

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Національний технічний університет України  
"Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського"  
Національний університет кораблебудування  
імені адмірала Макарова

**В. В. КВАСНИЦЬКИЙ, Г. В. ЄГОРОВ,  
Г. В. ЄРМОЛАЄВ, М. В. МАТВІЄНКО**

**МІЦНІСТЬ ЗВАРНИХ ТА СПАЯНИХ  
З'ЄДНАНЬ**

**Підручник**

**За загальною редакцією академіка НАН України,  
доктора технічних наук, професора Л. М. Лобанова**

*Рекомендовано Вченими Радами  
НТУУ "КПІ імені Ігоря Сікорського"  
і НУК імені адмірала Макарова*

Миколаїв • НУК • 2019

УДК 621.721.05(075.8)

М 70

*Колектив авторів:*

В. В. Квасницький, доктор технічних наук, професор (Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського", м. Київ);

Г. В. Єгоров, доктор технічних наук, професор (Морське інженерне бюро, м. Одеса);

Г. В. Єрмолаєв, кандидат технічних наук, доцент, професор НУК (Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв);

М. В. Матвієнко, кандидат технічних наук, доцент (Херсонська філія Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв)

*Рецензенти:*

Л. І. Коростильов, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри будівельної механіки і проектування суден НУК;

В. В. Чигарьов, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри "Металургія і технології зварювального виробництва" Приазовського державного технічного університету

*Рекомендовано Вченими радами НТУУ "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського" (протокол № 9 від 01.10.2018 р.) і НУК імені адмірала Макарова (протокол № 13 від 29.12.2017 р.) як підручник для студентів вищих навчальних закладів, які навчаються за спеціальністю "Прикладна механіка"*

**Міцність** зварних та спаяних з'єднань : підручник / В. В. Квасницький, М 70 Г. В. Єгоров, Г. В. Єрмолаєв, М. В. Матвієнко ; за загальною редакцією академіка НАН України, доктора технічних наук, професора Л. М. Любанова . – Миколаїв : НУК, 2019. – 296 с.

ISBN 978–966–321–362–0

Викладено основні принципи розрахунків міцності і проектування зварних та спаяних з'єднань різних типів. Подано приклади розв'язання задач, задачі для самостійного розв'язання та контрольні питання.

Підручник призначений для студентів, які навчаються за напрямом "Зварювання", може бути корисним дипломникам, студентам інших спеціальностей, а також інженерам та іншим фахівцям, що вирішують питання міцності зварних та спаяних з'єднань.

УДК 621.721.05(075.8)

© Квасницький В. В., Єгоров Г. В.,  
Єрмолаєв Г. В., Матвієнко М. В., 2019

© Національний університет кораблебудування  
імені адмірала Макарова, 2019

ISBN 978–966–321–362–0

## ЗМІСТ

ВСТУП .....	9
<i>Розділ 1. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ МЕХАНІКИ ЗВАРНИХ ТА СПАЯНИХ З'ЄДНАНЬ</i> .....	12
1.1. Основні поняття, терміни та визначення .....	12
1.1.1. Зварювання і паяння, зварні та спаяні з'єднання .....	12
1.1.2. Механічні властивості та їх характеристики .....	24
<i>Контрольні питання</i> .....	35
1.2. Основні поняття теорії пружності та теорії пластичності .....	40
1.2.1. Предмет і задачі теорії пружності .....	40
1.2.2. Основні передумови теорії пружності .....	40
1.2.3. Поняття напружень і деформацій .....	42
1.2.4. Основні рівняння теорії пружності .....	45
1.2.5. Залежність між напруженнями і деформаціями в межах пружності .....	46
1.2.6. Плоска задача теорії пружності .....	46
1.2.7. Елементи теорії пластичності .....	47
<i>Контрольні питання</i> .....	47
1.3. Схеми розрахунків міцності .....	48
1.3.1. Схема розрахунків міцності за допустимими напруженнями .....	48
1.3.2. Схема розрахунків міцності за граничним станом .....	49
1.3.3. Схема розрахунків міцності за Євронормами .....	52
1.3.4. Призначення допустимих напружень у зварних з'єднаннях .....	53
1.3.5. Робочі та сполучні з'єднання .....	55
1.3.6. Основні типи задач розрахунку міцності, умова рівномірності зварних з'єднань та основного металу .....	57
<i>Контрольні питання</i> .....	59
1.4. Стандарти на зварні та спаяні з'єднання .....	60
1.4.1. Основні типи і конструктивні елементи зварних з'єднань .....	60
1.4.2. Основні типи спаяних з'єднань .....	62
1.4.3. Умовні позначення з'єднань на кресленнях .....	65
1.4.4. Задачі для самостійної роботи .....	73
<i>Контрольні питання</i> .....	76

---

1.5. Геометричні характеристики плоских перерізів .....	76
1.5.1. Визначення площі перерізу, положення центра ваги, моментів статичних та інерції – осьових і полярних, моментів опору .....	76
1.5.2. Приклад розрахунку геометричних характеристик .....	79
1.5.3. Задачі для самостійної роботи .....	80
<i>Контрольні питання</i> .....	81
<i>Розділ 2. РОЗРАХУНКИ МІЦНОСТІ ТА ПРОЕКТУВАННЯ ЗВАРНИХ З'ЄДНАНЬ ПРИ СТАТИЧНОМУ НАВАНТАЖУВАННІ</i> .....	82
2.1. Розрахунок міцності та проектування зварних стикових з'єднань .....	82
2.1.1. Загальна характеристика з'єднання .....	82
2.1.2. Розрахунковий переріз стикового з'єднання .....	83
2.1.3. Розрахунок стикового з'єднання під дією осьового навантаження .....	84
2.1.4. Розрахунок стикового з'єднання під дією згинального моменту .....	85
2.1.5. Розрахунок стикового з'єднання під дією поперечного навантаження .....	86
2.1.6. Розрахунок стикового з'єднання під дією крутного моменту .....	87
2.1.7. Розрахунок стикового з'єднання при одночасній дії кількох видів навантаження .....	88
2.1.8. Приклад розрахунку міцності стикового з'єднання .....	90
2.1.9. Задачі для самостійної роботи .....	92
<i>Контрольні питання</i> .....	97
2.2. Розрахунок міцності та проектування зварних таврових з'єднань без скошу крайки .....	98
2.2.1. Загальна характеристика з'єднання .....	98
2.2.2. Розрахунковий переріз з'єднання без скошу крайок .....	100
2.2.3. Розрахунок таврового з'єднання без скошу крайки під дією подовжнього (осьового) навантаження .....	101
2.2.4. Розрахунок таврового з'єднання без скошу крайки під дією згинального моменту .....	102
2.2.5. Розрахунок таврового з'єднання без скошу крайки під дією поперечного навантаження .....	104
2.2.6. Розрахунок таврового з'єднання без скошу крайки під дією крутного моменту .....	104
2.2.7. Розрахунок таврового з'єднання без скошу крайки при одночасній дії кількох видів навантаження .....	105
2.2.8. Приклад розрахунку таврового з'єднання без скошу крайки .....	107
2.2.9. Задачі для самостійної роботи .....	110
<i>Контрольні питання</i> .....	115
2.3. Розрахунок міцності та проектування зварних таврових з'єднань зі скосом крайки .....	116

2.3.1. Загальна характеристика з'єднання .....	116
2.3.2. Розрахунковий переріз з'єднання зі скосом крайок .....	117
2.3.3. Розрахунок зварного з'єднання під дією подовжнього (осьового) навантаження .....	117
2.3.4. Розрахунок зварного з'єднання під дією згинального моменту .....	118
2.3.5. Розрахунок зварного з'єднання під дією поперечного навантаження .....	119
2.3.6. Розрахунок зварного з'єднання під дією крутного моменту .....	120
2.3.7. Розрахунок зварного з'єднання при одночасній дії кількох видів навантаження .....	121
2.3.8. Приклад розрахунку таврового з'єднання зі скосом крайки .....	123
2.3.9. Задачі для самостійної роботи .....	126
<i>Контрольні питання</i> .....	130
2.4. Розрахунок міцності та проектування зварних з'єднань внапусток .....	131
2.4.1. Загальна характеристика з'єднання .....	131
2.4.2. Розрахунковий переріз з'єднання внапусток .....	132
2.4.3. Розрахунок зварного з'єднання під дією осьового навантаження .....	133
2.4.4. Розрахунок зварного з'єднання під дією поперечного навантаження .....	135
2.4.5. Розрахунок зварного з'єднання під дією згинального моменту .....	135
2.4.6. Розрахунок зварного з'єднання під дією крутного моменту .....	138
2.4.7. Розрахунок зварного з'єднання при одночасній дії кількох видів навантаження .....	139
2.4.8. Приклад розрахунку з'єднання внапусток .....	141
2.4.9. Задачі для самостійної роботи .....	144
<i>Контрольні питання</i> .....	147
2.5. Розрахунок міцності та проектування зварних точкових контактних з'єднань .....	148
2.5.1. Загальна характеристика з'єднання .....	148
2.5.2. Розрахунковий переріз точкового з'єднання .....	150
2.5.3. Розрахунок точкового з'єднання під дією осьового (подовжнього) навантаження .....	152
2.5.4. Розрахунок точкового з'єднання під дією поперечного навантаження .....	152
2.5.5. Розрахунок точкового з'єднання під дією згинального моменту .....	153
2.5.6. Розрахунок точкового з'єднання при одночасній дії кількох видів навантаження .....	156

2.5.7. Особливості роботи і розрахунку точкових з'єднань на відрив .....	158
2.5.8. Особливості розрахунку поясних точкових з'єднань у балках .....	159
2.5.9. Приклад розрахунку точкового з'єднання .....	160
2.5.10. Задачі для самостійної роботи .....	162
<i>Контрольні питання</i> .....	166
2.6. Розрахунки комбінованих вузлів .....	167
2.6.1. Розрахунок міцності комбінованих зварних вузлів .....	167
2.6.2. Комбіновані клепано-зварні вузли .....	169
2.6.3. Приклад розрахунку комбінованого зварного вузла .....	169
<i>Контрольні питання</i> .....	172
2.7. Особливості розрахунків міцності зварних з'єднань за Європейськими нормами .....	172
2.7.1. Німецький стандарт DIN 18800 на розрахунки міцності та проектування сталевих конструкцій. Особливості розрахунку зварних з'єднань .....	172
2.7.2. Приклад розрахунку .....	178
2.7.3. Задачі для самостійної роботи .....	180
<i>Контрольні питання</i> .....	180
2.8. Особливості проектування зварних з'єднань корпусу судна за Правилами Регістру судноплавства України .....	182
2.8.1. Загальні принципи проектування .....	182
2.8.2. Обмеження на зварні з'єднання .....	183
2.8.3. Приклад проектування зварного з'єднання секції корпусу судна .....	184
2.8.4. Задачі для самостійної роботи .....	185
<i>Контрольні питання</i> .....	188
<b>Розділ 3. РОЗРАХУНОК МІЦНОСТІ ТА ВИПРОБУВАННЯ СПЯЯНИХ З'ЄДНАНЬ</b> .....	190
3.1. Типи спаяних з'єднань та їх розрахунок .....	190
3.1.1. Розрахунок стикових з'єднань .....	190
3.1.2. Розрахунок з'єднань внапусток .....	191
3.1.3. Розрахунок телескопічних з'єднань .....	192
3.1.4. Приклад розрахунку спаяного з'єднання .....	193
3.1.5. Задачі для самостійної роботи .....	193
<i>Контрольні питання</i> .....	194
3.2. Механічні випробування спаяних з'єднань .....	194
<i>Контрольні питання</i> .....	201
3.3. Концентрація напружень у спаяних з'єднаннях .....	201
3.4. Вплив прошарку припою на міцність спаяних з'єднань .....	204
<i>Контрольні питання</i> .....	214

<b>Розділ 4. МІЦНІСТЬ ЗВАРНИХ З'ЄДНАНЬ У РІЗНОМАНІТНИХ УМОВАХ НАВАНТАЖУВАННЯ</b> .....	215
4.1. Механічні властивості матеріалів та їх характеристики.	
Методи випробувань .....	215
4.1.1. Випробування основного металу на розтяг за нормальної температури .....	218
4.1.2. Механічні випробування металу шва і зварних з'єднань .....	220
<i>Контрольні питання</i> .....	230
4.2. Концентрація напружень у зварних і спаяних з'єднаннях .....	232
4.2.1. Загальне поняття про концентрацію напружень .....	232
4.2.2. Теоретичний коефіцієнт концентрації .....	233
4.2.3. Концентрація напружень у зварних з'єднаннях .....	235
4.2.4. Вплив концентрації напружень на міцність .....	239
<i>Контрольні питання</i> .....	240
4.3. Міцність при циклічному навантажуванні .....	241
4.3.1. Руйнування при циклічному навантажуванні .....	241
4.3.2. Фактори, що впливають на циклічну міцність. Границя витривалості .....	241
4.3.3. Ефективний коефіцієнт концентрації .....	246
4.3.4. Діаграма граничних напружень .....	247
4.3.5. Урахування циклічного характеру навантажування в розрахунках міцності .....	248
4.3.6. Заходи підвищення втомної міцності зварних і спаяних конструкцій .....	249
4.3.7. Приклад розрахунку міцності під дією циклічного навантажування .....	250
4.3.8. Задачі для самостійної роботи .....	253
<i>Контрольні питання</i> .....	256
4.4. Загальні поняття механіки руйнування .....	257
4.4.1. Зміст і призначення механіки руйнування .....	257
4.4.2. Коефіцієнт інтенсивності напружень, його визначення для дефектів зварних з'єднань .....	259
4.4.3. Критичний коефіцієнт інтенсивності (в'язкість руйнування), методи його визначення .....	262
4.4.4. Інші критерії крихкого руйнування .....	264
<i>Контрольні питання</i> .....	265
4.5. Вплив температури на механічні властивості основного металу і зварних з'єднань .....	266
4.5.1. Вплив зниженої температури на механічні властивості основного металу і зварних з'єднань. Холодноламкість .....	266
4.5.2. Вплив підвищеної температури на механічні властивості основного металу і зварних з'єднань .....	270

4.5.3. Випробування металу на розтяг за підвищеної температури .....	273
4.5.4. Випробування металу на тривалу міцність .....	274
4.5.5. Випробування металу на повзучість .....	275
<i>Контрольні питання</i> .....	277
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ .....	279
<i>Додаток 1.</i> Основні типи і конструктивні елементи зварних з'єднань за стандартами .....	280
<i>Додаток 2.</i> Наближені формули для розрахунку геометричних характеристик тонкостінних перерізів ( $a \ll b, h$ ) .....	287
<i>Додаток 3.</i> Значення коефіцієнтів міцності зварних швів за Правилами Регістру судноплавства України .....	289
<i>Додаток 4.</i> Характеристики механічних властивостей деяких конструкційних сталей .....	292
<i>Додаток 5.</i> Рекомендовані розміри зразків для випробувань на розтяг ....	293
<i>Додаток 6.</i> Рекомендовані розміри зразків для випробувань на розтяг при високих температурах .....	294

---

---



## ВСТУП

Дисципліна "Міцність зварних та спаяних з'єднань" є частиною циклу підготовки фахівців зварювального виробництва "Механіка зварних та спаяних з'єднань і конструкцій", до якого входять також дисципліни "Напруження і деформації при зварюванні та паянні" та "Проектування зварних конструкцій". Цей цикл належить до галузі науки "Механіка споруд" і займається вивченням принципів та методів розрахунку і випробувань зварних та спаяних з'єднань, конструкцій та їх вузлів на міцність, жорсткість і стійкість.

Під **міцністю** конструкції або окремих її елементів і вузлів розуміють здатність витримувати експлуатаційні навантаження без небажаних та недопустимих необоротних змін у матеріалі (поява пластичних деформацій, тріщин і т. п.); під **жорсткістю** – витримувати навантаження без недопустимих пружних деформацій і переміщень конструкції, наприклад прогин балки понад норму; під **стійкістю** – здатність зберігати стійку форму без деформації (прямолінійність осі балки під час стиску без згину, площинність пластини і т. п.).

Часто поняття "міцність", "жорсткість" і "стійкість конструкцій" поєднують одним поняттям – "працездатність".

Зварювання та паяння як технологічні процеси одержання нерознімних з'єднань мають дуже багато переваг. Однак, наскільки повно вони будуть реалізовані в конструкції, багато в чому залежить від того, які технічні рішення приймаються під час проектування, тобто на початковій стадії створення конструкції.

У процесі проектування для забезпечення працездатності необхідно вирішувати три основні проблеми: проблему зовнішніх навантажень (вплив на конструкцію); проблему внутрішніх сил пружності (утворення напружень у вузлах та елементах конструкції) і проблему руйнування (небезпечних або граничних напружень). Зазначені проблеми визначають здатність конструкції та окремих її елементів чинити опір навантаженню.

Визначення працездатності конструкції звичайно зводиться до порівняння навантаження (зовнішнього впливу) з опором (внутрішньою протидією) матеріалу. Очевидно, працездатність забезпечена доти, поки вплив не перевищує здатність до опору. Величина опору, з одного боку, залежить від властивостей матеріалу (міцності й жорсткості), а з іншого боку – від форми і розмірів (геометрії) конструкції та окремих її елементів і вузлів. Під час розрахунку працездатності обов'язково враховується можливе відхилення зазначених параметрів, тому при порівнянні навантаження й опору вводиться так званий коефіцієнт запасу (коефіцієнт надійності).

**Мета вивчення** циклу дисциплін "Механіка зварних та спаяних з'єднань і конструкцій" – пізнання фізичних основ і змісту методів розрахунку й оцінки міцності зварних та спаяних з'єднань і вузлів, власних напружень і деформацій, що виникають при виготовленні вузлів, та основних принципів проектування найбільш розповсюджених типів зварних конструкцій.

**Завдання дисципліни** "Міцність зварних та спаяних з'єднань" – ознайомити майбутніх фахівців з інженерними методами і схемами розрахунку міцності зварних та спаяних з'єднань, особливостями роботи з'єднань у різноманітних умовах експлуатації, основними характеристиками механічних властивостей з'єднань і методами їх визначення.

У результаті вивчення студент повинен уміти правильно вибрати розрахунковий метод для оцінки міцності і проектування зварних та спаяних з'єднань різних типів, виконувати всі необхідні розрахунки та доводити їх до числового результату, розробляти методіку механічних випробувань з'єднань і металу шва, виконувати аналіз результатів випробувань, користуватися державними стандартами, довідниками, нормативними документами, технічною літературою для розв'язування задач з розрахунку, проектування й оцінки працездатності зварних та спаяних з'єднань, мати уявлення про міжнародні та галузеві норми проектування зварних з'єднань і конструкцій.

Даний підручник укладено відповідно до програми дисципліни "Міцність зварних та спаяних з'єднань" і з урахуванням багаторічного досвіду викладання циклу дисциплін "Механіка зварних та спаяних з'єднань і конструкцій" у Миколаївському кораблебудівному інституті (МКІ), Українському державному морському технічному університеті (УДМТУ), нині Національному університеті кораблебудування (НУК).

Підручник складається з чотирьох розділів. У першому розділі наводяться загальні поняття, пов'язані з розрахунками зварних та спаяних

з'єднань, основні вимоги стандартів, деякі відомості з курсу "Опір матеріалів". У другому розділі – схеми розрахунків і проектування зварних з'єднань різних типів у разі дії статичного навантаження. У третьому розділі розглядаються питання конструювання, розрахунку міцності та випробувань спаяних з'єднань. Четвертий розділ присвячений методам механічних випробувань, особливостям роботи матеріалу і зварних з'єднань у специфічних умовах навантажування: при навантаженні, що циклічно змінюється; за наявності тріщиноподібних дефектів; в умовах зниженої та підвищеної температури.

В усіх розділах наводяться приклади розв'язання конкретних задач, пов'язаних з оцінкою міцності й проектуванням з'єднань, задачі для самостійного розв'язання та контрольні питання.

Підручник призначений для студентів, які навчаються за напрямом "Зварювання", а також може бути використаний дипломниками під час підготовки дипломних проектів і студентами інших спеціальностей, що вивчають дисципліни, пов'язані зі зварюванням та паянням.

Автори вдячні рецензентам: докторам технічних наук, професорам Л.І. Коростильову та В.В. Чигарьову – за увагу, з якою вони поставилися до рукопису, за їх поради та зауваження, що були враховані під час остаточної підготовки до друку.

Автори сподіваються, що вихід у світ підручника заповнить нестачу навчальної літератури і буде сприяти підвищенню якості підготовки фахівців-зварників для вітчизняної промисловості.

Розділи підручника написали:

*В.В. Квасницький* – розділ 1 (пп. 1.4, 1.5), розділ 2 (п. 2.1), розділ 3;

*Г.В. Єгоров* – розділ 2 (пп. 2.2, 2.7, 2.8), розділ 4 (п. 4.1);

*Г.В. Єрмолаєв* – розділ 2 (пп. 2.3, 2.4, 2.5, 2.6), розділ 4 (пп. 4.2, 4.3, 4.4);

*М.В. Матвієнко* – вступ, розділ 1 (пп. 1.1, 1.2, 1.3), розділ 4 (п. 4.5).

Підручник видано частково за кошти авторів.

---

# *Розділ 1. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ* **МЕХАНІКИ ЗВАРНИХ ТА СПЯЯНИХ** **З'ЄДНАНЬ**

## **1.1. Основні поняття, терміни та визначення**

### **1.1.1. Зварювання і паяння, зварні та спаяні з'єднання**

Основні поняття, терміни та визначення, що використовуються у зварювальному виробництві та споріднених процесах, установлюються державними стандартами України ДСТУ 3761.1–98–ДСТУ 3761.5–98. "Зварювання та споріднені процеси. Терміни та визначення", які відповідають міжнародному стандарту ISO 581:1980.

У стандартах наведені основні терміни українською мовою і відповідні їм російською, німецькою, англійською та французькою мовами.

Терміни, що регламентовані в стандартах, обов'язкові для використання в усіх видах документації, науково-технічній, навчальній та довідковій літературі. Не дозволяється вживати терміни-синоніми, що наведені в круглих дужках із позначкою "нд".

Нижче наведені деякі основні стандартизовані та загальноприйняті терміни, що використовуються в підручнику, з їх перекладом на російську та англійську мови. У дужках подані допустимі та недопустимі синоніми, а також загальноприйняті літерні позначення, що використовуються в підручнику.

### **Зварювання та споріднені процеси (сварка и родственные процессы, welding and allied processes) згідно з ДСТУ 3761.1–98–ДСТУ 3761.5–98**

<b>Зварювання</b> (зварювати) <i>ru:</i> сварка <i>en:</i> welding	Технологічний процес одержування (одержання) нерознімного з'єднання між заготовками за допомогою нагрівання (місцевого чи загального) та плавлення чи (і) пластичного деформування сти-сканням заготовок у місцях з'єднування
--	---


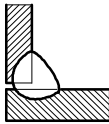
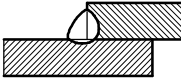
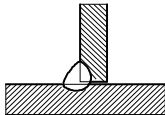
*Продовження*

<b>Зварний виріб</b> (нд <i>зварювальний виріб</i> ) <i>ru:</i> сварное изделие	Заготовки (дві і більше), з'єднані зварюванням
<b>Зварювальні матеріали</b> (нд <i>зварні матеріали</i> ) <i>ru:</i> сварочные материалы	Матеріали, які використовують у процесі зварювання, крім матеріалу заготовок
<b>Ручне зварювання</b> <i>ru:</i> ручная сварка <i>en:</i> manual welding	Зварювання, під час якого робочий інструмент та (чи) зварювальні матеріали переміщують вручну
<b>Механізоване зварювання</b> <i>ru:</i> механизированная сварка <i>en:</i> mechanized welding	Зварювання, виконуване із застосуванням машин та механізмів, якими керує людина
<b>Автоматичне зварювання</b> <i>ru:</i> автоматическая сварка <i>en:</i> automatic welding	Зварювання, під час якого всі елементи процесу виконують машини та механізми за даною програмою без участі людини
<b>Зварювання плавленням</b> <i>ru:</i> сварка плавлением <i>en:</i> fusion welding	Зварювання, що здійснюється місцевим розплавленням усіх чи однієї зі з'єднуваних заготовок шляхом нагрівання без прикладання тиску
<b>Дугове зварювання</b> <i>ru:</i> дуговая сварка <i>en:</i> arc welding	Зварювання плавленням, під час якого нагрівання здійснюється однією або кількома електричними дугами
<b>Дугове зварювання під флюсом, зварювання під флюсом</b> <i>ru:</i> дуговая сварка под флюсом, сварка под флюсом <i>en:</i> submerged arc welding	Дугове зварювання, під час якого дуга горить під шаром флюсу, що, розплавляючись, утворює шлак, який захищає зону зварювання від навколишньої атмосфери
<b>Дугове зварювання в захисному газі, зварювання в захисному газі</b> (нд <i>газоелектричне зварювання</i> ) <i>ru:</i> дуговая сварка в защитном газе, сварка в защитном газе <i>en:</i> gas-shielded arc welding	Дугове зварювання, під час якого дуга та розплавлений метал, а в деяких випадках і шов, що охолоджується, знаходяться у середовищі захисного газу, який подають у зону зварювання
<b>Дугове зварювання у вуглекислому газі, зварювання у вуглекислому газі</b> <i>ru:</i> дуговая сварка в углекислом газе, сварка в углекислом газе <i>en:</i> CO <sub>2</sub> -welding	Дугове зварювання, під час якого для захисту дуги та зони зварювання використовують вуглекислий газ
<b>Імпульсно-дугове зварювання</b> <i>ru:</i> импульсно-дуговая сварка <i>en:</i> pulsed arc welding	Дугове зварювання, під час якого дугу додатково живлять імпульсами електричної енергії за конкретною програмою

*Продовження*

<p><b>Ручне дугове зварювання</b>  <i>ru:</i> ручная дуговая сварка  <i>en:</i> manual arc welding, hand arc welding</p>	<p>Ручне зварювання, під час якого горіння електричної дуги підтримується вручну</p>
<p><b>Механізоване дугове зварювання</b> (нд <i>напівавтоматичне зварювання</i>)  <i>ru:</i> механизированная дуговая сварка  <i>en:</i> mechanized arc welding</p>	<p>Механізоване зварювання, під час якого горіння електричної дуги підтримується за допомогою механізмів, якими керує людина</p>
<p><b>Автоматичне дугове зварювання</b>  <i>ru:</i> автоматическая дуговая сварка  <i>en:</i> automatic arc welding</p>	<p>Автоматичне зварювання, під час якого використовується електрична дуга</p>
<p><b>Багатодугове зварювання</b>  <i>ru:</i> многодуговая сварка  <i>en:</i> multi-arc welding</p>	<p>Дугове зварювання, під час якого в зоні зварювання одночасно горять більше ніж дві дуги з роздільним електричним живленням</p>
<p><b>Багатоелектродне зварювання</b>  <i>ru:</i> многоэлектродная сварка  <i>en:</i> multi-electrode welding</p>	<p>Дугове зварювання, під час якого в зоні зварювання одночасно горять більш як дві дуги зі спільним електричним живленням</p>
<p><b>Плазмове зварювання</b>  <i>ru:</i> плазменная сварка  <i>en:</i> plazma arc welding</p>	<p>Дугове зварювання, під час якого стовп дуги або частина стовпа стискується потоком газу чи магнітним полем</p>
<p><b>Плазмове зварювання МІГ</b>  <i>ru:</i> плазма МИГ сварка  <i>en:</i> plazma MIG welding</p>	<p>Плазмове зварювання з використанням додаткового плавкого електрода в інертному газі з окремим електричним живленням</p>
<p><b>Плазмове зварювання ТІГ</b>  <i>ru:</i> плазма ТИГ сварка  <i>en:</i> plazma TIG welding</p>	<p>Плазмове зварювання з використанням додаткового вольфрамового (неплавкого) електрода в інертному газі з окремим електричним живленням</p>
<p><b>Електрошлакове зварювання</b>  <i>ru:</i> электрошлаковая сварка  <i>en:</i> electrosлаг welding</p>	<p>Зварювання плавленням, під час якого нагрівання здійснюється теплом, що виділяється при проходженні електричного струму між електродом та з'єднуваними заготовками через розплавлений шлак</p>
<p><b>Газове зварювання</b>  <i>ru:</i> газовая сварка  <i>en:</i> gas welding</p>	<p>Зварювання, під час якого нагрівання та плавлення з'єднаних заготовок здійснюються теплом газів, що згоряють</p>
<p><b>Контактне зварювання</b>  <i>ru:</i> контактная сварка  <i>en:</i> resistance welding</p>	<p>Зварювання тиском із попереднім нагріванням з'єднаних поверхонь заготовок теплом, що виділяється в місцях їх контакту під час проходження електричного струму</p>

Продовження

<p><b>Точково-контактне зварювання, точкове зварювання</b>  <i>ru:</i> точечная контактная сварка  <i>en:</i> resistance spot welding, spot welding</p>	<p>Контактне зварювання напусткових з'єднань заготовок точковими швами, під час якого нагрівання та плавлення з'єднуваних поверхонь відбуваються у межах точкового контакту між (під) електродами, що підводять електроенергію та здійснюють тиск</p>
<p><b>Паяння</b>  <i>ru:</i> пайка  <i>en:</i> brazing, soldering and braze welding</p>	<p>Технологічний процес з'єднання заготовок нагріванням їх до температури плавлення металевого припою, нижчої від температури плавлення основного металу, з одночасним змочуванням розплавленим припоєм з'єднуваних поверхонь, затіканням його в щілини між ними та подальшою кристалізацією під час охолодження</p>
<p><b>З'єднання зварне</b>  <i>ru:</i> сварное соединение  <i>en:</i> welded joint</p>	<p>Нерознімне з'єднання заготовок, що виконується зварюванням</p>
<p><b>З'єднання стикове</b>  <i>ru:</i> стыковое соединение  <i>en:</i> butt joint</p>	<p>Зварне з'єднання двох заготовок, складених одна до одної торцевими поверхнями (рис. 1.1)</p>  <p>Рис. 1.1. Стикове з'єднання</p>
<p><b>З'єднання кутове</b>  <i>ru:</i> угловое соединение  <i>en:</i> corner joint, fillet weld</p>	<p>Зварне з'єднання двох заготовок, складених крайками під кутом (рис. 1.2)</p>  <p>Рис. 1.2. Кутове з'єднання</p>
<p><b>З'єднання внапусток</b>  <i>ru:</i> нахлесточное соединение  <i>en:</i> lap joint, overlap joint</p>	<p>Зварне з'єднання двох заготовок, складених паралельно бічними поверхнями так, що частково перекривають одна одну (рис. 1.3)</p>  <p>Рис. 1.3. З'єднання внапусток</p>
<p><b>З'єднання Т-подібне, з'єднання таврове (нд з'єднання впритул)</b>  <i>ru:</i> соединение Т-образное, тавровое соединение  <i>en:</i> tee joint, T-joint</p>	<p>Зварне з'єднання двох заготовок, у якому торцева поверхня однієї заготовки складена під кутом до бічної поверхні іншої (рис. 1.4)</p>  <p>Рис. 1.4. З'єднання Т-подібне</p>

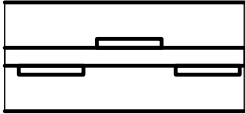
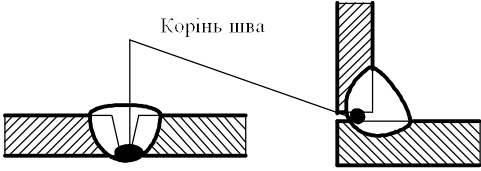
*Продовження*

<p><b>Зварна конструкція</b>  <i>ru:</i> сварная конструкция  <i>en:</i> welded structure</p>	<p>Металева суцільна конструкція, виготовлена зварюванням окремих заготовок</p>
<p><b>Зварний вузол</b>  <i>ru:</i> сварной узел  <i>en:</i> welded assembly</p>	<p>Частина конструкції зі зварними з'єднаннями</p>
<p><b>Основний метал</b>  <i>ru:</i> основной металл  <i>en:</i> base metal, parent metal</p>	<p>Метал заготовок, що з'єднують зварюванням</p>
<p><b>(Зварний) шов</b>  <i>ru:</i> (сварной) шов  <i>en:</i> weld</p>	<p>Ділянка зварного з'єднання, що утворилася внаслідок оплавлення та кристалізації металу з'єднуваних поверхонь або внаслідок їх пластичної деформації під час зварювання тиском, або внаслідок поєднання оплавлення, кристалізації та деформації з'єднуваних поверхонь</p>
<p><b>Шов стиковий</b>  <i>ru:</i> стыковой шов  <i>en:</i> butt weld</p>	<p>Зварний шов стикового з'єднання</p>
<p><b>Шов кутовий</b>  <i>ru:</i> угловой шов  <i>en:</i> fillet weld</p>	<p>Зварний шов кутового чи таврового з'єднання або з'єднання внапусток</p>
<p><b>Шов точковий</b>  <i>ru:</i> шов точечный  <i>en:</i> spot weld</p>	<p>Зварний шов, у якому зв'язок між з'єднуваними поверхнями заготовок здійснюється проплавами округлої форми</p>
<p><b>Шов безперервний</b>  <i>(нд суцільний шов)</i>  <i>ru:</i> непрерывный шов  <i>(нд сплошной шов)</i>  <i>en:</i> continuous weld, uninterrupted weld</p>	<p>Зварний шов, виконаний за всією довжиною з'єднуваних крайок заготовок</p>
<p><b>Шов переривчастий</b>  <i>ru:</i> прерывистый шов  <i>en:</i> interrupted weld, intermittent weld</p>	<p>Зварний шов, який виконано з установленими проміжками нез'єданого металу за довжиною з'єднуваних крайок заготовок</p>
<p><b>Шов (переривчастий) ланцюговий</b>  <i>ru:</i> шов (прерывистый) цепной  <i>en:</i> chain intermittent weld, chain intermittent filler weld</p>	<p>Двобічний переривчастий шов, у якого зварені ділянки та проміжки між ними розташовані з протилежних сторін з'єднання один проти одного (рис. 1.5)</p> <div data-bbox="759 1511 1005 1626" style="text-align: center;"> </div>

Рис. 1.5. Ланцюговий шов



Продовження

<p><b>Шов (переривчастий) шаховий</b>  <i>ru:</i> шов (прерывистый) шахматный  <i>en:</i> staggered intermittent weld</p>	<p>Двобічний переривчастий шов, у якого проміжки нез'єданого металу з однієї сторони з'єднання розташовані проти зварених ділянок шва з протилежної сторони (рис. 1.6)</p>  <p>Рис. 1.6. Шаховий шов</p>
<p><b>Шов багат шаровий</b>  <i>ru:</i> многослойный шов  <i>en:</i> multi-run weld, multi-pass weld</p>	<p>Суцільний шов, що складається з двох або більше шарів металу, які наносяться послідовно під час зварювання</p>
<p><b>Шов підварний</b>  <i>ru:</i> подварочный шов  <i>en:</i> sealing bead</p>	<p>Менша частина двостороннього шва, яку виконують заздалегідь, щоб запобігти пропалюванню під час подальшого зварювання з протилежної сторони або в останню чергу зі сторони кореня шва</p>
<p><b>Прихватка</b>  <i>ru:</i> прихватка  <i>en:</i> tack weld</p>	<p>Короткий зварний шов для закріплення взаємного розташування заготовок, складених перед зварюванням</p>
<p><b>Шов монтажний</b>  <i>ru:</i> монтажный шов  <i>en:</i> site weld</p>	<p>Зварний шов, який виконують під час складання конструкції із зварних вузлів</p>
<p><b>Валок</b>  <i>ru:</i> валик  <i>en:</i> weld bead, bead</p>	<p>Метал зварного шва, наплавлений або переплавлений за один прохід</p>
<p><b>Шар (зварного шва)</b>  <i>ru:</i> слой (сварного шва)  <i>en:</i> layer</p>	<p>Частина металу зварного шва, що складається з одного або кількох валків, розташованих на одному рівні поперечного перерізу шва</p>
<p><b>Корінь шва</b>  <i>ru:</i> корень шва  <i>en:</i> weld root</p>	<p>Частина зварного шва, найбільш віддалена від його лицьової поверхні (рис. 1.7)</p>  <p>Рис. 1.7. Корінь шва</p>

Продовження

**Опуклість (зварного) шва**  
 (нд підсилення шва)  
*ru*: выпуклость (сварного)  
 шва (нд усиление шва)  
*en*: weld reinforcement, weld  
 convexity

Відстань між площиною, що проходить через видимі лінії переходу зварного шва до основного металу, та поверхнею найбільшого завищення зварного шва (рис. 1.8)

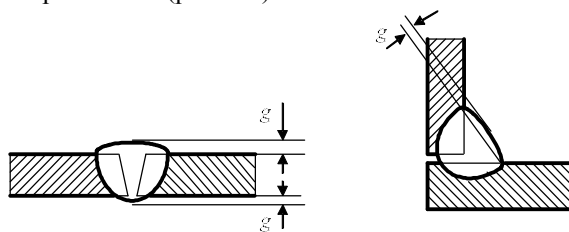


Рис. 1.8. Опуклість зварного шва

**Угнутість (кутового) шва**  
 (нд послаблення шва)  
*ru*: вогнутість (углового)  
 шва (нд ослабление шва)  
*en*: fillet weld concavity

Відстань між площиною, що проходить через видимі лінії переходу кутового шва до основного металу, та поверхнею найбільшого заниження зварного шва (рис. 1.9)

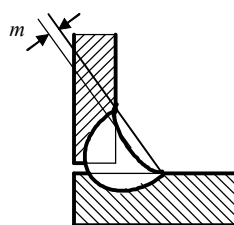


Рис. 1.9. Угнутість кутового шва

**Товщина кутового шва**  
*ru*: толщина углового шва  
*en*: fillet weld throat thickness

Найменша відстань від поверхні кутового шва до точки максимального проплавлення основного матеріалу (рис. 1.10)

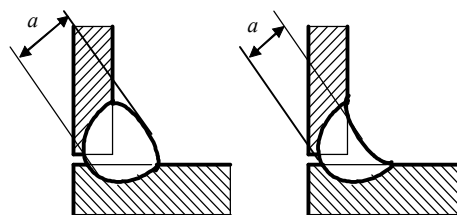
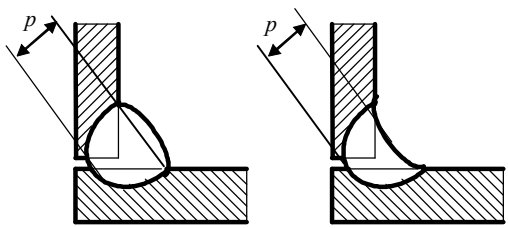
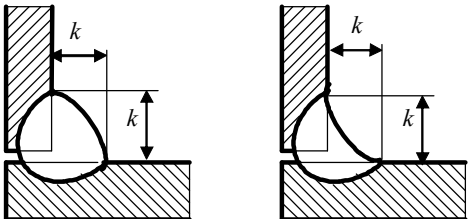


Рис. 1.10. Товщина кутового шва

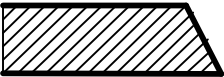
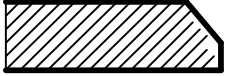
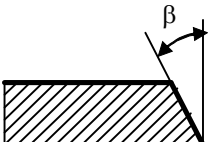
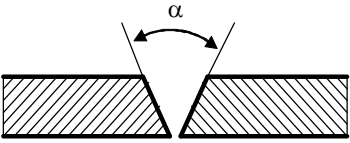
Продовження

<p><b>Розрахункова висота кутового шва</b>  <i>ru</i>: расчетная высота углового шва  <i>en</i>: design throat thickness</p>	<p>Довжина перпендикуляра, опущеного з точки максимального проплавлення з'єднаних поверхонь заготовок на гіпотенузу найбільшого прямокутного трикутника, вписаного в лінію зовнішньої поверхні кутового шва на його поперечному перерізі (рис. 1.11)</p>  <p>Рис. 1.11. Розрахункова висота кутового шва</p>
<p><b>Катет кутового шва</b>  <i>ru</i>: катет углового шва  <i>en</i>: fillet weld leg</p>	<p>Найкоротша відстань від поверхні однієї зі зварюваних заготовок до межі кутового шва, що розташована на поверхні другої зварюваної заготовки (рис. 1.12)</p>  <p>Рис. 1.12. Катет кутового шва</p>
<p><b>Ширина (зварного) шва</b>  <i>ru</i>: ширина (сварного) шва  <i>en</i>: weld width</p>	<p>Відстань між видимими лініями сплавлення на лицьовій стороні зварного шва, виконаного плавленням</p>
<p><b>Коефіцієнт форми (зварного) шва</b>  <i>ru</i>: коэффициент формы (сварного) шва  <i>en</i>: weld shape factor, weld geometry factor</p>	<p>Коефіцієнт, що визначається відношенням ширини стикового або кутового шва до його товщини</p>
<p><b>Механічна неоднорідність (зварного з'єднання)</b>  <i>ru</i>: механическая неоднородность (сварного соединения)  <i>en</i>: mechanical heterogeneity</p>	<p>Відмінність механічних властивостей окремих частин зварного з'єднання</p>

*Продовження*

<p><b>М'який прошарок (зварного з'єднання)</b>  <i>ru:</i> мягкая прослойка (сварного соединения)  <i>en:</i> soft interlayer</p>	<p>Ділянка зварного з'єднання, метал якої має значно нижчі значення твердості та (або) міцності порівняно з металом ділянок, розташованих поруч</p>
<p><b>Твердий прошарок (зварного з'єднання)</b>  <i>ru:</i> твердая прослойка (сварного соединения)  <i>en:</i> hard interlayer</p>	<p>Ділянка зварного з'єднання, метал якої має підвищені значення твердості та (або) міцності порівняно з металом ділянок, розташованих поруч</p>
<p><b>Зона термічного зниження міцності (зварного з'єднання)</b>  <i>ru:</i> зона термического снижения прочности (сварного соединения)  <i>en:</i> weakened zone</p>	<p>Ділянка основного металу, міцність якого зменшилася внаслідок зварювання</p>
<p><b>Контактне зміцнення (м'якого прошарку)</b>  <i>ru:</i> контактное упрочнение (мягкой прослойки)  <i>en:</i> local strengthened</p>	<p>Підвищення опору деформуванню м'якого прошарку зварного з'єднання за рахунок стримування його деформування сусідніми, міцнішими його частинами</p>
<p><b>Напрямок зварювання</b>  <i>ru:</i> направление сварки  <i>en:</i> direction of welding</p>	<p>Напрямок руху джерела тепла уздовж зварного з'єднання</p>
<p><b>Зворотноступінчасте зварювання</b>  <i>ru:</i> обратноступенчатая сварка  <i>en:</i> back-step sequence, back-step welding, step-back welding</p>	<p>Зварювання, під час якого зварний шов виконують окремими ділянками у напрямку, протилежному загальному приросту довжини шва</p>
<p><b>Прохід (під час зварювання)</b>  <i>ru:</i> проход (при сварке)  <i>en:</i> pass, run</p>	<p>Одноразове переміщення в одному напрямку джерела тепла під час зварювання та (або) наплавлення</p>
<p><b>Зварювання напрохід</b>  <i>ru:</i> сварка напроход  <i>en:</i> one direction welding</p>	<p>Зварювання, під час якого напрямок зварювання незмінний</p>
<p><b>Зварювання врозкид</b>  <i>ru:</i> сварка вразброс  <i>en:</i> skip welding</p>	<p>Зварювання, під час якого зварний шов виконується ділянками, розташованими у різних місцях по його довжині</p>
<p><b>Зварювання згори вниз</b>  <i>ru:</i> сварка сверху вниз  <i>en:</i> downhill welding</p>	<p>Зварювання плавленням у вертикальному положенні, під час якого зварювальна ванна переміщується згори вниз</p>

Продовження

<p><b>Зварювання знизу вгору</b>  <i>ru:</i> сварка снизу вверх  <i>en:</i> uphill welding</p>	<p>Зварювання плавленням у вертикальному положенні, під час якого зварювальна ванна переміщується знизу вгору</p>
<p><b>Зварювання навису</b>  <i>ru:</i> сварка на весу  <i>en:</i> welding without backing</p>	<p>Однобічне зварювання з наскрізним проплавленням крайок заготовок без використання підкладки</p>
<p><b>Розкриття крайок</b>  <i>ru:</i> разделка кромок  <i>en:</i> edge preparation</p>	<p>Надання крайкам заготовок, що підлягають зварюванню, необхідної форми</p>
<p><b>Скіс крайки</b>  <i>ru:</i> скос кромки  <i>en:</i> edge beveling</p>	<p>Прямолінійний нахилений зріз крайки заготовки, що підлягає зварюванню (рис. 1.13)</p>  <p>Рис. 1.13. Скіс крайки</p>
<p><b>Притуплення крайки</b>  <i>ru:</i> притупление кромки  <i>en:</i> root face</p>	<p>Нескошена частина торця крайки, що підлягає зварюванню (рис. 1.14)</p>  <p>Рис. 1.14. Притуплення крайок</p>
<p><b>Кут скосу (крайки)</b>  <i>ru:</i> угол скоса (кромки)  <i>en:</i> bevel angle</p>	<p>Гострий кут між площиною скосу крайки та площиною, перпендикулярною до нижньої поверхні зварюваної заготовки (рис. 1.15)</p>  <p>Рис. 1.15. Кут скосу крайки</p>
<p><b>Кут розкриття (крайок)</b>  <i>ru:</i> угол разделки (кромки)  <i>en:</i> groove angle</p>	<p>Кут між скошеними крайками зварюваних заготовок (рис. 1.16)</p>  <p>Рис. 1.16. Кут розкриття крайки</p>
<p><b>Зазор, прозір</b>  <i>ru:</i> зазор  <i>en:</i> gap, air gap, root opening</p>	<p>Найкоротша відстань між крайками складених для зварювання заготовок</p>

*Продовження*

<b>Глибина проплавлення</b> <i>ru:</i> глубина проплавления <i>en:</i> depth of penetration	Найбільша глибина розплавлення основного металу в поперечному перерізі шва або наплавленого металу
<b>Присадний метал</b> <i>ru:</i> присадочный металл <i>en:</i> filler metal	Метал, що вводиться у зварювальну ванну додатково до розплавленого основного металу
<b>Наплавлений метал</b> <i>ru:</i> наплавленный металл <i>en:</i> deposited metal	Присадний метал, сплавлений з поверхневим шаром основного металу
<b>Метал шва</b> <i>ru:</i> металл шва <i>en:</i> weld metal	Сплав, утворений розплавленням основним та присадним металом або тільки переплавленням основним металом
<b>Провар</b> <i>ru:</i> провар <i>en:</i> complete fusion	Наявність суцільного металевого зв'язку між звареними поверхнями основного металу і шарами та валками зварного шва
<b>Зона сплавлення</b> <i>ru:</i> зона сплавления <i>en:</i> fusion zone	Зона частково оплавлених під час зварювання зерен основного металу на межі з металом шва
<b>Зона термічного впливу</b> (нд <i>перехідна зона</i> ) <i>ru:</i> зона термического влияния <i>en:</i> heat affected zone	Ділянка основного металу, розташована біля металу шва, структура і властивості якої змінилися в результаті нагрівання під час зварювання чи наплавлення
<b>Спаяне з'єднання</b> <i>ru:</i> паяное соединение <i>en:</i> brazed (soldered) joint	З'єднання, утворене паянням
<b>Припій</b> <i>ru:</i> припой <i>en:</i> brazing alloy, solder	Матеріал для паяння та лудіння з температурою плавлення, нижчою за температуру плавлення паяних заготовок
<b>Тип спаяного з'єднання</b> <i>ru:</i> тип паяного соединения <i>en:</i> brazed (soldered) joint type	Класифікаційне угруповання спаяних з'єднань, виділене за ознакою взаємного розташування та форми заготовок для паяння
<b>Спаяне з'єднання напусткове</b> <i>ru:</i> нахлесточное паяное соединение <i>en:</i> lap brazed (soldered) joint	Спаяне з'єднання, в якому паяні заготовки з'єднані паралельними поверхнями, що частково перекривають одна одну
<b>Спаяне з'єднання телескопічне</b> <i>ru:</i> телескопическое паяное соединение	Спаяне з'єднання труб чи труби з патрубком внапусток

*Продовження*

<p><b>Спаяне з'єднання стикове</b> (нд паяне з'єднання встик) <i>ru:</i> стыковое паяное соединение (нд паяное соединение встык) <i>en:</i> butt brazed (soldered) joint</p>	<p>Спаяне з'єднання, в якому паяні заготовки, що розміщені в одній площині або на одній поверхні, з'єднані торцевими поверхнями</p>
<p><b>Спаяне з'єднання косостикове</b> (нд паяне з'єднання вскіс) <i>ru:</i> косостыковое паяное соединение (нд паяное соединение вскос) <i>en:</i> scari butt brazed (soldered) joint</p>	<p>Стикове спаяне з'єднання, в якому кути між торцевими і бічними поверхнями паяних заготовок відрізняються від прямого</p>
<p><b>Спаяне з'єднання таврове</b> (нд паяне з'єднання втавр) <i>ru:</i> тавровое паяное соединение (нд паяное соединение втавр) <i>en:</i> tee brazed (soldered) joint</p>	<p>Спаяне з'єднання, в якому поверхня однієї паяної заготовки з'єднана з торцевою поверхнею іншої заготовки</p>
<p><b>Спаяне з'єднання дотичне</b> <i>ru:</i> соприкасающееся паяное соединение</p>	<p>Спаяне з'єднання, в якому паяні заготовки з'єднані по лінії або в точці</p>
<p><b>Спаяне з'єднання комбіноване</b> <i>ru:</i> комбинированное паяное соединение</p>	<p>Спаяне з'єднання, що являє собою різні комбінації спаяних з'єднань: напусткового, стикового, косостикового, таврового, телескопічного, дотичного</p>
<p><b>Спаяне з'єднання узгоджене</b> <i>ru:</i> согласованное паяное соединение</p>	<p>Спаяне з'єднання, утворене паянням матеріалів з однаковою чи близькою відносною зміною їх лінійних розмірів під час охолодження</p>
<p><b>Спаяне з'єднання неузгоджене</b> <i>ru:</i> несогласованное паяное соединение</p>	<p>Спаяне з'єднання, утворене паянням матеріалів з різко відмінною відносною зміною їх лінійних розмірів під час охолодження</p>
<p><b>Спаяний шов</b> <i>ru:</i> паяный шов <i>en:</i> brazed (soldered) seam</p>	<p>Частина спаяного з'єднання, яка закристалізувалася під час паяння</p>
<p><b>Товщина спаяного шва</b> <i>ru:</i> толщина паяного шва <i>en:</i> thickness of brazed (soldered) seam</p>	<p>Відстань між з'єднаними паянням поверхнями за перпендикуляром до них</p>
<p><b>Довжина спаяного шва</b> <i>ru:</i> длина паяного шва <i>en:</i> length of brazed (soldered) seam</p>	<p>Протяжність спаяного шва вздовж його осьової лінії</p>

*Продовження*

<b>Ширина спаяного шва</b> <i>ru:</i> ширина паяного шва <i>en:</i> breadth of brazed (soldered) seam	Максимальна ширина спаяного шва у поперечному перерізі спаяного з'єднання
<b>Галтельна ділянка спаяного шва, галтель спаяного шва</b> <i>ru:</i> галтельный участок паяного шва, <i>галтель паяного шва</i>	Угнута частина спаяного шва, яка утворилася на зовнішніх поверхнях спаяних крайок з'єднання
<b>Непропай</b> <i>ru:</i> непропай	Частково чи повністю не заповнений припоєм зазор для паяння
<b>Неспай</b> <i>ru:</i> неспай	Відсутність зчеплення паяного матеріалу заготовок з матеріалом спаяного шва
<b>Підріз (під час паяння)</b> <i>ru:</i> подрез (при пайке)	Не заповнена припоєм заглибина у паяному матеріалі поряд з галтельною поверхнею, що утворилася під час паяння внаслідок локальної хімічної ерозії

**1.1.2. Механічні властивості та їх характеристики**

Основні поняття, терміни та визначення, що використовуються в галузі розрахунків та випробувань на міцність, установлюються державними стандартами України ДСТУ 2824–94 "Розрахунки та випробування на міцність. Види і методи механічних випробувань. Терміни та визначення" і ДСТУ 2825–94 "Розрахунки та випробування на міцність. Терміни та визначення основних понять (расчеты и испытания на прочность, strength calculation and testing)".

**Основні поняття, терміни та визначення за ДСТУ 2824–94 і ДСТУ 2825–94**

<b>Механічні випробування</b> <i>ru:</i> механические испытания <i>en:</i> mechanical tests	Випробування, що проводяться для експериментального визначення кількісних та (чи) якісних механічних характеристик об'єкта випробувань або дослідження його напружено-деформованого стану
<b>Механічні характеристики</b> (нд <i>механічні властивості</i> ) <i>ru:</i> механические характеристики <i>en:</i> mechanical characteristics	Характеристики механічних властивостей об'єкта
<b>Зразок для випробувань</b> <i>ru:</i> образец для испытаний <i>en:</i> specimen, test piece	Продукція, її частина або проба, що безпосередньо підлягає експерименту під час випробувань



*Продовження*

<b>Метод випробувань</b> <i>ru:</i> метод испытаний <i>en:</i> test method	Правила використання певних принципів та засобів випробувань
<b>Вид випробувань</b> <i>ru:</i> вид испытаний <i>en:</i> mode of test	Класифікаційне угруповання випробувань за певною ознакою
<b>Засіб випробувань</b> <i>ru:</i> средство испытаний <i>en:</i> test means	Технічний пристрій, речовина та (чи) матеріал для випробувань
<b>Умови випробувань</b> <i>ru:</i> условия испытаний <i>en:</i> test conditions	Сукупність чинників, що діють на об'єкт, та (чи) режимів функціонування об'єкта під час випробувань
<b>Тривалість випробувань</b> <i>ru:</i> продолжительность испытаний <i>en:</i> test time	Тривалість перебування об'єкта в режимі випробувань
<b>Дані випробувань</b> <i>ru:</i> данные испытаний <i>en:</i> test data	Значення характеристик властивостей об'єкта та (чи) умов випробувань, а також інших параметрів, що реєструються під час випробувань і є вихідними для подальшого опрацювання
<b>Результати випробувань</b> <i>ru:</i> результаты испытаний <i>en:</i> test results	Оцінка характеристик властивостей об'єкта, встановлення відповідності об'єкта заданим вимогам за даними випробувань, результати аналізу якості функціонування об'єкта в процесі випробувань
<b>Точність результатів випробувань</b> <i>ru:</i> точность результатов испытаний <i>en:</i> accuracy of test results	Властивість випробувань, що характеризується близькістю результатів випробувань до дійсних значень характеристик об'єкта за певних умов випробувань
<b>Відтворюваність результатів випробувань</b> <i>ru:</i> воспроизводимость результатов испытаний <i>en:</i> reproducibility of test results	Характеристика результатів випробувань, що визначається близькістю результатів повторних випробувань об'єкта
<b>Методика випробувань</b> <i>ru:</i> методика испытаний <i>en:</i> test procedure	Організаційно-методичний документ, обов'язковий до виконання, що містить опис методів, умов та засобів випробувань, правила добору та (чи) виготовлення зразків, алгоритмів виконання операцій для визначення однієї чи кількох взаємопов'язаних характеристик механічних властивостей об'єкта, форми подання даних, методу оцінки точності, достовірності результатів, вимоги техніки безпеки та охорони навколишнього середовища

*Продовження*

<b>Випробна машина</b> <i>ru:</i> испытательная машина <i>en:</i> testing machine	Машина для проведення механічних випробувань
<b>Випробний стенд</b> <i>ru:</i> испытательный стенд <i>en:</i> test bench	Технічний пристрій для відтворення умов певних режимів експлуатації виробу
<b>Короткочасні випробування</b> <i>ru:</i> кратковременные испытания <i>en:</i> short-term test	Випробування на короткочасну міцність
<b>Тривалі випробування</b> (нд довгочасні випробування) <i>ru:</i> длительные испытания (нд долговременные испытания) <i>en:</i> long-term test	Випробування на тривалу міцність
<b>Статичні випробування</b> <i>ru:</i> статические испытания <i>en:</i> static test	Випробування об'єкта статичним навантажуванням
<b>Динамічні випробування</b> <i>ru:</i> динамические испытания <i>en:</i> dynamic test	Випробування об'єкта динамічним навантажуванням
<b>Циклічні випробування</b> <i>ru:</i> циклические испытания <i>en:</i> cyclic test	Випробування об'єкта циклічним навантажуванням
<b>Випробування на розтяг</b> <i>ru:</i> испытания на растяжение <i>en:</i> tension test	Випробування об'єкта навантажуванням розтягування
<b>Випробування на стиск</b> <i>ru:</i> испытания на сжатие <i>en:</i> compression test	Випробування об'єкта навантажуванням стискання
<b>Випробування на згин</b> <i>ru:</i> испытания на изгиб <i>en:</i> bend test	Випробування об'єкта навантажуванням згинання
<b>Випробування на крутіння</b> <i>ru:</i> испытания на кручение <i>en:</i> torsion test	Випробування об'єкта навантажуванням крутіння
<b>Випробування на зсув</b> <i>ru:</i> испытания на сдвиг <i>en:</i> shear test	Випробування об'єкта навантажуванням, що утворює дотичні напруження
<b>Випробування на короткочасну міцність</b> <i>ru:</i> испытания на кратковременную прочность <i>en:</i> short-term strength test	Короткочасні випробування, що проводяться з метою визначення характеристик міцності та (чи) пластичності

*Продовження*

<p><b>Випробування на твердість</b>  <i>ru:</i> испытания на твердость  <i>en:</i> hardness test</p>	<p>Короткочасні випробування об'єкта навантаженням, що утворює місцеві контактні напруження, які провадяться з метою визначення характеристик твердості</p>
<p><b>Випробування на тріщино-стійкість</b>  <i>ru:</i> испытания на трещиностойкость  <i>en:</i> fracture toughness test</p>	<p>Випробування об'єкта зі спеціально зробленою тріщиною статичним, динамічним чи повторно-змінним навантаженням, що провадяться з метою визначення характеристик тріщиностійкості</p>
<p><b>Випробування на втому</b>  <i>ru:</i> испытания на усталость  <i>en:</i> fatigue test</p>	<p>Випробування під дією циклічного навантаження об'єкта для визначення характеристик опору втомі</p>
<p><b>Випробування на тривалу міцність</b> (нд <i>випробування на довгочасну міцність</i>)  <i>ru:</i> испытания на длительную прочность  <i>en:</i> long-term strength test, rupture strength test</p>	<p>Тривалі випробування дією на об'єкт сталого напруження за сталої температури, що провадяться з метою визначення границі тривалої міцності</p>
<p><b>Випробування на повзучість</b>  <i>ru:</i> испытания на ползучесть  <i>en:</i> creep test</p>	<p>Тривалі випробування дією на об'єкт сталого напруження за сталої температури, що провадяться з метою визначення характеристик опору повзучості</p>
<p><b>Випробування на релаксацію напружень</b>  <i>ru:</i> испытания на релаксацию напряжений  <i>en:</i> stress relaxation test</p>	<p>Тривалі випробування за сталої температури навантаженого об'єкта, деформація якого залишається незмінною, що провадяться з метою визначення характеристик опору релаксації напружень</p>
<p><b>Технологічні випробування</b>  <i>ru:</i> технологические испытания  <i>en:</i> in-process test</p>	<p>Випробування, що провадяться під час виготовлення продукції з метою оцінки її технологічності</p>
<p><b>Випробування в умовах лінійного напруженого стану</b>  <i>ru:</i> испытания в условиях линейного напряженного состояния  <i>en:</i> uniaxial stress condition test</p>	<p>Випробування навантаженням, що створює в об'єкті лінійний напружений стан</p>
<p><b>Випробування за кімнатної температури</b>  <i>ru:</i> испытания при комнатной температуре  <i>en:</i> room-temperature test, ambient-temperature test</p>	<p>Випробування за температури 293±10 К</p>

*Продовження*

<p><b>Випробування за підвищених температур</b>  <i>ru:</i> испытания при повышенных температурах  <i>en:</i> elevated-temperature test</p>	<p>Випробування за температури від 303 до 1273 К включно</p>
<p><b>Випробування за високих температур</b>  <i>ru:</i> испытания при высоких температурах  <i>en:</i> high-temperature test</p>	<p>Випробування за температури понад 1273 К</p>
<p><b>Випробування за знижених температур</b>  <i>ru:</i> испытания при пониженных температурах  <i>en:</i> low-temperature test</p>	<p>Випробування за температури понад 120 К та нижчої за 283 К</p>
<p><b>Випробування за криогених температур</b> (нд <i>випробування за низьких температур</i>)  <i>ru:</i> испытания при криогенных температурах (нд <i>испытания при низких температурах</i>)  <i>en:</i> cryogenic-temperature test</p>	<p>Випробування за температури від 0 до 120 К</p>
<p><b>Навантаження</b>  <i>ru:</i> нагрузка  <i>en:</i> load</p>	<p>Чинник або сукупність чинників, дія яких на об'єкт призводить до зміни його напружено-деформованого стану</p>
<p><b>Навантажування</b>  <i>ru:</i> нагружение  <i>en:</i> loading</p>	<p>Процес дії навантаження на об'єкт</p>
<p><b>Статичне навантажування</b>  <i>ru:</i> статическое нагружение  <i>en:</i> static loading</p>	<p>Навантажування, що характеризується відсутністю прискорення відносного руху точок об'єкта</p>
<p><b>Динамічне навантажування</b>  <i>ru:</i> динамическое нагружение  <i>en:</i> dynamic loading</p>	<p>Навантажування, що супроводжується прискоренням відносного руху точок об'єкта</p>
<p><b>Випадкове навантажування</b>  <i>ru:</i> случайное нагружение  <i>en:</i> random loading</p>	<p>Навантажування, що характеризується випадковістю дії навантаження</p>
<p><b>Швидкість навантажування</b>  <i>ru:</i> скорость нагружения  <i>en:</i> loading rate</p>	<p>Зміна навантаження за одиницю часу</p>
<p><b>Деформування</b>  <i>ru:</i> деформирование  <i>en:</i> straining</p>	<p>Процес взаємного зміщення точок об'єкта під час його навантажування</p>

*Продовження*

<b>Швидкість деформування</b> <i>ru:</i> скорость деформирования <i>en:</i> straining rate	Швидкість взаємного зміщення точок об'єкта під час його деформування
<b>Напруження</b> <i>ru:</i> напряжение <i>en:</i> stress	Вектор внутрішніх сил, що діють на одиницю площі даної елементарної площадки під час стягування її в точку
<b>Нормальне напруження</b> <i>ru:</i> нормальное напряжение <i>en:</i> normal stress	Складова вектора напруження, спрямована по нормалі до елементарної площадки його дії
<b>Дотичне напруження</b> <i>ru:</i> касательное напряжение <i>en:</i> shear stress	Складова вектора напруження, що лежить у площині елементарної площадки його дії
<b>Головна площадка</b> <i>ru:</i> главная площадка <i>en:</i> principal plane	Елементарна площадка, на якій дотичні напруження відсутні
<b>Головна вісь напружень</b> <i>ru:</i> главная ось напряжений <i>en:</i> principal stress axe	Пряма, перпендикулярна до головної площадки
<b>Головне напруження</b> <i>ru:</i> главное напряжение <i>en:</i> principal stress	Нормальне напруження, що діє на головній площадці
<b>Напружений стан</b> <i>ru:</i> напряженное состояние <i>en:</i> stress state	Стан елементарного об'єму тіла довкола даної точки, який характеризується сукупністю всіх векторів напружень
<b>Тензор напружень</b> <i>ru:</i> тензор напряжений <i>en:</i> stress tensor	Тензор другого рангу, що визначає напружений стан у даній точці
<b>Лінійний напружений стан</b> <i>ru:</i> линейное напряженное состояние <i>en:</i> linear stress	Напружений стан, за якого тільки одне з головних напружень відрізняється від нуля
<b>Плоский напружений стан</b> (нд <i>двовісний напружений стан</i> ) <i>ru:</i> плоское напряженное состояние <i>en:</i> plane stress	Напружений стан, за якого одне з головних напружень дорівнює нулю
<b>Об'ємний напружений стан</b> (нд <i>тривісний напружений стан</i> ) <i>ru:</i> объемное напряженное состояние <i>en:</i> three-dimensional stress	Напружений стан, за якого всі головні напруження відрізняються від нуля

*Продовження*

<b>Чистий зсув</b> <i>ru:</i> чистый сдвиг <i>en:</i> pure shear	Плоский напружений стан, що характеризується наявністю елементарних площадок, на яких нормальні напруження дорівнюють нулю, а дотичні досягають максимуму
<b>Залишкове напруження</b> <i>ru:</i> остаточное напряжение <i>en:</i> residual stress	Напруження, яке залишається після усунення навантаження, що його викликало
<b>Коефіцієнт інтенсивності напружень</b> <i>ru:</i> коэффициент интенсивности напряжений <i>en:</i> stress intensity factor	Кількісна характеристика сингулярної складової поля напружень довкола точки фронту тріщини у пружному матеріалі
<b>Деформація</b> <i>ru:</i> деформация <i>en:</i> strain	Відносна величина взаємного зміщення точок об'єкта в результаті його деформування
<b>Лінійна деформація</b> <i>ru:</i> линейная деформация <i>en:</i> linear strain	Границя відношення приросту довжини відрізка заданого напрямку до його початкової довжини при стягуванні його у точку
<b>Кутова деформація</b> (нд кут зсуву, відносний зсув) <i>ru:</i> угловая деформация <i>en:</i> angular strain	Зміна початково прямого кута між двома напівпрямими, що виходять з даної точки
<b>Деформований стан</b> <i>ru:</i> деформированное состояние <i>en:</i> strain state	Стан елементарного об'єму тіла довкола даної точки, який характеризується сукупністю всіх лінійних та кутових деформацій у точці
<b>Плоска деформація</b> <i>ru:</i> плоская деформация <i>en:</i> plane strain	Деформований стан, за якого вектори переміщень усіх точок об'єкта паралельні одній площині
<b>Пружна деформація</b> <i>ru:</i> упругая деформация <i>en:</i> elastic strain	Деформація, що зникає після усунення навантаження, яке її спричинило
<b>Залишкова деформація</b> <i>ru:</i> остаточная деформация <i>en:</i> residual strain	Деформація, що залишається після усунення навантаження, яке її спричинило
<b>Пластична деформація</b> <i>ru:</i> пластическая деформация <i>en:</i> plastic strain	Складова залишкової деформації, що не викликає зміни об'єму
<b>Швидкість деформації</b> <i>ru:</i> скорость деформации <i>en:</i> strain rate	Зміна деформації за одиницю часу
<b>Розкриття тріщини</b> <i>ru:</i> раскрытие трещины <i>en:</i> crack opening displacement	Взаємне зміщення берегів на фронті тріщини

*Продовження*

<b>Руйнування</b> <i>ru:</i> разрушение <i>en:</i> fracture	Зародження та розвиток у матеріалі дефектів і (або) розділення об'єкта на частини
<b>Крихке руйнування</b> <i>ru:</i> хрупкое разрушение <i>en:</i> brittle fracture	Руйнування без слідів пластичних деформацій у матеріалі
<b>В'язке руйнування</b> <i>ru:</i> вязкое разрушение <i>en:</i> ductile fracture	Руйнування, що супроводжується розвитком пластичних деформацій у матеріалі
<b>Деформаційне зміцнення</b> <i>ru:</i> деформационное упрочнение <i>en:</i> strain strengthening	Збільшення опору матеріалу деформуванню та руйнуванню, пов'язане зі зростанням пластичних деформацій
<b>Повзучість</b> <i>ru:</i> ползучесть <i>en:</i> creep	Необоротне зростання деформацій у матеріалі з часом під дією навантаження
<b>Релаксація напружень</b> <i>ru:</i> релаксация напряжений <i>en:</i> stress relaxation	Довільне зменшення напружень у матеріалі, пов'язане з перерозподілом між пружною і пластичною деформаціями
<b>Старіння</b> <i>ru:</i> старение <i>en:</i> ageing	Зміна фізико-механічних властивостей матеріалу з часом
<b>Відновлення</b> <i>ru:</i> восстановление <i>en:</i> recovery	Довільне часткове повернення попередніх механічних властивостей матеріалу
<b>Міцність</b> <i>ru:</i> прочность <i>en:</i> strength	Здатність матеріалу витримувати напруження без руйнування
<b>Втома</b> <i>ru:</i> усталость <i>en:</i> fatigue	Процес поступового накопичення пошкоджень, утворення та розвитку тріщин у матеріалі під дією циклічного навантажування
<b>Пружність</b> <i>ru:</i> упругость <i>en:</i> elasticity	Здатність матеріалу повністю відновлювати недеформований стан після усунення напружень
<b>Пластичність</b> <i>ru:</i> пластичность <i>en:</i> plasticity	Здатність матеріалу проявляти пластичну деформацію
<b>Крихкість</b> <i>ru:</i> хрупкость <i>en:</i> brittleness	Здатність матеріалу до крихкого руйнування
<b>В'язкість</b> <i>ru:</i> вязкость <i>en:</i> viscosity	Здатність матеріалу змінювати опір деформуванню в залежності від швидкості деформації

*Продовження*

<b>Твердість</b> <i>ru:</i> твердость <i>en:</i> hardness	Здатність матеріалу чинити опір деформуванню та руйнуванню під дією місцевих контактних зусиль
<b>Холодноламкість</b> <i>ru:</i> хладноломкость <i>en:</i> cold brittleness	Здатність матеріалу виявляти крихкість у разі зниження температури
<b>Тріщиностійкість</b> <i>ru:</i> трещиностойкость <i>en:</i> crack resistance	Здатність матеріалу чинити опір розвитку тріщин
<b>Границя пружності</b> (нд <i>межа пружності</i> ) <i>ru:</i> предел упругости <i>en:</i> elasticity limit	Найбільше умовне напруження, за якого з обумовленим відхиленням зберігається пружність у разі деформування зразка
<b>Границя пропорційності</b> (нд <i>межа пропорційності</i> ) <i>ru:</i> предел пропорциональности <i>en:</i> proportionality limit	Найбільше умовне напруження, за якого з обумовленим відхиленням зберігається лінійна залежність між напруженнями і деформаціями у зразку
<b>Границя плинності фізична</b> (нд <i>межа плинності, межа текучості</i> ) <i>ru:</i> предел текучести физический <i>en:</i> yield stress	Найменше умовне напруження, за якого зразок деформується без помітного збільшення навантаження
<b>Границя плинності умовна</b> <i>ru:</i> предел текучести условный <i>en:</i> offset yield stress	Напруження, за якого залишкова деформація зразка досягає обумовленої нормативно-технічними документами величини
<b>Границя міцності</b> (нд <i>межа міцності</i> ) <i>ru:</i> предел прочности <i>en:</i> strength limit	Умовне напруження, що відповідає найбільшому навантаженню, досягнутому до поділу зразка на частини
<b>Відносне видовження після розриву</b> <i>ru:</i> относительное удлинение после разрыва <i>en:</i> elongation at rupture	Відношення залишкового видовження зразка за розтягу, досягнутого на момент його розриву, до початкової розрахункової довжини зразка
<b>Відносне звуження після розриву</b> <i>ru:</i> относительное сужение после разрыва <i>en:</i> reduction of area	Відношення зменшення площі поперечного перерізу в місці розриву зразка до початкової площі його поперечного перерізу
<b>Границя повзучості</b> (нд <i>межа повзучості</i> ) <i>ru:</i> предел ползучести <i>en:</i> creep limit	Напруження, за якого швидкість або деформація повзучості за визначений час (за умовою) дорівнює заданій



Продовження

<p><b>Границя тривалої міцності</b> (нд <i>межа довгочасної міцності</i>) <i>ru</i>: предел длительной прочности <i>en</i>: longtime strength limit</p>	<p>Напруження, за якого зразок досягає поділу на частини за обумовлений час дії навантаження</p>
<p><b>Границя витривалості</b> (нд <i>межа витривалості</i>) <i>ru</i>: предел выносливости</p>	<p>Максимальне за абсолютним значенням напруження циклу, за якого ще не відбувається втомне руйнування матеріалу протягом заданої кількості циклів навантажування</p>
<p><b>Ударна в'язкість</b> <i>ru</i>: ударная вязкость <i>en</i>: impact strength</p>	<p>Робота, витрачена на руйнування ударним згином зразка з концентратором напружень, віднесена до початкової площі поперечного перерізу зразка в місці руйнування</p>
<p><b>Модуль пружності під час розтягу</b> (нд <i>модуль Юнга</i>) <i>ru</i>: модуль упругости при растяжении <i>en</i>: elasticity modulus</p>	<p>Відношення нормального напруження до відповідної лінійної деформації за лінійного напруженого стану до границі пропорційності</p>
<p><b>Модуль пружності під час зсуву</b> (нд <i>модуль зсуву</i>) <i>ru</i>: модуль упругости при сдвиге <i>en</i>: shear modulus</p>	<p>Відношення дотичного напруження до відповідної кутової деформації за чистого зсуву до границі пропорційності</p>
<p><b>Коефіцієнт Пуассона</b> <i>ru</i>: коэффициент Пуассона <i>en</i>: Poisson's ratio</p>	<p>Відношення абсолютних величин поперечної та поздовжньої лінійних деформацій за лінійного напруженого стану до границі пропорційності</p>
<p><b>Механічні випробування</b> <i>ru</i>: механические испытания <i>en</i>: mechanical tests</p>	<p>Випробування, що проводяться для експериментального визначення кількісних та (чи) якісних механічних характеристик об'єкта випробувань або дослідження його напружено-деформованого стану</p>
<p><b>Напруження умовне</b> <i>ru</i>: напряжение условное <i>en</i>: engineering stress</p>	<p>Напруження в матеріалі зразка, обчислене виходячи з початкової площі його поперечного перерізу</p>
<p><b>Напруження дійсне</b> <i>ru</i>: напряжение истинное <i>en</i>: actual stress</p>	<p>Напруження в матеріалі зразка, обчислене виходячи з поточної площі його поперечного перерізу</p>
<p><b>Розрахункова схема</b> <i>ru</i>: расчетная схема <i>en</i>: design scheme</p>	<p>Об'єкт розрахунку, представлений у такому вигляді, коли збережено всі істотні особливості об'єкта відносно мети розрахунку</p>
<p><b>Стрижень, стержень</b> <i>ru</i>: стержень <i>en</i>: bar</p>	<p>Об'єкт, довжина якого значно перевищує інші його розміри</p>

*Продовження*

<b>Пластина</b> <i>ru:</i> пластина <i>en:</i> plate	Об'єкт, обмежений двома площинами, відстань між якими значно менша від інших його розмірів
<b>Оболонка</b> <i>ru:</i> оболочка <i>en:</i> shell	Об'єкт, обмежений двома поверхнями, відстань між якими значно менша від інших його розмірів
<b>Балка</b> <i>ru:</i> балка <i>en:</i> beam	Стержень, що зазнає здебільшого згину
<b>Стержнева система</b> (нд <i>стрижнева система</i> ) <i>ru:</i> стержневая система <i>en:</i> bar system	Конструкція, що складається зі стержнів
<b>Рама</b> <i>ru:</i> рама <i>en:</i> frame	Стержнева система, елементи якої зазнають здебільшого згину і (чи) крутіння
<b>Ферма</b> <i>ru:</i> ферма <i>en:</i> truss	Стержнева система, елементи якої зазнають здебільшого розтягу або стиску
<b>Схема навантажування</b> <i>ru:</i> схема нагружения <i>en:</i> loading scheme	Схема розподілу навантажень на об'єкт розрахунку
<b>Зовнішня сила</b> <i>ru:</i> внешняя сила <i>en:</i> external force	Механічна дія на об'єкт розрахунку з боку об'єкта, усуненого під час розрахункової схематизації
<b>Поверхнева сила</b> <i>ru:</i> поверхностная сила <i>en:</i> surface force	Зовнішня сила, розподілена по поверхні об'єкта розрахунку
<b>Зосереджена сила</b> <i>ru:</i> сосредоточенная сила <i>en:</i> point force	Зовнішня сила, площа або об'єм дії якої під час схематизації замінюються точкою
<b>Розподілене навантаження</b> <i>ru:</i> распределенная нагрузка <i>en:</i> distributed load	Навантаження, яке діє на деякій ділянці довжини або поверхні об'єкта
<b>Нормальна сила</b> <i>ru:</i> нормальная сила <i>en:</i> normal force	Поздовжня складова рівнодіючої внутрішніх сил у перерізі об'єкта
<b>Поперечна сила</b> <i>ru:</i> поперечная сила <i>en:</i> transversal force	Дотична складова рівнодіючої внутрішніх сил у перерізі об'єкта
<b>Крутний момент</b> <i>ru:</i> крутящий момент <i>en:</i> torque moment	Момент внутрішніх сил у перерізі об'єкта відносно заданої осі, нормальної щодо площини перерізу

*Продовження*

<b>Згинальний момент</b> <i>ru:</i> изгибающий момент <i>en:</i> bending moment	Момент внутрішніх сил у перерізі об'єкта відносно осі, заданої в площині перерізу
<b>Несуча здатність</b> <i>ru:</i> несущая способность <i>en:</i> load bearing capability	Здатність об'єкта зберігати під час навантажування стан, що відповідає його функціональному призначенню
<b>Граничне навантаження</b> <i>ru:</i> предельная нагрузка <i>en:</i> load limit	Найбільше значення навантаження, за якого зберігається несуча здатність об'єкта
<b>Граничне напруження</b> <i>ru:</i> предельное напряжение <i>en:</i> stress limit	Найменше значення напруження, яке призводить до недопустимих деформацій об'єкта або його руйнування
<b>Коефіцієнт запасу міцності</b> <i>ru:</i> коэффициент запаса прочности <i>en:</i> safety factor	Відношення граничного напруження (граничного навантаження) до розрахункового напруження (розрахункового навантаження)
<b>Допустиме напруження</b> <i>ru:</i> допустимое напряжение <i>en:</i> allowable stress	Відношення граничного напруження до коефіцієнта запасу міцності, регламентованого нормативними документами

*Розрахунки* за Європейськими нормами виконуються за стандартом Німеччини DIN 18800 "Стальні конструкції. Вибір параметрів та конструювання". У ньому використовуються деякі специфічні поняття та визначення. Наведемо деякі з них:

*вплив, величина впливу.* Вплив є причиною виникнення в несучих конструкціях зусиль та деформацій. Величина впливу – це величина, що застосовується для опису впливу. Наприклад, величина впливу – це сила ваги, вітер, навантаження руху, температура, зсув опор і т. п;

*опір, величина опору.* Це опір несучої конструкції, її елементів та з'єднань проти впливу. Величина опору конструкції (міцність, жорсткість) визначається геометричними характеристиками перерізів конструкції та характеристиками матеріалу (границя плинності та границя міцності).

**Контрольні питання**

1. Поясніть поняття "опуклість (зварного) шва", "угнутість (кутового) шва", "товщина кутового шва", "розрахункова висота кутового шва", "катет кутового шва".

