середній лінії, яка перетинає найвищу точку профілю в межах базової довжини. Профіль характеризується лінією виступів і западин.

*Система середньої лінії* – система відліку, що використана для оцінювання параметрів шорсткості поверхні, в якій як базова лінія використовується середня лінія.

*Базова довжина  $l$*  – довжина базової лінії, що використовується для визначення нерівностей, що характеризують шорсткість поверхні. Числові значення базової довжини вибирають з ряду: 0.01; 0.03; 0.08; 0.25; 0.8; 2.5; 8; 25 мм.

*Відхили профілю  $Y$*  – відстань між будь-якою точкою профілю та серед-

ньою лінією.

*Довжина оцінки* – довжина, на якій оцінюються значення параметрів шорсткості. Вона може вміщувати одну або кілька базових довжин  $l$ .

*Середнє арифметичне відхилення ( $R_a$ )* – середнє арифметичне абсолютних значень відхилів профілю в межах базової довжини  $S_m = \frac{1}{n} S_{mi}$ ,  $n$  – кількість кроків в межах базової довжини;  $S_{mi}$  – крок нерівностей профілю, який дорівнює довжині відрізка середньої лінії, який перетинає профіль в 3-х сусідніх точках і обмежений двома кінцевими точками:

$$R_a = \frac{1}{l} \int_0^l |y(x)| dx \quad (8.1)$$

$$R_a \approx \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i|, \quad (8.2)$$

де  $n$  – кількість дискретних відхилів профілю.

*Висота нерівностей профілю по десяти точках ( $R_z$ )* – сума середніх абсолютних значень висот п'яти найбільших виступів профілю і глибини п'яти найбільших западин профілю в межах базової довжини.

$$R_z = \frac{\sum_{i=1}^5 |y_{pi}| + \sum_{i=1}^5 |y_{vi}|}{5}, \quad (8.3)$$

де  $y_{pi}$  – висота  $i$ -го з найбільших виступів профілю;  $y_{vi}$  – висота  $i$ -ї з найбільших западин.

*Найбільша висота нерівностей профілю ( $R_{max}$ )* – відстань між лінією виступів і лінією западин профілю в межах базової довжини  $l$ .

*Середній крок нерівностей профілю ( $S_m$ )* – середнє значення кроку нерівностей профілю в межах базової довжини

$$S_m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_{mi}, \quad (8.4)$$

де  $n$  – кількість кроків нерівностей профілю, в межах базової довжини  $l$ ;

*Середній крок місцевих виступів профілю ( $S$ )* – середнє значення кроку місцевих виступів профілю в межах базової довжини

$$S = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_i, \quad (8.5)$$

де  $S_i$  – крок місцевих виступів профілю.

*Крок нерівностей профілю по вершинам ( $S_i$ )*, який дорівнює відрізку середньої лінії між проекціями двох найбільших точок сусідніх виступів профілю.

Рівень перетину профілю  $P$  – відстань між лінією виступів профілю та лінією, що перетинає профіль еквідистантно лінії виступів профілю. Відраховують по лінії виступів і вибирають з ряду 5, 10, 15, 20, 25, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90% від  $R_{max}$ .

*Опорна довжина профілю ( $\eta_p$ )* – сума довжин відрізків  $b$ , що відсікаються на заданому рівні,  $p$  – в матеріалі профілю лінією еквідистантною середній лінії в межах заданої ділянки:

$$\eta_p = \sum_{i=1}^n b_i \quad (8.6)$$

*Відносна опорна довжина профілю ( $t_p$ )* – відношення опорної довжини профілю до базової довжини:  $t_p = \eta_p/l$ ;

Відносна опорна довжина профілю  $t_p$  може дорівнювати 10, 15, 20, 25, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90%. Графічне зображення залежності значень відносної опорної довжини профілю від рівня перерізу профілю показано на рис. 8.2.б.

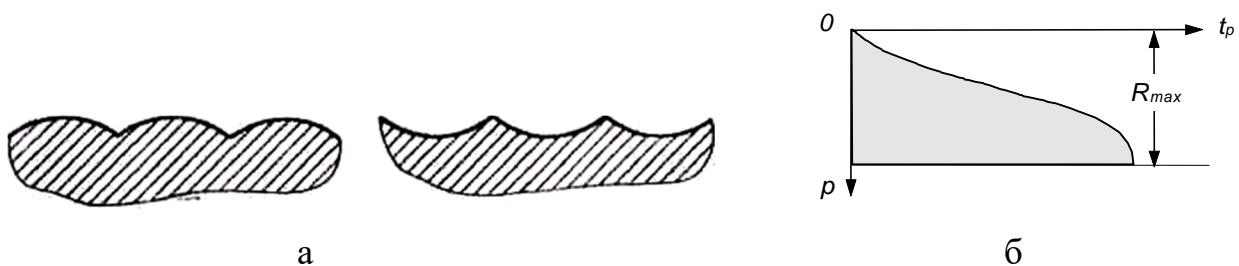


Рисунок 8.2 – Профілі нерівностей, що мають однакові висотні параметри шорсткості, але різну форму (а) та відносна опорна довжина профілю (б)

## 8.2 Засоби контролю шорсткості

Контроль шорсткості здійснюється: – якісно (здійснюється шляхом порі-



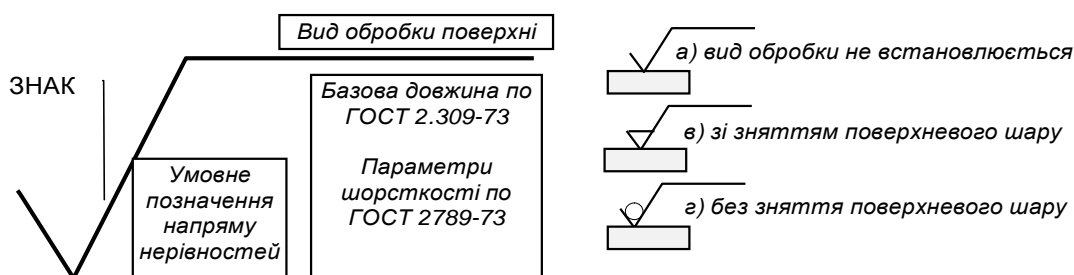
вняння із зразками шорсткості або зразковими деталями візуально або на дотик); – кількісно за допомогою приладів: профілометр–профілографів, мікроінтерферометрів, растрових вимірювальних мікроскопів.

### **Позначення шорсткості поверхонь на креслениках**

Показники параметрів шорсткості задаються в числовому вигляді (ГОСТ 2.309–73), що дозволяє за допомогою комбінування різних параметрів і їхніх значень найбільш повно і однозначно забезпечувати бажані властивості виробів.

Шорсткість поверхонь повинна бути визначена для всіх поверхонь виробів, незалежно від методів їх утворення. Виключення становлять поверхні, шорсткість яких не обумовлюється конструктивними вимогами.

Структура позначення шорсткості поверхні наведена на рис. 8.3. При використанні знаку без вказування параметра і способу оброблення поверхні його зображують без полички.



Напрямок слідів	Символ	Напрямок слідів	Символ
Паралельний	≡	Довільний	М
Перпендикулярний	⊥	Колоподібний	С
Перехресцеваний	×	Радіальний	R

Рисунок 8.3 Структура позначення шорсткості поверхні

Позначення шорсткості, яке однаково для більшості всіх поверхонь варто виносити в правий верхній кут кресленика (зі збільшенням в 1,5–2 рази від звичайних) й на зображенні деталі не вказувати.

Значення параметру шорсткості вказують в позначенні разом з символом, наприклад  $R_a 0,8$ ; інші параметри обов'язково вказують з символом  $R_{max} 6,3; t50 70$ .

При вказуванні на кресленні двох або більше параметрів шорсткості поверхні їх значення записують зверху до низу в такій послідовності: параметр висоти нерівностей профілю, значення базової довжини, параметр кроку нерівностей, відносна опорна довжина профілю. Можна вказувати вид обробки, якщо він є єдиним для даної поверхні. При встановленні однакової шорсткості для всіх поверхонь деталі позначення шорсткості розміщують в правому верхньому куті креслення і на зображення деталі не наносять. Позначають значком залишкової шорсткості  $\sqrt{\quad}$  ( $\sqrt{\quad}$ ).

Якщо шорсткість однієї поверхні різна на окремих ділянках, то ці ділянки розмежовують суцільною тонкою лінією з нанесенням відповідних розмірів і позначень шорсткості. Напрямок нерівностей поверхні – умовний малюнок, що утворений нормальними проекціями екстремальних точок нерівностей поверхні на середню поверхню. Зазвичай шорсткість вибирають з ряду:

Ряд переважності	Параметр шорсткості, мкм									
1	100	50	25	12,5	6,3	3,2	1,6	0,8	0,4	
2	80	40	20	10	5	2,5	1,25	0,63	0,32	
3	63	32	16	8	4	2	1	0,5	0,25	

При розрахунках відповідальних і пресових з'єднань необхідно враховувати висоту нерівностей  $R_z$ . Зазвичай  $R_z = 4R_a$  становить коли  $R_a$  знаходиться в діапазоні 80...2,5 мкм, і  $R_z = 5R_a$  коли  $R_a$  знаходиться в діапазоні 1,25...0,02 мкм.

Поняття хвилястості поверхонь. Хвилястість поверхонь вважають проміжною категорією відхилів форми між мікро– і макрогеометрією. Виникнення хвилястості пов'язане з динамічними процесами, які відбуваються внаслідок недостатньої жорсткості системи верстат – пристрій – інструмент – деталь (ВПД) і, що й призводить до виникненні вібрацій. Хвилястість поверхні – сукупність періодично повторюваних нерівностей, у яких відстань між сусідніми вершинами або западинами перевищує базову довжину  $l$  для наявної шорсткості поверхні. Хвилястість вимірюють на довжині ділянки виміру  $l_w$  по профілограмі (профілі хвилястості), отриманої після фільтрації шорсткості і відхилів

форми поверхні.

Установлено три нормованих параметри хвилястості  $W_z$ ,  $W_{max}$  і  $S_w$ , всі вони відлічуються з використанням середньої лінії  $m_w$ . Середня лінія хвилястості повинна мати форму номінального профілю, її положення аналогічно визначенню середньої лінії профілю  $m$  шорсткості. Довжина лінії виміру  $L_w$  повинна бути не менш п'ятикратного значення кроку найбільшої хвилі (рис. 8.4).

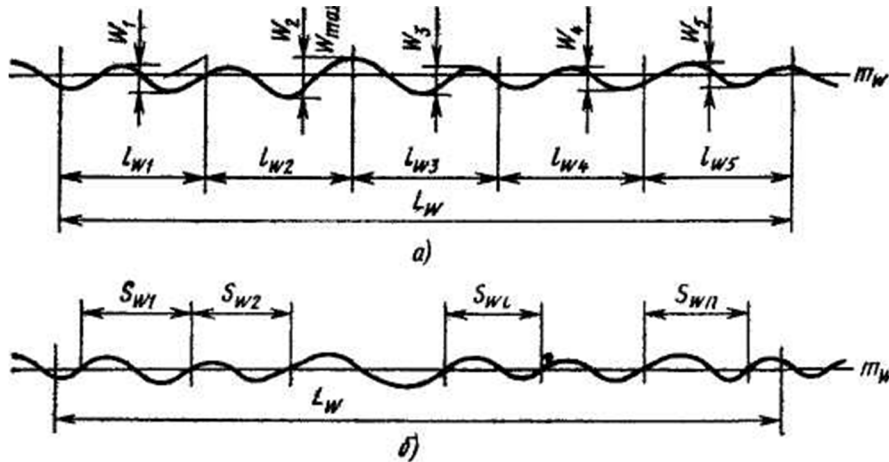


Рисунок 8.4 – Параметри хвилястості поверхні

Висота хвилястості  $W_z$  – середнє арифметичне зі значень п'яти висот хвиль, обумовлених на кожному з п'яти однакових ділянках виміру  $l_{wi}$  (рис. 8.4, а). Граничні значення  $W_z$  повинні відповідати однієї з величин ряду: 0,1; 0,2; 0,4; 0,8; 1,6; 3,2; 6,3; 12,5; 25; 50; 100; 200 мкм.

Найбільша висота хвилястості  $W_{max}$  – найвища хвиля з п'яти розглянутих. Середній крок хвилястості  $S_w$  – середнє арифметичне значення довжин відрізків середньої лінії, що відтинають однотипними (непарними або парними) крапками перетинання профілю хвилястості із середньою лінією в межах повної довжини виміру  $L_w$  (рис. 8.4,б).

### Питання і завдання для самоперевірки до розділу 8

1. Зміст понять якість і шорсткість поверхні.
2. Параметри нормування шорсткості поверхні і їхня коротка характеристика.
3. Способи завдання граничних значень нормованих параметрів шорсткості поверхні.

4. Способи завдання напряду нерівностей.
5. Як визначаються параметри шорсткості поверхонь і здійснюється їх контроль?
6. Як визначають геометричні параметри на взаємозамінність деталей та інші показники якості машин?
7. Як розрізняють шорсткість, хвилястість і відхили форми між собою?

## РОЗДІЛ 9 СТАНДАРТИЗАЦІЯ ВІДХИЛІВ ФОРМИ РОЗТАШУВАННЯ ПОВЕРХОНЬ ДЕТАЛЕЙ

### 9.1 Загальні відомості про допуски форми та розташування поверхонь

При проектуванні деталей машин їхні геометричні параметри визначаються не тільки розмірами елементів, а також формою й взаємним розташуванням їхніх поверхонь. В серійно виготовлених деталях коливаються не тільки розміри але й форма розташування поверхонь. Неточність технологічного обладнання, похибки верстата, знос інструменту, пружні деформації системи “верстат – пристрій – інструмент – деталь”, нерівномірність зрізаємого під час оброблення шару припуску, деформації, анізотропія властивостей матеріалів, а також з багатьох інших випадкових причин форма змінюється, спотворюється, розміри деталей становиться важко визначити з необхідною точністю. Це приводить до негативного впливу на довговічність, надійність та інші експлуатаційні характеристики (шум, вібрації).

Відступу геометричних параметрів реальних деталей від ідеальних (запроектованих) значень називається погрішностями. Погрішності виникають також у процесі зберігання й експлуатації машин під впливом зовнішнього середовища, внутрішніх змін у структурі матеріалу, зношування тощо. Погрішності параметрів не тільки неминучі, але й припустимі в певних межах, в яких деталь задовольняє вимогам збирання та правильного функціонування машини. Похибки форми й розташування поверхонь деталей машин і механізмів знижують точність взаємного розташування складових частин, точність\* їхнього відносного переміщення під час роботи, підвищують вібрацію і як наслідок зношування через порушення цілісності мастильного шару й місцевого зростання контактних напружень. Похибки форми і розташування негативно впливають на міцність з'єднань із натягом.

\*Точність деталей по геометричних параметрах є сукупним поняттям, яке можна підрозділити по наступним ознакам: точності розмірів елементів; точно-

сті форми поверхонь елементів (макрогеометрії поверхні); точності по шорсткості поверхні (мікрогеометрії); точності взаємного розташування елементів.

Ступінь наближення дійсних параметрів до ідеального називається точністю. Поняття про точність і погрішність взаємозалежні. Точність характеризується дійсною погрішністю (дійсна точність) або межами, що обмежують значення погрішності (нормована точність). Чим менша відстань між цими межами, тим менше погрішності, тим вище точність.

Такі зміни форми негативно впливають на експлуатаційні властивості деталі. Вони інтенсифікують зношування, викликають тривале припрацювання поверхонь, невизначеність базування, зміни характеру посадки, підвищену вібрацію, швидкий вихід з ладу спряжених вузлів, наприклад – підшипників кочення. Похибки форми викликають коливання лінійних розмірів деталі, ускладнюється встановлення деталі в пристрою, збільшується трудомісткість складання, а іноді стає необхідною індивідуальне припасування.

Щоб запобігти цим явищам або звести їх дію до мінімуму стандарти регламентують відхили форми відповідними нормами. Ступінь спотворення реальної поверхні, її відхили від номінальної, визначають на кресленні відповідними символами і можуть бути задані допустимою величиною спотворення профілю. ДСТУ 2498–94 регламентує основні поняття ,завдяки яким відбувається нормування відхилів форми та розташування.

*Профіль* – лінія перетину (або контур) поверхні з площиною або заданою поверхнею.

*Номінальна форма, (поверхня, профіль)* – ідеальна форма елемента, задана кресленням або іншими технічними документами, розміри і форма якої відповідають заданим номінальним розмірам і номінальній формі.

Замість номінальних поверхонь (профілю) на практиці використовують поняття прилеглої лінії, поверхні (профілю), по відношенню до яких і відбувається їх нормування.

*Прилеглою лінією, поверхнею (профілем)* називається лінія, поверхня (профіль), що має форму номінальної поверхні, стикається з реальною поверх-

нею (профілем) і розташована поза матеріалом деталі так, щоб відхил від неї найбільш віддаленої точки реальної поверхні в межах нормованої ділянки мав мінімальне значення (рис. 9.1).

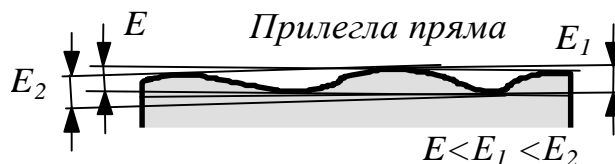


Рисунок 9.1 – Прилегла поверхня

Відхил форми (розташування) реального елемента від номінальної форми, оцінюється найбільшою відстанню від точок реального елемента по нормалі до прилеглого елемента. Відхили форми визначаються по відношенню до найближче прилеглих ідеальних форм (коло, пряма лінія тощо).

При скануванні поверхні найбільша відстань це ідеальна відстань, коли розмір індентору, який вимірює дорівнює нулю. Але це відстань найменша серед всіх відхилів від реальної точки до номінальної поверхні (рис. 9.2).

Замість прилеглого елемента для оцінки відхилю форми допускається використовувати, як базовий – середній елемент. У разі відліку від середнього елемента відхил форми дорівнює сумі абсолютних відхилів точок реальної поверхні по обидва боки від середнього елемента.

Замість прилеглого циліндра і прилеглого кола для оцінки відхилів форми допускається також використовувати циліндр мінімального діаметру і коло мінімального діаметру, що стикається з реальним профілем і розташоване поза матеріалом деталі так, що найбільша відстань між реальним профілем і колом мінімальної зони мала б мінімальне значення (рис. 9.3).

*Допуск форми* – найбільше припустиме значення, відхилю форми.

*Допуск розташування* – межа, що обмежує значення допустимих відхилів розташування. Допуски форми або розташування звичайно відносять до нормованої ділянки, що задають розмірами, що визначають його довжину, площу або кут сектора, а при необхідності – і місцем розташування. Нормована ділянка

може займати в межах елемента будь-яке місце.

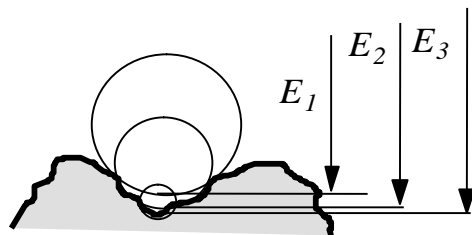


Рисунок 9.2 – Зміна відхилення в залежності від розміра індентора

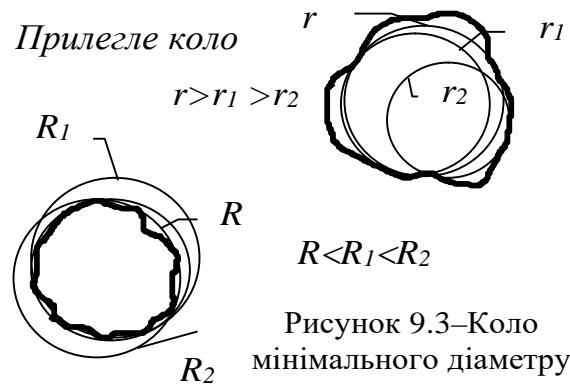


Рисунок 9.3 – Коло мінімального діаметру

*Елемент* – узагальнений термін. Залежно від конкретних умов елементом може бути поверхня однієї із закінчених конструктивних частин деталі, поперечний або поздовжній профіль цієї частини, площа симетрії, вісь поверхні або перетину, точка перетину ліній, окремі лінії і поверхні, центр кола, або сфери.

Загальні відомості про відхили і допуски форми

*Відхил від прямолінійності (EFL\*)* – найбільша відстань від точок реального профілю до прилеглої прямої.

\* в дужках вказані загально визнані міжнародні знаки умовного позначення

*Допуск прямолінійності (TFL)* – найбільше допустиме значення відхил від прямолінійності.

Окремими видами відхил від прямолінійності є опуклість та ввігнутість.

*Відхил від площинності (EFE)* – найбільша відстань від точок реальної поверхні до прилеглої площини в межах нормованої ділянки. Поле допуску – ділянка у просторі, обмежена двома паралельними площинами, які знаходяться між собою на відстані, яка дорівнює допуску площинності  $T$ .

*Відхил від круглості (EFZ)* – (термін “некруглість” не рекомендується) – найбільша відстань від точок реального профілю до прилеглого кола.

*Допуск круглості (TFK)* – найбільше допустиме відхилення від круглості. Поле допуску круглості – область на площині, перпендикулярній вісі поверхні обертання, або яка перетинає вісь сфери, обмежена двома концентричними колами, віддалених одна від одної на відстань, яка дорівнює допуску  $T$ .



Окремими видами відхилів від круглості є овальність, огранювання (ексцентриситет відноситься до відхилів розташування) (рис. 9.4).

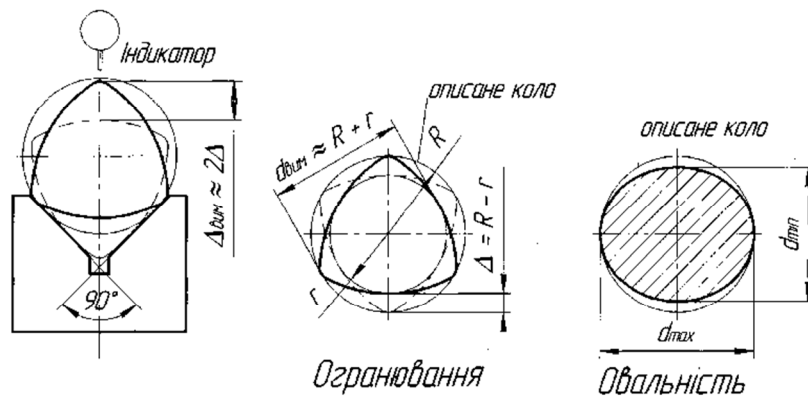


Рисунок 9.4 – Види відхилів від круглості

*Відхил від циліндричності (EFZ)* – найбільша відстань від точок реальної поверхні до прилеглого циліндру в межах нормованої ділянки.

*Відхил профілю (EFP)* – найбільша відстань від точок, що утворюють реальну поверхню, розташовану в площині, яка перетинає її вісь, до відповідної сторони прилеглого профілю в межах нормованої ділянки. Це відхил характеризує відхил від прямолінійності і паралельності твірних. Окремі випадки відхил профілю повздожнього перетину показано на рис. 9.5.



Рисунок 9.5 – Види відхилу профілю повздожнього перетину

## 9.2 Загальні відомості про відхили і допуски розташування

Відхили розташування поверхонь – це відхили їх реального розташування від номінального розташування поверхонь, розташування яких визначено номінальними (лінійними і кутовими) розмірами відрахованих від поверхонь які вибрані в якості баз.

*База* – елемент деталі або сполучення елементів, по відношенню до якого

задається допуск розташування, а також визначає відповідний відхил розглядуваного елемента. Бази бувають: конструкторські, виготовлення, технологічні (розміточні, монтажу), вимірювальні (контрольні). В якості баз використовують: площини, вісі, площини симетрії тощо. За базову вісь, в залежності від вимог, може бути задана вісь базової поверхні обертання або спільна вісь двох чи декількох поверхонь обертання. Як базова площина симетрії може бути задана площина симетрії двох чи кількох елементів. В якості баз можуть бути використані – поверхні, лінії, точки, або їх сполучення. При контролі перпендикулярності за базу варто приймати поверхню (або її вісь), що має більшу довжину в розглянутих перпендикулярних напрямках, а при однакових розмірах – поверхню, що має меншу шорсткість. При контролі співвісності, перетинання осей, радіального або торцевого биття за базу варто приймати вісь поверхні з більшою довжиною, при однакових довжинах – вісь отвору більш точного квалітету, а при однакових довжинах і квалітетах – вісь поверхні з більшим діаметром. Зазвичай база – визначає одну з систем координат і тому для різних координат використовують різні бази.

При визначенні симетричності за базу приймається площина (вісь) симетрії елемента, що має більшу довжину в площині, яка паралельна площині симетрії, при однакових довжинах – елемента з допуском розміру по більше точному квалітеті в напрямку, перпендикулярному площині симетрії, а при однакових довжинах і квалітетах – елемента з більшим розміром у напрямі, перпендикулярному площині симетрії.

Допуск розташування форми, що позначається в технічних документах у вигляді значення, залежить від відхилення дійсного розміру розглядуваного елемента і бази яка визначає границю максимуму матеріалу (прохідну границю, для вала це найбільший граничний розмір вала, а для отвору – найменший граничний розмір).

*Відхил від паралельності площин EPA* – різниця найбільшої і найменшої відстані між прилеглими площинами в межах нормованої ділянки. Поле допуску паралельності площин – це ділянка у просторі, обмежена двома паралельни-

ми площинами, розташованими одна від одної на відстані, яка дорівнює допуску паралельності і які паралельні базі.

*Відхил від перпендикулярності EPR* – це відхил від прямого кута, яке визначається в лінійних розмірах на довжині нормованої ділянки.

*Відхил нахилу EPN* – відхил кута між площиною та базовою площиною чи базовою віссю (прямою) від номінального кута, виражене в лінійних одиницях на довжині нормованої ділянки.

*Допуск нахилу TPN* – найбільше допустиме значення відхилу нахилу. Допуску нахилу відповідають граничні відхил кута в кутових одиницях ( $\pm AT/2$ )

$$AT/2 = TPN/L \times 10^{-3}$$

де  $L$  – довжина нормованої ділянки в мм,  $AT$  – в мрад,  $TPN$  в мм.

*Відхил співвісності EPC* – найбільша відстань між віссю розглядуваної поверхні обертання і базовою (віссю базової поверхні) або спільною віссю двох чи декількох поверхонь на довжині нормованої ділянки.

*Допуск співвісності TPC* може бути заданий в діаметральному виразі (подвоєне найбільше допустиме значення відхилу від співвісності) або радіусному виразі – найбільш допустиме значення відхилу від співвісності, яке вимірюється від базового центра обертання.

Поле допуску співвісності – ділянка у просторі, обмежена циліндром, діаметр якого дорівнює допуску співвісності  $T$  в діаметральному виразі або подвійному допуску в радіальному виразі  $R$ , а вісь співпадає з базовою віссю.

*Відхил від симетричності відносно базової площини EPS* – найбільша відстань між площиною симетрії даної поверхні та базовою площиною симетрії в межах нормованої ділянки.

*Відхил позиційний EPP* – найбільший відхил реального розташування елемента (його центру, вісі або площини симетрії) до його номінального розташування в межах нормованої ділянки.

*Відхил перетину осей EPX* – найменша відстань між осями, що номінально перетинаються.

*Биття* – це відхил від правильного взаємного розташування поверхонь

обертання (коливання) циліндричних деталей машин. Розрізняють радіальне та торцеве биття.

### 9.3 Сумарні відхили та допуски форми та розташування

Сумарний допуск форми та розташування – границя, що обмежує допустиме значення сумарного відхил форми та розташування.

Таблиця 9.1 – Відхили і допуски форми та розташування з відповідними позначеннями міжнародними знаками (ДСТУ 2498–94).

Назва	Відхил	Допуск	Знак	Назва	Відхил	Допуск	Знак
<i>Відхили і допуски форми</i>							
Прямолінійності	EFL	TFL	—	Профілю повздож- нього перерізу	EFP	TFP	=
Площинності	EFE	TFE					
Циліндричності	EFZ	TFZ		Круглості	EFK	TFK	○
<i>Відхили і допуски розташування</i>							
Паралельності	EPA	TPA	//	Перпендикулярності	EPR	TPR	
Нахилу	EPN	TPN		співвісності	EPC	TPC	
Симетричності	EPS	TPS		Позиційний	EPP	TPP	
Перетину осей	EPX	TPX	×				
<i>Сумарні відхили та допуски форми та розташування</i>							
Радіального биття	ECR	TCR		Торцевого биття	ECA	TCA	
Биття в заданому напрямі	ECD	TCD		Повного радіального биття	ECTR	TCTR	
Повного торцевого биття	ECTA	TCTA		Форми заданого профілю	ECL	TCL	
Форми заданої поверхні	ECE	TCE		Символ заданої бази	—	—	

*Биття радіальне* – це різниця найбільшої та найменшої відстані від точок реального профілю поверхні до базової вісі в перетині площиною, яка перпендикулярна вісі базування. Радіальне биття визначається розташуванням вісі нормованої поверхні і відхилами її форми.

*Биття торцеве* – різниця найбільшої та найменшої відстані від точок реального профілю торцевої поверхні до площини, перпендикулярної базової осі. За номінальної пласкої форми торцеве биття є результатом сумісного прояву відхил від спільної площини точок, що лежать на лінії перерізу торцевої повер-

хні з січним циліндром, і відхил від перпендикулярності торця відносно бази на довжині яка дорівнює діаметру розглядуваного перерізу.

Торцеве биття визначається в перерізі торцевої поверхні циліндром заданого діаметру  $d$ , співвісним з базовою віссю, а якщо діаметр не задано – то в перерізі будь якого діаметра торцевої поверхні.

Биття в заданому напрямі – різниця найбільшої та найменшої відстаней від точок реального профілю розглядуваної поверхні обертання в перерізі її конусом, вісь якого співпадає з базовою віссю, а твірна має заданий напрямок до вершини цього конуса.