2. Як називається відстань між площиною, що проходить через видимі лінії переходу зварного шва до основного металу, та поверхнею найбільшого завищення зварного шва?

3. Як називається відстань між площиною, що проходить через видимі лінії переходу кутового шва до основного металу, та поверхнею найбільшого заниження зварного шва?

4. Як називається найменша відстань від поверхні кутового шва до точки максимального проплавлення основного матеріалу?

5. Як називається довжина перпендикуляра, опущеного з точки максимального проплавлення з'єднаних поверхонь заготовок на гіпотенузу найбільшого прямокутного трикутника, вписаного в лінію зовнішньої поверхні кутового шва на його поперечному перерізі?

6. Як називається найкоротша відстань від поверхні однієї зі зварюваних заготовок до межі кутового шва, яка розташована на поверхні другої зварюваної заготовки?

7. Як називається відстань між видимими лініями сплавлення на лицьовій стороні зварного шва, виконаного плавленням?

8. Як називається коефіцієнт, який визначається відношенням ширини стикового або кутового шва до його товщини?

9. Поясніть поняття "напруження", "коефіцієнт форми (зварного) шва", "напружений стан", "деформація", "деформований стан", "пружна деформація", "залишкова деформація", "пластична деформація".

10. Як називається вектор внутрішніх сил, що діють на одиницю площі даної елементарної площадки під час стягування її в точку?

11. Як називається стан елементарного об'єму тіла довкола даної точки, що характеризується сукупністю всіх векторів напружень?

12. Як називається відносна величина взаємного зміщення точок об'єкта в результаті його деформування?

13. Як називається стан елементарного об'єму тіла довкола даної точки, що характеризується сукупністю всіх лінійних та кутових деформацій у точці?

14. Як називається деформація: а) що зникає після усунення навантаження, яке її спричинило; б) що залишається після усунення навантаження, яке її спричинило?

15. Як називається складова залишкової деформації, що не викликає зміни об'єму?

16. Як називається зародження та розвиток у матеріалі дефектів і (або) розділення об'єкта на частини?

17. Як називається руйнування без слідів пластичних деформацій у матеріалі?

18. Як називається руйнування, що супроводжується розвитком пластичних деформацій у матеріалі?

19. Поясніть поняття "руйнування", "крихке руйнування", "в'язке руйнування", "пружність", "міцність", "втома", "пластичність".

20. Як називається здатність матеріалу витримувати напруження без руйнування?

21. Як називається процес поступового накопичення пошкоджень, утворення та розвитку тріщин у матеріалі під дією циклічного навантаження?

22. Як називається здатність матеріалу повністю відновлювати недеформований стан після усунення напружень?

23. Як називається здатність матеріалу проявляти пластичну деформацію?

24. Як називається здатність матеріалу до крихкого руйнування?

25. Як називається здатність матеріалу змінювати опір деформуванню в залежності від швидкості деформації?

26. Як називається здатність матеріалу чинити опір деформуванню та руйнуванню під дією місцевих контактних зусиль?

27. Як називається здатність матеріалу виявляти крихкість у разі зниження температури?

28. Як називається здатність матеріалу чинити опір розвитку тріщин?

29. Поясніть поняття "крихкість", "в'язкість", "твердість", "холодноламкість", "тріщиностійкість", "границя пружності", "границя пропорційності", "границя плинності фізична", "границя плинності умовна", "границя міцності", "відносне видовження після розриву", "відносне звуження після розриву".

30. Як називається найбільше умовне напруження, за якого з обумовленим відхиленням зберігається пружність у разі деформування зразка?

31. Як називається найбільше умовне напруження, за якого з обумовленим відхиленням зберігається лінійна залежність між напруженнями і деформаціями у зразку?

32. Як називається найменше умовне напруження, за якого зразок деформується без помітного збільшення навантаження?

33. Як називається напруження, за якого залишкова деформація зразка досягає обумовленої нормативно-технічними документами величини?

34. Як називається умовне напруження, що відповідає найбільшому навантаженню, досягнутому до поділу зразка на частини?

35. Як називається відношення залишкового видовження зразка за розтягу, досягнутого на момент його розриву, до початкової розрахункової довжини зразка?

36. Як називається відношення зменшення площі поперечного перерізу в місці розриву зразка до початкової площі його поперечного перерізу?

37. Як називається напруження, за якого швидкість або деформація повзучості за визначений час (за умовою) дорівнює заданій?

38. Як називається напруження, за якого зразок досягає поділу на частини за конкретний час дії навантаження?

39. Як називається максимальне за абсолютним значенням напруження циклу, за якого ще не відбувається втомне руйнування матеріалу протягом заданої кількості циклів навантажування?

40. Як називається робота, витрачена на руйнування ударним згинном зразка з концентратором напружень, віднесена до початкової площі поперечного перерізу зразка в місці руйнування?

41. Як називається відношення нормального напруження до відповідної лінійної деформації за лінійного напруженого стану до границі пропорційності?

42. Поясніть поняття "границя повзучості", "границя тривалої міцності", "границя витривалості", "ударна в'язкість", "модуль пружності під час розтягу", "модуль пружності під час зсуву", "коефіцієнт Пуассона", "напруження умовне", "напруження дійсне".

43. Як називається відношення дотичного напруження до відповідної кутової деформації за чистого зсуву до границі пропорційності?

44. Як називається відношення абсолютних величин поперечної та поздовжньої лінійних деформацій за лінійного напруженого стану до границі пропорційності?

45. Як називаються випробування, що проводяться для експериментального визначення кількісних та (чи) якісних механічних характеристик об'єкта випробувань або дослідження його напружено-деформованого стану?

46. Як називається напруження в матеріалі зразка, обчислене з урахуванням початкової площі його поперечного перерізу?

47. Як називається напруження в матеріалі зразка, обчислене з урахуванням поточної площі його поперечного перерізу?

48. Як називається об'єкт розрахунку, представлений у такому вигляді, коли збережено всі істотні особливості об'єкта відносно мети розрахунку?

49. Як називається об'єкт, довжина якого значно перевищує інші його розміри?

50. Як називається об'єкт, обмежений двома площинами, відстань між якими значно менша від інших його розмірів?

51. Як називається об'єкт, обмежений двома поверхнями, відстань між якими значно менша від інших його розмірів?

52. Як називається стержень, що зазнає здебільшого згину?

53. Поясніть поняття "стержнева система", "рама", "ферма", "нормальна сила", "поверхнева сила", "зосереджена сила", "розподілене навантаження", "поперечна сила".

54. Як називається механічна дія на об'єкт розрахунку з боку об'єкта, усуненого під час розрахункової схематизації?

55. Як називається зовнішня сила, розподілена по поверхні об'єкта розрахунку?

56. Як називається зовнішня сила, площа або об'єм дії якої під час схематизації замінюються точкою?

57. Як називається навантаження, що діє на деякій ділянці довжини або поверхні об'єкта?

58. Як називається поздовжня складова рівнодіючої внутрішніх сил у перерізі об'єкта?

59. Як називається конструкція, що складається зі стержнів?

60. Як називається стержнева система, елементи якої зазнають здебільшого згину і (чи) крутіння?

61. Як називається стержнева система, елементи якої зазнають здебільшого розтягу або стиску?

62. Як називається схема розподілу навантажень на об'єкт розрахунку?

63. Як називається дотична складова рівнодіючої внутрішніх сил у перерізі об'єкта?

64. Поясніть поняття "крутний момент", "згинальний момент", "несуча здатність", "граничне навантаження", "граничне напруження", "допустиме напруження", "коефіцієнт запасу міцності".

65. Як називається відношення граничного напруження до коефіцієнта запасу міцності, регламентованого нормативними документами?

66. Як називається момент внутрішніх сил у перерізі об'єкта відносно заданої осі, нормальної до площини перерізу?

67. Як називається момент внутрішніх сил у перерізі об'єкта відносно осі, заданої в площині перерізу?

68. Як називається здатність об'єкта зберігати під час навантажування стан, що відповідає його функціональному призначенню?

69. Як називається найменше значення напруження, що призводить до недопустимих деформацій об'єкта або його руйнування?

70. Як називається найбільше значення навантаження, за якого зберігається несуча здатність об'єкта?

71. Як називається відношення граничного напруження (граничного навантаження) до розрахункового напруження (розрахункового навантаження)?

## **1.2. Основні поняття теорії пружності та теорії пластичності**

### ***1.2.1. Предмет і задачі теорії пружності***

Теорія пружності, як і опір матеріалів, досліджує напруження і деформації у твердому тілі під час розв'язування технічних задач міцності. Однак теорія пружності дає більш точні розв'язки, ніж опір матеріалів. Крім того, теорія пружності дозволяє розв'язувати більш складні задачі, недоступні для розв'язання методами опору матеріалів. У принципі теорія пружності дозволяє розв'язувати задачі стосовно напружень і деформацій за заданих зовнішніх навантажень у пружному тілі будь-якої форми. При цьому використовується набагато складніший математичний апарат, ніж в опорі матеріалів, де розглядається в основному брус, тобто тіло подовженої форми.

У зв'язку зі складністю методів теорії пружності вони рідко використовуються в інженерних розрахунках рядових конструкцій. Разом з тим теорія пружності дозволяє оцінити правильність і практичну придатність інженерних методів, установити границі й умови застосування цих спрощених методів і покладених в їх основу гіпотез, що прийняті в теорії опору матеріалів. Однак з ускладненням конструкцій та умов їх роботи (авіабудування, хімічне машинобудування, ядерна фізика, кораблебудування і т. д.), а також у зв'язку з усе більш широким застосуванням ЕОМ і числових методів розв'язання (метод скінченних елементів), з'являється потреба та можливість застосування методів теорії пружності і для розв'язування інженерних задач.

### ***1.2.2. Основні передумови теорії пружності***

Основні передумови теорії пружності склалися як результат ідеалізації реальних властивостей пружного тіла ще в першій половині XIX ст. у працях основоположників цієї науки – Нав'є, Коші, Пуассона та Сен-Венана. Ці передумови, що стосуються насамперед властивостей матеріалу, досліджуваного в теорії пружності, наступні:



1. Пружність матеріалу передбачається досконалою (ідеальною).
2. Матеріал повинен бути однорідним, тобто він в усіх точках тіла однаковий.
3. Матеріал повинен бути ізотропним, тобто його фізичні властивості однакові у всіх напрямках.
4. Матеріал пружного тіла суцільний, тобто заповнює займаний ним простір без розривів.
5. У пружному тілі відсутні початкові напруження, тобто тіло без навантаження вважається ненапруженим.
6. Матеріал працює в межах закону Гука щодо пропорційності напружень і деформацій.
7. Матеріал повинен бути настільки жорстким, що відносні переміщення його точок, які нерозривно пов'язані з деформаціями, можуть вважатися дуже малими порівняно з лінійними розмірами тіла. Це дає можливість вважати, що сили прикладені в точках, визначених координатами до деформації тіла.

Передумови однорідності, ізотропності і суцільності дозволяють застосовувати диференціальний метод як загальний та основний у теорії пружності.

Передумови законів Гука і малих відносних переміщень дозволяють застосовувати принцип накладання (принцип незалежності дії сил), використаний і в опорі матеріалів.

Реальні матеріали, що застосовуються в машинобудуванні, суднобудуванні, будівництві та інших галузях техніки, не володіють повною мірою зазначеними властивостями. Однак багато матеріалів, зокрема сталь, мають високу пружність до певного рівня напружень і деформацій, що називають границею пружності. У реальних конструкціях опір навантаженням звичайно не виходить за границю пружності, у цьому випадку сталь і багато інших матеріалів, що застосовуються в техніці, практично задовольняють закон Гука.

Багато матеріалів, у тому числі сталь, більш-менш задовольняють передумови однорідності, суцільності та ізотропності пружного тіла. Сталь не є аморфним матеріалом, вона має кристалічну структуру, досить складну і "хаотичну". Але розміри кристалів дуже малі в порівнянні з розмірами тіла. Тому на практиці до сталі, так само як і до інших конструкційних матеріалів, можуть бути застосовані зазначені вище гіпотези.

Передумови низьких деформацій досить добре узгоджуються з реальними властивостями багатьох конструкційних матеріалів та особливо

сталі. В умовах пружності відносна деформація подовження сталі звичайно не перевищує величину  $\sigma_T/E$ , де  $\sigma_T$  – границя плинності;  $E$  – модуль пружності, тобто величина, близька до 0,001 (0,1 %).

### 1.2.3. Поняття напружень і деформацій

Основними поняттями теорії пружності є *напруження* і *деформації*. Визначення понять *напруження* і *деформації*, що встановлені

ДСТУ, наведено в п. 1.1.2. У механіці використовуються також інші визначення.

*Напруження* – міра інтенсивності внутрішніх сил пружності або сил контактної взаємодії окремих частин тіла. Воно має деяку величину (кількісну характеристику, МПа, Н/мм<sup>2</sup>) і визначений напрямок як вектор. Положення безмежно малої площадки, в якій воно виникає, визначається просторовими координатами точки  $(x, y, z)$  і напрямком нормалі до площадки  $v$  (рис. 1.17).

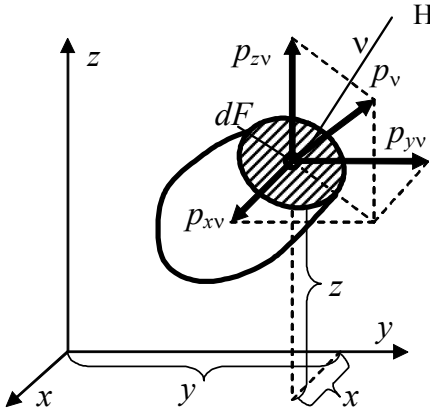


Рис. 1.17. Елементарна площадка в тілі та напруження в ній

(спрямований у загальному випадку довільно відносно площадки) можна зобразити розкладеним у трьох напрямках, які паралельні координатним осям  $x, y$  і  $z$ , а величини складових позначимо буквами  $p_{xv}, p_{yv}$  і  $p_{zv}$ .

Індекси вказують напрямок проекції і напрямок нормалі до площадки, в якій виникає дане напруження.

Найчастіше орієнтуються на три взаємно перпендикулярні площадки  $(x, y$  і  $z)$ , проведені через дану точку паралельно координатним площинам, тобто перпендикулярні до координатних осей (рис. 1.18). Складові повних напружень у цих площадках позначаються:

у площадці, перпендикулярній до осі  $x$ , – через  $\sigma_x, \tau_{yx}, \tau_{zx}$ ;

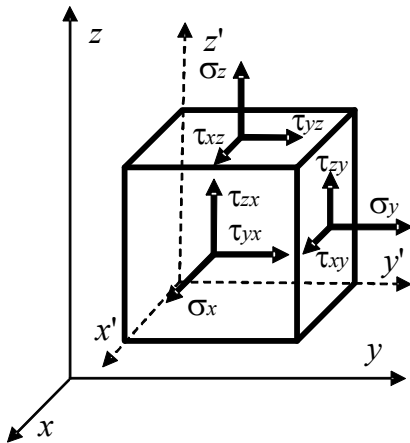


Рис. 1.18. Розрахункова схема елемента тіла

у площадці, перпендикулярній до осі  $y$ , – через  $\sigma_y, \tau_{xy}, \tau_{zy}$ ;  
у площадці, перпендикулярній до осі  $z$ , – через  $\sigma_z, \tau_{yz}, \tau_{xz}$ .

Цю сукупність напружень прийнято зображувати у вигляді матриці (тензора)

$$[\sigma] = \begin{vmatrix} \sigma_x & \tau_{yx} & \tau_{zx} \\ \tau_{xy} & \sigma_y & \tau_{zy} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \sigma_z \end{vmatrix}.$$

Діагональні компоненти з однаковими індексами називаються *нормальними* компонентами тензора напружень, а інші – *дотичними*.

У прийнятих позначеннях нормальних і дотичних складових напруження індекси вказують, у напрямку якої осі береться складова напруження і паралельно якій осі спрямована нормаль до площадки, де діє дане напруження. Для нормальних складових ці індекси збігаються, тому їх прийнято позначати одним індексом. Наприклад,  $\sigma_{xx} = \sigma_x$  – нормальне напруження, паралельне осі  $x$ , що діє на площадці, нормаль до якої також паралельна осі  $x$ .

Матриця напружень симетрична по відношенню до головної діагоналі (закон парності дотичних напружень), тобто  $\tau_{xy} = \tau_{yx}, \tau_{yz} = \tau_{zy}$  і т. п. Нормальні напруження, що розтягують матеріал, вважаються додатними, а стискаючі – від'ємними. Дотичні напруження вважаються додатними, якщо вони прагнуть зменшити прямий двогранний кут у координатній системі біля початку координат. На рис. 1.18 показані додатні напрямки напружень.

*Тензор напружень* цілком визначає напружений стан матеріалу в області даної точки.

Тензор напружень має інваріанти, що не залежать від обраної системи координат. Одним з таких інваріантів є *еквівалентне напруження*, або *інтенсивність напружень*

$$\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)}.$$

Об'єктивною характеристикою напруженого стану в даній точці є поняття *головних напружень*, що відповідають таким напрямкам системи координат, коли відмінні від нуля тільки діагональні компоненти тензора напружень:

$$T_{\sigma} = \begin{vmatrix} \sigma_1 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_2 & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_3 \end{vmatrix}$$

і при цьому  $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$ .

*Деформації* – це відносна зміна довжини нескінченно малого лінійного елемента, виділеного в даній точці в даному напрямку. Аналогічно напруженням для деформацій існує поняття *тензора деформацій*

$$T_{\varepsilon} = \begin{vmatrix} \varepsilon_{xx} & \varepsilon_{xy} & \varepsilon_{xz} \\ \varepsilon_{yx} & \varepsilon_{yy} & \varepsilon_{yz} \\ \varepsilon_{zx} & \varepsilon_{zy} & \varepsilon_{zz} \end{vmatrix}.$$

Він має аналогічні властивості, що і тензор напружень, тобто він симетричний щодо головної діагоналі і має ряд інваріантів, зокрема *інтенсивність деформацій*

$$\varepsilon_i = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(\varepsilon_x - \varepsilon_y)^2 + (\varepsilon_x - \varepsilon_z)^2 + (\varepsilon_y - \varepsilon_z)^2 + 6(\varepsilon_{xy}^2 + \varepsilon_{xz}^2 + \varepsilon_{yz}^2)}.$$

Компоненти тензора деформацій пов'язані з компонентами вектора переміщень диференціальними співвідношеннями такого типу:

$$\varepsilon_x = \frac{\partial U_x}{\partial x}; \quad \varepsilon_{xy} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial U_x}{\partial y} + \frac{\partial U_y}{\partial x} \right);$$

$$\varepsilon_y = \frac{\partial U_y}{\partial y}; \quad \varepsilon_{yz} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial U_z}{\partial y} + \frac{\partial U_y}{\partial z} \right);$$

$$\varepsilon_z = \frac{\partial U_z}{\partial z}; \quad \varepsilon_{xz} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial U_x}{\partial z} + \frac{\partial U_z}{\partial x} \right),$$

де  $U_x, U_y, U_z$  – складові переміщень точок тіла в напрямку осей  $x, y, z$ ;  $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$  – відносні подовження уздовж відповідних осей;  $\varepsilon_{xy}, \varepsilon_{xz}, \varepsilon_{yz}$  – відносні зрушення (зміни початково прямих кутів між напрямками  $x$ – $y$ ,  $x$ – $z$ ,  $y$ – $z$  відповідно).

### 1.2.4. Основні рівняння теорії пружності

Компоненти деформацій повинні задовольняти шість рівнянь суцільності (або нерозривності) Сен-Венана:

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \varepsilon_y}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 \gamma_{xy}}{\partial x \partial y};$$

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_y}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 \varepsilon_z}{\partial y^2} = \frac{\partial^2 \gamma_{yz}}{\partial z \partial y};$$

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \varepsilon_x}{\partial z^2} = \frac{\partial^2 \gamma_{xz}}{\partial x \partial z};$$

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_x}{\partial y \partial z} = \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\partial \gamma_{xy}}{\partial z} + \frac{\partial \gamma_{xz}}{\partial y} - \frac{\partial \gamma_{zy}}{\partial x} \right);$$

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_y}{\partial x \partial z} = \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\partial \gamma_{zy}}{\partial x} + \frac{\partial \gamma_{xy}}{\partial z} - \frac{\partial \gamma_{zx}}{\partial y} \right);$$

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_z}{\partial x \partial y} = \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\partial \gamma_{xz}}{\partial y} + \frac{\partial \gamma_{yz}}{\partial x} - \frac{\partial \gamma_{xy}}{\partial z} \right).$$

Компоненти напруження повинні задовольняти диференціальні рівняння рівноваги

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + X = 0;$$

$$\frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} + Y = 0;$$

$$\frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + Z = 0,$$

де  $X, Y, Z$  – компоненти об'ємної сили.

### 1.2.5. Залежність між напруженнями і деформаціями в межах пружності

*Пружністю* називається властивість матеріалу відновлювати після зняття навантаження первісні розміри і форму тіла, виробленого з даного матеріалу.

Задачею теорії пружності є точний кількісний опис деформованого і напруженого стану пружного тіла, що зазнає зовнішнього впливу. В області малих деформацій пружного тіла діє *закон Гука*, що для ізотропного тіла має такий вигляд:

$$\begin{aligned}\varepsilon_x &= \frac{1}{E} [\sigma_x - \mu(\sigma_y + \sigma_z)]; & \gamma_{xy} &= \frac{\tau_{xy}}{G}; \\ \varepsilon_y &= \frac{1}{E} [\sigma_y - \mu(\sigma_x + \sigma_z)]; & \gamma_{yz} &= \frac{\tau_{yz}}{G}; \\ \varepsilon_z &= \frac{1}{E} [\sigma_z - \mu(\sigma_y + \sigma_x)]; & \gamma_{xz} &= \frac{\tau_{xz}}{G},\end{aligned}$$

де  $E$  – модуль пружності під час розтягу;  $G = E / [2(1 + \mu)]$  – модуль зрушення під час зсуву;  $\mu$  – коефіцієнт Пуассона.

### 1.2.6. Плоска задача теорії пружності

До плоскої відносять задачу про плоский напружений стан і задачу про плоску деформацію (плоский деформований стан).

Для тонкостінних елементів типу пластин та оболонок, коли поверхні вільні від зовнішнього навантаження, тензор напружень спрощується за рахунок того, що можна знехтувати компонентами  $\sigma_z, \tau_{xz}, \tau_{yz}$ . Це так званий плоский напружений стан.

Для довгого прямого циліндра, коли подовжня складова переміщення відсутня (дорівнює нулю), складові деформації у напрямку осі  $z$  такі:

$$\varepsilon_z = 0; \quad \gamma_{xz} = 0; \quad \gamma_{xy} = 0; \quad \tau_{xz} = 0; \quad \tau_{yz} = 0; \quad \sigma_z = \mu(\sigma_x + \sigma_y).$$

Такий стан називається плоским деформованим.

Для балкових і стрижневих конструкцій дуже часто компоненти тензора напружень, що діють уздовж подовжньої осі, набагато перевищують усі інші. Це лінійний (одноосьовий) напружений стан.

### 1.2.7. Елементи теорії пластичності

У теорії пружності розглядається тіло з абсолютно пружного матеріалу. У реальних матеріалах під час навантажування можуть утворюватися як пружні, так і непружні деформації. Пружні деформації ( $\varepsilon_{ij}^e$ ) оборотні, тобто вони зникають, якщо зникає причина, що їх утворила. Непружні деформації поділяються на пластичні миттєвої або короткочасної пластичності ( $\varepsilon_{ij}^p$ ) і повзучості ( $\varepsilon_{ij}^c$ ) або дифузійної пластичності. Тензор деформацій зображується сумою:

$$\varepsilon_{ij} = \varepsilon_{ij}^e + \varepsilon_{ij}^p + \varepsilon_{ij}^c.$$

Пружні деформації пов'язані з напруженнями законом Гука. Зв'язок непружних деформацій з напруженнями визначається відповідними теоріями, що узагальнюють експериментальні результати, отримані під час простих випробувань (розтяг, стиск, крутіння). Поява пластичних деформацій пов'язана з рівнем напруженого стану, що визначається інваріантом  $\sigma_i$  (еквівалентні напруження, або інтенсивність напружень). При  $\sigma_i < \sigma_T$ , де  $\sigma_T$  – границя плинності матеріалу, пластичні деформації не утворюються.

Розрізняються пластичні деформації короткочасні (миттєві) та повзучості. Короткочасні пластичні деформації з'являються миттєво при відповідному рівні напружень, а деформації повзучості розвиваються в часі. Їх розвиток обумовлений дифузійними процесами в матеріалі, тому вони суттєво залежать від температури.

Точне розв'язання задач теорії пружності й пластичності пов'язане зі значними математичними труднощами та розроблене для невеликого числа порівняно простих випадків. Тому звичайно використовують наближені методи розв'язання. Зокрема, у зв'язку з використанням ЕОМ широке застосування знайшов метод скінченних елементів (МСЕ).

### Контрольні питання

1. Які основні передумови теорії пружності?
2. Що вивчає теорія пружності?
3. Поясніть поняття "напруження", і "деформація", що використовуються в теорії пружності.
4. Що таке "тензор напружень", "тензор деформацій"?

5. Про що говорить закон парності напружень?
6. Яке правило знаків прийняте в теорії пружності для нормальних напружень, для дотичних напружень?
7. Які напруження називаються нормальними, дотичними, еквівалентними?
8. Чому дорівнює інтенсивність напружень?
9. Які деформації називаються еквівалентними?
10. Які напруження називаються головними?
11. Які елементарні площадки в тілі називаються головними?
12. Поясніть поняття "головні напруження", "головні деформації", "головна площадка".
13. Що встановлює закон Гука?
14. Який стан у теорії пружності відносять до плоского напруженого, до плоского деформованого?
15. Чим відрізняється плоский напружений стан від плоского деформованого?
16. Які деформації називають пружними, пластичними?
17. Чим відрізняються деформації миттєвої пластичності (короткочасні) від деформацій дифузійної пластичності (повзучості)?

### 1.3. Схеми розрахунків міцності

У вітчизняній практиці застосовуються дві основні схеми розрахунку: за допустимими напруженнями (для машинобудівних конструкцій) та за граничним станом (для будівельних конструкцій). У країнах Європейського Союзу розрахунки виконуються за Європейськими нормами (EN).

#### *1.3.1. Схема розрахунків міцності за допустимими напруженнями*

За допустимими напруженнями розрахунок виконується в наступній послідовності:

**визначення діючих навантажень** (зовнішніх сил, включаючи реакції опор) та узагальнених сил у конструкції, її елементах, вузлах, перерізах і з'єднаннях. Узагальненими силами звичайно є осьові  $P$  (розтяг, стиск), поперечні  $Q$  (зріз, зсув), згинальні моменти  $M$ , крутні моменти  $M_{кр}$ . Під час розв'язання цих задач використовуються звичайні методи механіки;

**визначення напружень, що утворюються дією узагальнених сил**, – нормальних ( $\sigma_P, \sigma_M$ ), дотичних ( $\tau_Q, \tau_{кр}$ ) та еквівалентних (результуючих)  $\sigma_{екв}$ .



Для розв'язування цих задач використовують методи опору матеріалів, будівельної механіки, рідше теорії пружності;

**визначення допустимих напружень**  $[\sigma]$ , при перевищенні яких працездатність конструкції не може бути гарантована. Ці напруження визначаються як відношення граничних напружень до коефіцієнта запасу міцності, тобто  $[\sigma] = \sigma_{гр} / k_3$ . Граничним вважається найменше значення напруження, що призводить до недопустимих деформацій об'єкта або його руйнування. Звичайно недопустимими є пластичні деформації. Тому як граничні напруження у більшості розрахунків беруть границю плинності матеріалу конструкції ( $\sigma_{гр} = \sigma_p$ ). Коефіцієнт запасу вводять з урахуванням можливих помилок і неточностей (наближеність розрахункових формул, відхилення фактичних властивостей матеріалу від передбачених нормами і т. п.). Коефіцієнт запасу може змінюватися в досить широких межах – від 1,1 до 2,0. Використовуючи цей коефіцієнт, варто враховувати те, що з його зменшенням зростає економічність конструкції, але збільшується ризик аварії, і навпаки. У більшості розрахунків коефіцієнт запасу беруть  $k_3 = 1,5$ . Як показав багаторічний досвід експлуатації, таке значення забезпечує оптимальне сполучення економічності та надійності конструкцій;

**перевірка умови міцності.** Відповідно до цієї умови максимальні розрахункові напруження (напруження в найбільш навантажених, небезпечних точках) не повинні перевищувати допустимих, тобто  $\sigma_{екв} \leq [\sigma]$ .

### ***1.3.2. Схема розрахунків міцності за граничним станом***

Метод розрахунку за граничним станом установлений будівельними нормами та правилами (СНиП, БН) і виконується в наступній послідовності:

**визначення розрахункового навантаження**  $N$  за нормативним  $N_H$  з урахуванням коефіцієнта надійності за навантаженням:

$$N = \gamma_F N_H.$$

Нормативне навантаження  $N_H$  встановлюється нормами в залежності від призначення конструкції.

Коефіцієнт надійності за навантаженням  $\gamma_F$  урахує можливість перевищення нормативного навантаження в реальних умовах експлуатації. Його величина також установлюється нормами і складає від 1,0 (для гідростатичного тиску) до 1,6 (для снігового навантаження);

**визначення розрахункового опору**  $R_y$  або  $R_u$  за нормативним опором  $R_{yh}$  або  $R_{uh}$  з урахуванням коефіцієнта надійності за матеріалом  $\gamma_m$ :

$$R_y = R_{yh} / \gamma_m.$$

Нормативний опір розтягу  $R_{yh}$  або  $R_{uh}$  встановлюється нормами в залежності від матеріалу конструкції; як правило, він дорівнює мінімальному значенню границі плинності ( $R_{yh}$ ) або тимчасовому опору ( $R_{uh}$ ), зазначеному в стандартах на матеріал. Нормативний опір зсуву для основного металу встановлюється на рівні  $R_{sh} = 0,58R_{yh}$ .

Коефіцієнт надійності за матеріалом  $\gamma_m$  також установлюється нормами, він ураховує можливе відхилення міцності реального матеріалу від нормативного значення і залежить від марки матеріалу та способу його виробництва (прокат, лиття). Для сталевих прокатів його значення знаходиться в межах 1,025...1,1. Для зварних з'єднань норми встановлюють значення розрахункового опору  $R_w$  у залежності від типу зварного з'єднання, виду напруженого стану і міцності основного металу відповідно до табл. 1.1;

**Таблиця 1.1. Розрахункові опори зварних з'єднань**

Типи зварних з'єднань	Напружений стан	Розрахунковий опір зварних з'єднань
Стикові шви	Стиск. Розтяг та згин для всіх видів зварювання з фізичним контролем якості швів	$R_{wy} = R_{yh}$
	Розтяг та згин за всіх видів зварювання	$R_{wy} = 0,85R_{yh}$
	Зсув	$R_{ws} = R_s$
Кутові шви	Зріз (умовний) по металу шва	$R_{wf} = 0,55R_{whh} / \gamma_{wm}$
	Зріз (умовний) по границі сплавлення	$R_{wz} = 0,45R_{uh}$

*Прийняті позначення:*  $R_{wy}$  – розрахунковий опір стикових з'єднань стиску, розтягу, згину за границею плинності;  $R_{ws}$  – розрахунковий опір стикових з'єднань зсуву;  $R_{wf}$  – розрахунковий опір кутових швів зрізу (умовному) за металом шва;  $R_{whh}$  – нормативний опір металу шва за тимчасовим опором;  $R_{wz}$  – розрахунковий опір стикових з'єднань зсуву по границі сплавлення;  $R_{uh}$  – тимчасовий опір сталі розриву;  $R_{yh}$  – нормативна границя плинності сталі;  $\gamma_{wm}$  – коефіцієнт надійності за матеріалом кутового шва (1,25 для тимчасового опору зварного з'єднання не більше 490 МПа і 1,35 для тимчасового опору більше 490 МПа).

**визначення несучої здатності  $\Phi$  конструкції, вузла, з'єднання** з урахуванням геометричної характеристики перерізу  $F$ , розрахункового опору матеріалу  $R_y$  або  $R_u$  і коефіцієнта умов роботи  $\gamma_c$ :

$$\Phi = FR_y \gamma_c.$$

Як геометрична характеристика перерізу використовується площа (при розрахунку на розтяг-стиск, зріз) або момент опору (осьовий при розрахунку на згин або полярний при розрахунку на крутіння).

Коефіцієнт умов роботи також устанавлюється нормами в залежності від призначення конструкції, а його величина звичайно знаходиться в межах 0,6...1,0. Цей коефіцієнт ураховує негативний вплив зовнішнього середовища (корозія, підвищені температури і т. д.) на працездатність з'єднання;

**перевірка умови міцності** з урахуванням коефіцієнта надійності за призначенням  $\gamma_n$ .

Умова міцності записується у вигляді  $N \leq \Phi/\gamma_n$  або після підстановки і перетворення  $N_H/F \leq R_H/(\gamma_F \gamma_m \gamma_n / \gamma_c)$ .

Коефіцієнт надійності за призначенням  $\gamma_n$  вводиться для врахування відповідальності будівель і споруд, що оцінюються економічними, соціальними й екологічними наслідками їх відмов. Устанавлюються три рівні відповідальності: I – підвищений, II – нормальний, III – знижений.

Підвищений рівень відповідальності приймається для будівель і споруд, відмови яких можуть призвести до важких економічних, соціальних та екологічних наслідків (резервуари для нафти і нафтопродуктів місткістю 10000 м<sup>3</sup> і більше, магістральні трубопроводи, виробничі будівлі з прогонами 100 м і більше, споруди зв'язку висотою 100 м і більше, а також унікальні будівлі та споруди).

Нормальний рівень відповідальності – для будівель і споруд масового будівництва (житлові, суспільні, виробничі, сільськогосподарські будівлі та споруди).

Знижений рівень відповідальності – для споруд сезонного або допоміжного призначення (парники, теплиці, літні павільйони, невеликі склади і подібні споруди).

Під час розрахунку несучих конструкцій враховується коефіцієнт надійності за відповідальністю  $\gamma_n$ , взятий рівним для I рівня відповідальності понад 0,95, але не більше 1,2; для II рівня – 0,95; для III рівня – менше 0,95, проте не менше 0,8.

Порівняння умов міцності під час розрахунку за граничним станом і допустимими напруженнями показує, що принципове розходження

цих методів, якщо не враховувати термінологію і літерні позначення, полягає в коефіцієнтах запасу. Замість одного коефіцієнта запасу міцності (у розрахунку за допустимими напруженнями) використовуються чотири різних коефіцієнти, що можуть більш обґрунтовано врахувати різні групи факторів впливу на міцність конструкції: характер навантаження, вид матеріалу, умови роботи і ступінь відповідальності конструкції.

### 1.3.3. Схема розрахунків міцності за Єврономами

Цей метод установлений німецьким стандартом DIN 18800, застосовується для розрахунку сталевих конструкцій за Європейськими нормами. Розрахунок виконується в наступній послідовності:

**визначення розрахункового навантаження**  $F_d$  за базовим (характерним)  $F_k$  з урахуванням коефіцієнта надійності за навантаженням  $\gamma_F$ :

$$F_d = F_k \gamma_F.$$

Базове (характерне) навантаження вказується в технічному завданні на проектування конструкції та відповідає діючому навантаженню під час розрахунку за допустимими напруженнями.

Коефіцієнт надійності за навантаженням у більшості випадків (для статичного навантаження)  $\gamma_F = 1,35$ . У деяких випадках (для змінних навантажень) він збільшується до 1,5;

**визначення напружень**, що утворюються розрахунковим навантаженням (узагальненими силами). Нормальні та дотичні напруження у шві ( $\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy}$ ) визначаються загальноприйнятими методами опору матеріалів і будівельної механіки. Для зварних з'єднань позначення осей в індексах звичайно замінюють індексами, що вказують орієнтацію напружень щодо осі шва, – уздовж "||" або поперек "⊥" ( $\sigma, \tau_{\perp}, \tau_{\parallel}$ ). Еквівалентні (сумарні, результуючі) напруження позначають індексом "v" –  $\sigma_v$ . Для зварних з'єднань звичайно додається ще один індекс "w" –  $\sigma_{vw}$ . В Європейських нормах для зварних з'єднань передбачено спрощене підсумовування складових напружень – незалежно від того, нормальні вони або дотичні. Напруження, що діють уздовж однієї осі, підсумовуються алгебраїчно, а у взаємно перпендикулярних осях – геометрично. Наприклад,

$$\sigma_{vw} = \sqrt{(\sum \sigma_{\perp})^2 + (\sum \tau_{\perp})^2 + (\sum \tau_{\parallel})^2},$$

де  $\sum \sigma_{\perp} = \sigma_{\perp P} + \sigma_{\perp M}$ ;  $\sum \tau_{\parallel} = \tau_{\perp Q} + \tau_{\parallel Kp}$  і т. д.;

**визначення граничних (допустимих) напружень**  $\sigma_{wrd}$  з урахуванням коефіцієнта надійності матеріалу  $\gamma_m$  і коефіцієнта міцності шва  $\alpha_w$ .

Граничні (допустимі) напруження у зварних з'єднаннях незалежно від роду напружень (нормальних або дотичних) беруться за DIN 18800–1, п. 829 за небезпечними напруженнями, що дорівнюють границі пластичності  $f_{yk}$ , з урахуванням двох коефіцієнтів – надійності матеріалу  $\gamma_m = 1,1$  і міцності шва  $\alpha_w = 0,8 \dots 1,0$  (табл. 1.2):

$$\sigma_{wrd} = \alpha_w f_{yk} / \gamma_m.$$

**Таблиця 1.2. Значення коефіцієнта міцності шва  $\alpha_w$  (за DIN 18800–1, табл. 21)**

Тип з'єднання	Контроль за фізичними методами	Навантаження	Сталь типу St 37	Сталь типу St 52, StE 355
Стикове і таврове зі скосом крайок	Мін 10 %	Розтяг	1	1
	Немає	Стиск		
	Немає	Розтяг		
Таврове без скосу крайок	–	Розтяг	0,95	0,80
	–	Стиск		
Будь-яке	–	Зсув		

Для стикових з'єднань профільної сталі при  $t > 16$  мм

$$\alpha_w = 0,55 \text{ (DIN 18800–1, п. 830);}$$

**перевірка умови міцності.** Умова міцності для зварного з'єднання записується у вигляді відношення еквівалентного напруження до граничного (допустимого), що не повинне перевищувати 1:

$$\sigma_{wv} / \sigma_{wrd} \leq 1.$$

### 1.3.4. Призначення допустимих напружень у зварних з'єднаннях

При розрахунках міцності **зварних з'єднань** будівельних конструкцій призначаються розрахункові опори у зварних з'єднаннях  $R^{3B}$ . Величина розрахункових опорів установлюється нормами в залежності від нормативного опору основного металу з урахуванням виду шва – стикового або кутового; виду навантаження – розтяг, стиск, зріз; способу контролю – фізичними методами, зовнішнім оглядом:

$$R^{3B} = R_H k,$$

де  $k = 1$  – для розтягу, стиску, згину, контролю фізичними методами;  
 $k = 0,85$  – для розтягу, стиску, згину, без контролю фізичними методами;  
 $k = 0,7$  – для зрізу.

При розрахунках міцності зварних з'єднань у машинобудуванні допустимі напруження призначаються як деяка частка допустимих напружень на розтяг  $[\sigma]_p$  в основному металі. Величина цієї частки залежить від способу зварювання, виду навантаження, особливостей зварюваності даного матеріалу. За способами зварювання зварні з'єднання розбиті на дві групи.

До першої групи належать зварні з'єднання низьковуглецевих і низьколегованих сталей, виконані способами зварювання, що дозволяють одержати з'єднання, рівномічні основному металу. Це зварювання під флюсом, у захисних газах і ручне – високоякісними електродами (типу Э42А та Э50А).

До другої групи належать з'єднання, в яких рівномічність з основним металом не гарантується, наприклад під час зварювання високоміцних легованих сталей, сплавів АМг і т. п.

У з'єднаннях першої групи допустимі напруження нормальні беруться такими, що дорівнюють допустимим напруженням в основному металі при розтязі  $[\sigma]_p$ , а дотичні –  $0,65[\sigma]_p$ .

У з'єднаннях другої групи допустимі напруження встановлюються з урахуванням реально досяжної міцності, наприклад  $0,7[\sigma]_p$ . Ця частка встановлюється експериментально, на підставі механічних випробувань з'єднань і наплавленого металу.

Для з'єднань, що виконані контактним зварюванням,

$$[\tau'] = (0,4 \dots 0,5) \cdot [\sigma]_p.$$

Допустимі напруження у швах, виконаних на монтажі, як правило, знижуються на 15...20 %, тобто

$$[\sigma']_p^M = (0,80 \dots 0,85) \cdot [\sigma']_p.$$

У суднобудуванні застосовуються тільки методи, що належать до першої групи, і допустимі напруження беруться такими:

$$[\sigma']_p = [\sigma]_p;$$

$$[\tau'] = 0,57[\sigma]_p.$$

Однак при одночасній дії у шві напружень  $\sigma$  і  $\tau$  допустимі напруження знижуються:

$$[\sigma'']_p = [\sigma']_p \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\tau'}{[\tau']}\right)^2};$$

$$[\tau''] = [\tau'] \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\sigma'}{[\sigma']_p}\right)^2}.$$

При розрахунках міцності **спаяних з'єднань** у машинобудуванні допустимі напруження призначаються на підставі аналізу результатів випробувань зразків, отриманих з урахуванням як складу припою, так і всіх параметрів режиму та особливостей технології паяння.

### 1.3.5. Робочі та сполучні з'єднання

З погляду участі зварного з'єднання (зварного шва) у забезпеченні міцності конструкції та окремих її вузлів усі зварні з'єднання (зварні шви) поділяються на *робочі* та *сполучні*.

**Робочі** з'єднання (шви) передають робочі зусилля з одного елемента конструкції на інший. Руйнування або відсутність цього з'єднання робить конструкцію неприцездатною.

**Сполучні** з'єднання (шви) не передають робочих зусиль і служать тільки для об'єднання елементів конструкції в єдине ціле. Розміри сполучного шва, як правило, мало позначаються на працездатності всієї конструкції.

Приклади найпростіших конструкцій з робочими і сполучними з'єднаннями показані на рис. 1.19.

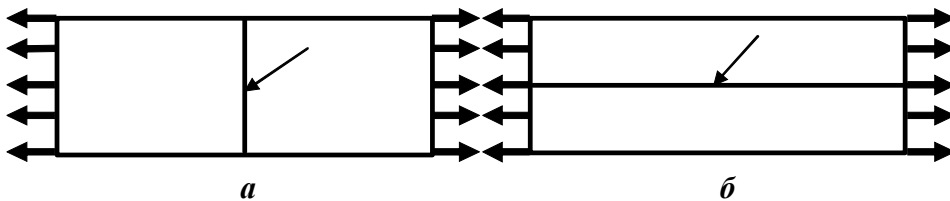


Рис. 1.19. Приклади робочого (а) і сполучного (б) з'єднань

Не можна вважати, що в сполучних з'єднаннях напруження відсутні або дуже малі. У них звичайно виникають такі ж напруження, як і в прилеглих волокнах основного металу, проте утворюються вони не за рахунок передачі зусилля між з'єднуваними елементами, а за рахунок спільної роботи металу шва з основним металом.

Розрахунок міцності виконується тільки для робочих з'єднань.

У деяких випадках ті самі з'єднання є робочими відносно одних напружень (зусиль) і сполучними – відносно інших. Приклад такого з'єднання показаний на рис. 1.20.

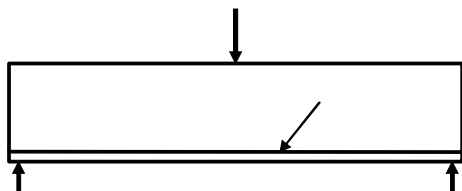


Рис. 1.20. Зварна балка з поясним швом

У поясному шві зварної таврової балки діють нормальні напруження  $\sigma$  під час розтягу-стиску і згину. Але ці напруження *сполучні*. При згині балки утворюються дотичні напруження  $\tau$  за рахунок того, що шов перешкоджає зсуву полиці відносно стінки. Ці напруження *робочі*. За наявності зсуву жорсткість

і міцність балки значно зменшуються. Ці шви можна виконувати переривчастими і точковими, тому що вони не передають поздовжніх зусиль, але добре сприймають робочі перерізуючі сили.

Розраховуються такі з'єднання тільки для робочих напружень.

Іноді (у суднобудуванні) рекомендується зменшувати допустимі робочі напруження з урахуванням наявності сполучних:

$$[\tau''] = [\tau'] \cdot \sqrt{1 - \left( \frac{\sigma'}{[\sigma']_p} \right)^2};$$

$$[\sigma'']_p = [\sigma']_p \cdot \sqrt{1 - \left( \frac{\tau'}{[\tau']} \right)^2},$$

де  $[\tau'']$  і  $[\sigma'']_p$  – допустимі робочі напруження з урахуванням наявності сполучних напружень  $\sigma''$  і  $\tau''$ ;  $[\tau']$  і  $[\sigma']_p$  – допустимі напруження, дотичні та нормальні у зварному з'єднанні.



### **1.3.6. Основні типи задач розрахунку міцності, умова рівноміцності зварних з'єднань та основного металу**

Під час розрахунку міцності зварних з'єднань зустрічається декілька типів задач:

1. *Перевірка міцності наявного з'єднання.* У цій задачі відомі всі розміри, необхідні для розрахунку; матеріал, з якого виготовлений зварний вузол; навантаження, що діє на вузол у процесі експлуатації. Розв'язання зводиться до складання умови міцності, підстановки числових значень, обчислення лівої і правої частин цієї умови та перевірки її виконання, проте ліва частина не повинна перевищувати праву більш ніж на 5 %. Ця задача вважається найпростішою.

2. *Визначення величини допустимого навантаження.* При цьому відомі всі необхідні розміри і матеріал, з якого виготовлено з'єднання. У цьому випадку умова міцності перетвориться в рівняння з одною невідомою величиною. З розв'язуваного рівняння і знаходиться невідоме навантаження.

3. *Визначення необхідного класу міцності сталі (або іншого матеріалу), з якої може бути виготовлений вузол.* У цій задачі з умови міцності знаходиться необхідна величина допустимих напружень, а через них з урахуванням коефіцієнта запасу (або коефіцієнтів надійності) визначається границя плинності та підбирається необхідний клас міцності або марка матеріалу.

4. *Визначення необхідних розмірів зварного з'єднання або задача на проектування зварного з'єднання.* Якщо невідомий тільки один розмір, наприклад мінімально необхідна глибина провару в стиковому з'єднанні або катет у тавровому з'єднанні, то результат знаходимо з розв'язку того ж рівняння, тобто з умови міцності. У деяких випадках, наприклад при проектуванні з'єднань внапусток, невідомі два розміри – катет і довжина напустка. У цих випадках один з розмірів необхідно задати з конструктивних або технологічних міркувань, а другий – знайти з умови міцності. Наприклад, у з'єднанні внапусток можна задати катет з урахуванням допустимого діапазону значень, а довжину напустка знайти з умови міцності.

У раціонально спроектованому зварному вузлі зварне з'єднання має таку ж міцність, тобто здатне витримати таке ж навантаження, що й основний метал. У такому випадку говорять про *рівноміцність* зварного з'єднання та основного металу (елементів, що з'єднуються). Умова рівноміцності записується у вигляді  $T_1 = T_2$ , де  $T_1$  – допустиме навантаження для зварного з'єднання;  $T_2$  – допустиме навантаження в елементах, що з'єднуються. У таких випадках складають дві умови міцності

(для зварного з'єднання і для основного елемента) і розв'язують їх спільно, тобто з однієї умови визначають допустиме навантаження й підставляють його в іншу умову.

Таким чином, розв'язання всіх задач зводиться, насамперед, до складання умови міцності та розв'язання отриманого рівняння. Тому всі типи задач розв'язуються за однаковою схемою в три етапи. Спочатку складасться в загальному вигляді (через літерні позначення) умова міцності. Потім з умови міцності в загальному вигляді визначається невідома величина через відомі. На останньому етапі підставляються значення відомих величин і виконуються обчислення. Очевидно, що найбільш складний і відповідальний етап – перший. Його виконують у такій послідовності:

1. *Визначення форми і розмірів розрахункового перерізу зварного з'єднання, його геометричних характеристик, необхідних для розрахунку.* Якщо один із розмірів невідомий (задача 4-го типу), то необхідні геометричні характеристики виражають через нього (наприклад, площа перерізу  $F = 40k$  або осьовий момент інерції  $I_x = 532s$  і т. п.).

2. *Визначення всіх видів навантажень, що діють у розрахунковому перерізі.* У загальному випадку їх може бути чотири: осьове  $P$ , що розтягує або стискає переріз перпендикулярно до його площини; поперечне  $Q$ , що зсуває переріз у його площині вздовж осі шва; згинальний момент  $M$ , що розтягує переріз по одну сторону від його центра ваги і стискає – по іншу; крутний момент  $M_{кр}$ , що зсуває (обертає) переріз у його площині навколо центра ваги. При цьому не виключено, що кожне або деякі з цих навантажень будуть представляти суму декількох складових. Дуже важливо врахувати всі складові навантаження, що діють у розрахунковому перерізі.

3. *Визначення складових напружень у розрахунковому перерізі.* Кожна складова навантаження створює свої напруження, вони можуть бути нормальними або дотичними, спрямованими вздовж однієї осі або за взаємно перпендикулярними осями в одну або різні сторони. Складових напружень, очевидно, буде стільки ж, скільки навантажень діє в перерізі.

У процесі розв'язування задач, особливо при визначенні геометричних характеристик, для скорочення обчислень і зменшення ймовірності помилок необхідно по можливості спрощувати вирази, нехтуючи величинами другого порядку малості та користуючись наближеними формулами. Критерієм при цьому є помилка не більше 5 %, загальноприйнята в інженерних розрахунках. Отримані в результаті розв'язання

величини необхідно округляти. Розміри швів (товщина, катет) округляються до 1 мм у більшу сторону, лінійні розміри (довжина, ширина, висота і т. п.) – до 5–10 мм, геометричні характеристики перерізів (площа, моменти інерції і т. д.) – до трьох знаків.

### **Контрольні питання**

1. Яке значення коефіцієнта запасу міцності береться в розрахунках машинобудівних конструкцій?
2. В яких межах змінюється коефіцієнт надійності за матеріалом у розрахунках будівельних конструкцій?
3. В яких межах змінюється коефіцієнт надійності за навантаженням у розрахунку будівельних конструкцій?
4. В яких межах змінюється коефіцієнт умов роботи в розрахунку будівельних конструкцій?
5. В яких межах змінюється коефіцієнт надійності за навантаженням у розрахунках зварних конструкцій за Європейськими нормами?
6. В яких межах змінюється коефіцієнт надійності за матеріалом у розрахунках зварних конструкцій за Європейськими нормами?
7. В яких межах змінюється коефіцієнт міцності шва в розрахунках зварних конструкцій за Європейськими нормами?
8. Які типи задач зустрічаються під час розрахунків міцності зварних з'єднань?
9. Як записується умова міцності під час розрахунків за допустимими напруженнями?
10. Як записується умова міцності під час розрахунків за граничним станом?
11. Як записується умова міцності під час розрахунків за Європейськими нормами?
12. Поясніть схему розрахунку за допустимими напруженнями.
13. Поясніть схему розрахунку за граничним станом.
14. Поясніть схему розрахунку за Європейськими нормами.
15. Які напруження називають небезпечними або граничними?
16. Які напруження називають допустимими?
17. Як призначаються допустимі напруження у зварних з'єднаннях?
18. Як призначаються розрахункові опори у зварних з'єднаннях?
19. Як призначається коефіцієнт міцності зварного з'єднання за Європейськими нормами?
20. Як позначаються напруження, що діють уздовж осі шва, в розрахунках за Європейськими нормами?

21. Як позначаються напруження, що діють поперек осі шва, в розрахунках за Європейськими нормами?
22. Які напруження належать до робочих?
23. Які напруження належать до сполучних?

## 1.4. Стандарти на зварні та спаяні з'єднання

### 1.4.1. Основні типи і конструктивні елементи зварних з'єднань

Основні типи, конструктивні елементи і розміри швів зварних з'єднань в Україні встановлюються наступними міждержавними стандартами:

ГОСТ 5264–80. "Ручне дугове зварювання. З'єднання зварні";

ГОСТ 8713–79. "Зварювання під флюсом. З'єднання зварні";

ГОСТ 14771–76 "Дугове зварювання в захисному газі. З'єднання зварні".

Ці стандарти встановлюють основні типи, конструктивні елементи підготовки крайок зварюваних деталей і розміри швів зварних з'єднань сталей, а також сплавів на залізонікелевій та нікелевій основах, виконаних відповідними способами зварювання. Стандарти не поширюються на зварні з'єднання сталевих трубопроводів за ГОСТ 16037–80.

У стандартах прийняті наступні позначення способів зварювання:  
*автоматичне під флюсом:*

АФ – навису;

АФф – на флюсовій подушці;

АФм – на флюсово-мідній підкладці;

АФо – на підкладці, що залишається;

АФп – на мідному повзуні;

АФш – з попереднім накладенням підварного шва;

АФк – з попереднім підварюванням кореня шва;

*напівавтоматичне (механізоване) під флюсом:*

ПФ – навису;

ПФо – на підкладці, що залишається;

ПФш – з попереднім накладенням підварного шва;

ПФк – з попереднім підварюванням кореня шва;

*у захисному газі:*

ИН – в інертних газах неплавким електродом без присадного металу;

ИНп – в інертних газах неплавким електродом із присадним металом;

ІП – в інертних газах та їх сумішах з вуглекислим газом і киснем плавким електродом;

УП – у вуглекислому газі та його суміші з киснем плавким електродом.

У відповідності до зазначених стандартів кожен тип зварного з'єднання має своє буквено-цифрове позначення, наприклад С21, У8, Т3, Н1 і т. п. У ньому буква позначає з'єднання: стикове (С), кутове (У), таврове, Т-подібне (Т) або внапусток (Н). Цифра вказує порядковий номер цього з'єднання в стандарті. Цифрові позначення в наведених стандартах уніфіковані. Наприклад, тип С25 у всіх стандартах відповідає стиковому з'єднанню з двостороннім скосом двох крайок (так зване Х-подібне розкриття крайок), а Т3 – тавровому двосторонньому без ско-су крайки.

У стандартах для всіх типів зварних з'єднань наводяться товщини з'єднаних деталей, номінальні значення і граничні відхилення величин зазору, кута скосу крайок, притуплення, а також ширини і висоти опуклостей швів після зварювання. У додатку 1 наведені дані для деяких, часто використовуваних типів з'єднань.

Стандарти встановлюють деякі додаткові обмеження і вимоги до виконання зварних з'єднань. Так, зварні з'єднання Т4, Т7 і Т8 під флюсом варто виконувати в положенні "у човник". Кутові шви без скосу крайок дозволяється виконувати як у нижньому положенні, так і "у човник". Підварний шов і підварювання кореня шва дозволяється виконувати будь-яким способом зварювання (ГОСТ 8713–79).

Під час виконання кореня багатошарового шва способом, відмінним від основного способу, яким виконується заповнення розробки крайок, значення конструктивних елементів зварного з'єднання необхідно вибирати за основним способом зварювання. При цьому позначення способу зварювання варто робити дробом, у чисельнику якого дається позначення способу зварювання кореня шва, а в знаменнику – позначення основного способу зварювання (ГОСТ 14771–76).

Для зварних з'єднань С12, С21, С23, С24, Т7 і деяких інших, що мають товщину деталей 12 мм і більше й виконуються способом зварювання УП, допускається притуплення  $5\pm 2$  мм (ГОСТ 14771–76).

Стикове з'єднання деталей неоднакової товщини у випадку різниці, що не перевищує значень, установлених ГОСТ, повинно виконуватися так само, як для деталей однакової товщини; конструктивні елементи підготовлених крайок і розміри зварного шва необхідно вибирати за більшою товщиною.

Якщо різниця в товщині зварюваних деталей понад установлену величину, то на деталі великої товщини необхідно виконувати скіс до товщини тонкої деталі з однієї або двох сторін під кутом  $15^\circ$  до поверхні. При цьому конструктивні елементи підготовки крайок і розміри зварного шва необхідно вибрати за меншою товщиною.

Під час виконання двостороннього шва з повним проплавленням перед зварюванням зі зворотної сторони корінь шва повинен бути зачищений до чистого металу.

### 1.4.2. Основні типи спаяних з'єднань

Спаяні з'єднання і конструкції повинні мати необхідну міцність, корозійну стійкість, герметичність, електро- і теплопровідність та інші властивості, які залежать від багатьох факторів, зокрема від властивостей основного металу, припою, конструктивних особливостей з'єднання, деталей, вузла чи конструкції та умов їх експлуатації.

Залежно від форми та призначення вузлів використовуються різні типи спаяних з'єднань: стикові (з прямим, косим, ступінчастим, гребінчастим стиками – рис. 1.21), внапусток (плоскі, телескопічні, з трубними дошками, фланцями – рис. 1.22–1.24), дотичні (рис. 1.25).

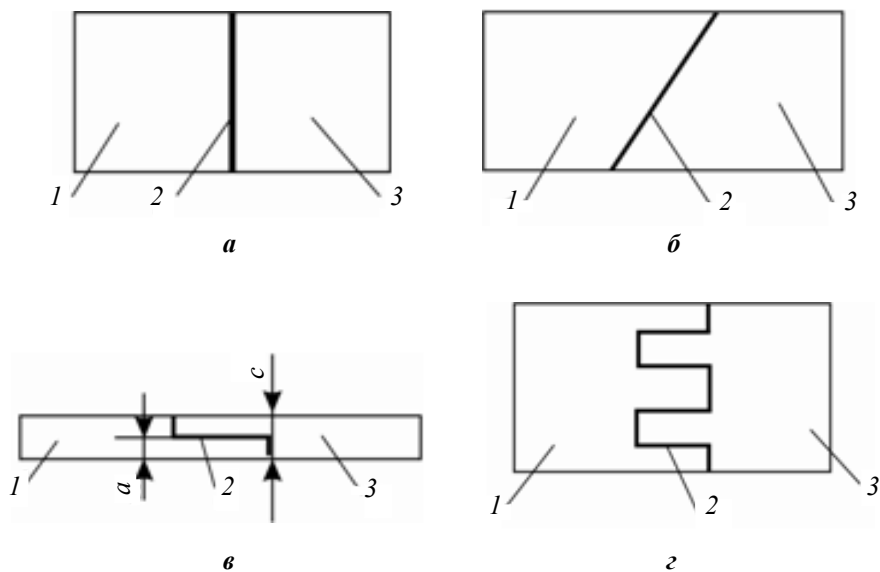


Рис. 1.21. Стикові з'єднання припоєм 2 плоских деталей 1 і 3 з прямим (а), косим (б), ступінчастим (в) і гребінчастим (г) стиками

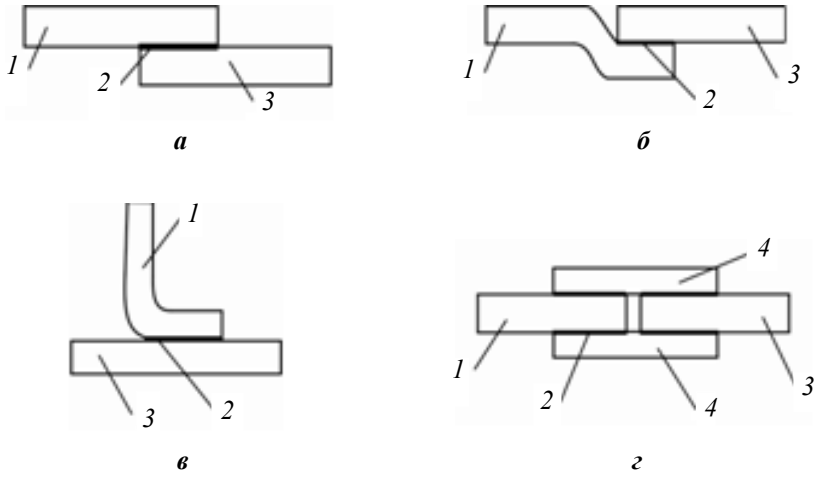


Рис. 1.22. З'єднання внапусток, виконані припоєм 2 плоских (а) і гнутих (б, в) деталей 1 і 3 без накладок (а, б, в) та з накладками 4 (г)

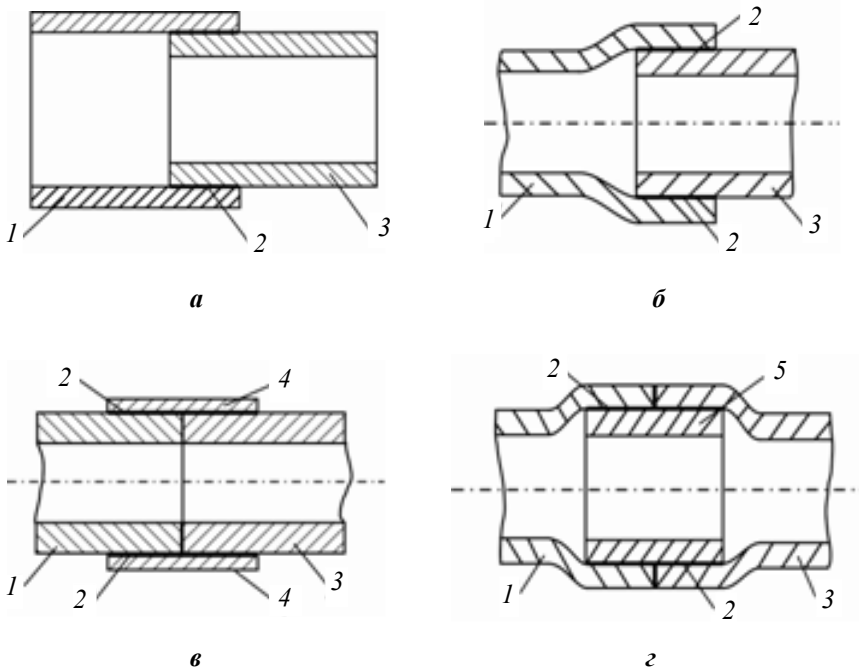


Рис. 1.23. Телескопічні з'єднання внапусток, виконані припоєм 2 трубчастих деталей 1 і 3 різних (а) та однакових діаметрів без накладок (б), з накладками 4 (в) і з підкладками 5 (г)

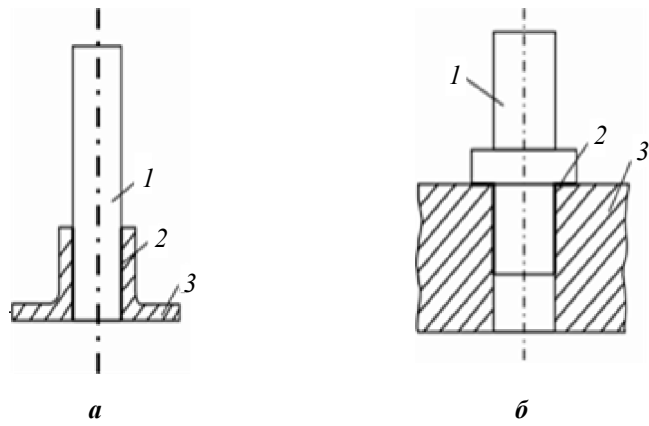


Рис. 1.24. З'єднання внапусток, виконані припоєм 2 трубчастих деталей 1 з фланцями 3 (а) і трубними дошками 3 (б)

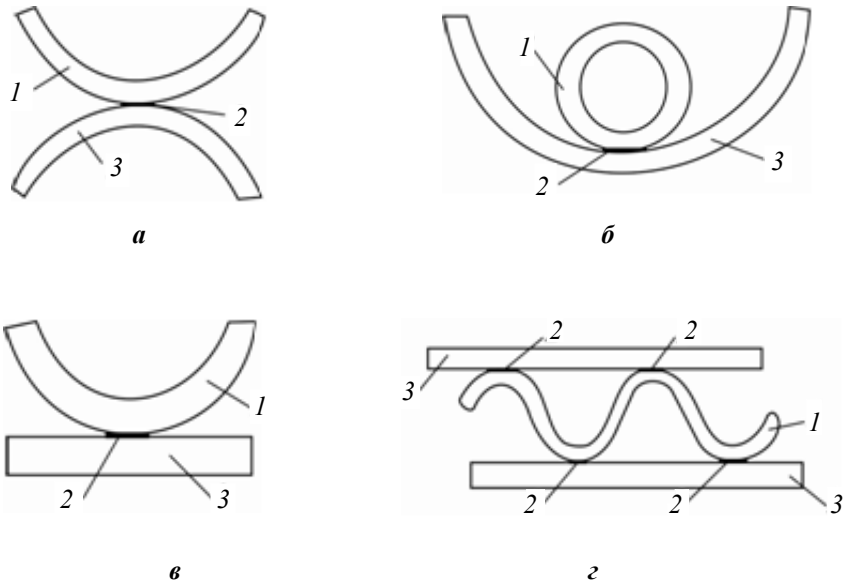


Рис. 1.25. Дотичні з'єднання, виконані припоєм 2 гнутих деталей 1 із гнутими 3 однакових (а) і різних (б) діаметрів, а також із плоскими деталями 3 (в, з)



Стикові з'єднання можуть використовуватися для деталей практично будь-якої форми: бруса, циліндра, втулки як однакового, так і різного перерізу. Основний недолік простих з'єднань із прямими стиками – труднощі, а найчастіше і неможливість одержання з'єднання, рівномірного з'єднуваним деталям. Крайшим у цьому плані є з'єднання з косим, ступінчастим і гребінчастим стиками.

### 1.4.3. Умовні позначення з'єднань на кресленнях

Умовні позначення на кресленнях виконуються відповідно до міждержавних стандартів ГОСТ 2.312–72 "Условные изображения и обозначения швов сварных соединений" та ГОСТ 2.313–82 "Условные изображения и обозначения неразъемных соединений".

Відповідно до ГОСТ 2.312–72 шви зварних з'єднань на кресленнях зображуються у вигляді суцільної лінії основної товщини ( $s_1 = 0,6 \dots 1,5$  мм). До лінії шва ставиться тонка ( $s_2 = (1/2 \dots 1/3)s_1$ ) похила лінія з односторонньою стрілкою (рис. 1.26) і тонкою горизонтальною виносною лінією, що додається до лінії зі стрілкою. Над або під виносною лінією (якщо на кресленні всі з'єднання одного типу, то в технічних умовах над основним написом у правому нижньому куті креслення) вказується номер ГОСТ, за яким виконується з'єднання 1, тип з'єднання за цим стандартом 2. При необхідності вказуються додаткові дані: спосіб зварювання, наприклад АФ, ПФк, ИН або УП 3, величина катета, довжина ділянки і крок переривчастого шва, механічна обробка після зварювання і т. п. Дані, що відносяться до лицьової сторони з'єднання, записують над виносною лінією, а до зворотної сторони – під нею. Для позначення зварювання на монтажі, зварювання за замкнутим і незамкнутим контуром використовуються спеціальні значки (рис. 1.27).

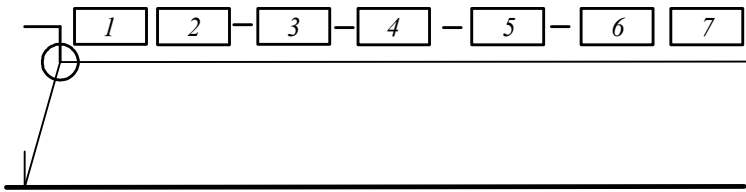
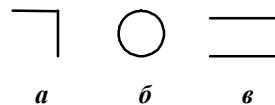


Рис. 1.26. Принцип позначення зварного з'єднання за ГОСТ 2.312–72

Рис. 1.27. Значки зварювання на монтажі (а), за замкнутим (б) і незамкнутим (в) контуром



За наявності на кресленні декількох з'єднань різних типів кожному типові з'єднання надається свій порядковий номер (наскрізна нумерація в межах креслення). При цьому на одному зі з'єднань кожного типу наводять повне позначення, над похилою лінією зі стрілкою записують його номер і кількість швів даного типу в межах креслення. На інших з'єднаннях даного типу вказують тільки номер, що проставляється над виносною лінією. У складних конструкціях з великою кількістю різних зварних з'єднань на виносних лініях вказуються тільки номери, а в технічних умовах наводиться таблиця зварювання, де для кожного порядкового номера шва вказується номер стандарту, за яким виконується цей шов, і всі необхідні додаткові дані.

На рис. 1.28 наведені приклади позначення зварних з'єднань за ГОСТ 2.312–72: *a* – з'єднання стикове зі скосом крайок двостороннім швом, зварювання автоматичне під флюсом з попереднім накладенням підварного шва; *б* – з'єднання таврове без скосу крайок, шов двобічний катетом 5 мм довжиною 200 мм, зварювання механізоване у вуглекислому газі плавким електродом; *в* – з'єднання стикове без скосу крайок, шов двобічний, зварювання ручне дугове; *г* – з'єднання внапусток, шов одnobічний катетом 5 мм, зварювання ручне дугове за всім (замкнути)м контуром напустка.

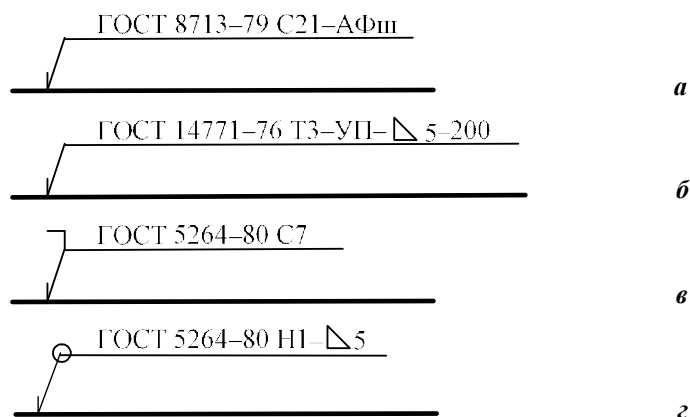


Рис. 1.28. Приклади умовних позначень зварних з'єднань на кресленнях

Нестандартне зварне з'єднання наводиться у великому масштабі в перерізі з позначенням усіх розмірів, необхідних для його виконання (рис. 1.29).

У країнах Європейського Союзу умовні позначення виконуються відповідно до Європейських норм EN 22553 (1994) "Зварні і спаяні з'єднання – символічне зображення на кресленнях". Ці норми відповідають міжнародному стандарту ISO 2553:1992. Зазначені стандарти використовують символічне позначення типу з'єднання (табл. 1.3–1.5). Основні символи характеризують шов одностороннього з'єднання (див. табл. 1.3). Для двосторонніх з'єднань використовуються комбіновані символи (див. табл. 1.4). Останні складаються з основних, що проставляються симетрично щодо горизонтальної виносної лінії. За необхідності зазначення особливостей зварного з'єднання (форма поверхні, механічна обробка, зварювання на підкладці, зварювання на монтажні та деякі інші) використовуються додаткові символи (див. табл. 1.5), що проставляються над або під основними.

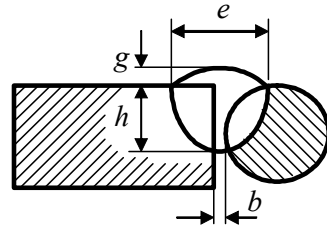
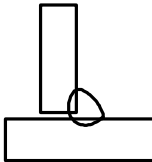

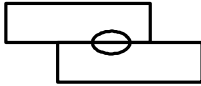







Рис. 1.29. Приклад зображення нестандартного зварного з'єднання













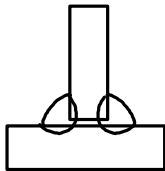
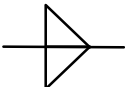
Таблиця 1.3. Символьні позначення типів зварних з'єднань за EN 22553 (основні символи)

№ з/п	Тип з'єднання	Ескіз з'єднання	Символьне позначення
1	Стикове без скосу крайок		
2	Стикове зі скосом двох крайок		∨
3	Стикове зі скосом однієї крайки		√
4	Стикове зі скосом двох крайок на частину товщини		Y
5	Стикове зі скосом однієї крайки на частину товщини		√
6	Стикове з криволінійним скосом крайок		Y
7	Стикове з криволінійним скосом однієї крайки		√
8	Підварний шов		⌒




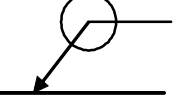
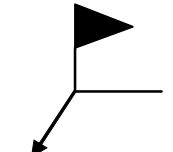
Продовж. табл. 1.3

№ з/п	Тип з'єднання	Ескіз з'єднання	Символьне позначення
9	Кутовий шов таврового з'єднання або з'єднання внапусток		
10	Точкове з'єднання		
11	Наплавлення на поверхню		
12	Стикове з'єднання зі збільшеною щільною на підкладці		

Таблиця 1.4. Символьні позначення типів зварних з'єднань за EN 22553 (комбіновані символи)

№ з/п	Тип з'єднання	Ескіз з'єднання	Символьне позначення
1	Двостороннє стикове без скосу крайок		
2	Двостороннє стикове зі скосом крайок		
3	Двостороннє стикове зі скосом однієї крайки		
4	Двостороннє стикове з двома симетричними скосами крайок		
5	Двостороннє стикове з двома симетричними скосами однієї крайки		
6	Двостороннє стикове з двома симетричними скосами крайок та великим притупленням		
7	Двостороннє таврове без скосу крайки		

Таблиця 1.5. Символьні позначення типів зварних з'єднань за EN 22553 (додаткові символи)

№ з/п	Особливості шва	Символьне позначення
1	Плоский шов	
2	Посилений (опуклий) шов	
3	Ослаблений (увігнутий) шов	
4	Посилення знято додатковою обробкою	
5	Забезпечений плавний перехід від шва до основного металу	
6	Шов виконаний на підкладці, що залишається	
7	Шов виконаний на підкладці	
8	Круговий шов, зварювання за замкнутим контуром	
9	Зварювання виконується на монтажні	

Зварне з'єднання позначається похилою стрілкою з горизонтальною виносною лінією. Усі лінії повинні бути однієї товщини. Символ типу з'єднання ставиться над або під виносною лінією. Якщо необхідно уточнити, до якої сторони з'єднання (лицьової або зворотної) відноситься зазначений символ, використовується додаткова пунктирна лінія (рис. 1.30). Для лицьової сторони з'єднання символи ставляться на суцільній виносній лінії (див. рис. 1.30,*а*), для зворотної – на пунктирній (див. рис. 1.30,*б*).

За необхідності зазначення товщини шва або катета перед графічним значком ставиться відповідна буква і розмір, мм. Наприклад, *s5* – товщина шва; *a4* – розрахункова товщина кутового шва таврового з'єднання; *z6* – катет кутового шва.

Довжина коротких з'єднань записується після графічного значка. Для переривчастих з'єднань там же вказується кількість та довжина ділянок, а в дужках – довжина пропусків між ділянками (для точкового з'єднання – крок точок).

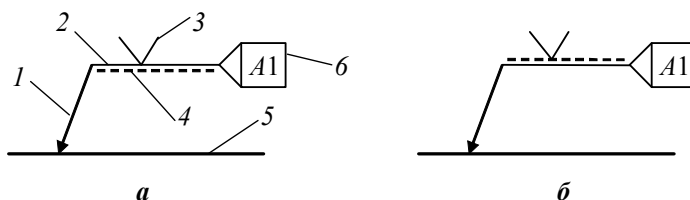


Рис. 1.30. Позначення зварного з'єднання на кресленнях за EN 22553: *а* – лицьова сторона; *б* – зворотна сторона з'єднання; *1* – стрілка; *2* – горизонтальна виносна лінія; *3* – символічне позначення типу з'єднання; *4* – додаткова пунктирна лінія; *5* – зварне з'єднання; *6* – номер з'єднання

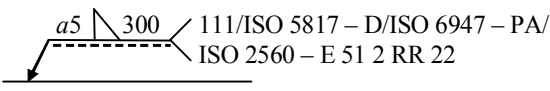
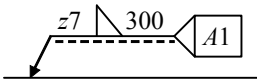


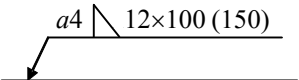
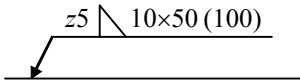
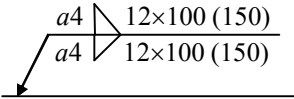
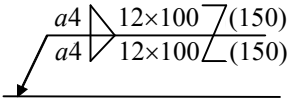
Наприкінці горизонтальної виносної лінії після значка у вигляді вилки (<) може вказуватися код (умовне позначення) процесу зварювання відповідно до міжнародного стандарту ISO 4063:90 (йому відповідає стандарт України ДСТУ 2222–93, табл. 1.6), далі через дробові риси (/) перелічуються необхідний рівень якості з'єднання відповідно до ISO 5817 та ISO 10042 (*B*, *C* або *D*), положення шва в просторі (ISO 6947, якому відповідає ДСТУ 2092–92), тип зварювального матеріалу (ISO 2560; ISO 544; ISO 3581).

**Таблиця 1.6. Коди деяких зварювальних процесів (ISO 4063, ДСТУ 2222–93)**

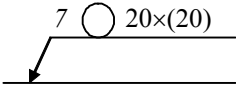
Процес зварювання	Код процесу
Ручне дугове зварювання покритими електродами	111
Дугове зварювання самозахисним порошковим дротом	114
Дугове зварювання під флюсом дротяним електродом	121
Дугове зварювання плавким електродом в інертному газі	131
Дугове зварювання плавким електродом в активному газі	135
Дугове зварювання порошковим дротом в активному газі	136
Дугове зварювання неплавким електродом в інертному газі	141
Плазмове зварювання в інертному газі	151
Точкове контактне зварювання	21
Шовне контактне зварювання	22
Стикове зварювання оплавленням	24
Стикове зварювання опором	25
Ацетилено-кисневе зварювання	311
Електрошлакове зварювання	72

Деякі приклади умовних позначень зварювання на кресленнях відповідно до міжнародних норм наведені в табл. 1.7.

Таблиця 1.7. Приклади позначення зварних з'єднань за EN 22553

Тип з'єднання	Умовні позначення на кресленні
Однобічне таврове з'єднання без скосу крайки, товщина шва 5 мм, довжина 300 мм, зварювання з лицьової сторони	
Однобічне таврове з'єднання без скосу крайки, катет шва 7 мм, довжина 300 мм, зварювання з лицьової сторони	
Однобічне стикове з'єднання без скосу крайок, зварювання з лицьової сторони навису, гарантована глибина провару 5 мм	
Однобічне стикове з'єднання без скосу крайок, зварювання зі зворотної сторони навису, гарантована глибина провару 5 мм	
Переривчастий кутовий шов однобічного таврового з'єднання без скосу крайки, товщина шва 4 мм, 12 ділянок довжиною 100 мм і пропусками 150 мм	
Переривчастий кутовий шов однобічного таврового з'єднання без скосу крайки, катет 5 мм, 10 ділянок довжиною 50 мм і пропусками 100 мм	
Ланцюговий шов двобічного таврового з'єднання без скосу крайки, товщина шва 4 мм, 12 ділянок по 100 мм і пропусками 150 мм	
Шаховий шов двобічного таврового з'єднання без скосу крайки, товщина шва 4 мм, 12 ділянок по 100 мм і пропусками довжиною 150 мм	

Продовж. табл. 1.7

Тип з'єднання	Умовні позначення на кресленні
Точковий шов, діаметр точок 7 мм, 20 точок з кроком 20 мм	
Приклад запису умовного позначення в технічних вимогах: кутовий шов з розрахунковою товщиною 5 мм, виконаний ручним дуговим зварюванням, група якості <i>D</i> , положення під час зварювання – нижнє	$A1 = a5 \triangleleft \triangleleft 111/DIN EN 25817 - D / ISO 6947 - PA$

У разі наявності великої кількості зварних з'єднань після виносної лінії ставиться тільки номер з'єднання у вигляді букви *A* і порядкового номера в рамці, а всі необхідні відомості про зварне з'єднання наводяться в технічних вимогах у нижньому правому куті креслення над основним написом.