*Повне радіальне биття* – різниця найбільшої та найменшої відстаней від усіх точок реальної поверхні, в межах нормованої ділянки до базової осі. Повне радіальне биття є результатом сумісного прояву відхил від циліндричності розглядуваної поверхні і відхил від її співвісності відносно бази.

Повне торцеве биття – різниця найбільшої та найменшої відстаней від точок всієї торцевої поверхні до площини, перпендикулярної до базової осі. Повне торцеве биття є результатом сумісного прояву від площинності розглядуємої поверхні і відхил від її перпендикулярності відносно бази.

Відхил форми заданого профілю (поверхні) – найбільше відхил точок реального профілю (поверхні) від номінального, яке визначається по нормалі до номінального профілю.

Відхил форми заданої поверхні – найбільше відхил точок реальної поверхні від номінальної поверхні, яке визначається по нормалі до номінальної поверхні в межах нормованої ділянки.

### ***Ступінь точності допусків форми і розташування поверхонь***

Існує 16 ступенів точності. Числові значення при переході на іншу ступінь змінюються з коефіцієнтом 1,6. В залежності від співвідношення між допуском розміру і форми або розміру встановлено три рівні відносної геометричної точності: А – нормальна відносна геометрична точність, допуски форми і розташування складають 60% допуску розміру; В – підвищена відносна геомет-

рична точність (40%); С – висока геометрична точність (25% розміру). Для циліндричних поверхонь відповідні рівні А, В, С складають приблизно 30, 20, 12 % допуску розміру відповідно.

Допуски форми і розташування призначають у тих випадках, коли вони повинні бути менше допуску розміру (крім поверхонь легкодеформуємих елементів).

Ступінь точності для допуску форми або розташування в кожному конкретному випадку визначають відповідно до норм ГОСТ 24643–81 відповідно якості допуску розміру й прийнятого рівня геометричної точності.

### *Залежний і незалежний допуски форми і розташування*

Для деталей, що сполучаються одночасно по кільком поверхнях обмежують погрішності виготовлення незалежними або залежними допусками.

Залежним називається допуск форми або розташування, мінімальне значення якого вказується в кресленнях або технічних вимогах і яке допускається перевищувати на величину, що відповідає відхиленню дійсного розміру деталі від прохідної межі (найбільшого граничного розміру вала або найменшого граничного розміру отвору):

Залежні допуски пов'язані з зазорами між спряженими поверхнями, граничні відхилення визначають у відповідності до найменшого охоплюючого граничного розміру поверхні і найбільшого охоплюваної поверхні (валів). Залежні допуски звичайно контролюють комплексними калібрами, що є прототипами сполучених деталей. Ці калібри завжди прохідні, що гарантує збирання виробів без припасування.

Залежний допуск – визначає придатність елемента залежно від дійсних розмірів елементів конкретної деталі. На кресленні, вказують мінімальні значення допустимих відхилень, які забезпечують можливість з'єднання з деталями, виготовлених відповідно до прохідних меж (вал по найбільшому, а отвір по найменшому граничних розмірах). У всіх інших випадках дійсні відхилення придатних деталей можуть перевищувати призначені на величину, яка дорівнює від-

хилам дійсних розмірів впливових елементів від прохідної межі.

Залежні допуски розташування переважно призначають на міжосьові відстані кріпильних отворів, співвісні ділянки розточуваних отворів, на симетричність розташування шпонкових пазів. Ці допуски контролюють комплексними калібрами розташування, які являють собою прототипи сполучаємих деталей. Залежні допуски розташування більш економічні від незалежних за рахунок розширення меж дійсних відхилів і прискорення контролю і мають переважне застосування (рис. 9.5).

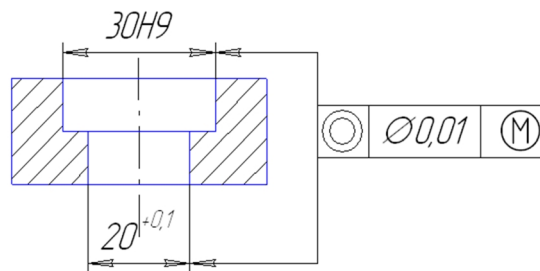


Рисунок 9.6 – Залежний допуск співвісності отворів

Незалежний допуск розташування або форми – допуск, числове значення якого постійно для всієї сукупності деталей, виготовлених по даному кресленню. У цих випадках дійсні значення перевіряємої погрішності, не повинні перевищувати встановленого на кресленику допуску, тобто оцінка придатності розглянутого елемента не залежить від дійсних розмірів або базових елементів. Наприклад, у корпусах зубчастих передач контролюють розташування осей (їхню міжосьову відстань), перекіс, відхил від паралельності або відхил від співвісності незалежно від дійсних розмірів циліндричних отворів і розточень деталі. Незалежні допуски призначають, коли необхідно забезпечити функціональну повноцінність з'єднання або точність даного елемента взаємозалежна з точністю цілого ряду інших елементів (є ланкою розмірного ланцюга). При незалежних допусках розташування придатність виробу даного параметру перевіряють універсальними вимірювальними інструментами.

## 9.4 Проставлення на кресленнях відхилів форми і розташування поверхонь

Стандартом нормування комплексних погрішностей форми й всіх відхилень розташування передбачено умовні позначення, наведені в табл. 9.1. При відсутності умовних позначок або при наявності особливих мотивів вид і значення допуску вказують у технічних вимогах текстом з регламентованим змістом: найменування допуску, буквене або конструктивне найменування нормованого елемента, числове значення допуску в міліметрах, а також (при необхідності) база, радіусна або діаметральна форма вираження допуску, обумовлюють його вид залежності.

При умовному позначенні знак, числове значення допуску в міліметрах і, якщо треба, посилання на вимірювальну базу в зазначеній послідовності вписують у рамку, розділену відповідно на дві (допуски форми) або три (допуски розташування) частини. Рамку переважно розташовувати горизонтально або в деяких випадках вертикально. Висота позначень повинна відповідати прийнятому на кресленні розміру чисел. Перетинати рамку допуску будь-якими лініями не допускається. Рамку з'єднують прямою або ламаною лінією з контурною або подовжуваною виносною лінією елемента, форму або розташування якого обмежує даний допуск. Кінцевий відрізок сполучної лінії повинен закінчуватися стрілкою й по розташуванню відповідати напрямку виміру.

При обмеженні відхилень розташування або сумарних форм і розташування вимірювальну базу вказують або за допомогою другої сполучної лінії із зачерненим трикутником на кінці (▲), або шляхом її вказівки російською прописною буквою в третій частині рамки з одночасним позначенням цієї ж букви на зручному місці біля бази; буква при цьому обводиться окремою рамкою, що з'єднується лінією з базою. Якщо немає необхідності або можливості (деталь має вісь симетрії) розрізняти елементи й вибирати один з них за базовий, то замість зачерненого трикутника застосовують стрілку. Для відхилень, допуски яких можуть бути задані або в діаметальному, або в радіусному вираженні,



вид допуску вказують безпосередньо перед числовим значенням відповідно символами  $\square$  або  $R$  при круглій (циліндричній) формі області поля допуску і  $T$  або  $T/2$  в інших випадках. Знак залежного допуску поміщають після числового значення допуску, якщо залежний допуск пов'язаний з дійсними розмірами розглянутого або взаємозалежного елементів деталі. Цей знак поміщають у третій частині рамки, якщо залежний допуск пов'язаний з дійсними розмірами бази. При сумарному впливі тих і інших дійсних розмірів знаки залежного допуску поміщають одночасно в другій і третій частинах рамки допуску.

У випадку завдання виступаючого поля допуску розташування безпосередньо після його числового значення поміщають символ – буква  $P$  у колі; одночасно такий же символ вказують перед розміром, що визначає довжину нормованої ділянки.

Лінійні і кутові розміри, що визначають номінальне розташування або номінальну форму елементів, що обмежуються допуском, при призначенні позиційного допуску, допуску нахилу, допуску форми заданої поверхні або заданого профілю вказують на кресленнях без граничних відхилень і розміщують у прямокутні рамки.

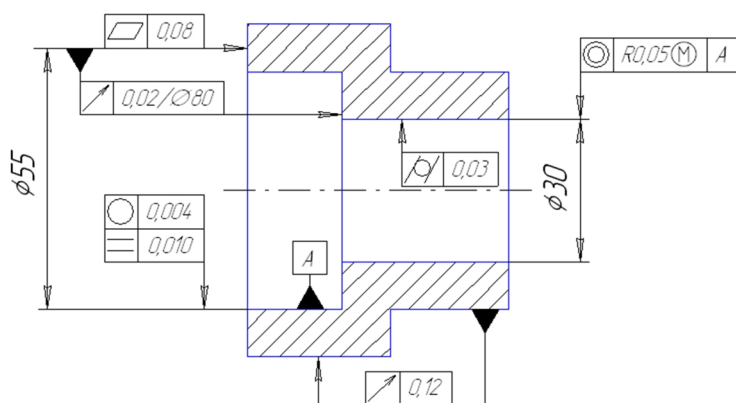


Рисунок 9.7 – Приклад позначення допусків форми та розташування на кресленнику

Приклад розташування допусків форми наведені на рис.9.7, де позначене: допуск площинності зовнішнього лівого торця втулки 0,08мм, допуск торцевого биття площини розточення заданий на  $\varnothing 80$ мм не більше 0,02 мм; циліндрична поверхня розточення має допуск округлості 0,004 мм і допуск профілю поз-

довжнього перетину 0,01 мм; допуск циліндричності отвору меншого  $\varnothing$  0,03 мм; відхил від співвісності малого отвору щодо осі розточення в радіусному виразі 0,05 мм (допуск залежний); радіальне биття зовнішніх поверхонь більшого діаметра щодо меншого до 0,12 мм.

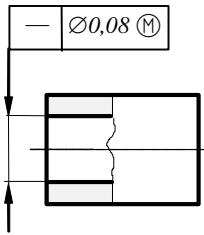
Відхил форми позначаються на кресленнях в символічному вигляді. Умовний знак та числове значення допуску форми вписуються в рамку, поділену на два поля: в першому розміщують знак, а в другому числове значення допуску в мм. Для допусків розташування з'являється третє поле (віконце) в який проставляють (при необхідності) – буквене значення бази (баз) або поверхні, з якої зв'язаний допуск розташування. Рамку з'єднують лінією, яка закінчується стрілкою, з контурною або виносною лінією, яка продовжує контурну лінію елемента, обмеженого допуском. Якщо таке позначення відсутнє, відхил форми може бути допущено в межах допуску розміру.

Коли допуски ставляться до осі або площини симетрії кінець сполучної лінії (знаку) повинен збігатися із продовженням розмірної лінії цього елемента, в випадку коли стрілочка розташована на деякій відстані розмірної лінії допуск відноситься до всієї поверхні (довжині елемента). Допуск може ставитись на виступаюче поле допуску (контур виступаючої частини нормованого елемента вказують суцільною тонкою лінією).

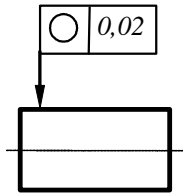
Крім нанесення відхилень форми й розташування на кресленні іноді застосовують текстові записи у випадках, коли умовні позначки занадто затемнюють креслення або не розкривають повністю технічних вимог до виготовлення деталі. У текстовій частині дається коротке найменування заданого відхилу і літерне або символічне позначення параметра, по відношенню для якого задається відхил в числовому вигляді (мм).

Приклади позначень на креслениках деталей відхилів форми, розташування та орієнтації:

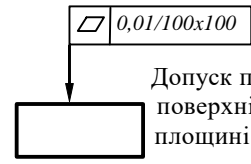
– допуски форми



Допуск  
прямолінійності осі  
отвору  $\varnothing 0,008$   
(допуск залежний)



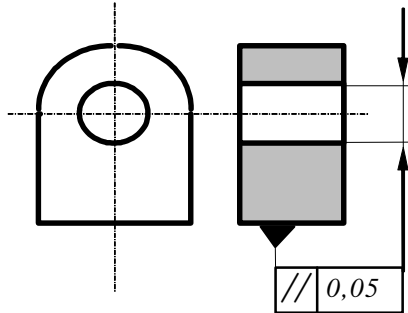
Допуск  
круглості вала  
0,02 мм



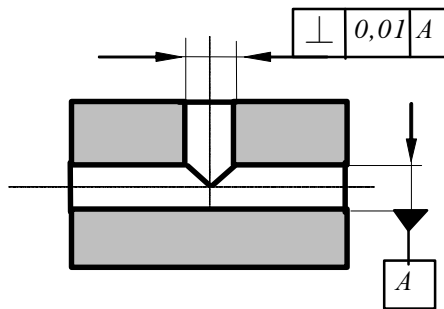
Допуск площинності  
поверхні 0,01 мм на  
площині 100x100мм

– допуски розташування

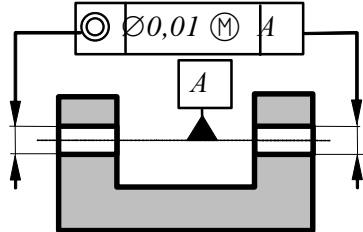
Допуск паралельності осі  
відносно основання  
отвору A 0,05 мм



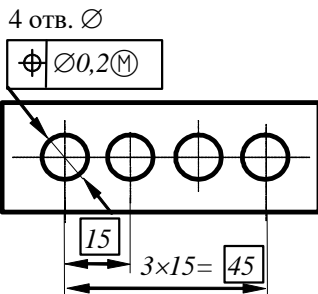
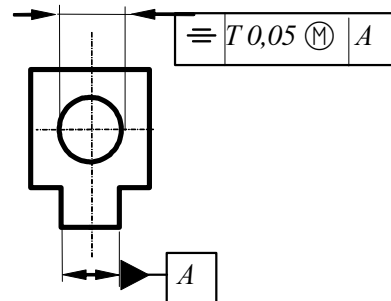
Допуск перпендикулярності  
осі відносно осі отвору A  
0,01мм



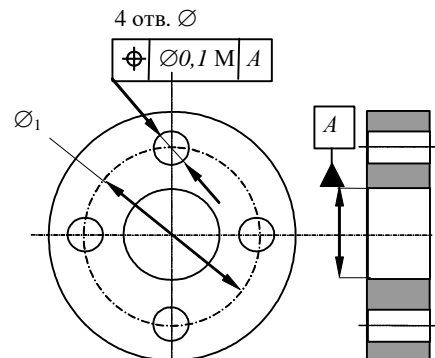
Допуск співвісності двох отворів  
відносно їх загальної осі  $\varnothing 0,01$  мм  
(допуск залежний)



Допуск симетричності пазу T 0,05  
мм. База - є площиною симетрії.

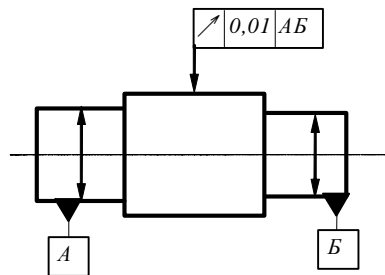


Позиційний допуск в (діаметраль-  
ному виразі) вісей отворів 0,2 мм  
(допуск залежний)

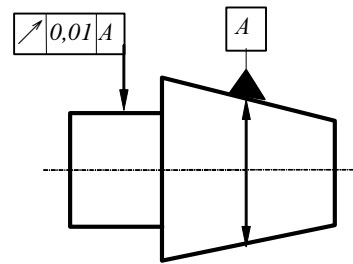


Позиційний допуск (в діаметральному виразі)  
вісей 4 отворів 0,1 мм (допуск залежний).

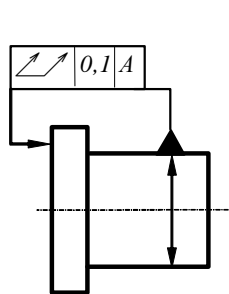
– сумарні відхил та допуски форми та розташування



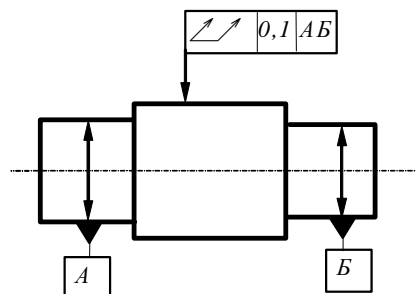
Допуск радіального биття поверхні відносно загальної вісі поверхонь А і Б 0,1 мм



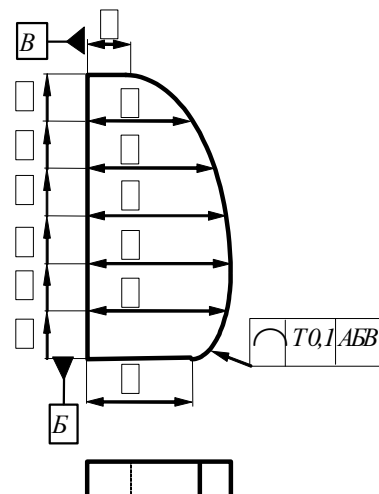
Допуск радіального биття вала відносно осі конуса 0,01 мм



Допуск повного торцювого биття на  $\varnothing 20$  мм відносно вісі поверхні 0,1 мм



Допуск повного радіального биття поверхні відносно загальної вісі поверхонь А і Б 0,1 мм



Допуск форми заданої поверхні відносно поверхонь А, Б, В, Т 0,01 мм

### Допуски розташування осей отворів кріпильних деталей (ГОСТ 14140–81)

Допуски розташування осей отворів кріпильних деталей проставляється на деталі машин і приладів, які з'єднують болтами, гвинтами, шпильками й іншими кріпильними деталями з паралельно розташованими осями за умови незалежного виготовлення всіх деталей з'єднання. Як правило, допуски розташування осей варто задавати залежними. Отже, переважним способом контролю повинен бути комплексний контроль калібрами розташування, що у випадку розбіжності з результатами поелементної перевірки є арбітражним. Передбачено два способи завдання граничних відхилень на розташування осей отворів.

1. Позиційними допусками осей отворів. Такий спосіб є кращим при числі отворів більше двох. У цьому випадку поле допуску являє собою номінально

розташований по товщині деталі циліндр, за межі простору якого не повинна виходити вісь дійсного отвору. У такий спосіб комплексно обмежуються будь-які лінійні й кутові відхили розташування осей отворів.

2. Граничними відхиленнями ( $\pm\delta$ ) розмірів, що визначають положення осей отворів у прямокутних або полярних координатах.

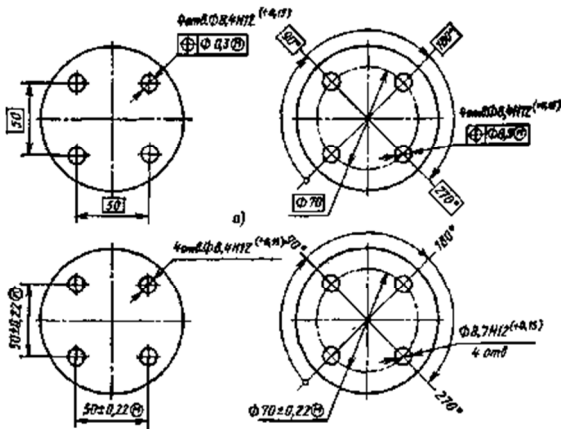


Рисунок 9.8 – Відхили розмірів по діагоналі між осями двох будь-яких отворів не більше  $\pm 0,3$  мм (допуск залежний)

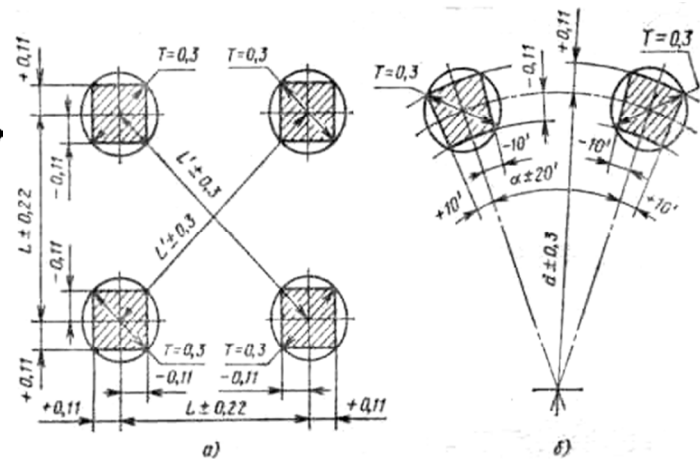


Рисунок 9.9 – Відхили центрального кута між осями двох будь-яких отворів не більше  $+20^\circ$  (допуск залежний)

При кожному із двох можливих способів завдання допусків спочатку визначають значення позиційного допуску в діаметральному вираженні. Його підраховують залежно від типу з'єднання А або В, мінімального зазору для проходу кріпильної деталі  $S_{\min}$  і ступеня використання цього зазору для компенсації відхил розташування осей, обумовленої коефіцієнтом К. Зазвичай позиційні допуски осей отворів установлюють однаковими для обох деталей, що з'єднують, по наступним залежностям:  $T = KS_{\min}$  – для з'єднань типу А (болтами, заклепками, коли зазори нормуються для обох деталей);  $T = 0,5KS_{\min}$  для з'єднань типу В (гвинтами, шпильками, коли зазор нормується лише в одній деталі).

Рекомендується приймати К рівним 1 або 0,8 для з'єднань, які не потребують регулювання взаємного розташування деталей; 0,8 або 0,6 (і навіть менше) для з'єднань, у яких необхідна деяке регулювання взаємного розташування деталей.

Наприклад, при з'єднанні двох деталей болтами М8 і  $K = 0,8$  знаходимо

$S_{\min} = 8,4 - 8 = 0,4$  мм,  $T = 0,8 \times 0,4 = 0,32$  мм. Найближчим стандартним значенням (ГОСТ 14140–81) є 0,3 мм, його і вказуємо на кресленні. Лінійні або кутові координуючі розміри при цьому розміщують у рамки й безпосередній перевірці не підлягають.

У випадку завдання допусків іншим способом при прямокутних координатах (ГОСТ 14140–81) по  $T = 0,3$  мм при схемі чотирьох отворів у два ряди знаходимо на міжцентрові відстані відхил  $\pm 0,22$  і на розміри по діагоналі  $\pm 0,3$  мм (без другого обмеження отвору можуть виявитися у вершинах паралелограма, а не прямокутника). При полярних координатах аналогічно по  $T = 0,3$  мм і схемі розташування на тіж отвори в стандартах знаходимо відхил на діаметр окружності центрів  $\pm 0,22$  мм і на центральний кут між осями будь-яких двох сусідніх отворів  $\pm 20'$ .

Схема взаємної відповідності полів допусків при двох методах завдання граничних відхилень у системі прямокутних координат показана на рис. 9.8, а у полярних координатах – на рис.9.9. Відхили координуючих розмірів не залежать від їхньої величини, а визначаються лише прийнятою величиною позиційного допуску  $T$ .

Незазначені допуски форми й розташування поверхонь (ГОСТ 25069–81).

Безпосередньо на кресленику вказують найбільш відповідальні допуски форми й розташування поверхонь. У поверхонь, для яких відхил форми на кресленні не обмежені числовими значеннями, допускаються будь-які відхили форми в межах поля допуску розміру розглянутого елемента. Якщо для яких-небудь елементів зазначені допуски паралельності, перпендикулярності, нахилу або торцевого биття, то незазначений допуск площинності або прямолінійності дорівнює зазначеному допуску розташування або торцевого биття. Незазначені допуски розташування й биття встановлюють залежно від визначального допуску розміру, тобто допуску того розміру елемента, що приймають за номінальний при визначенні погрішності, що цікавить, розташування. Цей допуск може бути зазначений квалітетом безпосередньо в розміру або обговорений загаль-

ним записом у технічних вимогах. За номінальний розмір приймають, як правило, найбільший розмір розглянутого або базового елемента.

Бази на незазначені допуски вибирають аналогічно зазначеним.

Допуски нахилу, позиційний допуск, допуски радіального і торцевого биття, Форма заданого профілю і форми заданої поверхні и повинні бути зазначені на кресленні безпосередньо в нормованих елементах. Їх не можна встановлювати в якості незазначених. При необхідності прямого нормування їхні допуски завжди вказуються в кресленнях.

Для незазначених допусків якщо деталь має більше двох елементів, для яких установлені однойменні незазначені допуски розташування або биття, то ці допуски варто відносити до однієї бази. Якщо деталь має елементи, для яких установлені однойменні зазначені й незазначені допуски розташування або биття, то незазначені допуски варто відносити до тієї ж бази, що й зазначені.

### ***Поняття про калібри розташування***

Допуски, методика розрахунку виконавчих розмірів і загальні вказівки по застосуванню калібрів для контролю розташування поверхонь установлені ГОСТ 16085–80. Він поширюється на калібри нероз'ємної конструкції, призначені для контролю поверхонь (їхніх осей або площин симетрії) із залежними допусками розташування, а також для контролю прямолінійності осі при залежному допуску форми.

Вимірювальні поверхні калібрів розташування являють собою адитивну композицію елементів, що відтворюють сукупність сполучених поверхонь деталей. Розміри окремих вимірювальних поверхонь виконують по найбільш несприятливому для складання розміру (по прохідній межі), а їхнє відносне розташування або розташування щодо базового елемента з дуже високою точністю витримують по зазначеним на кресленні номінальним розмірам.

Калібри розташування є прохідними. Виріб вважається придатним і гарантується його наступне збирання, якщо калібр проходить по всіх контрольованих поверхнях. Розташування нормованих елементів варто контролювати після

того, як роздільно (поелементно) встановлена придатність розмірів поверхонь, що впливають (діаметрів отворів, валів, ширина пазів або виступів).

Вихідним для розрахунку допусків кожного елемента калібру розташування є поле позиційного (співвісності, симетричності й ін.) допуску. Якщо допуск розташування зазначений граничними відхиленнями розмірів, що координують осі (площі симетрії) поверхонь, або іншими видами допусків розташування, їх попередньо перераховують на позиційний допуск контрольованих поверхонь.

### ***Поняття про нормальні калібри контролю форми***

Нормальні калібри контролю форми (шаблони), являють собою сталеві пластини товщиною 1,5...5 мм із точно виконаним фасонним робочим контуром. Про придатність того або іншого елемента деталі судять по ступеню прилягання до контрольованої поверхні. Точність виготовлення оцінюють довжиною й величиною зазорів, в місці прилягання. Контурні шаблони відтворюють конфігурацію різних фасонних поверхонь у плані, профільні – у поперечному перерізі. В зв'язку з розвитком високоточної обробки поверхонь шаблони поступово втрачають свою роль.

Контрольні шаблони широко застосовують при обробці криволінійних контурів і фасонних поверхонь: порожнин рівчаків у штампах об'ємного штампування, прес-формах, кокілях, формувальних моделей, напрямних трикутного або трапецеїдального перетину, з'єднань типу «ластівчин хвіст», при виготовленні фасонного різального інструменту (різні фрези, різці). До шаблонів відносять також комплекти кутів, радіусів, галтель.

### **Питання і завдання для самоперевірки до розділу 9**

1. На які групи поділяють відхили форми та розташування?
2. Що вибирається за початок відліку відхилів форми і розташування?
3. Які умовні позначення відхилів форми і розташування використовують?
4. Як вибираються бази для допусків розташування?



5. Як позначаються допуски форми та розташування на кресленнях?
6. Як позначаються і контролюються незалежні й залежні допуски розташування?
7. Як відбувається нормування точності поверхонь із незазначеними допусками форми та розташування?
8. Область і порядок застосування калібрів розташування.
9. Види відхилень форми, умовні знаки, які використовують для позначення допуску на кресленнях.
10. Які калібри застосовують для контролю розміщення поверхонь?

## РОЗДІЛ 10 ДОПУСКИ НА КУТОВІ РОЗМІРИ. ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ, МЕТОДИ І ЗАСОБИ КОНТРОЛЮ КОНІЧНИХ З'ЄДНАНЬ

### 10.1 Загальні відомості. Нормальні кути і конусності

Розповсюдження конічних з'єднань пояснюється їх специфічними властивостями: вони дозволяють регулювати характер з'єднання відносним зміщенням деталей вздовж вісі, забезпечують самоцентрування деталей, притиранням конічних поверхонь в них досягається герметичність. Внаслідок притирання герметичні деталі (запірні крани, клапани чотиритактних двигунів, запірні голки карбюраторів тощо) втрачають функціональну взаємозамінність.

Конусність забезпечує якісне центрування, що дозволяє призначати посадки на конус для відповідальних з'єднань деталей: маховиків двигунів, центрифуг, сепараторів, різальних інструментів, точних зубчатих коліс. Можливість регулювати посадку відносним осьовим зсувом деталей використовується в ряді конічних підшипників, у дозаторах. Клинові елементи використовують для регулювання зазорів у призматичних напрямних верстатів, для закріплення штампів на молотах.

Куткові розміри широко використовують при конструктивному оформленні деталей і одержанні конічних з'єднань. У багатьох випадках ці розміри є незалежними (фаски, скоси, похилі поверхні, штампувальні й ливарні ухили) і не пов'язані розрахунковими залежностями з іншими прийнятими лінійними або кутковими параметрами.

#### ***Терміни і визначення***

*Прямою круговою конічною поверхнею* (надалі конічна поверхню або просто конус) розуміють поверхню обертання, утворену прямою твірною, яка обертається щодо вісі й перетинаючи її.

*Конус* – узагальнений термін, під яким залежно від конкретних умов розуміють конічну поверхню, конічну деталь або конічний елемент деталі. Конус називають зовнішнім, коли деталь або її елемент мають конічну зовнішню (зов-

нішню) поверхня, внутрішнім – коли конічна поверхня внутрішня. При необхідності параметри зовнішніх конусів позначаються індексом  $e$ , а внутрішніх –  $i$  (рис.10.1).