У спаяних швах місце з'єднання зображується суцільною лінією товщиною  $2s$  (дві товщини основної лінії). Для позначення спаяного з'єднання слід застосовувати умовний знак – дужку, яку наносять на ліній-виносці суцільною основною лінією (рис. 1.31). За необхідності слід указувати розміри шва і позначення шорсткості поверхні.

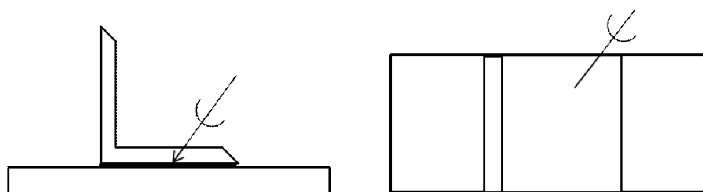


Рис. 1.31. Позначення спаяного з'єднання на кресленнях за ГОСТ 2.313–82

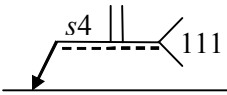
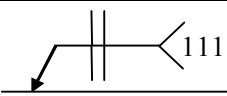
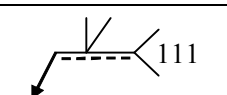
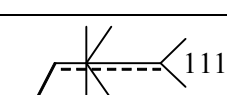
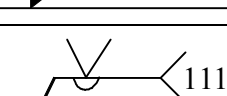
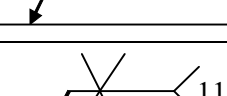
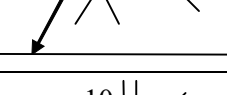
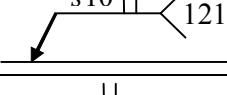
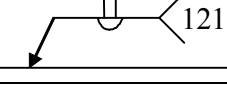
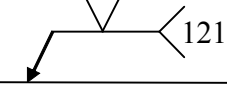
Позначення припою за відповідним стандартом або технічними умовами слід проводити в технічних вимогах креслення записом типу: "ПОС 40 ГОСТ ... (№ 1), ПМЦ 36 ГОСТ ... (№ 2)". За необхідності в тому ж пункті технічних вимог слід наводити вимоги до якості шва.



### 1.4.4. Задачі для самостійної роботи

**Задача 1.4.1.** Розшифруйте умовне позначення зварного з'єднання на кресленні (табл. 1.8).

Таблиця 1.8. Умовні позначення зварних з'єднань на кресленнях

Варіант	Позначення на кресленні	
	за ГОСТ 2.312-72	за EN 22553 (1994), ISO 2553:1992
1	ГОСТ 5264-80 С2	
2	ГОСТ 5264-80 С7	
3	ГОСТ 5264-80 С8	
4	ГОСТ 5264-80 С15	
5	ГОСТ 5264-80 С21	
6	ГОСТ 5264-80 С25	
7	ГОСТ 8713-79 С4-АФф	
8	ГОСТ 8713-79 С7-АФш	
9	ГОСТ 8713-79 С18-АФм	
10	ГОСТ 8713-79 С21-АФ	

Продовж. табл. 1.8

Варіант	Позначення на кресленні	
	за ГОСТ 2.312-72	за EN 22553 (1994), ISO 2553:1992
11	ГОСТ 8713-79 С21-ПФк	
12	ГОСТ 8713-79 С25-АФк	
13	ГОСТ 8713-79 Т3-ПФ-Δ5	
14	ГОСТ 8713-79 Т7-АФш	
15	ГОСТ 8713-79 Т8-АФ	
16	ГОСТ 14771-76 С2-УП	
17	ГОСТ 14771-76 С4-ИП	
18	ГОСТ 14771-76 С7-ИИп	
19	ГОСТ 14771-76 С8-ИИП	
20	ГОСТ 14771-76 С12-УП	
21	ГОСТ 14771-76 С15-ИИП	
22	ГОСТ 14771-76 С17-ИИП	
23	ГОСТ 14771-76 С21-УП	

**Задача 1.4.2.** Наведіть умовне позначення зварного з'єднання (табл. 1.9) на кресленні за ГОСТ 2.312–72.

**Таблиця 1.9. Приклади зварних з'єднань**

Варіант	Тип з'єднання	Форма підготовки крайок	Характер зварного шва	Спосіб зварювання
1	Стикове	Без скосу крайок	Однобічний	В аргоні неплавким електродом
2	Стикове	Без скосу крайок	Двобічний	У вуглекислому газі
3	Стикове	Зі скосом однієї крайки	Однобічний	Автоматичне під флюсом
4	Стикове	Зі скосом однієї крайки	Двобічний	Механізоване під флюсом
5	Стикове	З двома симетричними скосами однієї крайки	Двобічний	Ручне дугове
6	Стикове	Зі скосом крайок	Однобічний	У суміші аргону з вуглекислим газом
7	Стикове	Зі скосом крайок	Двобічний	У вуглекислому газі
8	Стикове	З двома симетричними скосами крайок	Двобічний	Автоматичне під флюсом
9	Таврове	Без скосу крайок	Однобічний	Механізоване під флюсом
10	Таврове	Без скосу крайок	Двобічний	Ручне дугове
11	Таврове	Зі скосом однієї крайки	Однобічний	В аргоні плавким електродом
12	Таврове	Зі скосом однієї крайки	Двобічний	У вуглекислому газі
13	Таврове	З двома симетричними скосами однієї крайки	Двобічний	Автоматичне під флюсом
14	Внапусток	Без скосу крайок	Однобічний	Механізоване під флюсом
15	Внапусток	Без скосу крайок	Двобічний	Ручне дугове

**Задача 1.4.3.** Наведіть умовне позначення зварного з'єднання (див. табл. 1.9) на кресленні за EN 22553 (1994), ISO 2553:1992.

### Контрольні питання

1. Якими нормами регламентуються умовні позначення зварних з'єднань на кресленнях?
2. Як позначаються зварні з'єднання на кресленнях за міждержавним стандартом ГОСТ 2.312–72?
3. Як позначаються зварні з'єднання на кресленнях за Європейськими нормами?
4. Який ГОСТ установлює вимоги до типів, конструктивних елементів і розмірів швів з'єднань, виконаних зварюванням під флюсом?
5. Який ГОСТ установлює вимоги до типів, конструктивних елементів і розмірів швів з'єднань, виконаних ручним дуговим зварюванням?
6. Який ГОСТ установлює вимоги до типів, конструктивних елементів і розмірів швів з'єднань, виконаних зварюванням у захисних газах?
7. Поясніть структуру умовного позначення зварного з'єднання на кресленнях за ГОСТ 2.312–72.
8. Поясніть структуру умовного позначення зварного з'єднання на кресленнях за EN 22553 (1994), ISO 2553:1992.

## 1.5. Геометричні характеристики плоских перерізів

### 1.5.1. Визначення площі перерізу, положення центра ваги, моментів статичних та інерції – осьових і полярних, моментів опору

Розрахунок міцності зварних з'єднань звичайно починається з визначення геометричних характеристик розрахункового перерізу, який являє собою плоску фігуру, що складається з елементарних фігур. Як правило, це прямокутники (рис. 1.32).

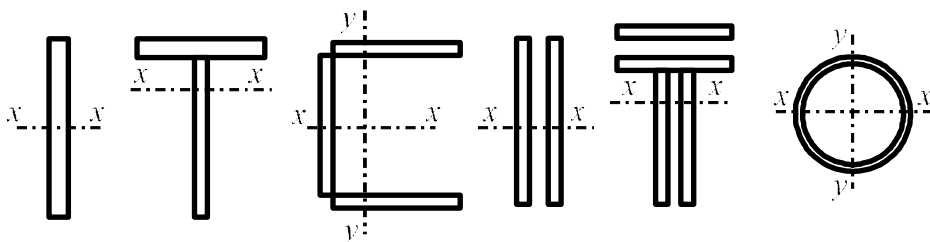


Рис. 1.32. Приклади розрахункових перерізів зварних з'єднань

Основні геометричні характеристики, що використовуються під час розрахунків міцності, – це площа перерізу  $F$ , координати його центра

ваги (ЦВ)  $x_c$  і  $y_c$ , статичні моменти  $S_x$  і  $S_y$ , осьові  $I_x$ ,  $I_y$  та полярні  $I_p$  моменти інерції, осьові  $W_x$ ,  $W_y$  та полярні  $W_p$  моменти опору.

Площа перерізу складеної фігури  $F$  дорівнює сумі площ складових найпростіших фігур. Наприклад, для фігури, що складається з трьох прямокутників (рис. 1.33), площа

$$F = F_1 + F_2 + F_3 = b_1 s_1 + h s_2 + b_2 s_3.$$

Статичний момент  $S_x$  усього перерізу відносно осі порівняння дорівнює сумі статичних моментів складових елементарних фігур відносно тієї ж осі. Вісь порівняння можна проводити в будь-якому місці. Звичайно її прив'язують або до країв фігури (наприклад, нижнього), або до ЦВ однієї зі складових фігур. Якщо провести вісь порівняння через ЦВ нижнього прямокутника (див. рис. 1.33), статичний момент буде

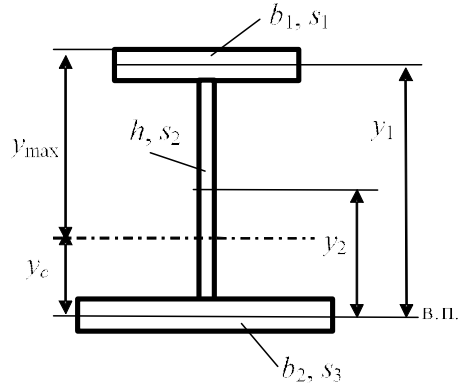


Рис. 1.33. До розрахунку геометричних характеристик плоскої фігури

$$S_y = S_{y1} + S_{y2} + S_{y3} = b_1 s_1 y_1 + h s_2 y_2 + b_2 s_3 0.$$

Очевидно, якщо відомі розміри складових фігур та ординати їх ЦВ, величину статичного моменту всієї фігури неважко розрахувати.

З іншого боку, статичний момент фігури  $S_x = F y_c$ . З цього виразу можна знайти невідому ординату центра ваги всієї фігури в цілому відносно осі порівняння:  $y_c = S_x / F$ .

Осьовий момент інерції складеної фігури відносно будь-якої осі дорівнює сумі власних осьових моментів окремих елементів і добутків їх площ на квадрат відстані від їх ЦВ до відповідної осі (переносних моментів інерції). Наприклад, осьовий момент інерції двотаврової фігури (див. рис. 1.33) щодо осі порівняння  $x$  знаходимо як

$$\begin{aligned} I_x &= I_{x01} + I_{x02} + I_{x03} + F_1 y_1^2 + F_2 y_2^2 + F_3 y_3^2 = \\ &= \frac{b_1 s_1^3}{12} + \frac{s_2 h^3}{12} + \frac{b_2 s_3^3}{12} + b_1 s_1 y_1^2 + h s_2 y_2^2 + 0. \end{aligned}$$

З іншого боку, осьовий момент інерції відносно осі  $x$  визначаємо як

$$I_x = I_{x0} + F y_c^2.$$

Таким чином, власний момент інерції складеного перерізу може бути знайдений як

$$I_{x0} = I_x - Fy_c^2.$$

Вісь, що проходить через ЦВ фігури, називається нейтральною. Осьовий момент інерції відносно нейтральної осі називається власним. Для стандартних фігур вирази для розрахунку власних моментів інерції наводяться в довідниках (рис. 1.34).

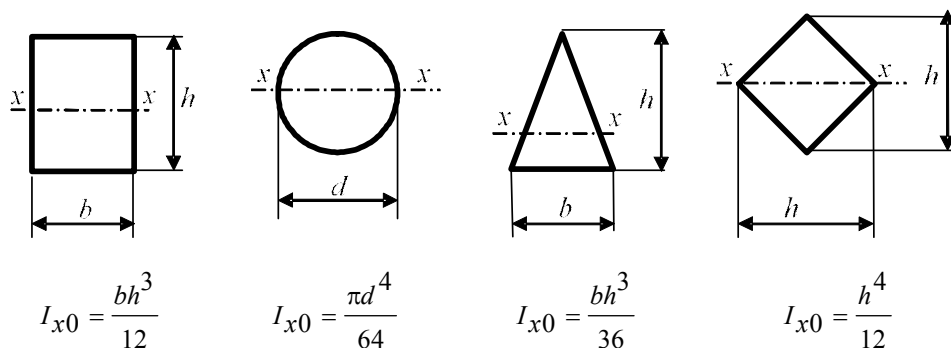


Рис. 1.34. Власні моменти інерції найпростіших фігур

Осьовий момент опору дорівнює власному осьовому моменту інерції, поділеному на відстань до найбільш віддаленої точки перерізу:

$$W_x = \frac{I_{x0}}{y_{\max}}.$$

Полярний момент інерції знаходиться відносно ЦВ фігури. Він дорівнює сумі двох власних осьових моментів інерції:

$$I_p = I_{x0} + I_{y0}.$$

Відповідно полярний момент опору дорівнює полярному моменту інерції, поділеному на відстань від ЦВ до найбільш віддаленої точки перерізу:

$$W_p = \frac{I_p}{r_{\max}}.$$

Для плоских перерізів, складених з тонких елементів (смужок), що найбільш часто зустрічаються в розрахунках зварних з'єднань, можна користуватися наближеними формулами, наведеними в додатку 2.

### 1.5.2. Приклад розрахунку геометричних характеристик

Розрахувати основні геометричні характеристики перерізу, наведеного на рис. 1.35. Розміри елементів:  $b = 250$  мм,  $h = 400$  мм,  $s_1 = 20$  мм,  $s_2 = 10$  мм.

Обчислення геометричних характеристик перерізів, що складаються з великого числа елементів, зручно виконувати в табличній формі. Складемо таку таблицю відносно осі  $x$  (табл. 1.10). Вісь порівняння проведемо через центр ваги нижньої фігури.

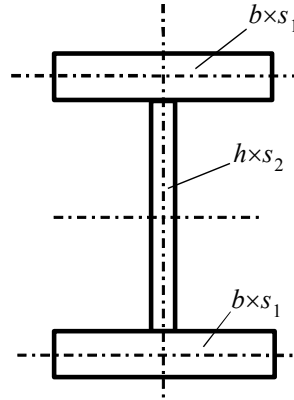


Рис. 1.35. До прикладу розрахунку геометричних характеристик

Таблиця 1.10. Визначення геометричних характеристик перерізу щодо осі  $x$

Розміри елементів $b_i \times h_i$ , см	Положення ЦВ елементів $y_i$ , см	Площа елементів $F_i = b_i h_i$ , см <sup>2</sup>	Статичний момент елементів $S_{xi} = F_i y_i$ , см <sup>3</sup>	Момент інерції елементів	
				переносний $F_i y_i^2$ , см <sup>4</sup>	власний $I_{x0} = b_i h_i^3 / 12$ , см <sup>4</sup>
25×2	42	50	2100	88200	17
1×40	21	40	840	17640	5333
25×2	0	50	0	0	17
Сума	–	140	2940	105840	5367

Осьовий момент інерції всієї фігури відносно осі порівняння

$$I_0 = \Sigma I_{x0} + \Sigma (F_i y_i^2) = 5367 + 105840 = 111207 \text{ см}^4.$$

Положення центра ваги фігури відносно осі порівняння

$$y_0 = \frac{\Sigma S_{xi}}{\Sigma F_i} = \frac{2940}{140} = 21 \text{ см.}$$

У даному прикладі внаслідок симетрії фігури відносно осей  $x$  і  $y$  у положення ЦВ можна було б і не розраховувати. За висотою відстань  $y_0$  дійсно дорівнює 21 см.

Відстань від нейтральної осі до найбільш віддаленої точки перерізу

$$y_{\max} = y_0 + \frac{s_1}{2} = 21 + \frac{2}{2} = 22 \text{ см.}$$

Власний осьовий момент інерції всієї фігури

$$I_{x0} = I_0 - \Sigma F_i \cdot y_0^2 = 111207 - 140 \cdot 21^2 = 49467 \text{ см}^4.$$

Осьовий момент опору

$$W_x = \frac{I_{x0}}{y_{\max}} = \frac{49467}{22} = 2248 \text{ см}^3.$$

### 1.5.3. Задачі для самостійної роботи

Визначити геометричні характеристики (положення ЦВ за висо- тою і шириною, статичний момент відносно осі порівняння, що прохо- дить через нижню точку перерізу, осьові моменти інерції та опору, полярні моменти інерції та опору) перерізу зварного з'єднання, показано- го на рис. 1.36, де *а-жс* – форми і розміри вузлів різної геометрії. Роз- міри наведені в табл. 1.11.

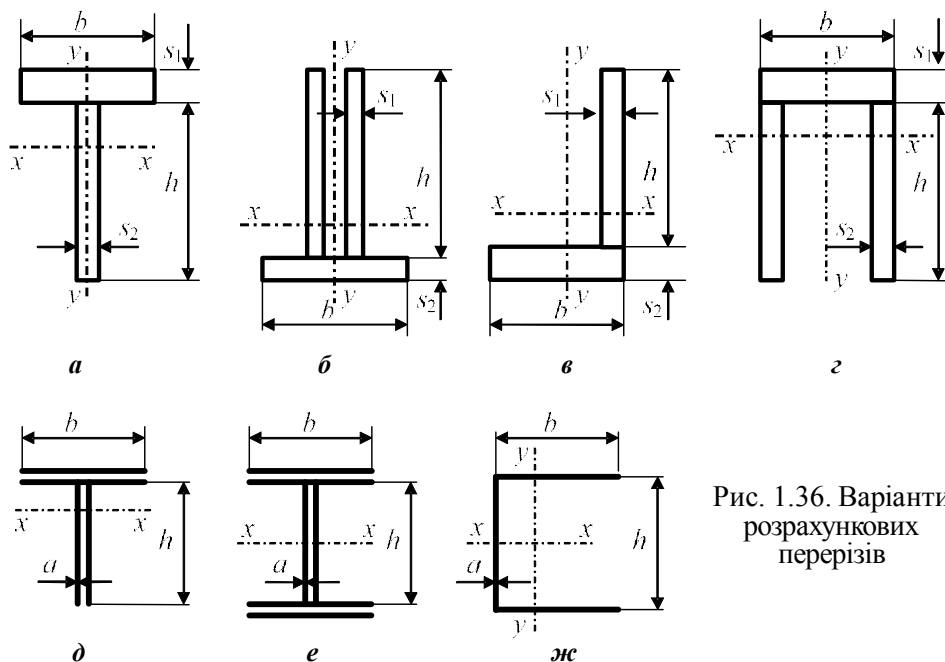


Рис. 1.36. Варіанти розрахункових перерізів



Таблиця 1.11. Розміри (мм) для варіантів завдань

Варіант	$h$	$b$	$s_1$	$s_2$	$a$
1	50	60	5	6	3
2	70	80	7	8	4
3	90	100	9	10	5
4	110	120	11	12	6
5	130	140	13	14	3
6	150	160	15	6	4
7	170	180	17	8	5
8	190	200	19	10	6
9	210	220	5	12	3
10	60	70	6	7	4
11	80	90	8	9	5
12	100	110	10	11	6
13	120	130	12	13	3
14	140	150	14	15	4
15	160	170	16	7	5
16	180	190	18	9	6
17	200	210	20	11	3
18	220	230	6	13	4
19	50	60	5	6	5
20	70	80	7	8	6

### Контрольні питання

1. Які основні геометричні характеристики плоских фігур використовуються в інженерних розрахунках?
2. Як знайти положення ЦВ плоскої складеної фігури?
3. Як знайти статичний момент прямокутної фігури?
4. Як знайти статичний момент складеної фігури?
5. Як знайти осьовий момент інерції прямокутної фігури?
6. Який момент інерції називається власним?
7. Як знайти полярний момент інерції плоскої фігури?
8. Як знайти осьовий момент опору плоскої фігури?
9. Як знайти полярний момент опору плоскої фігури?
10. Як знайти осьовий момент інерції складеної фігури?

## Розділ 2. РОЗРАХУНКИ МІЦНОСТІ ТА ПРОЕКТУВАННЯ ЗВАРНИХ З'ЄДНАНЬ ПРИ СТАТИЧНОМУ НАВАНТАЖУВАННІ

### 2.1. Розрахунок міцності та проектування зварних стикових з'єднань

#### 2.1.1. Загальна характеристика з'єднання

У стикових з'єднаннях крайки двох деталей торкаються одна до одної в одній площині та з'єднуються стиковим швом. Приклади стикових з'єднань показані на рис. 2.1.

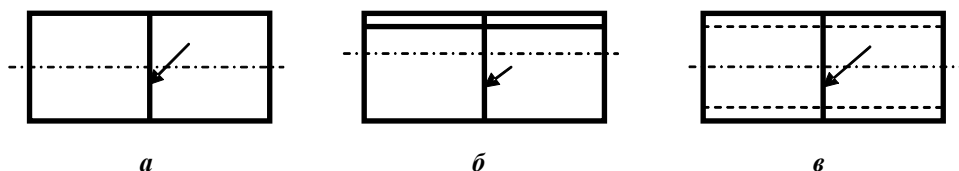


Рис. 2.1. Приклади стикових з'єднань двох пластин (*а*), таврової балки (*б*) і труби (*в*)

Як правило, стикові з'єднання в конструкції – це найбільш відповідальні та навантажені з'єднання, і до них ставиться вимога рівномірності з основним металом. Рівномірність забезпечується виконанням двох вимог. По-перше, розрахунковий переріз з'єднання не повинен бути меншим від перерізу основного металу, і, по-друге, метал шва та зварне з'єднання за показниками механічних властивостей не повинні поступатись основному металу. Перша вимога забезпечується на стадії проектування призначенням типів з'єднань, що забезпечують повне проплавлення, а друга – на стадії розробки технології та виготовлення застосуванням відповідних зварювальних матеріалів, режимів зварювання і кваліфікацією зварника. У випадку, якщо під час проектування

виконаний розрахунок самої конструкції, тобто основного металу, розрахунок міцності стикового з'єднання можна не виконувати.

Однак у деяких випадках з тієї або іншої причини неможливо гарантувати повне проплавлення, наприклад під час однобічного зварювання кільцевих стиків труб малого діаметра або балок замкнутого профілю. Іноді важко гарантувати отримання з'єднання рівноміцного з основним металом, наприклад при зварюванні конструкцій на будівельному майданчику або зварюванні конструкцій із матеріалів, що важко зварюються (див. п. 1.3.4). У тих випадках, коли рівноміцність не може бути досягнута з об'єктивних причин, необхідно виконувати розрахунок стикового з'єднання на достатню міцність.

### 2.1.2. Розрахунковий переріз стикового з'єднання

Форма і розміри розрахункового перерізу стикового з'єднання під час розрахунку його міцності визначаються за наступними основними принципами. У розрахунковий переріз включається, як правило, вся довжина швів у з'єднанні. У коротких швах ( $l_{шв} < 200$  мм), зварених без вихідних планок, довжина робочого перерізу може бути зменшена на 10 мм з урахуванням зниженої якості початку і кінця шва.

За розрахункову товщину перерізу  $a$  береться мінімальна зі з'єднуваних товщин основного металу  $s_{min}$  (у разі зварювання з повним проплавленням) або гарантована глибина проплавлення. При однобічному зварюванні без підкладки зі скосом крайок ця глибина визначається величиною скосу, а в з'єднанні без скосу крайок (наприклад, у з'єднанні типу С47 за ГОСТ 8713–79) – залежно від сили зварювального струму, але не більше  $0,7s_{min}$ . Опуклість шва в робочий переріз не включається (рис. 2.2, а–в, 2.3).

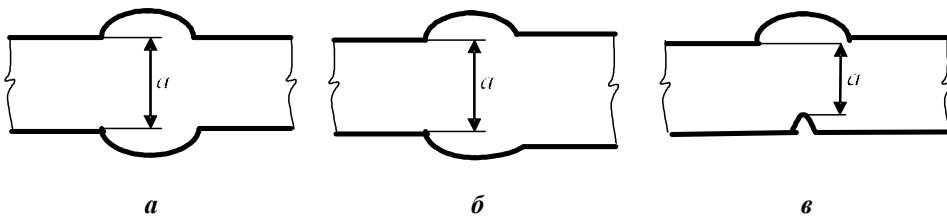


Рис. 2.2. Товщина розрахункового перерізу стикового з'єднання

Стикові з'єднання можуть працювати на всі види навантаження, тобто на осьовий розтяг-стиск (уздовж подовжньої осі зварного вузла) силою  $P$ , на згин під дією згинального моменту  $M$ , на зріз поперечною силою  $Q$  або крутним моментом  $M_{кр}$  (рис. 2.4).

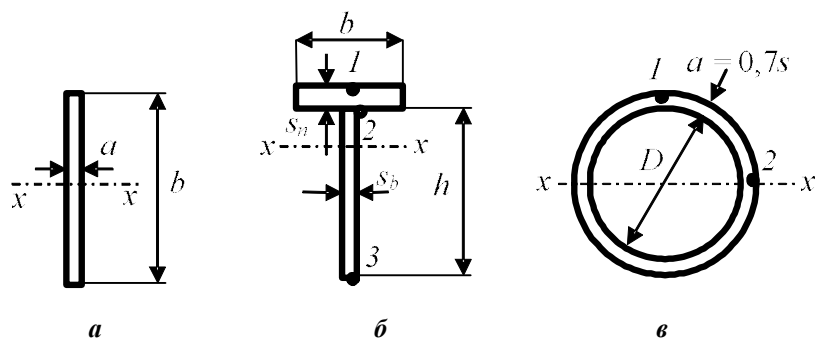


Рис. 2.3. Приклади розрахункових перерізів стикових з'єднань двох пластин (а), таврової балки (б) і труби (в)

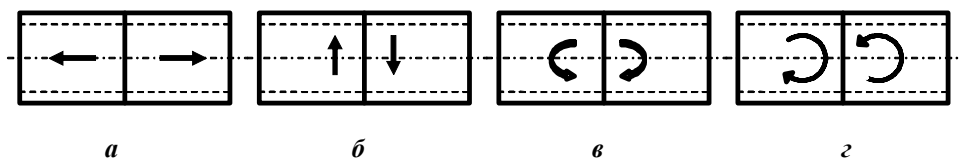


Рис. 2.4. Види навантаження у стикових з'єднаннях:  
 а – осьове  $P$ ; б – поперечне  $Q$ ; в – згинальний момент  $M$ ;  
 з – крутний момент  $M_{кр}$

### 2.1.3. Розрахунок стикового з'єднання під дією осьового навантаження

Під час роботи з'єднання на розтяг-стиск під дією осьової сили  $P$  в розрахунковому перерізі визначаються нормальні напруження  $\sigma_P$ , що вважаються рівномірно розподіленими по всій площі розрахункового перерізу:

$$\sigma_P = \frac{P}{F},$$

де  $F$  – площа розрахункового перерізу з'єднання. Для стику двох пластин (див. рис. 2.3,а)  $F = ab$ , для стику таврової балки (див. рис. 2.3,б)  $F = s_n b + s_b h$ , для стику труби при однобічному зварюванні без підкладки (див. рис. 2.3,в)  $F = \pi D \cdot 0,7s$ .

Якщо в з'єднанні діє тільки осьова сила  $P$ , то отримані напруження порівнюються з допустимими  $[\sigma']_p$ , тобто

$$\sigma_P = \frac{P}{F} \leq [\sigma']_p.$$

### 2.1.4. Розрахунок стикового з'єднання під дією згинального моменту

Під час роботи з'єднання на згин під дією моменту  $M$  розподіл нормальних напружень  $\sigma_M$  за висотою перерізу вважається аналогічним основному металу, тобто за лінійним законом з нулем у центрі ваги розрахункового перерізу зварного з'єднання (рис. 2.5).

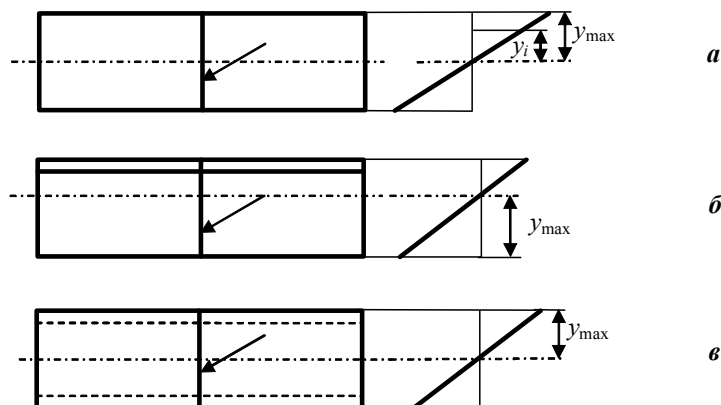


Рис. 2.5. Розподіл напружень за висотою розрахункових перерізів під час згину стикових з'єднань двох пластин (а), таврової балки (б) і труби (в)

За такого розподілу величина напружень у будь-якій точці перерізу, що розташована на відстані  $y_i$  від нейтральної осі, може бути розрахована за відомою формулою

$$\sigma_{Mi} = \frac{My_i}{I_{шв}}$$

Максимального значення ці напруження досягають у найбільш віддаленій точці на відстані  $y_{max}$  від нейтральної осі:

$$\sigma_M = \frac{M}{W_{шв}},$$

де  $W_{шв} = I_{шв}/y_{max}$  – момент опору розрахункового перерізу шва;  $I_{шв}$  – осьовий момент інерції розрахункового перерізу відносно осі, перпендикулярної до площини дії згинального моменту.

Надалі напруження від згину в будь-якій точці, крім найбільш віддаленої, будемо позначати додатковим індексом, що відповідає номеру точки

(наприклад,  $\sigma_{M1}$ ). Максимальні напруження, тобто в найбільш віддаленій точці, будемо позначати без додаткового індексу.

У разі дії лише згинального моменту напруження  $\sigma_M$  порівнюються з допустимими на розтяг у зварному з'єднанні:

$$\sigma_M = \frac{M}{W_{\text{шв}}} \leq [\sigma']_p.$$

### 2.1.5. Розрахунок стикового з'єднання під дією поперечного навантаження

Під час роботи на зріз під дією поперечного навантаження  $Q$  стикове з'єднання розраховується на дотичні напруження  $\tau_Q$ , які вважаються рівномірно розподіленими по розрахунковому перерізу, що містить у собі тільки шви, паралельні поперечному навантаженню, тобто навантаження діє вздовж шва (рис. 2.6). Величина цих напружень може бути знайдена за формулою

$$\tau_Q = \frac{Q}{F_Q}.$$

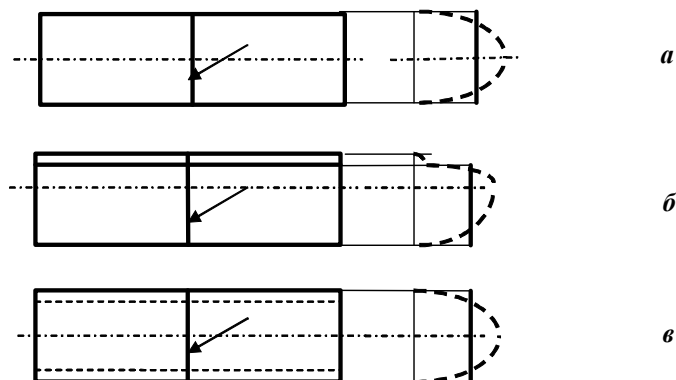


Рис. 2.6. Розподіл дотичних напружень від поперечного навантаження за висотою розрахункових перерізів стикових з'єднань двох пластин (а), таврової балки (б) і труби (в) (пунктиром показаний характер розподілу за формулою Журавського)

У з'єднанні двох пластин (див. рис. 2.3, а), очевидно,

$$F_Q = F_{\text{шв}} = s_{\text{min}} b.$$

У з'єднанні таврової балки (див. рис. 2.3,б)

$$F_Q = s_b h \neq F_{шв}.$$

У розрахунковому перерізі з'єднання труби, що має форму кільця (див. рис. 2.3,в), неможливо точно виділити вертикальну частину. У таких випадках за довжину вертикального шва беруть висоту перерізу, тобто діаметр кільця, тоді  $F_Q = 2Da \neq F_{шв}$ .

Більш точно дотичні напруження в будь-якій точці розрахункового перерізу можна знайти за формулою Журавського

$$\tau_i = \frac{QS_i}{Ia},$$

де  $S_i$  – статичний момент частини перерізу, що знаходиться вище розглянутої точки  $i$ , щодо нейтральної осі всього перерізу (див. рис. 2.3);  $I$  – осьовий момент інерції всього перерізу відносно осі, перпендикулярної до площини дії поперечної сили;  $a$  – товщина перерізу в розглянутій точці.

Ця формула рідко використовується в практичних розрахунках через її відносну складність. Більш проста наближена формула дає результат з достатньою для практики точністю.

У випадку дії тільки поперечного навантаження знайдені напруження порівнюються з допустимими на зріз у зварному з'єднанні:

$$\tau_Q = \frac{Q}{F_Q} \leq [\tau'].$$

### 2.1.6. Розрахунок стикового з'єднання під дією крутного моменту

Під час роботи на крутіння під дією крутного моменту  $M_{кр}$  стикове з'єднання розраховується на дотичні напруження  $\tau_{кр}$ , величина яких у будь-якій точці розрахункового перерізу береться прямо пропорційною відстані від цієї точки до центра ваги перерізу (див. рис. 2.3,в). Тому величина цих напружень може бути знайдена за формулою

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр} r_i}{I_p}.$$

Максимальні напруження виникають у найбільш віддаленій від центра ваги точці перерізу, їх величина може бути знайдена за формулою

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{M_{\text{кр}}}{W_p}.$$

Пластини і балки відкритого профілю (таврові та двотаврові) на крутіння працюють погано, тому для такого навантаження їх звичайно не застосовують. Під час роботи на крутіння використовуються елементи замкнутого профілю. Оптимальними, а отже, і найбільш розповсюдженими в цих випадках є труби, що мають розрахункові перерізи у вигляді кільця. Так само широко використовуються коробчасті перерізи, що складаються з чотирьох пластин, двох катаних кутників або швелерів.

У випадку дії тільки крутного моменту напруження порівнюються з допустимими на зріз у зварному з'єднанні:

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{M_{\text{кр}}}{W_p} \leq [\tau'].$$

### **2.1.7. Розрахунок стикового з'єднання при одночасній дії кількох видів навантаження**

При одночасній дії кількох видів навантаження ( $P$ ,  $Q$ ,  $M$  та  $M_{\text{кр}}$ ) з допустимими порівнюються тільки результуючі напруження.

Результуючі напруження ( $\sigma_{\text{рез}}$  або  $\tau_{\text{рез}}$ ) знаходяться підсумовуванням складових ( $\sigma_P$ ,  $\sigma_M$ ,  $\tau_{\text{кр}}$  і  $\tau_Q$ ) у найбільш небезпечних точках розрахункового перерізу. Небезпечними називаються точки, в яких окремі складові мають максимальні значення і дають найбільшу суму, наприклад складові напружень мають однаковий знак (спрямовані в одну сторону).

Складові знаходяться на основі принципу незалежності дії сил, що цілком дотримується на пружній стадії роботи матеріалу. Відповідно до цього принципу при визначенні кожної складової передбачається, що інші навантаження відсутні, тобто використовуються раніше наведені формули для окремих видів навантаження.

Правило підсумовування залежить від роду і напрямку складових. Нормальні напруження підсумовуються між собою тільки алгебраїчно, за принципом  $\sigma_{\text{рез}} = \sigma_1 + \sigma_2$ .

Дотичні напруження між собою можуть підсумовуватися як алгебраїчно ( $\tau_{\text{рез}} = \tau_1 + \tau_2$ ), якщо вони спрямовані вздовж однієї осі,



так і геометрично  $\left( \tau_{\text{рез}} = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2} \right)$ , якщо вони спрямовані за взаємно перпендикулярними осями.

Різномірні напруження підсумовуються за принципом

$$\sigma_{\text{рез}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}.$$

Розглянемо результуючі напруження на прикладі з'єднань (див. рис. 2.3).

У стиковому з'єднанні двох пластин (див. рис. 2.3,а) за одночасної дії осової та поперечної сил і згинального моменту найбільш небезпечними будуть, мабуть, точки розрахункового перерізу, найбільш віддалені від його центра ваги. Тоді умова міцності буде мати вигляд

$$\sigma_{\text{рез}} = \sqrt{(\sigma_P + \sigma_M)^2 + 3\tau_Q^2} \leq [\sigma']_p.$$

Якщо дотичні напруження  $\tau_Q$  визначаються за формулою Журавського, то в результуючі їх не включають, тому що максимальні напруження за цією формулою будуть знаходитися в центрі ваги перерізу, де напруження від згину дорівнюють 0. У разі необхідності ці напруження порівнюють з допустимими окремо ( $\tau_{\text{max}} \leq [\tau']$ ) або враховують їх тільки з нормальними від осового навантаження:

$$\sigma_{\text{рез}} = \sqrt{\sigma_P^2 + 3\tau_Q^2} \leq [\sigma']_p.$$

У стиковому з'єднанні таврової балки (див. рис. 2.3,б) у залежності від величини і напрямку складових навантажень ( $P$ ,  $Q$ ,  $M$ ) небезпечною може виявитися одна з точок 1, 2 або 3. У точці 1 нормальні напруження від осового навантаження і згинального моменту можуть бути спрямовані в одну сторону (розтяг), але відсутні (а точніше дуже малі) дотичні напруження від поперечного навантаження. У точці 2 до них додаються дотичні напруження, але при цьому зменшується складова від згину. У точці 3 є всі три складові, але складова від згину має максимальну величину (як у найбільш віддаленій точці перерізу), проте її напрямок може бути зворотним складовій від осового навантаження. Зважаючи на те, що без обчислення неможливо точно визначити, в якій з цих точок результуючі напруження найбільші, необхідно скласти три умови міцності:

$$\sigma_{\text{рез1}} = \sigma_P + \sigma_{M1} \leq [\sigma']_p;$$

$$\sigma_{\text{рез2}} = \sqrt{(\sigma_P + \sigma_{M2})^2 + 3\tau_Q^2} \leq [\sigma']_p;$$

$$\sigma_{\text{рез3}} = \sqrt{(\sigma_P - \sigma_M)^2 + 3\tau_Q^2} \leq [\sigma']_p.$$

Якщо розв'язується задача щодо перевірки міцності наявного з'єднання під дією заданого навантаження, то необхідне виконання всіх трьох умов.

При проектуванні з'єднання, визначенні необхідного класу міцності сталі (основного металу) або допустимого навантаження доводиться розв'язувати три рівняння і знаходити три різних значення однієї і тієї ж величини. З цих значень як відповідь вибирають те, що задовольняє всі три умови. Для товщини (глибини провару) і класу міцності матеріалу це буде, очевидно, максимальне значення, а для навантаження – мінімальне.

У стиковому з'єднанні труби (див. рис. 2.3, в) в загальному випадку, крім осьової, поперечної сил та згинального моменту, може діяти і крутний момент. У цьому випадку небезпечною буде одна з двох точок. Результируючі напруження в цих точках та умови міцності будуть різними:

в точці 1

$$\sigma_{\text{рез1}} = \sqrt{(\sigma_P + \sigma_M)^2 + 3(\tau_Q^2 + \tau_{\text{кр}}^2)} \leq [\sigma']_p;$$

у точці 2

$$\sigma_{\text{рез2}} = \sqrt{\sigma_P^2 + 3(\tau_Q + \tau_{\text{кр}})^2} \leq [\sigma']_p.$$

Аналогічні формули (в їх загальному вигляді) можна отримати для стикових з'єднань з будь-якою формою розрахункового перерізу (прямокутною, двотавровою, круглою і т. п.).

### 2.1.8. Приклад розрахунку міцності стикового з'єднання

Зварний трубчастий вал (рис. 2.7) зі сталі 09Г2 ( $\sigma_T = 300$  МПа) передає осьову силу  $P = 20$  кН, крутний момент  $M_{\text{кр}} = 10$  кН·м і згинальний момент  $M = 3$  кН·м. Діаметр вала 100 мм, зварювання виконане на підкладці (з'єднання типу С19). Визначити мінімально необхідну товщину стінки труби, взявши коефіцієнт запасу міцності  $k_3 = 1,5$ . Змінний характер навантаження не враховувати.

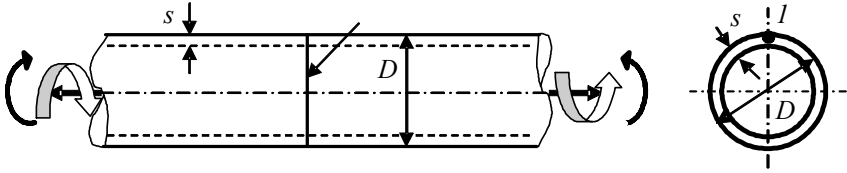


Рис. 2.7. До прикладу розрахунку зварного трубчастого вала

### Розв'язання

1. Геометричні характеристики розрахункового перерізу зварного з'єднання такі:

$$\text{площа поперечного перерізу } F = \pi D s;$$

$$\text{осьовий момент опору } W_x = \frac{\pi D^2}{4} s;$$

$$\text{полярний момент опору } W_p = \frac{\pi D^2}{4} 2s.$$

2. Складові напруження наступні:

$$\text{від осьового навантаження } \sigma_P = \frac{P}{F};$$

$$\text{від згинального моменту } \sigma_M = \frac{M}{W_x};$$

$$\text{від крутного моменту } \tau_{\text{кр}} = \frac{M_{\text{кр}}}{W_p}.$$

3. Результуючі напруження в небезпечній точці (точка I)

$$\sigma_{\text{рез}} = \sqrt{(\sigma_P^2 + \sigma_M^2)^2 + 3\tau_{\text{кр}}^2} = \sqrt{\left(\frac{P}{F} + \frac{M}{W_x}\right)^2 + 3\left(\frac{M_{\text{кр}}}{W_p}\right)^2}.$$

4. Допустимі напруження у зварному з'єднанні

$$[\sigma'] = \frac{\sigma_T}{k_3} = \frac{\sigma_T}{1,5} = 0,67\sigma_T.$$

$$\text{5. Умова міцності } \sqrt{\left(\frac{P}{F} + \frac{M}{W_x}\right)^2 + 3\left(\frac{M_{\text{кр}}}{W_p}\right)^2} \leq 0,67\sigma_T$$

або після підстановки геометричних характеристик

$$\sqrt{\left(\frac{P}{\pi D s} + \frac{4M}{\pi D^2 s}\right)^2 + 3\left(\frac{4M_{кр}}{\pi D^2 \cdot 2s}\right)^2} \leq 0,67\sigma_T.$$

Після розв'язання отриманого рівняння відносно невідомої товщини і підстановки значень (зусилля, МН, розміри, м) отримаємо

$$s = \frac{\sqrt{\left(\frac{P}{\pi D} + \frac{4M}{\pi D^2}\right)^2 + \frac{12M_{кр}^2}{\pi^2 D^4}}}{0,67\sigma_T} =$$

$$= \frac{\sqrt{\left(\frac{20 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 100 \cdot 10^{-3}} + \frac{4 \cdot 3 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 100^2 \cdot 10^{-6}}\right)^2 + \frac{12 \cdot 10^2 \cdot 10^{-6}}{3,14^2 \cdot 100^4 \cdot 10^{-12}}}}{0,67 \cdot 300} = 5,9 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Беремо мінімально необхідну товщину рівною 6 мм.

### 2.1.9. Задачі для самостійної роботи

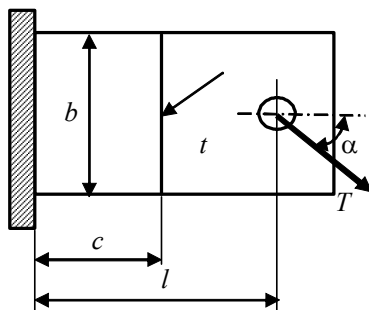


Рис. 2.8. Зварний обух

**Задача 2.1.1.** Зварний обух зі сталі Ст3 служить для закріплення троса (рис. 2.8). Розміри вузла:  $l = 400$  мм,  $b = 100$  мм,  $c = 150$  мм,  $t = 8$  мм,  $\alpha = 30^\circ$ .

1. Визначте гранично допустиму силу натягу троса.

2. Як зміниться сила, якщо збільшити товщину  $t$  у 2 рази?

3. Як зміниться сила, якщо зменшити кут  $\alpha$  до  $0^\circ$ ?

**Задача 2.1.2.** Зварний обух зі сталі Ст3 служить для закріплення троса (див. рис. 2.8). Розміри вузла:  $l = 350$  мм,  $b = 150$  мм,  $c = 100$  мм,  $t = 8$  мм,  $\alpha = 30^\circ$ ,  $T = 20$  кН.

1. Перевірте міцність з'єднання.

2. Чи буде забезпечена міцність, якщо збільшити розмір  $l$  до 400 мм?

3. Чи буде забезпечена міцність, якщо зменшити кут  $\alpha$  до  $0^\circ$ ?

**Задача 2.1.3.** Зварний обух зі сталі Ст3 служить для закріплення троса (див. рис. 2.8). Розміри вузла:  $l = 350$  мм,  $b = 150$  мм,  $c = 100$  мм,  $t = 8$  мм,  $\alpha = 90^\circ$ ,  $T = 25$  кН.

1. Перевірте міцність з'єднання.
2. Чи буде забезпечена міцність, якщо зменшити розмір  $l$  до 200 мм?
3. Чи буде забезпечена міцність, якщо зменшити кут  $\alpha$  до  $0^\circ$ ?

**Задача 2.1.4.** Зварний обух зі сталі Ст3 служить для закріплення троса (див. рис. 2.8). Розміри вузла:  $l = 400$  мм,  $b = 100$  мм,  $c = 100$  мм,  $\alpha = 30^\circ$ ,  $T = 10$  кН.

1. Визначте мінімально допустиму товщину шва.
2. Чи витримає з'єднання силу  $2T$ , якщо збільшити товщину в 2 рази?
3. Як зміниться необхідна товщина, якщо збільшити розмір  $c$ ?

**Задача 2.1.5.** Зварний обух зі сталі служить для закріплення троса (див. рис. 2.8). Розміри вузла:  $l = 350$  мм,  $b = 150$  мм,  $c = 150$  мм,  $\alpha = 30^\circ$ ,  $T = 50$  кН,  $t = 10$  мм.

1. Визначте необхідний клас міцності сталі (див. додаток 4).
2. Як зміняться вимоги до міцності сталі, якщо збільшити товщину?
3. Як зміняться вимоги до міцності сталі, якщо збільшити розмір  $c$ ?

**Задача 2.1.6.** Зварний трубчастий вал зі сталі (рис. 2.9) передає крутний момент  $M_{кр}$  та осьову силу  $T$ , зварювання виконане на підкладці. Розміри з'єднання:  $d = 100$  мм,  $t = 8$  мм,  $M_{кр} = 10$  кН·м,  $T = 10$  кН.

1. Визначте необхідний клас міцності сталі.
2. Як зміняться вимоги до міцності, якщо зменшити товщину труби?
3. Як зміняться вимоги до міцності, якщо збільшити діаметр труби?

**Задача 2.1.7.** Зварний трубчастий вал зі сталі 09Г2 (див. рис. 2.9) передає крутний момент  $M_{кр}$  та осьову силу  $T$ , зварювання виконане на підкладці. Розміри з'єднання:  $d = 120$  мм,  $t = 10$  мм,  $T = 10$  кН.

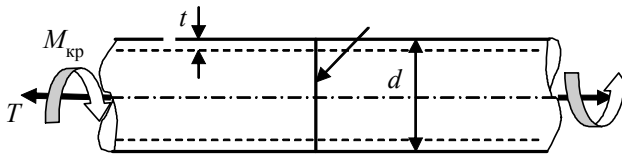


Рис. 2.9. Зварний трубчастий вал

1. Визначте допустиму величину крутного моменту.
2. Чи витримає з'єднання подвоєний момент, якщо збільшити товщину труби в 2 рази?

3. Як зміниться допустима величина крутного моменту, якщо збільшити силу  $T$ ?

**Задача 2.1.8.** Зварний трубчастий вал зі сталі Ст3 (див. рис. 2.9) передає крутний момент  $M_{кр}$  та осьову силу  $T$ , зварювання виконане на підкладці. Розміри з'єднання:  $d = 300$  мм,  $M_{кр} = 20$  кН·м,  $T = 50$  кН.

1. Визначте мінімально допустиму товщину стінки вала.
2. Як зміниться необхідна товщина, якщо зменшити діаметр вала?
3. Як зміниться необхідна товщина, якщо збільшити силу  $T$ ?

**Задача 2.1.9.** Зварний трубчастий вал зі сталі Ст3 (див. рис. 2.9) передає крутний момент  $M_{кр}$  та осьову силу  $T$ , зварювання виконане на підкладці. Розміри з'єднання:  $d = 100$  мм,  $t = 8$  мм,  $M_{кр} = 10$  кН·м,  $T = 10$  кН.

1. Перевірте міцність з'єднання.
2. Як зміниться міцність, якщо зменшити товщину труби?
3. Як зміниться міцність, якщо збільшити діаметр труби?

**Задача 2.1.10.** Зварна штанга зі сталі (рис. 2.10) передає крутний момент  $M_{кр}$  та осьову силу  $T$ , зварювання виконане на підкладці. Розміри з'єднання:  $d = 250$  мм,  $t = 10$  мм,  $M_{кр} = 100$  кН·м,  $T = 40$  кН.

1. Визначте необхідний клас міцності сталі.
2. Як зміниться необхідний клас міцності, якщо зменшити силу  $T$ ?
3. Як зміниться необхідний клас міцності, якщо збільшити товщину?

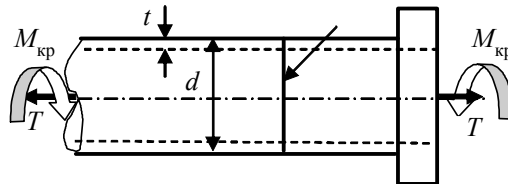


Рис. 2.10. Зварна штанга

**Задача 2.1.11.** Зварна штанга зі сталі (див. рис. 2.10) передає крутний момент  $M_{кр}$  та осьову силу  $T$ , зварювання виконане на підкладці. Розміри з'єднання:  $d = 250$  мм,  $t = 8$  мм,  $M_{кр} = 100$  кН·м,  $T = 400$  кН.

1. Визначте необхідний клас міцності сталі.
2. Як зміниться необхідний клас міцності, якщо зменшити крутний момент  $M_{кр}$ ?
3. Як зміниться необхідний клас міцності, якщо зменшити товщину?

**Задача 2.1.12.** Зварна штанга зі сталі 09Г2 (див. рис. 2.10) передає крутний момент  $M_{кр}$  та осьову силу  $T$ , зварювання виконане на підкладці. Розміри з'єднання:  $d = 200$  мм,  $t = 10$  мм,  $T = 200$  кН.

1. Визначте величину допустимого крутного моменту.
2. Як зміниться величина допустимого моменту, якщо збільшити товщину?
3. Як зміниться величина допустимого моменту, якщо зменшити діаметр?

**Задача 2.1.13.** Зварна штанга зі сталі Ст3 (див. рис. 2.10) передає крутний момент  $M_{кр}$  та осьову силу  $T$ , зварювання виконане на підкладці. Розміри з'єднання:  $d = 150$  мм,  $M_{кр} = 20$  кН·м,  $T = 500$  кН.

1. Визначте мінімально допустиму товщину.
2. Як зміниться допустима товщина, якщо збільшити діаметр?
3. Як зміниться допустима товщина, якщо зменшити осьове зусилля?

**Задача 2.1.14.** Зварна штанга зі сталі Ст3 (див. рис. 2.10) передає крутний момент  $M_{кр}$  та осьову силу  $T$ , зварювання виконане на підкладці. Розміри з'єднання:  $d = 150$  мм,  $t = 10$  мм,  $M_{кр} = 20$  кН·м,  $T = 500$  кН.

1. Перевірте міцність з'єднання.
2. Як зміниться міцність, якщо збільшити діаметр?
3. Як зміниться міцність, якщо зменшити товщину?

**Задача 2.1.15.** Зварна штанга зі сталі 09Г2 (див. рис. 2.10) передає крутний момент  $M_{кр}$  та осьову силу  $T$ , зварювання виконане на підкладці. Розміри з'єднання:  $d = 200$  мм,  $t = 10$  мм,  $M_{кр} = 70$  кН·м.

1. Визначте допустиму величину осьової сили.
2. Як зміниться допустима величина сили, якщо збільшити товщину?
3. Як зміниться допустима величина сили, якщо зменшити діаметр?

**Задача 2.1.16.** Зварний фланець штанги бурової установки зі сталі 10ХСНД (рис. 2.11) передає крутний момент  $M_{кр}$  та осьову силу  $T$ . Розміри з'єднання:  $d = 300$  мм,  $t = 10$  мм,  $T = 50$  кН.

1. Визначте допустиме значення крутного моменту.
2. Як зміниться його величина, якщо збільшити силу  $T$ ?
3. Як зміниться його величина, якщо збільшити діаметр  $d$ ?

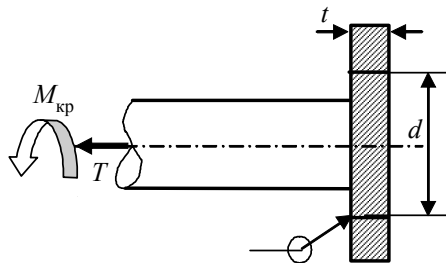


Рис. 2.11. Зварний фланець штанги

**Задача 2.1.17.** Зварний фланець штанги бурової установки зі сталі 10ХСНД (див. рис. 2.11) передає крутний момент  $M_{кр}$  та осьову силу  $T$ . Розміри з'єднання:  $d = 200$  мм,  $T = 100$  кН,  $M_{кр} = 20$  кН·м.

1. Визначте мінімально допустиму товщину шва.
2. Як зміниться її величина, якщо збільшити силу  $T$ ?
3. Як зміниться її величина, якщо збільшити діаметр  $d$ ?

**Задача 2.1.18.** Зварний фланець штанги бурової установки зі сталі (див. рис. 2.11) передає крутний момент  $M_{кр}$  та осьову силу  $T$ . Розміри з'єднання:  $d = 250$  мм,  $t = 12$  мм,  $T = 50$  кН,  $M_{кр} = 150$  кН·м.

1. Визначте необхідний клас міцності сталі.
2. Як зміниться необхідна міцність, якщо збільшити товщину?
3. Як зміниться необхідна міцність, якщо збільшити діаметр?

**Задача 2.1.19.** Зварний фланець штанги бурової установки зі сталі 09Г2 (див. рис. 2.11) передає крутний момент  $M_{кр}$  та осьову силу  $T$ . Розміри з'єднання:  $d = 200$  мм,  $t = 8$  мм,  $M_{кр} = 50$  кН·м.

1. Визначте допустиму величину осьової сили.
2. Як зміниться допустима сила, якщо збільшити крутний момент?
3. Як зміниться допустима сила, якщо збільшити діаметр?

**Задача 2.1.20.** Зварний фланець штанги бурової установки зі сталі 09Г2 (див. рис. 2.11) передає крутний момент  $M_{кр}$  та осьову силу  $T$ . Розміри з'єднання:  $d = 200$  мм,  $t = 12$  мм,  $T = 100$  кН,  $M_{кр} = 100$  кН·м.

1. Перевірте міцність з'єднання.
2. Чи буде забезпечена міцність, якщо збільшити крутний момент?
3. Чи буде забезпечена міцність, якщо зменшити товщину?

**Задача 2.1.21.** Зварна двотаврова балка (рис. 2.12) зі сталі Ст3 навантажена силою  $T$ . Розміри:  $l = 10$  м,  $b = 200$  мм,  $h = 300$  мм,  $s_1 = 15$  мм,  $s_2 = 10$  мм,  $c = 3$  м,  $T = 50$  кН.

1. Перевірте міцність зварного з'єднання.
2. Як зміниться напруження в стику, якщо збільшити розмір  $c$ ?
3. Як зміниться напруження в стику, якщо зменшити товщину стінки?

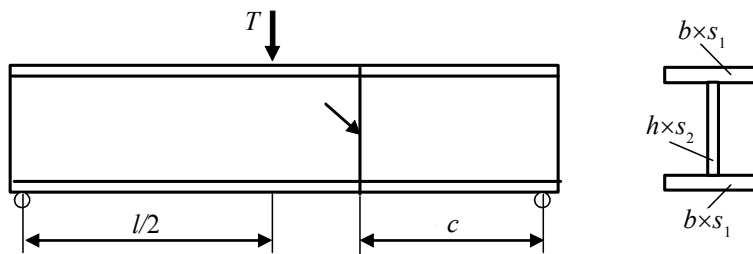


Рис. 2.12. Зварна двотаврова балка



**Задача 2.1.22.** Зварна двотаврова балка (див. рис. 2.12) зі сталі 09Г2 навантажена силою  $T$ . Розміри:  $l = 12$  м,  $b = 250$  мм,  $h = 350$  мм,  $s_1 = 12$  мм,  $s_2 = 8$  мм,  $c = 4$  м,  $T = 70$  кН.

1. Перевірте міцність зварного з'єднання.
2. Як зміниться напруження в стику, якщо збільшити довжину?
3. Як зміниться напруження в стику, якщо зменшити товщину пояска?

**Задача 2.1.23.** Зварна двотаврова балка (див. рис. 2.12) зі сталі 10ХСНД навантажена силою  $T$ . Розміри:  $l = 14$  м,  $b = 200$  мм,  $h = 350$  мм,  $s_1 = 12$  мм,  $s_2 = 10$  мм,  $c = 6$  м,  $T = 80$  кН.

1. Перевірте міцність зварного з'єднання.
2. Як зміниться напруження в стику, якщо збільшити довжину?
3. Як зміниться напруження в стику, якщо зменшити ширину пояска?

### Контрольні питання

1. Допустиме осьове навантаження у стиковому з'єднанні труби дорівнює  $P$ . Яке навантаження витримає з'єднання, якщо збільшити товщину труби в 2 рази?

2. Допустиме осьове навантаження у стиковому з'єднанні труби дорівнює  $P$ . Яке навантаження витримає з'єднання, якщо збільшити діаметр труби в 2 рази?

3. Допустиме осьове навантаження у стиковому з'єднанні труби дорівнює  $P$ . Яке навантаження витримає з'єднання, якщо збільшити довжину труби в 2 рази?

4. Допустимий згинальний момент у стиковому з'єднанні труби дорівнює  $M$ . Яке навантаження витримає з'єднання, якщо збільшити товщину труби в 2 рази?

5. Допустимий згинальний момент у стиковому з'єднанні труби дорівнює  $M$ . Яке навантаження витримає з'єднання, якщо збільшити діаметр труби в 2 рази?

6. Допустимий крутний момент у стиковому з'єднанні труби дорівнює  $M_{кр}$ . Яке навантаження витримає з'єднання, якщо збільшити товщину труби в 2 рази?

7. Допустимий крутний момент у стиковому з'єднанні труби дорівнює  $M_{кр}$ . Яке навантаження витримає з'єднання, якщо збільшити діаметр труби в 2 рази?

8. Допустимий крутний момент у стиковому з'єднанні труби дорівнює  $M_{кр}$ . Яке навантаження витримає з'єднання, якщо збільшити довжину труби в 2 рази?

9. На яке навантаження може працювати стикове з'єднання?

10. На які напруження розраховується стикове з'єднання під час його роботи на осьове навантаження?
11. На які напруження розраховується стикове з'єднання під час його роботи на поперечне навантаження?
12. На які напруження розраховується стикове з'єднання під час його роботи на згинальний момент?
13. На які напруження розраховується стикове з'єднання під час його роботи на крутний момент?
14. Чому дорівнюють результуючі напруження в стиковому з'єднанні у разі одночасної дії осьової сили і згинального моменту?
15. Чому дорівнюють результуючі напруження в стиковому з'єднанні у разі одночасної дії поперечної сили і згинального моменту?
16. Чому дорівнюють результуючі напруження в стиковому з'єднанні у разі одночасної дії осьової та поперечної сил і згинального моменту?
17. Чому дорівнюють результуючі напруження в стиковому з'єднанні у разі одночасної дії осьової сили і крутного моменту?
18. Чому дорівнюють результуючі напруження в стиковому з'єднанні у разі одночасної дії поперечної сили і крутного моменту?
19. Чому дорівнюють результуючі напруження в стиковому з'єднанні у разі одночасної дії згинального і крутного моментів?
20. Чому дорівнюють результуючі напруження в стиковому з'єднанні у разі одночасної дії осьової та поперечної сил і згинального та крутного моментів?

## **2.2. Розрахунок міцності та проектування зварних таврових з'єднань без скосу крайки**

### **2.2.1. Загальна характеристика з'єднання**

У таврових з'єднаннях крайка однієї деталі торкається до поверхні іншої і вони з'єднуються кутовим швом. При цьому всі таврові з'єднання можна поділити на дві групи. До першої належать з'єднання без скосу крайки, тобто без гарантованого повного проплавлення (наприклад, з'єднання типу Т1 і Т3), до другої – з'єднання зі скосом крайки, який гарантує повне проплавлення. Приклади таврових з'єднань показані на рис. 2.13.

Таврові з'єднання зварної конструкції – це в різній мірі навантажені з'єднання. Сполучні з'єднання, тобто ті, що не передають робоче зусилля від одного елемента до іншого, виконуються, як правило, без скосу крайок. При цьому розмір катета не розраховується, а призначається

за рекомендаціями ГОСТ, які подані в додатках до них, або відповідно до галузевих норм за товщиною елементів, що з'єднуються (табл. 2.1). Робочі з'єднання, що передають навантаження, повинні розраховуватися на міцність, їх виконують як зі скосом, так і без скосу крайок.

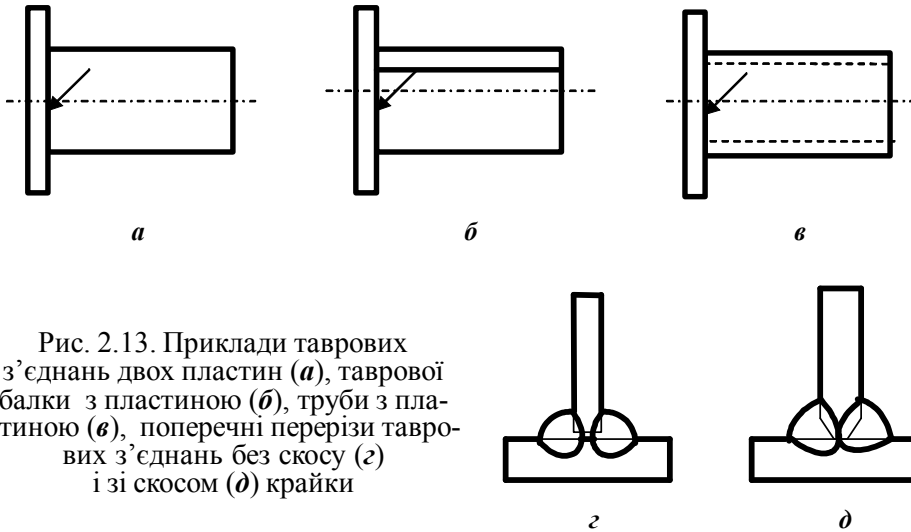


Рис. 2.13. Приклади таврових з'єднань двох пластин (а), таврової балки з пластиною (б), труби з пластиною (в), поперечні перерізи таврових з'єднань без скосу (з) і зі скосом (д) крайки

Таблиця 2.1. Мінімальний\* катет кутового шва, мм (для сталей із границею плинності до 400 МПа)

Спосіб зварювання (ГОСТ)	Товщина більш товстого із зварюваних елементів, мм							
	3...4	5	6...10	11...16	17...22	23...32	33...40	41...80
Ручне (5264) і в захисному газі (14771)	3	4	5	6	7	8	9	10
Під флюсом (8713)	3	3	4	5	6	7	8	9

\* Максимальний катет кутового шва за ГОСТ не повинен перевищувати  $1,2s_{\min}$  товщини більш тонкого елемента ( $1,2s_{\min}$ ).

Під час проектування і вибору типу з'єднання (зі скосом або без скосу крайок), якщо немає спеціальних обмежень, перевагу варто віддавати з'єднанням без скосу крайки, оскільки вони більш прості, менш трудомісткі, потребують менших витрат електроенергії та зварювальних матеріалів. У цьому випадку необхідна міцність (у тому числі і рівномірність з основним металом) забезпечується призначенням відповідного катета шва.

### 2.2.2. Розрахунковий переріз з'єднання без скосу крайок

Форма і розміри розрахункового перерізу таврового з'єднання під час розрахунку його міцності визначаються за наступними основними принципами. У розрахунковий переріз, як правило, включається вся довжина шва. Для спрощення форми розрахункового перерізу короткі ділянки шва можна в нього не включати. Товщина залежить від типу таврового з'єднання.

У з'єднанні без скосу крайок поперечний переріз шва має складну форму, однак у розрахунках міцності він спрощується, а в реальний переріз шва вписують правильний прямокутний трикутник (рис. 2.14). За розрахункову товщину  $a$  беруть довжину бісектриси прямого кута, тому що цей переріз буде мінімальним у разі ідеального трикутного перерізу шва. У такому разі товщина шва дорівнює  $0,7k$ , тобто опуклість шва і проплавлення основного металу в розрахунковий переріз не включаються. За наявності увігнутості на поверхні розрахункова товщина відповідно зменшується.

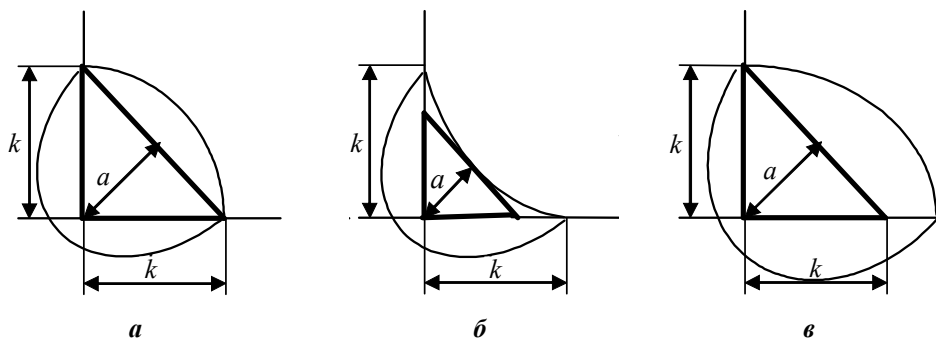


Рис. 2.14. Поперечний переріз опуклого кутового шва (*a*), увігнутого (*б*) і з різними катетами (*в*)

Іноді дозволяється у разі гарантованого глибокого проплавлення (наприклад, під час однопрохідного зварювання під флюсом) розрахункову товщину перерізу  $a$  брати рівною  $k$  (Правила Регістру).

На рис. 2.15 наведені приклади розрахункових перерізів таврових з'єднань без скосу крайки (типу Т3), побудовані виходячи з зазначених принципів. Як видно з рисунка, розрахункові перерізи зварного з'єднання істотно відрізняються від перерізів за основним металом.

Таврові з'єднання можуть працювати на всі види навантаження, тобто на розтяг-стиск осьовим (уздовж осі зварного вузла) навантаженням  $P$ , на згин під дією згинального моменту  $M$ , на зріз поперечною силою  $Q$  або крутним моментом  $M_{кр}$ .

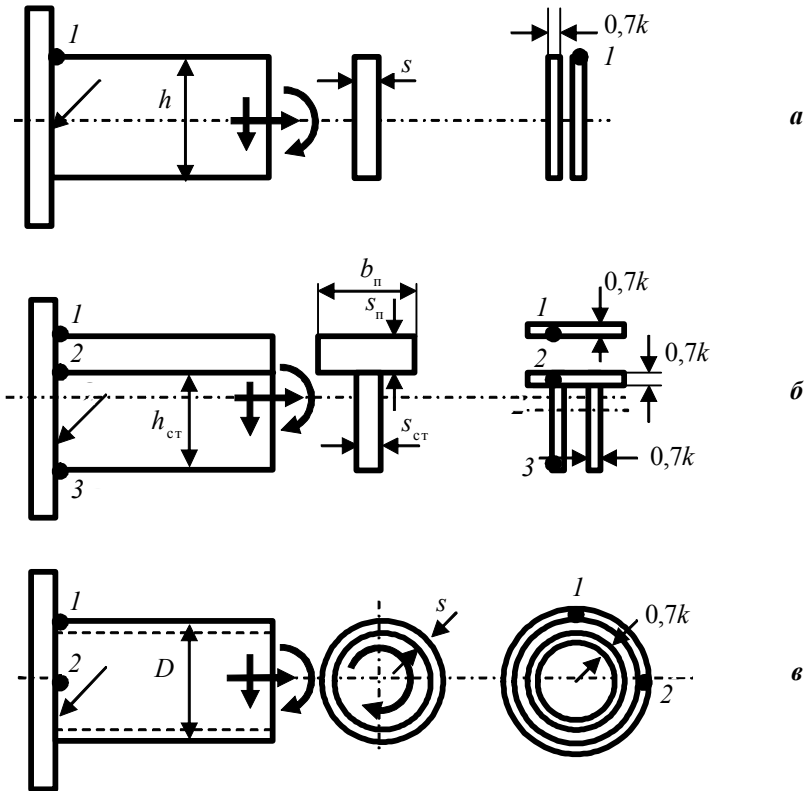


Рис. 2.15. Перерізи таврових з'єднань пластини (а), балки (б) та труби (в) за основним металом і за розрахунковими з'єднаннями без скошу крайки (Т3)

### 2.2.3. Розрахунок таврового з'єднання без скошу крайки під дією подовжнього (осьового) навантаження

Під час дії осьового навантаження  $P$  розрахунковий переріз беруть під кутом  $45^\circ$  до площини дії сил (за бісектрисою прямого кута), тому в ньому діють дотичні та нормальні напруження (рис. 2.16). Розрахунок таких з'єднань виконується на середні сумарні напруження, що умовно беруться як дотичні  $\tau_P$ .

Вважається, що ці напруження рівномірно розподілені по всій площі розрахункового перерізу (рис. 2.17), тоді

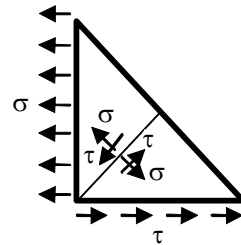


Рис. 2.16. Напружений стан кутового шва таврового з'єднання без скошу крайки

$$\tau_P = \frac{P}{F},$$

де  $F$  – площа розрахункового перерізу з'єднання. Для з'єднання пластини (див. рис. 2.15,*а*)  $F = 2ah$ , для з'єднання таврової балки (див. рис. 2.15,*б*)  $F = 2a(b_{\text{п}} + h_{\text{ст}})$ , для стику труби при однобічному зварюванні без підкладки (див. рис. 2.15,*в*)  $F = \pi Da$ . Товщина розрахункового перерізу  $a = 0,7k$ .

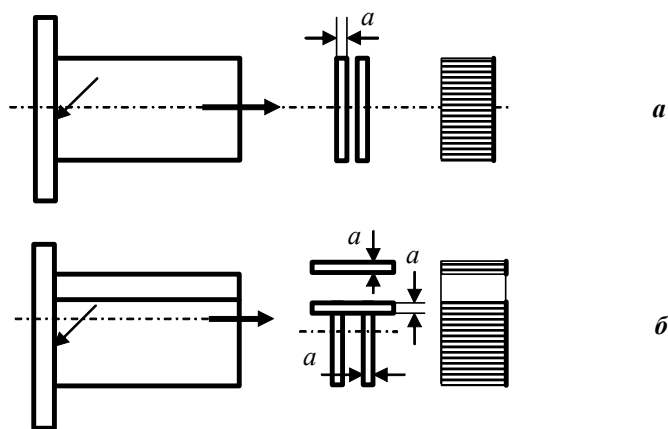


Рис. 2.17. Епюри напружень від осевого навантаження в таврових з'єднаннях пластини (*а*) і таврової балки (*б*)

У разі дії лише осевого навантаження напруження  $\tau_P$  порівнюються з допустимими, тобто умова міцності має вигляд

$$\tau_P = \frac{P}{F} \leq [\tau'].$$

#### 2.2.4. Розрахунок таврового з'єднання без скосу крайки під дією згинального моменту

Під дією згинального моменту  $M$  в розрахунковому перерізі також утворюються нормальні та дотичні напруження, а розрахунок ведеться на середні сумарні, які умовно вважаються дотичними  $\tau_M$ . При цьому вважається, що по ширині перерізу напруження розподілені рівномірно, а по висоті (за висоту взято розмір  $u$  площині дії згинального моменту) – за лінійним законом з нулем у центрі ваги перерізу (рис. 2.18).

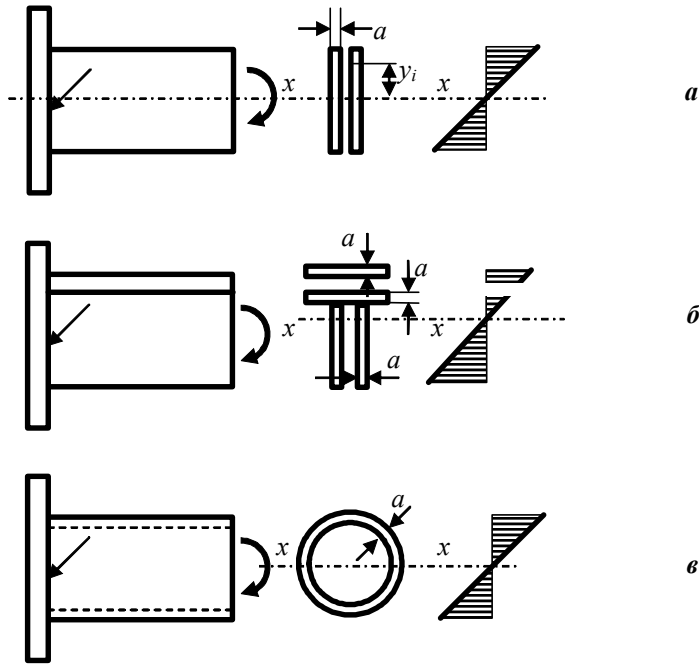


Рис. 2.18. Розподіл напружень від згину за висотою розрахункового перерізу таврового з'єднання пластини (а), балки (б) і труби (в)

Напруження в будь-якій точці (на відстані  $y_i$  від ЦВ перерізу) можуть бути знайдені за формулою

$$\tau_{Mi} = \frac{My_i}{I_{\text{шв}}}$$

Максимальні напруження (у найбільш віддаленій точці перерізу) у цьому випадку будуть

$$\tau_M = \frac{My_{\text{max}}}{I_{\text{шв}}} = \frac{M}{W_{\text{шв}}}$$

де  $W_{\text{шв}} = I_x / y_{\text{max}}$  – момент опору розрахункового перерізу шва відносно осі, що перпендикулярна до площини згину.

У разі дії лише згинального моменту  $M$  напруження  $\tau_M$  порівнюються з допустимими, тобто умова міцності має вигляд

$$\tau_M = \frac{M}{W_{\text{шв}}} \leq [\tau']$$

### **2.2.5. Розрахунок таврового з'єднання без скосу крайки під дією поперечного навантаження**

Під час дії поперечної сили  $Q$  у розрахунковому перерізі утворюються дотичні напруження  $\tau_Q$ . Для розрахунку вважається, що ці напруження розподілені рівномірно, але тільки в межах перерізу вертикальних швів (швів, спрямованих уздовж поперечної сили  $Q$ ), тобто

$$\tau_Q = \frac{Q}{F_Q},$$

де  $F_Q$  – площа частини розрахункового перерізу з'єднання, рівнобіжної поперечній силі. Для з'єднання пластини (див. рис. 2.15,а)  $F_Q = 2ah$ , для з'єднання таврової балки (див. рис. 2.15,б)  $F_Q = 2ah_{\text{ст}}$ . У випадку, якщо з'єднання має складні криволінійні обриси, за довжину вертикального шва беруть довжину вертикальної проекції швів. Наприклад, для з'єднання труби (див. рис. 2.15,в) довжина вертикальної проекції швів дорівнює діаметру, тоді площа  $F_Q = D \cdot 2a$ . Товщина розрахункового перерізу  $a = 0,7k$ .

У разі дії лише поперечної сили  $Q$  напруження  $\tau_Q$  порівнюються з допустимими, тобто умова міцності має вигляд

$$\tau_Q = \frac{Q}{F_Q} \leq [\tau'].$$

### **2.2.6. Розрахунок таврового з'єднання без скосу крайки під дією крутного моменту**

При роботі на крутіння під дією крутного моменту  $M_{\text{кр}}$  таврове з'єднання розраховується на дотичні напруження  $\tau_{\text{кр}}$ , величина яких у будь-якій точці розрахункового перерізу береться прямо пропорційною відстані від цієї точки до центра ваги перерізу (див. рис. 2.15,в). Тому величина цих напружень може бути знайдена за формулою

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{M_{\text{кр}} r_i}{I_P}.$$

Максимальні напруження діють у найбільш віддаленій від центра ваги точці перерізу, їх величина може бути знайдена за формулою

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{M_{\text{кр}}}{W_P}.$$



Пластини і балки відкритого профілю (таврові та двотаврові) на крутіння працюють погано, тому для такого навантаження їх звичайно не застосовують. У разі роботи на крутіння використовуються елементи замкнутого профілю. Оптимальними, а отже, і найбільш розповсюдженими в цих випадках є труби, що мають розрахункові перерізи у вигляді кільця.

У випадку дії лише крутного моменту розраховані напруження порівнюються з допустимими на зріз у зварному з'єднанні, тобто умова міцності має вигляд

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_p} \leq [\tau'].$$

### **2.2.7. Розрахунок таврового з'єднання без скосу крайки при одночасній дії кількох видів навантаження**

Якщо на з'єднання діє одночасно кілька видів навантаження, то з допустимими порівнюються лише результуючі напруження, знайдені як сума складових у небезпечних точках. Принципи визначення результуючих напружень аналогічні тим, що використовувалися в стикових з'єднаннях (див. п. 2.1.7), тобто складові напруження знаходяться з урахуванням принципу незалежності дії сил. Спосіб підсумовування залежить від взаємного напрямку дії складових: за однією віссю підсумовуються алгебраїчно ( $\tau_{рез} = \tau_1 + \tau_2$ ), а за взаємно перпендикулярними осями – геометрично ( $\tau_{рез} = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2}$ ).

Так, у разі одночасної дії на з'єднання пластини (див. рис. 2.15,а) осьової та поперечної сил і згинального моменту умова міцності буде мати вигляд

$$\tau_{рез} = \sqrt{(\tau_P + \tau_M)^2 + \tau_Q^2} \leq [\tau'].$$

У з'єднанні таврової балки (див. рис. 2.15,б) при одночасній дії осьової та поперечної сил і згинального моменту небезпечною може бути одна з трьох точок 1, 2 або 3. У таких випадках необхідно скласти умову міцності для кожної точки окремо:

$$\tau_{рез1} = \tau_P + \tau_{M1} \leq [\tau'], \quad \text{де} \quad \tau_{M1} = \frac{My_1}{I_{шв}};$$

$$\tau_{рез2} = \sqrt{(\tau_P + \tau_{M2})^2 + \tau_Q^2} \leq [\tau'], \quad \text{де} \quad \tau_{M2} = \frac{My_2}{I_x};$$

$$\tau_{рез3} = \sqrt{(\tau_M - \tau_P)^2 + \tau_Q^2} \leq [\tau'], \quad \text{де} \quad \tau_M = \frac{M}{W_{шв}}.$$

Деяку особливість має розрахунок таврового з'єднання у випадках, коли один зі з'єднаних елементів працює в площині малої жорсткості (рис. 2.19).

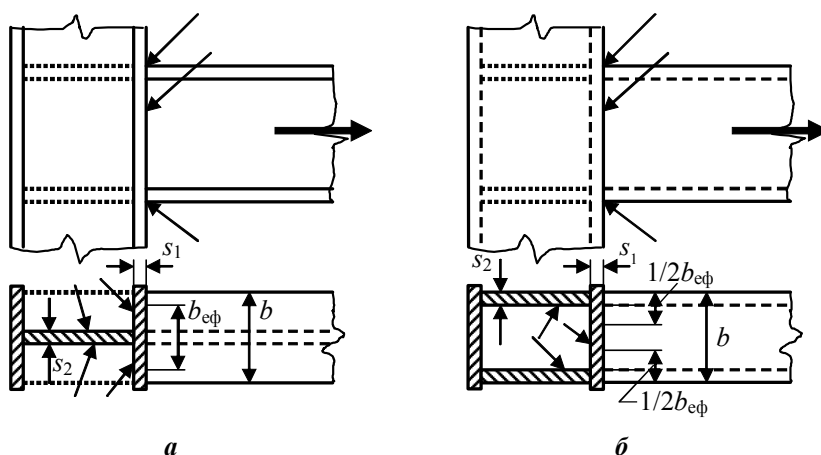


Рис. 2.19. З'єднання балки зі стійкою двотаврового (а) і коробчатого (б) перерізів

У наведених прикладах полиця стійки має в місці з'єднання малу жорсткість, тому що працює на згин із площини листа. У таких випадках у розрахунковий переріз необхідно включати не всю довжину за шириною полиці  $b$ , а лише її частину (так звану *ефективну довжину шва*).

Рекомендаціями Міжнародного інституту зварювання (МІЗ) пропонується:

$$b_{эф} = (7...10)s_1 + s_2 - \text{для двотаврового перерізу (див. рис. 2.19, а);}$$

$$b_{эф} = (5...7)s_1 + 2s_2 - \text{для коробчатого перерізу (див. рис. 2.19, б).}$$

Перші значення в дужках відповідають розтягу, а другі – стиску.

Для забезпечення достатньої жорсткості та підвищення працездатності таких з'єднань бажано ставити додаткові ребра жорсткості (косинці), як показано пунктиром на рис. 2.19.

Умови міцності дозволяють перевіряти міцність готового з'єднання, знаходити допустиме навантаження, підбирати клас міцності сталі, визначати необхідний катет шва під час проектування зварної конструкції. В останньому випадку необхідно стежити, щоб катет не виходив за межі, передбачені ГОСТ для товщин, що з'єднуються (див. табл. 2.1). Якщо катет менший від установленого мінімуму, його збільшують до необхідної величини. У випадку перевищення максимуму  $1,2s_{\min}$  необхідно застосувати з'єднання зі скосом крайок або змінити конструкцію вузла.

### 2.2.8. Приклад розрахунку таврового з'єднання без скосу крайки

На обух зі сталі Ст3 ( $\sigma_T = 240$  МПа), приварений до плити без скосу крайки катетом  $k = 5$  мм із двох сторін (з'єднання типу ТЗ), діє сила натягу троса  $T = 75$  кН під кутом  $\alpha = 60^\circ$  (рис. 2.20). Розміри вузла:  $l = 150$  мм,  $h = 50$  мм,  $c = 30$  мм,  $s = 8$  мм. Коефіцієнт запасу міцності взяти 1,5.

1. Перевірити міцність зварного з'єднання обуха із плитою.

2. Чи буде забезпечена міцність, якщо збільшити кут  $\alpha$ ?

3. Чи буде забезпечена міцність, якщо збільшити силу натягу троса до 85 кН?

#### Розв'язання

1. Визначимо навантаження, що діє на зварне з'єднання. Для цього силу  $T$  розкладемо на осьові складові – горизонтальну  $Q = T \cos \alpha$  і вертикальну  $P = T \sin \alpha$ .

Вертикальна складова, крім осьового навантаження (відриву), створює згинальний момент  $M_P = T \sin \alpha \left( \frac{l}{2} - c \right)$ , а горизонтальна складова, крім поперечної (зсувної) сили, створює згинальний момент  $M_Q = T \cos \alpha \cdot h$ . У всіх випадках для визначення моменту сили плече дорівнює найкоротшій відстані від ЦВ з'єднання до лінії дії сили.

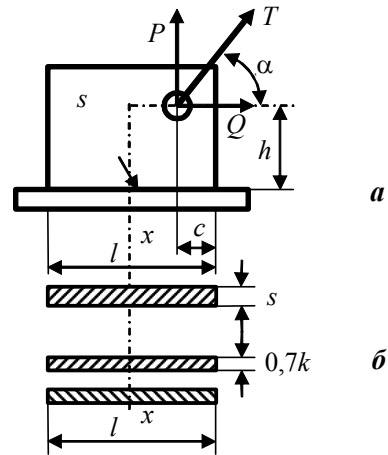


Рис. 2.20. Обух для кріплення троса, розрахункові перерізи обуха (а) і таврового з'єднання без скосу крайки (б)

Зважаючи, що обидва моменти діють в одній площині, але в протилежних напрямках, то їх сума  $M = |M_P + M_Q|$ . Тут визначається абсолютне значення сумарного моменту, тому що з погляду розрахунку міцності напрямком моменту не має значення, змінюється лише положення небезпечної точки.

2. Геометричні характеристики розрахункового перерізу (див. рис. 2.20, б) наступні:

положення ЦВ перерізу – посередині довжини;

площа перерізу  $F = F_Q = 2 \cdot 0,7kl$ ;

осьовий момент інерції  $I_x = \frac{2 \cdot 0,7kl^3}{12}$ ;

момент опору  $W_x = \frac{I_x \cdot 2}{l} = \frac{0,7kl^2}{3}$ .

3. Складові напружень такі:

від осьового навантаження  $\tau_P = \frac{P}{F} = \frac{T \sin \alpha}{2 \cdot 0,7kl}$ ;

від поперечного навантаження  $\tau_Q = \frac{Q}{F_Q} = \frac{T \cos \alpha}{2 \cdot 0,7kl}$ ;

від згинального моменту

$$\tau_M = \frac{M}{W_x} = \frac{3 \left[ T \sin \alpha \cdot \left( \frac{l}{2} - c \right) - T \cos \alpha \cdot h \right]}{0,7kl^2} = \frac{3T \left[ \sin \alpha \left( \frac{l}{2} - c \right) - \cos \alpha \cdot h \right]}{0,7kl^2}.$$

Результуючі напруження (з урахуванням взаємного напрямку складових)

$$\begin{aligned} \tau_{\text{рез}} &= \sqrt{(\tau_P + \tau_M)^2 + \tau_Q^2} = \\ &= \sqrt{\left\{ \frac{T \sin \alpha}{2 \cdot 0,7kl} + \frac{3T \left[ \sin \alpha \left( \frac{l}{2} - c \right) - \cos \alpha \cdot h \right]}{0,7kl^2} \right\}^2 + \left( \frac{T \cos \alpha}{2 \cdot 0,7kl} \right)^2} = \end{aligned}$$

$$= \frac{T}{2 \cdot 0,7kl} \sqrt{\left\{ \sin \alpha + \frac{6}{l} \left[ \sin \alpha \left( \frac{l}{2} - c \right) - \cos \alpha \cdot h \right] \right\}^2 + \cos^2 \alpha}$$

4. Допустимі напруження

$$[\tau'] = 0,65[\sigma'] = 0,65 \frac{\sigma_T}{k_3} = 0,65 \cdot \frac{240}{1,5} = 104 \text{ МПа.}$$

5. Умова міцності

$$\frac{T}{2 \cdot 0,7kl} \sqrt{\left\{ \sin \alpha + \frac{6}{l} \left[ \sin \alpha \left( \frac{l}{2} - c \right) - \cos \alpha \cdot h \right] \right\}^2 + \cos^2 \alpha} \leq [\tau']$$

або після підстановки числових значень

$$\frac{75 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 0,7 \cdot 5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,15} \times$$

$$\times \sqrt{\left\{ \sin 60^\circ + \frac{6}{0,15} \left[ \sin 60^\circ \left( \frac{0,15}{2} - 0,03 \right) - \cos 60^\circ \cdot 0,05 \right] \right\}^2 + \cos^2 60^\circ} \leq$$

$$\leq 104 \text{ МПа.}$$

Після обчислень маємо  $108 \leq 104$ . Максимальні напруження перевищують допустимі не більш ніж на 5 %, тому вважаємо, що міцність з'єднання забезпечена.

6. Якщо збільшувати кут  $\alpha$ , збільшиться вертикальна складова  $P$  і зменшиться горизонтальна  $Q$ . Аналіз виразу для результуючих напружень показує, що при куті  $60^\circ$  у напруженнях від згинального моменту переважає саме осьова складова (перший вираз у квадратних дужках). Тому зі збільшенням кута  $\alpha$  напруження від згину будуть збільшуватися, тоді як геометрична сума  $\tau_P$  і  $\tau_Q$  буде залишатися постійною. У такий спосіб результуючі напруження збільшаться, умова міцності не буде виконуватися.

При деякому зменшенні кута  $\alpha$  картина буде зворотною. Складова  $\tau_M$  зменшиться, відповідно зменшаться і результуючі напруження. Запас

міцності збільшиться. Однак, якщо значно зменшувати кут  $\alpha$ , складова  $\tau_M$  за модулем знову почне зростати і міцність зменшиться.

Очевидно, мінімальну величину результуючі напруження будуть мати за такого кута  $\alpha$ , коли складова напружень від моментів перетвориться в нуль, тобто момент від осьової сили буде дорівнювати моменту від поперечної сили.

Задача оптимізації кута може бути розв'язана і графічно. Для цього досить накреслити вузол у масштабі та знайти кут, під яким лінія дії сили натягу троса пройде через середину (ЦВ) шва.

7. Якщо збільшити силу натягу троса, не змінюючи кут, результуючі напруження пропорційно зростуть (це видно з виразу для результуючих напружень) та умова міцності не виконається. Аналогічна картина буде і при зменшенні катета. А товщина обуха в умову міцності з'єднання не входить, тому міцність з'єднання за зміни товщини не змінюється. Однак, якщо мова йде про міцність вузла в цілому, варто враховувати можливість руйнування за основним металом. В останньому випадку міцність, природно, буде залежати від товщини.

### 2.2.9. Задачі для самостійної роботи

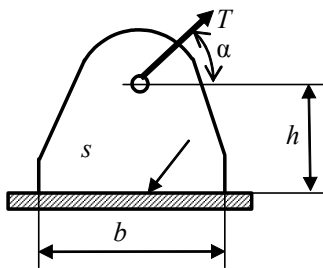


Рис. 2.21. Вертикальний симетричний обух

**Задача 2.2.1.** Обух зі сталі Ст3 (рис. 2.21) приварений без скосу крайки (Т3) до плити і служить для закріплення троса. Розміри вузла:  $b = 150$  мм,  $h = 150$  мм,  $s = 8$  мм, катет  $k = 5$  мм, кут нахилу троса  $\alpha = 30^\circ$ .

1. Визначте допустиму силу натягу троса  $T$ .
2. Як зміниться допустима сила, якщо збільшити кут  $\alpha$ ?
3. Як зміниться допустима сила, якщо збільшити товщину обуха  $s$ ?

**Задача 2.2.2.** Обух зі сталі Ст3 (див. рис. 2.21) приварений без скосу крайки (Т3) до плити і служить для закріплення троса. Розміри вузла:  $b = 150$  мм,  $h = 150$  мм,  $s = 8$  мм, катет  $k = 5$  мм, кут нахилу троса  $\alpha = 60^\circ$ .

1. Визначте допустиму силу натягу троса  $T$ .
2. Як зміниться допустима сила, якщо зменшити кут  $\alpha$ ?
3. Як зміниться допустима сила, якщо зменшити товщину обуха  $s$ ?

**Задача 2.2.3.** Обух зі сталі 10ХСНД (див. рис. 2.21) приварений без скосу крайки (Т3) до плити і служить для закріплення троса. Розміри

вузла:  $b = 200$  мм,  $h = 150$  мм,  $s = 10$  мм, зусилля на тросі  $T = 50$  кН, кут нахилу троса  $\alpha = 30^\circ$ .

1. Визначте необхідний катет (або товщину) шва.
2. Як зміниться необхідний катет, якщо збільшити кут  $\alpha$ ?
3. Як зміниться необхідний катет, якщо збільшити розмір  $h$ ?

**Задача 2.2.4.** Обух зі сталі 10ХСНД (див. рис. 2.21) приварений без скосу крайки (ТЗ) до плити і служить для закріплення троса. Розміри вузла:  $b = 200$  мм,  $h = 150$  мм,  $s = 10$  мм, зусилля на тросі  $T = 50$  кН, кут нахилу троса  $\alpha = 60^\circ$ .

1. Визначте необхідний катет (або товщину) шва.
2. Як зміниться необхідний катет, якщо зменшити кут  $\alpha$ ?
3. Як зміниться необхідний катет, якщо зменшити розмір  $h$ ?

**Задача 2.2.5.** Обух зі сталі (див. рис. 2.21) приварений без скосу крайки (ТЗ) до плити і служить для закріплення троса. Розміри вузла:  $b = 200$  мм,  $h = 150$  мм,  $s = 10$  мм, зусилля на тросі  $T = 50$  кН, кут нахилу троса  $\alpha = 30^\circ$ , катет шва  $k = 5$  мм.

1. Визначте необхідний клас міцності сталі.
2. Як зміниться необхідний клас міцності сталі, якщо збільшити товщину  $s$ ?
3. Як зміниться необхідний клас міцності сталі, якщо збільшити розмір  $b$ ?

**Задача 2.2.6.** Обух зі сталі Ст3 (див. рис. 2.21) приварений без скосу крайки (ТЗ) до плити і служить для закріплення троса. Розміри вузла:  $b = 120$  мм,  $h = 120$  мм,  $s = 12$  мм, зусилля на тросі  $T = 50$  кН, кут нахилу троса  $\alpha = 45^\circ$ , катет шва  $k = 6$  мм.

1. Перевірте міцність з'єднання.
2. Чи буде забезпечена міцність з'єднання, якщо збільшити товщину  $s$ ?
3. Чи буде забезпечена міцність з'єднання, якщо збільшити кут  $\alpha$  до  $90^\circ$ ?

**Задача 2.2.7.** Обух зі сталі 10ХСНД (рис. 2.22) приварений без скосу крайки (ТЗ) до шогли і служить для закріплення троса. Розміри вузла:  $l = 100$  мм,  $h = 100$  мм,  $s = 10$  мм,  $\alpha = 45^\circ$ ,  $T = 50$  кН.

1. Визначте необхідний катет (або товщину) шва.
2. Як зміниться необхідний катет, якщо збільшити розмір  $h$ ?
3. Як зміниться необхідний катет, якщо збільшити розмір  $l$ ?

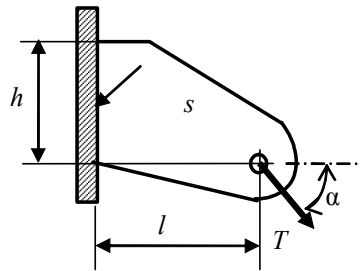


Рис. 2.22. Горизонтальний несиметричний обух

**Задача 2.2.8.** Обух зі сталі 10ХСНД (див. рис. 2.22) приварений без скосу крайки (Т3) до щогли і служить для закріплення троса. Розміри вузла:  $l = 200$  мм,  $h = 100$  мм,  $s = 10$  мм,  $\alpha = 30^\circ$ , катет  $k = 5$  мм.

1. Визначте допустиму силу натягу троса.
2. Як зміниться допустима сила, якщо зменшити кут  $\alpha$ ?
3. Як зміниться допустима сила, якщо збільшити розмір  $l$ ?

**Задача 2.2.9.** Обух зі сталі 10ХСНД (див. рис. 2.22) приварений без скосу крайки (Т3) до щогли і служить для закріплення троса. Розміри вузла:  $l = 200$  мм,  $h = 100$  мм,  $s = 10$  мм,  $\alpha = 15^\circ$ , катет  $k = 5$  мм.

1. Визначте допустиму силу натягу троса.
2. Як зміниться допустима сила, якщо збільшити кут  $\alpha$ ?
3. Як зміниться допустима сила, якщо зменшити розмір  $l$ ?

**Задача 2.2.10.** Обух зі сталі (див. рис. 2.22) приварений без скосу крайки (Т3) до щогли і служить для закріплення троса. Розміри вузла:  $l = 150$  мм,  $h = 100$  мм,  $s = 10$  мм,  $\alpha = 45^\circ$ , катет  $k = 8$  мм,  $T = 30$  кН.

1. Визначте необхідний клас міцності сталі.
2. Як зміниться необхідний клас міцності, якщо збільшити кут  $\alpha$ ?
3. Як зміниться необхідний клас міцності, якщо збільшити товщину  $s$ ?

**Задача 2.2.11.** Обух зі сталі (див. рис. 2.22) приварений без скосу крайки (Т3) до щогли і служить для закріплення троса. Розміри вузла:  $l = 150$  мм,  $h = 100$  мм,  $s = 10$  мм,  $\alpha = 60^\circ$ , катет  $k = 8$  мм,  $T = 30$  кН.

1. Визначте необхідний клас міцності сталі.
2. Як зміниться необхідний клас міцності, якщо зменшити кут  $\alpha$ ?
3. Як зміниться необхідний клас міцності, якщо зменшити товщину  $s$ ?

**Задача 2.2.12.** Патрубок із сталі Ст3 (рис. 2.23) приварений без скосу крайки (Т1) до вертикальної плити. Розміри вузла:  $l = 300$  мм,  $d = 150$  мм,  $s = 10$  мм,  $\alpha = 30^\circ$ ,  $T = 50$  кН.

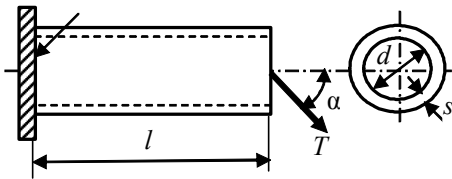


Рис. 2.23. Патрубок

1. Визначте необхідний катет (або товщину) шва.

2. Як зміниться необхідний катет, якщо збільшити кут  $\alpha$ ?

3. Як зміниться необхідний катет, якщо збільшити товщину  $s$ ?

**Задача 2.2.13.** Патрубок із сталі Ст3 (див. рис. 2.23) приварений без скосу крайки (Т1) до вертикальної плити. Розміри вузла:  $l = 350$  мм,  $d = 200$  мм,  $s = 10$  мм,  $\alpha = 30^\circ$ , катет  $k = 5$  мм.

1. Визначте допустиме значення сили  $T$ .



2. Як зміниться допустиме значення сили, якщо збільшити кут  $\alpha$ ?
3. Як зміниться допустиме значення сили, якщо збільшити товщину  $s$ ?

**Задача 2.2.14.** Патрубок із сталі (див. рис. 2.23) приварений без ско-су крайки (Т1) до вертикальної плити. Розміри вузла:  $l = 400$  мм,  $d = 200$  мм,  $s = 8$  мм,  $\alpha = 30^\circ$ , катет  $k = 5$  мм,  $T = 50$  кН.

1. Визначте необхідний клас міцності сталі.
2. Як зміниться необхідний клас міцності, якщо збільшити діаметр?
3. Як зміниться необхідний клас міцності, якщо збільшити товщину  $s$ ?

**Задача 2.2.15.** Патрубок із сталі Ст3 (див. рис. 2.23) приварений без ско-су крайки (Т1) до вертикальної плити. Розміри вузла:  $l = 350$  мм,  $d = 200$  мм,  $s = 8$  мм,  $\alpha = 60^\circ$ , катет  $k = 5$  мм,  $T = 50$  кН.

1. Перевірте міцність з'єднання.
2. Чи буде забезпечена міцність з'єднання, якщо збільшити кут  $\alpha$ ?
3. Чи буде забезпечена міцність з'єднання, якщо зменшити товщину  $s$ ?

**Задача 2.2.16.** Обух зі сталі 09Г2 (рис. 2.24) приварений без ско-су крайки (Т3) до палуби і служить для за-кріплення троса. Розміри вузла:  $l = 150$  мм,  $h = 100$  мм,  $s = 10$  мм,  $\alpha = 45^\circ$ ,  $b = c = 30$  мм,  $T = 100$  кН.

1. Визначте необхідний катет (або тов-щину) шва.
2. Як зміниться необхідний катет, якщо збільшити кут  $\alpha$ ?
3. Як зміниться необхідний катет, якщо збільшити розмір  $l$ ?

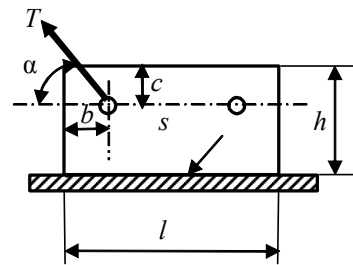


Рис. 2.24. Вертикальний несиметричний обух

**Задача 2.2.17.** Обух зі сталі 09Г2 (див. рис. 2.24) приварений без ско-су крайки (Т3) до палуби і служить для закріплення троса. Роз-міри вузла:  $l = 150$  мм,  $h = 100$  мм,  $s = 10$  мм,  $\alpha = 60^\circ$ ,  $b = c = 30$  мм,  $T = 100$  кН.

1. Визначте необхідний катет (або товщину) шва.
2. Як зміниться необхідний катет, якщо зменшити кут  $\alpha$ ?
3. Як зміниться необхідний катет, якщо збільшити розмір  $l$ ?

**Задача 2.2.18.** Обух зі сталі Ст3 (див. рис. 2.24) приварений без ско-су крайки (Т3) до палуби і служить для закріплення троса. Розміри вузла:  $l = 300$  мм,  $h = 150$  мм,  $s = 12$  мм,  $\alpha = 30^\circ$ ,  $b = c = 50$  мм, катет  $k = 6$  мм.

1. Визначте допустиму силу  $T$ .
2. Як зміниться допустима сила, якщо збільшити кут  $\alpha$ ?
3. Як зміниться допустима сила, якщо збільшити товщину  $s$ ?

**Задача 2.2.19.** Обух зі сталі Ст3 (див. рис. 2.24) приварений без ско-су крайки (Т3) до палуби і служить для закріплення троса. Розміри вузла:  $l = 300$  мм,  $h = 150$  мм,  $s = 12$  мм,  $\alpha = 60^\circ$ ,  $b = c = 50$  мм, катет  $k = 6$  мм.

1. Визначте допустиму силу  $T$ .
2. Як зміниться допустима сила, якщо зменшити кут  $\alpha$ ?
3. Як зміниться допустима сила, якщо збільшити катет?

**Задача 2.2.20.** Обух зі сталі Ст3 (див. рис. 2.24) приварений без ско-су крайки (Т3) до палуби і служить для закріплення троса. Розміри вузла:  $l = 300$  мм,  $h = 150$  мм,  $s = 12$  мм,  $\alpha = 45^\circ$ ,  $b = c = 50$  мм, катет  $k = 6$  мм.

1. Визначте допустиму силу  $T$ .
2. Як зміниться допустима сила, якщо зменшити кут  $\alpha$ ?
3. Як зміниться допустима сила, якщо збільшити довжину  $l$ ?

**Задача 2.2.21.** Обух зі сталі (див. рис. 2.24) приварений без ско-су крайки (Т3) до палуби і служить для закріплення троса. Розміри вузла:  $l = 300$  мм,  $h = 150$  мм,  $s = 12$  мм,  $\alpha = 45^\circ$ ,  $b = c = 50$  мм, катет  $k = 5$  мм,  $T = 300$  кН.

1. Визначте необхідний клас міцності сталі.
2. Як зміниться необхідний клас міцності, якщо збільшити кут  $\alpha$ ?
3. Як зміниться необхідний клас міцності, якщо збільшити висоту  $h$ ?

**Задача 2.2.22.** Обух зі сталі (рис. 2.25) приварений без ско-су крайки (Т3) до палуби і служить для закріплення троса. Розміри вузла:  $l = 300$  мм,  $h = 100$  мм,  $s = 12$  мм,  $\alpha = 30^\circ$ ,  $b = 50$  мм, катет  $k = 5$  мм,  $T = 50$  кН.

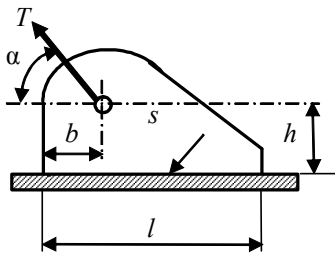


Рис. 2.25. Вертикальний несиметричний обух

1. Визначте необхідний клас міцності сталі.
2. Як зміниться необхідний клас міцності, якщо збільшити кут  $\alpha$ ?
3. Як зміниться необхідний клас міцності, якщо збільшити висоту  $h$ ?

**Задача 2.2.23.** Обух зі сталі 09Г2 (див. рис. 2.25) приварений без ско-су крайки (Т3) до палуби і служить для закріплення троса. Розміри вузла:  $l = 250$  мм,  $h = 100$  мм,  $s = 12$  мм,  $\alpha = 45^\circ$ ,  $b = 75$  мм, катет  $k = 6$  мм.

1. Визначте допустиму силу  $T$ .
2. Як зміниться допустима сила, якщо збільшити товщину  $s$ ?
3. Як зміниться допустима сила, якщо збільшити висоту  $h$ ?

**Задача 2.2.24.** Обух зі сталі Ст3 (див. рис. 2.25) приварений без ско-су крайки (ТЗ) до палуби і служить для закріплення троса. Розміри вузла:  $l = 250$  мм,  $h = 100$  мм,  $s = 10$  мм,  $\alpha = 30^\circ$ ,  $b = 50$  мм, катет  $k = 6$  мм.

1. Визначте необхідний катет (або товщину) шва.
2. Як зміниться необхідний катет, якщо збільшити розмір  $l$ ?
3. Як зміниться необхідний катет, якщо збільшити висоту  $h$ ?

### **Контрольні питання**

1. Допустиме осьове навантаження в тавровому з'єднанні обуха без ско-су крайки (ТЗ) дорівнює  $P$ . Яке навантаження витримає з'єднання, якщо збільшити висоту обуха в 2 рази?

2. Допустиме осьове навантаження в тавровому з'єднанні обуха без ско-су крайки (ТЗ) дорівнює  $P$ . Яке навантаження витримає з'єднання, якщо збільшити ширину обуха в 2 рази?

3. Допустиме осьове навантаження в тавровому з'єднанні обуха без ско-су крайки (ТЗ) дорівнює  $P$ . Яке навантаження витримає з'єднання, якщо збільшити катет у 2 рази?

4. Допустиме осьове навантаження в тавровому з'єднанні обуха без ско-су крайки (ТЗ) дорівнює  $P$ . Яке навантаження витримає з'єднання, якщо збільшити товщину обуха в 2 рази?

5. Допустиме осьове навантаження в тавровому з'єднанні обуха без ско-су крайки (ТЗ) дорівнює  $P$ . Яке навантаження витримає з'єднання, якщо зменшити висоту обуха в 2 рази?

6. Допустиме осьове навантаження в тавровому з'єднанні обуха без ско-су крайки (ТЗ) дорівнює  $P$ . Яке навантаження витримає з'єднання, якщо зменшити ширину обуха в 2 рази?

7. Допустиме осьове навантаження в тавровому з'єднанні обуха без ско-су крайки (ТЗ) дорівнює  $P$ . Яке навантаження витримає з'єднання, якщо зменшити катет у 2 рази?

8. На яке навантаження може працювати таврове з'єднання?

9. На які напруження розраховується таврове з'єднання ТЗ під час роботи на осьове навантаження?

10. На які напруження розраховується таврове з'єднання ТЗ під час роботи на поперечне навантаження?

11. На які напруження розраховується таврове з'єднання ТЗ під час роботи на згинальний момент?

12. На які напруження розраховується таврове з'єднання ТЗ під час роботи на крутний момент?

13. Чому дорівнюють результуючі напруження в тавровому з'єднанні ТЗ у разі одночасної дії осьової сили і згинального моменту?
14. Чому дорівнюють результуючі напруження в тавровому з'єднанні ТЗ у разі одночасної дії поперечної сили і згинального моменту?
15. Чому дорівнюють результуючі напруження в тавровому з'єднанні ТЗ у разі одночасної дії осьової та поперечної сил і згинального моменту?
16. Чому дорівнюють результуючі напруження в тавровому з'єднанні ТЗ у разі одночасної дії осьової сили і крутного моменту?
17. Чому дорівнюють результуючі напруження в тавровому з'єднанні ТЗ у разі одночасної дії поперечної сили і крутного моменту?
18. Чому дорівнюють результуючі напруження в тавровому з'єднанні ТЗ у разі одночасної дії згинального і крутного моментів?
19. Чому дорівнюють результуючі напруження в тавровому з'єднанні ТЗ у разі одночасної дії осьової та поперечної сил, згинального і крутного моментів?

### **2.3. Розрахунок міцності та проектування зварних таврових з'єднань зі скосом крайки**

#### **2.3.1. Загальна характеристика з'єднання**

Таврові з'єднання зі скосом крайки застосовуються звичайно для важконавантажених робочих з'єднань. Скіс крайок у цьому випадку виконується з метою гарантування проплавлення за всією товщиною елемента, що приварюється. Це особливо важливо, якщо необхідно зменшити ступінь концентрації напружень, наприклад якщо з'єднання працює під дією циклічного навантаження.

Усі параметри підготовки крайки (кут скосу, притуплення) і розміри шва після зварювання встановлюються відповідними стандартами на основні типи, конструктивні елементи та розміри в залежності від товщини деталі, що притикається.

Якщо з'єднання виконане зі скосом крайок, наплавлений метал рівномірний з основним і під час проектування виконаний розрахунок самої конструкції за основним металом, то розрахунок міцності таврового з'єднання можна не виконувати. У тих випадках, коли рівномірність не може бути досягнута з об'єктивних причин, необхідно зробити розрахунок з'єднання на достатню міцність.

### 2.3.2. Розрахунковий переріз з'єднання зі скосом крайок

Форма і розміри розрахункового перерізу такого з'єднання в розрахунках його міцності визначаються виходячи з наступних основних принципів. У розрахунковий переріз, як правило, включається вся довжина шва. Товщина розрахункового перерізу дорівнює товщині металу приварного елемента, тобто  $a = s$ . Опуклість такого шва в розрахунковий переріз не включається.

На рис. 2.26 показані приклади розрахункових перерізів таврових з'єднань зі скосом крайки (з повним проплавленням). Як видно з рисунка, форма і розміри розрахункового перерізу такого з'єднання цілком збігаються з перерізом приварного елемента. Тому розрахунок міцності таврового з'єднання зі скосом крайки виконується так само, як і стикового з'єднання.

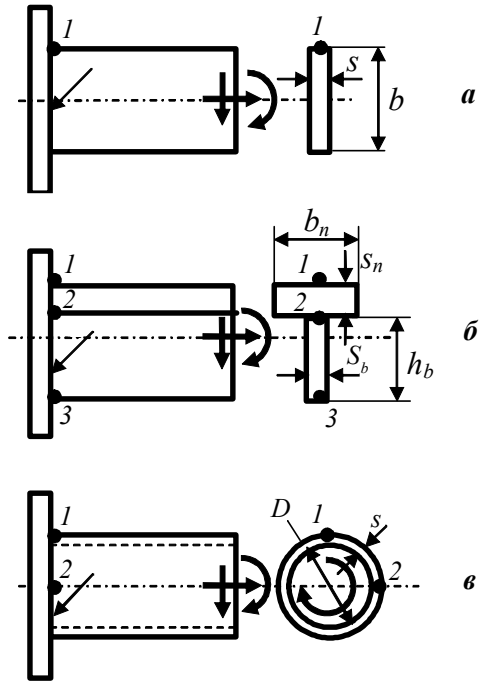


Рис. 2.26. Приклади розрахункових перерізів таврових з'єднань пластини (а), балки (б) і труби (в)

### 2.3.3. Розрахунок зварного з'єднання під дією подовжнього (осьового) навантаження

У разі дії осьового навантаження  $P$  розрахунок ведеться на нормальні напруження  $\sigma_P$ , що вважаються рівномірно розподіленими за всією площею розрахункового перерізу. Величина цих напружень визначається виразом

$$\sigma_P = \frac{P}{F_{\text{шв}}},$$

де  $F_{\text{шв}}$  – площа розрахункового перерізу з'єднання. Для з'єднання пластини (див. рис. 2.26,а)  $F_{\text{шв}} = sb$ , для з'єднання таврової балки (див. рис. 2.26,б)  $F_{\text{шв}} = s_n b_n + s_b h_b$ , для з'єднання труби (див. рис. 2.26,в)  $F_{\text{шв}} = \pi Ds$ .

Якщо в з'єднанні діє тільки осьова сила  $P$ , то розраховані напруження порівнюються з допустимими  $[\sigma']_p$ , тобто

$$\sigma_P = \frac{P}{F_{\text{шв}}} \leq [\sigma']_p.$$

### 2.3.4. Розрахунок зварного з'єднання під дією згинального моменту

У разі роботи з'єднання на згин під дією моменту  $M$  розподіл нормальних напружень  $\sigma_M$  за висотою перерізу вважається аналогічним основному металу, тобто за лінійним законом з нулем у центрі ваги розрахункового перерізу зварного з'єднання (рис. 2.27).

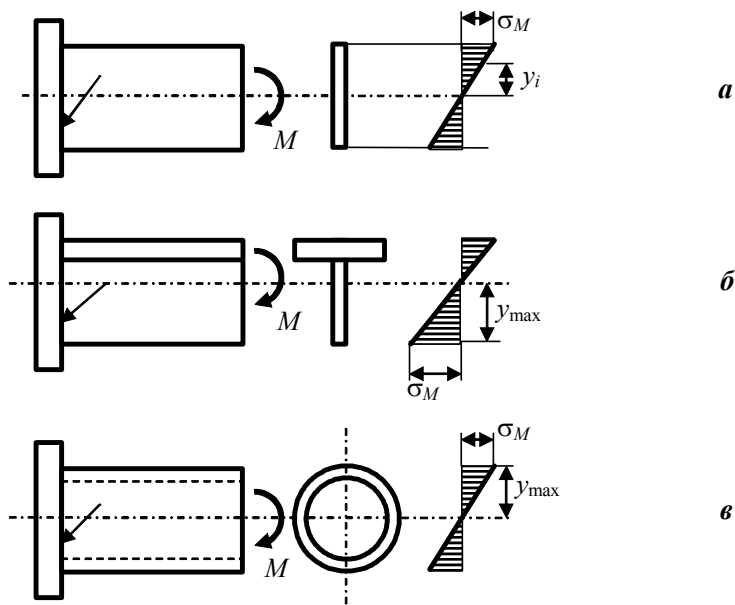


Рис. 2.27. Розподіл напружень за висотою розрахункових перерізів таврових з'єднань під час згину пластини (а), таврової балки (б) і труби (в)

За такого розподілу величина напружень у будь-якій точці перерізу, що розташована на відстані  $y_i$  від нейтральної осі, може бути знайдена за відомою формулою

$$\sigma_{Mi} = \frac{My_i}{I_{\text{шв}}},$$

де  $I_{\text{шв}}$  – осьовий момент інерції розрахункового перерізу щодо осі, яка перпендикулярна до площини дії згинального моменту.

Максимального значення ці напруження досягають у найбільш віддаленій точці на відстані  $y_{\text{max}}$  від нейтральної осі:

$$\sigma_M = \frac{M}{W_{\text{шв}}},$$

де  $W_{\text{шв}} = I_{\text{шв}} / y_{\text{max}}$  – момент опору розрахункового перерізу

Під дією лише згинального моменту напруження  $\sigma_M$  порівнюються з допустимими на розтяг у зварному з'єднанні:

$$\sigma_M = \frac{M}{W_{\text{шв}}} \leq [\sigma']_p.$$

### 2.3.5. Розрахунок зварного з'єднання під дією поперечного навантаження

У разі роботи на зріз під дією поперечного навантаження  $Q$  таврове з'єднання розраховується на дотичні напруження  $\tau_Q$ , які вважаються рівномірно розподіленими за розрахунковим перерізом, що містить у собі тільки шви, рівнобіжні поперечному навантаженню, тобто вертикальні (рис. 2.28). Величина цих напружень може бути знайдена за формулою

$$\tau_Q = \frac{Q}{F_Q}.$$

У з'єднанні двох пластин (див. рис. 2.28,а), очевидно,

$$F_Q = F_{\text{шв}} = s_{\text{min}} b.$$

У з'єднанні таврової балки (див. рис. 2.28,б)

$$F_Q = s_b h_b \neq F_{\text{шв}}.$$

У розрахунковому перерізі з'єднання труби, що має форму кільця (див. рис. 2.28,в), неможливо точно виділити вертикальну частину. У таких випадках за довжину вертикального шва беруть висоту перерізу, тобто діаметр кільця, тоді

$$F_Q = 2Da \neq F_{\text{шв}}.$$

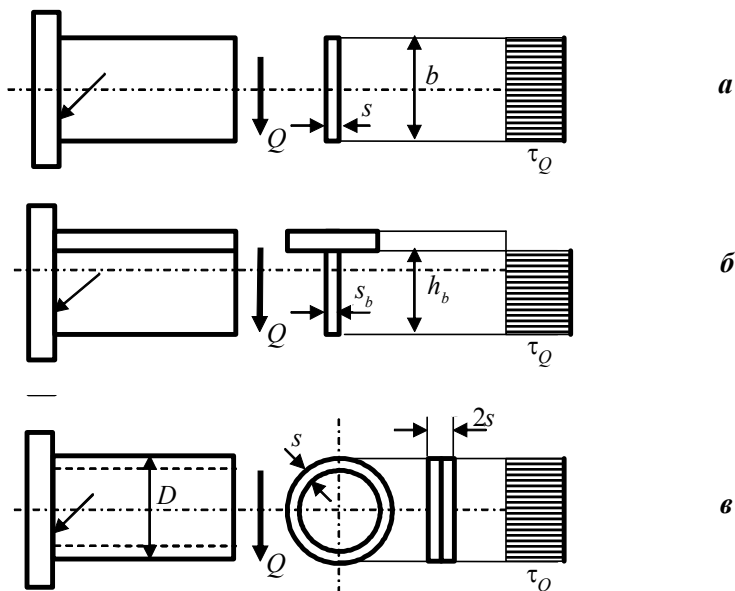


Рис. 2.28. Розподіл дотичних напружень за висотою розрахункових перерізів під дією поперечного навантаження таврових з'єднань двох пластин (а), таврової балки (б) і труби (в)

У випадку дії лише поперечного навантаження знайдені напруження порівнюються з допустимими на зріз у зварному з'єднанні:

$$\tau_Q = \frac{Q}{F_{\text{шв}}} \leq [\tau']$$

### 2.3.6. Розрахунок зварного з'єднання під дією крутного моменту

У разі роботи на крутіння під дією крутного моменту  $M_{\text{кр}}$  таврове з'єднання розраховується на дотичні напруження  $\tau_{\text{кр}}$ , величина яких у будь-якій точці розрахункового перерізу береться прямо пропорційною відстані від цієї точки до центра ваги перерізу (див. рис. 2.26, в). Тому величина цих напружень може бути знайдена за формулою

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{M_{\text{кр}} r_i}{I_p}$$

Максимальні напруження виникають у найбільш віддаленій від центра ваги точці перерізу, їх величина може бути знайдена



за формулою

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_p}$$

Як уже відзначалося, пластини і балки відкритого профілю (таврові та двотаврові) на крутіння працюють погано, тому за такого навантаження їх звичайно не застосовують. При роботі на крутіння використовуються елементи замкнутого профілю. Оптимальними, а отже, і найбільш розповсюдженими в цих випадках є труби, що мають розрахункові перерізи у вигляді кільця.

У випадку дії лише крутного моменту знайдені напруження порівнюються з допустимими на зріз у зварному з'єднанні:

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_p} \leq [\tau']$$

### **2.3.7. Розрахунок зварного з'єднання при одночасній дії кількох видів навантаження**

У разі одночасної дії кількох видів навантаження ( $P$ ,  $Q$ ,  $M$  та  $M_{кр}$ ) з допустимими порівнюються лише результуючі напруження. Нагадаємо основні принципи визначення результуючих напружень.

Результуючі напруження ( $\sigma_{рез}$  або  $\tau_{рез}$ ) знаходяться підсумовуванням складових ( $\sigma_P$ ,  $\sigma_M$ ,  $\tau_{кр}$  і  $\tau_Q$ ) у найбільш небезпечних точках розрахункового перерізу. Небезпечними називаються точки, в яких окремі складові мають максимальні значення і дають найбільшу суму, наприклад складові напруження мають той самий знак (спрямовані в одну сторону).

Складові знаходяться на основі принципу незалежності дії сил, що цілком виконується на пружній стадії роботи матеріалу. Відповідно до цього принципу під час визначення кожної складової вважається, що інші навантаження відсутні, тобто використовуються раніше наведені формули для окремих видів навантаження.

Правило підсумовування залежить від роду і напрямку складових. Нормальні напруження підсумовуються між собою лише алгебраїчно, за принципом  $\sigma_{рез} = \sigma_1 + \sigma_2$ .

Дотичні напруження між собою можуть підсумовуватися як алгебраїчно ( $\tau_{рез} = \tau_1 + \tau_2$ ), якщо вони діють уздовж однієї осі, так

і геометрично  $\left( \tau_{\text{рез}} = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2} \right)$ , якщо вони діють за взаємно перпендикулярними осями.

Різномірні напруження підсумовуються за принципом

$$\sigma_{\text{рез}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}.$$

Розглянемо визначення результуючих напружень на прикладі з'єднань, показаних на рис. 2.26.

У тавровому з'єднанні пластини (див. рис. 2.26, *a*) при одночасній дії осової та поперечної сил і згинального моменту найбільш небезпечними будуть, напевно, точки розрахункового перерізу, найбільш віддалені від його центра ваги. Тоді умова міцності буде мати вигляд

$$\sigma_{\text{рез}} = \sqrt{(\sigma_P + \sigma_M)^2 + 3\tau_Q^2} \leq [\sigma']_p.$$

У з'єднанні таврової балки (див. рис. 2.26, *b*) у залежності від величини і напрямку складових навантажень ( $P$ ,  $Q$ ,  $M$ ) небезпечною може бути одна з точок 1, 2 або 3. У точці 1 нормальні напруження від осового навантаження і згинального моменту спрямовані в одну сторону, але відсутні (а точніше дуже малі) дотичні напруження від поперечного навантаження. У точці 2 до них додаються дотичні напруження, але при цьому зменшується складова від згину. У точці 3 є всі три складові, при цьому складова від згину має максимальну величину (як у найбільш віддаленій точці перерізу), але її напрямок протилежний складовій від осового навантаження. Тому без обчислення неможливо точно визначити, в якій з цих точок результуючі напруження найбільші. Необхідно скласти три умови міцності:

$$\sigma_{\text{рез1}} = \sigma_P + \sigma_{M1} \leq [\sigma']_p;$$

$$\sigma_{\text{рез2}} = \sqrt{(\sigma_P + \sigma_{M2})^2 + 3\tau_Q^2} \leq [\sigma']_p;$$

$$\sigma_{\text{рез3}} = \sqrt{(\sigma_P - \sigma_M)^2 + 3\tau_Q^2} \leq [\sigma']_p.$$

Якщо розв'язується задача щодо перевірки міцності існуючого з'єднання під дією заданого навантаження, то перевіряється виконання всіх трьох умов.

При проектуванні з'єднання, визначенні необхідного класу міцності сталі (основного металу) або допустимого навантаження доводиться розв'язувати три рівняння і знаходити три різних значення однієї і тієї ж величини. З цих значень як відповідь вибирають те, що задовольняє всі три умови. Для товщини (глибини провару) і класу міцності матеріалу це буде максимальне значення, а для навантаження – мінімальне.

У з'єднанні труби (див. рис. 2.26, в) в загальному випадку, крім осевих, поперечної сил та згинального моменту, може діяти і крутний момент. У цьому випадку небезпечною буде одна з двох точок. Результуючі напруження в цих точках та умови міцності будуть різними:

у точці 1

$$\sigma_{\text{рез1}} = \sqrt{(\sigma_P + \sigma_M)^2 + 3(\tau_Q^2 + \tau_{\text{кр}}^2)} \leq [\sigma']_p;$$

у точці 2

$$\sigma_{\text{рез2}} = \sqrt{\sigma_P^2 + 3(\tau_Q + \tau_{\text{кр}})^2} \leq [\sigma']_p.$$

Аналогічні формули (в їх загальному вигляді) можна отримати для з'єднань з будь-якою формою розрахункового перерізу (прямокутною, двотавровою, круглою і т. п.).

Наведені умови міцності дозволяють перевіряти готові з'єднання, знаходити допустиме навантаження, підбирати клас міцності сталі, визначати необхідну товщину деталей під час проектування.

### 2.3.8. Приклад розрахунку таврового з'єднання зі скосом крайки

Перевірити міцність з'єднання обуха зі сталі Ст3 ( $\sigma_T = 240$  МПа) з плитою (див. рис. 2.20) у разі зварювання з повним проплавленням (з'єднання типу Т8). На обух діє сила натягу троса  $T = 75$  кН під кутом  $\alpha = 60^\circ$ . Розміри вузла:  $l = 150$  мм,  $h = 50$  мм,  $c = 30$  мм,  $s = 8$  мм. Коefіцієнт запасу взяти 1,5. Чи буде забезпечена міцність, якщо силу натягу троса  $T$  збільшити до 100 кН? Якщо зменшити товщину обуха до 6 мм?

#### Розв'язання

1. Визначимо навантаження, що діє на зварне з'єднання. Для цього діючу силу розкладемо на осьові складові – горизонтальну  $Q = T \cos \alpha$  і вертикальну  $P = T \sin \alpha$ . Ця частина розв'язання цілком повторює розв'язання для обуха, з'єданого без скосу крайки (див. п. 2.2.8).

Вертикальна складова, крім осьового навантаження (відриву), створює згинальний момент  $M_P = T \sin \alpha \left( \frac{l}{2} - c \right)$ , а горизонтальна складова, крім поперечної (зсувної) сили, створює згинальний момент  $M_Q = T \cos \alpha \cdot h$ . В усіх випадках під час визначення моменту сили плече дорівнює найкоротшій відстані від ЦВ з'єднання до лінії дії сили.

Оскільки обидва моменти діють в одній площині, але в протилежних напрямках, то їх сума  $M = |M_P + M_Q|$ . Тут визначається абсолютне значення сумарного моменту, тому що з погляду розрахунку міцності напрямок моменту не має значення, змінюється лише положення небезпечної точки.

2. Геометричні характеристики розрахункового перерізу (див. рис. 2.20,а):

положення ЦВ перерізу – посередині довжини шва;  
площа перерізу  $F = F_Q = sl$ ;

осьовий момент інерції  $I_x = \frac{sl^3}{12}$ ;

момент опору  $W_x = \frac{I_x \cdot 2}{l} = \frac{sl^2}{6}$ .

3. Складові напружень:

від осьового навантаження  $\sigma_P = \frac{P}{F} = \frac{T \sin \alpha}{sl}$ ;

від поперечного навантаження  $\tau_Q = \frac{Q}{F_Q} = \frac{T \cos \alpha}{sl}$ ;

від згинального моменту

$$\begin{aligned} \sigma_M &= \frac{M}{W_x} = \frac{6 \left[ T \sin \alpha \cdot \left( \frac{l}{2} - c \right) - T \cos \alpha \cdot h \right]}{sl^2} = \\ &= \frac{6T \left[ \sin \alpha \left( \frac{l}{2} - c \right) - \cos \alpha \cdot h \right]}{sl^2}. \end{aligned}$$

Результуючі напруження (з урахуванням взаємного напрямку складових)

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{рез}} &= \sqrt{(\sigma_P + \sigma_M)^2 + 3\tau_Q^2} = \\ &= \sqrt{\left\{ \frac{T \sin \alpha}{sl} + \frac{6T \left[ \sin \alpha \left( \frac{l}{2} - c \right) - \cos \alpha \cdot h \right]}{sl^2} \right\}^2 + 3 \left( \frac{T \cos \alpha}{sl} \right)^2} = \\ &= \frac{T}{sl} \sqrt{\left\{ \sin \alpha + \frac{6}{l} \left[ \sin \alpha \left( \frac{l}{2} - c \right) - \cos \alpha \cdot h \right] \right\}^2 + 3 \cos^2 \alpha}.\end{aligned}$$

Допустимі напруження  $[\sigma'] = \frac{\sigma_T}{k_3} = \frac{240}{1,5} = 160$  МПа.

Умова міцності

$$\frac{T}{sl} \sqrt{\left\{ \sin \alpha + \frac{6}{l} \left[ \sin \alpha \left( \frac{l}{2} - c \right) - \cos \alpha \cdot h \right] \right\}^2 + 3 \cos^2 \alpha} \leq [\sigma']$$

або після підстановки числових значень

$$\begin{aligned}&\frac{75 \cdot 10^{-3}}{10 \cdot 10^{-3} \cdot 0,15} \times \\ &\times \sqrt{\left\{ \sin 60^\circ + \frac{6}{0,15} \left[ \sin 60^\circ \left( \frac{0,15}{2} - 0,03 \right) - \cos 60^\circ \cdot 0,05 \right] \right\}^2 + 3 \cos^2 60^\circ} \leq 160.\end{aligned}$$

Після обчислень маємо  $83,5 \leq 160$ . Максимальні напруження не перевищують допустимі, тому міцність з'єднання забезпечена з майже подвійним запасом.

Якщо збільшити силу натягу троса  $T$ , то результуючі напруження пропорційно зростуть. Зважаючи на те, що під дією заданої сили результуючі напруження практично вдвічі менші від допустимих, то силу можна

збільшити в два рази, не порушуючи умову міцності. Якщо зменшити товщину обуха, то напруження теж пропорційно зростуть. З урахуванням отриманого співвідношення результуючих напружень з допустимими при заданій товщині, останню можна зменшити до двох разів, не порушуючи умову міцності.

### 2.3.9. Задачі для самостійної роботи

**Задача 2.3.1.** Обух зі сталі Ст3 (див. рис. 2.21) приварений з розробкою крайок (з'єднання типу Т8) до плити і служить для закріплення троса. Розміри вузла:  $b = 150$  мм,  $h = 150$  мм,  $s = 8$  мм, кут нахилу троса  $\alpha = 30^\circ$ .

1. Визначте допустиму силу натягу троса  $T$ .
2. Як зміниться допустима сила, якщо збільшити кут  $\alpha$ ?
3. Як зміниться допустима сила, якщо збільшити товщину обуха  $s$ ?

**Задача 2.3.2.** Обух зі сталі Ст3 (див. рис. 2.21) приварений з розробкою крайок (з'єднання типу Т8) до плити і служить для закріплення троса. Розміри вузла:  $b = 150$  мм,  $h = 150$  мм,  $s = 8$  мм, кут нахилу троса  $\alpha = 60^\circ$ .

1. Визначте допустиму силу натягу троса  $T$ .
2. Як зміниться допустима сила, якщо зменшити кут  $\alpha$ ?
3. Як зміниться допустима сила, якщо зменшити товщину обуха  $s$ ?

**Задача 2.3.3.** Обух зі сталі 10ХСНД (див. рис. 2.21) приварений зі скосом крайок (з'єднання типу Т8) до плити і служить для закріплення троса. Розміри вузла:  $b = 200$  мм,  $h = 150$  мм, зусилля на тросі  $T = 100$  кН, кут нахилу троса  $\alpha = 30^\circ$ .

1. Визначте мінімально необхідну товщину обуха.
2. Як зміниться товщина, якщо збільшити кут  $\alpha$ ?
3. Як зміниться товщина, якщо збільшити розмір  $h$ ?

**Задача 2.3.4.** Обух зі сталі 10ХСНД (див. рис. 2.21) приварений зі скосом крайок (з'єднання типу Т8) до плити і служить для закріплення троса. Розміри вузла:  $b = 200$  мм,  $h = 150$  мм, зусилля на тросі  $T = 100$  кН, кут нахилу троса  $\alpha = 60^\circ$ .

1. Визначте мінімально необхідну товщину обуха.
2. Як зміниться товщина, якщо зменшити кут  $\alpha$ ?
3. Як зміниться товщина, якщо зменшити розмір  $h$ ?

**Задача 2.3.5.** Обух зі сталі (див. рис. 2.21) приварений зі скосом крайок (з'єднання типу Т8) до плити і служить для закріплення троса. Розміри вузла:  $b = 200$  мм,  $h = 150$  мм,  $s = 10$  мм, зусилля на тросі  $T = 50$  кН, кут нахилу троса  $\alpha = 30^\circ$ .

1. Визначте необхідний клас міцності сталі.
2. Як зміниться необхідний клас міцності, якщо збільшити товщину  $s$ ?
3. Як зміниться необхідний клас міцності, якщо збільшити розмір  $b$ ?

**Задача 2.3.6.** Обух зі сталі Ст3 (див. рис. 2.21) приварений зі скосом крайок (з'єднання типу Т8) до плити і служить для закріплення троса. Розміри вузла:  $b = 120$  мм,  $h = 120$  мм,  $s = 8$  мм, зусилля на тросі  $T = 50$  кН, кут нахилу троса  $\alpha = 45^\circ$ .

1. Перевірте міцність з'єднання.
2. Чи буде забезпечена міцність з'єднання, якщо збільшити товщину  $s$ ?
3. Чи буде забезпечена міцність з'єднання, якщо збільшити кут  $\alpha$  до  $90^\circ$ ?

**Задача 2.3.7.** Обух зі сталі 10ХСНД (див. рис. 2.22) приварений зі скосом крайок (з'єднання типу Т8) до щогли і служить для закріплення троса. Розміри вузла:  $l = 100$  мм,  $h = 100$  мм,  $\alpha = 45^\circ$ ,  $T = 50$  кН.

1. Визначте мінімально необхідну товщину обуха.
2. Як зміниться товщина, якщо збільшити розмір  $h$ ?
3. Як зміниться товщина, якщо збільшити розмір  $l$ ?

**Задача 2.3.8.** Обух зі сталі 10ХСНД (див. рис. 2.22) приварений зі скосом крайок (з'єднання типу Т8) до щогли і служить для закріплення троса. Розміри вузла:  $l = 200$  мм,  $h = 100$  мм,  $s = 10$  мм,  $\alpha = 30^\circ$ .

1. Визначте допустиму силу натягу троса.
2. Як зміниться допустима сила, якщо зменшити кут  $\alpha$ ?
3. Як зміниться допустима сила, якщо збільшити розмір  $l$ ?

**Задача 2.3.9.** Обух зі сталі 10ХСНД (див. рис. 2.22) приварений зі скосом крайок (з'єднання типу Т8) до щогли і служить для закріплення троса. Розміри вузла:  $l = 200$  мм,  $h = 100$  мм,  $s = 10$  мм,  $\alpha = 15^\circ$ .

1. Визначте допустиму силу натягу троса.
2. Як зміниться допустима сила, якщо збільшити кут  $\alpha$ ?
3. Як зміниться допустима сила, якщо зменшити розмір  $l$ ?

**Задача 2.3.10.** Обух зі сталі (див. рис. 2.22) приварений зі скосом крайок (з'єднання типу Т8) до щогли і служить для закріплення троса. Розміри вузла:  $l = 150$  мм,  $h = 100$  мм,  $s = 10$  мм,  $\alpha = 45^\circ$ ,  $T = 30$  кН.

1. Визначте необхідний клас міцності сталі.
2. Як зміниться необхідний клас міцності, якщо збільшити кут  $\alpha$ ?
3. Як зміниться необхідний клас міцності, якщо збільшити товщину  $s$ ?

**Задача 2.3.11.** Обух зі сталі (див. рис. 2.22) приварений зі скосом крайок (з'єднання типу Т8) до щогли і служить для закріплення троса. Розміри вузла:  $l = 150$  мм,  $h = 100$  мм,  $s = 10$  мм,  $\alpha = 60^\circ$ ,  $T = 30$  кН.

1. Визначте необхідний клас міцності сталі.
2. Як зміниться необхідний клас міцності, якщо зменшити кут  $\alpha$ ?
3. Як зміниться необхідний клас міцності, якщо зменшити товщину  $s$ ?

**Задача 2.3.12.** Патрубок зі сталі Ст3 (див. рис. 2.23) приварений зі скосом крайок (з'єднання типу Т6) до вертикальної плити. Розміри вузла:  $l = 300$  мм,  $d = 150$  мм,  $\alpha = 30^\circ$ ,  $T = 100$  кН.

1. Визначте мінімально необхідну товщину труби.
2. Як зміниться товщина, якщо збільшити кут  $\alpha$ ?
3. Як зміниться товщина, якщо збільшити довжину  $l$ ?

**Задача 2.3.13.** Патрубок зі сталі Ст3 (див. рис. 2.23) приварений зі скосом крайок (з'єднання типу Т6) до вертикальної плити. Розміри вузла:  $l = 350$  мм,  $d = 200$  мм,  $s = 10$  мм,  $\alpha = 30^\circ$ .

1. Визначте допустиме значення сили  $T$ .
2. Як зміниться допустиме значення сили, якщо збільшити кут  $\alpha$ ?
3. Як зміниться допустиме значення сили, якщо збільшити товщину  $s$ ?

**Задача 2.3.14.** Патрубок зі сталі (див. рис. 2.23) приварений зі скосом крайок (з'єднання типу Т6) до вертикальної плити. Розміри вузла:  $l = 400$  мм,  $d = 200$  мм,  $s = 8$  мм,  $\alpha = 30^\circ$ ,  $T = 200$  кН.

1. Визначте необхідний клас міцності сталі.
2. Як зміниться необхідний клас міцності, якщо збільшити діаметр  $d$ ?
3. Як зміниться необхідний клас міцності, якщо збільшити товщину  $s$ ?

**Задача 2.3.15.** Патрубок зі сталі Ст3 (див. рис. 2.23) приварений зі скосом крайок (з'єднання типу Т6) до вертикальної плити. Розміри вузла:  $l = 350$  мм,  $d = 200$  мм,  $s = 8$  мм,  $\alpha = 60^\circ$ ,  $T = 115$  кН.

1. Перевірте міцність з'єднання.
2. Чи буде забезпечена міцність з'єднання, якщо збільшити кут  $\alpha$ ?
3. Чи буде забезпечена міцність з'єднання, якщо зменшити товщину  $s$ ?

**Задача 2.3.16.** Обух зі сталі 09Г2 (див. рис. 2.24) приварений зі скосом крайок (з'єднання типу Т8) до палуби і служить для закріплення троса. Розміри вузла:  $l = 150$  мм,  $h = 100$  мм,  $T = 150$  кН,  $\alpha = 45^\circ$ ,  $b = c = 30$  мм.

1. Визначте мінімально необхідну товщину обуха.
2. Як зміниться товщина, якщо збільшити кут  $\alpha$ ?
3. Як зміниться товщина, якщо збільшити розмір  $l$ ?

**Задача 2.3.17.** Обух зі сталі 09Г2 (див. рис. 2.24) приварений зі скосом крайок (з'єднання типу Т8) до палуби і служить для закріплення троса. Розміри вузла:  $l = 150$  мм,  $h = 100$  мм,  $T = 150$  кН,  $\alpha = 60^\circ$ ,  $b = c = 30$  мм.



1. Визначте мінімально необхідну товщину обуха.
2. Як зміниться товщина, якщо зменшити кут  $\alpha$ ?
3. Як зміниться товщина, якщо збільшити розмір  $l$ ?

**Задача 2.3.18.** Обух зі сталі Ст3 (див. рис. 2.24) приварений зі ско-сом крайок (з'єднання типу Т8) до палуби і служить для закріплення троса. Розміри вузла:  $l = 300$  мм,  $h = 150$  мм,  $s = 12$  мм,  $\alpha = 30^\circ$ ,  $b = c = 50$  мм.

1. Визначте допустиму силу  $T$ .
2. Як зміниться допустима сила, якщо збільшити кут  $\alpha$ ?
3. Як зміниться допустима сила, якщо збільшити товщину  $s$ ?

**Задача 2.3.19.** Обух зі сталі Ст3 (див. рис. 2.24) приварений зі ско-сом крайок (з'єднання типу Т8) до палуби і служить для закріплення троса. Розміри вузла:  $l = 300$  мм,  $h = 150$  мм,  $s = 12$  мм,  $\alpha = 60^\circ$ ,  $b = c = 50$  мм.

1. Визначте допустиму силу  $T$ .
2. Як зміниться допустима сила, якщо зменшити кут  $\alpha$ ?
3. Як зміниться допустима сила, якщо збільшити товщину  $s$ ?

**Задача 2.3.20.** Обух зі сталі Ст3 (див. рис. 2.24) приварений зі ско-сом крайок (з'єднання типу Т8) до палуби і служить для закріплення троса. Розміри вузла:  $l = 300$  мм,  $h = 150$  мм,  $s = 12$  мм,  $\alpha = 45^\circ$ ,  $b = c = 50$  мм.

1. Визначте допустиму силу  $T$ .
2. Як зміниться допустима сила, якщо зменшити кут  $\alpha$ ?
3. Як зміниться допустима сила, якщо збільшити довжину  $l$ ?

**Задача 2.3.21.** Обух зі сталі (див. рис. 2.24) приварений зі скосом крайок (з'єднання типу Т8) до палуби і служить для закріплення троса. Розміри вузла:  $l = 300$  мм,  $h = 150$  мм,  $s = 12$  мм,  $\alpha = 45^\circ$ ,  $b = c = 50$  мм,  $T = 500$  кН.

1. Визначте необхідний клас міцності сталі.
2. Як зміниться необхідний клас міцності, якщо збільшити кут  $\alpha$ ?
3. Як зміниться необхідний клас міцності, якщо збільшити висоту  $h$ ?

**Задача 2.3.22.** Обух зі сталі (див. рис. 2.25) приварений зі скосом крайок (з'єднання типу Т8) до палуби і служить для закріплення троса. Розміри вузла:  $l = 300$  мм,  $h = 100$  мм,  $s = 12$  мм,  $\alpha = 30^\circ$ ,  $b = 50$  мм,  $T = 500$  кН.

1. Визначте необхідний клас міцності сталі.
2. Як зміниться необхідний клас міцності, якщо збільшити кут  $\alpha$ ?
3. Як зміниться необхідний клас міцності, якщо збільшити висоту  $h$ ?

**Задача 2.3.23.** Обух зі сталі 09Г2 (див. рис. 2.25) приварений зі скосом крайок (з'єднання типу Т8) до палуби і служить для закріплення троса. Розміри вузла:  $l = 250$  мм,  $h = 100$  мм,  $s = 12$  мм,  $\alpha = 45^\circ$ ,  $b = 75$  мм.

1. Визначте допустиму силу  $T$ .
2. Як зміниться допустима сила, якщо збільшити товщину  $s$ ?
3. Як зміниться допустима сила, якщо збільшити висоту  $h$ ?

**Задача 2.3.24.** Обух зі сталі Ст3 (див. рис. 2.25) приварений зі скосом крайок (з'єднання типу Т8) до палуби і служить для закріплення троса. Розміри вузла:  $l = 250$  мм,  $h = 100$  мм,  $T = 100$  кН,  $\alpha = 30^\circ$ ,  $b = 50$  мм.

1. Визначте мінімально необхідну товщину обуха.
2. Як зміниться товщина, якщо збільшити розмір  $l$ ?
3. Як зміниться товщина, якщо збільшити висоту  $h$ ?

### *Контрольні питання*

1. Допустиме осьове навантаження в тавровому з'єднанні симетричного обуха зі скосом крайок дорівнює  $P$ . Яке навантаження витримає з'єднання, якщо збільшити висоту обуха в 2 рази?
2. Допустиме осьове навантаження в тавровому з'єднанні симетричного обуха зі скосом крайок дорівнює  $P$ . Яке навантаження витримає з'єднання, якщо збільшити ширину обуха в 2 рази?
3. Допустиме осьове навантаження в тавровому з'єднанні симетричного обуха зі скосом крайок дорівнює  $P$ . Яке навантаження витримає з'єднання, якщо збільшити товщину в 2 рази?
4. Допустиме осьове навантаження в тавровому з'єднанні симетричного обуха зі скосом крайок дорівнює  $P$ . Яке навантаження витримає з'єднання, якщо зменшити висоту обуха в 2 рази?
5. Допустиме осьове навантаження в тавровому з'єднанні симетричного обуха зі скосом крайок дорівнює  $P$ . Яке навантаження витримає з'єднання, якщо зменшити ширину обуха в 2 рази?
6. Допустиме осьове навантаження в тавровому з'єднанні симетричного обуха зі скосом крайок дорівнює  $P$ . Яке навантаження витримає з'єднання, якщо зменшити товщину в 2 рази?
7. На яке навантаження може працювати таврове з'єднання?
8. На які напруження розраховується таврове з'єднання зі скосом крайок під дією осьового навантаження?
9. На які напруження розраховується таврове з'єднання зі скосом крайок під дією поперечного навантаження?

10. На які напруження розраховується таврове з'єднання зі скосом крайок під дією згинального моменту?

11. На які напруження розраховується таврове з'єднання зі скосом крайок під дією крутного моменту?

12. Чому дорівнюють результуючі напруження в тавровому з'єднанні зі скосом крайок під одночасною дією осьової сили і згинального моменту?

13. Чому дорівнюють результуючі напруження в тавровому з'єднанні зі скосом крайок під одночасною дією поперечної сили і згинального моменту?

14. Чому дорівнюють результуючі напруження в тавровому з'єднанні зі скосом крайок під одночасною дією осьової та поперечної сил і згинального моменту?

15. Чому дорівнюють результуючі напруження в тавровому з'єднанні зі скосом крайок під одночасною дією осьової сили і крутного моменту?

16. Чому дорівнюють результуючі напруження в тавровому з'єднанні зі скосом крайок під одночасною дією поперечної сили і крутного моменту?

17. Чому дорівнюють результуючі напруження в тавровому з'єднанні зі скосом крайок під одночасною дією згинального і крутного моментів?

18. Чому дорівнюють результуючі напруження в тавровому з'єднанні зі скосом крайок під одночасною дією осьової та поперечної сил, згинального і крутного моментів?

## **2.4. Розрахунок міцності та проектування зварних з'єднань внапусток**

### **2.4.1. Загальна характеристика з'єднання**

У з'єднаннях внапусток поверхня однієї деталі прикладається до поверхні іншої і за контуром (або його частиною) прикладена деталь приварюється кутовим швом (типи з'єднань за ГОСТ – Н1 і Н2). Приклади з'єднань внапусток показані на рис. 2.29.

З'єднання внапусток часто використовуються замість стикових. Основна перевага цих з'єднань у порівнянні зі стиковими – простота складання до зварювання, тому що в них немає потреби ретельного припасовування крайок із заданим зазором. До недоліків варто віднести деяку перевитрату металу і підвищений ступінь концентрації напружень.

У з'єднанні внапусток розрізняють шви лобові (поперек осі вузла) і флангові (уздовж осі вузла). Лобові шви в з'єднанні можуть бути відсутні,

а флангові, як правило, зварюються обов'язково, виняток становить телескопічне з'єднання труб (див. рис. 2.29, в).

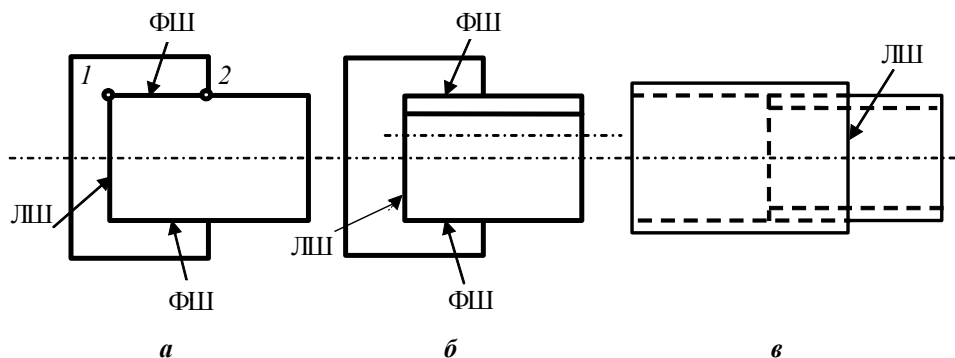


Рис. 2.29. Приклади з'єднань внапусток двох пластин (а), кутника з пластиною (б) і труби з трубою (в): ЛШ, ФШ – лобовий і флангові шви

До з'єднань внапусток може ставитись як вимога достатньої міцності, тобто передачі необхідного навантаження, так і вимога рівномірності зварюваним елементам. У загальному випадку міцність (у тому числі і рівномірність з основним металом) забезпечується призначенням відповідного катета і довжини напустка.

#### 2.4.2. Розрахунковий переріз з'єднання внапусток

Форма і розміри розрахункового перерізу з'єднання внапусток при розрахунку його міцності визначаються виходячи з наступних основних принципів. У розрахунковий переріз включається, як правило, вся довжина швів у з'єднанні. За наявності одного лобового і двох флангових швів (див. рис. 2.29, а) довжина периметра  $L = 2l_{\phi} + l_{\Gamma}$ .

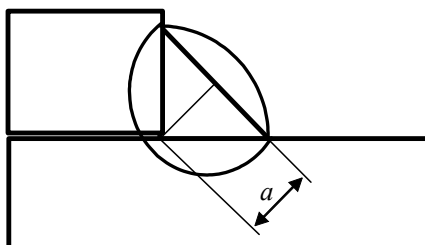


Рис. 2.30. Визначення товщини розрахункового перерізу з'єднання внапусток

За товщину перерізу  $a$ , аналогічно кутовому шву таврового з'єднання без скосу крайки, береться довжина бісектриси прямого кута рівнобедреного трикутника, вписаного в поперечний переріз кутового шва, тобто  $0,7k$ . Опуклість шва і проплавлення основного металу в розрахунковий переріз не включаються (рис. 2.30).

З'єднання внапусток можуть працювати на всі види навантаження, тобто на розтяг-стиск осьовим (щодо подовжньої осі зварного вузла) навантаженням  $P$ , на згин під дією згинального моменту  $M$  у площині з'єднання, на зріз поперечною (щодо подовжньої осі зварного вузла) силою  $Q$  або крутним моментом  $M_{кр}$  (рис. 2.31).

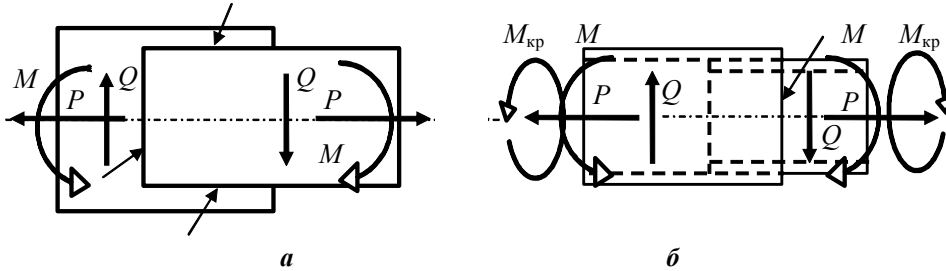


Рис. 2.31. Види навантаження з'єднань внапусток пластин (а) і труб (б)

### 2.4.3. Розрахунок зварного з'єднання під дією осьового навантаження

Під дією осьового навантаження  $P$  в розрахунковому перерізі шва утворюються дотичні напруження  $\tau_p$  (у лобовому шві і нормальні, але для спрощення розрахунків сума дотичних і нормальних умовно береться за дотичні напруження). Напруження  $\tau_p$  вважаються рівномірно розподіленими за всією площею розрахункового перерізу:

$$\tau_p = \frac{P}{F_{шв}},$$

де  $F_{шв} = 0,7kL$  – площа розрахункового перерізу;  $L$  – периметр усіх швів у перерізі (рис. 2.32).

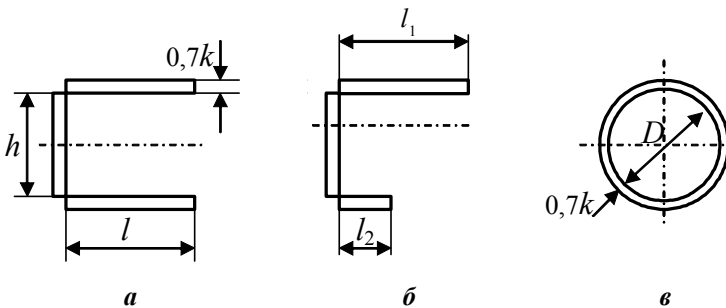


Рис. 2.32. Приклади розрахункових перерізів з'єднань внапусток двох пластин (а), кутника з пластиною (б) і двох труб (в)

Якщо  $P$  – єдине навантаження на з'єднання, то напруження  $\tau_P$  порівнюються з допустимими:

$$\tau_P = \frac{P}{F_{\text{шв}}} \leq [\tau']$$

Виняток становить розрахунок на осьове навантаження з'єднання внапусток кутника (див. рис. 2.29,б і 2.32,б). Особливість такого з'єднання полягає в тому, що внаслідок зміщення нейтральної осі кутника відносно середини полиці флангові шви навантажуються неоднаково. Більш навантаженим буде шов, що знаходиться ближче до осі кутника (на рис. 2.32 верхній). Розподіл зусиль у флангових швах береться обернено пропорційним відстаням до осі кутника, тобто

$$\frac{P_{\phi 1}}{P_{\phi 2}} = \frac{y_2}{y_1}.$$

Відстані  $y_1$  і  $y_2$  вказуються в сортаменті. Для рівнобічного кутника орієнтовно можна брати  $\frac{y_1}{y_2} = \frac{3}{7}$ , тоді  $\frac{P_{\phi 1}}{P_{\phi 2}} = \frac{7}{3}$ .

Розрахунок з'єднання кутника на осьове навантаження виконується в наступній послідовності:

1) обчислюється частина зусилля  $P$ , що припадає на лобовий шов у припущенні його граничного навантаження:

$$P_{\text{л}} = 0,7k \cdot h \cdot [\tau'];$$

2) частина зусилля, що залишилася ( $P - P_{\text{л}}$ ), розподіляється між фланговими швами:

$$P_{\phi 1} = (P - P_{\text{л}}) \cdot \frac{y_2}{h}, \quad P_{\phi 2} = (P - P_{\text{л}}) \cdot \frac{y_1}{h},$$

де  $h = y_1 + y_2$ ;

3) напруження у флангових швах  $\tau_P$  знаходяться в припущенні, що за довжиною шва вони розподілені рівномірно, тоді

$$\tau_{P1} = \frac{P_{\phi 1}}{0,7k \cdot l_{\phi 1}}; \quad \tau_{P2} = \frac{P_{\phi 2}}{0,7k \cdot l_{\phi 2}};$$

4) знайдені напруження порівнюються з допустимими, якщо діє тільки осьове навантаження:

$$\tau_{P1} \leq [\tau']; \quad \tau_{P2} \leq [\tau']$$

#### 2.4.4. Розрахунок зварного з'єднання під дією поперечного навантаження

Розрахунок з'єднань внапусток на поперечне навантаження  $Q$  виконується в припущенні, що все навантаження  $Q$  рівномірно розподіляється тільки в межах розрахункового перерізу поперечних швів (швів, розташованих паралельно навантаженню  $Q$ , тобто поперек подовжньої осі елемента). Напруження при цьому дотичні

$$\tau_Q = \frac{Q}{F_{шв}} = \frac{Q}{0,7k \cdot h}$$

Якщо діє тільки поперечне навантаження, напруження  $\tau_Q$  порівнюються з допустимими:

$$\tau_Q \leq [\tau']$$

#### 2.4.5. Розрахунок зварного з'єднання під дією згинального моменту

Розрахунок з'єднання внапусток під дією згинального моменту  $M$  в його площині може виконуватися одним із двох методів.

##### **Метод полярного моменту інерції**

Розрахунок цим методом заснований на припущенні, що під дією моменту  $M$  з'єднання (накладний елемент) прагне повернутися відносно центра ваги розрахункового перерізу (рис. 2.33, б). При цьому в розрахунковому перерізі утворюються дотичні напруження  $\tau_M$ , величина яких прямо пропорційна відстані від розглянутої точки перерізу до центра повороту, тобто  $\tau_M = \tau_1 r$ , де  $\tau_1$  – деякий коефіцієнт пропорційності.