*Конус* (зовнішній та внутрішній) характеризується діаметром великої основи  $D$ , діаметром малої основи  $d$ , довжиною конуса  $l$ , кутом нахилу  $\alpha/2$ . Параметри зовнішнього конуса помічають індексом  $e$ , а внутрішнього  $i$ . До елементів конуса відносять: вісь, твірну, вершини, велику та малу основу конуса, поздовжній та поперечний перетин конуса.

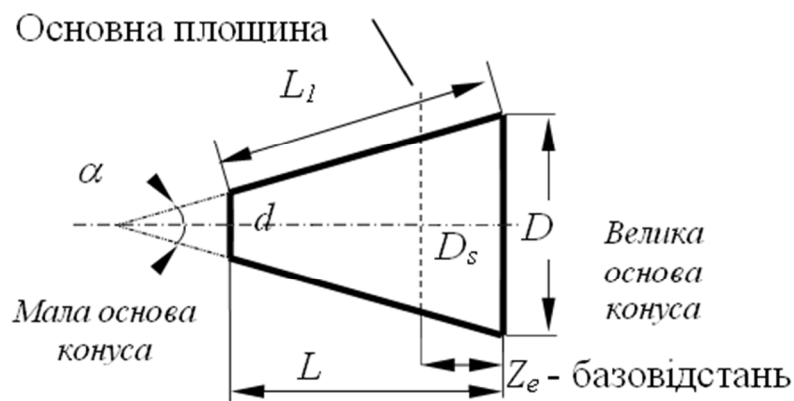


Рисунок 10.1 – Основні елементи конуса

*Номінальний конус* – конус, що визначається номінальною поверхнею та номінальними розмірами конуса.

*Основою конуса* є окружності обмежуючих площин, утворені перетином конічної поверхні з площинами перпендикулярними вісі обертання.

В осьовому перерізі конічного з'єднання й окремих конусів розрізняють *кут конуса*  $\alpha$  і кут ухилу  $\alpha/2$ . Замість цих кутів часто використовують поняття *ухил* і *конусність*  $S$ :

Ухил визначають по формулі:  $i = \frac{D - d}{2L} = \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$ . Із чотирьох параметрів  $D$ ,  $d$ ,  $L$  і  $\alpha$  три незалежні.

Ухил призматичних деталей визначається як відношення перепаду висот  $(H - h)$  нахиленої сторони у порівнянні з протилежною до відстані між місцями їхнього виміру  $L$ :  $S = (H - h)/L = \operatorname{tg} \beta$ .

*Конусність*  $C$  – відношення різниці діаметрів двох поперечних перерізів конуса до відстані між ними. Конусність може бути визначена співвідношенням:  $C = \frac{D - d}{L} = 2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$ .

*Основна площина* (конуса) – площина перерізу конуса, в якій задається номінальний діаметр конуса.

*Базова площина конуса* – площина, що перпендикулярна до осі конуса і служить для визначення осьового положення основної площини чи осьового положення цього конуса відносно спряженого з ним конуса. За базову площину часто приймають площину заплечиків, буртика, або місця переходу конуса в циліндр, найчастіше з боку великого діаметра.

*Базова відстань конуса*  $Z_e, Z_i$  – відстань між основою і базовими площинами конуса. Базова й основна площини конуса можуть збігатися.

*Конічне з'єднання* – з'єднання зовнішнього й внутрішнього конусів, що мають однакові номінальні кути конусів, характеризується більшим діаметром  $D$ , малим діаметром  $d$ , довжиною конічного з'єднання  $L$  і базовідстанню з'єднання  $Z_p$  (відстань між прийнятими базами зібраних конусів);

*Базова відстань конічного з'єднання*  $Z_p$  – осьова відстань між базовими площинами зовнішнього і внутрішнього конусів.

### ***Нормальні конусності і кути конусів загального призначення***

Всі нормальні кути, застосовувані при конструюванні, можна розділити на три групи: 1) нормальні кути загального призначення (ГОСТ 8908–81, ГОСТ 8593–81); 2) нормальні кути спеціального призначення (у стандартизованих спеціальних деталях); 3) спеціальні кути (кути, розміри яких зв'язані розрахунковими залежностями з іншими прийнятими розмірами і які не можна округлити до нормальних кутів; кути, обумовлені специфічними експлуатаційними або технологічними вимогами).

З метою забезпечення взаємозамінності для конусів встановлено стандартом три ряди нормальних кутів і нормальних конусностей, побудованих на ступінчато–арифметичній прогресії. При визначенні кутів конусів перший ряд до-

мінує над другим, а той в свою чергу над третім. До першого ряду відносяться конусність – 1:500; 1:200; 1:100; 1:50; 1:20; 1:10; 1:5; 1:3; кути – 30°, 45°, 60°, 90°, 120°.

Малі конусності (1:500 ... 1:50) використовуються для нероз'ємних з'єднань (конічних штифтів та оправок, клинових шпонок, шпильок), які працюють в тяжких умовах – при вібраціях, ударному та знакозмінному навантаженні.

Конусність – 1:30 ... 1:7 забезпечує порівняно легке складання та розбирання, гарантують хороше центрування деталей з'єднання (конічних шийок, шпинделів верстатів, конусних болтів, напівмуфт на валах).

Конусність 1:6 ... 1:3 використовують в легко роз'ємних з'єднаннях (конічних фрикційних муфтах, запобіжних муфтах та з'єднувальних муфт, конуси шпинделів верстатів, конусних болтів).

Конуси з великим кутом більшим 30° використовують для конструктивного оформлення виробів.

Для призматичних деталей, крім нормальних кутів, ГОСТ 8908–81 допускає застосовувати шість стандартних ухилів  $S$  від 1:500 до 1:10, які чисельно відповідають значенням шести перших конусностей ряду 1 (див. табл. 10.1).

## **10.2 Точність кутових розмірів**

Стандартом встановлено 17 ступенів точності кутів. Від 1 до 17, в порядку зниження точності. В технічній документації ступені точності проставляють після умовного позначення допуску кута (наприклад АТ7). Величина допуску змінюється від одного ступеню точності до іншого за геометричною прогресією з множителем 1,6. Найвища точність кутів в серійному та масовому виробництві є 5,6 ступінь (конусні калібри). Деталі високої точності оброблюють за 7,8 ступенем точності (конуси інструменту, кінці валів, які центруються під зубчаті колеса високої точності, конуси фрикційних деталей, центрові гнізда, кутові пази в напрямних). Ступені 13...15 – у деталях зниженої точності.

## Допуски кутів

Допуск кута  $AT$  (від фр. Angle tolerance – кутовий допуск) являє собою різницю між найбільшим й найменшим граничними значеннями кута.

В стандартах встановлені допуски в мікрорадіанах, а також округлене значення допуску кута  $AT_\alpha$  в градусах, хвиликах та секундах. Ті ж самі допуски даються у вигляді лінійних величин для конічних поверхонь якщо конусність не перевищує 1:3, і  $AT$  для поверхонь з більшою конусністю та призматичних елементів.

Таблиця 10.1 – Ступені точності конусів в залежності від застосування

Ступінь точності	Приклади застосування	Методи досягнення необхідної точності.
5	Зовнішні конуси вищої точності, що призначають для з'єднань, що вимагають герметичності; конусні калібри-пробки.	Тонке шліфування з поступовим доведенням
6	Внутрішні конуси вищої точності, конусні калібри-втулки.	
7	Деталі високої точності, що вимагають гарного центрування; кінці, що центрують, валів (осей) під зубчасті колеса й отвори в зубчастих колесах високих ступенів точності; конуси інструментів; конусні калібри.	Шліфування, розгортання й точіння високої точності
10 11 12	Деталі нормальної точності: конуси фрикційних деталей з наступним притиранням центруючих кінців вісей, центри й центрові гнізда, напрямні планки, кутові пази в повідцях дискових гальм, у каретках.	Чистове точіння. Шліфування, розгортання, слюсарна обробка, фрезерування високої точності.
13 14 15	Деталі зниженої точності; частини деталей, стопорних механізмів. Кутові пази в зірочках, виступи в кулачкових шайбах і повідцях, стопорні втулки до повідців, конічні поглиблення під головки гвинтів.	Обробка на верстатах звичайної точності: чистове фрезерування, стругання, гостріння, зенкування, шліфування, вирубування на штампах.
16 17	Розміри, точність яких не регламентується (вільні розміри)	Груба обробка на верстатах, литво, пресування пластмас

*Примітка.* Розповсюджені методи виміру не забезпечують визначення зовнішніх конусів 1–4, а для внутрішніх конусів 5 ступінь точності.

Кутові допуски задаються залежно від номінальної довжини конуса  $L$  (при конусності  $C \leq 1:3$ ) або залежно від довжини твірної конуса  $L_1$  (при  $C >$

1:3, тобто для  $\alpha > 30^\circ$ ); для призматичних елементів деталей – завжди залежно від довжини меншої сторони кута, позначуваної  $L_1$ .

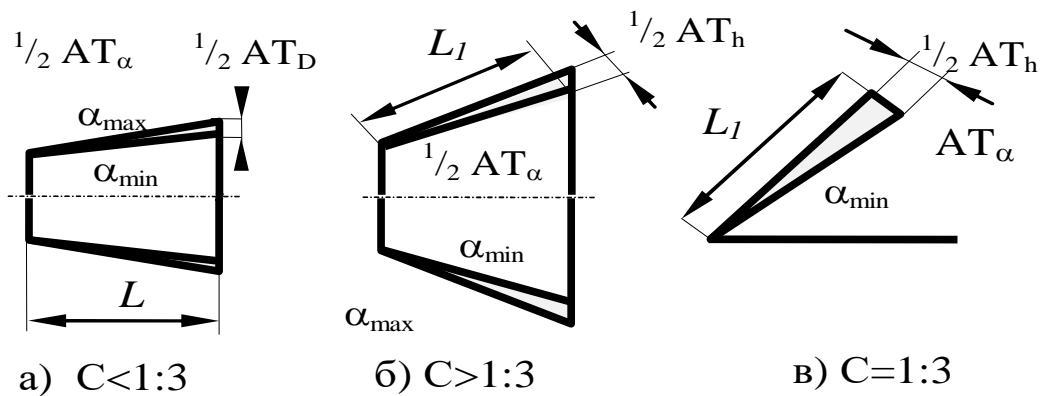


Рисунок 10.2 – Проставлення допусків на кути:  
а, б – конусів; в – призматичних деталей

Допуск кута може виражатися:

- 1) у кутових одиницях радіанної і градусної мір  $AT_\alpha$  (точне значення) і  $AT_\alpha$  (округлене значення допуску в градусному вимірі) рис.10.2,а;
- 2) довжиною протилежного відрізка на перпендикулярі до сторони кута на відстані  $L$ , від вершини (цей відрізок приблизно дорівнює дузі з радіусом  $L_1$ )  $AT_h$  (рис.10.2,б);
- 3) допуском на різницю діаметрів у двох перетинах конуса на відстані  $L$  між ними  $AT_D$  (рис.10.2,в).

Допуски кутів конусів з конусністю не більше 1:3 повинні призначатися залежно від номінальної довжини конуса  $L$  (різниця між довжиною конуса й утворюючої в цьому випадку не більше 2%). При великій конусності допуски призначаються в залежності довжини утворюючого конуса  $L$ . Зв'язок між допусками й кутових і лінійних одиницях виражається наступною формулою:

$$AT_h = AT_\alpha \times L_1 \times 10^{-3}$$

де  $AT_h$  виражається в мкм;  $AT_\alpha$  – у мкрад;  $L_1$  – у мм.

Для малих кутів ( $C \leq 1/3$ )  $AT \approx AT_h$ ,

Для конусів з конусністю більше 1:3 значення  $AT_D$  визначають по формулі:  $AT_D = AT_h \cos \alpha/2$ , де  $\alpha$  – номінальний кут конуса.

Допуски кутів можуть бути задані  $+AT$  або  $-AT$  чи симетрично  $\pm AT/2$  ві-

дносно номінального розміру кута (рис. 10.3).

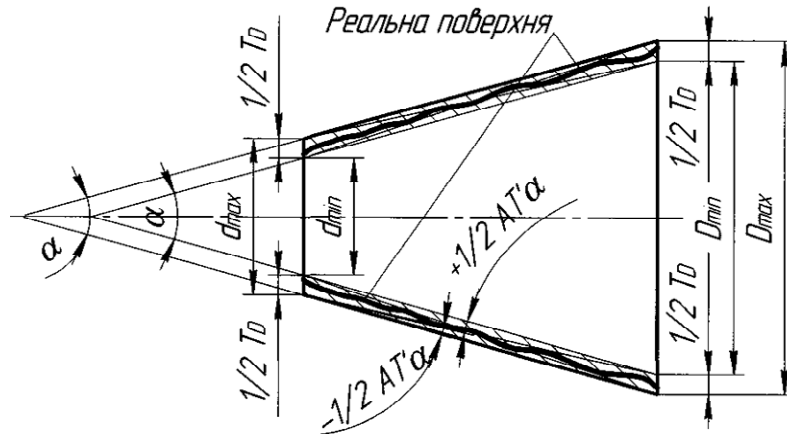


Рисунок 10.3 – Розташування допуску на конусі

Стандарт дозволяє задавати допуски на конуси двома способами. При першому задається допуск ( $T_d = T_D$ ) діаметра конуса в будь якому перетині. Він визначає поле допуску, обмежене двома паралельними конусами, між якими повинні знаходитись всі точки реальної поверхні конуса. Тим самим обмежуються відхилення розмірів кута та конуса, а також форми (рис. 10.4.) Цей спосіб рекомендовано для конічних посадок отриманих шляхом суміщення конструктивних елементів або встановленням заданої базовідстані  $Z_p$ .

При іншому способі допуски на параметри конуса задаються окремо, роздільно нормуючи кожен вид допусків:  $T_{DS}$  – допуск у заданому перетині конуса (ГОСТ 25307–82),  $AT$  (у кутових  $AT_\alpha$  або лінійних  $AT_h$  одиницях – ГОСТ 8908–81), а також нормуючи допуски форми ( $T_{FR}$  і  $T_{FL}$  – ГОСТ 24643–81).

Числові значення допусків кутів одного і того ж ступеня точності з збільшенням довжини зменшуються. Це пояснюється тим, що збільшення довжини поверхні полегшує встановлення та вивірку деталі на верстаті, що приводить до зменшення похибок при обробці.

Погрішності кутів ухилу сполучених деталей мало позначаються на зміні базовідстані  $\Delta z_p$ . Зате вони сильно впливають на характер контакту сполучених конусів. Більш бажаним є спряження конусів по великому діаметрі. Це забезпечує більшу точність (менше тиск і зношування, надійніше передача  $M_{кр}$ ). Для забезпечення в початковому положенні контакту в більших основ конусів варто призначати одnobічні граничні відхилення: для зовнішнього конуса  $+AT_e$ , для вну-



трішнього конуса  $-AT_i$ .

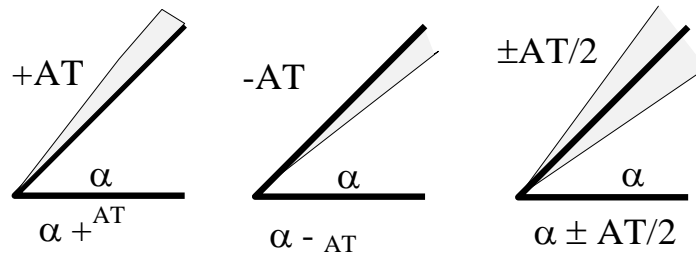


Рисунок 10.4 – Поля допусків на кутіві

Допуски на спряжені конуси можуть бути односторонніми або симетричними. Щоб зменшити коливання базовідстані, допуски на обидва конуси рекомендують задавати однаковими. Для утворення конічних посадок стандарт встановлює ряд полів допусків згідно норм ЄСДП.

У з'єднаннях з фіксацією конусів по конструктивних елементах або заданій базовідстані при призначенні посадок варто застосовувати поля допусків 4 .. 9-го; квалітетів з основним відхилом Н для внутрішніх конусів (тобто в системі отвору) і кожним з основних відхилів  $d, e, f, g, h, j_s, k, m, n, p, r, s, t, i, x, m$ , з урахуванням розподілу кожного з них у межах згаданих квалітетів. Рекомендується в посадках сполучати поля допусків одного квалітету. Також допускається робити точність зовнішнього конуса на два квалітети меншою. Для невказаних граничних відхилів використовують відхили по  $\pm AT16, \pm AT17$ .

Докладний розрахунок співвідношення між допусками діаметра, кута й форми конуса, з'єднань наведений у ГОСТ 25307–82. Похибку базовідстані визначають по формулі:

$$\Delta Z_p = \frac{T_d}{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}$$

### 10.3 Інструментальні конуси

Конуси інструментальні – конуси, які використовуються для конічних хвостовиків різального інструменту, отворів шпинделів верстатів, перехідних втулок, оправок. Вони поділяються на інструментальні та конуси Морзе.

Для інструментальних конусів використовують 5 ступенів точності.: від АТ4 до АТ8. Для кожного ступеня точності задаються граничні відхилення кута конуса, а також відхилення від прямолінійності твірної і від круглості в будь-якому перетині по довжині конуса. Ступені точності АТ4 і АТ5 використовують тільки для зовнішніх конусів.

Окрему групу становлять так звані інструментальні конуси, які застосовують для конічних хвостовиків різального інструменту, конічних отворів шпинделів верстатів, конічних поверхонь перехідних втулок або верстатних оправок різного призначення (для встановлення фрез, контролю точності). До інструментальних конусів відносять конуси метричні й конуси Морзе, перелік і основні розміри наведені в ГОСТ 25577–82.

*Метричні конуси* (ГОСТ 25577–82) мають постійну конусність  $S$  1:20 і визначаються розміром більшого діаметру з'єднання, в мм. Стандартом визначені наступні розміри великої основи: 4, 6, 80, 100, 160, 200.

*Конуси Морзе* набули широкого застосування у верстатах і верстатних пристроях для центрування інструментів. Їх конусність коливається біля 1:20. Відповідно розміру конуси Морзе умовно позначають номерами від 0 до 6. ГОСТ 9953–82 встановлює розміри й позначення вкорочених конусів Морзе. Нижче наведені позначення конусів Морзе і відповідні їм наближені значення великого діаметра конічного з'єднання:

Конус Морзе	0	1	2	3	4	5	6
$D$ , мм	9	12	18	24	31	44	63

Розроблені також укорочені конуси Морзе. Вони позначаються цифрами В7, В10, ...В45, де число означає округлене значення великого діаметру конічного з'єднання. Основні параметри інструментальних конусів наведені в довідниках, що дозволяє обмежуватися їхнім умовним позначенням.

Укорочений конус Морзе	$B7$	$B10$	$B12$	$B16$	В18	В22	В24	В32	В45
$D$ , мм	7	10	12	16	18	22	24	32	45

Для всіх ступенів точності від *AT4* до *AT8* окремо нормуються граничні відхилення кута (ГОСТ 2848–75) конуса (мкм) на довжині конуса, відхил від пря- молінійності твірної, відхил від круглості в будь-якому перетині по довжині конуса. Відхил кута конуса від номінального розміру варто розташовувати «у плюс» для зовнішніх конусів і «у мінус» для внутрішніх. Крім того, встановлені допуски на довжину конусів, розміри лапок і вікон, залежні допуски на симет- ричність площин лапок у зовнішніх конусів і площин вікон внутрішніх конусів і ін (рис.10.5).

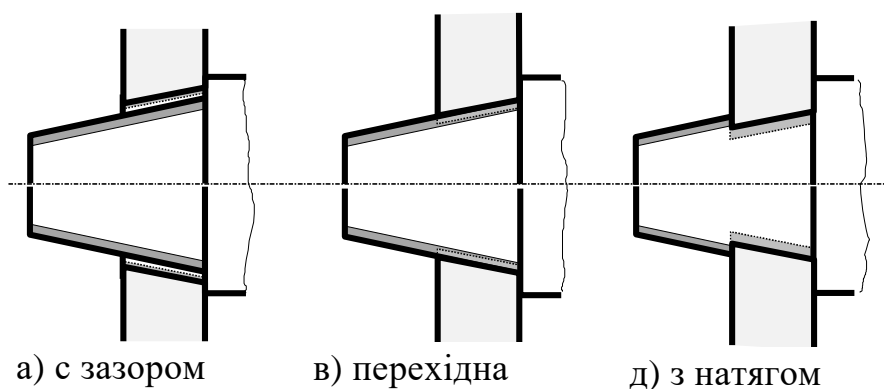


Рисунок 10.5 – Конічні з’єднання отримані суміщенням конструктивних елементів

Правила нанесення розмірів, допусків і посадок конусів установлені ГОСТ 2.320–82. Нижче наведені приклади умовної позначки інструментальних конусів: Метр. 120 *AT8* ГОСТ 25577–82, Морзе 3 *AT7* ГОСТ 25577–82, Морзе В16 *AT6* ГОСТ 9953–82. До насадних зенкерів і розверток встановлені спеціальні інструментальні конуси з конусністю  $C = 1:30$ .

### ***Поняття про вимір і контроль кутів і конусів***

Вимір кутових розмірів залежно від необхідної точності виконують або безпосередньо за допомогою різних кутомірів або на інструментальних мікроскопах, проекторах, оптичних ділильних головках, за допомогою призматичних кутових мір, або побічно з використанням двох мірних кілець, за допомогою роликів і кульок, за допомогою синусної лінійки.

Комплексний контроль калібрами роблять в основному по осьовому положенню конусного калібру щодо бази конусної деталі. Тим самим він зводить-

ся до контролю базовідстані  $z$ , а через нього й сумарну похибку діаметрів і кута конуса. Основні розміри, допуски й технічні вимоги до калібрів для інструментальних конусів нормовані стандартом.

Ступінь прилягання калібру й характер контакту (по малому або великому діаметрі) у звичайних випадках визначає контролер по хитанню вставленого калібру, а у відповідальних випадках – використовують метод перевірки на фарбу. Калібр намащений фарбою із деяким зусиллям провертають щодо деталі, після чого перевіряють сліди фарби на конічній поверхні. Вони повинні відповідати по площі й місцю розташування нормативам.

#### **10.4 Система допусків і посадок для конічних з'єднань**

Конічні з'єднання отримують сполученням зовнішнього та внутрішнього конусів, які мають однакові номінальні кути конусів чи конусності.

Конічні з'єднання можуть бути з зазором, перехідними, з натягом. Поля допусків зовнішнього і внутрішнього конусів рекомендується вибирати одного квалітету.

Характер конічного з'єднання, визначається різницею до складання діаметрів внутрішнього та зовнішнього конусів у їх поперечному перерізі, які спрягаються після фіксації взаємного осьового положення.

Конічне з'єднання в порівнянні із циліндричним має переваги: можна регулювати величину зазору або натягу відносним змішанням деталей уздовж осі; при нерухомому з'єднанні з натягом можливі часте розбирання й зборка складальних одиниць (вузлів); конічні з'єднання забезпечують гарне центрування деталей і герметичність.

Для конусів установлюють допуски: діаметра конуса в будь-якому перетині  $T_D$ , у заданому перетині  $T_{DS}$ ; кута конуса  $AT$ , форми конуса (допуск круглості  $T_{FR}$  і допуск прямолінійності утворюючої  $T_{FL}$ ).

По способі фіксації осьового розташування сполучених конусів посадки підрозділяють: Шляхом сполучення конструктивних елементів конусів (базо-

вих площин) (рис. 10.6); при цьому способі фіксації можливе одержання посадок із зазором, перехідних і з натягом.

По заданій осьовій відстані  $Z_p$  між базовими площинами (рис. 10.7). Цей спосіб фіксації дозволяє одержати посадки з зазором, перехідні, з натягом. Послідовне розсування конусів утворює посадку з зазором, а суміщення – посадку з натягом. Після з'єднання стан спряжених конусів фіксується.

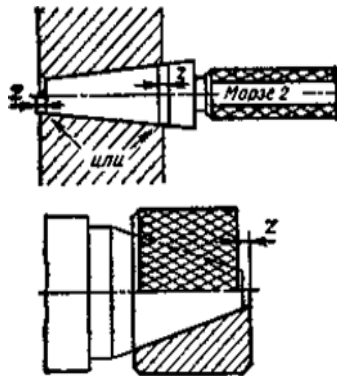


Рисунок 10.6 – Комплексний контроль калібрами

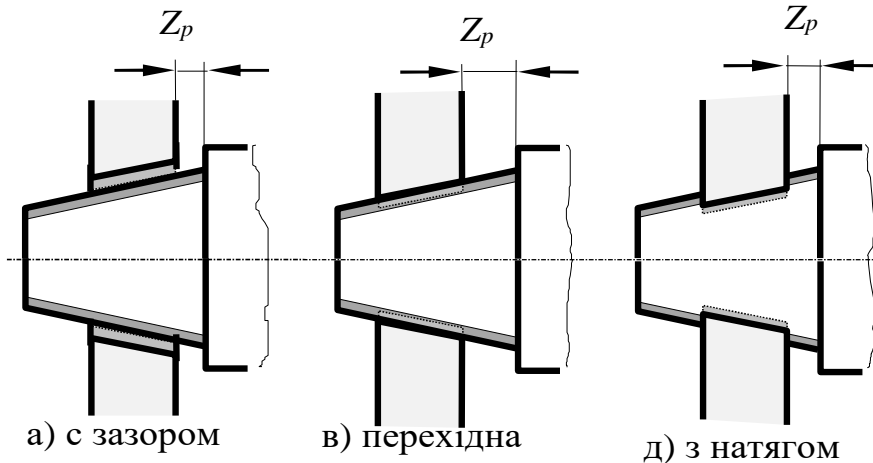


Рисунок 10.7 – Конічні з'єднання утворені по заданій базовідстані спряжених конусів

По заданому осьовому зсуву  $Z_e$  конусів від їхнього початкового положення (рис. 10.8,а); при цьому способі фіксації забезпечується одержання посадок із зазором і з натягом. По заданому зусиллю запресування  $F_s$ , прикладеному до початкового положення спряжених конусів (рис. 10.8, б). Цей спосіб фіксації дозволяє отримувати лише натяг.

В з'єднаннях з фіксацією конусів по конструктивним елементам або заданій базовідстані посадки призначають в системі отвору. Точність визначається функціональним призначенням з'єднання і вибирається в межах 4...9 квалітетів. Рекомендується сполучати поля допусків діаметрів зовнішнього та внутрішнього конусів одного квалітету. В обґрунтованих випадках допускається суміщення полів допусків різних квалітетів. При цьому більший допуск призначається для внутрішніх конусів, а допуски зовнішнього та внутрішнього конусів не повинні відрізнятися більш ніж на 2 квалітети

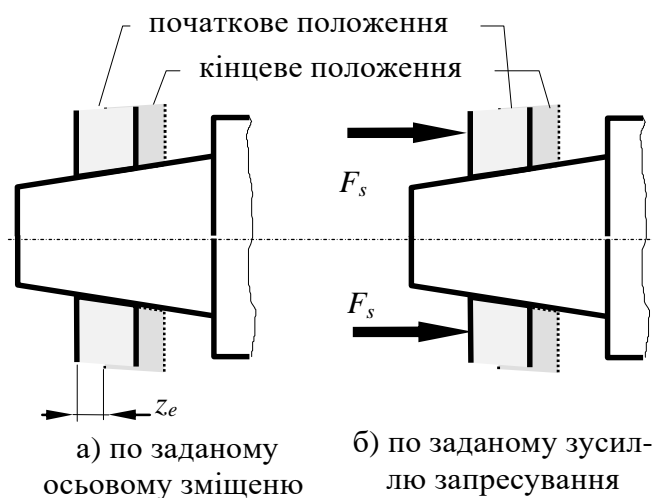


Рисунок 10.8 – Схеми утворення конічних посадок з натягом

У посадках з фіксацією шляхом сполучення конструктивних елементів і по заданій осьовій відстані між базовими площинами (рис. 10.6, 10.7) допуски конусів бажано нормувати першим способом, оскільки й цих посадках величини зазорів або натягів залежать від граничних відхилів діаметрів сполучених конусів. У посадках з фіксацією по заданому осьовому зсуві або по заданому зусиллю запресування (рис. 10.8) допуски конусів переважно нормувати другим способом, тому що в цих посадках величини зазорів або натягів визначаються умовами складання. На нерівномірність зазорів або натягів і на довжину контакту впливають тільки допуски кута й форми конуса, допуски діаметра впливають лише на базовідстань з'єднання.

### Позначення на кресленні конічних з'єднань

В технічній документації конусність позначається рівнобічним трикутником, гострий кут якого направлений в сторону вершини конуса, а її числове значення задається відношенням  $1:L$ , де  $L$  – довжина на якій різниця діаметрів дорівнює один мм. Наприклад конусність  $1:5$  може бути задана ухилом  $1:10$ .

На кресленні величину і форму конуса визначають нанесенням трьох розмірів. Допускається вказувати додаткові розміри, як довідкові. Граничні відхилення конуса ставлять безпосередньо під позначенням конусності. Якщо заданий допуск  $T_d$  діаметра конуса в будь якому перетині, то значення конусності або кута розміщують у прямокутній рамці. (рис. 10.9). При посадці суміщенням конструктивних елементів спряжених конусів розміри, які визначають характер з'єднання на складальному кресленні вказують як довідкові (рис. 10.10).