Якщо виділити в розрахунковому перерізі нескінченно малий елемент площею  $dF$  так, що напруження в межах цього елемента можна вважати рівномірно розподіленими, тоді зусилля, яке сприймається елементом, буде

$$dT = \tau_M \cdot dF = \tau_1 r \cdot dF,$$

момент цього елементарного зусилля

$$dM = r \cdot dT = \tau_1 r^2 \cdot dF.$$

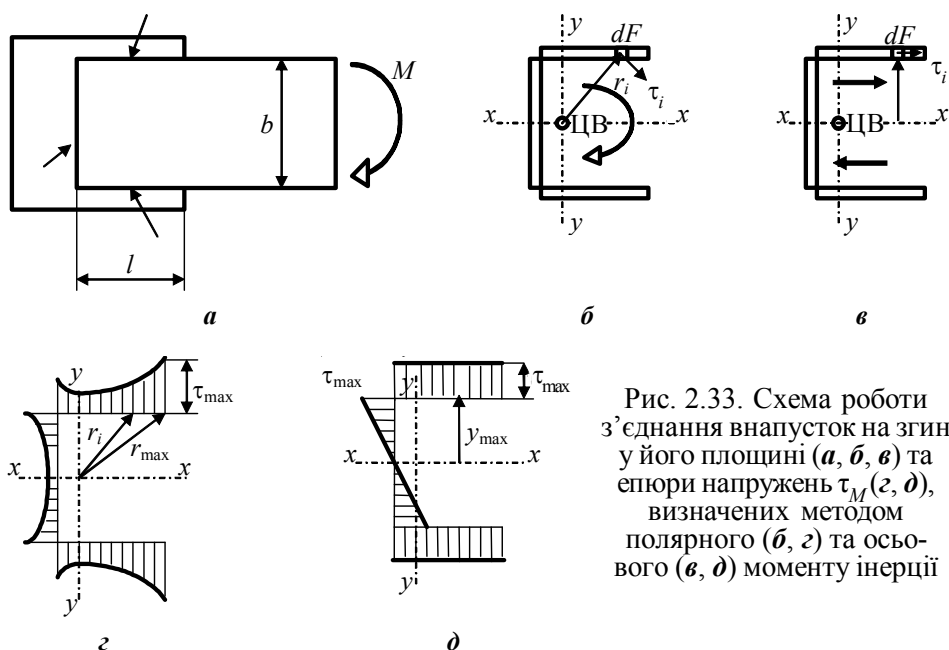


Рис. 2.33. Схема роботи з'єднання внапусток на згин у його площині (а, б, в) та епюри напружень  $\tau_M(z, \vartheta)$ , визначених методом полярного (б, з) та осьового (в, д) моменту інерції

Сума (точніше інтеграл) моментів  $dM$  за всією площею розрахункового перерізу зрівноважить діючий момент  $M$ , тобто

$$M = \int_F dM = \int_F \tau_1 r^2 \cdot dF = \tau_1 \int_F r^2 \cdot dF.$$

Інтеграл  $\int_F r^2 \cdot dF$  являє собою полярний момент інерції  $I_p = I_x + I_y$ .

Таким чином,  $M = \tau_1 I_p$ , а  $\tau_1 = M / I_p$ .

Знаючи коефіцієнт пропорційності  $\tau_1$ , можна знайти напруження  $\tau_M$  у будь-якій точці перерізу. Очевидно, що максимальні напруження утворюються в найбільш віддаленій точці перерізу і визначаються за формулою

$$\tau_M = \frac{Mr_{\max}}{I_p}.$$

У разі дії лише згинального моменту напруження  $\tau_M$  порівнюються з допустимими:

$$\tau_M = \frac{Mr_{\max}}{I_p} \leq [\tau']$$



Епюра напружень  $\tau_M$  показана на рис. 2.33,г. Напрямок напруження  $\tau_M$  у будь-якій точці береться перпендикулярно до радіуса, що з'єднує точку з центром ваги розрахункового перерізу. Такий розподіл напружень близький до дійсного, тому цей метод дає більш точні результати. Однак застосовується він лише для розв'язування задач з відомими розмірами з'єднання. При проектуванні з'єднання з умови міцності складно визначити необхідну довжину напуста, тому що від неї залежить і положення центра ваги, і полярний момент  $I_p$ . Тому для проектування застосовується інший метод, менш точний, але і менш складний.

**Метод осьового моменту інерції**

Розрахунок цим методом передбачає, що під дією моменту  $M$  з'єднання прагне зрушитися відносно осі  $x$ , як показано на рис. 2.33,в. У швах, що перешкоджають цьому зрушенню, утворюються дотичні напруження  $\tau_M$ .

Величина цих напружень, очевидно, буде прямо пропорційна відстані від відповідної точки розрахункового перерізу шва до осі  $x$ , тобто  $\tau_M = \tau_2 y$ , де  $\tau_2$  – деякий коефіцієнт пропорційності.

Виділимо на розрахунковому перерізі шва елементарну площадку  $dF$ , напруження на якій  $\tau = \tau_2 y$ . Зусилля, що сприймається цією площадкою,

$$dT = \tau \cdot dF = \tau_2 y \cdot dF.$$

Момент цього елементарного зусилля

$$dM = dT \cdot y = \tau_2 y^2 \cdot dF.$$

Очевидно, сума моментів  $dM$  за всією площею розрахункового перерізу зрівноважує діючий момент  $M$ , тобто

$$M = \int_F dM = \tau_2 \int_F y^2 \cdot dF.$$

Інтеграл  $\int_F y^2 \cdot dF$  являє собою осьовий момент інерції  $I_x$ , тоді

$$M = \tau_2 I_x, \text{ а } \tau_2 = M/I_x.$$

Знаючи коефіцієнт пропорційності  $\tau_2$ , знаходимо напруження в будь-якій точці перерізу:  $\tau_{Mi} = \frac{M y_i}{I_x}$ . Максимальні напруження діють у най-

більш віддалених від осі  $x$  точках шва:

$$\tau_M = \frac{My_{\max}}{I_x}.$$

У разі дії лише згинального моменту напруження  $\tau_M$  порівнюються з допустимими:  $\tau_M \leq [\tau']$ .

Епюра напружень  $\tau_{M'}$ , розрахованих цим методом, показана на рис. 2.33, *д*.

Порівняння епюр  $\tau_{M'}$ , розрахованих двома методами, показує, що результати трохи відрізняються. Як уже відзначалося, перший метод дає більш точні результати, але не може бути застосований для проектування. В останньому випадку застосовується метод осевого моменту.

#### **2.4.6. Розрахунок зварного з'єднання під дією крутного моменту**

З'єднання внапусток пластин і кутника з пластиною на крутний момент не працюють і не розраховуються. Навантаження крутним моментом характерно для телескопічного з'єднання внапусток двох труб (див. рис. 2.31, *б*). Розрахунок такого з'єднання на всі види навантаження аналогічний розрахунку таврового з'єднання без скосу крайки (див. п. 2.2). Зокрема, при роботі на крутіння під дією крутного моменту з'єднання розраховується на дотичні напруження  $\tau_{кр}$ , величина яких у будь-якій точці розрахункового перерізу береться прямо пропорційною відстані від цієї точки до центра ваги перерізу (див. рис. 2.33, *в*). Тому величина цих напружень може бути знайдена за формулою

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр} r_i}{I_p}.$$

Максимальні напруження утворюються в найбільш віддаленій від центра ваги точці перерізу, їх величина може бути розрахована за формулою

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_p}.$$

У випадку дії лише крутного моменту знайдені напруження у зварному з'єднанні порівнюються з допустимими на зріз:

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_p} \leq [\tau'].$$

### 2.4.7. Розрахунок зварного з'єднання при одночасній дії кількох видів навантаження

Якщо на з'єднання діє одночасно кілька видів навантаження, то з допустимими порівнюються лише результуючі напруження, знайдені як сума складових у небезпечних точках. Принципи визначення результуючих напружень аналогічні тим, що використовувалися в стикових і таврових з'єднаннях, тобто складові знаходяться з урахуванням принципу незалежності дії сил. Спосіб підсумовування залежить від взаємного напрямку дії складових. Ті, що діють за однією віссю, підсумовуються алгебраїчно ( $\tau_{\text{рез}} = \tau_1 + \tau_2$ ), а за взаємно перпендикулярними напрямками – геометрично ( $\tau_{\text{рез}} = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2}$ ).

Очевидно, що складові і небезпечні точки будуть залежати від методу розрахунку  $\tau_M$ . У разі розрахунку  $\tau_M$  методом осевого моменту інерції небезпечною буде точка 2 (див. рис. 2.35, б у п. 2.4.8). У цій точці умова міцності має вигляд

$$\tau_{\text{рез}2} = \sqrt{(\tau_M + \tau_P)^2 + \tau_Q^2} \leq [\tau']$$

У разі розрахунку  $\tau_M$  методом полярного моменту інерції небезпечною може виявитися як точка 2, в якій умова міцності

$$\tau_{\text{рез}2} = \sqrt{(\tau_{M2} + \tau_P)^2 + \tau_Q^2} \leq [\tau']$$

де  $\tau_{M2} = \frac{Mr_2}{I_P}$ , так і точка 1, в якій умова міцності має вигляд

$$\tau_{\text{рез}1} = \tau_P + \tau_M \leq [\tau']$$

Як уже зазначалося, повинні виконуватися обидві умови.

Отримані формули можна використовувати не лише для перевірки міцності готового з'єднання, коли відомі всі розміри і навантаження, але і під час проектування. В останньому випадку в умові міцності з'являються звичайно дві невідомі величини – довжина напустака  $l$  і катет шва  $k$ . Тому одну з невідомих призначають з конструктивних або технологічних міркувань. У більшості випадків катет призначають так, щоб він не перевищував найменшої товщини металу в з'єднанні  $s_{\text{min}}$ , але був не меншим від меж, установлених ГОСТ для товщин, що з'єднуються

(див. табл. 2.1). Оптимальним варто вважати катет  $k = 0,8s_{\min}$ . Необхідно при цьому стежити, щоб розрахункова довжина флангових швів не перевищувала  $50k$ , в іншому випадку варто змінити довжину з'єднання, якщо товщина  $s_{\min}$  не дозволяє збільшити катет. Одним зі шляхів збільшення довжини шва без збільшення напущка є застосування вирізів (рис. 2.34).

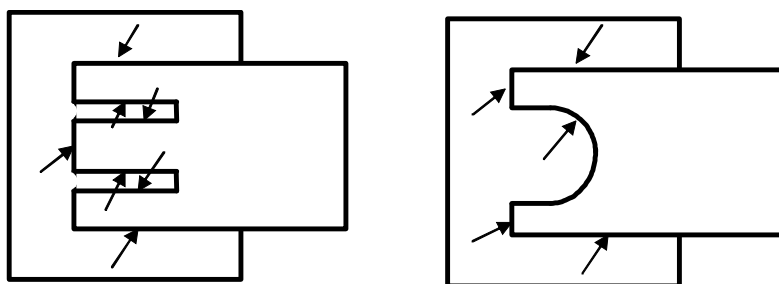


Рис. 2.34. З'єднання внапусток з вирізами для збільшення довжини шва

З точки зору економії наплавленого металу збільшення довжини периметра шва доцільніше, ніж збільшення катета, тому що площа наплавленого металу (а отже, і всі витрати на зварювання) пропорційна квадратові катета, тоді як міцність – його першому степеню.

Особливість з'єднання внапусток полягає в тому, що за рахунок збільшення довжини напущка можна отримати з'єднання більш міцне, ніж елемент, що приварюється. Як уже відзначалося, при оптимальному проектуванні необхідно прагнути до рівномірності, в іншому випадку зварне з'єднання або приварний елемент буде мати надлишкову міцність, що вимагає додаткових витрат, але не реалізується у вузлі, міцність якого визначається найслабшим елементом. Умова рівномірності записується у вигляді рівності допустимих навантажень

$$T_{o,m} = T_{зв},$$

де  $T_{o,m}$  – допустиме навантаження для основного металу, яке може бути визначене за формулами опору матеріалів, якщо відомі розміри і матеріал конструкції;  $T_{зв}$  – допустиме навантаження для зварного з'єднання, що може бути визначене через розміри розрахункового перерізу і допустимі напруження у зварному з'єднанні.

З умови рівномірності можна знайти необхідну довжину напущка, задавши катет з технологічних міркувань.

### 2.4.8. Приклад розрахунку з'єднання внапусток

Вушко зі сталі приварене до шпангоута і навантажене силою  $T$  (рис. 2.35).

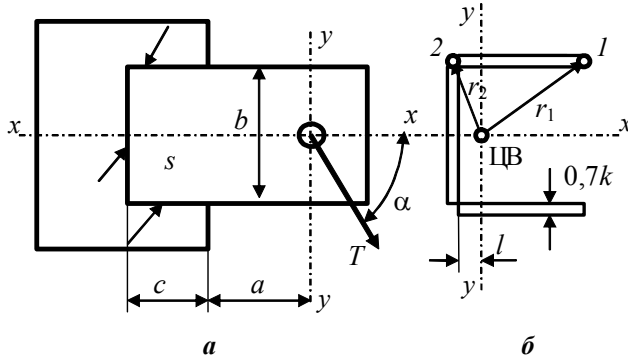


Рис. 2.35. Вузол з'єднання вушка (а) і його розрахунковий переріз (б)

Розміри:  $a = 250$  мм,  $b = 160$  мм,  $c = 80$  мм,  $s = 10$  мм,  $k = 6$  мм,  $\alpha = 60^\circ$ . Зусилля натягу троса  $T = 25$  кН. Визначити, зі сталі якого класу міцності необхідно виготовити вузол, щоб з'єднання витримувало задане навантаження.

#### Розв'язання

1. Визначимо геометричні характеристики розрахункового перерізу з'єднання (див. рис. 2.35, б):

площа всього перерізу  $F = 0,7k(b + 2c) = 0,7 \cdot 0,6 \cdot (16 + 2 \cdot 8) = 13,4$  см<sup>2</sup>;

площа лобового шва  $F_Q = 0,7kb = 0,7 \cdot 0,6 \cdot 16 = 6,7$  см<sup>2</sup>;

положення центра ваги розрахункового перерізу на осі  $x$

$$l = \frac{2 \cdot 0,7kc \cdot c / 2}{F} = \frac{2 \cdot 0,7 \cdot 0,6 \cdot 8 \cdot 8 / 2}{13,4} = 2 \text{ см};$$

власні осьові моменти інерції:

$$\begin{aligned} I_x &= 2 \cdot 0,7kc(b/2)^2 + \frac{0,7kb^3}{12} = \\ &= 2 \cdot 0,7 \cdot 0,6 \cdot 8 \cdot (16/2)^2 + \frac{0,7 \cdot 0,6 \cdot 16^3}{12} = 570 \text{ см}^4; \end{aligned}$$

$$I_y = 0,7kbl^2 + 2 \cdot 0,7kc(c/2 - l)^2 + 2 \frac{0,7kc^3}{12} = 0,7 \cdot 0,6 \cdot 16 \cdot 2^2 +$$

$$+ 2 \cdot 0,7 \cdot 0,6 \cdot 8(8/2 - 2)^2 + 2 \frac{0,7 \cdot 0,6 \cdot 8^3}{12} = 90 \text{ см}^4;$$

полярний момент інерції

$$I_p = I_x + I_y = 570 + 90 = 660 \text{ см}^4 = 660 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4;$$

відстань від ЦВ розрахункового перерізу до небезпечних точок ( $l$  і  $2$ ):

$$r_1 = \sqrt{(b/2)^2 + (c-l)^2} = \sqrt{(16/2)^2 + (8-2)^2} = 10 \text{ см};$$

$$r_2 = \sqrt{(b/2)^2 + l^2} = \sqrt{(16/2)^2 + 2^2} = 8,25 \text{ см}.$$

2. Визначимо навантаження, що діють на з'єднання. Сила  $T$  спрямована під кутом, тому розкладемо її на осьові складові, які створюють осьове  $P$  і поперечне  $Q$  навантаження на з'єднання:

$$P = T \cos \alpha = 25 \cdot 0,5 = 12,5 \text{ кН} = 12,5 \cdot 10^{-3} \text{ МН};$$

$$Q = T \sin \alpha = 25 \cdot 0,865 = 21,6 \text{ кН} = 21,6 \cdot 10^{-3} \text{ МН}.$$

Сила  $Q$  викликає згинальний момент, тому що лінія її дії не проходить через ЦВ розрахункового перерізу з'єднання:

$$M = Q(a + c - l) = 21,6(25 + 8 - 2) = 670 \text{ кН} \cdot \text{см} = 6,7 \cdot 10^{-3} \text{ МН} \cdot \text{м}.$$

3. Розрахуємо складові напруження в небезпечних точках під дією кожного навантаження:

$$\tau_P = \frac{P}{F} = \frac{12,5 \cdot 10^{-3}}{13,4 \cdot 10^{-4}} = 9 \text{ МПа};$$

$$\tau_Q = \frac{Q}{F_Q} = \frac{21,6 \cdot 10^{-3}}{6,7 \cdot 10^{-4}} = 32 \text{ МПа};$$

$$\tau_{M1} = \frac{Mr_1}{I_p} = \frac{6,7 \cdot 10^{-3} \cdot 10 \cdot 10^{-2}}{660 \cdot 10^{-8}} = 104 \text{ МПа};$$

$$\tau_{M2} = \frac{Mr_2}{I_p} = \frac{6,7 \cdot 10^{-3} \cdot 8,25 \cdot 10^{-2}}{660 \cdot 10^{-8}} = 84 \text{ МПа}.$$

4. Знайдемо сумарні (результуючі) напруження в небезпечних точках:

$$\tau_{\Sigma 1} = \tau_P + \tau_{M1} = 9 + 104 = 113 \text{ МПа};$$

$$\tau_{\Sigma 2} = \sqrt{(\tau_P + \tau_{M2})^2 + \tau_Q^2} = \sqrt{(9 + 84)^2 + 32^2} = 98 \text{ МПа}.$$

Як видно з результатів розрахунку, за заданих розмірів і напрямку сили  $T$  більш небезпечною буде точка  $I$ . Саме для неї і складемо умову міцності.

5. Взявши допустимі напруження  $[\tau'] = 0,65[\sigma]$ , де  $[\sigma] = \frac{\sigma_T}{k_3}$ , і коефіцієнт запасу 1,5, складемо умову міцності:

$$\tau_{\Sigma 1} \leq [\tau'] = 0,65[\sigma] = 0,65 \frac{\sigma_T}{k_3} \text{ або}$$

$$\sigma_T \geq \frac{\tau_{\Sigma 1} k_3}{0,65} = \frac{113 \cdot 1,5}{0,65} = 260 \text{ МПа}.$$

Цю умову задовольняє сталь класу міцності 44/29, наприклад сталь марки 09Г2 ( $\sigma_T = 310$  МПа).

6. Перевіримо міцність основного металу (вушка). Умова міцності для вушка

$$\sqrt{(\sigma_P + \sigma_M)^2 + 3\tau_Q^2} \leq [\sigma],$$

$$\text{де } \sigma_P = \frac{P}{F} = \frac{T \cos \alpha}{bs} = \frac{12,5 \cdot 10^{-3}}{0,16 \cdot 0,01} = 7,8 \text{ МПа};$$

$$\sigma_M = \frac{M}{W} = \frac{6T \sin \alpha \cdot a}{sb^2} = \frac{6 \cdot 21,6 \cdot 10^{-3} \cdot 0,25}{0,01 \cdot 0,16^2} = 126,6 \text{ МПа};$$

$$\tau_Q = \frac{Q}{F} = \frac{T \sin \alpha}{bs} = \frac{21,6 \cdot 10^{-3}}{0,16 \cdot 0,01} = 13,5 \text{ МПа}.$$

$$\text{Допустимі напруження } [\sigma] = \frac{\sigma_T}{k_3} = \frac{310}{1,5} = 207 \text{ МПа}.$$

Після підстановки отримаємо  $\sqrt{(7,8 + 126,6)^2 + 3 \cdot 13,5^2} = 136 \leq 207$ .  
Умова міцності вушка виконується.

### 2.4.9. Задачі для самостійної роботи

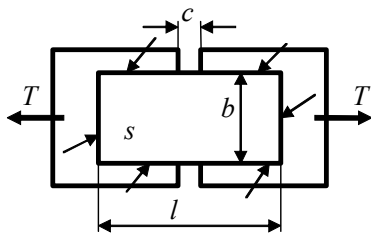


Рис. 2.36. Зварна тяга з накладною планкою

**Задача 2.4.1.** Зварна тяга (рис. 2.36) зі сталі Ст3 працює на розтяг силою  $T$ . Розміри:  $l = 300$  мм,  $b = 400$  мм,  $c = 20$  мм,  $s = 10$  мм.

1. Визначте необхідний катет з умови рівномірності з'єднань і накладної планки.
2. Як зміниться необхідний катет, якщо збільшити товщину  $s$ ?
3. Як зміниться необхідний катет, якщо збільшити розмір  $b$ ?

**Задача 2.4.2.** Зварна тяга (див. рис. 2.36) зі сталі 09Г2 працює на розтяг силою  $T$ . Розміри:  $l = 250$  мм,  $b = 150$  мм,  $c = 30$  мм,  $s = 10$  мм, катет  $k = 6$  мм.

1. Визначте максимально допустиму силу  $T$  для вузла.
2. Як зміниться допустима сила  $T$ , якщо збільшити товщину  $s$ ?
3. Як зміниться допустима сила  $T$ , якщо збільшити катет  $k$ ?

**Задача 2.4.3.** Зварна тяга (див. рис. 2.36) зі сталі Ст3 працює на розтяг силою  $T$ . Розміри:  $l = 250$  мм,  $b = 200$  мм,  $c = 20$  мм,  $s = 12$  мм, катет  $k = 6$  мм. Зусилля  $T = 150$  кН.

1. Перевірте міцність вузла.
2. Чи буде забезпечена міцність вузла, якщо зменшити товщину  $s$  до 10 мм?
3. Чи буде забезпечена міцність вузла, якщо зменшити катет  $k$ ?

**Задача 2.4.4.** Зварна тяга (див. рис. 2.36) зі сталі 09Г2 працює на розтяг силою  $T$ . Розміри:  $l = 300$  мм,  $b = 150$  мм,  $c = 20$  мм, катет  $k = 6$  мм.

1. Визначте мінімальну товщину накладної планки  $s$  з умови рівномірності зі зварним з'єднанням.
2. Як зміниться мінімально необхідна товщина накладної планки  $s$ , якщо збільшити її довжину  $l$ ?
3. Як зміниться мінімально необхідна товщина накладної планки  $s$ , якщо збільшити її ширину  $b$ ?

**Задача 2.4.5.** Зварна тяга (див. рис. 2.36) зі сталі Ст3 працює на розтяг силою  $T$ . Розміри:  $b = 200$  мм,  $s = 10$  мм,  $c = 50$  мм, катет  $k = 6$  мм.

1. Визначте мінімально необхідну довжину накладної планки  $l$  з умови рівномірності з'єднання та накладної планки.
2. Як зміниться мінімально необхідна довжина накладної планки  $l$ , якщо збільшити її товщину  $s$ ?



3. Як зміниться мінімально необхідна довжина накладної планки  $l$ , якщо збільшити катет  $k$ ?

**Задача 2.4.6.** Зварна тяга (рис. 2.37) зі сталі 09Г2 працює на розтяг силою  $T$ . Розміри:  $a = 100$  мм,  $b = 200$  мм,  $s = 10$  мм.

1. Визначте необхідний катет з умови рівномірності з'єднань стикового і внапусток.

2. Як зміниться необхідний катет  $k$ , якщо збільшити товщину  $s$ ?

3. Як зміниться необхідний катет  $k$ , якщо збільшити ширину  $b$ ?

**Задача 2.4.7.** Зварна тяга (див. рис. 2.37) зі сталі Ст3 працює на розтяг силою  $T$ . Розміри:  $a = 150$  мм,  $b = 150$  мм,  $s = 10$  мм, катет  $k = 6$  мм. Зусилля  $T = 400$  кН.

1. Перевірте міцність зварного вузла.

2. Чи буде забезпечена міцність, якщо збільшити товщину  $s$  у 1,5 рази?

3. Чи буде забезпечена міцність, якщо зменшити катет  $k$  до 4 мм?

**Задача 2.4.8.** Зварна тяга (див. рис. 2.37) зі сталі Ст3 працює на розтяг силою  $T$ . Розміри:  $a = 100$  мм,  $b = 150$  мм,  $s = 8$  мм, катет  $k = 5$  мм.

1. Визначте максимально допустиме зусилля  $T$ .

2. Як зміниться допустиме зусилля, якщо збільшити товщину  $s$ ?

3. Як зміниться допустиме зусилля, якщо збільшити катет  $k$ ?

**Задача 2.4.9.** Зварна тяга (див. рис. 2.37) зі сталі 09Г2 працює на розтяг силою  $T$ . Розміри:  $b = 200$  мм,  $s = 10$  мм, катет  $k = 6$  мм.

1. Визначте необхідну довжину напустка з умови рівномірності з'єднань стикового і внапусток.

2. Як зміниться необхідна довжина напустка, якщо збільшити розмір  $b$ ?

3. Як зміниться необхідна довжина напустка, якщо збільшити товщину  $s$ ?

**Задача 2.4.10.** Вузол (рис. 2.38) зі сталі Ст3 працює на розтяг силою  $T$ . Розміри:  $a = 200$  мм,  $b = 100$  мм,  $s = 10$  мм, катет  $k = 5$  мм.

1. Визначте максимально допустиму силу  $T$  для вузла.

2. Як зміниться допустима сила  $T$ , якщо збільшити катет?

3. Як зміниться допустима сила  $T$ , якщо збільшити товщину  $s$ ?

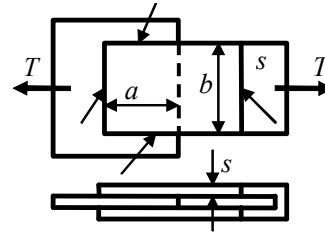


Рис. 2.37. Зварна тяга

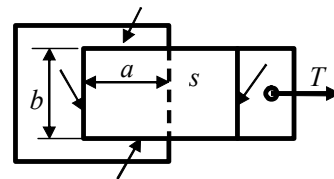


Рис. 2.38. Зварний вузол

**Задача 2.4.11.** Вузол (див. рис. 2.38) зі сталі 09Г2 працює на розтяг силою  $T$ . Розміри:  $b = 100$  мм,  $s = 10$  мм, катет  $k = 5$  мм.

1. Визначте необхідну довжину напустка  $a$  з умови рівномірності з'єднань стикового і внапусток.

2. Як зміниться необхідна довжина напустка, якщо збільшити товщину  $s$ ?

3. Як зміниться необхідна довжина напустка, якщо збільшити катет  $k$ ?

**Задача 2.4.12.** Вузол (див. рис. 2.38) зі сталі Ст3 працює на розтяг силою  $T$ . Розміри:  $a = 150$  мм,  $b = 150$  мм,  $s = 12$  мм.

1. Визначте необхідний катет  $k$  з умови рівномірності з'єднань стикового і внапусток.

2. Як зміниться необхідний катет  $k$ , якщо збільшити довжину напустка  $a$ ?

3. Як зміниться необхідний катет  $k$ , якщо збільшити ширину пластини  $b$ ?

**Задача 2.4.13.** Вузол (див. рис. 2.38) зі сталі 09Г2 працює на розтяг силою  $T$ . Розміри:  $a = 150$  мм,  $b = 200$  мм,  $s = 10$  мм, катет  $k = 6$  мм. Зусилля  $T = 100$  кН.

1. Перевірте міцність вузла.

2. Чи буде забезпечена міцність вузла, якщо зменшити товщину  $s$  до 8 мм?

3. Чи буде забезпечена міцність вузла, якщо зменшити катет до 5 мм?

**Задача 2.4.14.** Вузол (див. рис. 2.38) зі сталі 09Г2 працює на розтяг силою  $T$ . Розміри:  $a = 150$  мм,  $b = 150$  мм, катет  $k = 5$  мм.

1. Визначте товщину  $s$  з умови рівномірності з'єднань стикового і внапусток.

2. Як зміниться необхідна товщина, якщо збільшити катет?

3. Як зміниться необхідна товщина, якщо застосувати сталь Ст3?

**Задача 2.4.15.** Вушко (рис. 2.39) зі сталі Ст3 приварено до шпангоута і навантажено силою  $T$ . Розміри:  $a = 200$  мм,  $b = 200$  мм,  $c = 250$  мм,  $s = 14$  мм, катет  $k = 6$  мм. Зусилля  $T = 50$  кН. Кут  $\alpha = 45^\circ$ .

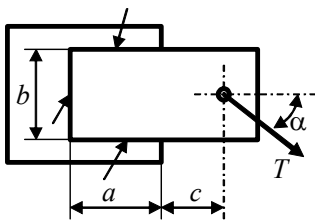


Рис. 2.39. Вушко

1. Перевірте міцність з'єднання.

2. Як зміниться міцність з'єднання, якщо зменшити товщину вушка  $s$  до 10 мм?

3. Як зміниться міцність з'єднання, якщо збільшити кут  $\alpha$ ?

**Задача 2.4.16.** Вушко (див. рис. 2.39) зі сталі приварено до шпангоута і навантажено силою  $T$ . Розміри:  $a = 200$  мм,  $b = 150$  мм,  $c = 250$  мм,  $s = 10$  мм, катет  $k = 5$  мм. Зусилля  $T = 70$  кН. Кут  $\alpha = 60^\circ$ .

1. Визначте необхідний клас міцності сталі для вузла.
2. Як зміняться вимоги до міцності сталі, якщо збільшити розмір  $a$ ?
3. Як зміняться вимоги до міцності сталі, якщо збільшити розмір  $b$ ?

**Задача 2.4.17.** Вушко (див. рис. 2.39) зі сталі Ст3 приварено до шпангоута і навантажено силою  $T$ . Розміри:  $a = 100$  мм,  $b = 150$  мм,  $c = 300$  мм,  $s = 10$  мм. Зусилля  $T = 50$  кН. Кут  $\alpha = 30^\circ$ .

1. Визначте необхідний катет.
2. Як зміниться необхідний катет, якщо збільшити кут  $\alpha$ ?
3. Як зміниться необхідний катет, якщо збільшити розмір  $b$ ?

**Задача 2.4.18.** Вушко (див. рис. 2.39) зі сталі 09Г2 приварено до шпангоута і навантажено силою  $T$ . Розміри:  $a = 100$  мм,  $b = 200$  мм,  $c = 250$  мм,  $s = 10$  мм, катет  $k = 5$  мм. Кут  $\alpha = 30^\circ$ .

1. Визначте допустиме значення сили  $T$ .
2. Як зміниться допустима сила  $T$ , якщо збільшити товщину вушка  $s$ ?
3. Як зміниться допустима сила  $T$ , якщо збільшити кут  $\alpha$ ?

### Контрольні питання

1. Яке з'єднання називається внапусток?
2. Які шви називаються лобовими?
3. Які шви називаються фланговими?
4. Як визначається розрахунковий переріз з'єднання внапусток?
5. У чому полягає особливість з'єднання внапусток кутника?
6. На які навантаження може працювати з'єднання внапусток?
7. Як визначаються напруження від осьового навантаження?
8. Як визначаються напруження від згинального моменту?
9. Як визначаються напруження від поперечного навантаження?
10. Як розподілені напруження в розрахунковому перерізі від осьового навантаження?
11. Як розподілені напруження в розрахунковому перерізі від згинального моменту?
12. Як розподілені напруження в розрахунковому перерізі від поперечного навантаження?
13. Як підсумовуються напруження від осьового і поперечного навантажень?
14. Як підсумовуються напруження від осьового навантаження і згинального моменту?
15. Як підсумовуються напруження від поперечного навантаження і згинального моменту?

16. Як підсумовуються напруження від осьового та поперечного навантажень і згинального моменту?

17. Як у телескопічному з'єднанні труб підсумовуються напруження від осьового навантаження і крутного моменту?

18. Як у телескопічному з'єднанні труб підсумовуються напруження від поперечного навантаження, згинального і крутного моментів?

19. Як у телескопічному з'єднанні труб підсумовуються напруження від осьового навантаження, згинального і крутного моментів?

20. Допустиме осьове навантаження у з'єднанні внапусток двох пластин дорівнює  $P$ . Як зміниться допустиме навантаження у з'єднанні, якщо зменшити товщину однієї з пластин?

21. Допустиме осьове навантаження у з'єднанні внапусток двох пластин дорівнює  $P$ . Як зміниться допустиме навантаження у з'єднанні, якщо збільшити товщину однієї з пластин?

22. Допустиме осьове навантаження у з'єднанні внапусток двох пластин дорівнює  $P$ . Як зміниться допустиме навантаження у з'єднанні, якщо зменшити катет?

23. Допустиме осьове навантаження у з'єднанні внапусток двох пластин дорівнює  $P$ . Як зміниться допустиме навантаження у з'єднанні, якщо збільшити катет?

24. Допустиме осьове навантаження у з'єднанні внапусток двох пластин дорівнює  $P$ . Як зміниться допустиме навантаження у з'єднанні, якщо зменшити довжину напустка?

25. Допустиме осьове навантаження у з'єднанні внапусток двох пластин дорівнює  $P$ . Як зміниться допустиме навантаження у з'єднанні, якщо силу прикласти під кутом?

## **2.5. Розрахунок міцності та проектування зварних точкових контактних з'єднань**

### ***2.5.1. Загальна характеристика з'єднання***

Точкове контактне є різновидом з'єднання внапусток, у якому поверхня одного з'єднуваного елемента накладається на поверхню іншого. Складані елементи стискаються між двома електродами. Під час пропускання струму за рахунок омичного опору контакту між з'єднуваними поверхнями відбувається нагрівання і розплавлення металу. Під час охолодження внаслідок кристалізації розплавленого металу утворюється літа точка, що з'єднує дві поверхні.

Основні переваги цих з'єднань у порівнянні з отриманими дуговими способами – простота їх складання до зварювання, тому що в них

немає потреби ретельно припасовувати крайки з заданим зазором, широкі можливості механізації процесу і мале тепловкладення під час зварювання. До недоліків варто віднести деяку перевитрату металу за рахунок напустка і підвищений ступінь концентрації напружень.

До точкових з'єднань може ставитися як вимога достатньої міцності, тобто передачі необхідного навантаження, так і вимога рівномірності з приварним елементом. У загальному випадку міцність (у тому числі і рівномірність з основним металом) забезпечується призначенням відповідного діаметра і кількості точок (довжини напустка).

У разі конструювання точкових з'єднань діаметр точок призначається з технологічних міркувань. При цьому з погляду якісного формування зварної точки визначальним параметром є товщина з'єднуваних листів. Звичайно діаметр призначають за меншою товщиною. Для цього можна використовувати наступні емпіричні формули:

для товщин  $s_{\min}$  до 3 мм  

$$d = 1,2s_{\min} + 4 \text{ мм};$$
 для товщин  $s_{\min}$  понад 3 мм  

$$d = 1,5s_{\min} + 5 \text{ мм}.$$

Отримані значення діаметрів варто округлити до цілих міліметрів.

Точки в з'єднанні розташовуються рядами на однаковій відстані одна від одної, яка називається кроком  $t$  (рис. 2.40). Крок установлюють у залежності від діаметра точок. Він повинен бути не менше трьох діаметрів, тобто  $t \geq 3d$ . Установлено обмеження і зверху: крок повинен бути не більше 30 мінімальних товщин ( $t \leq 30s_{\min}$ ). Варто мати на увазі, що всі відстані вимірюються між осями точок.

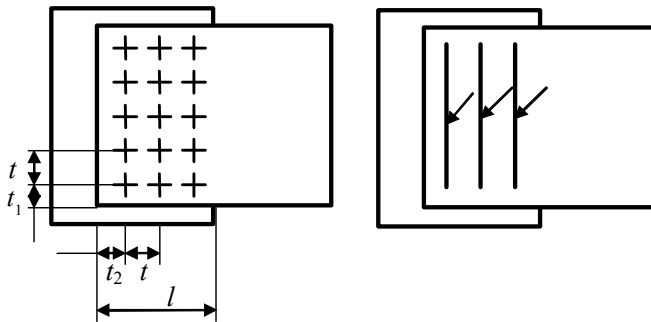


Рис. 2.40. Розташування точок у точковому контактному з'єднанні

Кількість точок у ряді  $m$  визначається шириною з'єднання  $b$  і кроком  $t$ . Відстань від крайньої точки в ряді до подовжньої крайки накладної деталі повинна бути не менше  $1,5d$ .

Кількість рядів  $p$  залежить від загальної кількості точок у з'єднанні  $n$  і повинна бути не менше 2, але не більше 5. Відстань від крайнього ряду до поперечної крайки повинна бути не менше  $2d$ .

Під час проектування точкового з'єднання необхідно всі відстані призначати за можливості ближче до мінімальної для одержання більш компактного з'єднання.

Загальна кількість точок у з'єднанні визначається на основі вимог міцності.

### 2.5.2. Розрахунковий переріз точкового з'єднання

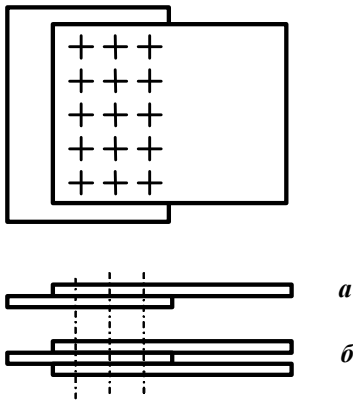


Рис. 2.41. З'єднання з однозрізними (а) і дво-зрізними (б) точками

У розрахунковий переріз точкового з'єднання включають усі точки, а точніше всі зрізи точок. З цього погляду розрізняють точки однозрізні, коли з'єднуються дві товщини (рис. 2.41,а), і дво-зрізні, коли з'єднуються три товщини (див. рис. 2.41,б). Площа одного зрізу точки визначається площею круга діаметром  $d$ , тобто  $\frac{\pi d^2}{4}$ .

З урахуванням цього розрахунковий переріз має вигляд системи точок (рис. 2.42).

Основні геометричні характеристики перерізу, що використовуються в розрахунках міцності, – площа  $F$ , осьовий момент інерції  $I_x$  і полярний момент інерції  $I_p$ . Крім того, для розрахунку можуть знадобитися відстані від осі  $x$  до найбільш віддалених точок перерізу  $y_{\max}$  та від центра ваги розрахункового перерізу до найбільш віддаленої точки  $r_{\max}$ .

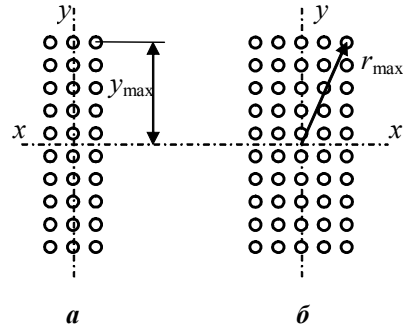
Площа розрахункового перерізу визначається звичайним підсумовуванням площ усіх зрізів точок у даному з'єднанні, тобто в з'єднанні з однозрізними точками

$$F = \frac{\pi d^2}{4} n = \frac{\pi d^2}{4} mp,$$

а при дво-зрізних точках

$$F = 2 \frac{\pi d^2}{4} n = 2 \frac{\pi d^2}{4} mp.$$

Рис. 2.42. Розрахунковий переріз  
точкового з'єднання трирядного (а)  
і п'яти рядного (б) з десятьма точками  
в ряді



Осьовий момент інерції розрахункового перерізу визначається підсумовуванням добутків усіх площ зрізів точок на квадрати їх відстаней до осі  $x$ , тобто

$$I_x = \sum_{i=1}^n \left( \frac{\pi d^2}{4} y_i^2 \right) = \frac{\pi d^2}{4} p \sum_{i=1}^m y_i^2.$$

Відстані  $y_i$  виражаються через крок  $t$ . Так, у з'єднанні з парним числом точок у ряді  $y_i$  буде дорівнювати  $0,5t; 1,5t; 2,5t$  і т. п., а в з'єднанні з непарним числом точок –  $1t, 2t, 3t$  і т. д.

Полярний момент інерції розрахункового перерізу визначається підсумовуванням добутків усіх площ зрізів точок на квадрати їх відстаней до ЦВ перерізу, тобто

$$I_p = \sum_{i=1}^n \left( \frac{\pi d^2}{4} r_i^2 \right).$$

Відстані  $r_i$  знаходяться як  $r_i = \sqrt{x_i^2 + y_i^2}$  і також виражаються через крок  $t$ .

Аналогічно знаходяться і відстані  $y_{\max}$  від осі  $x$  та  $r_{\max}$  від ЦВ перерізу до найбільш віддалених точок.

Вузли з точковими з'єднаннями, як і звичайні з'єднання внапусток, можуть працювати на всі види навантаження, тобто на розтяг-стиск осьовим (щодо подовжньої осі зварного вузла) навантаженням  $P$ , на згин під дією згинального моменту  $M$  у площині з'єднання, на зріз поперечною (щодо подовжньої осі зварного вузла) силою  $Q$  (рис. 2.43). Особливим випадком навантаження точкового з'єднання є робота на відрив.

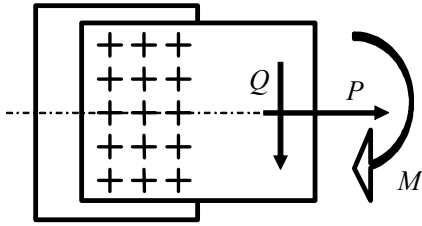


Рис. 2.43. Види навантаження в точкових з'єднаннях

### 2.5.3. Розрахунок точкового з'єднання під дією осевого (подовжнього) навантаження

Неважко побачити, що у разі дії осевої (подовжньої) сили на вузол із точковим з'єднанням останнє працює на зріз у площині точок. Весь розрахунковий переріз (тобто всі точки з'єднання і всі площі зрізів точок) навантажений рівномірно.

Тому

$$\tau_P = \frac{P}{F} = \frac{P}{n \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{P}{m p \frac{\pi d^2}{4}}.$$

Якщо на з'єднання діє лише осеова сила, отримані напруження порівнюють із допустимими, тобто складають умову міцності

$$\tau_P = \frac{P}{m p \frac{\pi d^2}{4}} \leq [\tau'].$$

Користуючись умовою міцності, можна розв'язати задачу будь-якого типу, тобто перевірити міцність наявного з'єднання, знайти допустиму для даного з'єднання силу  $P$ , підібрати клас міцності сталі або спроектувати з'єднання. В останньому випадку призначають діаметр точок  $d$  виходячи з мінімальної товщини з'єднуваного металу, за діаметром визначають крок точок  $t$  і кількість точок  $m$ , що вміщаються в одному ряді, і з умови міцності знаходять необхідне число рядів. Отримане значення  $p$  округляється до більшого цілого, але при цьому необхідно стежити, щоб це значення не виходило за встановлені межі (2...5).

### 2.5.4. Розрахунок точкового з'єднання під дією поперечного навантаження

У разі дії поперечної сили, так само як і при дії осевої сили, з'єднання працює на зріз у площині зрізу точки. У розрахунку використовується те ж



припущення щодо рівномірного навантаження всіх точок розрахункового перерізу. Величина напружень визначається аналогічною формулою:

$$\tau_Q = \frac{Q}{F} = \frac{Q}{n \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{Q}{mp \frac{\pi d^2}{4}}.$$

Якщо на з'єднання діє лише поперечна сила, отримані напруження порівнюють із допустимими, тобто складають умову міцності

$$\tau_Q = \frac{Q}{mp \frac{\pi d^2}{4}} \leq [\tau'].$$

Користуючись умовою міцності, можна розв'язати задачу будь-якого типу, тобто перевірити міцність наявного з'єднання, знайти допустиму для даного з'єднання силу  $Q$ , підібрати клас міцності сталі або спроектувати з'єднання. В останньому випадку призначають діаметр точок  $d$  виходячи з мінімальної товщини з'єднуваного металу, за діаметром визначають крок точок  $t$  і кількість точок  $m$ , що вміщаються в одному ряді, і з умови міцності знаходять необхідне число рядів. Отримане значення  $p$  округляється до більшого цілого, при цьому необхідно стежити, щоб це значення не виходило за встановлені межі (2...5).

### 2.5.5. Розрахунок точкового з'єднання під дією згинального моменту

Розрахунок точкового з'єднання у разі дії згинального моменту  $M$  в його площині може виконуватися одним із двох методів.

#### Метод полярного моменту інерції

Розрахунок цим методом заснований на припущенні, що під дією моменту  $M$  з'єднання (накладний елемент) прагне повернутися в площині розрахункового перерізу відносно його центра ваги (рис. 2.44, *a*). При цьому в розрахунковому перерізі утворюються дотичні напруження  $\tau_M$ , величина яких прямо пропорційна відстані від досліджуваної точки

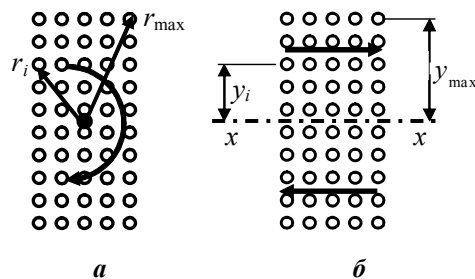


Рис. 2.44. Схема повороту (*a*) і зміщення (*b*) точкового з'єднання при роботі на згин у його площині

перерізу до центра повороту, тобто  $\tau_{Mi} = \tau_1 r_i$ , де  $\tau_1$  – деякий коефіцієнт пропорційності.

У межах однієї точки напруження  $\tau_M$  вважаються постійними. Тоді зусилля, що сприймається однією точкою,

$$T_i = \tau_{Mi} \frac{\pi d^2}{4}.$$

Момент, що створюється цим зусиллям,

$$M_i = T_i r_i = \tau_{Mi} \frac{\pi d^2}{4} r_i = \tau_1 r_i^2 \frac{\pi d^2}{4}.$$

Сума моментів, сприйманих усіма точками з'єднання, дорівнює діючому моменту, тобто

$$M = \sum_n M_i = \tau_1 \frac{\pi d^2}{4} \sum_n r_i^2, \text{ звідки } \tau_1 = \frac{M}{\frac{\pi d^2}{4} \sum_n r_i^2}.$$

Напруження в найбільш віддаленій точці з'єднання

$$\tau_{M \max} = \tau_1 r_{\max} = \frac{M r_{\max}}{\frac{\pi d^2}{4} \sum_n r_i^2}.$$

Неважко побачити, що вираз  $\frac{\pi d^2}{4} \sum_n r_i^2$  з відхиленням з різницею

на величину власних моментів інерції самих точок  $\sum \frac{\pi d^4}{64}$  являє собою полярний момент інерції розрахункового перерізу.

Якщо діє лише згинальний момент, ці напруження порівнюються з допустимими, тобто складається умова міцності  $\tau_{\max} \leq [\tau']$ . Вона має розгорнутий вигляд

$$\tau_{\max} = \frac{M r_{\max}}{\frac{\pi d^2}{4} \sum_n r_i^2} \leq [\tau'].$$

Цей метод дає досить точні результати, але не може бути застосований для проектування з'єднання, коли невідоме число рядів точок і неможливо підрахувати ні  $r_{\max}$ , ні  $\sum_n r_i^2$ . У цьому випадку використовується більш простий, але менш точний метод осевого моменту інерції.

**Метод осевого моменту інерції**

Розрахунок цим методом заснований на припущенні, що під дією моменту  $M$  з'єднання (накладний елемент) прагне зрушитися в площині розрахункового перерізу щодо його подовжньої осі (див. рис. 2.44,б). При цьому в розрахунковому перерізі утворюються дотичні напруження  $\tau_M$ , величина яких прямо пропорційна відстані від досліджуваної точки перерізу до осі  $x$ , тобто  $\tau_{Mi} = \tau_2 y_i$ , де  $\tau_2$  – деякий коефіцієнт пропорційності.

У межах однієї точки напруження  $\tau_M$  вважаються постійними. Тоді зусилля, що сприймається однією точкою,

$$T_i = \tau_{Mi} \frac{\pi d^2}{4}.$$

Момент, створюваний цим зусиллям,

$$M_i = T_i y_i = \tau_{Mi} \frac{\pi d^2}{4} y_i = \tau_2 y_i^2 \frac{\pi d^2}{4}.$$

Сума моментів, що сприймаються всіма точками з'єднання, дорівнює діючому моменту, тобто

$$M = \sum_n M_i = \tau_2 \frac{\pi d^2}{4} \sum_n y_i^2 = \tau_2 p \frac{\pi d^2}{4} \sum_m y_i^2,$$

звідки  $\tau_2 = \frac{M}{p \frac{\pi d^2}{4} \sum_m y_i^2}$ .

Напруження в найбільш віддаленій точці з'єднання

$$\tau_{M \max} = \tau_2 y_{\max} = \frac{M y_{\max}}{p \frac{\pi d^2}{4} \sum_m y_i^2}.$$

Неважко побачити, що вираз  $p \frac{\pi d^2}{4} \sum_m y_i^2$  з різницею на величину власних моментів інерції самих точок  $\sum_n \frac{\pi d^4}{64}$  являє собою осьовий момент інерції розрахункового перерізу.

Якщо діє лише згинальний момент, то ці напруження порівнюються з допустимими, тобто складається умова міцності  $\tau_{\max} \leq [\tau']$ . Її розгорнутий вигляд

$$\tau_{M \max} = \frac{My_{\max}}{p \frac{\pi d^2}{4} \sum_m y_i^2} \leq [\tau'].$$

Цей метод дає менш точні результати, ніж метод полярного моменту, але його можна застосувати для проектування, тому що в ньому не потрібно знати кількість рядів точок. Крім того, зі збільшенням кількості точок у ряді розходження в результатах розрахунку максимальних напружень зазначеними методами зменшується.

### **2.5.6. Розрахунок точкового з'єднання при одночасній дії кількох видів навантаження**

Якщо на з'єднання діє одночасно кілька видів навантаження, то з допустимими порівнюються лише результуючі напруження, знайдені як сума складових у небезпечних точках. Принципи визначення результуючих напружень аналогічні тим, що використовувалися в інших з'єднаннях, тобто складові знаходяться з урахуванням принципу незалежності дії сил. Спосіб підсумовування залежить від взаємного напрямку дії складових: за однією віссю підсумовуються алгебраїчно ( $\tau_{\text{рез}} = \tau_1 + \tau_2$ ), а за взаємно перпендикулярними осями – геометрично

$$\left( \tau_{\text{рез}} = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2} \right).$$

У разі одночасної дії осьової, поперечної сил і згинального моменту, якщо напруження від згинального моменту знайдені методом осьового моменту інерції, умова міцності буде мати вигляд

$$\tau_{\text{рез}} = \sqrt{(\tau_M + \tau_P)^2 + \tau_Q^2} \leq [\tau']$$

або після підстановки складових

$$\tau_{\text{рез}} = \sqrt{\left( \frac{My_{\text{max}}}{p \frac{\pi d^2}{4} \sum_{i=1}^m y_i^2} + \frac{P}{mp \frac{\pi d^2}{4}} \right)^2 + \left( \frac{Q}{mp \frac{\pi d^2}{4}} \right)^2} =$$

$$= \frac{1}{p \frac{\pi d^2}{4}} \sqrt{\left( \frac{My_{\text{max}}}{\sum_{i=1}^m y_i^2} + \frac{P}{m} \right)^2 + \left( \frac{Q}{m} \right)^2} \leq [\tau'].$$

Отриману умову міцності зручно використовувати при проектуванні з'єднання. У цьому випадку за деталлю, що має мінімальну товщину, призначається діаметр точок, за діаметром точок установлюється крок точок і відстані від крайніх точок у ряді до подовжніх крайок деталей. З урахуванням цього визначається кількість точок у ряді  $m = b/t$ , де  $b$  – мінімальна ширина з'єднуваних деталей. Отримане значення  $m$  округляється до меншого цілого, і з урахуванням цього уточнюється крок  $t = b/m$ . Якщо відоме розташування точок у ряді, то можна з умови міцності розрахувати необхідне число рядів  $p$ , що округляється до більшого цілого. Отримане число рядів точок не повинне виходити за межі 2...5.

Для перевірки міцності наявного з'єднання або розв'язання інших задач, коли всі параметри з'єднання відомі, краще скористатися методом полярного моменту інерції, що дає більш достовірні результати. У цьому випадку умова міцності буде мати вигляд

$$\tau_{\text{рез}} = \sqrt{\left( \frac{Mr_{\text{max}}}{\frac{\pi d^2}{4} \sum_{i=1}^n r_i^2} + \frac{P}{mp \frac{\pi d^2}{4}} \right)^2 + \left( \frac{Q}{mp \frac{\pi d^2}{4}} \right)^2} \leq [\tau'].$$

### 2.5.7. Особливості роботи і розрахунку точкових з'єднань на відрив

На відрив точки працюють під дією навантаження, перпендикулярного до площини з'єднання (рис. 2.45). При проектуванні точкових з'єднань варто пам'ятати, що на відрив вони працюють дуже погано, для них природною є робота на зріз у площині з'єднання. Однак у разі потреби можна застосувати і з'єднання, що працює на відрив. У цьому випадку розрахунок має деякі особливості.

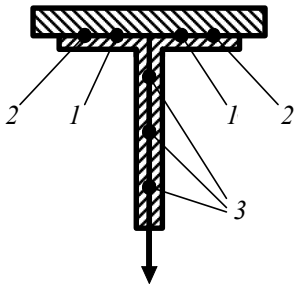


Рис. 2.45. Точкове з'єднання, що працює на відрив:  
 1 – навантажені точки робочого з'єднання;  
 2 – ненавантажені точки робочого з'єднання;  
 3 – точки сполучного з'єднання

По-перше, зусилля відриву сприймається лише рядами точок, ближче розташованими до цього зусилля. Тому в розрахунок включаються не всі точки робочого з'єднання, а лише навантажені, тобто точки 1 (див. рис. 2.45).

По-друге, можливі два типи руйнування навантажених точок – відривом за площиною з'єднання  $\left( \text{площа руйнування } \frac{\pi d^2}{4} \right)$  і вириванням з деталі (листа) меншої товщини за площею  $\pi d s_{\min}$  (рис. 2.46).

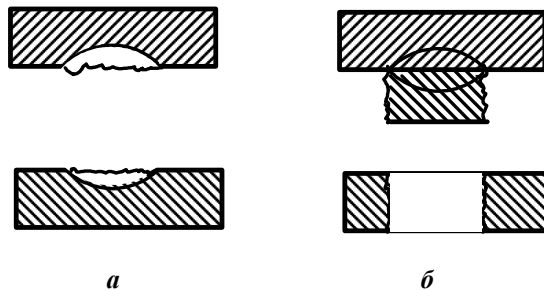


Рис. 2.46. Руйнування зварної точки відривом (а) і вириванням основного металу (б)

По-третє, допустимі напруження на відрив істотно нижчі, ніж при роботі на зріз, і складають усього  $0,3[\sigma]$ .

З урахуванням зазначених особливостей при роботі на відрив необхідно перевірити дві умови міцності:

на відрив

$$\sigma = \frac{P}{n \frac{\pi d^2}{4}} \leq [\sigma]_{\text{відр}} = 0,3[\sigma];$$

на виривання

$$\tau = \frac{P}{n p d s_{\min}} \leq [\tau'] = 0,5 \dots 0,6[\sigma],$$

де  $n$  – кількість навантажених робочих точок у з'єднанні.

### 2.5.8. Особливості розрахунку поясних точкових з'єднань у балках

За допомогою точкового контактного зварювання виготовляються легкі балки зі штампованих і гнутих профілів (рис. 2.47).

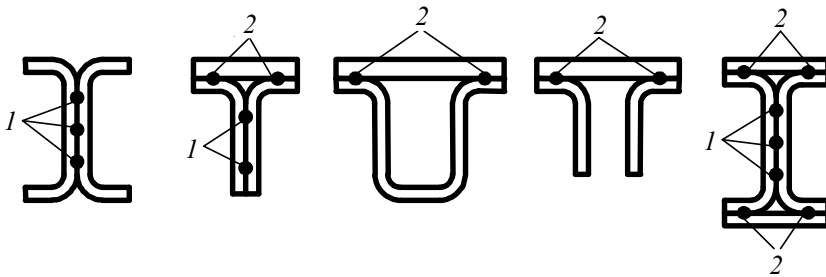


Рис. 2.47. Перерізи балок із штампованих і гнутих профілів

Точки в таких профілях можуть бути сполучними 1 і робочими 2. На міцність розраховуються лише робочі точки. Максимальне зусилля зрізу, що передається з одного елемента профілю на інший через робочі точки в межах одиничної довжини, може бути визначене з формули Журавського

$$T_1 = \frac{QS}{I},$$

де  $Q$  – максимальна перерізуюча сила в балці;  $S$  – статичний момент перерізу елемента, що прикріплюється робочими точками, відносно ЦВ усього перерізу балки;  $I$  – власний момент інерції всього перерізу балки відносно осі, перпендикулярної до площини згину.

Відповідно зусилля, що припадає на довжину, яка дорівнює кроку рядів робочих точок,

$$T_t = \frac{QS}{I} t.$$

Це зусилля передається через  $n$  робочих точок (кількість точок у ряді в межах одного кроку за довжиною балки), кожна площею зрізу  $\frac{\pi d^2}{4}$ .

Тоді умова міцності в точці

$$\tau = \frac{QSt}{In \frac{\pi d^2}{4}} \leq [\tau'].$$

За цією умовою можна перевірити наявну балку або знайти необхідну кількість точок у ряді  $n$ , якщо балка проектується.

### 2.5.9. Приклад розрахунку точкового з'єднання

Вушко зі сталі Ст3 ( $\sigma_T = 240$  МПа) приварено точковим контактним зварюванням (рис. 2.48). Розміри:  $b = 200$  мм,  $c = 50$  мм,  $s_1 = 3$  мм,  $s_2 = 2$  мм.

Спроекувати з'єднання з мінімальною довжиною напуста і рівномірне основному металу, взявши коефіцієнт запасу міцності  $k_3 = 1,5$ .

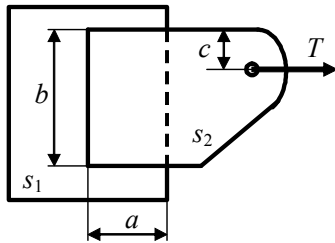


Рис. 2.48. З'єднання вушка точковим контактним зварюванням

#### Розв'язання

1. Визначимо допустиме зусилля з умови міцності вушка з урахуванням його роботи на розтяг силою  $T$  ( $P = T$ ) і згин моментом

$$M = T \left( \frac{b}{2} - c \right);$$

$$\frac{T}{F} + \frac{M}{W} \leq [\sigma],$$



$$\text{де } F = bs_2 = 200 \cdot 2 \cdot 10^{-6} = 4,0 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2; W = \frac{s_2 b^2}{6} = \frac{2 \cdot 200^2}{6 \cdot 10^{-9}} = 0,133 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

$$M = T \left( \frac{200}{2} - 50 \right) \cdot 10^{-3} = 5 \cdot 10^{-2} T.$$

Після підстановки в умову міцності з урахуванням  $[\sigma] = 160 \text{ МПа}$  маємо

$$\frac{T}{4 \cdot 10^{-4}} + \frac{5 \cdot 10^{-2} T}{0,133 \cdot 10^{-4}} \leq 160;$$

$$T \leq \frac{160}{0,25 \cdot 10^4 + 0,376 \cdot 10^4} = 256 \cdot 10^{-4} \text{ МН} = 25,6 \text{ кН}.$$

Таким чином, зварне з'єднання повинне розраховуватися на одночасну дію осьового навантаження  $T = 25,6 \text{ кН}$  і згинального моменту

$$M = T \left( \frac{b}{2} - c \right).$$

2. З технологічних міркувань визначимо діаметр точок за мінімальною товщиною:  $d = 1,2s_{\min} + 4 = 1,2 \cdot 2 + 4 = 6,4 \text{ мм}$ ; округливши, візьмемо  $d = 6 \text{ мм}$ . Крок точок  $t = 3d = 3 \cdot 6 = 18 \text{ мм}$ . Тоді кількість точок у ряді

$$n = \frac{b}{t} = \frac{200}{18} = 11,1; \text{ округливши, візьмемо } n = 11.$$

3. Запишемо складові напруження у зварних точках:

$$\text{від осьового навантаження } \tau_P = \frac{T}{\pi r \frac{\pi d^2}{4}};$$

$$\text{від згинального моменту } \tau_M = \frac{T \left( \frac{b}{2} - c \right) y_{\max}}{p \frac{\pi d^2}{4} \sum_{i=1}^m y_i^2}, \text{ де } y_{\max} = 5t; \text{ оскільки}$$

ки в ряду 11 точок,

$$\sum_{i=1}^m y_i^2 = 2(t^2 + 4t^2 + 9t^2 + 16t^2 + 25t^2) = 110t^2.$$

Після підстановки і перетворень  $\tau_M = \frac{T\left(\frac{b}{2} - c\right)}{p \frac{\pi d^2}{4} \cdot 22t}$ .

4. Умова міцності зварної точки має вигляд

$$\tau_P + \tau_M \leq [\tau'] \text{ або } \frac{T}{p_m \frac{\pi d^2}{4}} + \frac{T\left(\frac{b}{2} - c\right)}{p \frac{\pi d^2}{4} \cdot 22t} \leq 0,5 \frac{\sigma_T}{1,5}$$

Після перетворень маємо число рядів точок

$$p \geq \frac{3\left(22t + m \frac{b}{2} - mc\right)T}{5,5t m \pi d^2 \sigma_T} =$$

$$= \frac{3\left(22 \cdot 18 + 11 \cdot \frac{200}{2} - 11 \cdot 50\right)10^{-3} \cdot 25,6 \cdot 10^{-3}}{5,5 \cdot 18 \cdot 10^{-3} \cdot 11 \cdot 3,14 \cdot 6^2 \cdot 10^{-6} \cdot 240} = 2,45.$$

Візьмемо число рядів точок  $p = 3$ .

5. Визначимо довжину напустка:

$$a = 2t_1 + 2t = 2 \cdot 12 + 2 \cdot 18 = 60 \text{ мм.}$$

### 2.5.10. Задачі для самостійної роботи

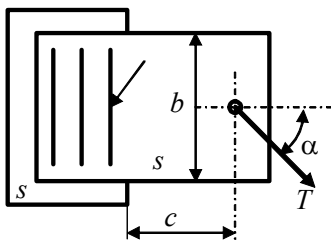


Рис. 2.49. Точкове з'єднання пластин

**Задача 2.5.1.** Пластини (рис. 2.49) зі сталі Ст3 з'єднані точковим контактним зварюванням. Розміри:  $b = 200$  мм,  $c = 200$  мм,  $s = 2$  мм. Кут  $\alpha = 30^\circ$ .

1. Визначте допустиме значення сили  $T$ .
2. Як зміниться допустима сила, якщо збільшити товщину  $s$ ?
3. Як зміниться допустима сила, якщо збільшити кут  $\alpha$ ?

**Задача 2.5.2.** Пластини (див. рис. 2.49) зі сталі 10ХСНД з'єднані точковим контактним зварюванням. Розміри:  $b = 150$  мм,  $c = 200$  мм,  $s = 3$  мм. Кут  $\alpha = 30^\circ$ , зусилля  $T = 10$  кН.

1. Перевірте міцність з'єднання.
2. Чи буде забезпечена міцність з'єднання, якщо збільшити товщину  $s$ ?
3. Чи буде забезпечена міцність з'єднання, якщо зменшити кут  $\alpha$ ?

**Задача 2.5.3.** Пластини (див. рис. 2.49) зі сталі 09Г2 з'єднані точковим контактним зварюванням. Розміри:  $b = 200$  мм,  $s = 2$  мм. Кут  $\alpha = 45^\circ$ , зусилля  $T = 15$  кН.

1. Визначте максимально допустиму довжину вильоту  $s$ .
2. Як зміниться допустима довжина вильоту, якщо збільшити товщину  $s$ ?
3. Як зміниться допустима довжина вильоту, якщо збільшити розмір  $b$ ?

**Задача 2.5.4.** Пластини (див. рис. 2.49) зі сталі з'єднані точковим контактним зварюванням. Розміри:  $b = 250$  мм,  $c = 100$  мм,  $s = 3$  мм. Кут  $\alpha = 30^\circ$ , зусилля  $T = 40$  кН.

1. Визначте необхідний клас міцності сталі.
2. Як зміниться необхідний клас міцності сталі, якщо збільшити товщину  $s$ ?
3. Як зміниться необхідний клас міцності сталі, якщо збільшити кут  $\alpha$ ?

**Задача 2.5.5.** Пластини (див. рис. 2.49) зі сталі Ст3 з'єднані точковим контактним зварюванням. Розміри:  $b = 150$  мм,  $c = 50$  мм,  $s = 2$  мм. Кут  $\alpha = 0^\circ$ .

1. Сконструйте точкове з'єднання, рівномічне накладній пластині.
2. Як зміниться з'єднання, якщо збільшити товщину  $s$ ?
3. Як зміниться з'єднання, якщо збільшити розмір  $c$ ?

**Задача 2.5.6.** Вушко (рис. 2.50) зі сталі Ст3 приварено точковим контактним зварюванням. Розміри:  $b = 300$  мм,  $c = 50$  мм,  $s = 3$  мм.

1. Визначте допустиме значення сили  $T$ .
2. Як зміниться допустима сила, якщо збільшити товщину  $s$ ?
3. Як зміниться допустима сила, якщо збільшити розмір  $c$ ?

**Задача 2.5.7.** Вушко (див. рис. 2.50) зі сталі 09Г2 приварено точковим контактним зварюванням. Розміри:  $b = 350$  мм,  $c = 50$  мм,  $s = 2$  мм. Зусилля  $T = 30$  кН.

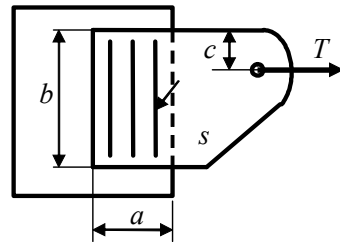


Рис. 2.50. Точкове приварювання вушка

1. Перевірте міцність з'єднання.
2. Чи буде забезпечена міцність, якщо збільшити товщину  $s$ ?
3. Чи буде забезпечена міцність, якщо збільшити розмір  $c$ ?

**Задача 2.5.8.** Вушко (див. рис. 2.50) зі сталі Ст3 приварено точковим контактним зварюванням. Розміри:  $b = 300$  мм,  $s = 3$  мм. Зусилля  $T = 15$  кН.

1. Визначте мінімально допустиме значення розміру  $c$ .
2. Як зміниться мінімально допустиме значення розміру  $c$ , якщо збільшити товщину  $s$ ?
3. Як зміниться мінімально допустиме значення розміру  $c$ , якщо збільшити силу  $T$ ?

**Задача 2.5.9.** Вушко (див. рис. 2.50) зі сталі 09Г2 приварено точковим контактним зварюванням. Розміри:  $b = 300$  мм,  $c = 50$  мм,  $s = 2$  мм. Зусилля  $T = 30$  кН.

1. Визначте необхідне число рядів точок.
2. Як зміниться необхідне число рядів точок, якщо збільшити розмір  $c$ ?
3. Як зміниться необхідне число рядів точок, якщо збільшити товщину  $s$ ?

**Задача 2.5.10.** Вушко (див. рис. 2.50) зі сталі приварено точковим контактним зварюванням. Розміри:  $b = 320$  мм,  $c = 50$  мм,  $s = 2$  мм. Зусилля  $T = 30$  кН.

1. Визначте необхідний клас міцності сталі.
2. Як зміниться необхідний клас міцності сталі, якщо збільшити розмір  $c$ ?
3. Як зміниться необхідний клас міцності сталі, якщо збільшити товщину  $s$ ?

**Задача 2.5.11.** Вушко (див. рис. 2.50) зі сталі Ст3 приварено точковим контактним зварюванням. Розміри:  $b = 200$  мм,  $c = 50$  мм,  $s = 3$  мм.

1. Визначте необхідне число рядів точок з умови рівномірності з'єднання з вушком.
2. Як зміниться необхідне число рядів, якщо збільшити ширину пластини?
3. Як зміниться необхідне число рядів, якщо збільшити товщину  $s$ ?

**Задача 2.5.12.** Дві пластини (рис. 2.51, *a*) зі сталі Ст3 з'єднані між собою за допомогою накладки точковим контактним зварюванням. Розміри:  $b = 200$  мм,  $s = 2$  мм.

1. Визначте необхідне число рядів точок з умови рівномірності з'єднання і накладки.

2. Як зміниться необхідне число рядів точок, якщо збільшити розмір  $b$ ?
3. Як зміниться необхідне число рядів точок, якщо збільшити товщину  $s$ ?

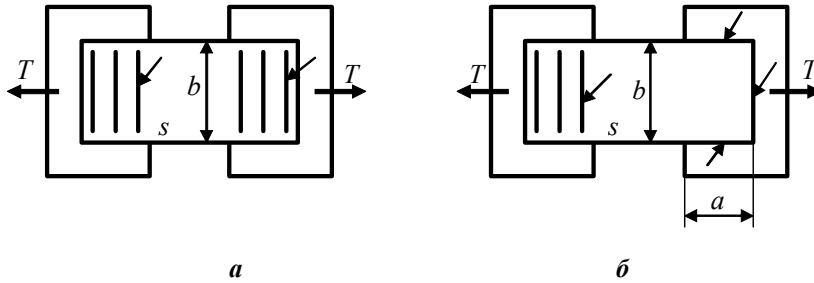


Рис. 2.51. Пластини:  
 $a$  – з накладкою і двома точковими з'єднаннями;  
 $b$  – з точковим і дуговим з'єднаннями

**Задача 2.5.13.** Дві пластини (див. рис. 2.51, $a$ ) зі сталі 09Г2 з'єднані між собою за допомогою накладки точковим контактним зварюванням. Розміри:  $b = 250$  мм,  $s = 3$  мм.

1. Визначте допустиме навантаження  $T$  для вузла.
2. Як зміниться допустиме навантаження, якщо збільшити число рядів точок?
3. Як зміниться допустиме навантаження, якщо збільшити товщину  $s$ ?

**Задача 2.5.14.** Дві пластини (див. рис. 2.51, $a$ ) зі сталі з'єднані між собою за допомогою накладки точковим контактним зварюванням. Розміри:  $b = 250$  мм,  $s = 2$  мм. Зусилля  $T = 10$  кН.

1. Визначте необхідний клас міцності сталі.
2. Як зміниться необхідний клас міцності сталі, якщо збільшити число рядів точок?
3. Як зміниться необхідний клас міцності сталі, якщо збільшити товщину  $s$ ?

**Задача 2.5.15.** Дві пластини (див. рис. 2.51, $a$ ) зі сталі Ст3 з'єднані між собою за допомогою накладки точковим контактним зварюванням. Розміри:  $b = 300$  мм,  $s = 3$  мм. Зусилля  $T = 50$  кН.

1. Перевірте міцність вузла.
2. Чи буде забезпечена міцність, якщо зменшити ширину  $b$ ?
3. Чи буде забезпечена міцність, якщо зменшити товщину  $s$ ?

**Задача 2.5.16.** Дві пластини (див. рис. 2.51,б) зі сталі 09Г2 з'єднані між собою за допомогою накладки точковим контактним і дуговим зварюванням. Розміри:  $a = 100$  мм,  $b = 150$  мм,  $s = 3$  мм,  $k = 3$  мм.

1. Спроектуйте точкове контактне з'єднання, рівномірне дуговому при розтязі.
2. Як зміниться необхідна кількість рядів точок, якщо збільшити ширину  $b$ ?
3. Як зміниться необхідна кількість рядів точок, якщо збільшити товщину  $s$ , не змінюючи катет?

**Задача 2.5.17.** Дві пластини (див. рис. 2.51,б) зі сталі Ст3 з'єднані між собою за допомогою накладки точковим контактним і дуговим зварюванням. Розміри:  $a = 80$  мм,  $b = 120$  мм,  $s = 3$  мм,  $k = 3$  мм. Зусилля  $T = 20$  кН.

1. Перевірте міцність вузла.
2. Чи буде забезпечена міцність вузла, якщо збільшити розмір  $a$ ?
3. Чи буде забезпечена міцність вузла, якщо збільшити товщину  $s$ , не змінюючи катет?

**Задача 2.5.18.** Дві пластини (див. рис. 2.51,б) зі сталі 09Г2 з'єднані між собою за допомогою накладки точковим контактним і дуговим зварюванням. Розміри:  $a = 120$  мм,  $b = 80$  мм,  $s = 3$  мм,  $k = 3$  мм. Зусилля  $T = 20$  кН.

1. Визначте допустиме навантаження на вузол.
2. Як зміниться допустиме навантаження, якщо збільшити розмір  $a$ ?
3. Як зміниться допустиме навантаження, якщо збільшити катет  $k$ ?

### **Контрольні питання**

1. Як визначається діаметр зварної точки контактного з'єднання?
2. Як визначається крок точок контактного з'єднання?
3. Як визначається кількість рядів точок контактного з'єднання?
4. На які навантаження може працювати точкове контактне з'єднання?
5. Як визначається необхідна величина напустка контактного з'єднання?
6. Який параметр точкового контактного з'єднання визначається за умовою міцності?
7. Чому дорівнює мінімально допустиме число рядів точок?
8. Чому дорівнює максимально допустиме число рядів точок?
9. Як визначається кількість точок у ряді?
10. Які точки називаються двозрізними?

11. Як визначити розрахункові напруження точкового з'єднання під дією осьового навантаження?
12. Як визначити розрахункові напруження точкового з'єднання під дією поперечного навантаження?
13. Як визначити розрахункові напруження точкового з'єднання під дією згинального моменту?
14. Як визначити розрахункові напруження точкового з'єднання під дією одночасно осьового навантаження і згинального моменту?
15. Як визначити розрахункові напруження точкового з'єднання під дією одночасно поперечного навантаження і згинального моменту?
16. Як визначити розрахункові напруження точкового з'єднання під дією одночасно осьового і поперечного навантажень?
17. Як визначити розрахункові напруження точкового з'єднання під дією одночасно осьового, поперечного навантажень і згинального моменту?
18. Чим відрізняються методи розрахунку за осьовим і полярним моментами інерції?
19. Які особливості роботи точкового з'єднання на відрив?
20. Чим відрізняються робочі точки від сполучних?

## 2.6. Розрахунки комбінованих вузлів

### 2.6.1. Розрахунок міцності комбінованих зварних вузлів

До комбінованих зварних вузлів відносять такі, в яких навантаження сприймається різними типами з'єднань або з'єднаннями, розташованими в різних площинах. Наприклад, у вузлі з'єднання пластини з тавровою балкою, показаному на рис. 2.52, *a*, частина навантаження сприймається стиковим (Б–Б), а частина – тавровим (А–А) з'єднанням. У вузлі з'єднання двотаврової балки з пластиною (див. рис. 2.52, *б*) частина навантаження передається через таврове з'єднання торця балки з пластиною (В–В), а частина – через напусткове з'єднання полиць балки з траверсою (Г–Г).

У такому комбінованому вузлі різні з'єднання мають близьку жорсткість. Тому все навантаження може вважатися або рівномірно розподіленим за всім розрахунковим перерізом комбінованого зварного з'єднання, тобто пропорційним площам розрахункових перерізів окремих зварних з'єднань (*спрощений метод*), або пропорційним площам приєднаних елементів (*уточнений метод*).

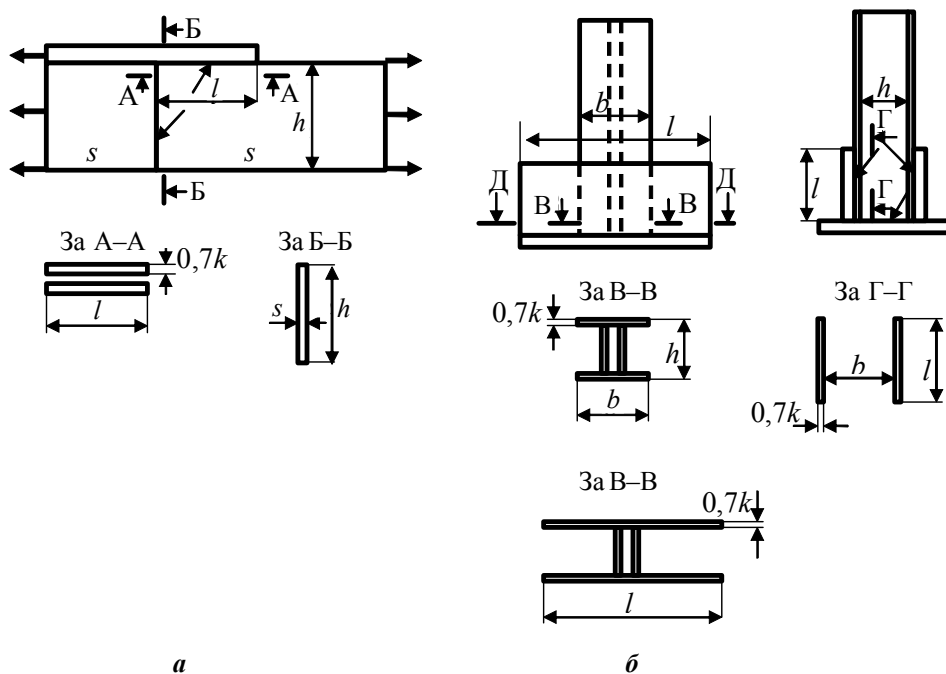


Рис. 2.52. Приклади комбінованих зварних з'єднань

У даному прикладі (див. рис. 2.52,а) можна вважати, що

$$\frac{N_T}{N_C} = \frac{F_{II}}{F_{CT}} \quad \text{або} \quad \frac{N_T}{N_C} = \frac{F_T}{F_C},$$

де  $N_T$  і  $N_C$  – зусилля, що сприймаються відповідно тавровим і стиковим з'єднаннями;  $F_{II}$  і  $F_{CT}$  – площі полиці та стінки таврової балки;  $F_T$  і  $F_C$  – площі розрахункових перерізів таврового і стикового з'єднань. Перше співвідношення вважається більш точним. Якщо відоме навантаження кожного з'єднання окремо, то подальший розрахунок нічим не відрізняється від розрахунків звичайних з'єднань – стикових, таврових, напусткових.

Особливістю комбінованих з'єднань є можливість їх руйнування за різними перерізами, що часто ускладнює розрахунок. Так, у вузлі (див. рис. 2.52,б) руйнування можливе за перерізами В–В і Г–Г (1-й варіант) і за Д–Д (2-й варіант). У таких випадках необхідно скласти і перевірити умови міцності для кожного варіанта окремо. Працездатність вузла гарантується тільки за виконання умов у всіх перерізах.



### 2.6.2. Комбіновані клепано-зварні вузли

Комбінованими клепано-зварними (болтово-зварними) вузлами називаються такі, для виготовлення яких використовуються одночасно з'єднання клепає (болтові) і зварне (рис. 2.53). Такі вузли іноді зустрічаються внаслідок ремонту старих клепаєних конструкцій, але частіше використовуються для з'єднання елементів під час монтажу великих просторових конструкцій.

Під час розрахунку таких вузлів необхідно мати на увазі, що внаслідок різкої різниці жорсткості (у зварного з'єднання жорсткість на порядок вища від жорсткості клепаєного чи болтового) практично все зусилля сприймається більш жорстким, тобто зварним з'єднанням. Заклепки і болти включаються

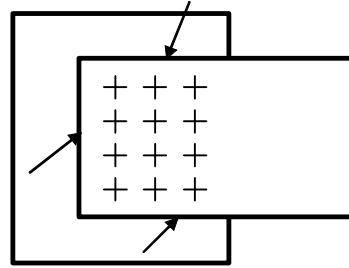


Рис. 2.53. Комбінований клепаєно-зварний вузол

в роботу лише після значної пластичної деформації або руйнування зварного з'єднання, тобто якщо напруження в ньому перевищують допустимі. Тому в разі необхідності застосування або розрахунку таких вузлів на діюче навантаження розраховують кожне з'єднання окремо. Очевидно, якщо болтові з'єднання використовується під час монтажу конструкції, а потім виконується зварювання, болти розраховуються лише на монтажне зусилля, а зварне з'єднання – на повне робоче навантаження.

### 2.6.3. Приклад розрахунку комбінованого зварного вузла

Спроекувати зварний вузол, де з'єднання пластини і таврової балки рівномічне балці під дією розтягу силою  $T$  (рис. 2.54). Матеріал – сталь Ст3, розміри полиці  $b \times s_{\text{п}} = 150 \times 12$  мм, стінки  $h \times s_{\text{ст}} = 200 \times 8$  мм, товщина пластини  $s_{\text{пл}} = 10$  мм.

#### Розв'язання

1. Визначення розрахункового навантаження з урахуванням реальної площі (нетто) тавра.

$$\text{Умова міцності тавра } \frac{T}{F_N} \leq [\sigma].$$

Реальна площа тавра (з урахуванням ослаблення вирізом)

$$F_N = F - \Delta F,$$

де  $F = F_{\text{п}} + F_{\text{ст}}$ ;  $F_{\text{п}} = 150 \cdot 12 = 1800 \text{ мм}^2$ ;  $F_{\text{ст}} = 200 \cdot 8 = 1600 \text{ мм}^2$ ;  
 $\Delta F = s_{\text{пл}} s_{\text{п}} = 10 \cdot 12 = 120 \text{ мм}^2$ ;

$$F_N = 1800 + 1600 - 120 = 3280 \text{ мм}^2 = 3,28 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Допустимі напруження на розтяг у матеріалі тавра

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{т}}}{k_3} = \frac{240}{1,5} = 160 \text{ МПа}.$$

Допустиме навантаження на тавр

$$T \leq [\sigma] F_N = 160 \cdot 3,28 \cdot 10^{-3} = 524,8 \cdot 10^3 \text{ Н} = 524,8 \text{ кН},$$

округляючи, беремо 525 кН.

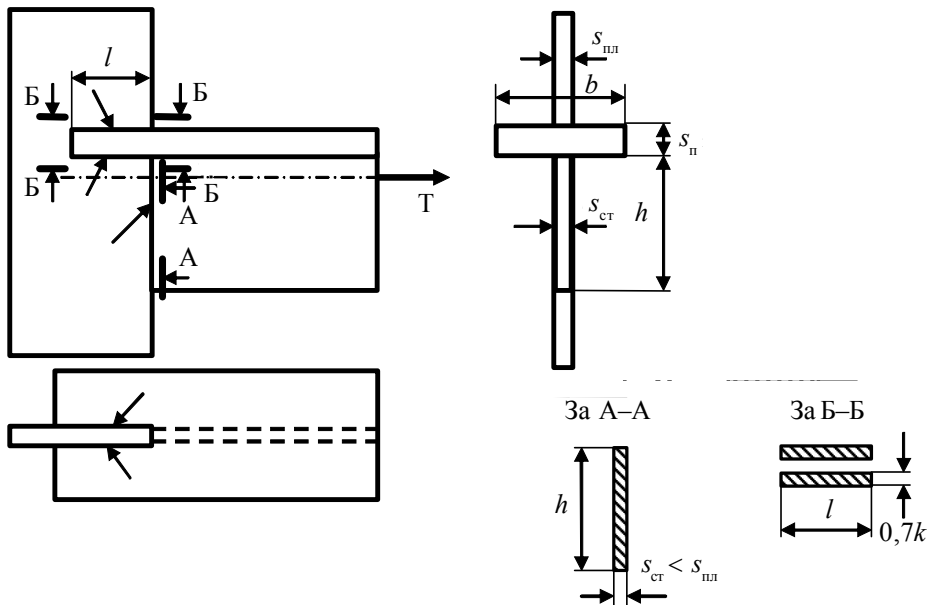


Рис. 2.54. Комбінований зварний вузол пластини і таврової балки

## 2. Визначення навантаження на полицю і стінку тавра.

Сумарне навантаження  $T_{\text{п}} + T_{\text{ст}} = 525 \text{ кН}$  розподіляється між полицю і стінкою пропорційно їх площам, тобто  $T_{\text{п}}/T_{\text{ст}} = F_{\text{п}}/F_{\text{ст}} = 1800/1600 = 1,125$  або  $T_{\text{п}} = 1,125 T_{\text{ст}}$ . Таким чином,  $1,125 T_{\text{ст}} + T_{\text{ст}} = 525$ , тоді маємо

$$T_{\text{ст}} = 525/2,125 = 247 \text{ кН}; T_{\text{п}} = 247 \cdot 1,125 = 278 \text{ кН}.$$

3. Визначення необхідних розмірів з'єднання полиці з пластинною (катета і довжини) з урахуванням навантаження на з'єднання  $T_{\text{п}} = 278$  кН.

Умова міцності таврового з'єднання з урахуванням виконання чотирьох швів довжиною  $l$  має вигляд

$$\frac{T_{\text{п}}}{4 \cdot 0,7k \cdot l} \leq [\tau],$$

де  $[\tau] = 0,65[\sigma] = 0,65 \cdot 160 = 104$  МПа.

Зважаючи на те, що в умові міцності є дві невідомі величини – катет і довжина, призначимо катет з технологічних міркувань. Для з'єднання товщин 10 і 12 мм ГОСТ 5264–80 на зварні з'єднання рекомендує мінімальний катет на рівні 6 мм, а максимальний –  $10 \cdot 1,2 = 12$  мм. З економічних міркувань беремо катет 6 мм. Тоді довжина з'єднання полиці з пластиною з умови міцності

$$l \geq \frac{T_{\text{п}}}{4 \cdot 0,7k[\tau]} = \frac{278 \cdot 10^{-3}}{4 \cdot 0,7 \cdot 6 \cdot 10^{-3} \cdot 104} = 0,159 \text{ м},$$

беремо 160 мм.

4. Перевірка міцності з'єднання.

*Спрощений варіант*

Площа розрахункового перерізу

$$F = F_{\text{т}} + F_{\text{ст}} = 4 \cdot 0,7 \cdot 6 \cdot 160 + 1600 = 4288 \text{ мм}^2 = 4,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Напруження у зварному з'єднанні в припущенні рівномірного розподілу зусилля  $T$  за всім розрахунковим перерізом

$$\sigma, \tau = \frac{T}{F} = \frac{525 \cdot 10^{-3}}{4,3 \cdot 10^{-3}} = 122 \text{ МПа}.$$

З результату розрахунку видно, що за нормальними напруженнями умова міцності виконується (у стиковій частині з'єднання) і не виконується за дотичними напруженнями (у тавровій частині з'єднання перевищення складає  $122/104 = 1,17$ , тобто на 17 %). Необхідно збільшити або катет до 7 мм ( $7/6 = 1,167$ ), або довжину з'єднання до 190 мм ( $190/160 = 1,187$ ).

*Уточнений варіант*

Перевірка таврового з'єднання:

$$\tau = \frac{T_{\Pi}}{F_{\tau}} = \frac{278 \cdot 10^{-3}}{4 \cdot 0,7 \cdot 6 \cdot 10^{-3} \cdot 160 \cdot 10^{-3}} = 103,4 \leq 104 \text{ МПа.}$$

Умова міцності виконується.

Перевірка стикового з'єднання:

$$\sigma = \frac{T_{\text{ст}}}{F_{\text{ст}}} = \frac{247 \cdot 10^{-3}}{1600 \cdot 10^{-6}} = 154 \leq 160 \text{ МПа.}$$

Умова виконується. З'єднання можна залишити без зміни.

### ***Контрольні питання***

1. Які вузли називаються комбінованими?
2. Як розподіляється навантаження між з'єднаннями в комбінованому клепадно-зварному вузлі (якщо з'єднання мають різну жорсткість)?
3. Як розподіляється навантаження між з'єднаннями в комбінованому зварному вузлі (якщо з'єднання мають однакову жорсткість)?
4. Чим відрізняється спрощений метод розрахунку комбінованого зварного вузла від уточненого?
5. Яка особливість комбінованих клепадно-зварних (болтово-зварних) з'єднань у порівнянні з комбінованими зварними?
6. Який розподіл зусиль між окремими швами комбінованого зварного з'єднання передбачається під час розрахунку спрощеним методом?
7. Який розподіл зусиль між окремими швами комбінованого зварного з'єднання передбачається під час розрахунку уточненим методом?

## **2.7. Особливості розрахунків міцності зварних з'єднань за Європейськими нормами**

### ***2.7.1. Німецький стандарт DIN 18800 на розрахунки міцності та проектування сталевих конструкцій. Особливості розрахунку зварних з'єднань***

У даний час за Європейську норму, що визначає принципи розрахунку зварних конструкцій, взято німецький стандарт DIN 18800, ч. 1 "Сталеві конструкції. Вибір параметрів і конструювання". Основними розрахунковими геометричними параметрами зварних з'єднань є довжина і товщина.

Для стикових і таврових з'єднань у розрахунок, як правило, включається вся фактична довжина, а для з'єднань внапусток розрахункова довжина береться за DIN 18800, ч. 1, табл. 20 (рис. 2.55).

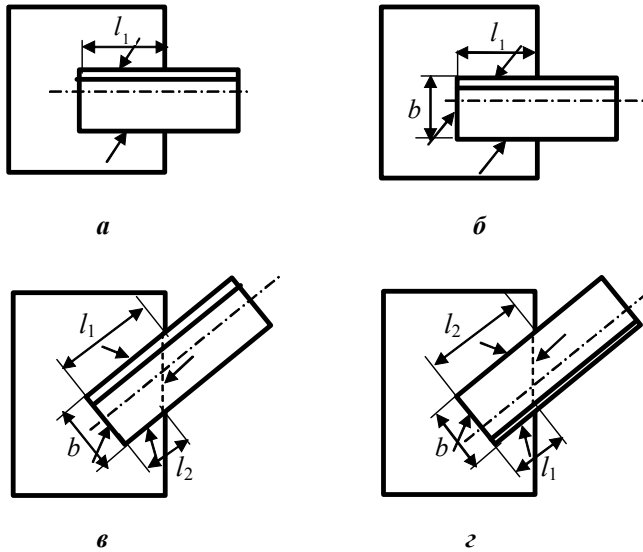


Рис. 2.55. До визначення розрахункової довжини швів з'єднання внапусток

У з'єднанні з двома однаковими фланговими швами (див. рис. 2.55,*а*) розрахункова довжина  $\Sigma l = 2l_1$ ; у з'єднанні з двома однаковими фланговими швами та одним лобовим швом (див. рис. 2.55,*б*)  $l = b + 2l_1$ ; у з'єднанні за контуром, тобто з двома різними ( $l_2 < l_1$ ) фланговими і двома лобовими швами, з яких один – не перпендикулярний до осі кутника, а нейтральна вісь кутника розташовується ближче до більш довгого флангового шва (див. рис. 2.55,*в*),  $\Sigma l = 2b + l_1 + l_2$ ; у з'єднанні за контуром, тобто з двома різними ( $l_1 < l_2$ ) фланговими і двома лобовими швами, з яких один – не перпендикулярний до осі кутника, а нейтральна вісь кутника ближче до більш короткого шва (див. рис. 2.55,*г*),  $\Sigma l = 2b + 2l_1$ .

Як видно з рис. 2.55, у разі розташування лобового шва під кутом до осі приварюваного елемента за довжину береться її проекція на поперечну вісь. Крім того, враховується різний внесок флангових швів у з'єднанні кутника в несучу здатність вузла.

Разом з тим для з'єднань, що передають робоче зусилля з одного елемента конструкції на інший уздовж шва, необхідно враховувати обмеження за довжиною, встановлені DIN 18800, ч. 1, пп. 820 і 823:

$$L \geq 30 \text{ мм і } 6a \leq L \leq 150a.$$

Товщина розрахункового перерізу береться на основі розглянутих раніше принципів (див. пп. 2.1.2, 2.2.2, 2.3.2, 2.4.2), тобто у швах стикових з'єднань і таврових з обробкою крайок, у яких забезпечується (гарантується) наскрізне проплавлення за товщиною, береться товщина розрахункового перерізу  $a$ , що дорівнює мінімальній товщині в стиковому з'єднанні і товщині приварюваної стінки у тавровому. Якщо повне проплавлення не передбачено типом з'єднання (наприклад, з'єднання типу T9), то товщина розрахункового перерізу відповідно зменшується. У кутових швах таврових з'єднань без скосу крайки і з'єднань внапусток береться товщина розрахункового перерізу, що дорівнює довжині бісектриси прямого кута (висоті) рівнобедреного прямокутного трикутника, вписаного в поперечний переріз кутового шва (рис. 2.56). У кутових швах з гарантованим глибоким проплавленням у розрахункову товщину включається і це проплавлення.

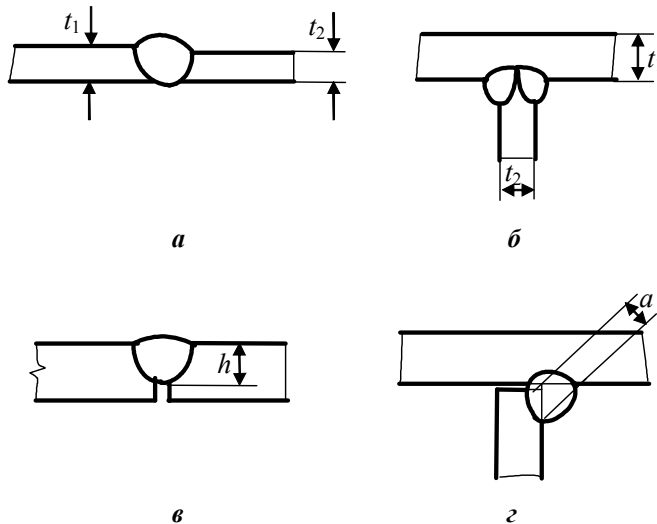


Рис. 2.56. До визначення розрахункової товщини зварних з'єднань за DIN 18800:

- $a$  – стикове з повним проплавленням,  $a = t_2$ ;  $\delta$  – таврове з повним проплавленням,  $a = t_2$ ;  $\epsilon$  – стикове без повного проплавлення,  $a = h$ ;  $\zeta$  – таврове без скосу крайок (без повного проплавлення),  $a = 0,7k$

Норми встановлюють межі, в яких можуть призначатися товщини кутових швів таврових з'єднань без скосу крайок і з'єднань внапусток. За DIN 18800, ч. 1, п. 519 встановлені наступні межі: максимальне значення  $a \leq 0,7t_{\min}$  і мінімальне значення  $a \geq \sqrt{t_{\max}} - 0,5 \geq 2$  мм.

Площа розрахункового перерізу зварних з'єднань у вузлі, що включає в себе декілька швів, дорівнює сумі площ окремих його ділянок:  

$$A = \sum (a_i l_i).$$

Виходячи з перерахованих принципів розрахункові перерізи стикових і таврових швів та напруження в них різні (рис. 2.57 і 2.58).

Як видно з рис. 2.58, орієнтація розрахункового перерізу в кутовому шві може вибиратися довільно, тобто за бісектрисою, як це прийнято в наших розрахунках, або за одним із катетів. Важливо при цьому тільки зберегти розрахункову товщину. Залежно від обраної орієнтації розрахункового перерізу змінюється вид напружень (нормальні або дотичні), що спричиняються одним і тим же навантаженням. Однак на результатах розрахунку це не позначається, тому що при призначенні допустимих напружень за цим стандартом і під час обчислення еквівалентних (сумарних, результуючих) напружень розходження між нормальними та дотичними напруженнями у зварному шві не враховується. Так, для швів, показаних на рис. 2.57 і 2.58, еквівалентні напруження визначаються виразами

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{\parallel}^2 + \tau_{\parallel}^2} \quad \text{і} \quad \sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{\parallel}^2 + \tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2} \quad \text{відповідно.}$$

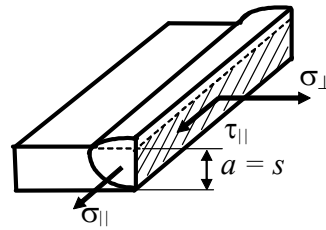


Рис. 2.57. Напруження в стиковому шві

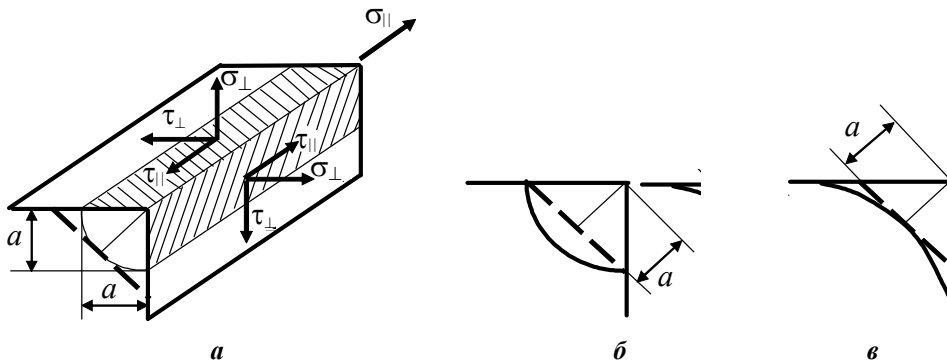


Рис. 2.58. Напруження в кутовому шві (а), товщина розрахункового перерізу опуклого (б) та увігнутого (в) швів

Зусилля у зварному з'єднанні визначаються звичайними методами механіки. При цьому сили, спрямовані під кутом до осей вузла (з'єднання), розкладаються на осеві складові (подовжні та поперечні). Якщо лінія дії сили (або її складової) не проходить через центр ваги з'єднання, то крім розтягу (стиску) і зсуву (зрізу) з'являються моменти – згинальні та крутні. Сили розтягу, стиску і згинальні моменти звичайно створюють у розрахунковому перерізі нормальні напруження, а поперечні сили і крутні моменти – дотичні напруження.

Напруження у зварних з'єднаннях прийнято прив'язувати не до осей конструкції ( $x, y, z$ ), а до осей шва, тобто розрізняють напруження уздовж шва і напруження поперек шва (див. рис. 2.57 і 2.58), що позначаються відповідними індексами:  $\perp$  – поперек і  $\parallel$  – уздовж шва. Складові напруження нормальні і дотичні, подовжні та поперечні для різних типів з'єднань знаходять з урахуванням їх розрахункових перерізів.

У разі дії осевого (розтягу або стиску) навантаження розрахунок виконується з припущенням рівномірного розподілу напружень за всім розрахунковим перерізом, тому величина нормальних напружень  $\sigma$  знаходиться діленням осевого навантаження  $N$  на площу розрахункового перерізу  $A$ :

$$\sigma_{\perp} = N/A.$$

Якщо діє згинальний момент, то напруження в розрахунковому перерізі нормальні та розподілені поперек перерізу рівномірно, а по висоті – за лінійним законом з нулем у центрі ваги перерізу, тобто аналогічно розподілу напружень в основному металі. Напруження в будь-якій точці на відстані  $z$  від власної осі у визначаються за формулою

$$\sigma_{\perp} = Mz/I_y,$$

а максимальні, у найбільш віддаленій точці

$$\sigma_{\perp\max} = Mz_{\max}/I_y = M/W_x.$$

У разі дії поперечного навантаження дотичні напруження у шві розподіляються аналогічно розподілу в основному металі, тобто визначаються формулою Журавського, разом з тим для зварних з'єднань можна користуватися наближеними залежностями (див. пп. 2.1.5, 2.2.5, 2.3.5 і 2.4.4).

Дотичні напруження в поясних швах зварних балок від перерізуючої сили знаходяться за формулою Журавського, а від місцевого навантаження – у припущенні рівномірного розподілу напружень на умовній довжині  $s$ , що дорівнює п'яти товщинам полиці (або сумі товщин полиці та рейки).



Еквівалентні напруження у зварних з'єднаннях знаходяться як геометрична сума всіх складових напружень, нормальних і дотичних, поздовжніх та поперечних. При цьому поздовжні нормальні напруження не враховуються, а однорідні напруження, спрямовані уздовж однієї осі, підсумовуються алгебраїчно:

$$\sigma_{wv} = \sqrt{\left(\sum \sigma_{\parallel}\right)^2 + \left(\sum \tau_{\parallel}\right)^2 + \left(\sum \tau_{\perp}\right)^2},$$

де  $\sum \sigma_{\perp} = \sigma_{\perp P} + \sigma_{\perp M}$ ,  $\sum \tau_{\parallel} = \tau_{\parallel Q} + \tau_{\parallel \kappa P}$  і т. д.

Комбіновані вузли, що включають у себе з'єднання різних типів, можуть розраховуватися за спрощеним методом, як єдине з'єднання, або більш точно з попереднім розподілом усього навантаження між окремими з'єднаннями, пропорційно площам елементів, що приєднуються (див. п. 2.6).

Таврові з'єднання у вузлах примикання балок можуть не розраховуватися (DIN 18800, ч. 1, п. 833), якщо вони виконані з двох сторін без обробки крайок і мають товщину не менше  $0,5t$  для сталі типу St 37 та  $0,7t$  для сталей типу St 52 і StE 355 ( $t$  – товщина елементів, що приєднуються).

Граничні (допустимі) напруження у зварних з'єднаннях незалежно від роду напружень (нормальні або дотичні) беруться за DIN 18800, ч. 1, п. 829 за небезпечними напруженнями, що дорівнюють границі плинності  $f_{yk}$  за DIN 18800, ч. 1, табл. 1 (табл. 2.2), з урахуванням коефіцієнта запасу для матеріалу  $\gamma_m = 1,1$  і коефіцієнта міцності зварного з'єднання  $\alpha_w = 0,8 \dots 1,0$  за табл. 1.2 (див. п. 1.3.3):

$$\sigma_{wRd} = \alpha_w \cdot \frac{f_{yk}}{\gamma_m}.$$

**Таблиця 2.2. Фізико-механічні характеристики сталей (модуль пружності  $E = 21 \cdot 10^4$  Н/мм<sup>2</sup>, температурний коефіцієнт лінійного розширення  $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$  град<sup>-1</sup>)**

Сталь	Товщина $t$ , мм	Границя плинності $f_{yk}$	Границя міцності $f_{tk}$
		Н/мм <sup>2</sup>	
St 37	$t \leq 40$	240	360
	$40 \leq t \leq 80$	215	
St 52	$t \leq 40$	360	510
	$40 \leq t \leq 80$	325	
StE 355	$t \leq 40$	360	510
	$40 \leq t \leq 80$	325	

Умова міцності для зварного з'єднання записується у вигляді відношення еквівалентних напружень до граничного (допустимого):

$$\frac{\sigma_{wv}}{\sigma_{wrd}} \leq 1.$$

Виконуючи розрахунок зварного з'єднання, варто враховувати, що і приєднані елементи мають обмежену несучу здатність, особливо коли в районі з'єднання в них робляться вирізи, тому необхідно додатково перевірити міцність цих елементів з урахуванням реальної площі (нетто).

### 2.7.2. Приклад розрахунку

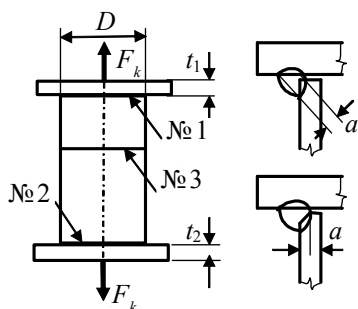


Рис. 2.59. Зварна труба з фланцями

1. Спроекувати зварні з'єднання трубчастого вала з двома фланцями (рис. 2.59). Матеріал фланців StE 355, матеріал труби St 37, товщина фланців  $t_1 = 20$  мм,  $t_2 = 30$  мм, товщина труби  $t_3 = 10$  мм, зовнішній діаметр труби  $D = 80$  мм, навантаження статичне  $F_k = 200$  кН.

2. Визначити необхідну товщину шва, якщо труба зварюється з двох частин (з'єднання № 3).

#### Розв'язання

Перша частина (з'єднання № 1 і № 2)

1.1. Обґрунтування товщини зварного з'єднання.

У з'єднанні № 1  $t_{\min} = 10$  мм,  $t_{\max} = 20$  мм;

$$a_{\min} = \sqrt{t_{\max}} - 0,5 = \sqrt{20} - 0,5 = 4,47 - 0,5 = 3,97 \text{ мм};$$

$$a_{\max} = 0,7t_{\min} = 0,7 \cdot 10 = 7 \text{ мм.}$$

З умови  $3,97 \leq a \leq 7$ , беремо  $a = 5$  мм.

У з'єднанні № 2  $t_{\min} = 10$  мм,  $t_{\max} = 30$  мм;

$$a_{\min} = \sqrt{t_{\max}} - 0,5 = \sqrt{30} - 0,5 = 5,48 - 0,5 = 4,98 \text{ мм};$$

$$a_{\max} = 0,7t_{\min} = 0,7 \cdot 10 = 7 \text{ мм.}$$

З умови  $4,98 \leq a \leq 7$ , беремо  $a = 5$  мм.

Зварне з'єднання може виконуватись як без скосу, так і зі скосом крайки на глибину 5 мм. Візьмемо з'єднання без скосу крайки.

1.2. Визначення розрахункового навантаження.

$$F_d = \gamma_F F_k = 1,35 \cdot 200 = 270 \text{ кН.}$$

1.3. Визначення напружень у з'єднанні.

Площа розрахункового перерізу зварного з'єднання

$$A = \pi \cdot (D + a) \cdot a = 3,14 \cdot (80 + 5) \cdot 5 = 1334,5 \text{ мм}^2.$$

Напруження у зварному з'єднанні

$$\sigma_{\perp} = F_d / A = 270000 / 1334,5 = 202,3 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma_{wv} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + \tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2} = \sqrt{0^2 + 202,3^2 + 0^2} = 202,3 \text{ Н/мм}^2.$$

1.4. Визначення граничних (допустимих) напружень у зварному з'єднанні.

Границя плинності менш міцної сталі  $f_{yk} = 240 \text{ Н/мм}^2$  (за табл. 2.2), коефіцієнт міцності шва  $\alpha_w = 0,95$  (за табл. 1.2), коефіцієнт надійності матеріалу  $\gamma_m = 1,1$  (за п. 1.3.3).

Граничні напруження  $\sigma_{wrd} = \alpha_w f_{yk} / \gamma_m = 0,95 \cdot 240 / 1,1 = 207 \text{ Н/мм}^2$ .

1.5. Перевірка умови міцності з'єднань фланців.

$$\sigma_{wv} / \sigma_{wrd} \leq 1; 202 / 207 = 0,976 \leq 1 - \text{умова виконується.}$$

*Друга частина (з'єднання № 3)*

Зважаючи, що з'єднання № 3 передає таке ж навантаження, як і з'єднання № 1 і № 2, то допустимі напруження в ньому такі ж. Товщину розрахункового перерізу шва № 3 візьмемо 5 мм. Скіс однобічний V-подібний, під кутом  $60^\circ$ , глибина 5 мм. Виконаємо перевірку міцності.

2.1. Визначення напружень у з'єднанні.

Площа розрахункового перерізу зварного з'єднання

$$A = \pi \cdot (D - a) \cdot a = 3,14 \cdot (80 - 5) \cdot 5 = 1177,5 \text{ мм}^2.$$

Напруження у зварному з'єднанні

$$\sigma_{\perp} = F_d / A = 270000 / 1177,5 = 229,3 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma_{wv} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + \tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2} = \sqrt{0^2 + 229,3^2 + 0^2} = 229,3 \text{ Н/мм}^2.$$

## 2.2. Перевірка умови міцності з'єднання труби.

$$\sigma_{wv}/\sigma_{wrd} \leq 1; 229/207 = 1,11 \leq 1 - \text{умова не виконується.}$$

Збільшимо товщину розрахункового перерізу до 6 мм і повторимо перевірку.

## 2.3. Визначення напружень у з'єднанні.

Площа розрахункового перерізу зварного з'єднання

$$A = \pi \cdot (D - a) \cdot a = 3,14 \cdot (80 - 6) \cdot 6 = 1394 \text{ мм}^2.$$

Напруження у зварному з'єднанні

$$\sigma_{\perp} = F_d/A = 270000/1394 = 193,7 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma_{wv} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + \tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2} = \sqrt{0^2 + 193,7^2 + 0^2} = 193,7 \text{ Н/мм}^2.$$

## 2.4. Перевірка умови міцності з'єднання труби.

$$\sigma_{wv}/\sigma_{wrd} \leq 1; 194/207 = 0,937 \leq 1 - \text{умова виконується.}$$

Для стикового з'єднання трубчастого вала призначаємо скіс крайок на глибину 6 мм.

### **2.7.3. Задачі для самостійної роботи**

Розв'яжіть задачі пп. 2.1.9, 2.2.9, 2.3.9 та 2.4.9, користуючись Європейськими нормами, порівняйте з результатами розрахунку за допустимими напруженнями.

### **Контрольні питання**

1. Чому дорівнює коефіцієнт надійності за навантаженням у разі розрахунку зварних конструкцій за Європейськими нормами?
2. Чому дорівнює коефіцієнт надійності за матеріалом у разі розрахунку зварних конструкцій за Європейськими нормами?
3. Чому дорівнює коефіцієнт міцності шва у разі розрахунку зварних конструкцій за Європейськими нормами?
4. Як визначається розрахункова довжина швів у стиковому з'єднанні?
5. Як визначається розрахункова довжина швів у тавровому з'єднанні?

6. Як визначається розрахункова довжина швів у з'єднанні внапусток кутника з пластиною, якщо лобові шви відсутні?
7. Як визначається розрахункова довжина швів у з'єднанні внапусток кутника з пластиною з фланговими і лобовими швами, якщо останній перпендикулярний до осі кутника?
8. Як визначається розрахункова довжина швів у з'єднанні внапусток кутника з пластиною з фланговими і лобовими швами, якщо останній не перпендикулярний до осі кутника?
9. Чому дорівнює мінімальна довжина швів, розташованих уздовж робочого зусилля?
10. Чому дорівнює максимальна довжина швів, розташованих уздовж робочого зусилля?
11. Чому дорівнює розрахункова товщина стикового з'єднання з наскрізним проплавленням?
12. Чому дорівнює розрахункова товщина стикового з'єднання без наскрізного проплавлення?
13. Чому дорівнює розрахункова товщина таврового з'єднання зі скосом крайок?
14. Чому дорівнює розрахункова товщина таврового з'єднання без скосу крайок?
15. Чому дорівнює розрахункова товщина таврового з'єднання зі скосом крайок, але без повного проплавлення?
16. Чому дорівнює максимальна величина розрахункової товщини шва?
17. Чому дорівнює мінімальна величина розрахункової товщини шва?
18. Як вибирається розрахунковий переріз стикового з'єднання?
19. Як вибирається розрахунковий переріз таврового з'єднання?
20. Як підсумовуються нормальні напруження, спрямовані поперек шва, і дотичні, спрямовані вздовж шва?
21. Як підсумовуються нормальні та дотичні напруження, спрямовані поперек шва?
22. Як знаходяться сумарні (результуючі) напруження у зварному з'єднанні?
23. В яких випадках таврові з'єднання можна не розраховувати на міцність?
24. Як визначаються граничні напруження у зварних з'єднаннях?
25. Як записується умова міцності за Європейськими нормами?

## 2.8. Особливості проектування зварних з'єднань корпусу судна за Правилами Регістру судноплавства України

### 2.8.1. Загальні принципи проектування

Основні типи з'єднань у корпусі судна – стикові (близько 15 % за довжиною) і таврові (близько 85 %), менше 1 % складають з'єднання внапусток і кутові.

Стикові з'єднання листів обшивки і балок набору несуть ті ж навантаження, що й з'єднані елементи. Тому до всіх стикових з'єднань ставиться вимога рівномірності з конструктивними елементами, що з'єднуються. Рівномірність забезпечується ретельним дотриманням вимог стандартів на основні типи і конструктивні елементи швів, застосуванням способів, режимів зварювання і зварювальних матеріалів, що мають допуск Регістру, а також відповідною кваліфікацією зварників. Спеціального розрахунку стикових з'єднань на міцність не потрібно.

На відміну від стикових, таврові з'єднання можуть істотно відрізнятися за ступенем навантаженості, відповідно необхідний розмір (розрахункова товщина шва  $a$ , мм) визначається розрахунком для кожного вузла окремо:

$$a = \alpha\beta s,$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт міцності зварного шва, що встановлюється Правилами Регістру судноплавства України (далі Правилами) для різних вузлів корпусу судна. Для прикладу в додатку 3 наведені значення коефіцієнтів для деяких вузлів, що найбільш часто зустрічаються. Для конструкцій у вантажних танках наливних суден значення коефіцієнта міцності збільшуються на 0,05;  $\beta$  – коефіцієнт типу шва (за табл. 2.3);  $s$  – менша з товщин деталей, що з'єднуються.

Таблиця 2.3. Значення коефіцієнтів  $\beta$

№ з/п	Тип шва	$\beta$
1	Двосторонній безперервний	1,0
2	Шаховий, ланцюговий, гребінчастий*	$t/l$
3	Однобічний безперервний	2,0
4	Однобічний переривчастий*	$2,0t/l$

\* Параметри переривчастих швів показані на рис. 2.60 і 2.61.

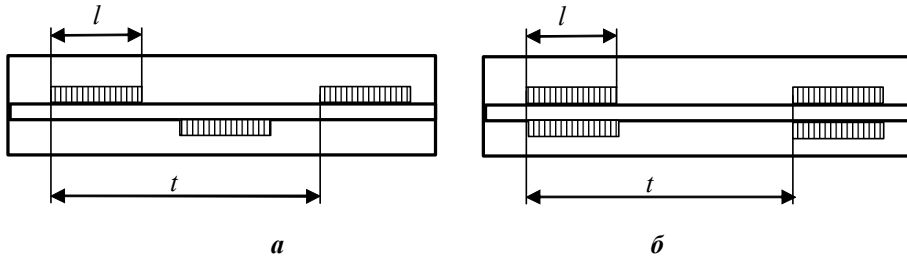


Рис. 2.60. Двосторонній шаховий (а) і ланцюговий (б) шви

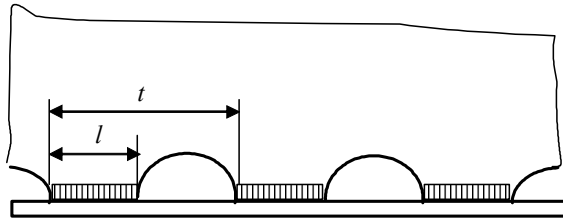


Рис. 2.61. Гребінчастий шов

### 2.8.2. Обмеження на зварні з'єднання

Для деяких вузлів Правила встановлюють необхідний тип з'єднання – двосторонній безперервний (ТЗ). До таких вузлів, наприклад, належать перетин набору між собою, з'єднання книць із набором, полиць і набору до обшивки під кницями, набір до обшивки в районах, що стикаються з забортною водою, і деякі інші. В інших районах проектувальник вибирає тип з'єднання, керуючись технологічними й економічними міркуваннями.

Розрахункова товщина не повинна бути меншою від встановленого мінімуму (табл. 2.4).

Таблиця 2.4. Мінімально допустима товщина шва, мм

Мінімальна з товщин, що з'єднуються	$s_{\min} \leq 4$	$4 < s_{\min} \leq 10$	$10 < s_{\min} \leq 15$	$s_{\min} > 15$
Мінімальна товщина шва	2,5	3,0	3,5	4,0

У вітчизняних кресленнях прийнято вказувати не розрахункову товщину  $a$ , а катет кутового шва  $k$  (рис. 2.62). Між катетом і розрахунковою товщиною  $a$ . Правила встановлюють наступні залежності:

$k = 1,4a$  – для швів, виконаних ручним дуговим зварюванням покритими електродами і зварюванням у захисних газах;

$k = a$  – для однопрохідних швів, виконаних автоматичним зварюванням під флюсом з урахуванням гарантованого глибокого проплавлення (рис. 2.63).

Значення катетів, мм, обов'язково округляють до цілого.

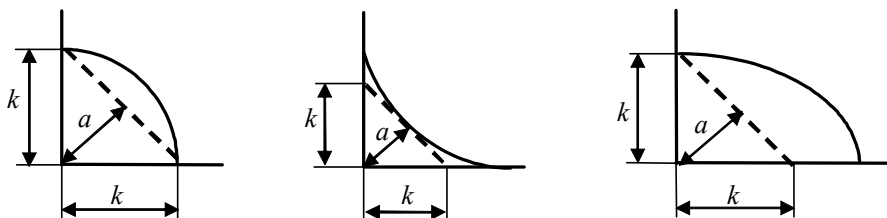


Рис. 2.62. Катет і розрахункова товщина кутового шва

Для розмірів переривчастих швів (див. рис. 2.60 і 2.61) Правила встановлюють наступні обмеження:

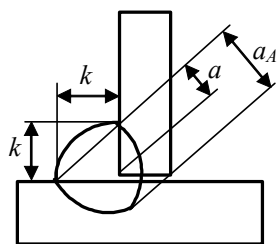


Рис. 2.63. Переріз однопрохідного шва при зварюванні під флюсом

для шахових – довжина ділянки  $l \geq 50 \text{ мм} \geq 15a$ , пропуск  $(t - 2l)/2 \leq 150 \text{ мм}$ ;

для ланцюгових і гребінчастих – довжина ділянки  $l \geq 50 \text{ мм} \geq 15a$ , пропуск  $t - l \leq 150 \text{ мм}$ .

З'єднання внапусток, якщо вони допускаються (у місцях, що не зазнають вібрації), повинні виконуватися за периметром безперервним швом з коефіцієнтом міцності 0,4. Напусток, мм, повинен бути не менше  $2s + 25$ , але не більше 50 мм ( $s$  – менша з товщин деталей, що з'єднуються).

### 2.8.3. Приклад проектування зварного з'єднання секції корпусу судна

У днищевій секції з другим дном, розташованій у вантажному трюмі, призначити катет зварного з'єднання листа флора товщиною 12 мм із листом вертикального кіля товщиною 16 мм (зварювання виконується в захисному газі). Як зміниться катет цього вузла під фундаментом котла? Як зміниться катет, якщо товщина флора зменшиться до 8 мм? Як зміниться катет, якщо товщина вертикального кіля зменшиться до 14 мм?



### Розв'язання

1. Вибираємо двостороннє таврове з'єднання без скосу крайки з безперервним швом (з'єднання типу Т3). Для цього типу з'єднання коефіцієнт  $\beta = 1$ .

2. За Правилами Регістру (див. додаток 3) визначаємо коефіцієнт міцності зварного шва:  $\alpha = 0,25$ .

3. З урахуванням мінімальної зі з'єднуваних товщин ( $s_{\min} = 12$  мм) знаходимо товщину розрахункового перерізу:  $a = 0,25 \cdot 1 \cdot 12 = 3$  мм. Оскільки мінімально допустима розрахункова товщина (див. табл. 2.4) складає 3,5 мм, беремо значення  $a = 3,5$  мм.

4. Визначаємо катет шва:  $k = 1,4a = 1,4 \cdot 3,5 = 4,9$  мм, після округлення призначаємо  $k = 5$  мм.

5. Для вузла під фундаментом котла коефіцієнт міцності зварного шва  $\alpha = 0,35$ . Тому необхідна товщина розрахункового перерізу  $a = 0,35 \cdot 1 \cdot 12 = 4,2$  мм. Тоді катет шва  $k = 1,4a = 1,4 \cdot 4,2 = 5,88$  мм, після округлення призначаємо  $k = 6$  мм.

6. Якщо товщина листа флора зменшиться до 8 мм, необхідна товщина розрахункового перерізу  $a = 0,25 \cdot 1 \cdot 8 = 2$  мм. Оскільки мінімально допустима розрахункова товщина шва для листа 8 мм складає 3 мм, беремо  $a = 3$  мм. Тоді катет шва  $k = 1,4a = 1,4 \cdot 3 = 4,2$  мм, після округлення призначаємо катет  $k = 5$  мм.

7. Якщо товщина листа вертикального кіля зменшиться до 14 мм, катет не зміниться, тому що він розраховується за мінімальною із з'єднуваних товщин, а вона складає 12 мм.

### 2.8.4. Задачі для самостійної роботи

**Задача 2.8.1.** У днищевій секції з другим дном, розташованій у вантажному трюмі, призначити катет зварного з'єднання вертикального кіля товщиною 14 мм (зварювання ручне покритим електродом) з листом другого дна товщиною 12 мм. Як зміниться катет цього вузла в машинному відділенні? Як зміниться катет, якщо товщина другого дна зменшиться до 8 мм?

**Задача 2.8.2.** У днищевій секції з другим дном, розташованій у вантажному трюмі, призначити катет зварного з'єднання листа флора товщиною 8 мм (зварювання ручне покритим електродом) з листом другого дна товщиною 10 мм. Як зміниться катет цього вузла в машинному відділенні? Як зміниться катет, якщо товщина другого дна зменшиться до 8 мм?

**Задача 2.8.3.** У днищевій секції з другим дном, розташованій в середній частині корпусу, призначити катет зварного з'єднання листа флора товщиною 8 мм (зварювання в захисному газі) з листом зовнішньої обшивки товщиною 10 мм. Як зміниться катет цього вузла в носовій частині корпусу? Як зміниться катет, якщо товщина зовнішньої обшивки збільшиться до 14 мм?

**Задача 2.8.4.** У днищевій секції з другим дном, розташованій в середній частині корпусу, призначити катет зварного з'єднання подовжньої балки товщиною 10 мм (зварювання автоматичне під флюсом) з листом зовнішньої обшивки товщиною 14 мм. Як зміниться катет цього вузла в носовій частині корпусу? Як зміниться катет, якщо товщина зовнішньої обшивки зменшиться до 12 мм?

**Задача 2.8.5.** У днищевій секції з другим дном, розташованій в середній частині корпусу, призначити катет зварного з'єднання подовжньої балки товщиною 8 мм (зварювання автоматичне під флюсом) з листом другого дна товщиною 12 мм. Як зміниться катет цього вузла в носовій частині корпусу? Як зміниться катет, якщо товщина другого дна зменшиться до 10 мм?

**Задача 2.8.6.** У днищевій секції без другого дна, розташованій в середній частині корпусу, призначити катет зварного з'єднання подовжньої балки товщиною 10 мм (зварювання автоматичне під флюсом) з листом зовнішньої обшивки товщиною 14 мм. Як зміниться катет цього вузла в носовій частині корпусу? Як зміниться катет, якщо товщина зовнішньої обшивки зменшиться до 12 мм?

**Задача 2.8.7.** У днищевій секції без другого дна, розташованій в середній частині корпусу, призначити катет зварного з'єднання вертикального кіля товщиною 14 мм (зварювання автоматичне під флюсом) з горизонтальним кілем товщиною 18 мм. Як зміниться катет цього вузла в носовій частині корпусу? Як зміниться катет, якщо товщина горизонтального кіля зменшиться до 16 мм?

**Задача 2.8.8.** У днищевій секції без другого дна, розташованій в середній частині корпусу, призначити катет зварного з'єднання стінки вертикального кіля товщиною 14 мм (зварювання автоматичне під флюсом) з його пояском товщиною 18 мм. Як зміниться катет цього вузла в носовій частині корпусу? Як зміниться катет, якщо товщина вертикального кіля збільшиться до 16 мм?

**Задача 2.8.9.** У днищевій секції без другого дна, розташованій у вантажному трюмі, призначити катет зварного з'єднання вертикального кіля товщиною 14 мм (зварювання в захисному газі) із флором товщи-

ною 8 мм. Як зміниться катет цього вузла під головним двигуном? Як зміниться катет, якщо товщина вертикального кіля збільшиться до 16 мм?

**Задача 2.8.10.** У днищевій секції без другого дна, розташованій у середній частині корпусу, призначити катет зварного з'єднання днищового стрингера товщиною 12 мм (зварювання автоматичне під флюсом) з його полицею товщиною 16 мм. Як зміниться катет цього вузла в носовій частині корпусу? Як зміниться катет, якщо товщина стрингера зменшиться до 8 мм?

**Задача 2.8.11.** У бортовій секції, розташованій у вантажному трюмі в середній частині корпусу, призначити катет зварного з'єднання шпангоута товщиною 10 мм (зварювання автоматичне під флюсом) із зовнішньою обшивкою товщиною 12 мм. Як зміниться катет цього вузла в носовій частині корпусу? Як зміниться катет, якщо товщина обшивки збільшиться до 16 мм?

**Задача 2.8.12.** У бортовій секції, розташованій у вантажному трюмі в середній частині корпусу, призначити катет зварного з'єднання стрингера товщиною 12 мм (зварювання в захисному газі) із зовнішньою обшивкою товщиною 16 мм. Як зміниться катет цього вузла в носовій частині корпусу? Як зміниться катет, якщо товщина обшивки збільшиться до 20 мм?

**Задача 2.8.13.** У бортовій секції, розташованій у вантажному трюмі в середній частині корпусу, призначити катет зварного з'єднання шпангоута товщиною 10 мм (зварювання автоматичне під флюсом) з полицею товщиною 12 мм. Як зміниться катет цього вузла в носовій частині корпусу? Як зміниться катет, якщо товщина полиці збільшиться до 16 мм?

**Задача 2.8.14.** У бортовій секції, розташованій у вантажному трюмі в середній частині корпусу, призначити катет зварного з'єднання стрингера товщиною 12 мм (зварювання в захисному газі) з полицею товщиною 16 мм. Як зміниться катет цього вузла в носовій частині корпусу? Як зміниться катет, якщо товщина полиці збільшиться до 20 мм?

**Задача 2.8.15.** У бортовій секції, розташованій у вантажному трюмі в середній частині корпусу, призначити катет зварного з'єднання стрингера товщиною 12 мм (зварювання в захисному газі) з рамним шпангоутом товщиною 14 мм. Як зміниться катет цього вузла в носовій частині корпусу? Як зміниться катет, якщо товщина шпангоута зменшиться до 12 мм?

**Задача 2.8.16.** У бортовій секції, розташованій у вантажному трюмі в середній частині корпусу, призначити катет зварного з'єднання подовжньої балки товщиною 8 мм (зварювання автоматичне під флюсом) із зовнішньою обшивкою товщиною 14 мм. Як зміниться катет цього вузла в носовій частині корпусу? Як зміниться катет, якщо товщина обшивки зменшиться до 10 мм?

**Задача 2.8.17.** У палубній секції, розташованій у вантажному трюмі в середній частині корпусу, призначити катет зварного з'єднання рамного бімса товщиною 12 мм (зварювання в захисному газі) з палубним настилом товщиною 14 мм. Як зміниться катет цього вузла в носовій частині корпусу? Як зміниться катет, якщо товщина палуби збільшиться до 18 мм?

**Задача 2.8.18.** У палубній секції, розташованій у вантажному трюмі в середній частині корпусу, призначити катет зварного з'єднання рамного бімса товщиною 12 мм (зварювання в захисному газі) з його полицею товщиною 14 мм. Як зміниться катет цього вузла в носовій частині корпусу? Як зміниться катет, якщо товщина полиці збільшиться до 18 мм?

**Задача 2.8.19.** У палубній секції, розташованій у вантажному трюмі в середній частині корпусу, призначити катет зварного з'єднання рамного бімса товщиною 12 мм (зварювання в захисному газі) з карлінгом товщиною 14 мм. Як зміниться катет цього вузла в носовій частині корпусу? Як зміниться катет, якщо товщина карлінга збільшиться до 18 мм?

**Задача 2.8.20.** У секції перебірки, розташованій у вантажному трюмі в середній частині корпусу, призначити катет зварного з'єднання стійки товщиною 12 мм (зварювання автоматичне під флюсом) з листами обшивки товщиною 14 мм. Як зміниться катет цього вузла в носовій частині корпусу? Як зміниться катет, якщо товщина обшивки збільшиться до 18 мм?

### *Контрольні питання*

1. Чому не розраховуються на міцність стикові з'єднання корпусу судна?
2. Як визначається тип таврових з'єднань корпусу судна?
3. Як визначається необхідна розрахункова товщина кутового шва таврового з'єднання корпусу судна?
4. Як визначається необхідний катет кутового шва таврового з'єднання корпусу судна?

5. Що таке розрахункова товщина кутового шва?
  6. Як призначається коефіцієнт міцності таврового з'єднання корпусу судна  $\alpha$ ?
  7. Як призначається коефіцієнт типу таврового з'єднання корпусу судна  $\beta$ ?
  8. За якою товщиною розраховується необхідна товщина шва?
  9. Як пов'язані між собою розрахункова товщина і катет кутового шва?
  10. Як урахується різний ступінь навантаженості таврових з'єднань корпусу судна?
- 
-

## Розділ 3. РОЗРАХУНОК МІЦНОСТІ ТА ВИПРОБУВАННЯ СПЯЯНИХ З'ЄДНАНЬ

### 3.1. Типи спаяних з'єднань та їх розрахунок

Залежно від форми та призначення вузлів використовуються різні типи спаяних з'єднань, основними (найбільш поширеними) є стикові (рис. 3.1,*а*), внапусток плоских деталей (див. рис. 3.1,*б*) та телескопічні (див. рис. 3.1,*в*).

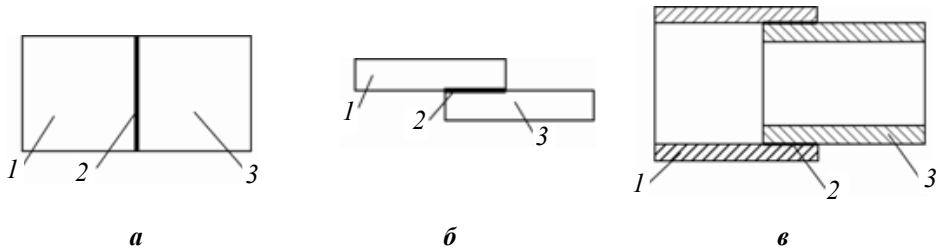


Рис. 3.1. Типи спаяних з'єднань:

*а* – стикове; *б* – внапусток; *в* – телескопічне; 1, 3 – основний метал; 2 – спаяний шов

З'єднання стикові та внапусток можуть використовуватися для деталей практично будь-якої форми: пластин, брусків, циліндрів, втулок як однакового, так і різного перерізу, але звичайно з плоскими торцями (стикові) або поверхнями (внапусток). Телескопічні з'єднання застосовуються для труб як круглого, так і інших профілів.

#### 3.1.1. Розрахунок стикових з'єднань

В інженерних розрахунках міцність стикових з'єднань (див. рис. 3.1,*а*) при роботі на розтяг визначається за формулою, що ґрунтується на гіпотезі рівномірного розподілу напружень по всій площині стику:

$$\sigma = \frac{P}{F} \leq [\sigma'],$$

де  $\sigma$  – середні нормальні напруження в спаяному шві, МПа або Н/мм<sup>2</sup>;  $P$  – нормальне навантаження на шов, МН або Н;  $F$  – площа поперечного перерізу елемента в зоні шва, м<sup>2</sup> або мм<sup>2</sup>;  $[\sigma']$  – допустимі нормальні напруження у спаяному шві (припої) на розтяг, МПа або Н/мм<sup>2</sup>.

При роботі на згин максимальні напруження в спаяному стиковому з'єднанні визначаються відповідно як

$$\sigma = \frac{M}{W} \leq [\sigma'],$$

де  $\sigma$  – максимальні нормальні напруження в спаяному шві, МПа або Н/мм<sup>2</sup>;  $M$  – згинальний момент у площині з'єднання, МН·м або Н·мм;  $W$  – момент опору поперечного перерізу елемента в зоні шва відносно осі, перпендикулярної до площини згину, м<sup>3</sup> або мм<sup>3</sup>;  $[\sigma']$  – допустимі нормальні напруження у спаяному шві (припої) на розтяг, МПа або Н/мм<sup>2</sup>.

### 3.1.2. Розрахунок з'єднань внапусток

За умовою, заснованою на гіпотезі рівномірного розподілу напружень по всій площині напустка,

$$\tau = \frac{P}{F} \leq [\tau'],$$

де  $\tau$  – середні дотичні напруження у шві, МПа або Н/мм<sup>2</sup>;  $F$  – площа напустка, що передає зусилля  $P$ , м<sup>2</sup> або мм<sup>2</sup>;  $[\tau']$  – допустимі дотичні напруження в припої, МПа або Н/мм<sup>2</sup>.

Для забезпечення рівномірності спаяного напусткового з'єднання і з'єднуваних елементів (рис. 3.2) необхідно виконати умову

$$[\sigma]F_{\min} = [\tau']bl, \quad (3.1)$$

де  $[\sigma]$  – допустимі нормальні напруження в основному металі, МПа або Н/мм<sup>2</sup>;  $b$  – ширина спаяного з'єднання, м або мм;  $F_{\min}$  – мінімальна площа поперечного перерізу пластин, м<sup>2</sup> або мм<sup>2</sup>;  $l$  – величина напустка, м або мм.

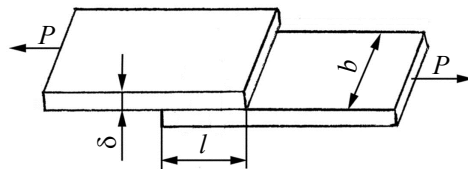


Рис. 3.2. Схема навантажування спаяного напусткового з'єднання

На підставі рівняння (3.1) можна визначити величину напущка для забезпечення рівномірності спаяного з'єднання і з'єднуваних елементів:

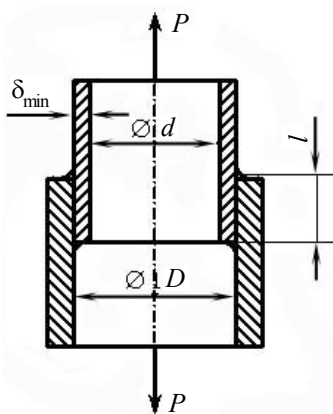
$$l = \frac{F_{\min} [\sigma]}{b [\tau']}$$

При однаковій товщині пластин  $F_{\min} = F = b\delta$  отримуємо

$$l = \delta \cdot [\sigma] / [\tau'].$$

### 3.1.3. Розрахунок телескопічних з'єднань

Для телескопічного з'єднання (рис. 3.3) довжина напущка, що забезпечує рівномірність спаяного з'єднання та з'єднуваних елементів, визначиться рівнянням



$$l = \frac{F_{\min} [\sigma]}{\pi D [\tau']}, \quad (3.2)$$

де  $F_{\min} = \pi(d + \delta_{\min})\delta_{\min} \approx \pi d\delta_{\min}$ .

Підставивши  $F_{\min}$  в рівняння (3.2), одержимо

$$l \approx \frac{d\delta_{\min} [\sigma]}{D [\tau']}$$

або, якщо  $d$  і  $D$  мало відрізняються між собою,

$$l \approx \frac{\delta_{\min} [\sigma]}{[\tau']}. \quad (3.3)$$

Рис. 3.3. Схема навантаження телескопічного спаяного з'єднання

Як показала практика, величина напущка коливається в межах від двох до п'яти товщин більш тонкої з деталей, що з'єднуються. При паянні високоміцними припоями (срібними, мідними, нікелевими тощо) напущок не перевищує двох-трьох товщин. При паянні припоями низької міцності, наприклад низькотемпературними, величина напущка досягає п'яти товщин найбільш тонкої з деталей.

Допустимі напруження в інженерних розрахунках звичайно беруть у залежності від границі плинності припою:  $[\sigma] = \sigma_T / k_3$  і  $[\tau] = 0,6[\sigma]$ , де коефіцієнт запасу  $k_3 = 1,5$ .



### 3.1.4. Приклад розрахунку спаяного з'єднання

Розрахувати необхідну довжину напустка телескопічного з'єднання (див. рис. 3.3) за умови рівноміцності з'єднання і труби. Матеріал труби – мідь (границя плинності 100 МПа), товщина труби  $s = 1$  мм, діаметр  $D = 10$  мм, припій свинцево-олов'янистий (границя плинності 50 МПа).

#### Розв'язання

1. Допустимі напруження:

для труби  $[\sigma] = 100/1,5 = 67$  МПа;

для спаяного з'єднання  $[\tau] = 0,6 \cdot 50/1,5 = 20$  МПа.

2. З умови рівноміцності телескопічного з'єднання (рівняння 3.3) довжина напустка  $l = s[\sigma]/[\tau] = 1 \cdot 67/20 = 3,35$  мм; округляючи, беремо 3,5 мм.

### 3.1.5. Задачі для самостійної роботи

Варіанти вихідних даних наведено в табл. 3.1.

Таблиця 3.1. Варіанти вихідних даних

Номер варіанта	$s$	$l$	$b, D$	$P, \text{Н}$	$\sigma_{\text{Том}}$	$\sigma_{\text{Тпр}}$
					МПа, Н/мм <sup>2</sup>	
1	1,0	3	10	500	100	50
2	1,5	4	15	1000	240	50
3	2,0	5	20	2000	100	50
4	2,5	6	10	3000	240	50
5	3,0	8	15	3000	100	50
6	1,0	3	20	2500	240	100
7	1,5	4	10	1000	100	100
8	2,0	5	15	3500	240	100
9	2,5	6	20	3000	100	100
10	3,0	8	10	4500	240	100
11	1,0	3	15	1000	100	150
12	1,5	4	20	5000	240	150
13	2,0	5	10	1500	100	150
14	2,5	6	15	3000	240	150
15	3,0	8	20	4000	100	150

**Задача 3.1.1.** Розрахувати необхідну довжину напустка з'єднання двох пластин (див. рис. 3.2) за умови рівноміцності спаяного з'єднання і пластин. Границя плинності матеріалу пластин  $\sigma_{\text{Том}}$ , товщина пластин  $s$ , границя плинності припою  $\sigma_{\text{Тпр}}$ . Як зміниться необхідна довжина, якщо збільшиться товщина пластин або границя плинності припою?

**Задача 3.1.2.** Яке навантаження витримує спаяний вузол (див. рис. 3.2), якщо матеріал пластин має границю плинності  $\sigma_{\text{Том}}$ , товщина пластин  $s$ , ширина пластин  $b$ , довжина напустка  $l$ , границя плинності припою  $\sigma_{\text{Тпр}}$ ? Як зміниться допустиме навантаження, якщо збільшиться товщина пластин або границя плинності припою?

**Задача 3.1.3.** Яке навантаження витримує спаяний вузол (див. рис. 3.3), якщо матеріал пластин має границю плинності  $\sigma_{\text{Т.о.м}}$ , товщина труби  $s$ , діаметр труби  $D$ , довжина напустка  $l$ , границя плинності припою  $\sigma_{\text{Т.пр}}$ ? Як зміниться допустиме навантаження, якщо збільшиться діаметр труби або границя плинності припою?

### *Контрольні питання*

1. На якій гіпотезі ґрунтуються інженерні розрахунки міцності спаяних з'єднань?
2. На які напруження розраховуються стикові спаяні з'єднання і напусткові спаяні з'єднання?
3. Як призначаються допустимі напруження в спаяних з'єднаннях?
4. Від чого залежить необхідна довжина напустка?
5. Від чого залежить міцність спаяного вузла зі стиковим з'єднанням і зі з'єднанням внапусток?
6. Як визначається необхідна величина напустка для забезпечення рівномірності спаяного з'єднання і з'єднаних елементів?
7. В яких межах коливається величина напустка при паянні високоміцними та низькоміцними припоями?

## **3.2. Механічні випробування спаяних з'єднань**

Ці випробування проводяться для визначення характеристик міцності, пластичності, стійкості проти крихкого руйнування тощо при різних температурах і при різному характері навантажування (статичне, ударне, на розтяг, зріз, згин) з контрольною і дослідницькою метою.

Форма і розміри зразків та порядок випробувань установлюються відповідними нормативними документами: міждержавними (ГОСТ) та міжнародними (ІСО) стандартами.

Поряд з іншими механічними властивостями важливою характеристикою з'єднання при капілярному паянні є **температура розпаювання**. Для її визначення застосовують напусткові і стикові з'єднання плоских та циліндричних зразків відповідно. При напусткових з'єднаннях дві пластини, а при стикових з'єднаннях два циліндричних зразки

довжиною 40 мм з'єднуються із зазором не більше 0,15 мм. Ширина пластин складає 15 мм, товщина не більше 5 мм, довжина напуста 10 мм. Зразки нагрівають при загальному навантаженні  $150 \pm 3$  Г з урахуванням маси нижньої пластини. Діаметр циліндричних зразків дорівнює 10 мм. Загальне навантаження при нагріванні складає  $78 \pm 2$  Г з урахуванням маси нижнього зразка. При випробуваннях звичайно застосовують готовий припій.

**Випробування на розтяг** проводяться за ГОСТ 28830–90 (ISO 5187–85) "Паяные соединения. Методы испытаний на растяжение и длительную прочность".

Стандарт поширюється на спаяні з'єднання металів і сплавів та встановлює методи статичних випробувань на розтяг і тривалу міцність при нормальних, високих і низьких температурах (від  $-269$  до  $+1200$  °С).

Міцність спаяного з'єднання відрізняється від міцності припою та матеріалів, з'єднаних паянням, і залежить від багатьох факторів. Тому стандарт вимагає при проведенні випробувань брати до уваги: хімічний склад і міцність основних матеріалів; форму зразка; геометрію і стан поверхні з'єднання; флюс; технологію низькотемпературного (м'якого) і високотемпературного (твердого) паяння (джерело нагрівання, температуру паяння, швидкість нагрівання тощо); час витримки при температурі паяння; зазор між деталями; кількість зразків для випробувань; характер і розміри дефектів на поверхні руйнування.

Стандарт установлює наступні характеристики міцності спаяних з'єднань:

– тимчасовий опір розтягу при низькій, високій та кімнатній (у разі паяння низькотемпературними припоями – не обов'язково) температурах;

– границю міцності на зріз при низькій, високій та кімнатній температурах;

– границю тривалої міцності при підвищеній температурі (у разі паяння високотемпературними припоями) і при низькій, високій та кімнатній температурах (у разі паяння низькотемпературними припоями).

При цьому кімнатною вважається температура  $20 \pm 5$  °С, низькою – всі температури нижче, а високою – всі температури вище від кімнатної.

Для отримання відтворюваних і порівнянних результатів випробувань на розтяг і зріз стандарт передбачає певну методику та зразки певного типу.

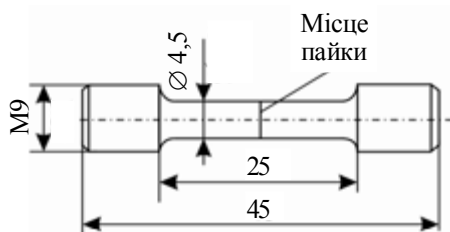


Рис. 3.4. Циліндричний зразок для випробувань спаяного з'єднання на розтяг (тип II)

(тип I), в якому напруження зрізу в спаяному з'єднанні створюються прикладанням зусилля розтягу до зразка. Допускається також використання плоских зразків типу IV і V (рис. 3.5).

Для визначення стандартного тимчасового опору (границі міцності) при розтягу використовують торцеві стикові з'єднання з прямим стиком двох циліндричних (тип II, рис. 3.4) і плоских (тип III) зразків із заданим зазором у межах допуску.

Для визначення стандартної міцності на зріз використовується телескопічний зразок типу шток-втулка

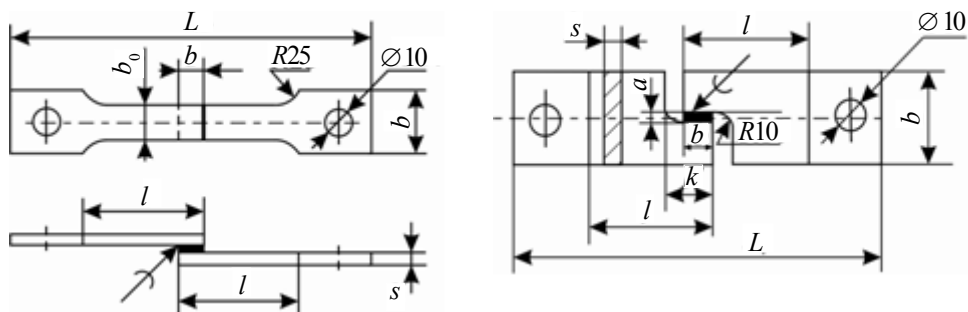


Рис. 3.5. Плоскі зразки для випробувань спаяного з'єднання на зріз типу IV (а) і V (б)

Залежно від товщини  $s$  стандарт установлює рекомендовану довжину половини робочої частини  $l = 25 \dots 40$  мм і ширину робочої частини  $b_0 = 15 \dots 20$  мм.

Форма і розміри головок плоских та циліндричних зразків визначаються способом кріплення в захоплювачах випробувальної машини.

Довжину напустка підбирають так, щоб руйнування при випробуванні відбувалося по спаяному шву. Для забезпечення необхідної ширини зазору рекомендується використовувати різні пристрої, зокрема прокладки з паяного матеріалу. Останні необхідно розташовувати так, щоб вони видалялися при механічній обробці зразків після паяння.

Технологія паяння зразків повинна максимально відповідати конкретному технологічному процесу виготовлення спаяних конструкцій.

Під час виробничих випробувань на міцність при кімнатній і низькій температурах кількість зразків має бути не менше 5, при високих температурах або для побудови кривої повзучості – від 5 до 10.

При проведенні дослідницьких випробувань кількість зразків визначається залежно від бажаної відносної помилки (від 0,05 до 0,20), надійної ймовірності (звичайно 0,95), очікуваного коефіцієнта варіації (від 0,1 до 0,3).

Міцність спаяного з'єднання (МПа) визначають шляхом ділення зусилля руйнування (Н) на площу поверхні спаяного шва без урахування галтелі (мм<sup>2</sup>). Випробування вважають недійсними при розриві напуктового зразка по основному металу або в зоні галтелей.

Випробування на короткочасну міцність на зріз при високих температурах проводять для побудови кривих залежності руйнівних напружень від температури.

При випробуваннях на тривалу міцність на зріз будують криві залежності руйнівних напружень від часу при різних температурах (рис. 3.6). Напруження при цьому вибирають такими, щоб час руйнування був від 0,1 до 1000 год. Для спеціальних випадків можна досліджувати напруження, що забезпечують час руйнування до 10<sup>5</sup> або 10<sup>6</sup> год.

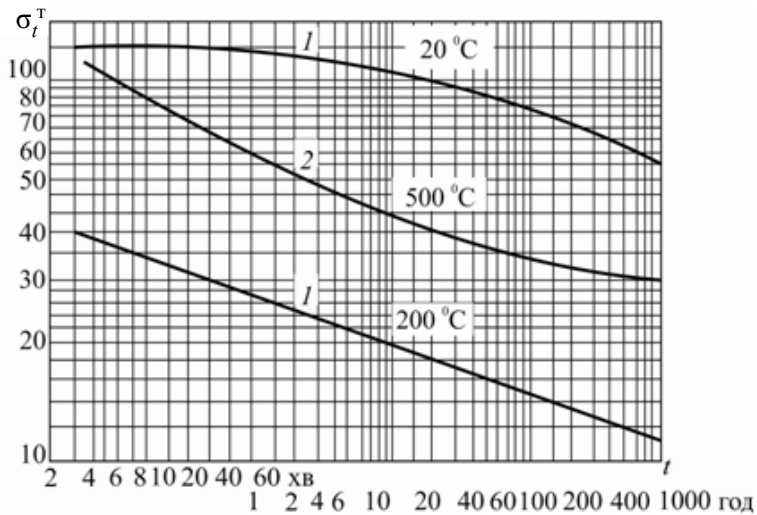


Рис. 3.6. Типові криві тривалої міцності ( $\sigma_t^T$  або  $\tau_t^T$ ) зразків, спаяних низькотемпературним (1) і високотемпературним (2) припоями, при температурах випробувань 20, 200 і 500 °C

**Випробування на згин спаяних з'єднань** з металів і сплавів проводять за ГОСТ 24167–80 "Паяные соединения. Методы испытаний на изгиб".

Мета випробувань – визначити характеристики пластичності спаяного з'єднання, тобто його здатності пластично деформуватися без руйнування. Такими характеристиками при згині є кут згину і величина навантаження в момент появи першої тріщини.

Для випробувань використовують плоскі зразки товщиною 3...5 мм, які показано на рис. 3.7. Їх ширина дорівнює 15 мм, а довжина  $L$  розраховується за товщиною  $s$ :  $L = 2(s + 15) + 100$  мм.

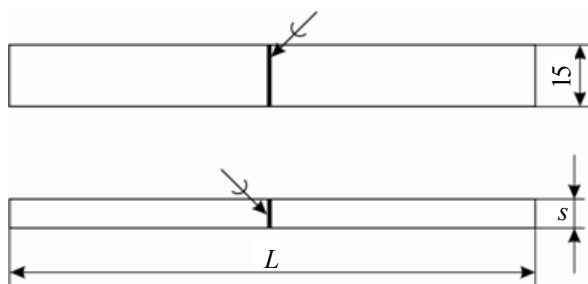


Рис. 3.7. Плоский зразок для випробувань на згин

Зразки вирізають із спаяних заготовок, ширина яких повинна забезпечувати виготовлення не менше трьох зразків.

Перед випробуваннями ширину і товщину зразків слід вимірювати з точністю до 0,1 мм. Товщину спаяного шва вимірюють металографічними методами з точністю до 0,01 мм. Різниця по товщині спаяного шва випробуваної партії зразків не повинна перевищувати 0,02 мм.

Зразок згинають за схемою, показаною на рис. 3.8. Швидкість навантаження не повинна перевищувати 15 мм/хв. У процесі випробування записують діаграму в координатах "зусилля–переміщення" зі збільшенням по осі переміщень не менше 50.

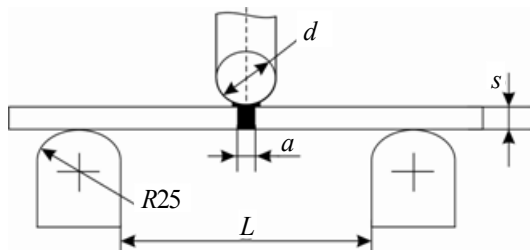


Рис. 3.8. Схема випробувань на згин ( $s = 3 \dots 5$  мм,  $d = 2s$ ,  $L = 15 + 2,5s$ )

Момент появи тріщини в спаяному шві фіксують за появою першого стрибка згину чи перелому на діаграмі або візуально. Якщо тріщина не утворюється, випробування проводять до нормованого кута або до паралельності сторін (кут згину  $180^\circ$ ).

Кут згину  $\alpha$  вимірюють без зняття навантаження за схемою на рис. 3.9 за допомогою інструментальних мікроскопів, кутомірів та транспортирів, що забезпечують похибку вимірювання не більше  $2^\circ$ .

За кут згину спаяного з'єднання беруть середнє арифметичне результатів випробувань не менше трьох зразків.

Границю міцності, тобто максимальні напруження в момент появи тріщини, рекомендується розраховувати за формулою

$$\sigma_b = 3Pl/(2bs^2),$$

де  $P$  – навантаження в момент появи першої тріщини, Н;  $l$  – відстань між опорами, мм;  $b$  – ширина зразка, мм;  $s$  – товщина зразка, мм.

**Випробування при циклічному навантаженні** проводять за ГОСТ 26446–85 "Паяные соединения. Методы испытаний на усталость".

Стандарт установлює методи випробувань зразків спаяних з'єднань з металів та сплавів на втому в багато- і малоцикловій пружній і пружно-пластичній областях при розтягу-стиску, згині та крученні; при симетричних та асиметричних циклах напружень або деформацій, що змінюються за простим періодичним законом з постійними параметрами. Мета випробувань: визначення характеристики міцності при циклічному навантаженні (границі витривалості); вибір оптимального технологічного процесу виготовлення спаяних конструкцій; порівняння втомних характеристик спаяних з'єднань з різних матеріалів; періодичний контроль стабільності технологічного процесу виробництва.

Типи і розміри зразків вибирають залежно від типу спаяного з'єднання, розмірів деталей з урахуванням найбільш точного відтворення напруженого стану в умовах експлуатації випробуваної деталі.

За результатами випробувань на втому будуються криві втоми і визначається границя витривалості (при обмеженій кількості партії зразків, але не менше 10); будується крива розподілу довговічності та виконується оцінка середнього арифметичного значення і середнього квадратичного відхилення; будується сімейство кривих втоми за

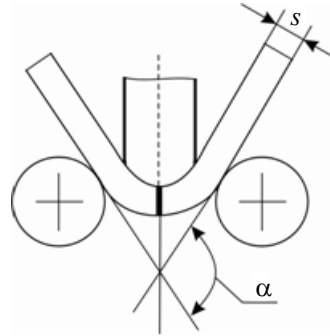


Рис. 3.9. Схема вимірювання кута згину

параметром імовірності руйнування; будується крива розподілу границі витривалості та виконується оцінка її середнього значення та середнього квадратичного відхилення.

**Випробування на ударний згин** проводять за ГОСТ 23046–78 "Паяные соединения. Методы испытаний на удар". Стандарт поширюється на спаяні з'єднання з металів і сплавів, які зазнають ударних навантажень.

Мета випробувань – визначити ударну в'язкість (відносну роботу руйнування), що характеризує стійкість проти крихкого руйнування (тріщиностійкість) спаяного з'єднання.

Випробування проводять на ударний згин (зразки типу I, II і III) та ударний зріз (зразки типу IV).

Форма і розміри зразків типу II, найбільш часто використовуваних при випробуваннях на ударний згин, показані на рис. 3.10. У середній частині зразка, де розташовується спаяний шов, виконують надріз глибиною 2 мм, напівкруглий або гострий (переважно). Випробування проводять на маятникових копрах.

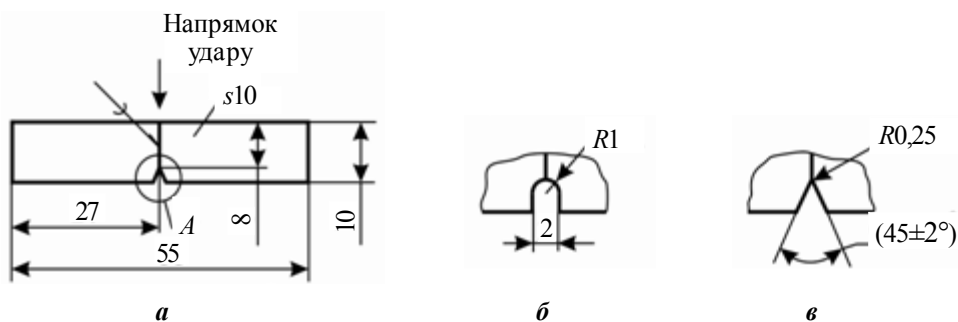


Рис. 3.10. Зразок типу II для випробувань на ударний згин (а) з концентратором вигляду U (б) та V (в)

Випробувати необхідно не менше 5 зразків, а рекомендується 10 зразків.

Величину ударної в'язкості (відносної роботи руйнування), Дж/мм<sup>2</sup>, обчислюють за формулою

$$A = A_0/F,$$

де  $A_0$  – робота удару, витрачена на руйнування зразка, Дж;  $F$  – площа спаяного шва до випробування, мм<sup>2</sup>.

За остаточний результат беруть середню арифметичну величину результатів усіх випробувань.



### Контрольні питання

1. У чому основні переваги напусткових з'єднань перед стиковими?
2. На якій гіпотезі ґрунтуються інженерні методи розрахунку міцності спаяних з'єднань?
3. Як визначається міцність стикового спаяного з'єднання?
4. Як визначається міцність напусткового спаяного з'єднання?
5. Назвіть основні характеристики міцності спаяних з'єднань.
6. Скільки зразків необхідно випробувати для визначення цих характеристик?
7. Які характеристики спаяного з'єднання визначають при випробуванні на згин?
8. Яка мета випробувань спаяних з'єднань при циклічному навантажуванні?
9. Яка мета випробувань спаяних з'єднань на удар?
10. Що характеризує відносна робота руйнування спаяного з'єднання?

### 3.3. Концентрація напружень у спаяних з'єднаннях

В інженерних розрахунках припускають, що як нормальні, так і дотичні напруження розподілені в припої рівномірно. Дійсний розподіл дотичних напружень  $\tau$  у напрямку дії сил у з'єднанні внапусток у пружній стадії його роботи відрізняється помітною нерівномірністю, концентрацією напружень у крайніх точках (рис. 3.11).

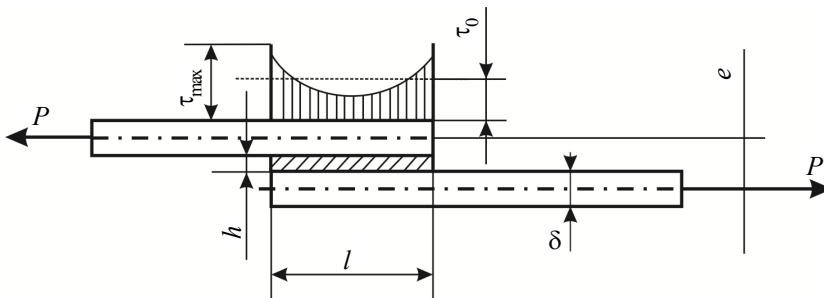


Рис. 3.11. Розподіл дотичних напружень у з'єднанні внапусток під дією сили  $P$  при пружному деформуванні

Для визначення величини коефіцієнта концентрації напружень  $k_T$  у такому з'єднанні запропоноване рівняння

$$k_T = \frac{\tau_{\max}}{\tau_0} = \frac{\alpha l}{2} \left( \frac{1 + \operatorname{ch}(\alpha l)}{\operatorname{sh}(\alpha l)} \right),$$

де  $\alpha = \sqrt{\frac{2Gb}{EFh}}$ ;  $\tau_0 = \frac{P}{F}$ .

Після підстановки  $F = bl$  і перетворень одержимо

$$k_T = \frac{\alpha}{2} \frac{1 + \operatorname{ch}\alpha}{\operatorname{sh}\alpha},$$

де  $\alpha = \sqrt{\frac{2Gl}{Eh}}$  – безрозмірний критерій;  $G$  – модуль пружності металу шва при зсуві, МПа;  $E$  – модуль пружності основного металу при розтягу, МПа;  $h$  – товщина прошарку припою, мм;  $l$  – довжина напустка, мм.

З огляду на те, що  $G = \frac{E}{2(1+\mu)}$ , і взявши  $\mu = 0,3$ , для безрозмірного критерію одержимо спрощене рівняння

$$\alpha = 0,88 \sqrt{\frac{E_{\text{пр}} l}{E_{\text{о.м}} h}},$$

де  $E_{\text{пр}}$  і  $E_{\text{о.м}}$  – модулі пружності припою та основного металу відповідно.

Аналіз формули показує, що коефіцієнт концентрації напружень зростає при збільшенні відношення довжини напустка  $l$  до товщини  $h$  прошарку припою і спадає при зменшенні відношення жорсткості припою до жорсткості основного металу.

При досягненні рівня границі плинності в області максимальних напружень з'являються місцеві пластичні деформації. При подальшому збільшенні навантаження пластичні деформації зростають практично без збільшення напружень (метал тече), піки напружень згладжуються, тому що в менш навантажених зонах металу напруження продовжують зростати. Фактичний коефіцієнт концентрації напружень стає меншим від теоретичного і поступово наближається до 1, а коефіцієнт концентрації

деформацій зростає за рахунок пластичних деформацій, досягаючи значення  $k_T^2$ , тому що добуток коефіцієнтів концентрації напружень і деформацій залишається постійним (правило Нойбера).

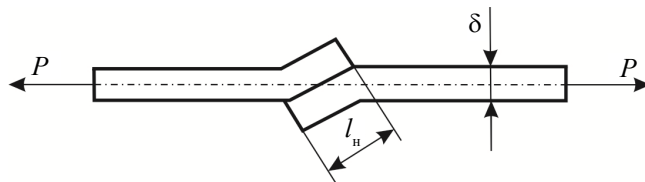
При достатньому запасі пластичності металу припою, якщо цей запас пластичності може реалізуватися в умовах навантажування (напружений стан є близьким до лінійного, навантажування – статичним, температура – близькою до нормальної), епюра напружень повністю згладжується задовго до початку руйнування. При цьому максимальні пластичні деформації звичайно не перевищують декількох відсотків.