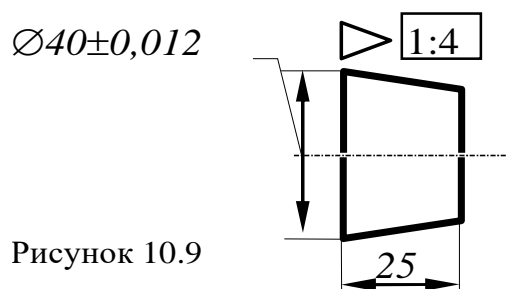


Рисунок 10.9

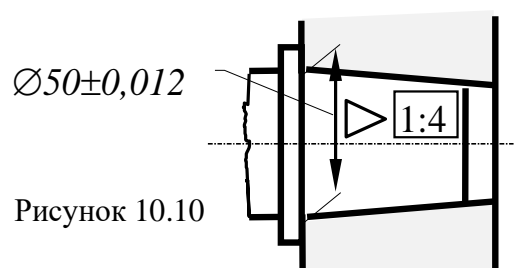


Рисунок 10.10

При посадці з фіксацією по заданій вісьовій відстані на кресленні між базовими поверхнями спряжених конусів вказується його розмір, розміщений в прямокутній рамці, а розмір, який визначає характер з'єднання приводиться як довідковий (рис. 10.11). При посадці з фіксацією по заданому взаємному осьовому суміщенню спряжених конусів від їх початкового розташування вказують розмір осьового суміщення, а початкове розташування конусів позначають штрих пунктирною лінією з двома крапками. Розміри, які визначають початкове розташування базовідстані з'єднання і сполучення полів допусків сполучених конусів, можуть бути вказані як додаткові.

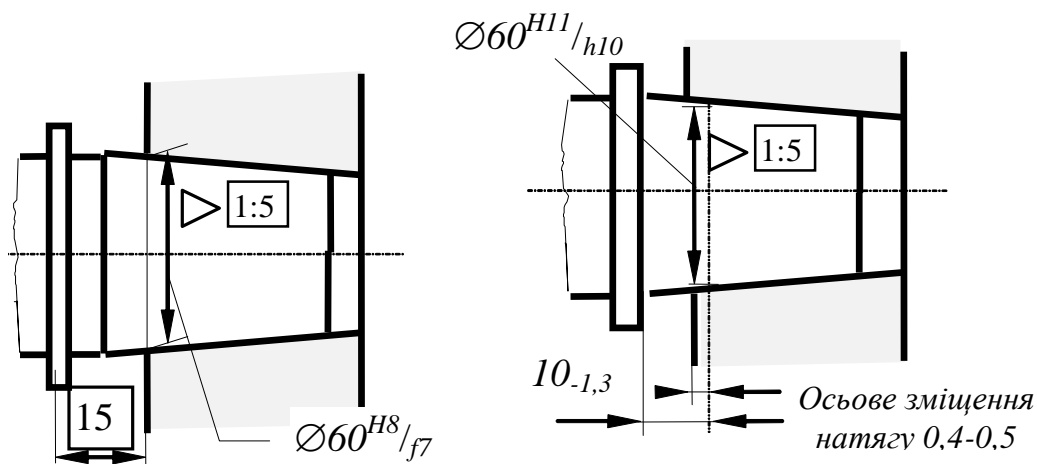


Рисунок 10.11 – Нанесення розмірів, допусків та посадок конусів на кресленні

На рис. 10.12 представлені ескізи конічного з'єднання, а також зовнішнього і внутрішнього конусів з допусками, проставленими за ГОСТ 2.320–82.

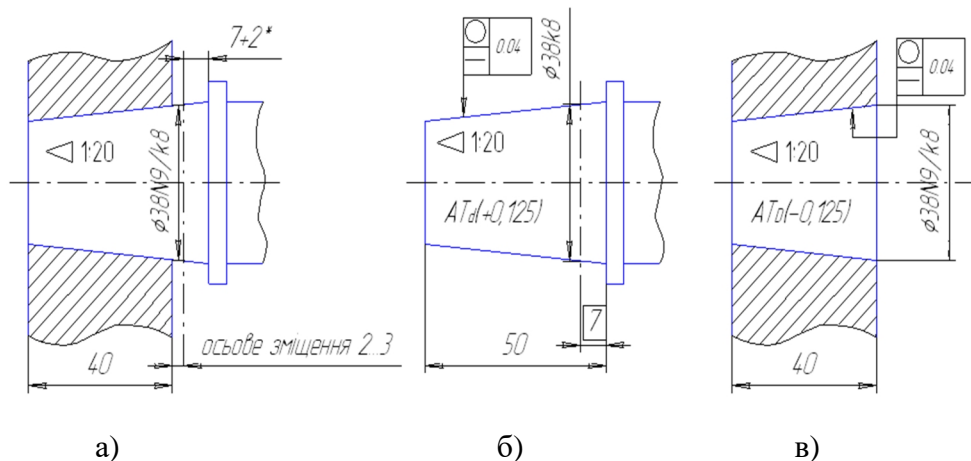


Рисунок 10.12 – Приклади проставлення відхилів форми та розташування на кресленні конічного з'єднання (а), зовнішнього (б) і внутрішнього (в) конусів

### Питання і завдання для самоперевірки до розділу 10

1. Специфічні властивості конусних з'єднань.
2. Визначення і нормування параметрів конусів.
3. Як задаються допуски на кути і конуси?
4. Способи завдання допусків на конуси. Области їхнього застосування.
5. У якій системі, яких квалітетах і з якими основними відхилами утворюють конічні посадки?
6. Різновиди інструментальних конусів. Їх види, ступені точності, позначення в технічній документації.
7. Чим і як вимірюють або контролюють конуси?



## РОЗДІЛ 11 ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ, МЕТОДИ І ЗАСОБИ КОНТРОЛЮ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ

### 11.1 Різновиди та особливості різьбових з'єднань

По призначенню різьби поділяють на загального призначення (кріпильні, кінематичні) і спеціальні. По профілю поперечного перерізу (трикутні, трапецеїдальні, прямокутні, круглі), по числу заходів, по напрямку гвинтової лінії (праві, ліві), за формою нарізаної поверхні (циліндричні й конічні). Для одержання герметичних з'єднань використовують поверхню конуса для нарізання різьби. До *кріпильних різб* відносять метричну й дюймову. Метрична різь є універсальною. До *кінематичної різьби* відносять різьбу призначену для передачі руху й зусиль, які мають трапецеїдальний або прямокутну форму профілю.. Прямокутні різьби мають найменші втрати на тертя, але не стандартизовані й не рекомендуються до застосування через нетехнологічність виготовлення й складності одержання з'єднань без осьового люфту. *Упорна різь* призначена для сприйняття однобічних великих навантажень. *Трубні різьби* стандартизовані в світовому масштабі використовуються для газо, водонепроникаючих з'єднань, за допомогою ущільнень.

Загальними вимогами для всіх нарізок є забезпечення згвинчування незалежно виготовлених деталей без припасування, зберігаючи при цьому надійне виконання експлуатаційних функцій. Наприклад, довгостроково зберігати міцність з'єднання, при перетворенні обертового руху в поступальний забезпечуючи при цьому плавність ходу й високу навантажувальну здатність (преси, домкрати) або точність переміщення (ходові гвинти верстатів). Це досягається точністю і узгодженості осьових і кутових переміщень (мікрометричні гвинти вимірювальних засобів). Основні поняття, визначення і позначення елементів циліндричних і конічних нарізок встановлює ДСТУ 2497–94 (ГОСТ 11708–82). Основні елементи і параметри різьби показано на рис. 11.1. До елементів різьби і параметрів профілю відносять:

*Зовнішній діаметр різьби* ( $d$ ,  $D$ ,  $D_4$ )– Діаметр уявного прямого кругового

циліндра, описаного навколо вершин зовнішньої або западин внутрішньої циліндричної різьби.

*Внутрішній діаметр різьби* ( $d_1, d_3, D_1$ ) – діаметр уявного прямого кругового циліндра, вписаного у западини зовнішньої або у вершини внутрішньої циліндричної різьби.

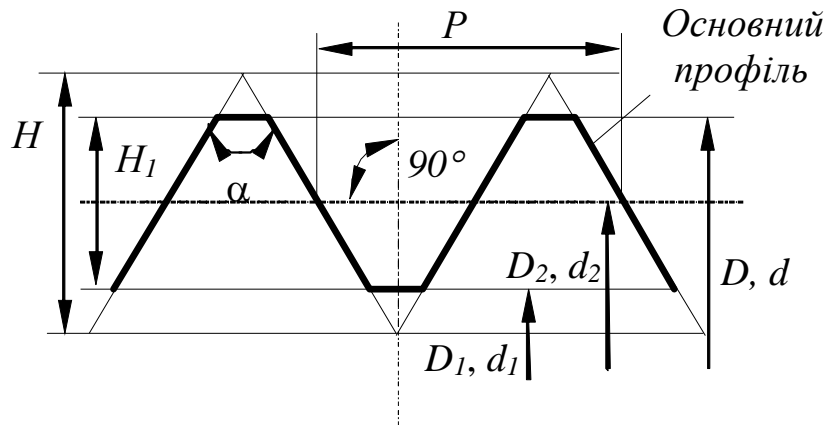


Рисунок 11.1 – Схема метричної різьби з умовними позначеннями її параметрів

*Середній діаметр різьби* ( $d_2, D_2$ ) – діаметр уявного, співвісного з різьбою прямого кругового циліндра, твірна якого перетинає профіль різьби таким чином, що її відрізки, утворені перетином з канавкою, дорівнюють половині номінального кроку різьби.

*Висота вихідного трикутника різьби* ( $H$ ) – відстань між вершиною та основою вихідного трикутника різьби у напрямку, перпендикулярному до осі різьби.

*Крок різьби* ( $P$ ) відповідає відстані між сусідніми однойменними (лівими або правими) бічними сторонами профілю в напрямку, паралельному осі різьби. При кількох заходах з'являється поняття хід різьби  $t$  — відносне поздовжнє переміщення за один оберт гвинта (гайки) і дорівнює добутку кроку на число заходів:  
 $t = Pn$ ;

*Кут профілю різьби* ( $\alpha$ ) – кут взаємного схрещування бічних сторін профілю;  $\alpha = \alpha_{лев} + \alpha_{прав}$ . Для симетричної різьби  $\alpha_{лев} = \alpha_{прав} = \alpha/2$ .

*Кут підйому різьби* ( $\psi$ ) – кут підйому різьби, визначає ступінь опору під навантаженням. Для кінематичних різьб  $tg\psi$  повинен бути меншим за коефіцієнт те-

ртя ( $f_{тр}$ ). Кут підйому різьби визначається на середньому діаметрі по залежності  $tg\psi = t/(\pi d_2) = t/(\pi D_2)$ .

Довжина згвинчування  $l$ , рівна довжині зіткнення гвинтових поверхонь зовнішньої й внутрішньої різьби в осьовому напрямку. З умови рівномірності різьби болта на зріз і його тіла на розрив для метричних різьблень з великим кроком довжина згвинчування становить  $0,8d$ , вона прийнята як висота стандартних гайок.

Номинальний контур різьби визначає найбільший граничний контур різьби болта та найменший контур різьби гайки. Від номінального контуру у напрямку перпендикулярно осі різьби відраховують відхили і розташовують поля допусків діаметрів різьби болта, в протилежний бік – поля допусків діаметру гайки. Для забезпечення скручування з'єднань дійсні контури загвинчуваних деталей, які визначаються дійсними значеннями діаметрів, кутів і кроку різьби, не повинні виходити за граничні контури по всій довжині різьби.

### Поля допусків на різьбу

Поле допуску різьби – сукупність полів допусків зовнішнього, середнього та внутрішнього діаметрів різьби (рис.11.2).

Всі відхили і допуски відраховують від номінального профілю в напрямку, перпендикулярному осі різьби. На схемах прийнято вказувати половинні величини, уявляючи інші половини розташованими на діаметрально протилежних профілях виробу.

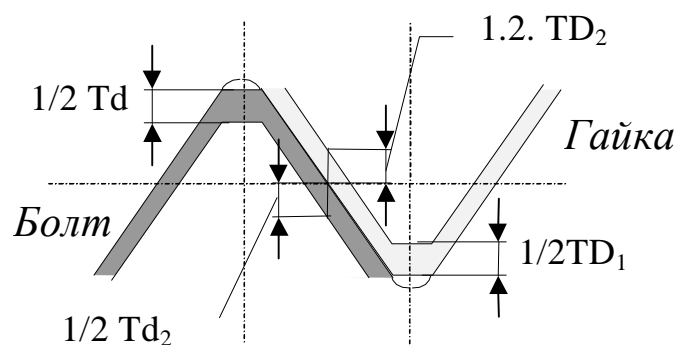


Рисунок 11.2 – Розташування полів допусків зовнішньої та внутрішньої різьб

Різьба повністю визначається п'ятьма параметрами: трьома діаметрами, кроком і кутом нахилу бічних сторін. Нормуються поля допусків лише середній діаметр і додатково  $d$  у зовнішніх або  $D_1$  у внутрішніх різьб.

### ***Граничні контури***

Номинальний контур різьби визначає найбільший контур різьби болта і найменший контур різьби для гайки. Він є контуром найбільшого максимуму матеріалу на обробку. Від номінального контуру в напрямленні, перпендикулярному до осі різьби відраховують відхили і розташовують вниз поля допусків діаметрів різьби болта, і в протилежному напрямку – поля допусків діаметрів різьби гайки. При виготовленні різьб можливі похибки профілю різьби. Для забезпечення згвинчуємості і якості з'єднань дійсні контури згвинчуємих деталей, які визначаються дійсними значеннями діаметрів і кута і кроку різьби не повинні виходити за межі граничного контуру на всій довжині згвинчування.

## **11.2 Посадки різьбових з'єднань**

Різьби контактують по бічним сторонам профілю. Можливість контакту по вершинам і западинам різьби виключена відповідним розташуванням полів допусків по  $d(D)$  і  $d_1(D_1)$ . В залежності від характеру спряження по бічним сторонам профілю (по середньому діаметру) розрізняють посадки з *зазором*, *натягом*, *перехідні*.

*Посадка у різьбовому з'єднанні* – характер різьбового з'єднання деталей, що визначається різницею середніх діаметрів зовнішньої та внутрішньої різьб до складання.

*Посадка з зазором у різьбовому з'єднанні*, за якої поле допуску середнього діаметра внутрішньої різьби розташоване над полем допуску середнього діаметра зовнішньої різьби; у з'єднанні забезпечується зазор.

*Посадка з натягом у різьбовому з'єднанні* – посадка, за якої поле допуску середнього діаметра зовнішньої різьби розташоване над полем допуску середнього діаметра внутрішньої різьби, у з'єднанні забезпечується натяг.

Посадки з натягом – визначаються по середньому діаметру. Посадки передбачені тільки в системі отвору, яка має більші технологічні переваги. Граничні відхили обмежують поле допуску середньої – зовнішньої різьби. Верхній відхил зовнішнього діаметру внутрішньої різьби не регламентоване. Посадки з натягом використовують для встановлення шпильок в корпус.

Відхил кроку профілю різьби і його діаметральна компенсація (рис. 11.3).

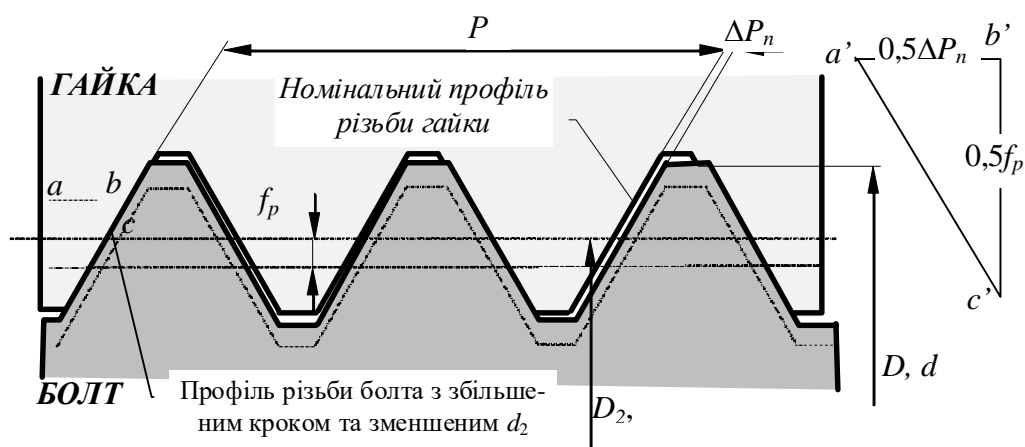


Рисунок 11.3 – Відхилення кроку  $\Delta P_n$  та його діаметральна компенсація  $f_p$

Відхилом кроку  $\Delta P$  називають різницю між дійсним та номінальними відстанями в осьовому напрямку між двома середніми точками будь-яких однойменних бічних сторін профілю в межах довжини згвинчування.

Якщо крок на довжині закручування збільшений на  $\Delta P_n$  При рівності діаметрів різьб болта та гайки ці деталі не згвинчуються. Якщо умовно сумістити ліві бічні сторони  $AB$  профілів різьб болта та гайки, то згвинчування стане неможливим, що відбувається внаслідок перекриття правих сторін профілів різьб. В цьому випадку праві бокові сторони  $EF$  профілю різьби болта і  $CD$  профілю різьби гайки не сумістяться. Згвинчування різьбових деталей, які мають похибки кроку різьби, можливо тільки при існуванні різниці  $f_p$  їх середніх діаметрів, отриманих, як в результаті зменшення середнього діаметра різьби болта або збільшення середнього діаметра різьби гайки. При зменшенні середнього діаметру різьби болта на  $f_p$  профіль його різьби зміститься до осі в верхній частині на  $0,5 f_p$  і в нижній частині також на  $0,5 f_p$ . Нове положення профілю різьби болта показано штриховою лінією. Бокова сторона профілю  $EF$  різьби болта займає

тепер положення  $E'F'$ . Крім того весь болт може бути зміщений вліво на  $ab$ . З цього випливає, що при  $ab=a'b'=0,5\Delta P_n$ , бокова сторона профілю різьби болта  $EF$  може бути суміщена з боковою стороною  $CD$  профілю різьби гайки, тобто згвинчування стає можливим.

З трикутника  $a'b'c'$ , в якому  $b'c'=0,5f_p$ , знайдемо

$$0,5f_p=0,5\Delta P_n \operatorname{ctg}(\alpha/2) \text{ або } f_p = \Delta P_n \operatorname{ctg}(\alpha/2) \quad (11.1)$$

величину  $f_p$  називають діаметральною компенсацією похибки кроку і визначають по формулам ( $f_p$  і  $\Delta P_n$  в мікрометрах) :

Відхил кута профілю різьби і його діаметральна компенсація

*Відхил кута різьби  $\Delta\alpha$*  – різниця між дійсною та номінальною відстанню в осьовому напрямку між двома середніми точками будь-яких однойменних сторін профілю в межах заданої довжини. Ця похибка може бути визвана похибкою повного кута, перекосом профілю відносно осі деталі а також сполученням цих обох факторів.

При аналізі похибок кута профілю різьби в звичайному випадку вимірюють не кут  $\alpha$ , а половину кута  $\alpha/2$ , який для метричної різьби дорівнює  $30^\circ$ . Вимірюючи  $\alpha/2$ , можливо встановлювати не тільки величину  $\alpha$ , але і переки різьби.

Відхил  $\Delta\alpha/2$  при симетричному профілі різьби знаходять як середнє арифметичне абсолютних значень відхилів обох половин кута профілю:

$$\Delta\alpha/2 = 0,5 (|\Delta(\alpha/2)_{np}| + |\Delta(\alpha/2)_{лев}|) \quad (11.2)$$

На рис. 11.4 показано перетин різьби гайки з номінальним профілем 1, на яке накладені перетин різьби болта 2, якій дає похибки половину кута профілю  $\Delta\alpha/2$ . При рівності діаметрів різьби болта та гайки згвинчування цих деталей неможливо внаслідок перекриття профілів різьби. Згвинчування різьбових деталей, які мають похибку кроку, можливо тільки при існуванні необхідного зазору по середнім діаметрам їх різьби, тобто при діаметральній компенсації  $f_\alpha$  цієї похибки, яка може бути отримана в результаті зменшення середнього діаметру різьби болта або збільшення середнього діаметру різьби гайки.

Величину  $f_\alpha$  можливо знайти з трикутника  $DEF$ . Використавши теорему синусів, отримаємо:

$$\frac{EF}{ED} = \frac{\sin \Delta\alpha / 2}{\sin[\pi - (\alpha / 2 + \Delta\alpha / 2)]}, \quad (11.3)$$

де  $EF=0,5f_\alpha$ ;  $ED=h/\cos(\Delta\alpha/2)$ .

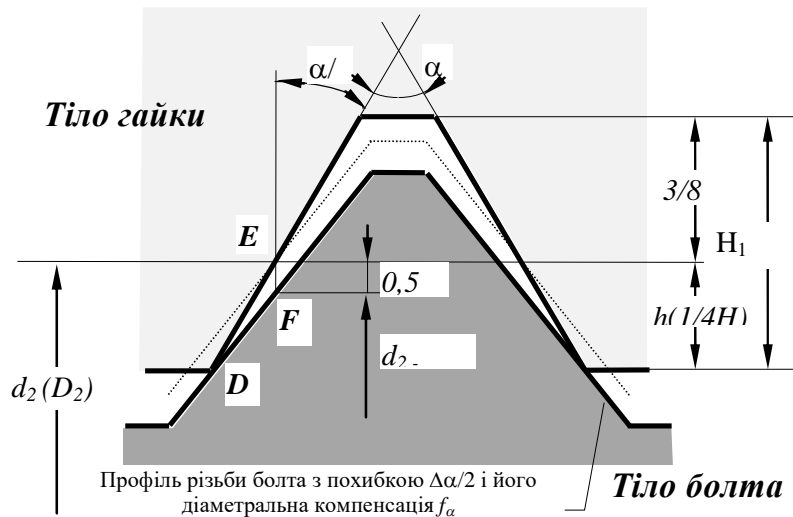


Рисунок 13.4 – Діаметральна компенсація кутової похибки

Кут  $\Delta\alpha/2$  є відносно малою величиною, тому можна прийняти

$$\sin[\pi - (\alpha/2 + \Delta\alpha/2)] \approx \sin(\alpha/2); \sin(\Delta\alpha/2) = \Delta\alpha/2.$$

Тоді рівняння (13.3) приймає вигляд

$$[0,5f_\alpha \cos(\alpha/2)] = (\Delta\alpha/2) / \sin(\alpha/2),$$

звідки після перетворень отримуємо

$$f_\alpha = (4h \Delta\alpha/2) / \sin(\alpha), \quad (11.4)$$

де  $\Delta\alpha/2$  – виражене в радіанах,  $h$  і  $f_\alpha$  – в міліметрах.

Залежності 11.1 та 11.4 дають можливість привести відхилення  $\Delta P$  і  $\Delta\alpha/2$  до одного напрямлення (діаметрального) і однієї розмірності.

### **Приведений середній діаметр різьби**

Для спрощення контролю різьб і розрахунків допусків введено поняття приведенного середнього діаметру різьби, яке враховує вплив на згвинчуємість величин  $d_2 (D_2)$ ,  $f_p$  і  $f_\alpha$ . Загвинчуваність можливо вважати забезпеченою якщо

різниця середніх діаметрів різьб болта і гайки не менше сум діаметральних компенсацій кроку і половині кута профілю обох деталей. Значення середнього діаметру різьби, збільшене для зовнішньої або зменшено для внутрішньої різьби на сумарну діаметральну компенсацію відхилів кроку і кута нахилу бічної сторони профілю, називають приведеним середнім діаметром.

*Приведений середній діаметр* – середній діаметр уявної ідеальної циліндричної різьби, яка має тіж крок та кути нахилу бічних сторін, що і основний або номінальний профіль різьби, і довжину, що дорівнює заданій довжині згвинчування і яка щільно, без взаємного натягу, спрягається з реальною різьбою по бічних поверхнях різьби.

Приведений середній діаметр для зовнішньої різьби:

$$d_{2np} = d_{2вим} + f_p + f_\alpha; \quad (11.5)$$

для внутрішньої різьби

$$D_{2np} = D_{2вим} - (f_p + f_\alpha); \quad (11.6)$$

Тут  $d_2$  і  $D_{2вим}$  – виміряні (дійсні) значення середнього діаметру зовнішньої та внутрішньої різьб. (В подальшому індекс <sub>вим</sub> опускаємо).

При точному визначенні приведенного діаметру необхідно враховувати відхили форми бічних поверхонь і інші похибки різьби. Приведений середній діаметр можна представити як середній діаметр теоретичної різьби, яка не має відхилів кута профілю і форми, яка загвинчується з дійсною різьбою без зазору і без натягу.

Для згвинчування болта з гайкою необхідна діаметральна компенсація як додатних так і від'ємних похибок кроку та половини кута профілю болта та гайки, тому в формулу (13.5)  $f_p + f_\alpha$  завжди входять зі знаком +, а в формулу (13.6) зі знаком –.

### ***Сумарний допуск середнього діаметра різьби***

Середній діаметр крок і кут профілю є основними параметрами різьби, так як вони визначають характер контакту різьбового з'єднання його міцність, точність поступального переміщення. Однак внаслідок взаємозв'язку між від-



хилами кроку, кута профілю і самих параметрів середнього діаметру різьби допустимі відхили окремо не нормують. (Виключення різьби з натягом, калібри і інструмент). Встановлюють тільки сумарний допуск на середній діаметр болта  $T_{D_2}$  і гайки  $T_{d_2}$ , який включає допустимий відхил середнього діаметру  $\Delta d_2(\Delta D_2)$  і діаметральні компенсації похибок кроку і кута профілю:

$$T_{d_2}(T_{D_2}) = \Delta d_2(\Delta D_2) + f_p + f_\alpha \quad (11.7)$$

Верхня межа сумарного допуску середнього діаметру зовнішньої різьби обмежує приведений середній діаметр  $d_{2\text{прив max}}$ , а нижня межа – середній  $d_{2\text{ min}}$ . Для внутрішньої різьби – це допуск, нижня межа яка обмежує приведений середній діаметр  $D_{2\text{пр min}}$ , а верхня межа – середній діаметр  $D_{2\text{ max}}$ , тому допуски  $T_{d_2}$  і  $T_{D_2}$  слід визначати відповідно як допустимі різниці між  $d_{2\text{прив max}}$  і  $d_{2\text{ min}}$  і між  $D_{2\text{ max}}$  і  $D_{2\text{пр min}}$ . Різниця  $T_{d_2}(T_{D_2}) - (f_p + f_\alpha)$  уявляє собою частину сумарного допуску середнього діаметру, яка може бути використана як допуск середнього діаметру при існуванні похибок кроку та кута профілю.

### 11.3 Метричні різьби

Різноманіття питань побудови профілю, допусків, позначення розмірів і точності, а також контролю метричних нарізок регламентується державних стандартів, які поширюються на всі різновиди метричних нарізок і встановлює єдиний для них номінальний профіль, загальний для болта й гайки, виходить із вихідного рівностороннього гостро вершинного профілю висотою  $H$  шляхом зрізу вершин витків по зовнішньому діаметрі на  $H/8$  і по внутрішньому діаметрі на  $H/4$ . Форма западин у внутрішніх різьблень не регламентується. Форма западин у зовнішніх різьблень не обумовлюється і може бути пласкою або зроблена по радіусу. Радіусна форма западин у зовнішніх різьблень є кращою в силу більшої міцності при циклічних навантаженнях. Відстань  $H/6$  використовується при проектуванні різального інструменту для нарізування зовнішніх нарізок. Величина  $H_1 = H - H/8 - H/4 = 5/8H$  відповідає максимально можливій робочій висоті профілю.

### Допуски метричних різьб

Система допусків повинна забезпечувати крім згвинчування ще й міцність утвореного різьбового з'єднання. Для метричних нарізок найбільш широко застосовується різьби з зазорами. Систему допусків для посадок із зазором у метричних нарізок загального призначення, що мають крок 0,2...6 мм (при діаметрах 1 .. 600 мм), встановлено відповідними стандартами.

### Ступені точності різьб

Стандартами встановлено для метричних нарізок ступені точності від третьої до дев'ятої, які для ряду діаметрів призначають лише вибірково.

Таблиця 11.1 – Ступені точності різьб

Вид різьби	Ø	Ступені точності							
Зовнішня	$d$	–	4	–	6	–	8	–	–
	$d_2$	3	4	5	6	7	8	9	10*
Внутрішня	$D_2$	–	4	5	6	7	8	9*	–
	$D_1$	–	4	5	6	7	8	–	–

\* Тільки для різьб на деталях із пластмас

Вихідним ступенем точності для розрахунку числових значень допусків є шоста. Допуск на середній діаметр зовнішніх нарізок визначають по формулі  $Td_2(6) = 90 P^{0,4} d_2^{0,1}$ . Допуск на середній діаметр внутрішніх нарізок того ж ступеня точності призначають більше (з метою вирівняти трудомісткість виготовлення):  $TD_2(6) = 1,32Td$ . Є спеціальні формули для підрахунку допусків  $Td(6)$  і  $TD_1(6)$ . Числові значення допусків інших ступенів точності одержують множенням допуску шостого ступеня точності на відповідні коефіцієнти:

Таблиця 11.2 – Коефіцієнти інших ступенів точності

Ступінь точності	3	4	5	6	7	8	9	10
Коефіцієнт	0,5	0,63	0,8	1	1,25	1,6	2	2,5

Залежно від області використання різьби поділяються за класами. Існує три класи точності: *точний*, *середній*, *грубий*. Для кожного класу точності використовуються свої ступені точності, які наведені в таблиці співвідношень між ступенем точності та класом точності різьб (табл. 11.3). Клас точності є комплексною характеристикою і залежить ще від довжини згвинчування. Встановлено три групи довжин згвинчування: *L* – довгі, *S* – короткі; *N* – нормальні ( $2,24 Pd^{0,2} < L < 6,7 Pd^{0,2}$ ); де *d* – діаметр; *P* – крок різьби.

Таблиця 11.3 – Співвідношення між ступенем точності та класом точності різьб

	клас	S	N	L
	точний	3	4	5,6
болт	середній	5,6	6	7
	грубий	–	8	9
гайка	точний	4	5	6
	середній	5	6	7
	грубий	–	7	8

### ***Розташування полів допусків метричної різьби***

Розташування полів допусків різьби щодо елементів номінального профілю визначається основним відхилом. Для зовнішніх різьб передбачено п'ять верхніх відхилів *es* («у тіло»), позначуваних у порядку зростання зазору буквами *h, g, f, e, d*; для внутрішніх нарізок чотири нижні відхили *EI* («у тіло»), позначуваних *H, G, F, E* (рис. 11.5). Обрана величина основного відхилу дотримується єдиною по всьому периметру профілю, тобто поширюється й на ненормовані діаметри *d<sub>1</sub>* або *D*. Більші відхили *d, e, f, E, F, G* переважно призначають для різьб із захисними покриттями, причому граничні відхилення в них контролюють до нанесення покриття.

Якщо в технічній документації немає спеціальних вказівок про розміри різьби після покриття, то вони не повинні виходити за межі номінальних профілів (відповідати основним відхиленням *h* та *H*).

Поля допусків по западинах проставляються «у тіло» і граничними зна-

ченнями не обмежені, що значно спрощує контроль зазначених елементів. При необумовленій формі западин болта не дозволяється, щоб западини вийшли глибше плоского зрізу на відстані  $H/8$ . При обговореній закругленій западині болта радіус кривизни западини в жодній із точок не повинен бути менш  $H/8 \approx 0,1P$ . Зазори по западинах різьби отримуються за рахунок виконавчих розмірів різьбових інструментів, контури (обриси) й розміри лез яких строго регламентовані, що виключає можливість одержання різьбових виробів з надмірно глибокими западинами. У міру зношування ріжучих кромek зазор у нарізних сполученнях поступово зменшується й може стати рівним нулю.

Допуски по середньому діаметрі  $Td_2$  і  $TD_2$  є сумарними, тому що одночасно з обмеженням відхилу середнього діаметра призначені й для обмеження в межах довжини згвинчування погрішностей різьби по кроку й куту нахилу сторін профілю. У зв'язку з цим у різьб розрізняють дійсний середній діаметр (обмірюваний по матеріалу деталі) і наведений середній діаметр ( $d_{2пр}$ ,  $D_{2пр}$ ), що враховує сукупний вплив на згвинчування всіх перерахованих погрішностей.

### ***Посадки метричних різьб***

*Посадка у різьбовому з'єднанні* – характер різьбового з'єднання деталей, що визначається різницею середніх діаметрів зовнішньої та внутрішньої різьб до складання.

Різьбові поверхні контактують по бічним сторонам профілю. Можливість контакту по вершинам і западинам різьби виключена відповідним розташуванням полів допусків по  $d(D)$  і  $d_1(D_1)$ . В залежності від характеру спряження по бічним сторонам профілю (по середньому діаметру) розрізняють посадки з *зазором, натягом, перехідні*.

*Посадка з зазором у різьбовому з'єднанні*, за якої поле допуску середнього діаметра внутрішньої різьби розташоване над полем допуску середнього діаметра зовнішньої різьби; у з'єднанні забезпечується зазор (рис. 11.5).

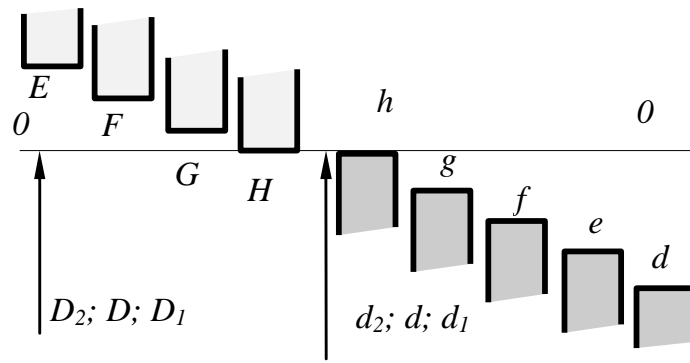


Рисунок 11.5 – Схема відхилів метричної різьби при посадці з зазором

*Посадка з натягом у різьбовому з'єднанні* – посадка, за якої поле допуску середнього діаметра зовнішньої різьби розташоване над полем допуску середнього діаметра внутрішньої різьби, у з'єднанні забезпечується натяг.

*Посадки з натягом* – визначаються по середньому діаметрі. Посадки передбачені тільки в системі отвору, яка має більші технологічні переваги. Граничні відхили обмежують поле допуску середньої – зовнішньої різьби. Верхній відхил зовнішнього діаметру внутрішньої різьби не регламентован. Особливості розташування полів допусків для посадок з натягом показані на Рисунок 13.6. Для нерухомих знань нарізні сполучення з гарантованим натягом мають поки переважне застосування. Посадки з натягом і перехідні посадки застосовуються переважно для зовнішніх нарізок: вони нарізаються на кінцях різьбових шпильок, які повинні туго триматися в корпусі й не провертатися за весь строк експлуатації виробу. Зазвичай їх використовують для закріплення кришок редукторів рухомих агрегатів, головки блоку циліндрів тощо. Стандартом передбачено посадки для номінальних діаметрів від 5 до 45 мм, визначено ряди переважності, кроки, зазначено оптимальні значення довжин згвинчування з внутрішніми різьбами: для сталі від 1 до 1,25d, для чавуну від 1,25 до 1,5d, для алюмінієвих і магнієвих сплавів від 1,5 до 2d.

У гніздах для утворення посадок з натягом нарізають поле допуску 2H. На кінці шпильок, що вгвинчується по  $d_2$  передбачено три варіанти розташування полів допусків (рис. 11.6). Їх вибір робиться залежно від матеріалу деталей. У корпусах з чавуну або алюмінієвих сплавів призначають поле 2p.

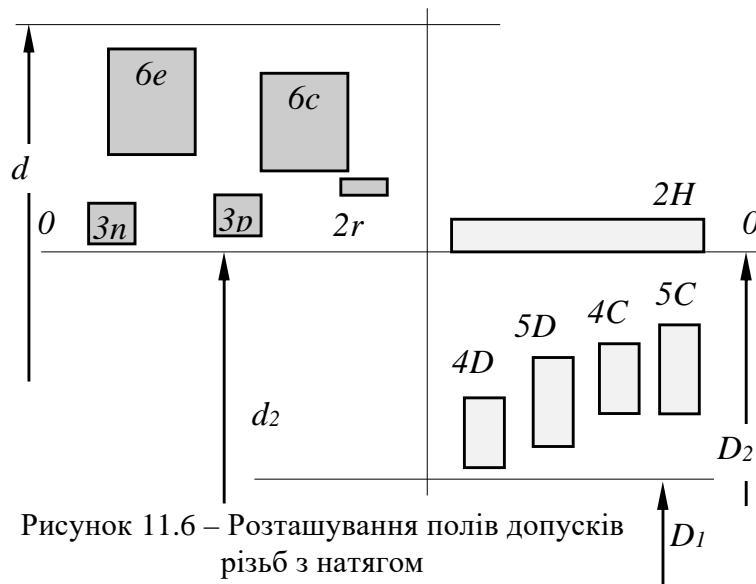


Рисунок 11.6 – Розташування полів допусків різьб з натягом

При необхідності одержати на тих же матеріалах більше стабільні по якості з'єднання різьбу шпильок виготовляють із полем допуску  $3r$ , сортують готові деталі по дійсному розмірі середнього діаметра на дві групи з наступною збиранням однойменних груп. Корпуса зі сталі або високоміцних і титанових сплавів вимагають ще більшої однорідності з'єднань, що забезпечується виконанням нарізання шпильок з полем допуску  $3n$  і наступним сортуванням обох деталей на три групи.

На допуски нарізок деталей, які сортуються на групи окремо включають норми обмеження діаметральних компенсацій відхилів кроку й кута нахилу бічних сторін профілю. Зазначені параметри нормують роздільно й при необхідності контролюють.

Посадки з натягом забезпечують необхідну міцність нерухомого з'єднання тільки за рахунок пружних деформацій матеріалів шпильки й гнізда по середньому діаметру. При перехідних посадках теж саме досягається при одночасному застосуванні додаткового елемента заклинювання (конічному збіг, упор в плоский бурт шпильки або упору циліндричної цапфи шпильки в дно гнізда).

При перехідних посадках зовнішню різьбу виконують по 2-му або 4-му ступеню точності з основними відхилами  $j_s$ ,  $j$ ,  $k$  або  $m$ . Внутрішня різьба гнізда може мати поля допусків  $3H$ ,  $4H$  або  $5H$ .

Перехідні посадки знаходять застосування завдяки можливості забезпе-

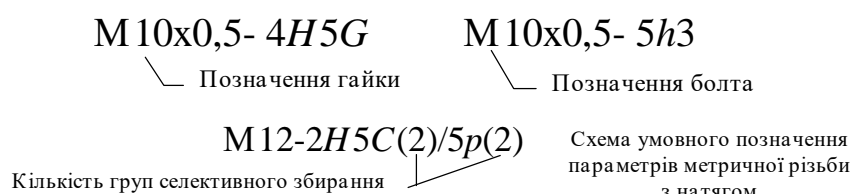
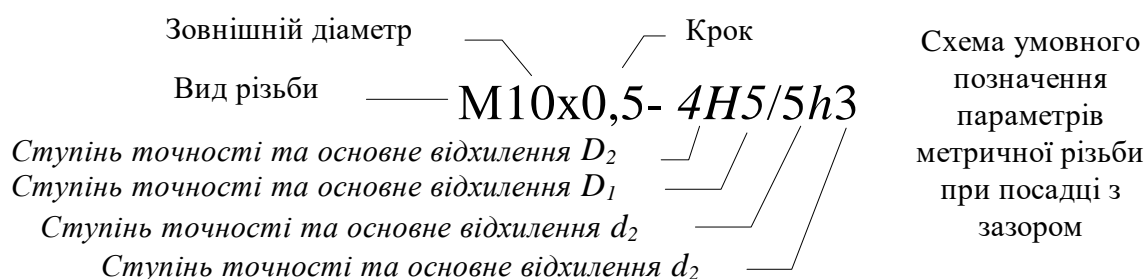
чити нерухомість з'єднання в сполученні. Більш прості у збиранні й більш економічні.

У позначенні різьб із натягом поле допуску по зовнішньому діаметрі в зовнішніх різьб опускають (у зв'язку з відсутністю варіантності), а число сортувальних груп указують додатково в дужках, наприклад, M10–2H5C/2r, M10 – 2H5C (2)/3p (2).

### **Умовне позначення поля допуску діаметра різьби**

Метричні різьби позначаються буквою *M* за якою слідує зовнішній діаметр.

Позначення допуску складається з цифри, яка означає ступінь точності і букви, яка означає основний відхил. Наприклад: *6h*, *6g*, *6H*. Позначення поля допуску складається з позначення поля допуску середнього діаметру (попереду) і позначення поля допуску діаметрів виступів (*7g6g*, *5H6H*), якщо позначення співпадають, то їх не повторюють. Поле допуску різьби вказують після розміру через дефіс (болт *M12–6h*, гайка *M12–6H*). Поле допуску сполучення різьби призначається на середній діаметр ( $d_2$  або  $D_2$ ). Передбачені поля допусків приведені в таблицях. Перевагу надають сполученню полів допусків одного ступеню точності. Перший граничний відхил визначають по характеру спряження, другий граничний відхил в залежності від ступеня точності.



### ***Різновиди метричних різьб***

Основні розміри метричних різьб в інтервалі номінальних діаметрів 0,25 .. 600 мм нормуються в стандартах. Крім значень  $P$ ,  $d = D$ ,  $d_1 = D_1$  і  $d_2 = D_2$  у ньому зазначена величина  $d_3$  внутрішнього діаметра болта по дну западини. Метричні різьби кожного діаметра в інтервалі 1 .. 600 мм можуть виготовлятися із кроками декількох розмірів, але не більше 6 мм. Великі кроки є тільки в нарізок діаметром від 1 до 68 мм. Для кожної різьби передбачений ряд дрібних кроків, які призначають для тонкостінних деталей, обмеженій довжині згвинчування, для підвищення міцності або отримання самогальмівних нарізок, які працюють в умовах поштовхів і вібрацій, а також у випадках коли необхідно одержувати малі осьові переміщення при значних кутах повороту (наприклад, мікрометричні гвинти приладів). Довжина згвинчування нарізок з дрібним кроком може коливатись від 0,3 до  $2d$ .

З метою більше повного задоволення специфічних вимог окремих конструкцій, умов їхньої експлуатації або застосовуваних матеріалів передбачені різні види метричних різьб.

### ***Метричні різьби для деталей із пластмас***

Вихідний профіль різьб відрізняється від загальноприйнятого незначним скругленням крайок по вершинах витків болта й гайки, що пов'язане з підвищеною крихкістю деяких пластмас і специфікою виготовлення зазначених нарізок при методі формування. Для пластмасових деталей рекомендується застосовувати лише кроки більше 1 мм. Для нарізок  $\varnothing 3...8$  мм допускається застосування особливо великих кроків, які обов'язково вказують в умовному позначенні.

Використовують наступні поля допусків різьб на деталях із пластмас при нормальній довжині згвинчування: по середньому класу точності – 6g; 6h; 6G; 6H, по грубому – 8g; 8h; 7G; 7H, дуже грубому – 10h8h и 9H8H,

*Різьба метрична для приладобудування* застосовується в тих випадках, коли діаметри й кроки не можуть задовольнити функціональні й конструктивні вимоги, зокрема: обмеження ваги і габаритів, підвищені властивості самогаль-



мування, забезпечення малих і точних осьових переміщень. У зв'язку з цим розглянуті різьби відрізняються від різьб із зазорами для звичайного застосування набором діаметрів і кроків. Стандартом нормуються діапазон різьб з діаметром від 3,5 до 400 мм. По діаметрах уведені додаткові більш дрібні кроки й доданий цілий ряд проміжних діаметрів.

У технічно обґрунтованих випадках різьби метричні для приладобудування допускається застосовувати й в інших галузях.

*Різьба метрична для діаметрів менших за 1 мм* призначена в основному для приладів точної механіки, включаючи прилади відліку часу. Номінальні діаметри в діапазоні 0,25...0,9 мм мають для кожного розміру передбачений один (великий) крок. Для нарізок до 1 мм по діаметрах вибірково можуть призначатися ступені точності 3...6 з основним відхилом  $h$  для зовнішніх різьб і відхилів  $H$  або  $G$  для внутрішніх різьб.

Позначення різьб має свої особливості. По–перше, ступінь точності по обох нормованих діаметрах вказується роздільно, навіть якщо вона однакова. По–друге, позначення літерами основного відхилу для другого діаметра не повторюється (оскільки воно завжди однаково по всьому периметру профілю), наприклад,  $M0,5 - 5h5$  або для з'єднання  $M0,5 - 4H5/5h5$ .

*Різьба метрична конічна* призначені в основному для одержання герметичних з'єднань як із застосуванням ущільнювачів, так і без них. Вона нарізається на конусі з конусністю 1:16 і діаметрами 6...60 мм Стандартом встановлено: профіль, ряди переважних діаметрів, кроки, основні розміри й допуски. Передбачено можливість згвинчування зовнішньої конічної різьби як з конічною, так і звичайною циліндричною внутрішньою різьбою.

Виконання метричних конічних нарізок передбачено однієї точності, яку не вказують. Умовна позначення конічних різьб й конічного різьбового з'єднання складається з букв МК, значення діаметра й кроку, наприклад,  $MK20 \times 1,5$ . Внутрішню циліндричну різьбу, призначену для з'єднання з зовнішньою конічною, позначають з вказівкою номера стандарту, наприклад,  $M20 \times 1,5$  ГОСТ 25229–82. Це зобов'язує виконувати її з плосkozрізаною западиною й ви-

значає допуск  $TD_2 = 6H$ .

З'єднання внутрішньої циліндричної різьби з зовнішньою конічною позначають так  $M/MK20 \times 1,5$  ГОСТ 25229–82.

### ***Особливості призначення допусків і посадок трапецеїдальних різьб***

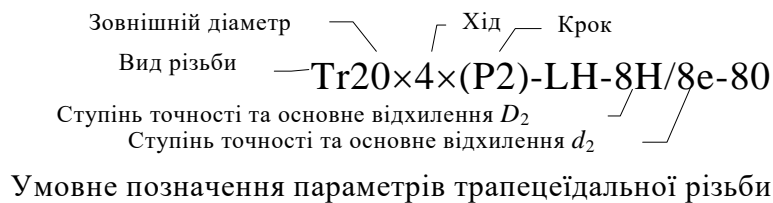
Трапецеїдальні різьби мають симетричний профіль із кутом при вершині  $30^\circ$ , Їх використовують в різьбових з'єднаннях, які передають рух (ходові та вантажні гвинти). Початок відліку відхилів встановлені номінальні профілі окремо для зовнішньої різьби (гвинтів) і для внутрішньої різьби (гайок). При рівності середніх діаметрів  $d_2 = D_2$  у номінальних профілів створені гарантовані зазори по западинах  $0,5 \dots 2$  мм за рахунок номінальних значень. Стандарти на трапецеїдальні різьби охоплюють діаметри  $8 \dots 640$  мм для однозахідної різьби і  $10 \dots 320$  мм для багатозахідних.

По середніх діаметрах гайки виконують із відхилом –  $H$ , для гвинтів передбачений ряд відхилів із зазорами. Ступені точності по  $d_2$  і  $D_2$  можуть призначатися при однозахідних різьб –  $6 \dots 9$ , при багатозахідних –  $7 \dots 10$ . Для багатозахідних різьб зі значеннями кроків передбачені стандартні значення ходів  $P_h$ . Довжини згвинчування розділяють на дві групи: нормальні  $N$  і довгі  $L$ .

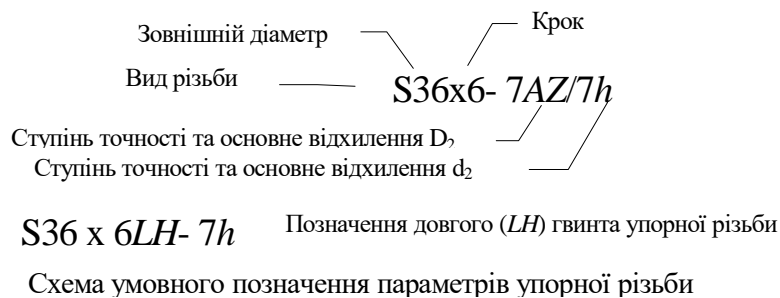
Для  $d_2$  використовуються відхили –  $c, e, g, h$ . Для інших діаметрів  $h, H$ . Існує 3 класу точності для гвинтів, та 4 класи точності для гайок.

Умовне позначення трапецеїдальної різьби складається з букв  $Tr$ , числових значень номінального діаметра, кроку (у багатозахідних значень ходу й кроку) і позначення поля допуску по середньому діаметру. Поле допуску по другому нормованому діаметру для трапецеїдальних різьб прийнято постійним ( $4h, 4H$ ) і тому в позначенні не вказується. Наприклад:  $Tr 40 \times 6 - 6g$  (гвинт)  $Tr 40 \times 6 - 6H$  (гайка),  $Tr 40 \times 6 - 6H/6g$  (різьбове з'єднання). Для зовнішніх нарізок, виготовлених накатуванням, у вигляді виключення допускається призначати по  $d$  поле  $6h$ , яке повинне вказуватися в умовній позначці після поля допуску середнього діаметра, наприклад,  $Tr 40 \times 6 - 7e6h$ . Для двозахідного різьбового з'єднання з номінальним розміром  $20$  мм, ходом  $4$  мм, лівим напрямом витків і

великою довжиною згвинчування  $L = 80$  мм позначення має вигляд:



*Різьба трубна циліндрична* призначена для одержання герметичних з'єднань у стиках трубопроводів. Профіль різьби симетричний і має кут при вершині профілю  $55^\circ$ , западини зовнішньої й внутрішньої різьби завжди радіусні й розташовані на однаковій відстані  $H/6$  від вершин вихідного трикутника. Номінальні діаметри нормуються у дюймовій системі від  $1/16$  до  $6''$ , поділені на два ряди, кожний з яких має одне значення кроку. По середньому діаметру встановлено два класи точності – А та В. Допуски  $Td_2$  і  $TD_2$ , є сумарними. Довжини згвинчування поділяють на нормальні  $N$  та довгі  $L$ . Розташування допусків таке ж, як у метричних різьб. Позначення трубної циліндричної різьби складається з букви  $G$ , розміру й класу точності. Позначення доповнюється для лівої різьби буквами  $LH$ , наприклад,  $G^{1/2} - A$ ;  $G^{1/2}LH - B$ , для з'єднання  $G^{1/2} - A/A - 40$ , де  $40$  – довжина згвинчування групи  $L$ , мм.



*Різьба упорна* використовується для різьбових з'єднань з великим одностороннім тиском, має асиметричний профіль з кутами нахилу сторін  $30^\circ$  і  $3^\circ$ . Різьба призначена для сприйняття великих однобічних зусиль. Номінальні діаметри нормовані в діапазоні від  $10$  до  $640$  мм. Для упорної різьби на діаметри  $d_2$ ;  $d_3$ ;  $D_2$  передбачено три ступеня точності –  $7, 8, 9$ , на  $d$  і  $D_1$  –  $4$  ступеня точності. Для  $D_2$  гайки використовується єдине поле допуску  $AZ$ . Упорна різьба

буває нормальна та довга (L), що обов'язково вказується в позначенні. По зовнішньому й внутрішньому діаметрах для обох деталей основний відхил дорівнює  $h$  і  $H$ .

Повне позначення *упорної різьби* складається з букви S, номінального діаметру, кроку (або ходу й кроку), для лівої різьби з додаванням букв LH, позначення поля допуску по середньому діаметру й, якщо необхідно, довжини згвинчування. Контроль різьб калібрами (на прикладі метричної різьби)

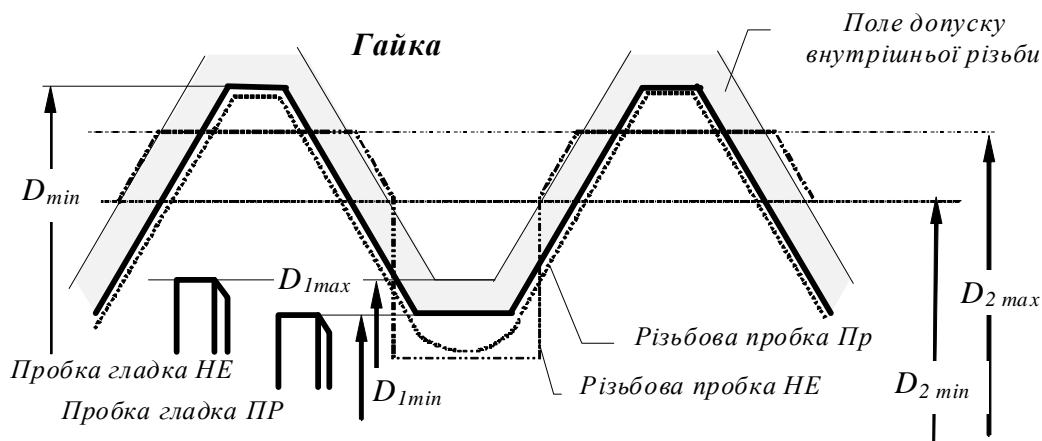


Рисунок 11.7 – Схема перевірки різьби гайки калібрами

Внутрішні різьби контролюють прохідною та непрохідною різьбовими пробками, а також двома гладкими калібрами пробками за допомогою яких перевіряють внутрішній діаметр різьби по  $D_2$ . Зовнішні різьби контролюють прохідною та непрохідною гладкими скобами, якими перевіряють зовнішній діаметр різьби  $d$  та двома різьбовими калібрами – прохідним і непрохідним, які виготовлені у вигляді різьбових кілець та скоб. Прохідні калібри встановлюють з різьбою повного профілю і довжиною не менш 80% діаметру контролюємої різьби, з якою вони повинні вільно загвинчуватись по всій довжині. Якість різьб перевіряється непрохідним різьбовим калібром, який має скорочену кількість витків та висоту профілю (рис.11.7). Правила допускають загвинчування непрохідного калібру з контрольною різьбою до двох обертів.

Допуск на зовнішній діаметр калібру–пробки однаковий по позначенню й величині з допуском на його середній діаметр  $T_{PL}$ ; аналогічно, допуск  $T_R$  на внутрішній діаметр кільця – калібру–кільця однаковий з допуском на його се-

редній діаметр. Схема розташування полів допусків різбових калібрів для контролю поля допуску середнього діаметру показана на рис. 11.8.

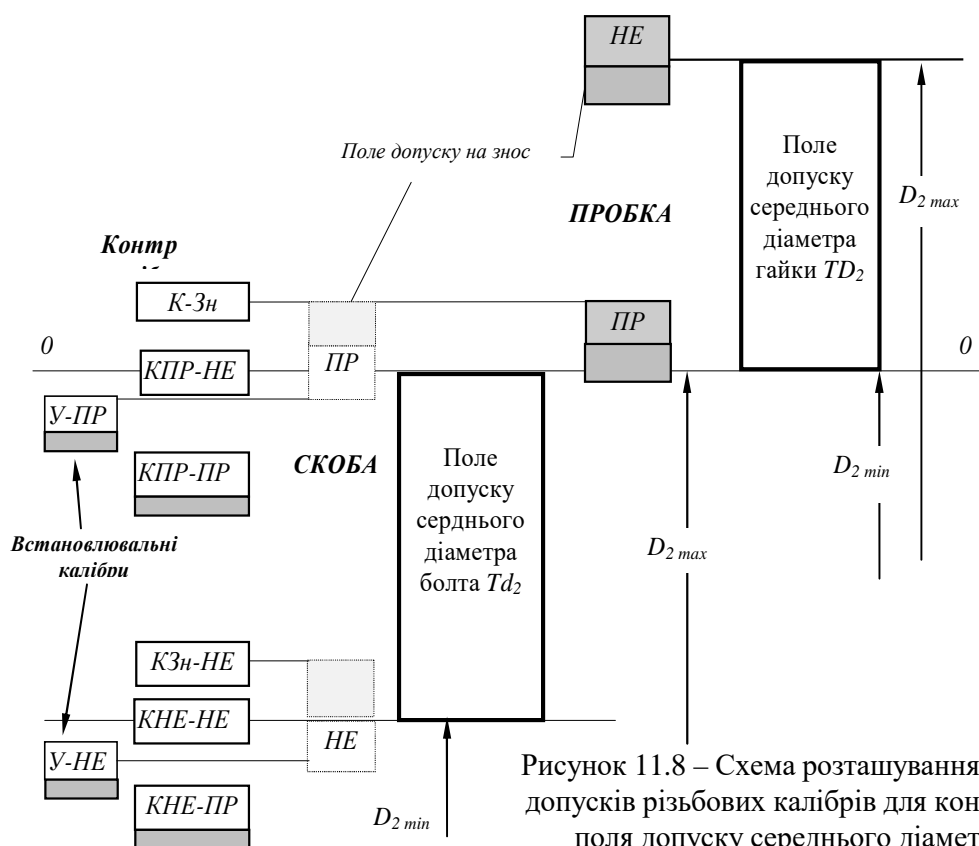


Рисунок 11.8 – Схема розташування полів допусків різбових калібрів для контролю поля допуску середнього діаметру

Розміри контрольних калібрів – пробок контролюють універсальними засобами: на інструментальних мікроскопах, різбовими мікрометрами. Калібри кільця та скоби перевіряють контр калібрами, комплект яких складається з шести різбових пробок К–Зн, КНе–Не, КНе–Пр, К–Зн, КПр–Не, КПр–Пр. В умовному позначенні після букви К (контркалибр) вказується позначення калібру (ПР або НЕ), вказує призначення контркалибру (прохідний або непрохідний).

### Питання і завдання для самоперевірки до розділу 11

1. Якими елементами визначається профіль різьб?
2. Що означає поняття «допуск середнього діаметра є сумарним»?
3. Що таке наведений середній діаметр болта або гайки?
4. Які ступені точності, види відхилів і групи довжин згвинчування передбачені

для метричних різьб із зазорами?

5. Наведіть приклад умовного позначення метричних різьб із зазорами.

6. Які елементи нарізок контролюють різьбові калібри ПР і НЕ і які їх конструктивні відмінності?

7. Які ви знаєте види різьбових з'єднань?

8. Цільове призначення метричних різьб з натягами й перехідними посадками.

За рахунок чого забезпечується в них підвищений опір відгвинчуванню?

## РОЗДІЛ 12 ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ, МЕТОДИ І ЗАСОБИ КОНТРОЛЮ ЗУБЧАСТИХ І ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ

### 12.1 Загальні положення нормування точності зубчастих передач

Більшість зубчастих передач машин і механізмів залежно від призначення можна розділити на наступні групи: відлікові, швидкісні та силові.

*Відлікові передачі* входять до складу точних кінематичних ланцюгів вимірювальних приладів (годинники, індикатори годинного типу, важільно-зубчасті вимірювальні головки), відліково-відрахункових механізмів, систем слідування, ділильних механізмів пристроїв верстатів. Зазначені передачі працюють при малих навантаженнях і низьких швидкостях, мають малий модуль і невелику довжину зуба. Основна експлуатаційна вимога – висока кінематична точність і погодженість кутів повороту веденого і ведучого коліс.

*Швидкісні передачі* входять до складу кінематичних ланцюгів різних коробок передач, редукторів турбін, двигунів. Працюють при високих швидкостях (до 120 м/с) і великих потужностях. У цих умовах головна вимога до зубчастої передачі – плавність роботи, яка забезпечує безшумність і відсутність вібрацій.

*Силові передачі* працюють у вантажопідйомних механізмах, конвеєрів, ескалаторів, механічних вальців тощо. Вони передають великі зусилля при невеликих швидкостях, мають великий модуль і велику довжину зуба. Основна вимога – повнота контакту зубів, особливо по довжині зуба.

*Передачі загального призначення*, до яких не ставлять підвищених експлуатаційних вимог.

Точність зубчастих передач як самостійних ланок машини або механізму залежить не тільки від точності спряжених зубчастих коліс, але і від точності розташування вісей у корпусах. Для цього створені системи допусків на зубчасті передачі, які для різних видів зачеплення мають багато спільного.