При граничному навантаженому стані, коли напруження по всій площі з'єднання досягають границі плинності, розподіл їх практично не відрізняється від розрахункового. Тому несуча здатність, що знайдена без урахування концентрації напружень, не змінюється за її наявності, тобто у випадку статичного навантажування вузлів з досить пластичного металу (як основного, так і припою) концентрація напружень практично не впливає на їх працездатність.

Якщо пластичність мала або не може реалізуватися повною мірою (об'ємний напружений стан, динамічне навантажування, знижені температури), то руйнування зароджується і розвивається крихко, без помітних пластичних деформацій. При цьому концентрація напружень може суттєво знизити несучу здатність вузла.

При дії сили розтягу  $P$  в напустковому з'єднанні внаслідок наявності ексцентриситету  $e = (h + \delta)$  виникає згинальний момент  $M = Pe$  (див. рис. 3.11). Тому елементи з'єднання при розтягу згинаються, як показано на рис. 3.12.

Рис. 3.12. Деформація спаяного з'єднання внапусток під дією згинального моменту



Напруження  $\sigma_M$  що спричиняються згином, визначають за спрощеною формулою

$$\sigma_M = \frac{3\sigma_0}{1 + \frac{l_H}{\delta} \sqrt{\frac{3\sigma_0}{E}}}, \quad (3.4)$$

де  $\sigma_0$  – напруження в елементах під дією сили розтягу  $P$ , МПа.

З формули (3.4) видно, що величина напружень  $\sigma_{M^p}$  спричинених згином, збільшується при зменшенні відношення довжини напустка  $l_n$  до товщини елементів. Однак ця формула не враховує товщину прошарку припою, що збільшує ексцентриситет і, отже, згинальний момент та напруження, які обумовлені згином.

### 3.4. Вплив прошарку припою на міцність спаяних з'єднань

Результати виконаних авторами експериментальних досліджень впливу товщини прошарку припою (величини зазору) у напусткових з'єднаннях жароміцного нікелевого сплаву ЭП99 з припоєм ВПр11-40Н + 15 % Ni на їх міцність і довговічність при нормальній і високих температурах показано на рис. 3.13 і 3.14.

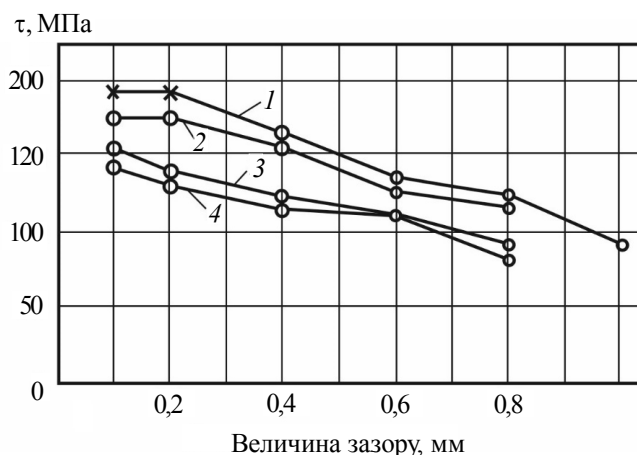


Рис. 3.13. Залежність міцності на зріз напусткового з'єднання жароміцного сплаву ЭП99 від товщини прошарку припою при температурах випробувань 20 (1), 850 (2), 900 (3) і 950 (4) °С: x – руйнування по основному металу; o – по припою

Випробування показали (див. рис. 3.13), що міцність спаяних з'єднань знижується зі збільшенням товщини припою. При нормальній температурі та товщинах прошарку 0,1 і 0,2 мм (крива 1) руйнування відбувається по основному металу (за межами спаю).

Залежно від товщини прошарку припою аналогічно змінюється довговічність напусткових з'єднань (величина напустка складала 2,5 товщини зразка). Під час випробувань тих же зразків із жароміцного сплаву при температурі 900 °С і напруженні зрізу 15 МПа руйнування відбу-

вається по припою. При збільшенні товщини припою до 0,8 мм довговічність знижується майже в 4 рази. При цьому значна кількість зразків зруйнувалася по основному металу під дією згинального моменту та внаслідок проникнення припою в основний метал на галтельній ділянці з'єднання.

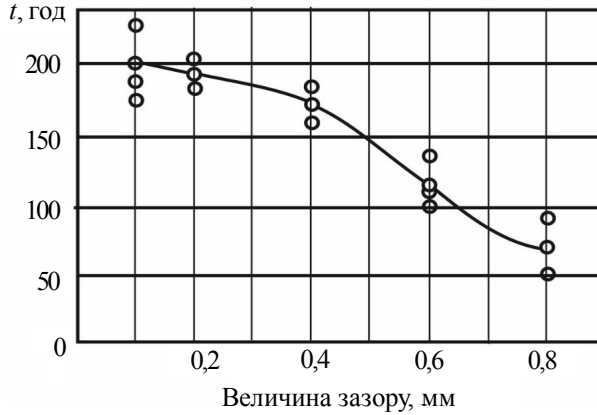


Рис. 3.14. Залежність довговічності напусткового з'єднання сплаву ЕП99 від товщини прошарку припою при температурі випробувань 900 °С і напруженні зрізу 15 МПа

Вплив величини зазору на міцність стикових з'єднань інструментальної та низьковуглецевої сталей, спаяних міддю і сріблом, які є високопластичними та утворюють "м'який" прошарок, показано на рис. 3.15.

З рис. 3.15 видно, що максимальне значення міцності з'єднання досягається при величині зазору, значно меншій 0,125 мм.

З багатьох інших досліджень відомо, що максимальна міцність з'єднань як на розтяг, так і на зріз при капілярному паянні досягається за певної величини зазору. При менших зазорах низька міцність пояснюється наявністю непропаїв через незатікання припою, а при більших – впливом низької міцності припою. Безумовно, що залежно від проникної здатності припоїв та їх взаємодії з основним металом оптимальні розміри зазорів можуть змінюватися, звичайно при капілярному паянні рекомендують зазори 0,05...0,20 мм.

Величина зазору істотно впливає на міцність стикових з'єднань, але при цьому надзвичайно важливе значення мають пластичність припою, співвідношення границь плинності припою та основного металу, положення прошарку припою щодо силового потоку та відносна товщина прошарку  $\eta = h/a$  або  $\eta = h/d$ , де  $h$  – товщина прошарку;

$a$ ,  $d$  – відповідно сторона квадратного стрижня та діаметр круглого стрижня.

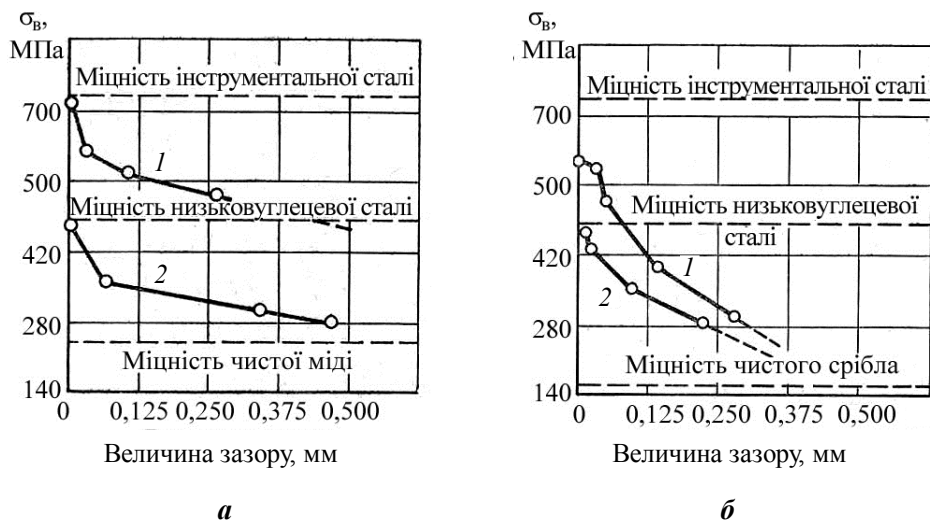


Рис. 3.15. Вплив величини зазору на міцність стикових з'єднань при паянні інструментальної (лінія 1) і низьковуглецевої (2) сталей міддю (а) та сріблом (б)

У пластичній стадії роботи спаяних вузлів залежно від співвідношення границь плинності припою  $\sigma_{\text{Гпр}}$  та основного металу  $\sigma_{\text{Том}}$  відрізняють "м'які" ( $\sigma_{\text{Гпр}} < \sigma_{\text{Том}}$ ) і "тверді" прошарки ( $\sigma_{\text{Гпр}} > \sigma_{\text{Том}}$ ).

У пружній стадії роботи матеріалів і прошарку критерієм "м'якості" служить модуль пружності, тому прошарки можна розділити на "м'які", що мають менший модуль пружності, ніж з'єднані матеріали, і "жорсткі" – з більшим модулем.

Розглянемо роботу "м'якого" прошарку товщиною  $h$ , розташованого поперек силового потоку, у стрижні круглого перерізу з діаметром  $d$ , як показано на рис. 3.16.

При навантажуванні вузла в пружній стадії з "м'яким" (малим модулем пружності) прошарком матеріал останнього набуває більшого подовження вздовж осі та відповідно більшого вкорочення в радіальному напрямку (див. рис. 3.16,а). За рахунок нерозривності деформацій по границі розділу матеріалів у прошарку з'являються напруження розтягу в радіальному напрямку (див. рис. 3.16,б). Напружений стан стає об'ємним (розтяг у всіх напрямках), у результаті чого знижуються еквівалентні напруження, утруднюється поява пластичних деформацій,

виникає (проявляється) ефект зміцнення матеріалу прошарку. При рівній його міцності (границі плинності) зі з'єднуваними матеріалами в останніх пластичні деформації з'являються раніше, ніж у прошарку.

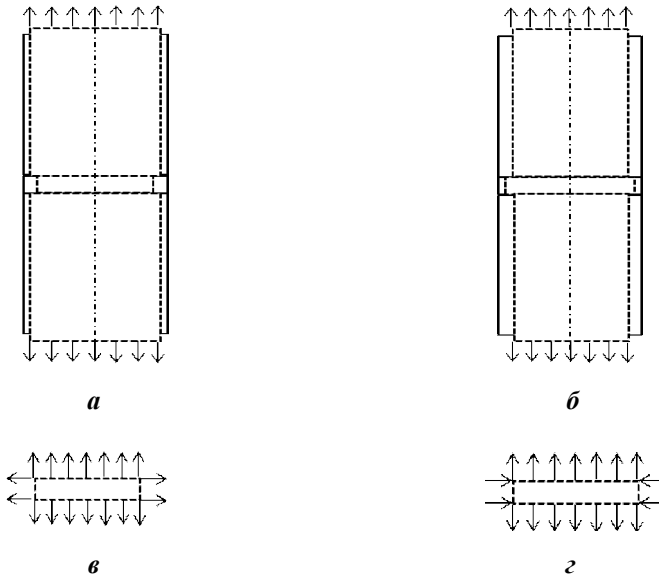


Рис. 3.16. Схема деформацій вузлів із "м'яким" (а) і "твердим (жорстким)" (б) прошарками та напружений стан "м'якого" (в) і "твердого (жорсткого)" (з) прошарків при лінійному розтягу

У вузлах із "твердим" прошарком картина зворотна (див. рис. 3.16,б). У "жорсткому" прошарку осьовий розтяг поєднується зі стиском у радіальному напрямку (див. рис. 3.16,з), еквівалентні напруження збільшуються, спостерігається ефект знеміцнення "жорсткого" прошарку. Метал прошарку при рівній його міцності зі з'єднуваними матеріалами повинен пластично деформуватися раніше, але якщо прошарок крихкий, то в ньому утворюються тріщини. Тому крихкі прошарки в з'єднаннях не допускаються.

У пластичній стадії роботи вузлів спостерігається аналогічне явище, але головним фактором, який визначає величину деформації, є рівень границі плинності матеріалу. Аналогічно пружній стадії "м'які" прошарки з меншою границею плинності зміцнюються, тобто починають пластично деформуватися при осьових напруженнях розтягу, що перевищують їх границю плинності. "Тверді" прошарки з більшою границею плинності, навпаки, знеміцнюються, тобто еквівалентні напруження

в них збільшуються за рахунок довантаження при переході до об'ємного напружено-деформованого стану (НДС), пластичні деформації з'являються при осьових напруженнях розтягу, менших від границі плинності.

Ефекти зміцнення та знеміцнення в пластичній стадії підсилюються за рахунок більшої величини коефіцієнта поперечної деформації ( $\mu = 0,5$ ) у порівнянні з пружною стадією ( $\mu = 0,25 \dots 0,30$ ). У вузлах із "м'яким" прошарком ( $\sigma_{\text{Тпр}} < \sigma_{\text{Том}}$ ) при певних навантаженнях метал прошарку починає деформуватися пластично, хоча основний метал буде перебувати в пружному стані. Коефіцієнт поперечної деформації (коефіцієнт Пуассона) основного металу, що перебуває в пружному стані, залишиться на рівні  $\mu_{\text{о,м}} = 0,25 \dots 0,30$ , а металу "м'якого" прошарку, що деформується пластично, збільшиться до  $\mu_{\text{пр}} = 0,5$ . У результаті ефект зміцнення "м'якого" прошарку збільшується.

Аналогічні ефекти зміцнення та знеміцнення проявляються також у прилеглих до "м'яких" і "твердих (жорстких)" прошарків ділянках з'єднаних матеріалів.

У літературі відзначаються факти, коли при міцності матеріалу прошарку нижче від основного металу і малій відносній товщині "м'якого" прошарку руйнування відбувається по основному металу.

Результати досліджень НДС методом комп'ютерного моделювання, проведених у НУК, підтвердили утворення об'ємного напруженого стану в зоні як "м'якого", так і "твердого (жорсткого)" прошарків припою. При цьому в пружній стадії "м'якість" або "твердість" визначається співвідношенням модулів пружності та коефіцієнтів Пуассона, а в пластичній – співвідношенням границь плинності з'єднаних матеріалів і прошарку. На рис. 3.17 наведено поля в циліндричному зразку з "м'яким" прошарком товщиною 1 мм (відносна товщина прошарку  $\eta = h/d = 0,05$ , де  $h$  – товщина прошарку,  $d$  – діаметр круглого стрижня), в якому матеріал має модуль пружності  $E_{\text{о,м}} = 2 \cdot 10^5$  МПа, а прошарок  $E_{\text{пр}} = 0,5 \cdot 10^5$  МПа, при осьовому навантажуванні.

Аналіз полів показує, що при розтягу вузла з напруженнями 40 МПа в зоні стику (по границі розділу основного матеріалу і "м'якого" прошарку) крім осьових напружень з'являються також радіальні (див. рис. 3.17,а) та окружні нормальні й дотичні (див. рис. 3.17,в) напруження. В основному матеріалі вони досягають від 1 до 6 МПа (радіальні та окружні) і 3 МПа (дотичні напруження). Відповідно еквівалентні напруження (див. рис. 3.17,з) підвищуються до 42...45 МПа.

При цьому в матеріалі прошарку радіальні та дотичні напруження становлять 8 і 2 МПа, а еквівалентні напруження знижуються до 32...33 МПа,



що свідчить про свого роду розвантаження або зміцнення "м'якого" прошарку на 20 % і довантаження або знеміцнення з'єднуваних матеріалів на 5...10 %. У вузлах із "жорстким" прошарком картина зворотна.

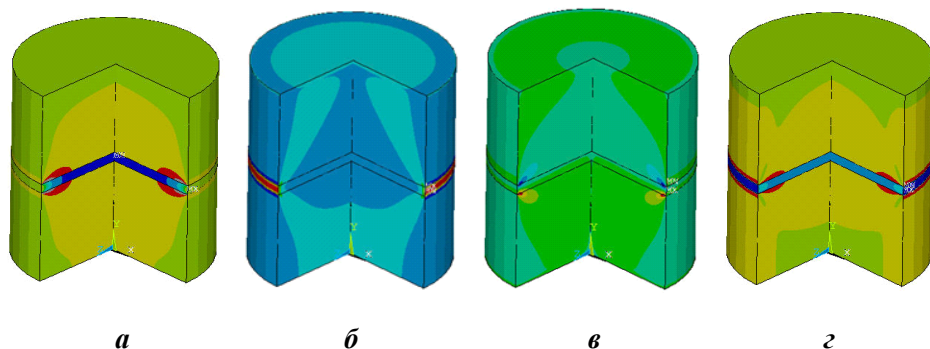
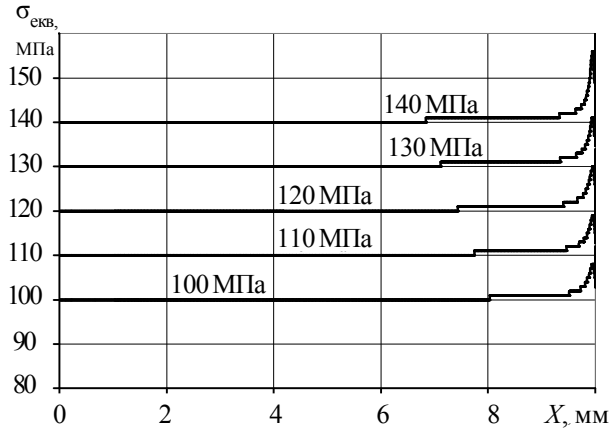


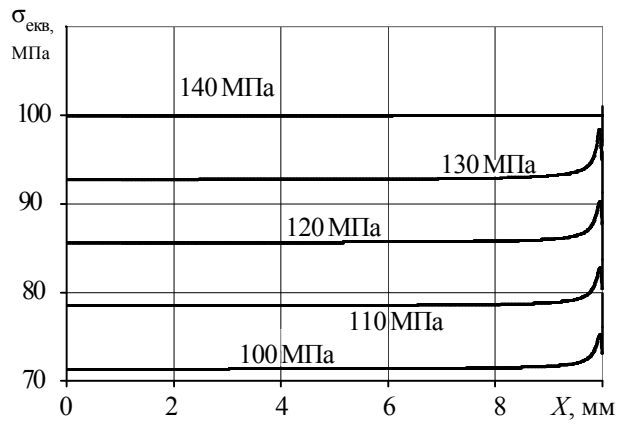
Рис. 3.17. Поля радіальних (а), осьових (б), дотичних (в) та еквівалентних (г) напружень у вузлах із "м'яким" прошарком при лінійному розтягу

Вплив величини навантаження на напружений стан у зоні стику циліндричного вузла з'єднання однорідного матеріалу (сталь + сталь, границя плинності 250 МПа) через "м'який" прошарок міді товщиною 50 мкм (відносна товщина  $s/d=0,0025$ , границя плинності 100 МПа) чітко видно з рис. 3.18.

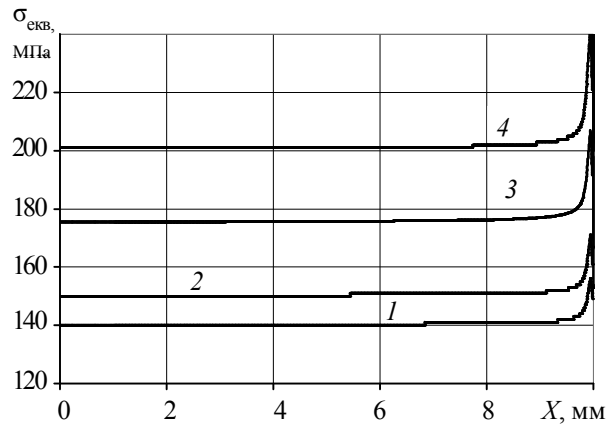
Аналіз епюр показує, що при збільшенні осьового навантаження на вузол від 100 до 140 МПа еквівалентні напруження в основному металі пропорційно збільшуються, залишаючись на більшій частині стику на рівні прикладеного навантаження, і тільки біля самої крайки вони перевищують прикладене навантаження майже на 10 % (див. рис. 3.18,а). У матеріалі "м'якого" прошарку на більшій частині стику еквівалентні напруження також розподілені рівномірно, але на рівні помітно нижче від прикладених (майже на 30 %), і так само, як і в основному металі, дещо збільшуються біля крайки, залишаючись нижче від прикладеного навантаження і границі плинності матеріалу прошарку (див. рис. 3.18,б). Таким чином, усі матеріали вузла працюють пружно аж до навантаження 130 МПа, що на 30 % перевищує границю плинності прошарку. Тільки при навантаженні 140 МПа поблизу крайки стику в прошарку з'являються невеликі пластичні деформації, про що свідчить згладжування епюри. Це говорить про те, що "м'який" прошарок у вузлі зміцнюється.



*a*



*б*



*в*

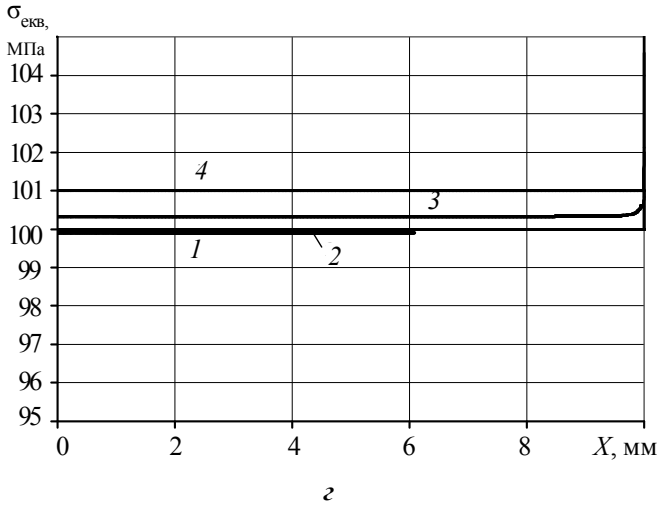


Рис. 3.18. Епюри еквівалентних напружень по стику в з'єднаних матеріалах (а, в) і прошарку (б, г) циліндричних вузлів із "м'яким" прошарком при осьовому навантаженні в пружній (100...140 МПа, а, б) та пластичній (140 МПа (1), 150 МПа (2), 175 МПа (3) і 200 МПа (4), в, г) стадіях

При подальшому збільшенні навантаження до 200 МПа основний матеріал продовжує працювати пружно, напруження зростають пропорційно зростанню навантаження, характер їх розподілу вздовж стику повністю зберігається, але дещо збільшуються піки напружень біля крайки стику (див. рис. 3.18,в). У прошарку, де еквівалентні напруження досягли рівня границі плинності його матеріалу вже при навантаженні 140 МПа, подальше зростання навантаження спричиняє пластичні деформації, матеріал деформується (тече) практично без збільшення напружень, точніше напруження зростають тільки за рахунок наклепу (див. рис. 3.18,г).

Кількісно вплив ступеня "м'якості" або "жорсткості" прошарку визначається жорсткістю його напруженого стану, яка вимірюється коефіцієнтом жорсткості  $k_{ж}$ , рівним відношенню максимальних головних напружень  $\sigma_1$  або  $\sigma_3$  в прошарку при його навантаженні відповідно розтягом або стиском до еквівалентних напружень  $\sigma_{екв}$ , тобто  $k_{ж} = \sigma_{1(3)} / \sigma_{екв}$ . При осьовому навантаженні розтягом зразка без прошарку або з прошарком з такими ж механічними характеристиками (модулем пружності та границею плинності) напружений стан – лінійний, еквівалентні та максимальні головні напруження дорівнюють прикладеним  $\sigma_y$  ( $\sigma_1 = \sigma_{екв} = \sigma_y$ ) і відповідно коефіцієнт жорсткості напруженого стану  $k_{ж} = 1$ .

Як встановлено вище, за відмінності механічних властивостей прошарку та основного металу при осьовому навантажуванні вузла в прошарку і на невеликих ділянках основного металу поблизу його крайки створюється складний (об'ємний) напружений стан. При цьому еквівалентні напруження відрізняються від максимальних головних і коефіцієнт жорсткості збільшується ( $k_{ж} > 1$ ) або зменшується ( $k_{ж} < 1$ ).

Зі збільшенням коефіцієнта жорсткості напруженого стану ( $k_{ж} > 1$ ) пластичні деформації з'являються при осьовому навантажуванні, що дещо перевищує границю плинності, тобто відбувається зміцнення металу. При зменшенні жорсткості напруженого стану ( $k_{ж} < 1$ ), навпаки, відбувається знеміцнення, пластичні деформації утворюються при напруженнях, менших від границі плинності.

Фізичний зміст зміцнення або знеміцнення, тобто зміни міцності, а точніше опору металу пластичному деформуванню, пов'язаний з тим, що цей опір залежить не тільки від властивості самого матеріалу, але і від характеру напруженого стану. Стандартну характеристику міцності, границю плинності, визначають в умовах простішого лінійного напруженого стану розтягом. З ускладненням напруженого стану, тобто з появою другої ( $\sigma_1$ ) і третьої ( $\sigma_2$ ) складових, еквівалентні напруження змінюються, цей опір зменшується або збільшується, відповідно матеріал знеміцнюється або зміцнюється, в залежності від величини коефіцієнта жорсткості напруженого стану.

Ступінь зміцнення і знеміцнення збігається з коефіцієнтом жорсткості напруженого стану, тобто при  $k_{ж} = 1,2$  опір пластичній деформації (міцність) металу збільшується на 20 %, а при  $k_{ж} = 0,8$ , навпаки, знижується на 20 %.

Для зручності порівняння впливу напружено-деформованого стану у вузлах із "м'яким" і "жорстким" прошарками на механічні властивості окремих зон вузла на рис. 3.19 показані криві зміни коефіцієнтів жорсткості напруженого стану на більшій частині довжини прошарку (крива 1) і в основному металі біля крайки стику з прошарком (крива 2) залежно від ступеня жорсткості (модуля пружності) матеріалу прошарку відносно основного металу ( $E_{пр}/E_{о.м}$ ).

Ці залежності з достатньою точністю описуються рівняннями регресії:

для основного металу

$$k_{ж} = -0,09(E_{пр}/E_{о.м})^2 + 0,38 E_{пр}/E_{о.м} + 0,71;$$

для прошарку

$$k_{ж} = 0,165(E_{пр}/E_{о.м})^2 - 0,8E_{пр}/E_{о.м} + 1,635,$$

які дозволяють оцінити очікувані ефекти зміцнення і знеміцнення окремих зон вузла з прошарком за відомим співвідношенням модулів пружності прошарку та основного металу при роботі в пружному стані.

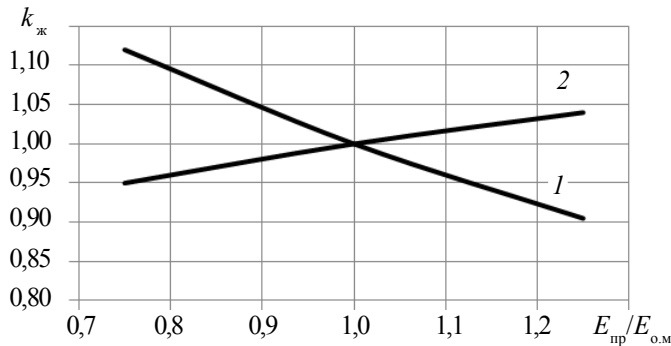


Рис. 3.19. Залежність коефіцієнта жорсткості  $k_{ж}$  прошарку (1) та основного металу (2) від відносної жорсткості прошарку  $E_{пр}/E_{о.м}$

Величина коефіцієнта жорсткості і відповідно зміцнення "м'якого" прошарку або знеміцнення більш міцного основного металу, крім співвідношення їх механічних властивостей (модулів пружності та коефіцієнтів Пуассона в пружній стадії і границь плинності в пластичній), залежать від ступеня перевантаження прошарку, тобто відношення прикладених напружень  $\sigma_{нав}$  у вузлі до границі плинності прошарку:  $k_{пер} = \sigma_{нав}/\sigma_T$ .

Отримана залежність для розглянутих вище прикладів вузлів наведена на рис. 3.20. Як видно з рисунка, в другій (пружно-пластичній) стадії навантаження вузла знеміцнення основного металу більш виражено, що можна пояснити помітним збільшенням коефіцієнта Пуассона (до 0,5) і малим коефіцієнтом зміцнення матеріалу прошарку при його пластичному деформуванні. Крім того, якщо в пружній стадії ступінь знеміцнення основного металу визначається тільки співвідношенням властивостей його і прошарку, то в пластичній стадії він залежить також і від величини навантаження (ступеня перевантаження прошарку).

У матеріалі прошарку коефіцієнт зміцнення (жорсткості напруженого стану) прошарку при навантаженні вище 140 МПа на відміну від пружного навантаження (близько 1,4) лінійно зростає до 2 при 200 МПа, тобто залишається на рівні ступеня перевантаження прошарку  $k_{пер} = \sigma_{нав}/\sigma_T$ .

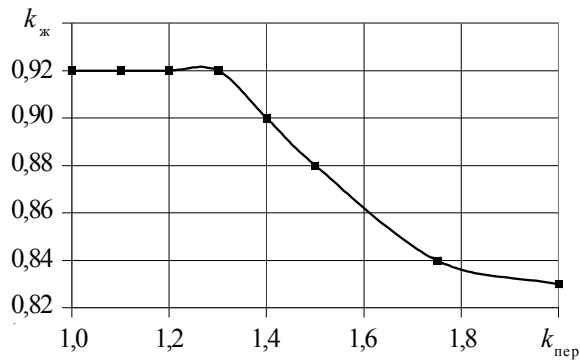


Рис. 3.20. Залежність коефіцієнта зменшення і відповідно жорсткості напруженого стану  $k_{ж}$  основного металу від ступеня перевантаження "м'якого" прошарку  $k_{пер} = \sigma_{нав} / y_T$

Таким чином, у пружно-пластичній стадії навантаження прошарку коефіцієнт жорсткості напруженого стану як основного металу, так і прошарку, а отже, і ступінь їх зменшення та зміцнення, на відміну від пружного навантаження, залежать не тільки від співвідношення їх механічних властивостей, але й від величини прикладеного осьового навантаження (зростають з його збільшенням).

### **Контрольні питання**

1. Чим відрізняється реальний розподіл напружень у спаяному з'єднанні від прийнятого в інженерних розрахунках?
2. Від яких факторів залежить ступінь нерівномірності розподілу напружень у спаяному з'єднанні?
3. Які прошарки називають "м'якими", а які – "твердими" або "жорсткими"?
4. У чому проявляється зміцнення та зменшення основного металу і прошарку?
5. Чим вимірюється ступінь зміцнення та зменшення?
6. Чому дорівнює (як визначається) коефіцієнт жорсткості напруженого стану?
7. Від яких факторів залежить коефіцієнт жорсткості напруженого стану вузлів із прошарками при навантажуванні в пружній та пластичній стадіях?
8. Від яких факторів залежить ступінь зміцнення та зменшення у вузлах із прошарками при навантажуванні в пружній та пластичній стадіях?

## Розділ 4. МІЦНІСТЬ ЗВАРНИХ З'ЄДНАНЬ У РІЗНОМАНІТНИХ УМОВАХ НАВАНТАЖУВАННЯ

### 4.1. Механічні властивості матеріалів та їх характеристики. Методи випробувань

З курсу опору матеріалів відомо, що основними властивостями, які визначають здатність конструкції та окремих її вузлів і з'єднань нести задане навантаження без будь-яких недопустимих змін (порушень цілісності або форми), є міцність, пластичність, тріщиностійкість, витривалість та жорсткість.

*Міцність матеріалу* – це його здатність протистояти появі та розвитку пластичних деформацій. Основними характеристиками міцності матеріалу є границя пропорційності, границя пружності, границя плинності та тимчасовий опір.

**Границя пропорційності**  $\sigma_{\text{пц}}$  – це напруження, за якого відступ від лінійної залежності між навантаженням і деформаціями досягає певної величини. Звичайно його визначають за зміною тангенса кута нахилу дотичної до кривої деформації "подовження – навантаження".

**Границя пружності**  $\sigma_{0,05}$  – це напруження, за якого залишкове подовження на вимірюваній ділянці досягає 0,05 %.

**Границею плинності** називають напруження, за яких з'являються помітні пластичні деформації.

У багатьох матеріалах, наприклад у низьковуглецевій сталі типу Ст3, спочатку пластичні деформації розвиваються без зміцнення, деформації зростають без збільшення напружень. У такому випадку говорять, що матеріал тече. Для цих матеріалів застосовується поняття "фізична границя плинності"  $\sigma_{\text{T}}$  – це найменші напруження, під дією яких зразок деформується без помітного збільшення навантаження.

Разом з тим у багатьох матеріалів, наприклад у нержавіючої сталі, сплавів АМг і деяких інших, зміцнення починається з появою перших

пластичних деформацій. Для характеристики опору появі пластичних деформацій таких матеріалів використовують поняття "умовна границя плинності". За умовну границю плинності  $\sigma_{0,2}$  беруть напруження, при яких пластичні деформації досягають певної величини. Звичайно вона складає 0,2 %.

**Тимчасовий опір**  $\sigma_v$  (його також називають границею міцності) – це максимальні напруження (умовні), що були в зразку під час його випробування на розрив.

Визначають усі ці напруження під час випробування зразків на розтяг до розриву. При випробуванні записують так звану діаграму розтягу, тобто залежність навантаження на зразок у процесі випробування від його абсолютної деформації розтягу. Після випробування перераховують отримані результати і будують діаграму в координатних осях "відносна деформація – напруження  $\sigma$  (умовні)" (рис. 4.1). Умовними напруження називають тому, що їх отримують діленням навантаження не на фактичну площу поперечного перерізу, а на її початкове значення (до випробування). Очевидно, що в процесі випробування ця площа поступово зменшується внаслідок пластичного деформування металу, тому дійсні напруження будуть більшими, ніж умовні. Найбільшої відмінності вони досягають наприкінці випробування, коли реальний переріз стає в декілька разів меншим від початкового. Але в інженерній практиці звичайно розглядають умовні напруження.

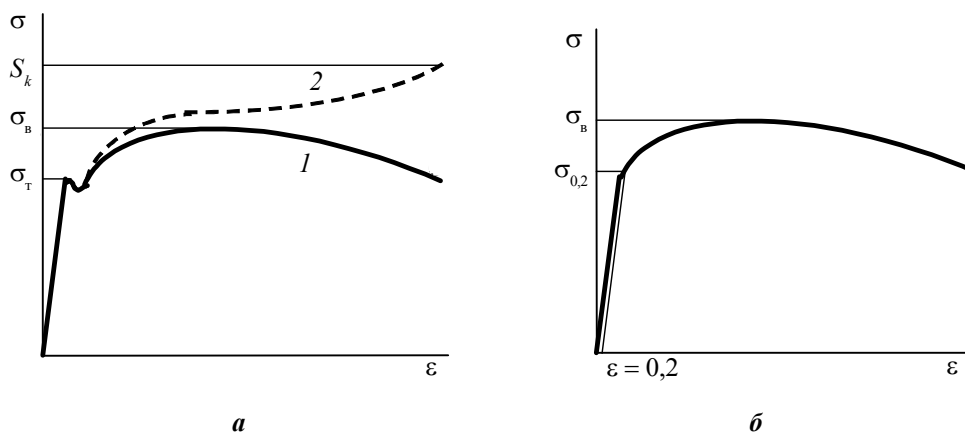


Рис. 4.1. Діаграми розтягу матеріалу з площадкою (а) і без площадки (б) плинності:  
1 – умовні напруження; 2 – істинні напруження



Іноді визначають і дійсний опір розриву  $S_k$  – напруження, що дорівнюють відношенню навантаження  $P_k$  у момент розриву до площі мінімального поперечного перерізу зразка після розриву  $F_k$ .

*Пластичність матеріалу* – це його здатність пластично деформуватися без руйнування. Реалізується ця властивість головним чином в умовах статичного лінійного навантаження.

До характеристик пластичності належать відносне подовження після розриву і відносне звуження  $\psi$  після розриву. Відносне подовження визначається різницею довжини робочої частини зразка після  $l_k$  і до розриву  $l_{\pi}$ :

$$\delta = \frac{l_k - l_{\pi}}{l_{\pi}} \cdot 100 \%,$$

відносне звуження – відповідно різницею площ до  $F_{\pi}$  і після розриву  $F_k$ :

$$\psi = \frac{F_{\pi} - F_k}{F_{\pi}} \cdot 100 \%.$$

Слід мати на увазі, що випробування металу при визначенні характеристик міцності та пластичності виконується в умовах лінійного напруженого стану. У реальних умовах напружений стан, як правило, відрізняється від лінійного, стає більш або менш жорстким.

При зменшенні жорсткості напруженого стану міцність (границя плинності і тимчасовий опір) зменшується, а пластичність (відносні подовження і звуження) збільшується. При зростанні жорсткості напруженого стану – навпаки. Кількісною характеристикою (мірою) жорсткості напруженого стану є коефіцієнт жорсткості, який дорівнює відношенню максимальних головних напружень розтягу до еквівалентних, тобто  $k_{ж} = \sigma_1 / \sigma_{екв}$ . При лінійному напруженому стані він дорівнює 1.

В інженерних розрахунках, як правило, це не враховують, що компенсується коефіцієнтом запасу, однак у деяких випадках проектування складних зварних та спаяних вузлів про це необхідно пам'ятати.

*Тріщиностійкість матеріалу* – це його здатність протистояти крихкому руйнуванню, точніше розповсюдженню тріщин. Характеристикою тріщиностійкості матеріалу є ударна в'язкість, тобто робота удару, витрачена на руйнування одиниці площі перерізу:  $a_n = A_p / F$ , Дж/см<sup>2</sup> або МДж/м<sup>2</sup>.

*Жорсткість матеріалу* – це його здатність протистояти пружному деформуванню. Характеристикою жорсткості є модуль пружності при розтягу  $E$ , МПа або Н/мм<sup>2</sup>.

Характеристики механічних властивостей визначаються експериментально, для чого проводяться спеціальні випробування.

#### ***4.1.1. Випробування основного металу на розтяг за нормальної температури***

Методику випробувань металу встановлює міждержавний стандарт ГОСТ 1497–84 "Метали. Методи випробування на розтяг". Зазначений стандарт поширюється на чорні і кольорові метали та сплави і вироби з них, за винятком дроту, труб, а також листового металу товщиною менше 0,5 мм, та встановлює вимоги до статичних випробувань на розтяг для визначення характеристик міцності і пластичності за нормальної температури 20 °С.

Під час випробування на розтяг використовуються наступні позначення і визначення:

$l$ , мм – робоча довжина – це частина зразка з постійною площею поперечного перерізу між його головками або ділянками для захоплення;

$l_0$ , мм – початкова розрахункова довжина зразка – це ділянка робочої довжини зразка до розриву, де визначається подовження;

$l_k$ , мм – кінцева розрахункова довжина зразка – це довжина розрахункової частини після розриву зразка;

$d_0$ , мм – початковий діаметр робочої частини циліндричного зразка до розриву;

$d_k$ , мм – мінімальний діаметр циліндричного зразка після його розриву;

$a_0$ , мм – початкова товщина робочої частини плоского зразка або штаби;

$b_0$ , мм – початкова ширина робочої частини плоского зразка або штаби;

$F_0$ , мм<sup>2</sup> – початкова площа поперечного перерізу робочої частини зразка до розриву;

$F_k$ , мм<sup>2</sup> – мінімальна площа поперечного перерізу робочої частини зразка після розриву;

$P$ , Н – осьове навантаження розтягу – це навантаження, що діє на зразок у даний момент випробувань;

$\sigma$ , МПа, Н/мм<sup>2</sup> – умовне нормальне напруження – це напруження, що дорівнює відношенню навантаження  $P$  до початкової площі поперечного перерізу зразка;

$S$ , МПа, Н/мм<sup>2</sup> – істинне нормальне напруження – це напруження, що дорівнює відношенню навантаження  $P$  до дійсної для даного моменту випробувань площі поперечного перерізу зразка;

$\Delta l$ , мм – абсолютне подовження зразка.

Випробування на розтяг проводять на циліндричних зразках з діаметром робочої частини від 3 мм (як основні застосовуються зразки діаметром 10 мм) або плоских товщиною від 0,5 мм. Початкова розрахункова довжина повинна бути  $l_0 = 5,65\sqrt{F_0}$  (короткі зразки) або  $l_0 = 11,3\sqrt{F_0}$  (довгі зразки). Більш доцільним є застосування коротких зразків. Плоскі та циліндричні зразки для випробувань на статичний розтяг показані на рис. 4.2 і 4.3 відповідно. Розміри зразків для нормальних і підвищених температур наведено в додатку 5 (табл. 5.1, 5.2, 5.3).

Стандарт установлює форму і всі розміри зразків для випробувань. Основними розмірами, що використовуються під час обробки результатів, є довжина і діаметр робочої частини для циліндричних зразків і ширина та товщина робочої частини для плоских.

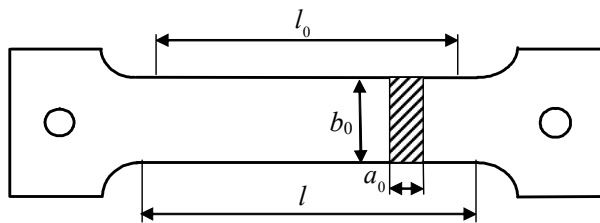


Рис. 4.2. Плоский зразок для випробувань на статичний розтяг

Ширина робочої частини плоских зразків складає 30 мм для товщин від 8 до 25 мм і 20 мм – для менших товщин. Зразки повинні зберігати поверхневі шари прокату.

Вимірювання поперечних розмірів зразків до випробування виконують не менше ніж у трьох місцях (посередині і по кінцях робочої частини зразка). Площу розраховують за найменшим з отриманих розмірів.

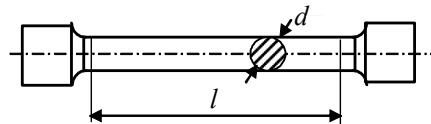


Рис. 4.3. Циліндричний зразок для випробувань на статичний розтяг

#### **4.1.2. Механічні випробування металу шва і зварних з'єднань**

Механічні випробування наплавленого металу, металу шва і зварних з'єднань виконуються згідно з вимогами міждержавного стандарту ГОСТ 6996–66 "Зварні з'єднання. Методи визначення механічних властивостей".

Стандарт установлює методи визначення механічних властивостей зварного з'єднання в цілому і металу його окремих ділянок, а також наплавленого металу при всіх видах зварювання металів і сплавів.

Стандарт поширюється на випробування, що виконуються з різною метою:

визначення придатності режимів і способів зварювання; перевірки якості продукції і зварювальних матеріалів; оцінки кваліфікації зварника; оцінки зварюваності металів і сплавів.

Вибір тих або інших методів випробування передбачається в стандартах і технічних умовах на продукцію, що встановлюють технічні вимоги до неї. Галузеві документи, що враховують особливості роботи тих або інших конструкцій, у цілому не суперечать державному стандарту, але можуть вносити окремі уточнення і доповнення. У суднобудуванні, наприклад, таким галузевим документом є Правила класифікаційних товариств.

##### **Загальні вимоги – ГОСТ 6996–66**

Зразки для випробувань виготовляють із проб, вирізаних безпосередньо з контрольованої конструкції, або зі спеціально зварених для проведення випробувань контрольних з'єднань. В останньому випадку умови підготовки для зварювання, основний і зварювальний матеріал повинні бути такими, як під час зварювання контрольованої конструкції. Стандарт установлює мінімальні розміри пластин для виготовлення контрольних з'єднань у залежності від товщини. Ширина пластин від 50 до 250 мм при товщині від 4 до 100 мм і вище. Довжина крайок зварюваних пластин визначається розмірами і кількістю виготовлюваних зразків з урахуванням припусків на ширину різку і наступну обробку. Крім того, додаються ділянки від 15 до 60 мм (у залежності від способу зварювання і товщини) на початку і 30–70 мм наприкінці шва, які не використовують для зразків. У випадку застосування вивідних планок можна відбирати зразки за всією довжиною контрольного з'єднання.

Вирізування заготовок для зразків і контрольних з'єднань стандарт рекомендує робити на металорізальних верстатах. У разі використання для різання ножиць, штампів або термічних методів необхідно передба-

чати припуск на наступну механічну обробку для видалення зони металу зі зміненими властивостями. Вирізування зразків із заготовок повинне здійснюватися механічним способом. Термічна обробка, якщо вона передбачена стандартами або іншою технічною документацією, повинна проводитися, як правило, до чистової обробки зразків.

Усі випробування проводяться не менш ніж на трьох зразках, крім згину (не менше двох) і твердості (не менше п'яти точок на кожній ділянці). Результати за всіма видами випробувань визначають як середнє арифметичне результатів, отриманих під час випробування всіх зразків.

Якщо немає інших вказівок у стандартах або іншій технічній документації на продукцію, то для всіх видів випробувань, крім випробувань на статичний згин і при вимірюванні твердості, допускається зниження результатів випробувань для одного зразка на 10 % нижче від нормативного, якщо середній арифметичний результат відповідає вимогам. Допустиме зниження результатів випробувань на статичний згин і при вимірюванні твердості повинно обумовлюватися відповідними стандартами або іншою технічною документацією на продукцію. Результати випробувань вважаються незадовільними, якщо крім невиконання вказаних вище вимог у зламі зразків або на їх поверхні є тріщини. При незадовільних результатах випробування повторюють на подвоєній кількості зразків. Результати повторних випробувань є остаточними.

Усі випробування проводяться за нормальної температури  $20 \pm 10$  °С. Випробування металу різних ділянок зварного з'єднання на статичний розтяг та ударний згин можуть проводитися як за нормальної температури, так і за підвищених або знижених температур, якщо цього вимагають стандарти або інша технічна документація на продукцію.

У протоколі випробувань вказують тип зразка, місце його відбору, місце руйнування (для зварних з'єднань), температуру випробувань, результати випробувань для всіх зразків і наявність дефектів у зламі зразків.

Стандарт ГОСТ 6996–66 передбачає сім видів механічних випробувань.

### **1) Випробування металу різних ділянок зварного з'єднання і наплавленого металу на статичний (короткочасний) розтяг.**

Мета випробувань – визначення характеристик міцності і пластичності металу різних ділянок зварного з'єднання.

Характеристики міцності, що визначаються при цьому випробуванні, наступні:

**границя плинності** (фізична  $\sigma_r$  або умовна  $\sigma_{0,2}$ ), МПа або Н/мм<sup>2</sup>;  
**тимчасовий опір**  $\sigma_b$ , МПа або Н/мм<sup>2</sup>.

Характеристики пластичності:

**відносне подовження** після розриву (на п'ятикратних зразках)  $\delta_5$ , %;  
**відносне звуження** після розриву  $\psi$ , %.

Випробування проводять для металу шва, різних зон зварного з'єднання і наплавленого металу.

Стандарт установлює форму і всі розміри зразків для випробувань. Основними розмірами, що враховуються при обробці результатів, є довжина і діаметр робочої частини (див. рис. 4.3). Стандарт передбачає три можливих діаметри – 3, 6 і 10 мм. Довжина робочої частини повинна бути в 5 (п'ятикратний зразок) або в 10 разів (десятикратний зразок) більшою від діаметра. Кратність зразка впливає на результат визначення

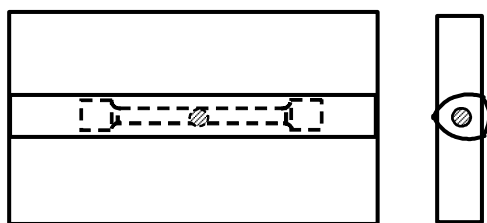


Рис. 4.4. Схема вирізання зразка з проби

відносного подовження, тому до його позначення звичайно додають індекс –  $\delta_5$  або  $\delta_{10}$ . Індекс "5" можна мати на увазі, а "10" вказується обов'язково.

Заготовки зразків для випробувань вирізують із проб обов'язково уздовж осі шва (рис. 4.4), при цьому розміри зразка повинні вибиратися і розташовуватися таким

чином, щоб робоча частина цілком складалася з металу випробуваної зони з'єднання.

## 2) Випробування металу різних ділянок зварного з'єднання і наплавленого металу на ударний згин.

Мета випробування – визначення характеристики стійкості металу відповідної ділянки проти крихкого руйнування (тріщиностійкості).

Характеристика стійкості проти крихкого руйнування (**ударна в'язкість**) – робота, витрачена на руйнування зразка, що припадає на одиницю поверхні руйнування. Визначається за різницею запасу потенціальної енергії маятника до  $W_0$  і після  $W_1$  руйнування зразка:

$$a_H = \frac{W_0 - W_1}{F_0}, \text{ Дж/см}^2, \text{ МДж/м}^2.$$

Випробовуються зразки у вигляді бруска з надрізом у середній частині перерізом 10×10, 10×5 або 8×8 мм (рис. 4.5). Форма надрізу – напівкругла (радіус 1 мм і глибина 2 мм) або гостра (під кутом 45° і глибиною 2 мм).

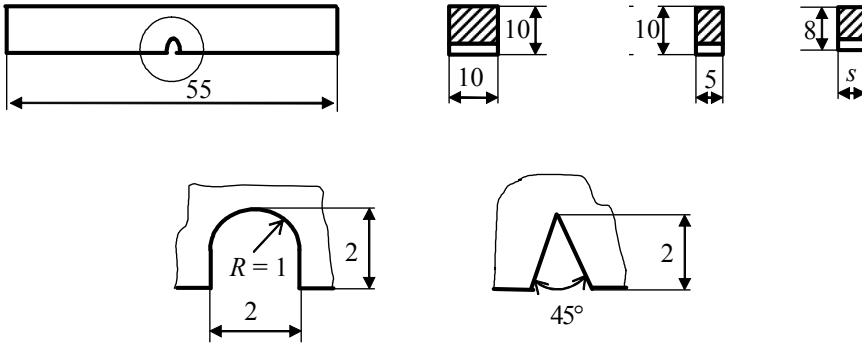


Рис. 4.5. Зразки для випробування на ударний згин

Зразки вирізують із проби поперек осі шва так, щоб надріз розташовувався в металі тієї зони, тріщиностійкість якої необхідно визначити (рис. 4.6). Найвність надрізу створює при згині напружений стан, близький до об'ємного, що в сполученні з ударним навантаженням сприяє зародженню і розвитку тріщини, тобто крихкому руйнуванню.

Випробування проводяться на маятниковому копрі, де ударне навантаження здійснюється падаючим маятником (рис. 4.7). Розташовують зразок у нижній точці траєкторії маятника так, щоб удар проходив з боку, зворотного надрізові. Після руйнування зразка маятник продовжує рух і відхиляється у зворотну сторону. За висотою підйому маятника до і після випробування та його масою судять про величину його потенціальної енергії  $W = mgh$ .

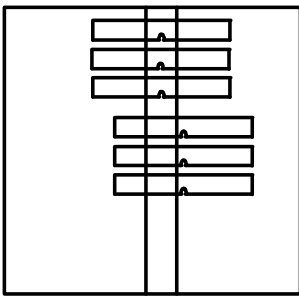


Рис. 4.6. Схема вирізання зразків для випробування на ударний згин

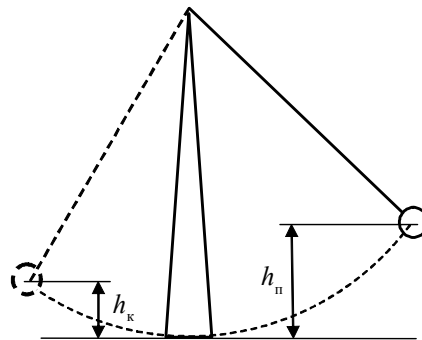


Рис. 4.7. Схема випробування на ударний згин

### **3) Випробування металу різних ділянок зварного з'єднання і наплавленого металу на стійкість проти механічного старіння.**

Мета випробування – визначити ступінь втрати стійкості проти крихкого руйнування металу з часом після пластичного деформування.

Явище механічного старіння характерно для багатьох матеріалів, у тому числі для сталей. Полягає воно в тому, що матеріал, схильний до пластичного деформування за нормальної температури, з часом втрачає свою тріщиностійкість. У природних умовах цей процес триває роками. Однак при підвищенні температури він помітно прискорюється і за температури вище 200 °С старіння практично завершується протягом декількох десятків хвилин.

Як характеристику стійкості проти механічного старіння використовують ступінь зниження ударної в'язкості після старіння в порівнянні з вихідним станом:  $a_H^{CT} \leq a_H$ .

Методика випробування аналогічна викладеній в п. 2, а відрізняється лише тим, що проби, з яких вирізають зразки для випробувань, піддаються після зварювання пластичному деформуванню розтягом до  $10 \pm 0,5$  % і витримці при температурі 250 °С протягом 1 год з наступним охолодженням на повітрі.

### **4) Вимірювання твердості металу різних ділянок зварного з'єднання і наплавленого металу.**

Мета випробування – визначення твердості.

Твердість – це здатність матеріалу протидіяти вдавлюванню. Оскільки останнє звичайно пов'язано зі здатністю протидіяти пластичному деформуванню, то твердість можна вважати однією з характеристик міцності. І дійсно, між границею міцності та твердістю існує лінійна залежність

$$\sigma_B \cong \frac{1}{3} HB.$$

Величина твердості характеризується числом твердості. Звичайно для вимірювання твердості використовується метод вдавлювання. При цьому величина твердості дорівнює навантаженню, віднесеному до площі поверхні відбитка, або зворотно пропорційна глибині відбитка за фіксованого навантаження.

Стандарт передбачає можливість вимірювання твердості кожним з відомих методів – за Брінеллем, за Віккерсом або за Роквеллом (рис. 4.8).

При визначенні твердості за **Брінеллем** у випробуваній матеріал вдавлюється індентор (наконечник) у вигляді кульки із загартованої сталі, звичайно діаметром 10 мм силою  $P$ , Н (див. рис. 4.8,а). Мірою



твердості є величина  $HV = 0,102 \frac{P}{F}$ , де  $F = \pi Dh$  – площа поверхні сферичного відбитка,  $\text{мм}^2$ ;  $h = 0,5(D - \sqrt{D^2 - d^2})$ .

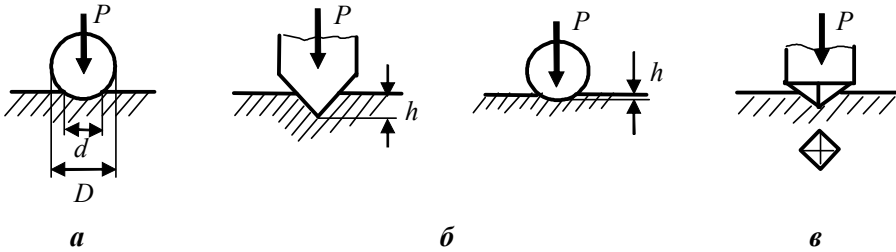


Рис. 4.8. Схеми вимірювання твердості за Брінеллем (а), Роквеллом (б) і Віккерсом (в)

Область застосування методу обмежується співвідношенням діаметрів відбитка  $d$  і кульки  $D - 0,2D < d < 0,6D$ , а також величиною твердості  $HV < 400$ .

При визначенні твердості за **Віккерсом** у випробуваній матеріал вдавлюється алмазний індентор у вигляді чотиригранної алмазної піраміди з квадратною основою з кутом між протилежними гранями  $136^\circ$  (див. рис. 4.8, в). Навантаження вибирається в межах від 10 до 1200 Н, рекомендоване навантаження – 49 (5); 98 (10); 196 (20); 294 (30); 490 (50); 980 (100) і 1476 (150) Н (кгс). У протоколі випробування навантаження звичайно вказується числом кгс, наприклад HV5 або HV10. Вимірюється діагональ відбитка, мм. Мірою твердості є кількість одиниць за Віккерсом, тобто величина  $HV = 0,102 \frac{P}{F} = 0,189 \frac{P}{d^2}$ .

Для матеріалів із твердістю  $HV \leq 400$  кількість одиниць твердості за Віккерсом і Брінеллем збігається. Малі розміри відбитка (десяті частки міліметра) дозволяють робити вимірювання твердості на малих товщинах і на невеликих ділянках зони термічного впливу зварного з'єднання.

Визначення твердості за **Роквеллом** відрізняється декількома особливостями:

1. Сполучення операцій вдавлювання індентора і вимірювання величини відбитка, що прискорює процес випробування.
2. Застосування в ролі наконечника як кульки, так і алмазного конуса (див. рис. 4.8, б).

3. Число твердості за Роквеллом виражається в умовних одиницях, що відповідають різниці глибин проникнення наконечника під дією основного і попереднього навантажень.

Алмазний конус із кутом  $120^\circ$  застосовується для випробування матеріалів з великою твердістю, наприклад загартованої сталі. Менш тверді матеріали випробовуються за допомогою сталеві кульки діаметром близько 1,5 мм (1/16 дюйма).

Вдавлювання наконечника в поверхню випробовуваного матеріалу здійснюється за два прийоми. Спочатку прикладається попереднє навантаження 100 Н, а потім основне, що дорівнює для кульки 1000 Н (червона шкала *B* індикатора приладу), для конуса 1500 Н (чорна шкала *C*). Число твердості (HRB або HRC) відраховується за відповідною шкалою після скидання основного навантаження (попереднє навантаження залишається). Шкала індикатора має 100 поділок, що відповідає глибині вдавнення 0,2 мм.

Допускається застосування алмазного конуса з основним навантаженням 600 Н. Відлік здійснюється за чорною шкалою, число твердості позначається HRA. Для матеріалів малої твердості (HB до 230) рекомендується користуватися червоною шкалою *B* (HRB = 25...100), для середньої твердості (HB до 700) – чорною шкалою *C* (HRC = 20...60) і для великої твердості (HB понад 700) – чорною шкалою *A* (HRA понад 70).

Величини твердості за Роквеллом, що вимірюються на різних шкалах, непорівнянні між собою, тому в протоколах обов'язково вказуються умови випробування. Відстань між центрами сусідніх відбитків і до краю виробу під час випробування за шкалами *A* і *C* береться більше 2,5 мм, а за шкалою *B* – більше 4 мм.

Зразки для вимірювання твердості вирізують поперек зварного з'єднання. У перерізі виготовляється макрошліф, і на поверхні шліфа здійснюється вимірювання твердості. Стандарт установлює розташування точок вимірювання на поверхні шліфа (рис. 4.9).

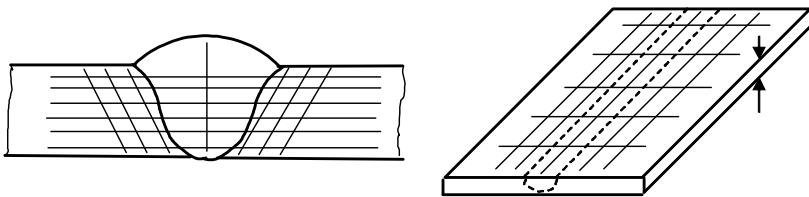


Рис. 4.9. Схеми розташування точок вимірювання твердості

У зварних з'єднаннях із тонкого металу (до 3 мм) шліф і вимірювання твердості допускається виконувати на поверхні з'єднання.

### 5) Випробування зварного з'єднання на статичний розтяг.

Мета випробування – визначення міцності найбільш слабкої ділянки зварного з'єднання і міцності зварного шва стикового з'єднання.

Характеристика міцності – тимчасовий опір зварного з'єднання  $\sigma_B$ , МПа, Н/мм<sup>2</sup>.

Випробування проводяться на плоских зразках двох типів (рис. 4.10). Стандарт установлює основні розміри зразків у залежності від товщини основного металу (табл. 4.1 і 4.2). Довжина частини зразка для закріплення вибирається в залежності від конструкції захоплювачів випробувальної машини.

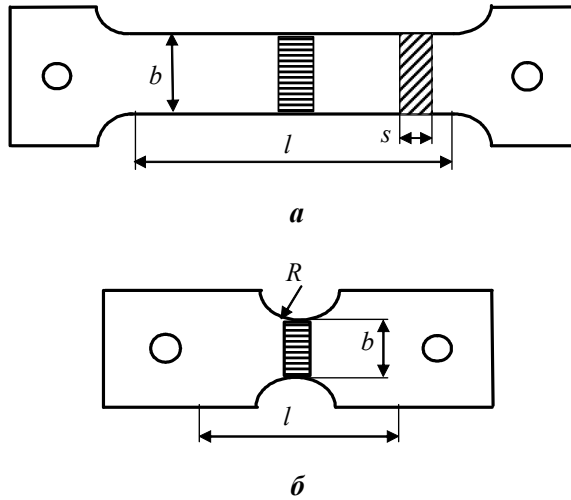


Рис. 4.10. Зразки для випробувань зварного з'єднання на статичний розтяг:  
*a* – тип XIII; *б* – тип XXIV

Таблиця 4.1. Розміри плоских зразків типу XIII для випробувань зварних з'єднань на статичний розтяг (мм)

Товщина основного металу $s$	Ширина робочої частини зразка $b$	Довжина робочої частини зразка $l$
До 6	$15 \pm 0,5$	50
7...10	$20 \pm 0,5$	60
11...25	$25 \pm 0,5$	100
26...50	$30 \pm 0,5$	160
51...75	$35 \pm 0,5$	200

**Таблиця 4.2. Розміри плоских зразків типу XXIV для визначення міцності металу шва в стиковому з'єднанні (мм)**

Товщина основного металу	Ширина частини зразка для закріплення	Ширина робочої частини зразка $b$	Радіус закруглення робочої частини $R$	Довжина робочої частини зразка $l$
До 6	25	15±0,5	6±1	40
7...10	30	20±0,5	12±1	60
11...25	38	25±0,5	20±2	70
26...40	45	30±0,5	25±2	90
41...50	55	35±0,5	30±2	110

Зразки вирізують поперек з'єднання, опуклість шва знімається механічною обробкою врівень з основним металом. Стандарт дозволяє випробувати зразки типу XIII і без зняття опуклості.

Зразки випробовуються на розрив статичним навантаженням, вимірюється максимальне зусилля в процесі випробування. Тимчасовий опір визначається діленням руйнівного навантаження на площу зразка

до випробування:  $\sigma_v = k \frac{P}{F}$ , де  $k$  – поправочний коефіцієнт, для сталі він дорівнює 0,9.

Стандарт установлює також форму і розміри зразків для точкових контактних і стикових з'єднань.

### **б) Випробування зварного з'єднання на статичний згин.**

Мета випробування – визначення пластичності зварного з'єднання.

Характеристикою пластичності в даному випробуванні є кут згину до появи тріщини на опуклій стороні зразка. Поява надривів по краях і на поверхні, що не поширюються далі в процесі випробування, не є ознакою браку.

Випробування проводяться на плоских зразках прямокутної форми (рис. 4.11). Як видно з рисунка, стандарт передбачає можливість вирізування зразка як уздовж, так і поперек осі з'єднання.

Стандарт установлює довжину зразка  $L = (2,5...3)D + 80$  мм, де  $D$  – діаметр пуансона, що звичайно дорівнює двом товщинам основного металу. Ширина зразків для випробувань на згин також установлюється в залежності від товщини основного металу (табл. 4.3).

Схеми згину під пресом і вимірювання кута згину зразка наведені на рис. 4.12 і 4.13 відповідно. Якщо кут згину перевищує 150°, то після

згину за схемою (див. рис. 4.12) згин можна продовжити між двома паралельними натискними плитами (див. рис. 4.13).

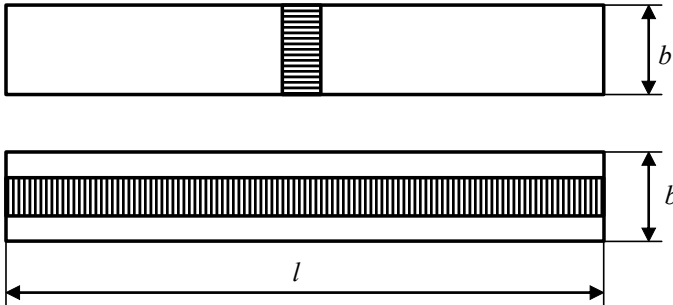


Рис. 4.11. Зразки для випробувань зварного з'єднання на статичний згин

Таблиця 4.3. Ширина зразків для випробування на згин, мм

Тип зразка	Товщина основного металу $s$	Ширина зразка $b$
З подовжнім швом	До 5	$s + 15$
	Понад 5 до 50	$s + 30$
З поперечним швом	До 10	20
	Понад 10 до 25	30

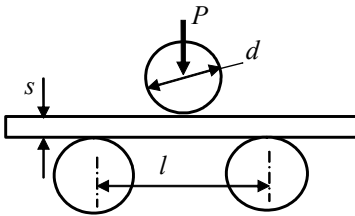


Рис. 4.12. Схема згину зразка

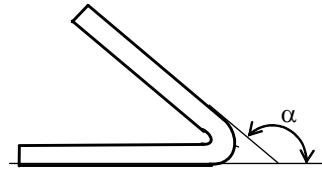


Рис. 4.13. Схема вимірювання кута згину

Під час випробування з'єднань з однобічним швом у розтягнутій зоні зразка повинні знаходитися поверхневі шари шва, у з'єднанні з двостороннім швом – шар або шов, заварений останнім.

Стандарт установлює також форму і розміри для випробувань зварних з'єднань труб.

### 7) Випробування зварного з'єднання на ударний розрив.

Стандарт передбачає цей вид випробувань тільки для товщин  $a$  до 2 мм.

Мета випробування – визначення опору руйнуванню під дією ударного навантаження. Характеристика такого опору – питома робота

удару, витрачена на руйнування плоского зразка (рис. 4.14)  $a_y = A_y/V$ ,

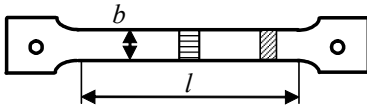


Рис. 4.14. Зразок для випробування на ударний розрив

де  $A_y$  – робота удару, витрачена на руйнування зразка, Дж;  $V = abl$  – об'єм робочої частини зразка.

Спосіб випробування – ударний розтяг на маятниковому копрі в спеціальному пристрої для закріплення плоского зразка.

### Контрольні питання

1. Яке випробування передбачає визначення характеристик міцності металу шва?
2. Яке випробування передбачає визначення характеристик пластичності металу шва?
3. Яке випробування передбачає визначення характеристики стійкості проти крихкого руйнування металу шва?
4. Яке випробування передбачає визначення характеристики стійкості проти механічного старіння металу шва?
5. Яке випробування передбачає визначення характеристики міцності зварного з'єднання?
6. Яке випробування передбачає визначення характеристики пластичності зварного з'єднання?
7. Назвіть характеристики міцності металу шва.
8. Назвіть характеристику міцності зварного з'єднання.
9. Назвіть характеристики пластичності металу шва.
10. Назвіть характеристику пластичності зварного з'єднання.
11. Назвіть характеристику стійкості металу шва до крихкого руйнування.
12. В яких одиницях вимірюється тимчасовий опір металу шва?
13. В яких одиницях вимірюється границя плинності металу шва?
14. В яких одиницях вимірюється ударна в'язкість металу шва?
15. В яких одиницях вимірюється відносне звуження металу шва?
16. В яких одиницях вимірюється відносне подовження металу шва?
17. Під час випробування яких зразків визначається тимчасовий опір металу шва за ГОСТ 6996–66?
18. Під час випробування яких зразків визначається границя плинності металу шва за ГОСТ 6996–66?
19. Під час випробування яких зразків визначається тимчасовий опір зварного з'єднання за ГОСТ 6996–66?

20. Під час випробування яких зразків визначається відносне подовження металу шва за ГОСТ 6996–66?

21. Під час випробування яких зразків визначається відносне звуження металу шва за ГОСТ 6996–66?

22. Під час випробування яких зразків визначається кут згину зварного з'єднання за ГОСТ 6996–66?

23. Під час випробування яких зразків визначається ударна в'язкість металу шва за ГОСТ 6996–66?

24. Під час випробування яких зразків визначається стійкість металу шва проти механічного старіння за ГОСТ 6996–66?

25. Якими методами може вимірюватися твердість металу різних зон зварного з'єднання за ГОСТ 6996–66?

26. В яких одиницях може вимірюватися твердість металу різних зон зварного з'єднання за ГОСТ 6996–66?

27. Як називається здатність металу пластично деформуватися без руйнування?

28. Як називається здатність металу протистояти пластичному деформуванню?

29. Як називається здатність металу протистояти пружному деформуванню?

30. Як називається здатність металу протистояти поширенню тріщини?

31. За якої температури визначається границя плинності металу шва за ГОСТ 6996–66?

32. За якої температури визначається тимчасовий опір металу шва за ГОСТ 6996–66?

33. За якої температури визначається тимчасовий опір зварного з'єднання за ГОСТ 6996–66?

34. За якої температури визначається відносне подовження металу шва за ГОСТ 6996–66?

35. За якої температури визначається ударна в'язкість за ГОСТ 6996–66?

36. За якої температури визначається кут згину зварного з'єднання за ГОСТ 6996–66?

37. Яку кількість зразків необхідно випробувати для визначення тимчасового опору металу шва за ГОСТ 6996–66?

38. Яку кількість зразків необхідно випробувати для визначення границі плинності металу шва за ГОСТ 6996–66?

39. Яку кількість зразків необхідно випробувати для визначення відносного подовження металу шва за ГОСТ 6996–66?

40. Яку кількість зразків необхідно випробувати для визначення ударної в'язкості металу шва за ГОСТ 6996–66?
41. Яку кількість зразків необхідно випробувати для визначення кута згину зварного з'єднання за ГОСТ 6996–66?
42. Яку кількість вимірювань необхідно виконати в кожній зоні під час визначення твердості зварного з'єднання за ГОСТ 6996–66?
43. Як позначається тимчасовий опір металу шва за ГОСТ 6996–66?
44. Як позначається границя плинності металу шва за ГОСТ 6996–66?
45. Як позначається тимчасовий опір зварного з'єднання за ГОСТ 6996–66?
46. Як позначається відносне подовження металу шва за ГОСТ 6996–66?
47. Як позначається ударна в'язкість металу шва за ГОСТ 6996–66?

## 4.2. Концентрація напружень у зварних і спаяних з'єднаннях

### 4.2.1. Загальне поняття про концентрацію напружень

Усі розглянуті раніше інженерні розрахунки міцності були засновані на припущенні рівномірного або лінійного розподілу напружень у розрахунковому перерізі зварного з'єднання. Більш точні методи теорії пружності показують, що в реальних зварних з'єднаннях розподіл напружень під дією прикладеного навантаження має набагато складніший характер, у розрахунковому перерізі завжди є точки, де напруження помітно (в декілька разів) перевищують середні розрахункові. Іншими словами, усі зварні з'єднання відрізняються більшим або меншим ступенем концентрації напружень.

*Концентрацією напружень* називається явище, коли на невеликих ділянках металу зосереджуються напруження, що значно перевищують середні розрахункові (номінальні) напруження. Класичним прикладом, що добре ілюструє явище концентрації напружень, є пластина з малим круглим вирізом, розтягнута рівномірно розподіленим навантаженням (рис. 4.15).

Середні розрахункові напруження в перерізах без вирізу  $\sigma = \frac{P}{bs}$   
і в районі вирізу (при  $d \ll b$ )  $\sigma = \frac{P}{(b-d)s} \cong \frac{P}{bs}$ , тобто практично однакові. Проте точні методи дослідження (теоретичні й експериментальні)



показують, що рівність напружень зберігається на більшій частині перерізів, за винятком невеликих ділянок, які безпосередньо прилягають до вирізу.

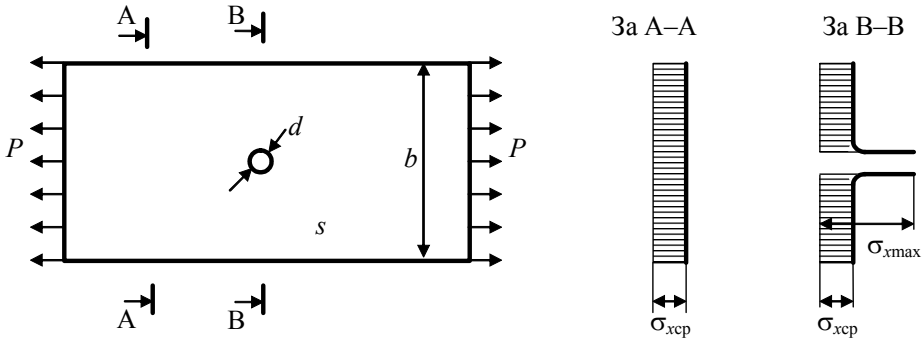


Рис. 4.15. Концентрація напружень у пластині з малим круглим вирізом ( $d \ll b$ )

#### 4.2.2. Теоретичний коефіцієнт концентрації

Ступінь концентрації напружень вимірюється теоретичним коефіцієнтом концентрації, що визначається відношенням максимального напруження в районі концентрації  $\sigma_{\max}$  до середнього розрахункового (номінального) напруження  $\sigma$ , тобто  $k_T = \sigma_{\max} / \sigma$ . Назва коефіцієнта підкреслює, що він визначається розрахунковими методами, звичайно методами теорії пружності.

Для пластини з малим круглим вирізом теоретичний коефіцієнт концентрації  $k_T = 3$ , тобто максимальні напруження поблизу вирізу в три рази перевищують номінальні. Для еліптичного вирізу (рис. 4.16) величина теоретичного коефіцієнта концентрації може бути знайдена за формулою  $k_T = 1 + 2b/a$ , де  $a$  і  $b$  – довжини осей, розташованих відповідно уздовж і поперек напрямку навантаження розтягу. З цієї формули видно, що коли  $a \rightarrow 0$  (імітація поперечної тріщини), то  $k_T \rightarrow \infty$  незалежно від величини  $b$ . Саме тому тріщина будь-яких розмірів є найбільш небезпечним концентратором напружень (див. рис. 4.16).

Таким чином, під час оцінки безпеки концентратора напружень варто мати на увазі, що ступінь концентрації напружень залежить не стільки від його розмірів, скільки від форми.

Концентрація напружень спостерігається не тільки в районі вирізів, але й у будь-яких місцях зміни форми вузла (рис. 4.17, 4.18). При цьому,

чим різкіше змінюється форма (менший радіус кривизни), тим вищий ступінь концентрації напружень.

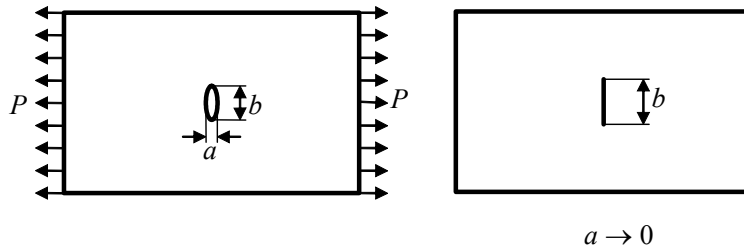


Рис. 4.16. Пластина з малим еліптичним вирізом

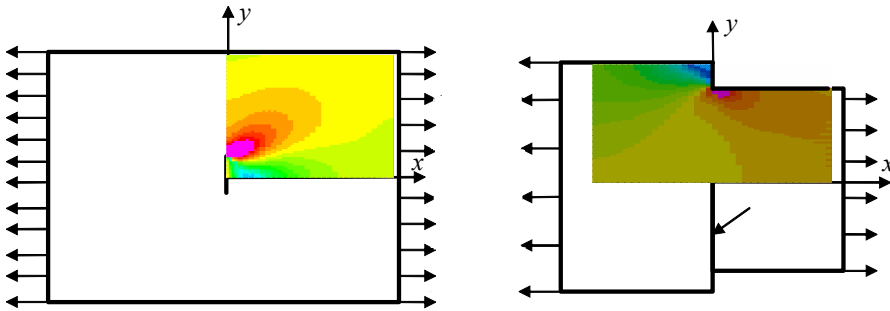


Рис. 4.17. Поля напружень у районах тріщини і зміни ширини при розтягу пластини, які отримані комп'ютерним моделюванням на базі методу скінченних елементів

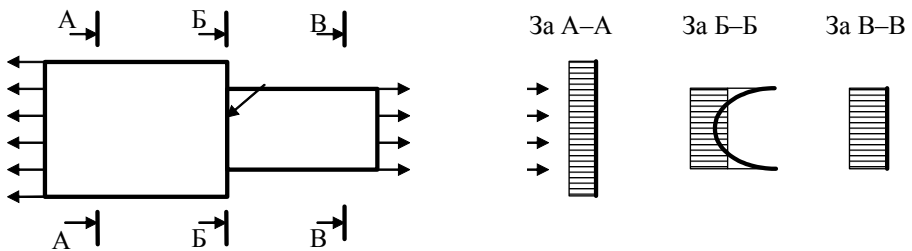


Рис. 4.18. Концентрація напружень у місцях зміни форми зварного вузла

### 4.2.3. Концентрація напружень у зварних з'єднаннях

Явище концентрації напружень характерне для всіх зварних з'єднань і вузлів, тобто всі зварні з'єднання відрізняються більшим або меншим ступенем концентрації напружень. Це обумовлено декількома причинами:

технологічними дефектами (пори, шлакові включення, тріщини, підрізи, непровари, напливи тощо);

невдалим конструктивним оформленням зварного вузла (різкі переходи від одних форм, товщин і розмірів перерізу до інших);

природною формою (конфігурацією) зварних з'єднань з переходами від основного до наплавленого металу.

Очевидно, перші дві причини можуть бути усунуті цілком або зведені до мінімуму під час розробки і реалізації технології та при раціональному проектуванні зварної конструкції. Третя причина пов'язана з власне природою зварного з'єднання. Її необхідно враховувати при проектуванні.

Найменший ступінь концентрації напружень характерний для стикових з'єднань (рис. 4.19). Якщо форма і розміри з'єднання відповідають вимогам стандарту, теоретичний коефіцієнт концентрації звичайно не перевищує 1,6...1,7.

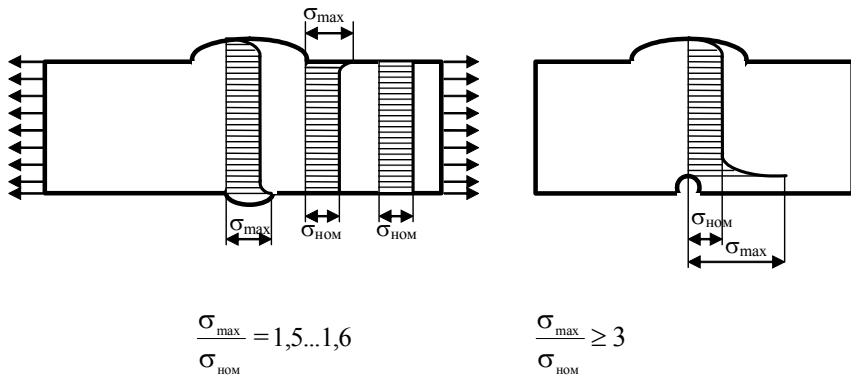


Рис. 4.19. Розподіл напружень у поперечному перерізі стикового з'єднання

Однак у разі наявності непровару в корені шва ступінь концентрації напружень різко зростає і в залежності від форми непровару теоретичний коефіцієнт концентрації може перевищити 3...4.