На рис. 12.1 показано основні елементи зубчатої передачі разом з умовними позначеннями. Позначення параметрів що визначаються відносно до нор-

мального перетину мають нижній індекс  $n$ , стосовно до торцевого перетину або околишніх –  $t$ , осьових або стосовних до осевого перерізу –  $x$  (прості індекси першої черги).

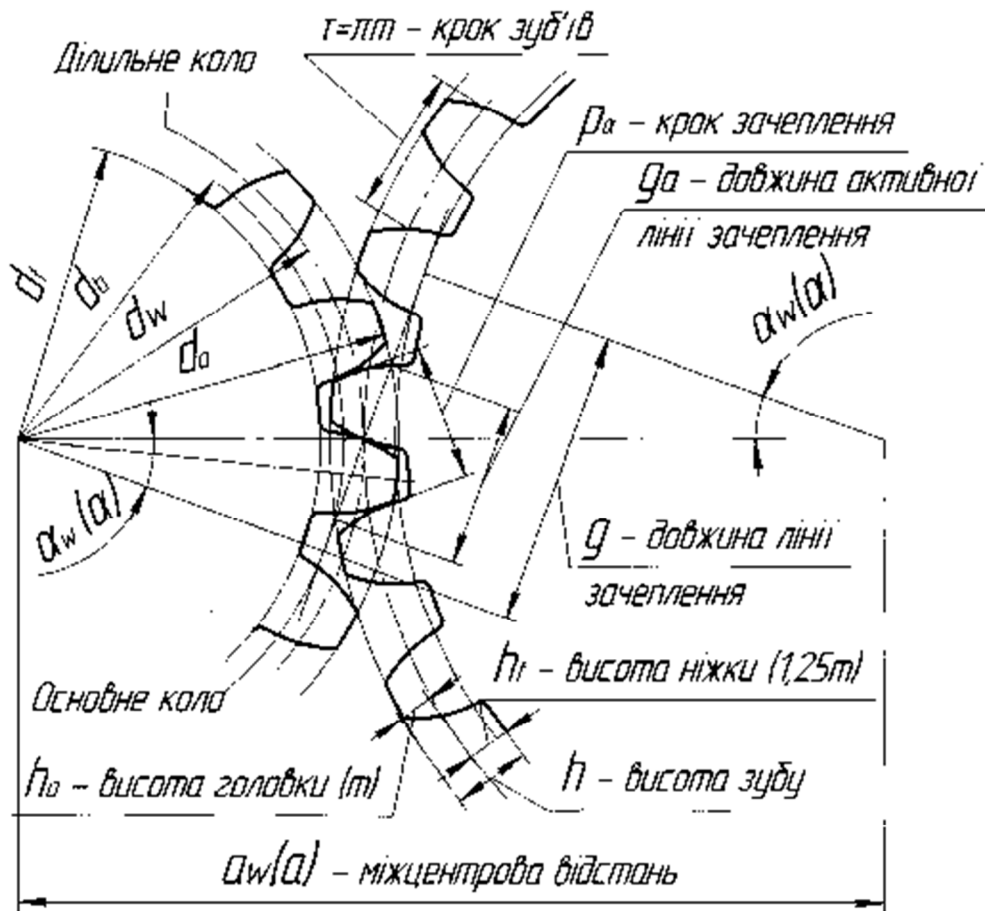


Рисунок 12.1 – Основні елементи зубчатої передачі

Параметри, що відносяться до ділильного кола, не мають індексів. Параметри, що відносяться до початкового кола, позначають індексом  $W$ , що відносяться основного кола – індексом  $b$ , що відносяться до кола западин і ніжок зуба – індекс  $f$  (прості індекси другої черги).

Ділильне коло  $d$  зубчастого колеса – коло, для якої модуль виходить стандартним (ГОСТ 9563–60). Вона є базовою для визначення елементів зубів і їхніх розмірів і являє собою початкове коло, що виходить у процесі виготовлення колеса методом обкочування. Основне (початкове) коло  $d_w$  – це коло (центроїду) кожного із сполучених коліс у передачі, їхні діаметри яких відповідають діаметрам уявлених фрикційних дисків, які могли б замінити дану зубчасту передачу й забезпечити необхідне передатне відношення. Основне коло є тео-



ретиною величиною, яке визначається за наявності парного колеса й відомої міжосьової відстані  $a_w$ . При відсутності корекції початкове і ділильне коло збігаються ( $d_w = d$ ), а кут зачеплення дорівнює номінальному ( $\alpha_w = \alpha$ ).

При призначенні і контролю показників використовують також поняття: постійна хорда й коефіцієнт перекриття  $\varepsilon_v$ .

*Постійною хордою* зубів  $\bar{S}_c$  називають відрізок прямої, що з'єднує точки торкання протилежних профілів зуба колеса з поверхнями вихідного рейкового контуру при симетричному їхньому розташуванні. Довжина цієї хорди незмінна для всіх коліс одного модуля й кута зачеплення й визначається найкоротшою відстанню від середньої точки до ділильного кола, або вершини зуба  $\bar{h}_c$ .

*Коефіцієнт перекриття* прямозубої передачі  $\varepsilon_v$  – відношення кута перекриття зубчастого колеса до його кутового кроку  $\tau$ . Для косозубих циліндричних передач користуються поняттям коефіцієнта осьового перекриття  $\varepsilon_\beta$ . В обох випадках під кутом перекриття розуміють кут повороту зубчастого колеса від моменту входу зуба в зачеплення до моменту виходу його із зачеплення, причому в косозубих коліс вхід фіксується з боку одного торця, а вихід з іншого. Чим більше коефіцієнт перекриття, тим вище плавність і довговічність роботи передачі.

Математичні залежності, необхідні для розрахунку геометричних параметрів зубчастих передач і окремих коліс, наведені в ГОСТ 16532–70.

### ***Ступені точності, види спряжень циліндричних зубчастих передач***

Точність значною мірою визначає працездатність зубчастих і черв'ячних передач, тому що погрішності викликають додаткові динамічні навантаження, нерівномірність обертання, вібрації, шум, нерівномірну концентрацію навантажень по довжині контактних ліній тощо. Існуючі системи допусків для зубчастих і черв'ячних передач обмежують погрішності виготовлення, з урахуванням умов їхньої роботи.

За умовами роботи зубчасті й черв'ячні передачі можна розділити на кілька груп, кожна з яких характеризується своїми нормами. Для відлікових пере-

дач основною вимогою є кінематична точність; для високошвидкісних – плавність роботи; для важконавантажених (тихохідних) – повнота контакту зубів; для реверсивних (особливо відлікових) – обмеження коливання бокового зазору.

*Кінематична точність*: висока ступінь збіжності (узгодження) кутів обертання ведучого та відомого коліс передачі. Підвищення кінематичної точності досягається шліфуванням.

*Плавність праці* – величина циклічних похибок, які багатократно повторюються за один оберт колеса і призводять до виникнення вібрації та шуму. Підвищення плавності роботи досягається шевінгуванням.

*Норми контакту зубів* – визначаються розміри сумарного плями контакту в передачі. Досягається приробкою, притиранням.

## **12.2 Система допусків для циліндричних зубчастих передач**

Система допусків (ГОСТ 13755) циліндричних зубчастих передач поширюється на евольвентні передачі зовнішнього й внутрішнього зачеплення з прямими, косими і шевронними зубчастими колесами з ділильним діаметром до 6300 мм, шириною зубчастого вінця до 1250 мм, модулем зубів 1...55 мм.

Для зубчастих коліс і передач встановлено дванадцять ступенів точності. Ступені 1 і 2 не мають визначених норм і є резервними. Ступені точності 3...5 використовують для вимірювальних зубчастих коліс, зуборізного інструмента й у передачах прецизійних машин і механізмів; 6,7 використовують у відповідальних передачах верстатів, автомобілів, літаків; 8, 9 призначають на колеса зубчастих передач середньої точності в загальному машинобудуванні; 10...12 застосовують для мало відповідальних передач. Розрахунковим ступенем точності є шоста, тобто всі допуски розраховують для неї, а числові значення допусків інших ступенів визначають множенням через відповідний коефіцієнт переходу.

Для кожного ступеня точності встановлені і роздільно контролюються норми кінематичної точності, плавності роботи й контакту зубів. Це дозволяє в

залежності від умов праці комбінувати різні ступені точності. На важливі з точки зору експлуатації задають функціональні параметри більш високої точності, а на другорядні – більш низькі. Внаслідок цього виготовлення зубчастих передач спрощується й здешевлюється, особливо, якщо врахувати, що оздоблювальні операції істотно підвищують точність лише відносно показників одного виду норм. Наприклад, шліфування зубів збільшує кінематичну точність, шевігунвання – плавність роботи, а притирання й приробляння – контакт зубів.

Для кожного виду погрішностей з урахуванням заданого ступеня точності й конструктивних особливостей зубчастої передачі передбачено кілька рівноправних контрольних показників (одиначні, чи комплексні), або контрольні комплекси з кількох показників.

Оцінка по комплексному показнику завжди переважніше, тому що вона обмежує сумарну погрішність даного виду кожного колеса або передачі в цілому, а не погрішності окремих елементів, які взаємодіючи можуть як підсилюватися, так і частково компенсуватися. В умовах виробництва їх замінюють на одиначні або двокомпонентні перевірки, передбачені стандартами, які дають менш достовірну інформацію, однак з урахуванням встановлених значень допусків та дотриманням обговорених у стандарті правил, мають переважне застосування у виробничих умовах, в зв'язку з їх простотою проведення. Контроль кожного виду норм проводять по одному з показників: або для зубчастих коліс або тільки для передачі.

Теоретичне евольвентне зачеплення є двопрофільним, тобто не має зазору. Реальні зубчаті передачі можуть працювати тільки в умовах однопрофільного зачеплення (рис.12.2). Передача повинна мати між неробочими профілями сполучених зубів боковий зазор, який необхідний для розміщення шару мастильного матеріалу, компенсації температурних і пружних деформацій деталей, а також похибок виготовлення деталей і монтажу зубчастої передачі.

*Боковий зазор* зубчастої передачі – відстань між боковими поверхнями зубів зубчастих коліс у передачі, що забезпечує невеликий вільний поворот одного з коліс при нерухомому парному зубчастому колесі. Він визначається в

перетині, перпендикулярно недотичної поверхні зубів, у площині, яка дотична до основних циліндричних поверхонь. Боковий зазор  $j_{\min}$  необхідний для компенсації температурних деформацій і розміщення мастильного матеріалу, визначають по формулі:

$$j_{n1} = a (\alpha_1 \Delta t_1 + \alpha_2 \Delta t_2) 2 \sin \alpha, \quad (12.1)$$

де  $a_w$  – міжосьова відстань передачі, мм;  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$  – коефіцієнти лінійного розширення матеріалу колеса й корпуси відповідно;  $\Delta t_1$   $\Delta t_2$  – відхилення температур коліс і корпусу від нормальної;  $\alpha$  – кут профілю зуба, (для евольвентного зачеплення  $20^\circ$ ).

Частина гарантованого бокового зазору, що вимагається для забезпечення нормального змащування становить у мікрометрах:  $j_{n2} = (10 \dots 30) m$ , де  $m$  – нормальний модуль, мм. Орієнтовно значення  $10m$  ставиться до тихохідних, а  $30m$  – до особливо-високошвидкісних зубчастих передач.

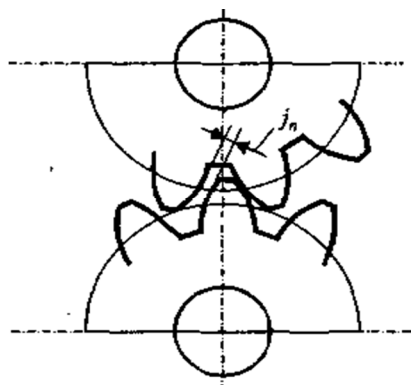


Рисунок 12.2 – Реальна схема однопрофільного зачеплення

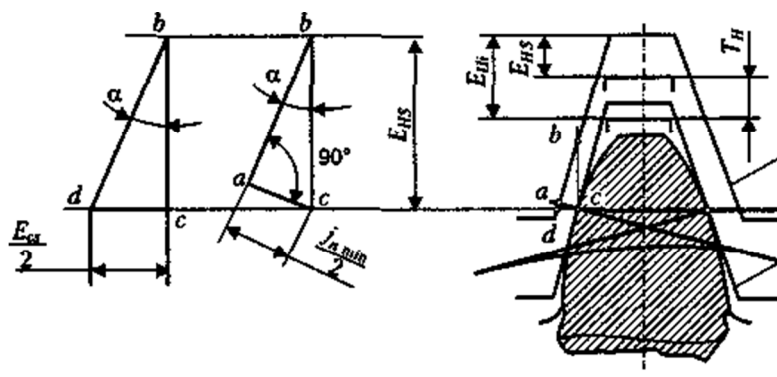


Рисунок 12.3 – Вихідний контур: 1 – номінальне положення; 2 – дійсне положення

Згідно стандарту варто вибрати вид сполучення, що має гарантований боковий зазор, рівний або трохи більший суми знайдених частин, тобто  $j_{n \min} \geq (j_{n1} + j_{n2})$ .

Деформацію від нагрівання визначають по нормалі до профілю зуба. Боковий зазор забезпечують шляхом радіального зсуву вихідного контуру рейки (зуборізного інструмента) від його номінального положення в тіло колеса. Під номінальним положенням вихідного контуру розуміють положення вихідного контуру на зубчастому колесі, позбавленому погрішностей, при якому номіна-

льна товщина зуба відповідає щільному двопрофільному зачепленню.

Зв'язок зсуву вихідного контуру з боковим зазором  $j_n$  і стовщенням зуба по постійній хорді  $E_{cs}$  можна встановити відповідно із трикутників  $abc$  і  $dbc$  (рис. 12.3):

$$j_{n \min} = 2E_{Hs} \sin \alpha; E_{cs} = E_{Hs} \operatorname{tg} \alpha. \quad (12.2)$$

Додатковий зсув вихідного контуру  $E_H$  від його номінальному положенні в тіло зубчастого колеса визначають для забезпечення й передачі *радіального* бокового зазору. Найменший додатковий зсув вихідного контуру призначають залежно від ступеня точності по нормах плавності й виду спряження позначають: для зубчатих коліс із зовнішніми зубами як  $-E_{Hs}$ , для коліс із внутрішніми зубами  $+E_{Hs}$ .

Працездатність конкретної зубчастої передачі визначається гарантованим боковим зазором  $j_{n \min}$  (рис. 12.4). Значення гарантованого бокового зазору характеризує *вид спряження*, що призначають незалежно від ступеня точності зубчастих коліс.

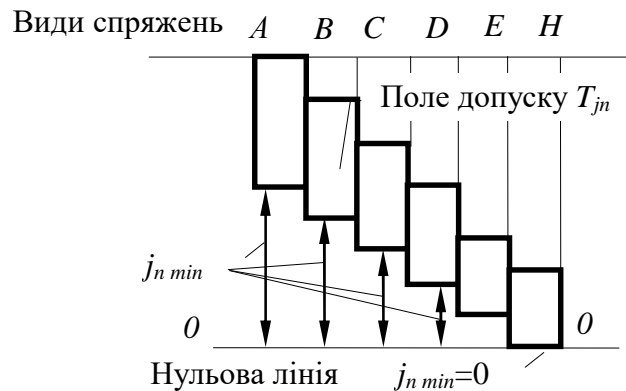


Рисунок 12.4 – Поля допусків  $T_{jn}$  для спряжень зубів зубчатих коліс

Стандарт встановлює шість видів спряжень, які позначаються заголовними буквами латинського алфавіту (рис. 12.4), і вісім видів допуску  $T_{jn}$  на гарантований боковий зазор, позначуваних у порядку їхнього зростання  $h, d, c, b, a, z, y, x$ . Кожному виду сполучення відповідає певний вид допуску (см. табл.). Відповідність видів сполучень і видів допусків допускається змінювати, використовуючи при цьому й види допуску  $x, y$  и  $z$ . Найбільше застосування в зубчастих передачах загального призначення має спряження  $B$ .

Вид спряження	<i>H</i>	<i>E</i>	<i>D</i>	<i>C</i>	<i>B</i>	<i>A</i>
Допуск	<i>h</i>	<i>h</i>	<i>d</i>	<i>c</i>	<i>b</i>	<i>a</i>
Клас відхилення $a_w$ . ( $\pm f_a$ )	II	II	III	IV	V	VI
Для ступенів точності	3–7	3–7	3–9	3–9	3–11	3–12

На гарантований боковий зазор значно впливає допуск на міжосьову відстань –  $a_w$  (у корпусі передачі, рівний  $\pm f_a$ ) збільшення якого зменшує найменше граничне значення  $a_w$  і ще більше мінімізує значення, бокового зазору  $j'_{n \min}$ . Для міжцентрової відстані  $a_w$  встановлено шість класів відхилів які позначаються у порядку убудування точності римськими цифрами I ... VI. Для кожного виду спряження передбачено свій клас відхилю міжцентрової відстані  $a_w$  наведений в таблиці. Призначення більш грубого класу призводить до зменшення бокового зазору. Його значення вказують в умовному позначенні зубчатої передачі:

$$j'_{n \min} = j_{n \min} - 0,68 (|f'_a| - |f_a|), \quad (12.3)$$

де  $j'_{n \min}$  і  $j_{n \min}$  – стандартні значення гарантованого бокового зазору й граничного відхилю міжцентрової осьової відстані для даного виду сполучення;  $f'_a$  – відхил  $a_w$  для призначеного більше грубого класу.

Позначення точності зубчатих коліс і передач

На креслениках і в технічних документах зубчаті передачі позначають наступним чином: 8–7–6 – Ba ГОСТ 1643–81.

Це позначення циліндричної передачі зі ступенем 8 по нормах кінематичної точності, зі ступенем 7 – по нормах плавності, з ступенем 6 – по нормах контакту зубів з видом сполучення B, видом допуску на боковий зазор a й відповідністю між видом сполучення й класом відхилень міжосьової відстані.



Якщо для зубчастої передачі призначено єдиний ступінь точності й певний вид спряження вказують умовно, наприклад, 8–D ГОСТ 1643–81. При комбінуванні ступенів точності перша цифра вказує ступінь по нормах кінематичної точності, друга – плавності праці, третя – по нормах контакту, наприклад, 8–7–D ГОСТ 1643–81. У тих випадках, коли на одну з норм циліндричних зубчастих передач не задається ступінь точності, замість відповідної цифри вказується буква N. Наприклад, N–8–8–D ГОСТ 9178–81.

Ступінь точності коліс і передач встановлюють залежно від вимог до кінематичної точності, плавності, потужності, а також окружної швидкості коліс. При виборі ступеня точності враховують досвід експлуатації аналогічних передач. Між різними показниками точності існує певний взаємозв'язок, що зумовлює неможливість виготовлення зубчастих коліс зі значним розривом у ступенях точності. Тому при комбінуванні в передачі норм точності дозволяється встановлювати норми плавності не більше ніж на дві точніше або на одну грубіше норм кінематичної точності; норми контакту можуть бути такими ж, а в деяких випадках на один ступінь грубіше. Шестерні й колеса можуть мати різні ступені точності.

Зазначені обмеження викликані наявністю певного взаємозв'язку між показниками точності коліс. Так, циклічна погрішність є частиною кінематичної погрішності, що багаторазово повторюється за оберт колеса. Тому при збереженні допуску на кінематичну погрішність колеса і розширення допуску на циклічну погрішність більш ніж на один ступінь викликає помітне зменшення значення допуску кінематичної погрішності й робить практично неможливим виготовлення такого колеса.

Передача не може працювати плавно при поганому контакті зубів. Якщо контакт зміщений до головки або ніжки зуба, то зуб працює крайкою на вході або виході із зачеплення, що викликає нестабільну роботу передачі. У більшості випадків ступені точності по нормам контакту збігаються зі ступенями точності по нормам плавності. Всі норми і допуски задаються щодо робочої осі, навколо якої обертається зубчате колесо. Більш точні допуски для коліс дово-

диться призначати коли вони входять в збірку з кількома деталями. Наприклад, зубчасте колесо монтується на вал, з підшипниками кочення, які розташовують у стаканах, а ті у корпус.

### 12.3 Умовні позначення параметрів контролю зубчатих коліс і передач

Точність зубчастих коліс перевіряють різними методами і за допомогою різних засобів, тому встановлено кілька рівноправних варіантів показників точності коліс. Вибір контрольованих параметрів (показників точності) зубчастих коліс залежить від необхідної точності, розміру, особливостей виробництва й інших факторів.

Для контролю кінематичної точності, плавності, повноти контакту й бокового зазору коліс установлені комплекси контрольованих параметрів (ГОСТ 1643–81).

Перевага варто віддавати комплексним показникам  $F'_{ior}$ ,  $f_{zior}$ ,  $f_{zkor}$  і сумарній плямі контакту. При комплексному контролі точність коліс і передач оцінюють по сумарному прояву відхилів окремих параметрів, частина з яких може бути збільшена за рахунок зменшення інших або ж внаслідок компенсації одних погрешностей іншими.

У стандартах на всі види зубчастих передач при визначенні норм відхилу і допуску прийнято використовувати наступні символи, що визначають кінематичну точність, прийнято позначати  $F$ , плавність роботи –  $f$ . Показники для зубчастих коліс конкретизують додаванням індексів букв. Якщо ж показник ставиться до передачі в цілому, використовують в кінці індексу додають  $o$ . Коли під символом контрольованої погрешності мають на увазі дійсне (реальне) значення, отримане виміром у конкретних деталей, у кінець індексу додають  $r$ . Без  $r$  символ позначає нормований стандартами допуск. Наявність у символу одного штриха означає, що контроль даного показника на вимірювальному приладі повинен робитися в однопрофільному зачепленні, наявність двох штрихів зобов'язує проводити контроль при двопрофільному (без зазору) зачепленні, що за-



безпечується підтисканням коліс пружиною. Показники зубчастих коліс перевіряють у зачепленні з вимірювальним колесом, а передачі – у зачепленні з парним робочим колесом. Показники без штрихів у більшості випадків перевіряються на окремо взятих зубчастих колесах (товщина зуба, окружний крок, довжина загальної нормалі і т.п.).

Контрольовані показники встановлює підприємство–виготовлювач залежно від застосовуваної технології виготовлення, розмірів коліс, обсягу виробництва, необхідної точності. Числові значення всіх показників по кожному виду норм взаємно пов'язані на основі спеціальних залежностей, що дозволяє проводити контроль кожного окремо.

#### **12.4 Кінематична точність, її нормування і контроль**

Кінематична точність характеризується повною погрішністю куту повороту зубчастого колеса за оберт. Комплексним показником кінематичної точності є найбільша кінематична похибка передачі  $F'_{ior}$  або найбільша кінематична похибка зубчастого колеса  $F'_{ir}$ . Цей показник коліс має переважне застосування, в зв'язку з тим, що дозволяє робити незалежний контроль кожного з коліс у процесі виробництва.

*Найбільша кінематична похибка* зубчастого колеса (рис. 12.5) представляє найбільшу похибка кута повороту зубчастого колеса при однопрофільному зачепленні з вимірювальним колесом у межах одного оберту ( $2\pi$ ) і обчислюється як алгебраїчна різниця екстремальних значень кінематичної погрішності колеса в зазначених умовах. Відхили дійсні і граничні відраховують у мікрометрах по дузі ділильного або близької до нього кола при повороті зубчастого колеса на робочій вісі в площині, яка перетинає цю вісь перпендикулярно.

Найбільша кінематична похибка зубчастого колеса безпосередньо виявляється під час комплексної однопрофільної перевірки, що полягає в зіставленні кутів повороту високоточного вимірювального колеса (ГОСТ 6512–74) ступінь точності на 2–3 ступені точніше контрольованого зубчастого колеса, що дозво-

ляє його погрішностями знехтувати) і дотичного до нього колеса, яке контролюється у процесі постійного обкочування.

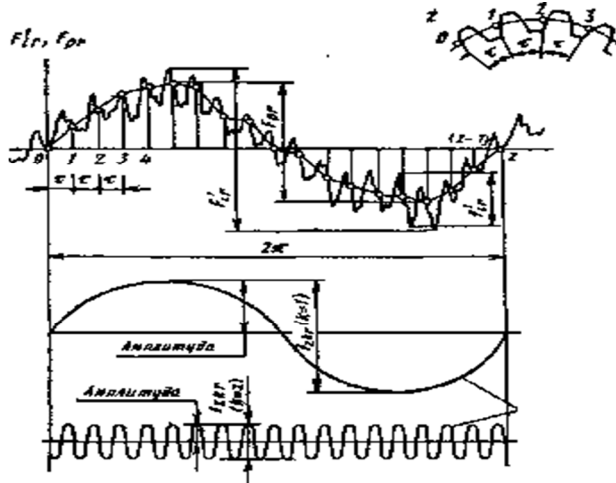


Рисунок 12.5 – Характер зміни кінематичної погрішності і її гармонійних складових

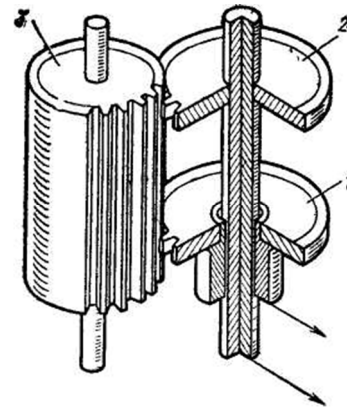


Рисунок 12.6 – Схема комплексного однопрофільного контролю

Одна з можливих схем приладу для перевірки показана на рис. 12.6, де 1, 2 і 3 – відповідно вимірювальне, що перевіряє й проміжне колеса. Шпинделі коліс 1 і 2 концентричні, але можуть повертатися відносно друг друга на деякий кут. При обертанні проміжного колеса колесо, що перевіряється внаслідок сукупного впливу різних погрішностей або обганяє, або відстає від вимірювального колеса, що приводить до розбіжності обертання їхніх шпинделів, фіксується датчиком і передається на самописний прилад (на рис. 12.6 показане стрілками). Погрішності проміжного колеса не впливають на точність виміру за умови, що вони постійні по довжині кожного зуба.

Числові значення  $F'_i$  у стандарті не наведені, їх підраховують по співвідношенню  $F'_i = F_p + f_f$  де  $F_p$  – допуск на накопичену похибка кроку зубчастого колеса, прийнятий залежно від ступеня по нормам кінематичної точності;  $f_f$  – допуск на похибка профілю зуба, який обирається відповідно до встановленого в передачі ступеню точності по нормам плавності роботи.

*Похибка профілю зуба  $f_f$*  визначають за допомогою евольвентоміра, як відстань між двома номінальними торцевими профілями, що обмежують дійсний торцевий активний профіль зуба в площині, перпендикулярній робочої осі колеса.

Якщо буде потреба допуск для передачі знаходять як суму допусків на кінематичну похибку для складових її зубчастих коліс. Визначення найбільшої кінематичної погрішності передачі  $F'_{ior}$  (як і у всіх інших випадках контролю показників у передачі) виконують за повний цикл зміни відносного положення зубчастих коліс, тобто в межах числа обертів більшого колеса, рівного частці від розподілу числа зубів меншого колеса на загальний найбільший дільник чисел зубів обох коліс передачі.

Комплексний показник  $F'_{ir}$  найбільш повно характеризує сумарний прояв погрішностей колеса в умовах, близьких до експлуатаційних, але його використання обмежене через відсутність простих і надійних вимірювальних приладів. Комплексним показником для оцінки кінематичної точності є також накопичена похибка кроку по зубчастому колесу  $F_{pr}$  або по  $k$  кроків  $F_{prk}$ . По суті це найбільша похибка у взаємному розташуванні двох будь-яких однойменних профілів зубів на одному колі колеса або на заданій її частині в  $k$  кутових кроків, що проходить крізь середину висоти зуба, із центром на робочій вісі колеса в площі перетину, перпендикулярному його вісі.

Наочне уявлення про показник дає схема (рис. 12.7), на якій тіньова проекція зубчастого вінця колеса, що перевіряється, накладена на виконаний, у заданому масштабі, геометрично правильний кресленик того ж вінця (штриховий профіль). Після суміщення бокового профілю одного із зубів (умовно – першого) з відповідним теоретичним профілем на кресленні виявляється, що профілі інших зубів колеса або не доходять (негативні погрішності) або переходять (позитивні погрішності) за свої номінальні контури. Помилки окремих кроків можуть бути й незначними, коли їх вимірюють між двома будь-якими сусідніми зубами колеса. Але щодо номінального розташування профілю зуба вони поступово підсумуються, досягаючи на однім зубі найбільшого позитивного, а на іншому найбільшого негативного значень. Алгебраїчна різниця цих найбільших накопичених погрішностей становить  $F_{pr}$ . Замість  $F_{pr}$  можна контролювати накопичену похибку на  $k$  кроках  $F_{prk}$ , призначаючи допуск для  $k = z/6$  (зі скругленням до найближчого більшого цілого числа зубів).

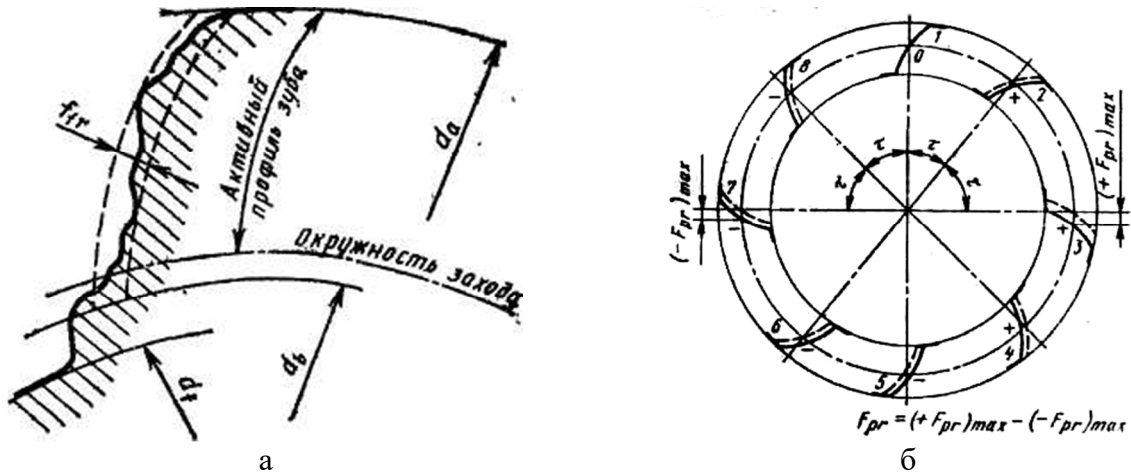


Рисунок 12.7 – Схема вимірювання комплексного показника для оцінки кінематичної точності

Характер змінення накопиченої погрішності кроку зубчатого колеса близький до  $k$  характеру змінення кінематичної погрішності (рис. 12.8), але відображує погрішності кута повороту в вигляді дискретних значень, зафіксованих для ідентичних точок однойменних профілів зубів через кожен кутовий крок  $\tau$ . Послідовно поєднавши точки, отримуємо графік. Для колеса значення  $F_{pr}$  завжди менше значень  $F'_{ir}$ ,  $F_{pr}$  або  $F_{pkr}$ . Їх вимірюють за допомогою універсальної оптичної ділильної головки, яка дозволяє послідовно повертати колесо, що контролюється в центрах прибору на номінальну величину кутового кроку. Індикатор, налагоджений на нуль по будь-якому зубу, для наступних зубів даного колеса буде показувати відповідну накопичену похибка кроку. Існують станкові кутові крокоміри для коліс з модулем від 1 до 10 мм, і  $\varnothing$  від 20 до 400мм і ціною поділки 2".

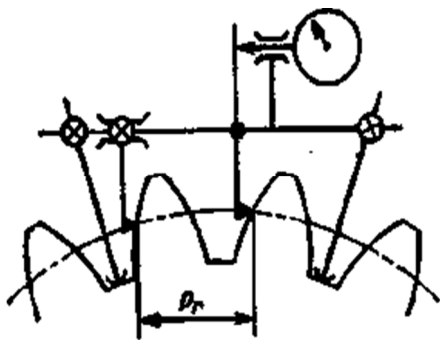


Рисунок 12.8 Вимірювання змінення накопиченої погрішності кроку зубчатого колеса

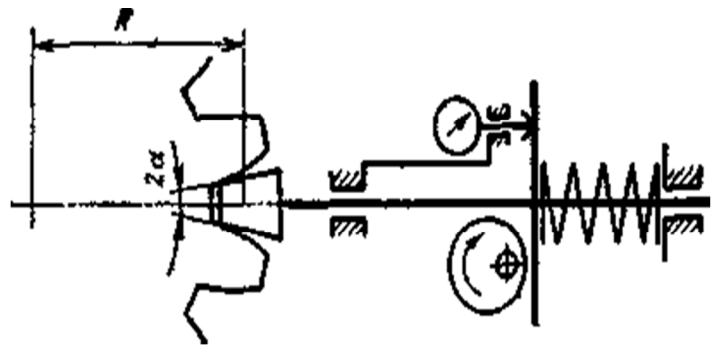


Рисунок 12.9 Контроль кроків за допомогою накладного крокоміра

З побічних методів найбільш простий і доступний метод контролю кроків за допомогою накладних (рис. 12.9) крокомірів, які порівнюють окружні кроки зубчатого колеса з довільно вибраним першим кроком, по якому встановлюється нуль прибору. Метод використання накладних крокомірів не точний.

Кінематична похибка може розглядатися як результат одночасної дії двох складових погрішностей – радіальної і тангенціальної (дотичної). Радіальна складова є наслідком головним чином ексцентриситету встановлювання заготовки щодо осі обертання стола зуборізного верстата, радіального биття стола й зуборізного інструмента. Тангенціальна складова є наслідком погрішностей зуборізного верстата, ведучих до порушення рівномірності обкату інструмента й виробу, а особливо кінематичних погрішностей кінцевої ланки кінематичного ланцюга привода обертання стола (кінцевого ділильного колеса, черв'ячної пари й т.п.), які цілком переносяться на оброблюване колесо.

В якості контрольних показників для радіальної складової кінематичної погрішності передбачені  $F_{rr}$  і  $F''_{ir}$ . Радіальне биття зубчастого вінця  $F_{rr}$  є наслідком розбіжності робочої осі колеса з геометричної (технологічної) віссю зубчастого вінця. При вимірі радіального биття на спеціальних биттемірах контролюємого зубчастого колеса, встановлюють в центрі приладу на оправці, після чого в западини зубів послідовно вводиться шпindel високоточної вимірювальної головки, оснащений спеціальним змінним наконечником. У принципі тангенціальні наконечники повинні виконуватися у формі западини зуба чи вихідної рейки відповідного модуля. У вітчизняних приладах наконечники мають вигляд конуса (рис. 12.9) з кутом при вершині  $2\alpha = 40^\circ$ .

Менш точно радіальне биття зубчастого вінця можна виміряти в стандартних центрах шляхом послідовного підведення наконечника індикатора до дна западин зубів. При черговому повороті колеса індикатор відтягають на необхідну відстань. У биттемірах відсув здійснюється автоматично за допомогою кулачка.

*Коливання вимірювальної міжосьової відстані за оберт зубчастого колеса  $F''_{ir}$  (комплексна радіальна похибка) чисельно дорівнює різниці між найбі-*

льшим і найменшим дійсними міжосьовими відстанями при зачепленні вимірювального зубчастого колеса з контрольованим без зазору, при повороті останнього за оберт.

При комбінуванні норм кінематичної точності і плавності роботи з різних ступенів точності допуски на коливання вимірювальний  $a_w$  за оберт зубчастого колеса підраховують по формулі  $[F''_i]_{ком б} = [F''_i - f''_i]_F + [f''_i]_f$ , де допуски з індексом  $F$  приймають по заданому ступеню кінематичної точності, а з індексом  $f$  – по ступеню плавності роботи. Показник  $F''_{ir}$  легко визначати в цехових умовах на міжцентромірі (рис. 12.10). На напрямні станини 1 каретка 2 стопориться рукояткою 3. На оправку 4 по черзі розміщують зубчасті колеса 5, що перевіряються. На оправці 6 рухомої каретки 8 встановлюють вимірювальне зубчасте колесо 7. Під дією пружини 10 колеса постійно перебувають у двопрофільному (без зазору) зачепленні. При провороті коліс вручну коливання вимірювальної відстані  $a_w$  буде відповідати найбільшій різниці показань індикатора 9. Якщо фіксувати відхилення при провертанні контрольованого колеса по кожному кутовому кроку, то одержимо дійсні значення коливання вимірюваної міжосьової відстані  $a_w$  на один зуб  $f''_{ir}$ , яке використовується як контрольний показник плавності роботи.

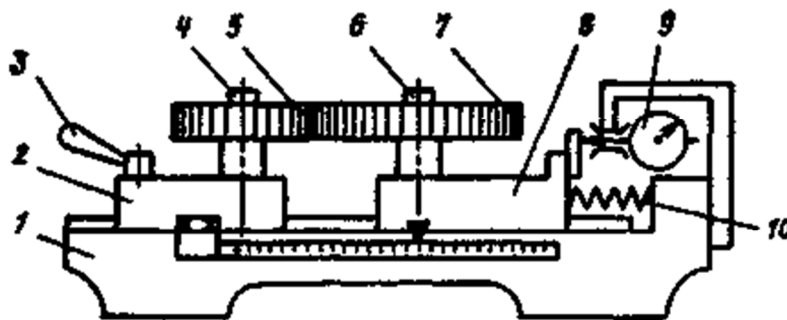


Рисунок 12.10 – Міжцентромір

Для контролю тангенціальної складової кінематичної погрішності передбачені показники  $F_{VWr}$  і  $F_{cr}$ . Коливання довжини загальної нормалі  $F_{VWr}$  дорівнює різниці між найбільшими й найменшою дійсними довжинами загальної нормалі в тому самому зубчастому колесі:  $F_{VWr} = W_{r \max} - W_{r \min}$ . Перевагою цього показника є простота виміру в будь-яких виробничих умовах за допомогою но-

рмалеміру (рис. 12.11), причому ніяких підрахунків номінального значення довжини загальної нормалі при цьому не потрібно.

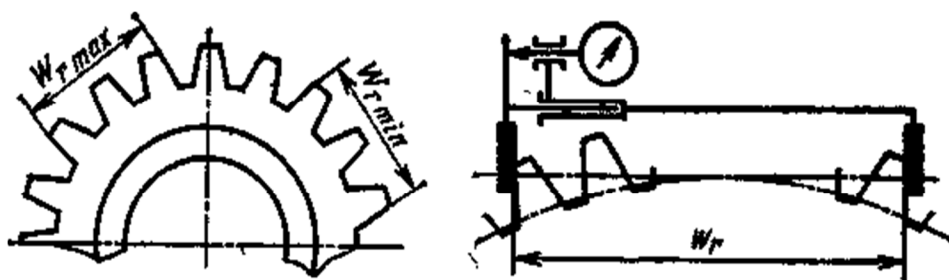


Рисунок 12.11 – Нормалемір

Похибка обкатування  $F_{cr}$  є складовою кінематичної погрішності зубчастого колеса, при обертанні його на технологічній осі, при виключенні при цьому циклічних погрішностей зубцевої частоти й кратних їй більш високих частот. Це означає, що з кінематичної погрішності повинні бути виключені радіальне биття зубчастого вінця й погрішності основного кроку. Це зумовлює відповідність погрішності обкату накопиченій погрішності кроку, яка визначається на його технологічній осі, навколо якої воно обертається в процесі остаточної механічної обробки обох сторін зубів. Отже, похибка обкату можна визначати або виміром накопиченої погрішності кроку за допомогою кутомірної пристрою з індикатором безпосередньо при обробці колеса на зубооброблювальному верстаті, або на приладі з кутомірним пристроєм після вивірки колеса по зубчастому вінцю або спеціальному контрольному бортику, по якому колесо вивірювалось на верстаті.

Якщо колеса не загартовуються, то застосовують непрямий контроль погрішності обкату шляхом перевірки кінематичної погрішності ланцюгу обкату зубооброблювального верстату. При цьому кінематоміром визначають незгодженість в обертаннях стола верстата й інструментального шпинделя. Відносно велика трудомісткість більшості способів обмежує використання  $F_{cr}$  в якості контрольного параметра в порівнянні з  $F_{vw}$ . Чисельно допуски на ці показники однакові:  $F_c = F_{vw}$ .

## 12.5 Плавність роботи, її нормування й контроль

Ця характеристика передачі визначається параметрами, погрішності яких багаторазово (циклічно) проявляються за оберт зубчастого колеса й також становлять частину кінематичної погрішності. Аналітично або за допомогою аналізаторів кінематичну похибка можна представити у вигляді спектра гармонійна складових, амплітуда й частота яких залежать від характеру складових погрішностей. Наприклад, відхили кроку зачеплення (основного кроку) викликають коливання кінематичної погрішності із зубцевою частотою, рівній частоті входу в зачеплення зубів коліс.

Циклічний характер погрішностей, що порушують плавність роботи передачі, і можливість гармонійного аналізу дають підставу визначати й нормувати по спектру кінематичної погрішності.

Плавність роботи характеризується подвоєною амплітудою гармонійних складових кінематичної погрішності (рис. 12.5).

Перша гармонійна складова ( $k = 1$ ) по суті тотожна кінематичної погрішності. Визначальною для плавності роботи звичайно є друга ( $k = 2$ ) і іноді наступні гармонійні складові, що надають кривий кінематичної погрішності хвилеподібний вид.

При прямозубих колесах частота коливань (Гц) дорівнює або кратна частоті входу в зачеплення зубів коліс, внаслідок чого її називають зубцевою частотою ( $zn, 2zn, \dots$ , де  $n$  – частота обертання,  $s^{-1}$ ). Коливання зубцевої частоти є наслідком погрішностей кроку зачеплення, робочих профілів і напрямі зубів.

У косозубих коліс зі значним осьовим перекриттям порушення плавності роботи зв'язано ще з хвилястістю гвинтової поверхні зубів, а тому в цих передачах можуть бути додаткові гармоніки з різними частотами й порівнянними амплітудами.

При роботі передачі розглянута категорія погрішностей викликає вібрації, шум високого тону, що виникають від повторюваних розривів контакту сполучених зубів. Розглянемо показники контролю плавності роботи зубчастих коліс



і передач.

*Місцева кінематична похибка зубчастого колеса  $f'_{ir}$*  (по суті це комплексна тангенціальна похибка на зубі) визначається як найбільша різниця між місцевими екстремальними (мінімальними й максимальними) значеннями кінематичної погрішності зубчастого колеса в межах його оберту (рис. 12.4).

*Циклічна похибка зубчастого колеса (передачі)  $f_{zkr}$  ( $f_{zkor}$ )* дорівнює подвоєній амплітуді гармонійної складової кінематичної погрішності зубчастого колеса (передачі). Контролюють звичайно другу гармонійну складову.

*Циклічна похибка зубцевої частоти зубчастого колеса (передачі)  $f_{zkr}$  ( $f_{zkor}$ )* являє собою циклічну похибка у зачепленні з вимірювальним колесом (у передачі) із частотою повторень, рівній частоті ходу зубів у зачепленні.

Перераховані показники *близькі* за змістом і значеннями допусків. При контролі з вимірювальним колесом (частоту  $k$  приймають рівної числу зубів контрольованого колеса, при контролі передачі – рівної числу зубів веденого колеса. Числові співвідношення між допусками в передачі й окремих колесах визначені ГОСТ 1643–81.

Методи двопрофільного і поелементного контролю зубчастих коліс дозволяють визначити головним чином геометричний характер критеріїв точності елементів зубчастих механізмів, важливий для виконання ними кінематичних функцій. Тому вони не можуть забезпечити об'єктивної оцінки якості роботи зубчастої передачі.

Контроль циклічних погрішностей зубцевої частоти стає можливим у зв'язку з появою нових електронних вимірювальних засобів з наявністю перетворювачів і аналізаторів. Вид запису циклічної погрішності з періодом зубцевої частоти  $nz$  показаний на рис. 12.12, *a*, а спектр її гармонійних складових – на рис. 12.2, *б*.

Місцеву кінематичну похибка і циклічні погрішності виявляють при комплексному однопрофільному контролі одночасно з найбільшою кінематичною погрішністю.

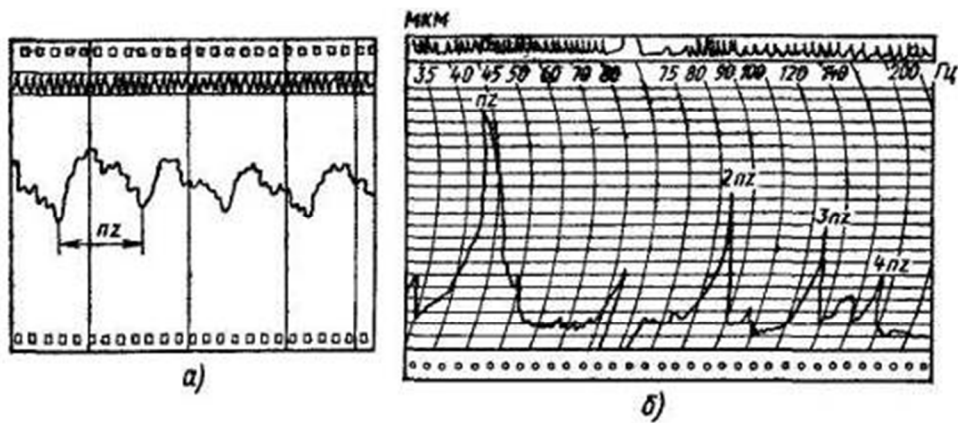


Рисунок 12.12 – Контроль циклічних погрешностей зубцевої частоти

Визначення останньої, так ще з виділенням складових гармонік не забезпечено цеховими апаратурами, тому зазначені показники можна використовувати лише у відповідно оснащених вимірювальних лабораторіях. ГОСТ 1643–81 установлює з урахуванням заданого ступеня точності по плавності роботи й більше доступні для контролю показники.

Коливання вимірювальної міжосьової відстані на одному зубі  $f''_{ir}$  (комплексна радіальна похибка на зубі) відрізняється від  $F''_{ir}$  тим, що зміна дійсний міжосьовий  $a_w$  при зачепленні з вимірювальним колесом без зазору фіксується після повороту контрольованого колеса на кутовий крок. Найбільша різниця будь-яких двох сусідніх показань не повинна перевищувати допуску  $f''_i$ .

Відхили кроку зачеплення  $f_{pbr}$  дорівнює різниці між дійсним і номінальним кроками зачеплення і дозволяє контроль плавності роботи через похибка кроку. Тому що крок зачеплення  $p_a$  дорівнює основному нормальному кроку зубів циліндричного колеса  $p_{bn}$ , те значення  $f_{pbr}$  визначають як найкоротша відстань між двома паралельними площинами, дотичними до двох однойменних активних бокових поверхонь сусідніх зубів колеса. Зазначену похибка вимірюють крокоміром у перетині, перпендикулярному напрямку зубів у дотичній до основного циліндра площині.

Накладний крокомір БВ–5070 (рис. 12.13) налагоджують відповідно блоку кінцевих мір на номінальний крок  $p_a$  контрольованого колеса. При вимірі крокомір установлюють на зубчастому вінці колеса так, щоб площина наконечника 2 щільно прилягала до профілю одного із зубів, регульований опорний на-

конечник 3, призначений для підтримки приладу в процесі виміру, забезпечує вимірювальним наконечникам 1 і 2 положення, при якому крапки контакту з боковими поверхнями двох сусідніх зубів у зоні активного профілю розташовуються по нормалі до цих поверхонь. Для визначення дійсного відхила кроку зачеплення крокомір повільно повертають в обидва боки, опираючись на наконечник (як би обкатує колесо), приймаючи при цьому найменший відхил за значення  $f_{pbr} = p_{ar} - p_{a\text{ ном}}$ .

Відхили кроку (торцевого)  $f_{ptr}$  є різниця дійсного кроку  $p_{tr}$  і розрахункового торцевого кроку  $p_b$ , що являє собою кінематичну похибка зубчастого колеса при його повороті на один номінальний кутовий крок. ГОСТ 1643–81 передбачає симетричні верхні й нижні граничні відхили кроків:  $\pm f_{pb}$  і  $\pm f_{pr}$ . Для різних показників плавності роботи встановлені області можливого застосування не тільки відповідно ступеню точності, але й залежно від значень номінального коефіцієнта осьового перекриття  $\varepsilon_\beta$ .

Для підвищення зносостійкості й довговічності зубчастих передач необхідно, щоб повнота контакту сполучених бокових поверхонь зубів коліс була найбільшою. При неповному або нерівномірному приляганні зубів зменшується несуча площа поверхні їхнього контакту, нерівномірно розподіляються контактні напруги й мастильний матеріал, що приводить до інтенсивного зношування зубів. Для забезпечення необхідної повноти контакту зубів у передачі встановлені норми контролю сумарної плями контакту.

Сумарною плямою контакту називають частину активної бокової поверхні зуба колеса, на якій розташовуються сліди прилягання зубів парного колеса (сліди надирів або фарби) у зібраній передачі після обертання під навантаженням, установлюваної конструктором. Пляма контакту (рис. 12.14) визначається: по довжині зуба відношенням відстані  $a$  між крайками слідів прилягання за винятком розривів  $c$ , (у мм), до довжини зуба  $b$ , тобто  $[(a - c)/b] \times 100\%$ ; по висоті зуба відношенням середньої (по довжині зуба) висоти слідів прилягання  $h_m$  до висоти зуба відповідної активної бокової поверхні  $h_p$ , тобто  $(h_m/h_p) \times 100\%$ .

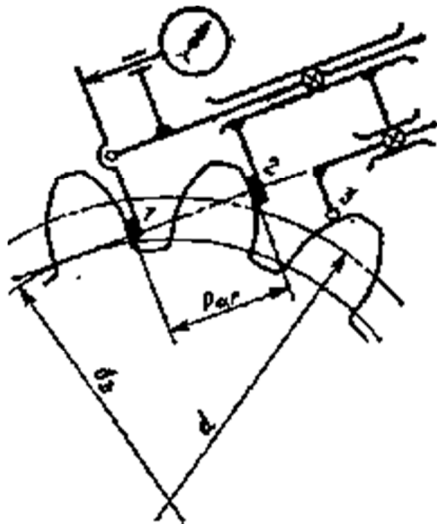


Рисунок 12.13 – Накладний крокомір БВ–5070

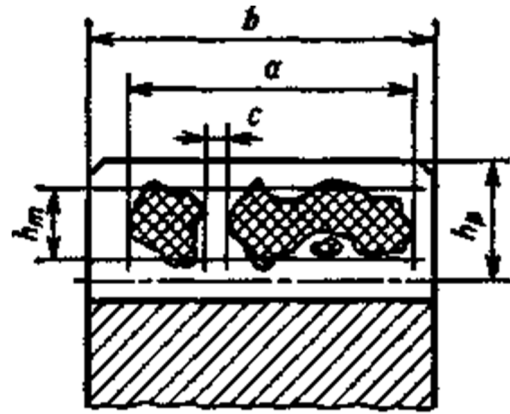


Рисунок 12.14 До визначення плями контакту

## 12.6 Контакт зубів, його нормування і контроль

Допускається оцінювати точність зубчастого колеса по сумарній або миттєвій плямі контакту його зубів із зубами вимірювального колеса за умови відповідного збільшення плями контакту. До недоліків показника варто віднести неможливість його повноцінного використання під час виготовлення деталей передачі, суб'єктивність оцінки і існуванням випадків важкої доступності поверхні спостереження. Зазначеній умові відповідає комплексний показник – *сумарна пляма контакту* (частина активної бокової поверхні зуба, на якій розташовуються сліди його прилягання до зубів парного колеса в зібраній передачі після обертання під розрахунковим навантаженням). Миттєва пляма контакту, обумовлюється провертанням колеса зібраної передачі на повний оберт з легким пригальмовуванням.

Замість комплексних застосовуються перевірки, які складаються з показників для коліс і окремих показників для корпуса передачі (при нерегульованому розташуванні осей). *Похибка напрямку зуба  $F_{\beta r}$*  (рис. 12.5,а) є відстань між двома номінальними ділільними лініями зуба в торцевому перетині, між якими укладена дійсна ділільна лінія зуба в межах робочої ширини зубчастого вінця  $b$ . Під дійсною ділільною лінією зуба розуміється лінія перетинання дійсної

бокової поверхні зуба з ділильним циліндром, вісь якого збігається з робочою віссю колеса.

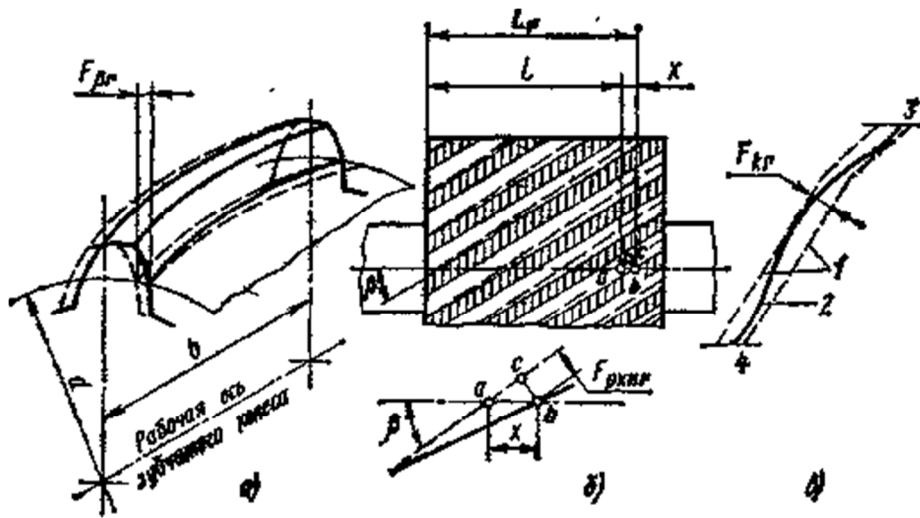


Рисунок 12.15 – Показники для коліс

Відхили напрямку зуба визначають на спеціальних приладах – ходомірах. Після попереднього налагодження приладу вимірювальний наконечник, що контактує з боковою поверхнею зуба, що контролюється описує щодо осі колеса теоретичну гвинтову лінію. Це обумовлено кінематичним зв'язком у приладі поступального руху вимірювального наконечника уздовж осі контрольованого колеса з кутом повороту цього колеса. Сучасні евольвентоміри контролюють і напрям зуба.

Відхили осьових кроків по нормалі  $F_{F_{кнр}}$  (рис. 12.5,б) дорівнює різниці (по однойменних лініях) між дійсною осьовою відстанню зубів  $L_r$  і сумою відповідного числа номінальних осьових кроків  $L$ , яка помножена на синус кута нахилу ділильної лінії зуба. Показник використовують для досить широких косозубих коліс, обмежують симетричними відхилами  $\pm F_{F_{кнр}}$ .

Похибки форми і розташування контактної лінії  $F_{F_{кнр}}$  (рис. 12.5,в) являє собою відстань по нормалі між двома найближчими номінальними потенційними контактними лініями 1, умовно покладеними на площину (поверхня) зачеплення, між якими розміщується дійсна контактна лінія 2 у межах активної бокової поверхні зуба 3–4. Під потенційною контактною лінією розуміють лі-

нію перетинання поверхні зуба поверхнею зачеплення. Допуск  $F_k$ , як і допуск  $F_\beta$ , обмежує абсолютну величину відповідної погрішності.

Показники  $F_{pxnr}$  і  $F_{kr}$  можуть бути визначені на станкових вимірювальних приладах – універсальних контактомірах.

Як було зазначено, одночасно в корпуса передачі повинні бути витримані допуски на *відхил від паралельності осей*  $f_{xr}$  і на *перекіс осей*  $f_{yr}$  які контролюють на довжині, рівній робочій ширині вінця або на пів шеврона. На повноту контакту коліс впливають погрішності форми зубів і погрішності їхнього взаємного розташування в передачі.

Відхилом осьових кроків по нормалі  $F_{pxnr}$  називають різницю між дійсною осьовою відстанню зубів і сумою відповідного числа номінальних осьових кроків, помножену на синус кута нахилу ділильної лінії зуба  $\beta_p$ , тобто  $F_{pxnr} = F_{pxr} \times \sin \beta$  (рис. 12.5, а).

Під дійсною осьовою відстанню зубів розуміють відстань між однойменними лініями зубів косозубого зубчастого колеса по прямій, паралельної робочої осі. Відстань між однойменними лініями сусідніх зубів є дійсним осьовим кроком. За ГОСТ 1643–81 передбачені граничні відхилення осьових кроків по нормалі  $\pm F_{pxn}$ .

## 12.6 Вид спряження. Нормування та контроль

Вид спряження в зубчастій передачі характеризується наявністю й величиною гарантованого бокового зазору. Боковий зазор у передачах, як правило, створюється за рахунок деякого зменшення товщини спряжених зубів коліс. Необхідне стоншення досягається додатковим зсувом вихідного контуру зубонарізного інструмента в напрямі наближення до нарізаємих зубів. При цьому заготівка й інструмент відповідно до кінематичного ланцюга верстата примусово обертаються з заданим передаточним відношенням.

Додатковий зсув вихідного контуру визначається двома групами причин: 1) пов'язаними із забезпеченням нормальних умов роботи передачі; 2) пов'язаними з необхідністю компенсувати погрішності виготовлення деталей і монта-

жу передачі. Однак, щоб цей гарантований боковий зазор реально мав місце в зібраній передачі, товщину зубів коліс треба зменшити, і, отже, зсув вихідного контуру збільшити більшою мірою, чим це треба з розрахунку.

Найменший додатковий зсув вихідного контуру  $E_{Hs}$ , крім одержання гарантованого бокового зазору, одночасно компенсує погрішності виготовлення зубчастих коліс (коливання розмірів товщини зубів, основного кроку, відхилів напряду зубів) і монтажу передачі (наслідок негативних відхилів міжосьової відстані, відхилів від паралельності й наявності перекосу осей основного корпусу, ексцентриситетів і різностінності проміжних корпусів, стаканів або втулок під підшипники, битті і зазорів у підшипників). Отже, зсув вихідного контуру на кожному зубчастому колесі щодо робочої осі визначається за формулою:

$$E_{Hs1} + E_{Hs2} = (j_{n \min} + k_j)/2 \sin \alpha, \quad (12.4)$$

де  $E_{Hs1}$  і  $E_{Hs2}$  – найменший додатковий зсув вихідного контуру на першому і другому зубчастих колесах передачі;  $k_j$  – додаткова частина бокового зазору, призначена для компенсації впливу погрішностей виготовлення й монтажу.

Припустимі похибки виготовлення міняються зі зміною ступеня точності коліс, отже, частина бокового зазору  $k_j$ , уже залежить від ступеня точності передачі (по нормах плавності). Значення  $k_j$  підраховані для всіх видів сполучення й діапазонів діаметрів ділильного кола і побічно враховані в ГОСТ 1643–81 через зазначені там значення  $E_{Hs}$ . Тому, зокрема, для сполучень виду Н ( $j_{n \min} = 0$ ) значення  $E_{Hs} \neq 0$ , а мають конкретні; числові значення.

Схема зменшення товщини зубів колеса з метою одержання в передачі сумарного бокового зазору  $j_{n \min} + k_j$  наведено на рис. 12.16. Штриховою лінією позначений теоретичний контур зуба колеса в зачепленні з вихідним контуром рейки, що не має зсуву; ділильна пряма дотична до ділильного кола. Після реалізації найменшого додаткового зсуву вихідного контуру на  $E_{Hs}$  буде утворений максимально припустимої товщини зуб (жирна лінія), що має від'ємне найменше відхил по товщині  $E_{cs}$ . Допуск на зсув вихідного контуру  $T_H$  визначає зо-

ну розташування реальних значень додаткового зсуву  $E_{Hs}$  (дійсно одержуваних при налагодженнях верстата), а також допуск на товщину зуба  $T_c$  і його дійсні відхили  $E_{cs}$  вимірювані по постійній хорді.

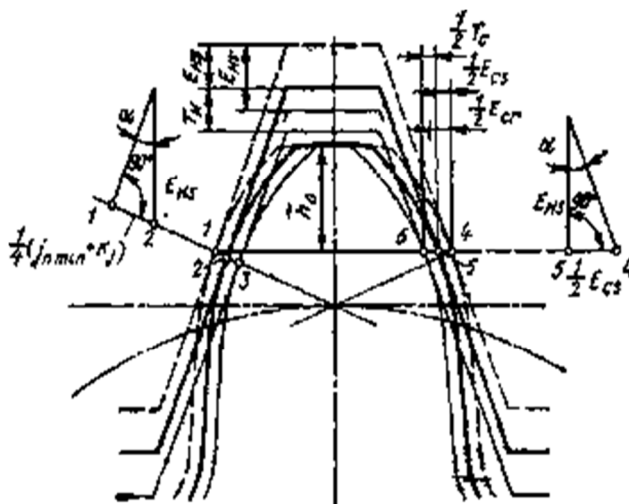


Рисунок 12.16 – Схема зменшення товщини зубів колеса

Праворуч і ліворуч від профілю зуба на рис. 12.16 показан геометричний взаємозв'язок між найменшим додатковим зсувом вихідного контуру, мінімальним стоншенням зуба і найменшим сумарним боковим зазором. Величина  $j_{n min}$  і допуск  $T_{jn}$  є параметрами пари сполучених у передачі коліс. У більшості випадків їхні ділильні діаметри ставляться до тому самому або сусідніх інтервалів розмірів  $d$ , внаслідок чого  $E_{Hs1} \approx E_{Hs2}$ . Тоді кожне з коліс створює половинну частку зазору, а при симетричному розташуванні зуба щодо його номінального контуру зсув «у тіло» бокового профілю кожної сторони утворить чверть сумарного зазору.

Значення допусків на боковий зазор у стандарті не наведений і контроль найбільшого значення бокового зазору не передбачений, оскільки він є замикаючою ланкою розмірного ланцюга, усі ланки якої обмежені запропонованими допусками. При необхідності найбільший граничний боковий зазор можна підрахувати по формулі:

$$j_{n max} = j_{n min} + (T_{H1} + T_{H2} + 2f_a) 2 \sin \alpha, \quad (12.5)$$

де  $f_a$  – половина повного допуску на міжосьову відстань у корпусі передачі.



Найбільш об'єктивним методом контролю варто вважати прямий вимір бокового зазору, який існує в зібраній передачі,  $j_{nr}$  при регульованому розташуванні осей у якості остаточного такий вид контролю є єдиним.

У зібраній передачі дійсний боковий зазор можна визначити вимірюючи індикатором люфт по колу одного з коліс при загальмованому другому, іноді за допомогою набору щупів, а при неможливості – з допомогою свинцевого дротика (її кладуть із боку неробочих профілів, після повороту коліс вона обіжметься й у найбільш тонкому місці буде відповідати боковому зазору). Вимір обраним способом повторюють декілька раз при різних взаємних положеннях шестерні й колеса. Основним недоліком прямих методів виміру бокового зазору є можливість їх використання лише на стадії остаточної готовності зубчастої передачі. На підприємствах переважно користуються непрямими методами контролю бокового зазору, що полягають у перевірці яким–небудь способом отриманого стоншення зубів у спряжених коліс перевіркою міжосьової відстані в корпусах для передач із нерегульованим розташуванням осей.

Методи контролю окремих коліс незамінні при налагодженні верстатів, постійному контролі стабільності технологічних процесів зубооброблення, вони є єдиними при виготовленні зубчастих коліс в якості замінних частин.

Нижче розглянуті схеми чотирьох основних способів контролю товщини зубів.

*Перший спосіб* заснований на контролі припустимих відхилів вимірювальної міжосьової відстані  $a''$ . Під номінальним вимірювальним МОВ розуміють відстань при зачепленні без зазору вимірювального колеса з контрольованим, що має найменший додатковий зсув вихідного контуру й позбавленим погрешностей. Контроль здійснюють на верстатних вимірювальних приладах для комплексної двопрофільної перевірки (наприклад, міжцентромірах) з базуванням від осі в умовах, близьких до експлуатаційного; тому він дає найбільш достовірне подання про придатність колеса з погляду забезпечення бокового зазору. Пояснюється це ще й тим, що при розглянутій схемі автоматично враховується радіальне биття зубчастого вінця, що істотно змінює (зменшує) значення бокового зазору, очікуване з обліку тільки одного стоншення зубів. На рис. 12.17,а

схематично показана встановлення контрольованого 1 і вимірювального 2 зубчастих коліс на міжцентромірі і розташування верхнього  $E_{a''t}$  і нижнього  $E_{a''n}$  граничних відхилів, номінальний вимірювальний  $a_w$  при зовнішньому зачепленні. На рис. 12.17,б показаний характер зміни коливання  $a_w$  за оберт контрольованого колеса й числові значення зазначених вище граничних відхилів.

Перед виміром між осями оправок міжцентроміру за допомогою кінцевих мір довжини або по призначеній для цієї мети масштабній лінійці й ноніусу варто встановити номінальне вимірювальне міжосьову відстань  $a''$  і вивести на нуль шкалу відлікового приладу. Вимірювання здійснюється методом поступового наближення.

Другий спосіб – за допомогою тангенціального зубоміру (рис. 12.18) вимірюють дійсний зсув вихідного контуру за умови прийняття за початок відліку поверхні вершин зубів. Спосіб може вважатися задовільним тільки за умови жорсткості допуску на  $d_a$  (див. табл. 12.1) проти звичайно призначуваних  $h11$  або  $h12$  з відповідним зменшенням шорсткості поверхні  $d_a$  і жорсткістю допуску на биття. Призма базування, у вигляді номінального профілю западини вихідного контуру забезпечує швидку й правильну орієнтацію приладу і гарний контакт із колесом. Прилад налагоджують по одному з настановних роликів шляхом переміщення губок призми в номінальне положення (до торкання ролика) і повороту шкали на нульовий розподіл (після притискання настановного ролика).

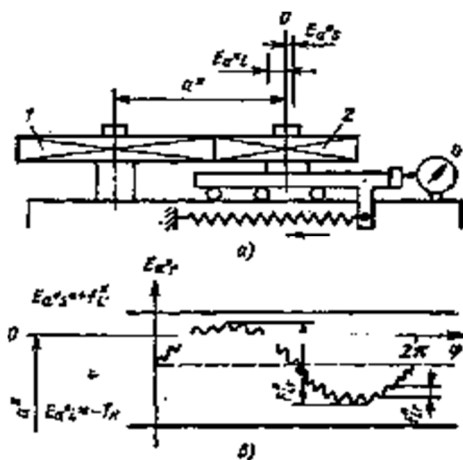


Рисунок 12.17 – Контроль припустимих відхилів вимірювальної міжосьової відстані  $a''$

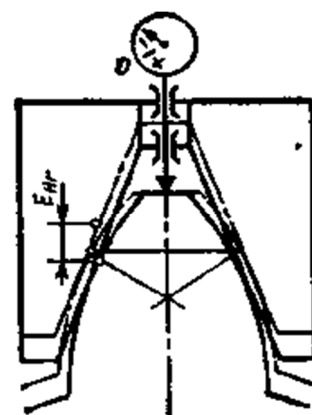


Рисунок 12.18 –Зубомір тангенціальний

Третій спосіб заснований на безпосередньому вимірі товщини зубів по постійній хорді крайковим зубоміром (рис. 12.19). Для налагодження зубоміра попередньо підраховують відстань до постійної хорди  $\bar{h}_c$ . Цей спосіб не є досить точним. В зв'язку з базуванням не по вісі додається ускладнення орієнтації приладу на колесі й вимір розміру гострою крайкою, що не відповідає дійсним умовам зачеплення зубів.

Четвертий спосіб непрямого контролю, широко використовується при змінюваній на практиці, передбачає оцінку стоншення зубів на основі виміру довжини загальної нормалі (відстань між двома паралельними площинами, дотичними до двох різнойменних профілів зубів). Загальною нормаллю є пряма, дотична до основної окружності (рис. 12.20).

Для прямозубих некоригованих коліс із  $\alpha = 20^\circ$  розрахункове число зубів на довжині загальної нормалі  $z_{nr} = 0,111z + 0,5$ . Довжину загальної нормалі розраховують (з точністю до 0,001 мм) відповідно залежності

$$W = [\pi(z_n - 0,5) + 2x \operatorname{tg} \alpha + z \operatorname{inv} \alpha] m \cos \alpha.$$

При куті профілю  $\alpha = 20^\circ$  і відсутності зсуву вихідного контуру ( $x = 0$ ), приймаючи  $\cos 20^\circ = 0,939693$ ,  $\operatorname{inv} 20^\circ = 0,014904$  і  $\pi = 3,14159$ , одержуємо

$$W = m [1,47606 (z_n - 1) + 0,014z],$$

де  $z_n$  – округлене до найближчого цілого числа значення  $z_{nr}$ .

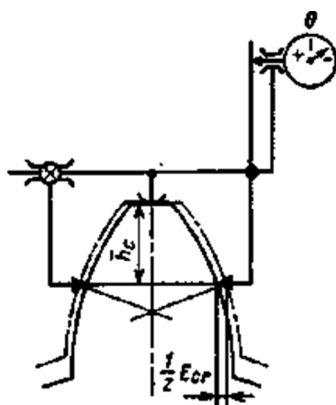


Рисунок 12.19 – Зубомір крайковий

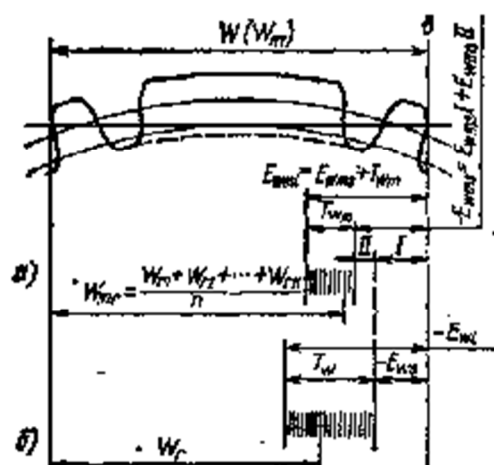


Рисунок 12.20 – Вимір довжини загальної нормалі

При цьому кінці відрізка  $W$  розташовуються на бокових поверхнях зубів поблизу від ділильного кола колеса. Внаслідок стоншення зубів зовнішнього розташування дійсна довжина загальної нормалі, природно, теж стане менше номінальної. ГОСТ 1643–81, що передбачає два варіанти контролю: через середню довжину загальної нормалі  $W_{mr}$  (рис. 12.20,а) і через дійсні значення довжин загальної нормалі  $W_r$  (рис. 12.20,б). Відповідно до найменшого додаткового зсуву вихідного контуру  $E_{Hs}$  встановлені верхні (негативні) відхилення  $E_{Wms}$  при контролі середньої довжини й  $E_{Ws}$  – при контролі дійсних значень загальної нормалі. Значення  $E_{Ws}$  є одночасно першим доданком для відхилення  $E_{Wms}$ , повна величина якого отримується шляхом додавання другого доданка, що складає (I + II), прийнятого відповідно ГОСТ 1643–81. Якщо перший доданок залежить головним чином від виду сполучення й розміру ділильного діаметра, то другий – тільки від допуску на радіальне биття вінця  $F_r$ , що відповідає нормам кінематичної точності для коліс, що перевіряються.

У відповідності з допуском на зсув вихідного контуру  $T_n$  встановлений допуск на середні нормалі  $T_{Wm}$  і на дійсні  $T_w$ .

Дійсні значення загальних нормалей у декількох місцях по колесу можуть бути обмірювані індикаторними нормалемірами (НЦ–1, НЦ–2), зубомірними мікрометрами типу МЗК і на універсальних зубовимірювальних приладах (УЗП–400, БВ–584М і ін.). Всі зазначені прилади (крім мікрометричних) попередньо налагоджують на розрахунковий розмір  $W$ .

Перевагами контролю по  $W_r$  перед контролем по  $W_{mr}$  є відсутність хоча й елементарних, але підрахунків, що займають час, і можливість застосування твердих скоб. При контролі по  $W_{mr}$  окремі значення  $W$ , у придатних коліс можуть виходити за межі поля допуску, що не дозволяє їх контролювати калібрами. Четвертий метод не враховує радіальне биття зубчастого вінця, бо характеризує не найбільший зсув вихідного контуру, а його середнє значення.

### ***Система контролю допусків циліндричних зубчастих передач***

Обсяг сучасного виробництва й трудомісткість контрольних операцій, як

правило, не дозволяють забезпечити суцільний контроль коліс. Тому виготовлювач систематично здійснює профілактичний і поточний контроль у процесі виробництва, а приймальний контроль за всіма показниками встановленого комплексу звичайно робить вибірково. Для цього створюють оглядову схеми, в якій нормовані показники зазначені умовними позначками відповідних допусків або граничних відхилів. Така система включає:

Профілактичний контроль, що полягає в безперервному спостереженні за належним станом зубооброблювального устаткування, різального інструменту, пристроїв і заготовок. Поточний (технологічний, поопераційний) контроль, при якому можуть бути встановлені додаткові (або інші) показники точності, ніж остаточні, які в силу яких-небудь причин більше зручні на даному етапі виготовлення. Ці показники можуть разом з об'єктами контролю верстатів, інструментів, пристроїв і заготовок повинні забезпечувати виконання вимог стандарту. Приймальний контроль, крім геометричної й кінематичної точності, при наявності технічних вимог, може включати й інші перевірки, наприклад акустичні.

## **12.7 Особливості допусків конічних і черв'ячних зубчастих передач**

Як для конічних (ГОСТ 1758–81), так і черв'ячних циліндричних (ГОСТ 3675–81) зубчастих передач передбачено 12 ступенів точності (у конічних перші три резервні) і 6 так само позначувані види сполучень (у конічних без устанавлення допусків на гарантований боковий зазор). Для кожного ступеню точності роздільно встановлені норми кінематичної точності, плавності роботи й контакту. Дозволяється в передачі комбінувати ступені точності приблизно по тим ж правилам, які були зазначені раніше.

У конічних передачах замість вимірювального меж осьової відстані контролю підлягає абсолютний відхил вимірювального міжосьового кута пари  $E_{\Sigma r}$ , його коливання за оберт зубчастого колеса  $F''_{i\Sigma r}$ , і на одному зубі  $f''_{i\Sigma r}$ ;  $\epsilon$  показник осьового зсуву зубчастого вінця  $f_{AMr}$  при монтажі від положення, при якому плавність роботи й сумарна пляма контакту найкращі (рис. 12.21).

Умовне позначення конічної передачі має вигляд 8–7–6–В ГОСТ 1758–81.

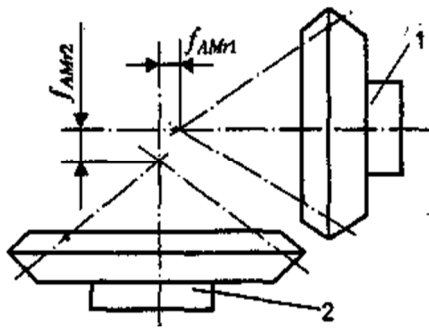


Рисунок 12.21 – Осьовий зсув зубчастого вінця конічних зубчастих коліс

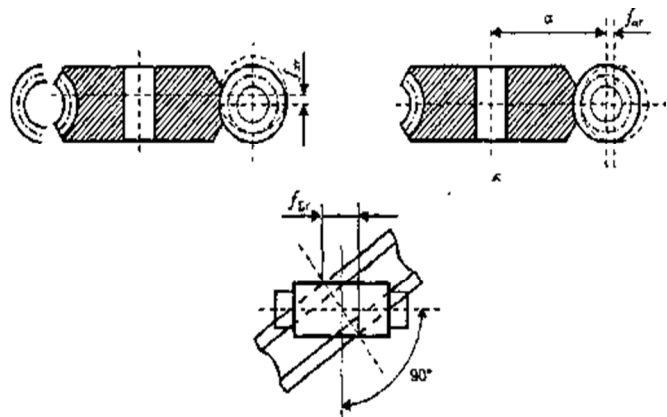


Рисунок 12.22 – Похибки черв'ячних передач

У черв'ячних циліндричних передачах для коліс терміни, визначення і позначення такі ж, як для циліндричних передач (рис. 12.21). Для черв'яків позначення багатьох видів погрішностей (при тому ж текстовому визначенні) відрізняються, норми для них наведені в окремих таблицях ГОСТ 3675–81. Умовне позначення черв'ячної передачі має вигляд 8–7–6–Ва ГОСТ 3675–81.

До специфічних погрішностей черв'ячних передач можуть бути віднесені, наприклад, похибки гвинтової лінії черв'яка (за оберт  $f_{hr}$  на довжині нарізаної частини  $f_{hkr}$ ), відхил міжосьового кута передачі  $f_{\Sigma r}$ , зсув середньої площини черв'ячного колеса  $\pm f_{xr}$  та ін.

### **Вимоги до точності заготовок для зубчастих коліс**

Стандарти на допуски зубчастих передач не включають яких-небудь вимог до заготовок. Однак ясно, що похибки базових поверхонь заготівель впливають на точність обробки й контролю. У більшості випадків при обробці зубчастих коліс невеликого й середнього розмірів їхні монтажні бази (центральный отвір у насадних коліс і опорні шейки у валкових коліс) одночасно використовують як технологічні бази при установці на верстатах і як вимірювальні бази при контролі. Суттєве значення грає биття базового торця, по якому заготовку встановлюють для оброблювання.

При відсутності особливих вимог до діаметра вершин зубів розмір  $d_a$  може розглядатися як вільний. Однак рекомендується задавати такий квалітет, щоб допуск на  $d_a$  не перевищував  $0,1 t$  для 3 .. 7-й ступенів точності,  $0,2t$  для 8 .. 12-й ступенів точності й радіальне биття не перевищувало  $0,1t$ . Коли вивірку заготівлі коліс на зуборізному верстаті роблять по окружності виступів, а також у випадках використання зазначеної поверхні як вимірювальна база при контролі окремих параметрів, вимоги точності різко підвищуються. Вимоги, щодо точності заготовок наведені в табл. 15.1

Допуски на базові елементи (отвору, шейки, опорний торець) заготовок для конічних зубчастих коліс призначають аналогічно циліндричним колесам. Варто лише враховувати, що точність виконання зовнішнього діаметра заготовки впливає на зсув вершини зубчастого колеса й що при використанні торця заготовки колеса як технологічна база, крім допуску на його биття, варто задавати допуск на сталість положення зовнішнього конуса щодо цього базового торця. Допуски на заготовки черв'ячних коліс у точності збігаються з допусками на заготовки для циліндричних коліс. Додатковою вимогою є регламентація положення кільцевої радіусної виїмки на поверхні вершин зубів щодо базового торця. У заготовках черв'яків завжди обмежують допуск і радіальне биття діаметра.

Таблиця 15.1 – Вимоги до точності заготовок для зубчастих коліс

Найменування нормованого елемента	Ступінь точності зубчастого колеса										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11,12
Центральний (монтажний) отвір: розмір форма	4 1	4 2	4 3	4	5	6	7	7	8	8	8
Опорні шейки валкової шестерні: розмір форма	4 1	4 2	4 3	4	5	5	6	6	7	7	8
Діаметр вершин зубів $*d_a$	6	6	7	7	7	8	8	8	9	9	11
Радіальне биття вершин зубів	Допуск **, мкм ( $d$ – діаметр, мм)										
Биття базового торця	0,004d+2,5	0,01d + 5	0,016d+10	0,025d+16	0,04d+25						

\*Зазначені вимоги до поверхні вершин зубів пред'являються лише у випадках використання її в якості базової при контролі.

\*\*Підраховані по формулах значення биття варто округлити до найближчого (бажано меншого) стандартного значення по ГОСТ 24643–81.

### Особливості оформлення креслеників зубчатих коліс

Для зубчатих коліс, вимоги до оформлення креслеників встановлюють наступні стандарти: для циліндричних коліс – ГОСТ 2.403, для зубчастих рейок – ГОСТ 2.404, для конічних коліс – ГОСТ 2.405, для циліндричних черв'яків і черв'ячних коліс ГОСТ 2.406. Зазначені стандарти встановлюють правила позначення відхилів форми та розташування на креслениках елементів зубчатих вінців. Відомості про зубчасті вінці (рейках, черв'яках) частково поміщають безпосередньо на зображенні (рис.12.23), а частково – у спеціальній таблиці. На зображенні деталі вказують діаметр кола вершин зубів  $i$ , при необхідності, допуск на її радіальне биття; ширину вінця, припустиме биття базового торця, розміри фасок і радіусів притуплення крайок зубів, шорсткість бокових поверхонь зубів.

Спеціальна таблиця

Модуль	$m$	4
Число зубів	$z$	47
Вихідний контур	–	ГОСТ 13755–81
Коефіцієнт зсуву	$x$	0
Ступінь точності за ГОСТ 1643 – 81	–	8–7–7 – B
Довжина загальної нормалі	$W$	$67,80 \begin{matrix} -0,14 \\ -0,28 \end{matrix}$
Діаметр ділительного кола	$d$	188
Позначення кресленика сполученого колеса		



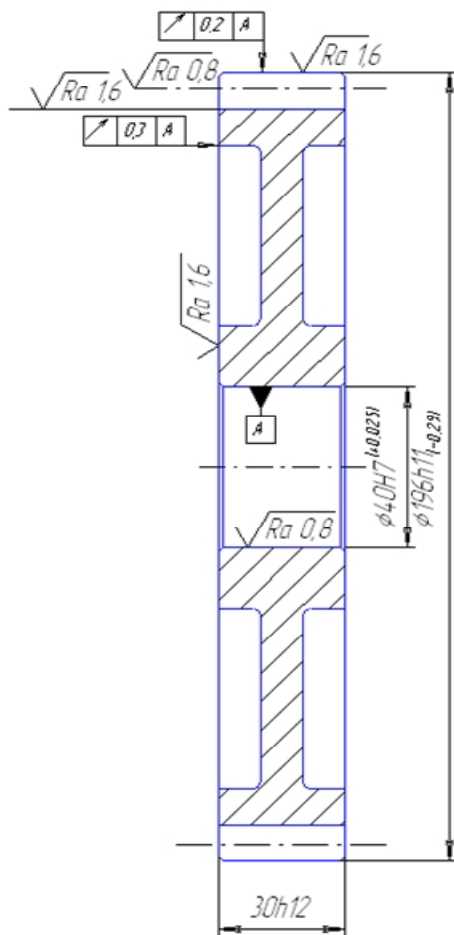


Рисунок 12.23

Таблицю параметрів поміщають у верхньому правому куті кресленника і суцільних товстих ліній розділяють на три частини. У першій (верхній) частині приводять основні показники, необхідні для виготовлення: модуль, число зубів, кут і напрям нахилу зубів, вихідний контур, коефіцієнт зсуву, заданий ступінь точності і вид сполучення. Друга частина призначена для вказівки контрольних показників. У випадках виготовлення коліс із нестандартним вихідним контуром в таблиці наводять показники для всіх чотирьох контрольованих категорій погрешностей, розташовуючи їхньому в порядку, прийнятому для умовних позначень.

При стандартному вихідному контурі в другій частині обмежуються значеннями для контролю товщини зубів (крім черв'ячних коліс). Оскільки контрольовані параметри встановлює підприємство – виготовлювач, те всі інші нормовані показники приводять у карті вимірів за ГОСТ 3.1504–74 (ЕСТД), що призначена для реєстрації результатів вимірів і є супровідним документом по всьому технологічному маршруті або на певній ділянці виготовлення виробу.

Третя частина таблиці призначена для довідкових даних (розмір ділильного діаметра, відстань до постійної хорди, якщо треба, число зубів сектора, позначення креслення парного зубчастого колеса й ін.).

Показники кінематичної точності, плавності роботи й контакту зубів коліс встановлюються таким чином, щоб результати контролю по одному із зазначених комплексів не суперечили результатам перевірки за іншими комплексами.

## Питання і завдання для самоперевірки до розділу 12

1. Для чого існують ступені точності зубчастих передач?
2. Чим викликаний поділ погрішностей виготовлення зубчастих передач на окремо нормованих види?
3. Назвіть основні комплексні показники для кожного виду погрішностей. Причини їх обмеженого використання.
4. Чому робочі комплекси для контролю кінематичної точності звичайно є двокомпонентними? Охарактеризувати показники  $F_p$ ,  $F''_i$  і  $F_{vw}$ .
5. Позначення, зміст і контроль основних показників плавності роботи й ступені контакту зубчастих коліс.
6. Які існують види спряжень зубчастих передач? Яким параметром вони характеризуються?
7. Як у зубчастих передачах створюється гарантований боковий зазор?  
Непрямі методи контролю виду сполучення зубчастих коліс.
8. Який показник зубчастої передачі контролюють через вимір довжини загальної нормалі?
9. Наведіть приклади особливостей оформлення креслень зубчастих коліс.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Бойко Т. Г. Основи стандартизації / Т. Г. Бойко – Львів : Львівська політехніка, 2004. – 250 с.
2. Похилько Л. К. Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання. Рекомендовано НМетАУ як підручник для студентів вищих навчальних закладів / Л. К. Похилько, І. В. Добров – Дніпропетровськ : ІМА-ПРЕС, 2015. – 228 с.
3. Гайдамака А. В. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків : навч. посібник для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання / А. В. Гайдамака. – Харків : НТУ «ХПІ», 2020. – 275 с.
4. Допуски, посадки та технічні вимірювання. Практикум. Частина 1 [Текст] : навч. посібник / Ю. І. Адаменко, О. М. Герасимчук, С. В. Майданюк та ін. – Івано-Франківськ : Симфонія форте, 2016. – 164 с.
5. Допуски, посадки та технічні вимірювання. Практикум. Частина 2 [Текст] : навч. посібник / Ю. І. Адаменко, О. М. Герасимчук, С. В. Майданюк та ін. – Івано-Франківськ : Симфонія форте, 2016. – 188 с.
6. Поліщук Є. С. Метрологія та вимірювальна техніка [Текст] : підручник / Є. С. Поліщук та ін. ; ред. Є. С. Поліщук. – Л. : Бескид Біт, 2003. – 544 с.
7. Железна А. М. Основи взаємозамінності, стандартизації і технічні вимірювання : навч. посібник / А. М. Железна – К. : Кондор, 2011. 796 с.
8. Боженко Л. І. Стандартизація, метрологія та кваліметрія у машинобудуванні : навч. посібник / Л. І. Боженко. – Львів : Світ, 2013.–328 с.
9. Якимчук Г.К. Допуски і посадки: Довідник. – Частина 1 /Г. К. Якимчук, Ю. І. Адаменко, О. А. Плівак. – К. : Основа, 2011. – 96 с.
10. Якимчук Г.К. Допуски і посадки: Довідник. – Частина II / Г. К. Якимчук, Ю. І. Адаменко, С. В. Майданюк, О. А. Плівак. – К. : Основа, 2012. – 96 с.
11. Якимчук Г.К. Взаємозамінність, стандартизація, метрологія та технічні вимірювання: підручник / Г. К. Якимчук, Ю. Є. Кирилук, Г. А. Саранча. – К. : Основа, 2006.- 560 с.

## Нормативні документи

1. ДСТУ 2234-93 Калібри. Терміни та визначення
2. ДСТУ 2409-94 Вимірювання параметрів шорсткості. Терміни та визначення.
3. ДСТУ 2413-94 Основні норми взаємозамінності. Шорсткість поверхні. Терміни та визначення.
4. ДСТУ EN ISO 1101:2018 (EN ISO 1101:2017, IDT; ISO 1101:2017, IDT) Технічні вимоги до геометричних характеристик продукції (GPS). Визначення геометричних допусків. Допуски форми, орієнтації, розташування та биття.
5. ДСТУ ISO 1101:2009 Технічні вимоги до геометрії виробів (GPS). Геометричні допуски. Допуски форми, орієнтації, розташування та биття (ISO 1101:2004, IDT).
6. ДСТУ ISO 286-1-2002 Допуски і посадки за системою ISO. Частина 1. Основи допусків, відхилів та посадок (ISO 286-1:1988, IDT).
7. ДСТУ ISO 286-2-2002 Допуски і посадки за системою ISO. Частина 2. Таблиці квалітетів стандартних допусків і граничних відхилень отворів і валів (ISO 286-2:1988, IDT).
8. ДСТУ ISO 5458-2001 Технічні вимоги до геометрії виробів (GPS). Встановлення геометричних допусків. Позиційні допуски (ISO 5458:1998, IDT)
9. ДСТУ ISO 965-1:2005 Нарізі метричні ISO загального призначення. Допуски. Частина 1. Основні характеристики (ISO 965-1:1998, IDT).

Навчальне видання

СТРЕЛЬЧУК Роман Михайлович

ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ, СТАНДАРТИЗАЦІЯ  
І ТЕХНІЧНІ ВИМІРЮВАННЯ

Навчальний посібник  
для курсантів спеціальності  
«Озброєння та військова техніка»  
денної форми навчання

Відповідальний за випуск Олександр ШЕЛКОВИЙ

Роботу до видання рекомендував Олександр ШЕЛКОВИЙ

В авторській редакції

Комп'ютерний набір та верстка Р. М. Стрельчук

План 2023 р., поз. 117.

Підп. до друку 11.04.2024 р. Гарнітура Таймс. Ум. друк. арк. 9,5.

---

Видавничий центр НТУ «ХПІ»  
Свідоцтво про державну реєстрацію № 5478 від 21.08.2017 р.  
61002, Харків, вул. Кирпичова, 2

---

Самостійне електронне видання