За ступенем концентрації напружень таврове з'єднання зі скосом крайки (з повним проплавленням) практично не відрізняється від

стикового, теоретичний коефіцієнт концентрації в точках переходу від основного до наплавленого металу не перевищує 1,7...1,9 (рис. 4.20).

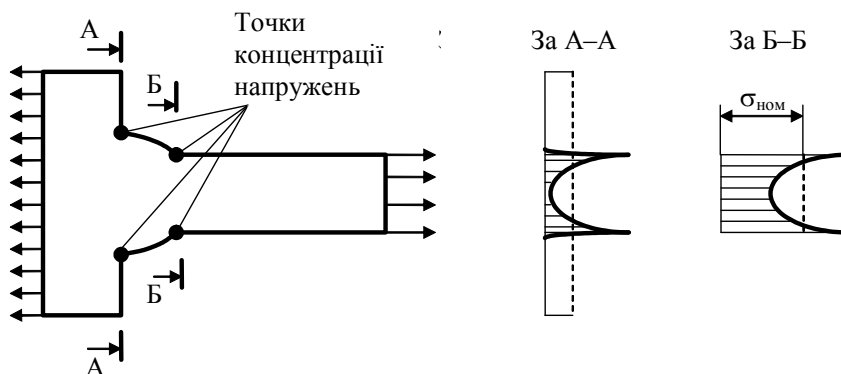


Рис. 4.20. Концентрація напружень у тавровому з'єднанні з повним проплавленням

Таврове з'єднання без скосу крайки (без повного проплавлення) відрізняється більш високим ступенем концентрації напружень. Теоретичний коефіцієнт концентрації залежно від форми непровару може бути 3 і більше (рис. 4.21).

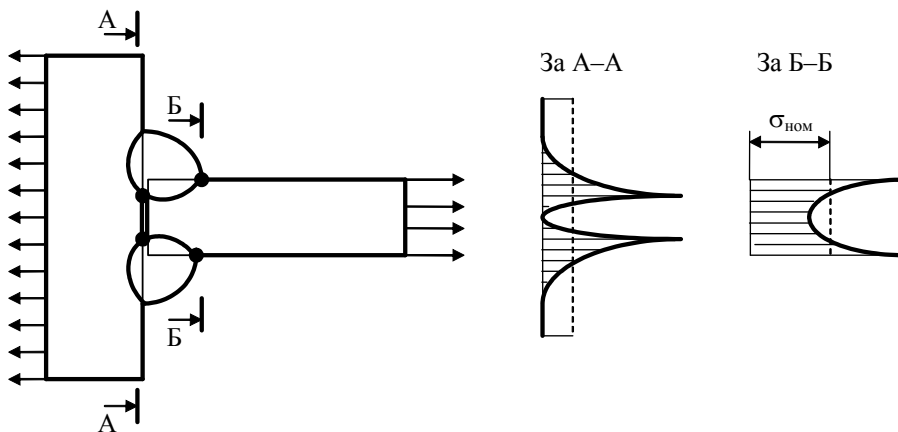


Рис. 4.21. Концентрація напружень у тавровому з'єднанні без повного проплавлення

Ще більш високий ступінь концентрації напружень характерний для з'єднань внапусток. Це визначається сумарною дією декількох факторів: нерівномірного розподілу напружень за довжиною флангового і лобового

швів, додаткових напружень згину за рахунок неспіввісності листів (рис. 4.22), зміни перерізу в районі напустка (рис. 4.23).

Рис. 4.22. Згин з'єднання внапусток під час розтягу за рахунок неспіввісності листів  $e$

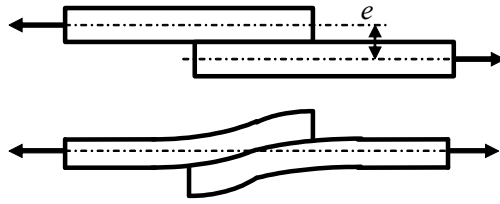
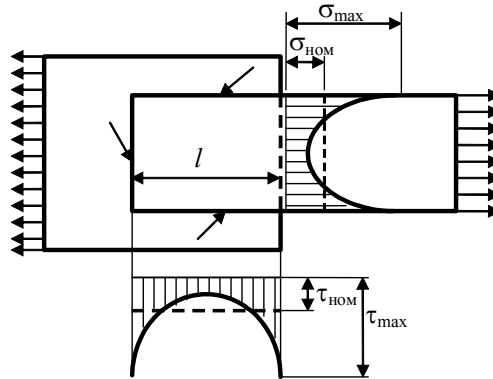


Рис. 4.23. Розподіл напружень у з'єднанні внапусток



Величина коефіцієнта концентрації напружень у фланговому шві залежить від співвідношення його довжини  $l$  і товщини розрахункового перерізу  $a$  та може бути приблизно розрахована за формулою  $k_T \cong 0,6\sqrt{l/a}$ . Саме тому довжина флангових швів обмежується. Неважко підрахувати, що при максимально допустимій довжині, яка складає  $50k$ , теоретичний коефіцієнт концентрації  $k_T \cong 0,6\sqrt{50k/0,7k} = 5,07$ .

Найбільш високим ступенем концентрації відрізняються точкові контактні з'єднання. У них, так само як і в з'єднаннях внапусток, одночасно діють декілька несприятливих факторів:

поява напружень відриву в точках під час розтягу за рахунок згину, подібно тому, як це відбувається в з'єднанні внапусток (див. рис. 4.22);

нерівномірний розподіл напружень у межах площини зрізу точки. Найбільш навантаженими виявляються периферійні, а недовантаженими – ділянки середньої частини (рис. 4.24);

нерівномірний розподіл напружень по товщині металу в районі зварної точки. Ділянки металу, що розташовані в безпосередній близькості

від ядра точки, навантажені більше, ніж на зовнішній поверхні листів (рис. 4.25);

нерівномірний розподіл напружень у площині з'єднання листів, напруження поблизу точки вище, ніж у проміжку між ними (рис. 4.26);

нерівномірний розподіл зусиль між рядами точок. Найбільш навантажені крайні ряди, а середні ряди недовантажені (рис. 4.27).

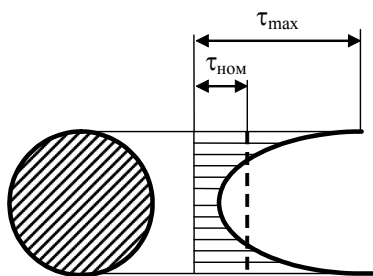


Рис. 4.24. Розподіл напружень у площині зрізу точки

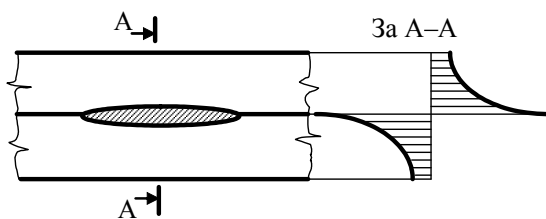


Рис. 4.25. Розподіл напружень по товщині листа в районі зварної точки

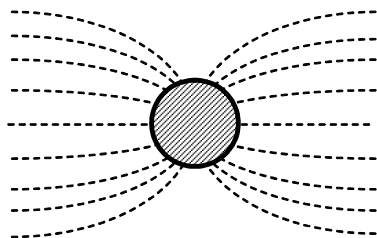


Рис. 4.26. Розподіл напружень у площині з'єднаних листів поблизу зварної точки

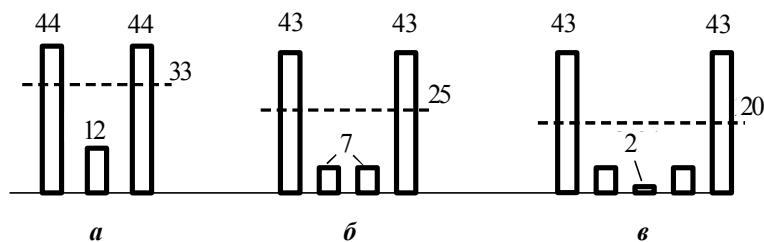


Рис. 4.27. Розподіл зусиль, %, між рядами точок у три- (а), чотири- (б) і п'ятирядних (в) з'єднаннях (пунктирна лінія – середнє значення зусиль)

#### 4.2.4. Вплив концентрації напружень на міцність

Коефіцієнт концентрації напружень  $k_\sigma$  зберігає свою величину, що збігається з теоретичним коефіцієнтом  $k_T$ , тільки в межах пружного навантаження, тобто доти, поки максимальні напруження (у зоні концентратора) залишаються нижчими від границі плинності. Очевидно, що пружні деформації розподілені аналогічно напруженням, тому коефіцієнт концентрації деформацій  $k_\epsilon$  у пружній стадії роботи матеріалу також дорівнює теоретичному  $k_T$ .

У разі досягнення границі плинності в зоні концентратора з'являються місцеві пластичні деформації. При подальшому збільшенні навантаження пластичні деформації зростають практично без збільшення напружень (метал тече), пік напружень згладжується, тому що в інших, менш навантажених зонах металу напруження продовжують зростати (рис. 4.28). Фактичний коефіцієнт концентрації напружень  $k_\sigma$  стає меншим від теоретичного, а коефіцієнт концентрації деформацій зростає за рахунок зростання пластичних деформацій.

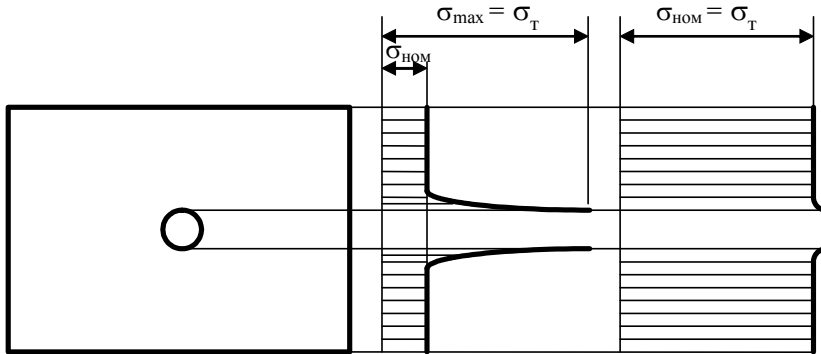


Рис. 4.28. Розподіл напружень і деформацій у пластині з малим круглим вирізом при малому ( $\sigma_{\text{ном}} \ll \sigma_T$ ) і великому ( $\sigma_{\text{ном}} \approx \sigma_T$ ) навантаженні

Як показали дослідження, добуток  $k_\sigma k_\epsilon$  залишається постійним і дорівнює  $k_T^2$  (правило Нойбера) за будь-якого навантаження.

При достатньому запасі пластичності металу, якщо цей запас пластичності може реалізуватися в умовах навантаження (лінійний напружений стан, статичне навантаження, температура близька до нормальної і т. п.), епюра напружень цілком згладжується задовго до початку руйнування (максимальні пластичні деформації в зоні концентратора

не перевищують декількох відсотків); тобто у гранично навантаженому стані, коли номінальні напруження досягають границі плинності ( $\sigma = \sigma_T$ ), розподіл напружень практично не відрізняється від розрахункового.

Отже, несуча здатність, знайдена без урахування концентрації напружень, не змінюється за наявності концентрації. Іншими словами, у разі статичного навантаження конструкцій і вузлів із досить пластичного металу концентрація напружень практично не впливає на їх працездатність.

Однак, якщо пластичність матеріалу мала або не може реалізуватися в повній мірі і руйнування зароджується та розвивається крихко без помітних пластичних деформацій (об'ємний напружений стан, динамічне навантаження, низькі температури і т. п.), то наявність концентратора напружень може істотно знизити несучу здатність конструкції.

### *Контрольні питання*

1. Назвіть причини концентрації напружень.
2. Як називається коефіцієнт концентрації, знайдений як відношення максимальних напружень у точці концентрації до середніх (номінальних)?
3. Чому дорівнює теоретичний коефіцієнт концентрації напружень для стикових з'єднань без дефектів?
4. Чому дорівнює теоретичний коефіцієнт концентрації напружень для таврових з'єднань зі скосом крайок?
5. Чому дорівнює теоретичний коефіцієнт концентрації напружень для таврових з'єднань без скосу крайок?
6. Чому дорівнює теоретичний коефіцієнт концентрації напружень для з'єднань внапусток?
7. Чому дорівнює теоретичний коефіцієнт концентрації напружень для точкових з'єднань?
8. Який тип з'єднання має найменшу концентрацію напружень?
9. Який тип з'єднання має найбільшу концентрацію напружень?
10. Назвіть основні причини наявності концентрації напружень у зварних з'єднаннях.
11. Чому дорівнює теоретичний коефіцієнт концентрації напружень біля малого дефекту правильної округлої форми?
12. Які фактори головним чином впливають на величину теоретичного коефіцієнта концентрації в районі дефекту?
13. Як впливає концентрація напружень у пластичному металі під час статичного навантаження на працездатність конструкції?



### 4.3. Міцність при циклічному навантажуванні

#### 4.3.1. Руйнування при циклічному навантажуванні

Матеріал під дією багаторазово повторюваного (що циклічно змінюється) навантаження поводить ся інакше, ніж при статичному (що не змінюється або повільно змінюється) навантаженні. Багаторазова циклічна зміна навіть порівняно невеликих напружень спричиняє появу в матеріалі мікроскопічних тріщин, що в найбільш несприятливих місцях (підвищені напруження, знижена якість матеріалу) поступово зростають, досягаючи макроскопічних розмірів. Це явище називається втомою металу, а здатність протистояти їй – витривалістю. Тріщини втоми спочатку зростають повільно і лише після досягнення критичних розмірів починають поширюватися з великою швидкістю, призводячи до руйнування вузла (конструкції). Під час випробування розрізняють навантаження м'яке (якщо задаються напруження) і жорстке (якщо задаються деформації).

Міцність матеріалів, вузлів і конструкцій під дією циклічного навантаження залежить від великого числа факторів.

#### 4.3.2. Фактори, що впливають на циклічну міцність.

##### Границя витривалості

*Вплив числа циклів навантажування.* Одним з основних факторів, що істотно впливають на міцність під дією циклічного навантажування, є кількість циклів навантажування. Характеристикою міцності під дією циклічного навантажування є границя витривалості (втоми)  $\sigma_r$ , що істотно залежить від кількості циклів навантажування. Границю витривалості визначають експериментально. Випробування витривалості здійснюється під дією м'якого навантажування, будуються криві залежності максимальних напружень, які витримує зразок без руйнування, від числа циклів навантажування  $N$  (рис. 4.29). Ці криві називаються кривими витривалості (втоми) або кривими Веллера.

На кривій втоми виділяють декілька характерних зон, основні з них: зона малих напружень, зона багатоциклової втоми, зона малоциклової втоми.

У зоні  $I$  (малих напружень,  $\sigma_{\max} < \sigma_r$ ) тріщини втоми практично не утворюються. Зверху ця зона обмежена напруженнями, які називаються границею витривалості (втоми) за даною асиметрією циклу навантажування  $r$ . Як видно з кривої втоми, у цій зоні міцність стабілізується, тобто руйнування не настає навіть за великої кількості циклів

навантажування. Таким чином, границею витривалості (втоми) називаються максимальні напруження, які витримує зразок за великої кількості циклів навантажування. Це дуже важлива для проектування конструкції величина, на основі якої забезпечується довговічність вище  $2 \cdot 10^6$  циклів.

Зона 2 відповідає так званій багатоцикловій втомі, тут довговічність звичайно знаходиться в межах  $10^5$ – $10^6$  циклів. Зверху зона обмежена границею плинності, знизу – границею витривалості (втоми). Для характеристики втомної міцності в цій зоні використовується поняття "обмежена границя витривалості"  $\sigma_r^{\text{обм}}$ , що визначається максимальними напруженнями, які витримує зразок (вузол) при навантажуванні протягом заданого (обмеженого) числа циклів  $N$ . Цей показник використовують при проектуванні конструкцій, у яких число циклів навантажування обмежено терміном служби.

Зона 3 – малоциклова втома при максимальних напруженнях циклу вище від границі плинності. У цій зоні втомному руйнуванню передує помітне пластичне деформування.

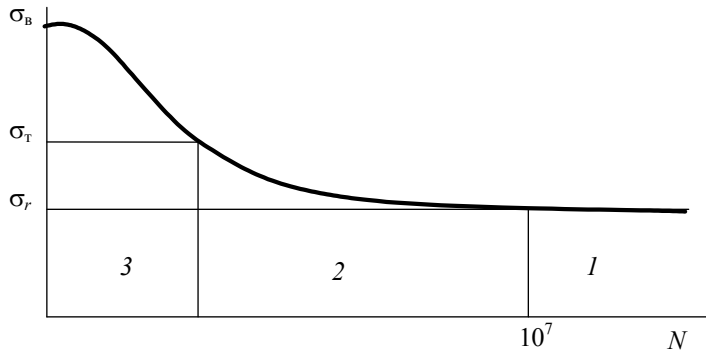


Рис. 4.29. Крива втоми (Веллера)

Таким чином, крива Веллера дозволяє визначити не тільки границю витривалості, але й довговічність під впливом напружень, що перевищують цю границю.

*Вплив асиметрії циклу навантажування.* Крім числа циклів навантажування втомна міцність істотно залежить від величини і характеру зміни напружень протягом одного циклу. Циклічно змінюване навантаження характеризується декількома параметрами, з яких основними є такі (рис. 4.30): максимальні напруження циклу  $\sigma_{\max}$ , мінімальні напруження циклу  $\sigma_{\min}$ , середні напруження  $\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$ , амплітуда циклу

$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$ , розмах напружень у циклі  $\Delta\sigma = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} = 2\sigma_a$ , характеристика циклу (коефіцієнт асиметрії)  $r_\sigma = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$ , період циклу  $t$ .

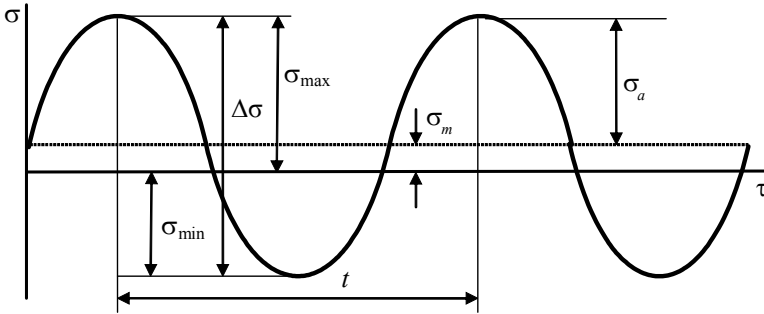


Рис. 4.30. Основні параметри циклу навантаження

У залежності від характеру зміни протягом одного циклу (за час одного періоду), величини і співвідношення зазначених параметрів розрізняють наступні основні типи циклів (рис. 4.31):

**статичне навантаження** як окремий випадок циклічного – навантаження, яке не змінюється в часі, тобто  $\sigma_{\max} = \sigma_{\min} = \sigma_m$ ;  $\sigma_a = \Delta\sigma = 0$ , характеристика такого циклу  $r_\sigma = 1$ ;

**знакопостійний цикл** – протягом одного циклу змінюється величина навантаження, але залишається постійним його знак ( $\sigma_{\max} \neq \sigma_{\min}$ ;  $\text{sing}\sigma_{\max} = \text{sing}\sigma_{\min}$ ;  $\Delta\sigma = \sigma_{\max} - \sigma_{\min}$ ), характеристика такого циклу знаходиться в інтервалі  $0 < r_\sigma < 1$ ;

**пульсуючий цикл** – навантаження змінюється від деякого максимального до 0, тобто  $\sigma_{\min} = 0$ ;  $\sigma_a = \sigma_m = 0,5\sigma_{\max}$ ;  $\Delta\sigma = \sigma_{\max}$ , характеристика такого циклу  $r_\sigma = 0$ ;

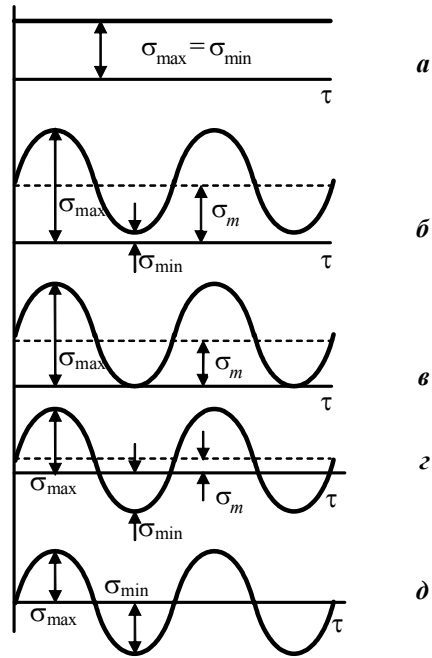


Рис. 4.31. Основні типи циклів навантаження:  
**a** – статичне навантаження; **б** – знакозмінний цикл; **в** – пульсуючий цикл; **г** – знакопостійний цикл; **д** – симетричний цикл

**знакозмінний несиметричний цикл** – навантаження протягом одного циклу змінюється як за величиною, так і за знаком, при цьому  $|\sigma_{\max}| \neq |\sigma_{\min}|$ ;  $\text{sign}\sigma_{\max} \neq \text{sign}\sigma_{\min}$ ;  $\Delta\sigma = |\sigma_{\max}| + |\sigma_{\min}|$ , характеристика такого циклу знаходиться в інтервалі  $-1 < r_{\sigma} < 0$ ;

**симетричний цикл** – навантаження протягом циклу змінюється як за величиною, так і за знаком, при цьому  $\sigma_{\max} = -\sigma_{\min}$ ;  $\sigma_m = 0$ ;  $|\sigma_{\max}| = |\sigma_{\min}| = \sigma_a$ ;  $\Delta\sigma = 2\sigma_{\max}$ , характеристика такого циклу  $r_{\sigma} = -1$ .

Для визначеного значення коефіцієнта асиметрії  $r_{\sigma}$  будується крива втоми. При зміні цього коефіцієнта крутість кривої змінюється: стає більш пологою при наближенні  $r_{\sigma}$  до 1 і більш крутою при зменшенні його до  $-1$ . Таким чином, втомна міцність зменшується по мірі зменшення величини характеристики циклу (коефіцієнта асиметрії), найбільша міцність відповідає статичному навантаженню, менша – навантаженню пульсуючого циклу і найнижча – у разі симетричного циклу. При цьому ступінь зниження міцності під час випробування гладких зразків складає до двох і більше разів.

*Вплив концентрації напружень.* Наявність концентраторів напружень конструктивного або технологічного характеру знижує опір втомі. При цьому ступінь зниження істотно залежить від форми дефекту (концентратора). Ступінь зниження оцінюють ефективним коефіцієнтом концентрації  $k_e = \sigma_{-1}/\sigma'_{-1}$ , де  $\sigma_{-1}$  і  $\sigma'_{-1}$  – границі витривалості зразків без концентратора і з концентратором відповідно під час симетричного циклу.

*Рід матеріалу* – за зростанням чутливості до циклічного навантаження (зниження втомної міцності в порівнянні зі статичною) матеріали можна розташувати в такій послідовності: низьковуглецеві сталі, високоміцні сталі, аустенітні сталі, алюмінієво-магнієві та титанові сплави.

У табл. 4.4 наведені порівняльні дані випробувань зварних зразків різних видів з низьковуглецевої (St 37) і легованої (St 52) сталей під дією різних навантажень.

Як видно з табл. 4.4, навіть за відсутності концентрації напружень (гладка пластина) міцність при циклічному навантаженні знижується і складає при  $r_{\sigma} = -1$  (симетричний цикл) менше  $0,6\sigma_T$  у сталі St 37 і всього  $0,5\sigma_T$  у сталі St 52. При  $r_{\sigma} = 0$  (пульсуючий цикл) міцність знижується в меншій мірі, границя витривалості дорівнює  $\sigma_T$  і  $0,86\sigma_T$  відповідно.

**Таблиця 4.4. Вплив типу з'єднання і матеріалу на міцність при осьовому навантаженні (розтяг-стиск)**

Тип зразка	Сталь	$\sigma_T$	$\sigma_{-1}$	$\sigma_{-1}/\sigma_T$	$\sigma_{(r=0)}$ , Н/мм <sup>2</sup>	$\sigma_{(r=0)}/\sigma_T$
		Н/мм <sup>2</sup>				
Гладка пластина	St 37	240	140	0,58	240	1,00
	St 52	360	180	0,50	310	0,86
Стикове з'єднання з механічною обробкою	St 37	240	130	0,54	220	0,92
	St 52	360	160	0,44	280	0,78
Стикове без механічної обробки	St 37	240	95	0,40	160	0,67
	St 52	360	100	0,28	170	0,47
Пластина з накладкою	St 37	240	80	0,33	140	0,58
	St 52	360	80	0,22	140	0,39
Таврове (хрестоподібне) для основного металу	St 37	240	55	0,23	60	0,25
	St 52	360	55	0,15	60	0,17
Таврове (хрестоподібне) для металу шва	St 37	140	35	0,15	60	0,25
	St 52	210	35	0,10	60	0,17

Зі збільшенням ступеня концентрації міцність знижується в більш міцній сталі в більшій мірі. Навіть у стиковому з'єднанні без механічної обробки поверхні шва значення циклічної міцності зразків з різних сталей мало відрізняються, а в тавровому (хрестоподібному) з'єднанні без скосу крайок збігаються.

*Середовище випробувань* – корозійне середовище знижує втомну міцність, як правило, тим більше, чим вища статична міцність матеріалу. Це можна пояснити тим, що корозія сприяє зростанню втомних тріщин.

*Температура випробувань* – чим нижча температура, тим вищою є втомна міцність, і навпаки. Це пояснюється тим, що зародження і розповсюдження втомних тріщин пов'язане з дифузійними процесами, вони прискорюються з підвищенням температури. Тут не слід плутати втомне руйнування з крихким. Залежність крихкої міцності (тріщиностійкості) матеріалу від температури – зворотна.

*Вид навантаження* – найбільш висока границя втоми спостерігається під час згину, менша – під час розтягу-стиску і найнижча – під час крутіння (зрізу).

*Розміри зразка* – чим більші розміри зразка, тим переважно втомна міцність нижча.

*Власні (початкові) напруження* – напруження розтягу в зоні зародження втомної тріщини знижують, а стиску – підвищують границю втоми.

### 4.3.3. Ефективний коефіцієнт концентрації

Як було сказано вище, зниження втомної міцності за наявності концентрації напружень прийнято оцінювати ефективним коефіцієнтом концентрації  $k_e = \sigma_{-1}/\sigma'_{-1}$ .

Величина цього коефіцієнта залежить від ступеня концентрації напружень і роду матеріалу, вона звичайно менша від теоретичного коефіцієнта концентрації, визначається експериментально і знаходиться в межах  $1 < k_e < k_T$ .

Значення ефективних коефіцієнтів концентрації для деяких зварних з'єднань наведені в табл. 4.5.

Таблиця 4.5. Ефективні коефіцієнти концентрації  $k_e$

Розрахунковий елемент	Ст3	09Г2
Основний метал з механічно обробленими крайками	1,0	1,0
Основний метал з крайками, обрізаними машиною газовим різанням	1,1	1,2
Основний метал з ручним різанням	1,4	1,8
Стикове з'єднання з механічною обробкою листів однакової товщини і ширини	1,0	1,0
Стикове з'єднання з механічною обробкою різної ширини	1,2	1,4
Стикове з'єднання з механічною обробкою різної товщини	1,3	1,6
Стикове з'єднання з повним проваром без механічної обробки	1,4	1,8
Основний метал у місці переходу до лобового шва в з'єднаннях внапусток (співвідношення катетів $k_1/k_2 = 2$ )	2,3	3,2
Основний метал у місці переходу до лобового шва в з'єднаннях внапусток при $k_1/k_2 = 1,5$	2,7	3,7
Основний метал у з'єднаннях внапусток без лобових швів	3,4	4,4
Лобові шви при ручному зварюванні	2,3	3,2
Лобові шви при автоматичному зварюванні	1,7	2,4
Флангові шви	3,5	4,5
Шви таврових з'єднань без скосу крайок	2,2	3,2
Шви таврових з'єднань зі скосом крайок	1,6	2,6
Точкові контактні з'єднання (робочі)	7,5	12,0

#### 4.3.4. Діаграма граничних напружень

Для зручності оцінки міцності матеріалу під дією циклічного навантажування використовують різні діаграми. Наприклад, вплив коефіцієнта асиметрії на границю витривалості (при числі циклів навантажування  $2 \cdot 10^6$ ) можна приблизно описати діаграмами Гудмена або Сміта (рис. 4.32). Ці діаграми будуються в координатах "середні напруження – напруження (максимальні, середні, мінімальні)" і мають вигляд трьох прямих, що перетинаються в одній точці.

Верхня пряма – максимальних напружень – має ординати лівої ( $\sigma_m = 0$ ) і правої ( $\sigma_m = \sigma_B$ ) точок  $\sigma_{-1}$  і  $\sigma_B$  відповідно, її рівняння записується у вигляді

$$\sigma_{\max} = \sigma_{-1} + \left(1 - \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_B}\right) \cdot \sigma_m.$$

Очевидно, саме вона показує залежність границі витривалості від характеру зміни напружень протягом циклу, а точніше від середнього напруження циклу.

Середня пряма проходить під кутом  $45^\circ$  з початку координат, її рівняння має вигляд  $\sigma = \sigma_m$ . Нижня пряма – мінімальних напружень – має ординати лівої ( $\sigma_m = 0$ ) і правої ( $\sigma_m = \sigma_B$ ) точок  $-\sigma_{-1}$  і  $\sigma_B$  відповідно, її рівняння записується у вигляді

$$\sigma_{\min} = -\sigma_{-1} + \left(1 + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_B}\right) \cdot \sigma_m.$$

Якщо обмежити на діаграмі максимальні напруження на рівні границі плинності (пунктирні лінії на рис. 4.32), то отримаємо діаграму Сміта.

З діаграми добре видно, як зменшується втомна міцність (граничний розмах напружень) по мірі зростання середніх напружень.

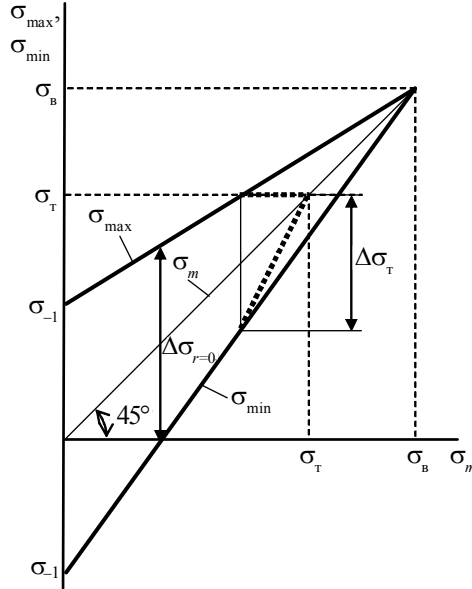


Рис. 4.32. Діаграма граничних напружень

Якщо накласти такі діаграми для матеріалів різної статичної і циклічної міцності, можна вибрати оптимальний матеріал для заданого циклу навантажування. У прикладі, показаному на рис. 4.33, при малих середніх напруженнях і характеристиці циклу від  $-1$  до  $0$  (область 1), очевидно, що застосування матеріалу 2 недоцільне, тому що в нього менший граничний розмах напружень (нижча міцність).

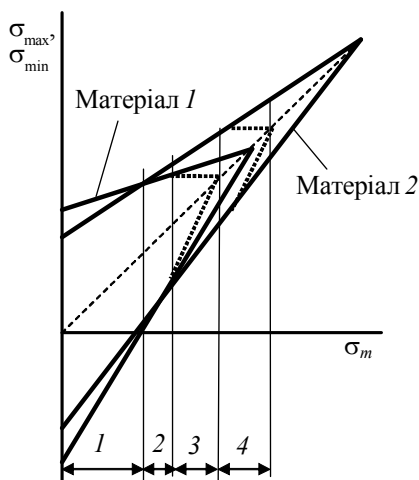


Рис. 4.33. До обґрунтування вибору матеріалу для конструкцій, що працюють у різних умовах навантажування, за допомогою діаграм граничних напружень

Зі збільшенням середніх напружень і характеристики циклу (область 2) матеріал 2 стає трохи міцнішим, але питання доцільності його застосування повинно вирішуватися з урахуванням вартості. При ще більших середніх напруженнях і характеристиці циклу (область 3) матеріал 1 поступається за міцністю, більш того він працює в області малоциклової втоми, тому його застосування недоцільне. При дуже великих середніх напруженнях і характеристиці циклу, близькій до 1 (область 4), можливе застосування лише матеріалу 2.

#### 4.3.5. Урахування циклічного характеру навантажування в розрахунках міцності

У вітчизняній практиці в розрахунках прийнято використовувати умову міцності за максимальними напруженнями циклу

$$\sigma_{\max} \leq \gamma[\sigma]; \quad \tau_{\max} \leq \gamma[\tau],$$

де  $\gamma$  – коефіцієнт, що враховує негативний вплив циклічного характеру навантаження на міцність. Його величина визначається за емпіричною формулою

$$\gamma = \frac{1}{0,6k_e + 0,2 - r(0,6k_e - 0,2)} \leq 1.$$

Розрахунки за Європейськими нормами використовують умову міцності за граничним розмахом напружень.



З діаграми граничних напружень можна визначити граничний розмах при заданих максимальних або середніх напруженнях циклу відповідно за формулами

$$\Delta\sigma = 2 \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_B \left(1 - \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_B}\right)} \cdot (\sigma_B - \sigma_{\max});$$

$$\Delta\sigma = 2 \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_B} \cdot (\sigma_B - \sigma_m) = 2\sigma_{-1} \cdot \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_B}\right).$$

Умова міцності записується у вигляді

$$\gamma_F \Delta\sigma \leq \Delta\sigma_R / \gamma_m,$$

де  $\Delta\sigma$  – розмах напружень у циклі;  $\Delta\sigma_R$  – граничний розмах напружень за діаграмою Гудмена (Сміта) для даних значень максимальних ( $\sigma_{\max} \leq \sigma_T$ ) або середніх напружень, границі витривалості при симетричному циклі та границі міцності;  $\gamma_F$  і  $\gamma_m$  – коефіцієнти надійності за напруженнями і втомної міцності матеріалу, звичайно  $\gamma_F = 1$ ;  $\gamma_m = 1,25$ .

#### 4.3.6. Заходи підвищення втомної міцності зварних і спаяних конструкцій

Усі заходи підвищення циклічної міцності конструкцій можна поділити на три групи: конструктивні, технологічні та експлуатаційні.

*Конструктивні* заходи застосовують на стадії проектування:

зниження рівня концентрації напружень за рахунок застосування раціональних конструктивних форм вузлів, по можливості з більш плавними переходами від одного елемента до іншого (рис. 4.34);

зниження рівня концентрації за рахунок призначення зварних з'єднань з мінімальною концентрацією (застосування стикових замість з'єднань внапусток, таврових зі скосом замість таврових без скошу крайок, відмова від точкових і переривчастих швів і т. п.);

призначення механічної обробки для вилучення опуклості швів стикових з'єднань (рис. 4.35);

розташування концентраторів, які неможливо усунути, по можливості далі від зон з максимальними робочими напруженнями (рис. 4.36);

вибір матеріалу з урахуванням його чутливості до втомного руйнування (див. рис. 4.33).

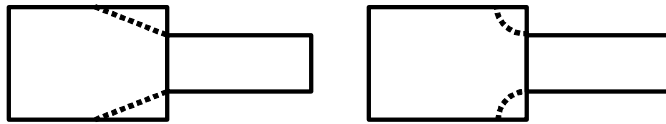


Рис. 4.34. Зниження концентрації напружень за рахунок зміни форми вузла

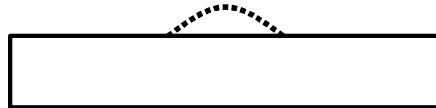


Рис. 4.35. Зняття опуклості зварного шва механічною обробкою

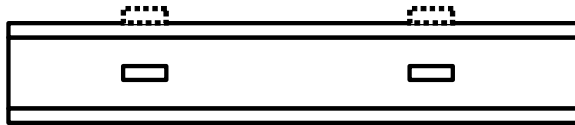


Рис. 4.36. Розташування приварних елементів у мало навантажених частинах конструкції

*Технологічні* заходи на стадії розробки технології і виготовлення конструкції:

ретельне дотримання технології складання і зварювання та встановлених допусків для недопущення появи дефектів і концентраторів;

впровадження заходів, спрямованих на зниження рівня залишкових напружень у конструкції.

*Експлуатаційні* заходи – постійне спостереження за станом конструкції з метою своєчасного виявлення втомних тріщин, ремонту конструкції та усунення причин втомного руйнування.

#### **4.3.7. Приклад розрахунку міцності під дією циклічного навантаження**

Зварна тяга з трьох пластин (рис. 4.37) працює на розтяг силою  $P$ , що циклічно змінюється від 0 до  $P_{\max}$ . Одне з'єднання виконане точковим контактним зварюванням, а друге – дуговим (з'єднання Н1). Матеріал – сталь Ст3 ( $\sigma_T = 240$  МПа). Розміри:  $s_1 = s_2 = 4$  мм,  $b = 200$  мм,  $a = 100$  мм, катет шва з'єднання внапусток  $k = 4$  мм. Визначити значен-

ня допустимого навантаження  $P_{\max}$ , взявши коефіцієнт запасу міцності  $k_3 = 1,5$ .

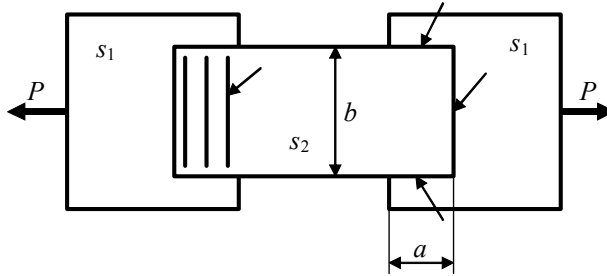


Рис. 4.37. Зварна тяга

### Розв'язання

1. Визначимо допустиме навантаження для точкового контактного з'єднання:

діаметр точок  $d = 1,5s + 5 \text{ мм} = 1,5 \cdot 4 + 5 = 11 \text{ мм}$ ;

крок точок  $t = 3d = 3 \cdot 11 = 33 \text{ мм}$ ;

кількість точок у ряді  $n = \frac{b}{t} = \frac{200}{33} = 6,1$ , беремо  $n = 6$ .

Умова міцності для точкового з'єднання при роботі на осьове навантаження

$$\frac{P}{nm \frac{\pi d^2}{4}} \leq \gamma[\tau'],$$

звідки  $P \leq nm \frac{\pi d^2}{4} \gamma \cdot 0,5 \frac{\sigma_T}{k_3}$ .

Для точкового з'єднання ефективний коефіцієнт концентрації (див. табл. 4.5)  $k_e = 7,5$ .

Характеристика циклу навантажування вузла  $r = \frac{P_{\min}}{P_{\max}} = 0$ .

Тоді поправочний коефіцієнт

$$\gamma = \frac{1}{0,6k_e + 0,2 - r(0,6k_e - 0,2)} = \frac{1}{0,6 \cdot 7,5 + 0,2 - 0} = 0,21.$$

Після підстановки в умову міцності

$$P \leq 6 \cdot 3 \frac{\pi \cdot 11^2 \cdot 10^{-6}}{4} \cdot 0,21 \cdot 0,5 \cdot \frac{240}{1,5} = 28800 \cdot 10^{-6} \text{ МН} = 28,8 \text{ кН.}$$

2. Обчислимо допустиме навантаження для з'єднання внапусток, виконаного дуговим зварюванням. Умова міцності для цього з'єднання

$$\frac{P}{0,7k(b+2a)} \leq \gamma[\tau'],$$

звідки  $P \leq 0,7k(b+2a)\gamma \cdot 0,6 \frac{\sigma_T}{1,5}$ .

Для з'єднання внапусток із фланговими швами ефективний коефіцієнт концентрації  $k_e = 3,4$  (див. табл. 4.5), тоді поправочний коефіцієнт

$$\gamma = \frac{1}{0,6 \cdot 3,4 + 0,2 - 0} = 0,446.$$

Після підстановки допустиме зусилля

$$\begin{aligned} P &\leq 0,7 \cdot 4 \cdot 10^{-3} (200 + 2 \cdot 100) \cdot 10^{-3} \cdot 0,446 \cdot 0,6 \cdot \frac{240}{1,5} = \\ &= 47950 \cdot 10^{-6} \text{ МН} = 47,95 \text{ кН.} \end{aligned}$$

3. Обчислимо допустиме навантаження для основного металу. Умова міцності для пластини

$$\frac{P}{bs} \leq \gamma[\sigma],$$

звідки  $P \leq bs\gamma \frac{\sigma_T}{k_e}$ .

Для основного металу в місцях переходу до флангових швів  $k_e = 3,4$  (див. табл. 4.5), тоді поправочний коефіцієнт  $\gamma = 0,446$ .

Після підстановки допустиме зусилля в пластині

$$P \leq 200 \cdot 10^{-3} \cdot 4 \cdot 10^{-3} \cdot 0,446 \cdot \frac{240}{1,5} = 57088 \cdot 10^{-6} \text{ МН} = 57,1 \text{ кН.}$$

У цілому для зварної тяги допустиме навантаження визначається більш слабким з'єднанням, у даному випадку – точковим контактним і складає  $P = 28,8$  кН.

#### 4.3.8. Задачі для самостійної роботи

**Задача 4.3.1.** Зварний обух (див. рис. 2.8) зі сталі Ст3 служить для закріплення троса. Розміри:  $a = 400$  мм,  $c = 150$  мм,  $s = 10$  мм,  $b = 100$  мм. Кут  $\alpha = 30^\circ$ .

1. Визначте допустиму силу натягу троса при пульсуючому навантаженні.

2. Як зміниться допустима сила, якщо поверхню шва механічно обробити?

3. Як зміниться допустима сила, якщо навантаження буде статичним?

**Задача 4.3.2.** Обух (див. рис. 2.21) зі сталі 09Г2 приварений без скосу крайок (з'єднання ТЗ) до плити і служить для закріплення троса. Розміри:  $b = 150$  мм,  $h = 150$  мм,  $s = 8$  мм, катет  $k = 5$  мм. Кут  $\alpha = 45^\circ$ .

1. Визначте допустиме значення сили натягу троса при пульсуючому навантаженні.

2. Як зміниться допустима сила, якщо зварювання виконати зі скосом крайок?

3. Як зміниться допустима сила, якщо навантаження буде статичним?

**Задача 4.3.3.** Обух (див. рис. 2.22) зі сталі 10ХСНД приварений без скосу крайок (з'єднання ТЗ) до плити і навантажений силою  $T$ , що циклічно змінюється від  $T_{\min}$  до  $T_{\max}$ . Розміри:  $l = 100$  мм,  $h = 100$  мм,  $s = 10$  мм. Кут  $\alpha = 30^\circ$ ,  $T_{\min} = 10$  кН,  $T_{\max} = 50$  кН.

1. Визначте необхідний катет шва.

2. Як зміниться необхідний катет, якщо силу  $T_{\max}$  прикласти статично?

3. Як зміниться необхідний катет, якщо обух виготовити зі сталі Ст3?

**Задача 4.3.4.** Зварний трубчастий вал (див. рис. 2.9) зі сталі Ст3 навантажений крутним моментом  $M_{\text{кр}}$  і пульсуючою силою  $T$ . Розміри:  $d = 100$  мм,  $s = 10$  мм. Навантаження  $M_{\text{кр}} = 20$  кН·м,  $T_{\max} = 50$  кН.

1. Перевірте міцність з'єднання.

2. Чи зміниться міцність, якщо поверхню шва механічно обробити?

3. Чи зміниться міцність, якщо силу  $T_{\max}$  прикласти статично?

**Задача 4.3.5.** Зварна двотаврова балка (див. рис. 2.12) зі сталі Ст3 навантажена силою  $T$ , що циклічно змінюється від  $+T$  до  $-T$ . Розміри:  $l = 8$  м,  $b = 200$  мм,  $c = 2$  м,  $h = 300$  мм,  $s_1 = 14$  мм,  $s_2 = 10$  мм. Зусилля  $T_{\max} = 5$  кН.

1. Перевірте міцність зварного з'єднання.
2. Як зміниться міцність, якщо поверхню шва механічно обробити?
3. Як зміниться міцність, якщо силу  $T_{\max}$  прикласти статично?

**Задача 4.3.6.** Зварна штанга (див. рис. 2.10) зі сталі 09Г2 навантажена крутним моментом  $M_{\text{кр}}$ , що циклічно змінюється від  $M_{\min}$  до  $M_{\max}$ , і статичною силою розтягу  $T$ . Розміри:  $d = 250$  мм,  $s = 10$  мм. Навантаження  $M_{\min} = 10$  кН·м,  $M_{\max} = 30$  кН·м,  $T = 50$  кН.

1. Перевірте міцність з'єднання.
2. Чи зміниться міцність, якщо поверхню шва механічно обробити?
3. Чи зміниться міцність, якщо момент прикласти статично?

**Задача 4.3.7.** Труба (див. рис. 2.23) зі сталі Ст3 приварена без скосу крайок (з'єднання ТЗ) до плити і навантажена силою  $T$ , що циклічно змінюється від  $T_{\min} = 0$  до  $T_{\max}$ . Розміри:  $l = 300$  мм,  $d = 150$  мм,  $s = 10$  мм,  $k = 6$  мм. Кут  $\alpha = 45^\circ$ .

1. Визначте максимально допустиму силу.
2. Як зміниться допустима сила, якщо її прикласти статично?
3. Як зміниться допустима сила, якщо з'єднання виконати зі скосом крайок?

**Задача 4.3.8.** Обух (див. рис. 2.24) зі сталі 09Г2 приварений без скосу крайок (з'єднання ТЗ) до плити і навантажений пульсуючою силою  $T$ . Розміри:  $l = 300$  мм,  $h = 150$  мм,  $b = c = 50$  мм,  $s = 10$  мм,  $k = 6$  мм. Кут  $\alpha = 30^\circ$ .

1. Визначте максимально допустиму силу  $T$ .
2. Як зміниться значення сили  $T$ , якщо її прикласти статично?
3. Як зміниться значення сили  $T$ , якщо зварювання виконати зі скосом крайок?

**Задача 4.3.9.** Обух (див. рис. 2.25) зі сталі 10ХСНД приварений зі скосом крайок (з'єднання Т8) і навантажений пульсуючою силою  $T$ . Розміри:  $l = 200$  мм,  $h = 100$  мм,  $b = 50$  мм,  $s = 12$  мм. Кут  $\alpha = 30^\circ$ , навантаження  $T_{\max} = 50$  кН.

1. Перевірте міцність з'єднання.
2. Чи буде забезпечена міцність, якщо збільшити навантаження в 2 рази і прикласти його статично?
3. Чи буде забезпечена міцність, якщо зварювання виконати без скосу крайок з катетом 12 мм?

**Задача 4.3.10.** Зварна тяга (див. рис. 2.36) зі сталі Ст3 працює на розтяг пульсуючою силою  $T$ . Розміри:  $l = 200$  мм,  $b = 100$  мм,  $c = 20$  мм,  $s = 12$  мм, катет  $k = 6$  мм.

1. Визначте допустиме значення сили  $T_{\max}$ .

2. Як зміниться допустиме значення сили, якщо збільшити катет у 2 рази?

3. Як зміниться допустиме значення сили, якщо зменшити товщину  $s$  у 2 рази?

**Задача 4.3.11.** Зварна тяга (див. рис. 2.37) зі сталі 09Г2 працює на знакозмінне навантаження  $\pm T_{\max}$ . Розміри:  $a = 100$  мм,  $b = 150$  мм,  $s = 10$  мм.

1. Визначте необхідний катет з умови рівноміцності вузла.

2. Як зміниться необхідний катет, якщо збільшити товщину  $s$  у 2 рази?

3. Як зміниться необхідний катет, якщо силу  $T_{\max}$  прикласти статично?

**Задача 4.3.12.** Вузол (див. рис. 2.38) зі сталі Ст3 працює на розтяг пульсуючою силою  $T$ . Розміри:  $b = 100$  мм,  $a = 200$  мм,  $s = 10$  мм, катет  $k = 5$  мм. Сила  $T = 160$  кН.

1. Перевірте міцність вузла.

2. Як зміниться міцність вузла, якщо зменшити товщину  $s$  у 2 рази?

3. Як зміниться міцність вузла, якщо збільшити катет у 2 рази?

**Задача 4.3.13.** Пластини (див. рис. 2.49) зі сталі Ст3 з'єднані точковим контактним зварюванням. Розміри:  $b = 200$  мм,  $c = 200$  мм,  $s = 3$  мм. Кут  $\alpha = 30^\circ$ .

1. Знайдіть максимально допустиме значення пульсуючої сили  $T_{\max}$ .

2. Як зміниться допустиме значення сили, якщо її прикласти статично?

3. Як зміниться допустиме значення сили, якщо вона буде змінюватися циклічно в межах  $\pm T_{\max}$ ?

**Задача 4.3.14.** Вушко (див. рис. 2.50) зі сталі Ст3 приварене точковим контактним зварюванням і навантажене силою, що циклічно змінюється від  $0,5T$  до  $T$ . Розміри:  $b = 300$  мм,  $c = 50$  мм,  $s = 3$  мм. Навантаження  $T = 50$  кН.

1. Перевірте міцність з'єднання.

2. Чи буде забезпечена міцність, якщо силу  $T$  прикласти статично?

3. Чи буде забезпечена міцність, якщо зменшити товщину  $s$  до 2 мм?

**Задача 4.3.15.** Дві пластини (див. рис. 2.51,а) зі сталі Ст3 з'єднані між собою за допомогою накладки точковим контактним зварюванням. Розміри:  $b = 200$  мм,  $s = 3$  мм. Зусилля  $T = 10$  кН.

1. Перевірте міцність з'єднання у разі пульсуючого циклу сили  $T$ .

2. Чи буде забезпечена міцність, якщо силу  $T$  прикласти статично?

3. Чи буде забезпечена міцність, якщо зменшити товщину  $s$  до 2 мм?

**Задача 4.3.16.** Дві пластини (див. рис. 2.51,б) зі сталі Ст3 з'єднані між собою точковим контактним і дуговим зварюванням. Розміри:  $a = 50$  мм,  $b = 100$  мм,  $s = 3$  мм, катет  $k = 3$  мм.

1. Визначте максимально допустиму пульсуючу силу  $T$ .
2. Як зміниться ця сила, якщо її прикласти статично?
3. Чи буде забезпечена міцність, якщо збільшити товщину  $s$  до 4 мм?

### *Контрольні питання*

1. Як впливає концентрація напружень на працездатність конструкції у разі дії циклічного навантаження?
2. Як визначаються середні напруження у разі дії циклічного навантаження?
3. Як визначається амплітуда циклу у разі дії циклічного навантаження?
4. Як визначається розмах напружень у разі дії циклічного навантаження?
5. Як визначається характеристика циклу (коефіцієнт асиметрії) у разі дії циклічного навантаження?
6. Чому дорівнює характеристика циклу (коефіцієнт асиметрії) для пульсуючого циклу?
7. Чому дорівнює характеристика циклу (коефіцієнт асиметрії) для симетричного циклу?
8. При якому циклі навантажування міцність найменша?
9. При якому циклі навантажування міцність найбільша?
10. Як змінюється міцність у разі дії циклічного навантаження зі збільшенням кількості циклів навантажування?
11. Як називається коефіцієнт концентрації, що дорівнює відношенню границь витривалості зразків без концентратора і з концентратором?
12. Який з коефіцієнтів концентрації більший – теоретичний чи ефективний?
13. Які матеріали найбільш чутливі до втомного руйнування?
14. Яка зі сталей найменш чутлива до втомного руйнування?
15. Яка зі сталей має найменше значення ефективного коефіцієнта концентрації?
16. Які сталі мають найбільше значення ефективного коефіцієнта концентрації?
17. Як впливає корозійне середовище на втомну міцність?
18. Як змінюється втомна міцність із підвищенням температури випробувань?



19. Як змінюється втомна міцність зі зниженням температури випробувань?
20. Під дією якого навантаження (розтяг, згин, крутіння) втомна міцність найвища?
21. Під дією якого навантаження (розтяг, згин, крутіння) втомна міцність найнижча?
22. Як змінюється втомна міцність зі збільшенням розмірів зразка?
23. Як змінюється втомна міцність зі зменшенням розмірів зразка?
24. Що показує крива витривалості?
25. В яких одиницях вимірюється границя витривалості в системі СІ?
26. Як впливають залишкові зварювальні напруження розтягу на втомну міцність?
27. Як впливають залишкові зварювальні напруження стиску на втомну міцність?
28. Що показує діаграма граничних напружень?
29. Яке зі зварних з'єднань має найбільше значення ефективного коефіцієнта концентрації?
30. Яке зі зварних з'єднань має найменше значення ефективного коефіцієнта концентрації?

#### **4.4. Загальні поняття механіки руйнування**

##### **4.4.1. Зміст і призначення механіки руйнування**

*Механіка руйнування* є однією зі складових частин механіки твердого тіла (науки, що вивчає загальні принципи та методи розрахунку на міцність і жорсткість) і вивчає поведження матеріалу в процесі руйнування, а точніше в процесі поширення тріщини.

Як відомо, у класичній механіці та інженерних розрахунках міцності основна увага приділяється поведженню матеріалу в межах пружних деформацій, у крайньому випадку розглядаються невеликі пластичні деформації. При цьому виходять з того, що метою розрахунку є запобігання початку руйнування. Після початку руйнування поведження матеріалу вважається таким, що не становить практичного інтересу. Отже, у класичній механіці міцність матеріалу оцінюється його здатністю протистояти появі пластичних деформацій (при руйнуванні з пластичними деформаціями) або зародженню тріщини (в умовах крихкого руйнування).

Однак аналіз причин, характеру і наслідків аварійних руйнувань конструкцій показує, що, по-перше, аварійне руйнування навіть конструкцій

із пластичних матеріалів найчастіше відбувається крихко або принаймні за невеликих пластичних деформацій і, по-друге, наслідки аварій істотно залежать від поводження матеріалу саме після початку руйнування, тобто в процесі поширення тріщини. Крім того, з удосконаленням методів діагностики матеріалів, з одного боку, та ускладненням самих матеріалів і методів їх з'єднання та обробки, з іншого боку, постало питання щодо оцінки допустимих розмірів дефектів та оцінки міцності (працездатності) матеріалу за наявності тріщини.

Характеристика здатності матеріалу протистояти зародженню тріщини погано відображає працездатність конструкції в тих випадках, коли тріщини з'являються ще на стадії виготовлення. Як було вже показано раніше (див. п. 4.2), умова міцності за максимальними напруженнями не виконується в тріщині будь-якої довжини за будь-яких, навіть дуже малих напружень, тому що теоретичний коефіцієнт концентрації в районі кінця тріщини не залежить від довжини тріщини і завжди сягає нескінченності. Тому з позицій класичної механіки будь-яка, навіть мікроскопічна тріщина завжди, за будь-якого навантаження повинна призвести до руйнування. У зв'язку з цим, як доповнення і подальший розвиток класичної механіки в 20-х роках ХХ ст. з'явилася і в останні кілька десятиліть інтенсивно розвивається "механіка руйнування", тобто наука про поведінку матеріалу в процесі поширення тріщини. Вона вивчає закономірності розвитку руйнування, розробляє розрахункові методи визначення умов поширення тріщин.

Засновником механіки руйнування вважається англійський учений Гріффітс, у роботах якого ще в 20-х роках ХХ ст. була сформульована умова крихкого руйнування не за максимальними напруженнями, а у вигляді порівняння енергій: тієї, що виділяється в процесі поширення (збільшення) тріщини на нескінченно малу величину за рахунок пружного розвантаження матеріалу, і тієї, що поглинається матеріалом під час утворення нової вільної поверхні. Як установив Гріффітс, тріщина поширюється тільки в тому випадку, якщо збільшення енергії, яка поглинається, менше від тієї, що виділяється. Він же докладно описав ці залежності математично. Правда, роботи Гріффітса відносилися до абсолютно крихких матеріалів (типу скла) і становили в основному чисто теоретичний інтерес. Подальшого розвитку механіка руйнування набула в працях Орована та Ірвіна.

Орован у 40-х роках увів поняття квазікрихкого руйнування. Зміст його полягає в тому, що відмінність абсолютно крихкого від матеріалу, який володіє деяким запасом пластичності в процесі поширення

тріщини, зосереджена в деякій, порівняно невеликій зоні (зоні пластичних деформацій) поблизу кінця тріщини (рис. 4.38). Він же сформулював умову (радіус зони пластичних деформацій не повинен перевищувати 0,1 довжини тріщини), за якою можна використовувати математичний апарат теорії Гріффітса і для реальних пластичних матеріалів.

Ірвін у 60-х роках запропонував використовувати один з основних критеріїв сучасної механіки руйнування – коефіцієнт інтенсивності напружень  $K_I$ , що характеризує напружений стан у деякій кінцевій зоні навколо фронту тріщини, і сформулював умову міцності під час крихкого руйнування через цей коефіцієнт.

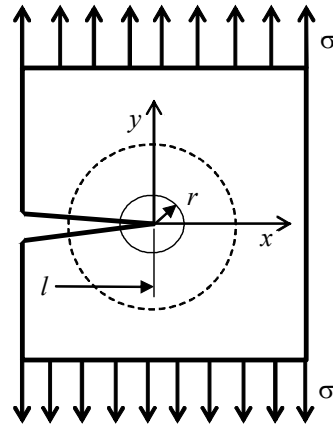


Рис. 4.38. Зона пластичних деформацій поблизу фронту тріщини

#### 4.4.2. Коефіцієнт інтенсивності напружень, його визначення для дефектів зварних з'єднань

Напружений стан у районі кінця тріщини в механіці руйнування описується виразом вигляду

$$\sigma_{x,y,z}(r, \varphi) = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} f(\varphi),$$

де  $K_I$  – коефіцієнт інтенсивності напружень, що залежить від напружень за відсутності тріщини, форми вузла і довжини тріщини;  $r$  – відстань від вершини тріщини (початок координат) до розглянутої точки;  $f(\varphi)$  – тригонометрична функція кутової координати точки поблизу тріщини.

Зокрема, компоненти напружень перед фронтом тріщини нормального відриву в нескінченній пластині (рис. 4.39) описуються наступними формулами:

$$\sigma_x = \frac{K_{IC}}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\varphi}{2} \left( 1 - \sin \frac{\varphi}{2} \sin \frac{3\varphi}{2} \right);$$

$$\sigma_y = \frac{K_{IC}}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\varphi}{2} \left( 1 + \sin \frac{\varphi}{2} \sin \frac{3\varphi}{2} \right);$$

$$\tau_{xy} = \frac{K_{IC}}{\sqrt{2\pi r}} \sin \frac{\varphi}{2} \cos \frac{3\varphi}{2} \cos \frac{\varphi}{2};$$

$$\sigma_z = \mu(\sigma_x + \sigma_y).$$

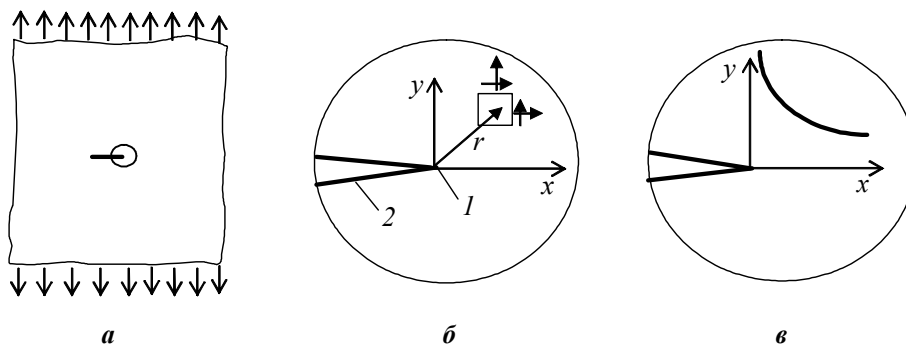


Рис. 4.39. Напружений стан поблизу фронту тріщини в розтягнутій пластині (а), система координат (б) і характер розподілу напружень (в):  
1 – фронт тріщини; 2 – береги тріщини

Коефіцієнт інтенсивності напружень для тріщини нормального відриву довжиною  $2a$  в даному випадку (нескінченна розтягнута пластинка з поперечною тріщиною, див. рис. 4.39)  $K_1 = \sigma\sqrt{\pi a}$ , де  $\sigma$  – напруження вдалині від тріщини;  $a$  – половина довжини тріщини.

Вимірюється коефіцієнт інтенсивності напружень у МПа·мм<sup>1/2</sup> або в Н/мм<sup>3/2</sup>.

У залежності від характеру навантаження тріщини (рис. 4.40) розрізняють коефіцієнти  $K_1$  – за нормального відриву,  $K_2$  – за подовжнього зсуву і  $K_3$  – за поперечного зсуву-зрізу.

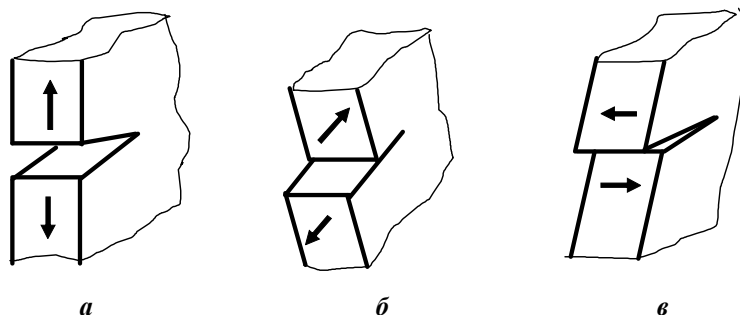


Рис. 4.40. Типи тріщин:  
а – нормального відриву; б – подовжнього зсуву; в – поперечного зсуву

Коефіцієнт інтенсивності напружень є своєрідною характеристикою зварного з'єднання з тріщиною, у зв'язку з чим відпадає необхідність аналізувати розподіл напружень навколо тріщини.

У технічній літературі наводяться вирази для визначення коефіцієнтів інтенсивності напружень практично всіх тріщиноподібних дефектів, у тому числі й у зварних з'єднаннях. Деякі з них наведені в табл. 4.6.

За наявності зони пластичних деформацій (див. рис. 4.38) довжина тріщини збільшується на радіус цієї зони, що розраховується за такими формулами:

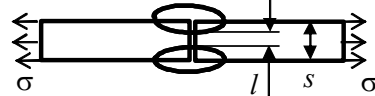
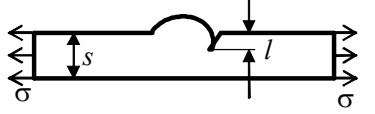
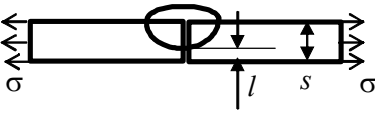
для плоского напруженого стану (тонка пластина)

$$r_{p1} = \left( \frac{K_{IC}}{\sigma_T} \right)^2 / 2\pi;$$

для плоского деформованого стану (пластина великої товщини)

$$r_{p2} = \left( \frac{K_{IC}}{\sigma_T} \right)^2 / 2\pi \cdot (1 - 2\nu)^2.$$

Таблиця 4.6. Коефіцієнти інтенсивності напружень для деяких дефектів зварних з'єднань

№ з/п	Вид зварного з'єднання з дефектом	Розрахункова формула для $K_I$
1	<p>Внутрішній непровар</p> 	$K_I = \sigma_0 \sqrt{s \cdot \operatorname{tg} \left( \frac{\pi l}{2s} \right)};$ $K_I = \sigma_0 \sqrt{l (1 - 0,1\lambda + \lambda^2)}$
2	<p>Підріз</p> 	$K_I = \sigma_0 \sqrt{l (1,99 - 0,41\lambda + 18,7\lambda^2 - 38,5\lambda^3 + 53,85\lambda^4)}$
3	<p>Зовнішній непровар</p> 	

Примітка:  $\lambda = \frac{l}{s} \leq 0,7$ .

З порівняння цих виразів видно, що в умовах плоскої деформації зона пружно-пластичної деформації значно менша (при  $\nu = 0,3$   $r_{p2} = 0,16r_{p1}$ ). Це говорить про те, що пластичні деформації ускладнені. До умов плоскої деформації напружений стан наближається зі збільшенням довжини тріщини і товщини металу.

#### 4.4.3. Критичний коефіцієнт інтенсивності (в'язкість руйнування), методи його визначення

Важливою особливістю коефіцієнта інтенсивності напружень є те, що для кожного матеріалу за даної температури є цілком визначене його значення, за якого тріщина починає поширюватися (зростати). Це значення називають критичним коефіцієнтом інтенсивності напружень, іноді (не дуже точно) в'язкістю руйнування, границею тріщиностійкості. Його можна розглядати як одну з важливих характеристик механічних властивостей матеріалу, а саме здатність протистояти крихкому руйнуванню, тріщиностійкості (табл. 4.7).

Таблиця 4.7. Характеристики руйнування деяких матеріалів

Матеріал	$\sigma_T$	$[\sigma_p]$	$K_{1C}$ , МПа·мм <sup>1/2</sup>	$\beta$
	МПа			
ВМСтЗ	240	160	900	0,034
10ХСНД	335	225	1350	0,026
Сталь 20	300	200	1240	0,028
35ГС	900	560	1820	0,020
Сталь 22К	260	175	2800	0,040
АМг6	180	130	850	0,039
Алюмінієвий сплав Д16Т	280	175	950	0,032
Титановий сплав ВТЗ	960	600	1850	0,021
Титановий сплав ОТ4	710	450	2900	0,020
Скло	–	–	20	–

Як і багато інших фізичних характеристик матеріалу, критичне значення коефіцієнта інтенсивності напружень  $K_{1C}$  залежить від багатьох факторів, зокрема від температури. Як правило, зі зниженням температури значення  $K_{1C}$  багатьох конструкційних матеріалів зменшується. Найбільш інтенсивно знижується  $K_{1C}$  за кімнатної і більш низької темпе-

ратури та в цілому відповідає зменшенню за цієї температури ударної в'язкості матеріалу. Існує ряд аналітичних залежностей, що пов'язують величину  $K_{1C}$  з температурою, одна з яких має вигляд

$$K_{1C}(T) = K_{1C}(T_0) \exp[-\beta(T - T_0)],$$

де  $K_{1C}(T_0)$  – значення для температури  $T_0$  (значення  $K_{1C}$  для температури 20 °С);  $\beta$  – параметр (див. табл. 4.7).

Коефіцієнт інтенсивності напружень  $K_{1C}$  можна використовувати як розрахункову характеристику порівняльної небезпеки різних тріщиноподібних дефектів, минаючи досить складний аналіз напружено-деформованого стану в прилеглий зоні до тріщин. З використанням цього критерію умова зростання тріщини (умова початку крихкого руйнування, поширення тріщини) у механіці руйнування записується у вигляді  $K_1 \geq K_{1C}$ , тобто розрахункове значення коефіцієнта інтенсивності напружень повинне бути не менше від його критичного значення. Очевидно, що чим вище  $K_{1C}$ , тим надійніше матеріал працює в конструкції, тобто тим менша небезпека крихкого руйнування та, як правило, менші наслідки аварійного руйнування.

Відповідно умова міцності в механіці руйнування має вигляд

$$K_1 \leq \frac{K_{1C}}{n},$$

де  $n$  – коефіцієнт запасу міцності, прийнятий звичайно в межах 1,75...2,5.

Основний недолік цього критерію – труднощі його визначення. Він визначається експериментально, навантаженням спеціальних зразків із тріщинами розтягом або згином із записом діаграми навантаження і фіксуванням моменту початку поширення тріщини (рис. 4.41).

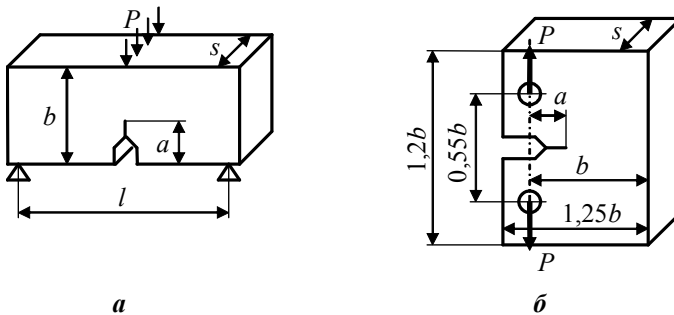


Рис. 4.41. Схеми експериментального визначення критичного коефіцієнта інтенсивності напружень:  
а – на згин; б – на розтяг

Значення критичного коефіцієнта інтенсивності напружень розраховується за формулами:

для зразків типу *a*, випробовуваних на згин,

$$K_{IC} = \frac{P^*}{s\sqrt{b}} \left( 2,9\lambda^{1/2} - 4,6\lambda^{3/2} + 21,8\lambda^{5/2} - 37,6\lambda^{7/2} + 38,7\lambda^{9/2} \right);$$

для зразків типу *b*, випробовуваних на позацентровий розтяг,

$$K_{IC} = \frac{P^*}{s\sqrt{b}} \left( 29,6\lambda^{1/2} - 185,5\lambda^{3/2} + 655,7\lambda^{5/2} - 1017\lambda^{7/2} + 639\lambda^{9/2} \right),$$

де  $\lambda = \frac{a}{b}$ ;  $a = (0,45 \dots 0,55)b$ ;  $P^*$  – навантаження в момент початку руху фронту тріщини.

Основні труднощі при цьому полягають в обмеженнях за розмірами товщини і ширини зразка та початкової довжини тріщини. Необхідні товщина зразка і довжина тріщини тим більші, чим менша границя пластичності (міцність) матеріалу і більша стійкість до крихкого руйнування, та визначаються умовою

$$a, s \geq 2,5 \left( \frac{K_{IC}}{\sigma_T} \right)^2.$$

Неважко побачити, що для низьковуглецевої конструкційної сталі типу Ст3 цей розмір складає не менше 40 мм. За менших розмірів не створюється необхідний напружений стан і значення  $K_C$  виходить завищеним.

#### 4.4.4. Інші критерії крихкого руйнування

Крім критичного коефіцієнта інтенсивності напружень, що є силовим критерієм руйнування, у механіці руйнування використовуються й інші, пов'язані з ним критерії, зокрема деформаційні й енергетичні.

*Деформаційний критерій* – критична величина розкриття тріщини  $\delta_C$  – характеризує ступінь розкриття тріщини в момент початку її руху. Цей критерій частіше використовується для матеріалів з високою в'язкістю. З коефіцієнтом інтенсивності він пов'язаний простою залежністю

$$\delta_C = \frac{K_{IC}^2}{E\sigma_F},$$

$$\text{де } \sigma_F = \frac{(\sigma_T + \sigma_B)}{2}.$$



До енергетичних критеріїв відносять інтенсивність виділюваної пружної енергії та  $J$ (джи)-інтеграл.

У першому випадку порівнюються енергія  $G$ , що виділяється внаслідок пружного розвантаження матеріалу під час руху тріщини, та енергія  $G_C$ , що поглинається за рахунок утворення нової поверхні і пластичної деформації металу при збільшенні площі тріщини на одиницю. Цей критерій також пов'язаний з коефіцієнтом інтенсивності напружень простою залежністю

$$G_C = \frac{K_{IC}^2}{2}.$$

В іншому випадку порівнюється значення  $J$ (джи)-інтеграла з його критичним значенням.

$J$ (джи)-інтеграл визначається як швидкість зменшення потенціальної енергії біля вершини тріщини під час її зростання на одиницю довжини, тобто

$$J = -\frac{dW}{dl},$$

де  $dW$  – зміна потенціальної енергії;  $dl$  – елементарне збільшення довжини тріщини.

Свою назву  $J$ (джи)-інтеграл (називаний також інтегралом Черепанова–Райса) одержав у зв'язку з тим, що для кількісного визначення швидкості зменшення потенціальної енергії необхідно проінтегрувати енергію деформації уздовж деякого контуру (рис. 4.42), який оточує вершину тріщини.

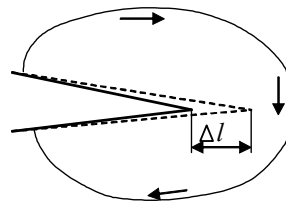


Рис. 4.42. Контур в околі тріщини для визначення  $J$ -інтеграла

Методи механіки руйнування для проєктувальних розрахунків звичайно не використовуються. Вони служать для обґрунтування вимог до методів та апаратури контролю якості, для порівняльної оцінки придатності та надійності тих або інших матеріалів в умовах небезпеки крихкого руйнування.

### Контрольні питання

1. Які проблеми розв'язує механіка руйнування?
2. Чим механіка руйнування відрізняється від інших розділів механіки?
3. Що важливіше для підвищення працездатності з'єднань і вузлів – опір зародженню чи появі тріщин у матеріалі (поясніть з позицій класичної механіки і механіки руйнування)?
4. Хто вважається засновником механіки руйнування?

5. Поясніть поняття квазікрихкого руйнування. Хто є автором цього поняття?
6. Поясніть поняття "коефіцієнт інтенсивності напружень". Як прийнято позначати цей коефіцієнт? Хто запропонував його використовувати?
7. Від яких факторів залежить коефіцієнт інтенсивності напружень?
8. Чому дорівнює коефіцієнт інтенсивності для нескінченної рівномірно розтягнутої пластини з поперечною тріщиною?
9. В яких одиницях вимірюється коефіцієнт інтенсивності напружень?
10. Чим відрізняються коефіцієнти інтенсивності напружень  $K_1$ ,  $K_2$  і  $K_3$ ?
11. Чим відрізняється тріщина нормального відриву від тріщини поперечного зсуву і подовжнього зсуву?
12. Який з напружених станів є більш жорстким з погляду поширення тріщини – плоский напружений або плоский деформований?
13. Поясніть поняття критичного коефіцієнта інтенсивності напружень. Від яких факторів залежить його величина?
14. Як змінюється критичний коефіцієнт інтенсивності зі зниженням температури?
15. Як записується умова поширення тріщини через коефіцієнти інтенсивності напружень?
16. Як визначається критичний коефіцієнт інтенсивності напружень?
17. У чому полягають основні труднощі визначення критичного коефіцієнта інтенсивності напружень?
18. Які інші критерії крихкого руйнування використовуються в механіці руйнування?

#### **4.5. Вплив температури на механічні властивості основного металу і зварних з'єднань**

##### ***4.5.1. Вплив зниженої температури на механічні властивості основного металу і зварних з'єднань.***

###### ***Холодноламкість***

З розвитком нової техніки, зокрема криогенної, розширюється обсяг застосування конструкцій, що працюють при знижених і низьких температурах. Деякі з найбільш матеріалоємних сфер нової техніки такі:

- холодильні установки й апаратура для отримання зріджених газів;
- магістральні трубопроводи і трубопроводи для транспортування зріджених газів;
- космічні апарати і ракети;
- установки для проведення спеціальних фізичних експериментів.

Для розуміння особливостей роботи матеріалу за зниженої та низької температури необхідно згадати деякі відомості з фізики металів.

В атомних масштабах руйнування відбувається внаслідок розриву міжатомних зв'язків. При цьому утворюється нова поверхня. Якщо напруження розтягу, що сконцентровані у вершині тріщини, перевищують напруження когезії, то розрив міжатомних зв'язків відбувається перпендикулярно до площини руйнування (руйнування відколом). Якщо розрив тих же міжатомних зв'язків відбувається під дією напружень, прикладених паралельно площині руйнування, то це – руйнування зсувом. Основними факторами, що визначають характер руйнування, є тип кристалічних ґраток, температура, швидкість деформації, напружений стан, чистота матеріалу.

У результаті порівняно легкого руху дислокацій ковзання в кристалічних тілах відбувається під дією напружень, значно менших за теоретичну зсувну міцність матеріалу. Якщо матеріалу властиві пластична деформація і релаксація напружень, то опір відколу завжди вищий від опору зсуву і руйнування відколом виявляється неможливим. Ковзання спостерігається в металах із гранецентрованими кубічними (ГЦК) ґратками за будь-яких температур. Їх зсувна міцність завжди нижча від опору відколу, тобто вони руйнуються в'язко. На відміну від них, у металах з об'ємноцентрованими кубічними (ОЦК) і гексагональними щільноупакованими (ГЦУ) ґратками дислокації можуть бути заблоковані і ковзання стає неможливим, а біля вершин мікротріщин утворюються концентрації напружень розтягу, що робить реальним руйнування відколом. Відкол (відрив) і зсув є альтернативними видами руйнування цих металів.

Якщо ковзання цілком виключене, як наприклад, у металів з ОЦК ґратками за низьких температур, то руйнування відколом (відривом) відбувається раніше, ніж настання загальної плинності. Однак часто зсувна міцність спочатку нижча від опору відколу, тому метал тече і деформується пластично доти, поки в результаті деформаційного зміцнення опір зсуву не зросте до значень, що перевищують опір відколу.

У більшості металів характер руйнування (незалежно від того, відбувається воно зсувом чи відколом) – усередині зерен, але за певних умов границі між сусідніми зернами виявляються менш міцними, ніж тіло зерна, і руйнування відбувається за границями зерен. Міжзерновий відкол звичайно пов'язаний з наявністю домішкових атомів, що розташувалися по границях зерен, і є єдиною можливим видом крихкого руйнування металів із ГЦК ґратками. Міжзернове зсувне руйнування малоімовірне в умовах низьких температур, але стає переважаючим при підвищених температурах.

Таким чином, руйнування зсувом, що супроводжується помітними пластичними деформаціями, найчастіше внутрішньозернове. Руйнування відколом крихке, практично без пластичних деформацій може відбуватися як усередині зерен, так і за міжзерновими границями.

Ті самі матеріали при зміні температури можуть змінювати механізм руйнування. Це пов'язано з тим, що міцність при відколі досить висока і мало змінюється при зміні температури. Міцність під час зсуву істотно залежить від температури і підвищується при її зниженні (рис. 4.43). Тому матеріали, що руйнуються зрізом при нормальній температурі, можуть руйнуватися відколом при низькій температурі. При цьому їх міцність підвищується, а пластичність та особливо тріщиностійкість знижуються. Діаграми розтягу низьковуглецевої сталі за різних температур і залежності характеристик механічних властивостей деяких сталей від температури наведені на рис. 4.44 і 4.45.

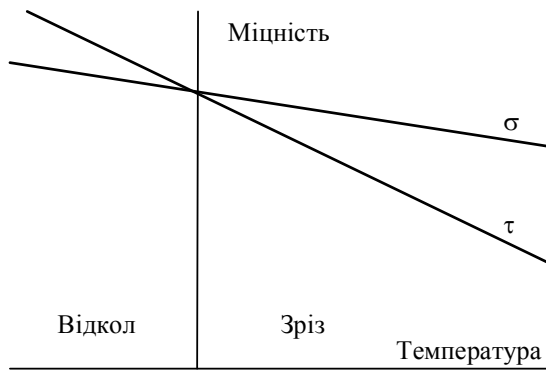


Рис. 4.43. Характер залежності міцності на відкол ( $\sigma$ ) і зріз ( $\tau$ ) від температури

З рис. 4.44 добре видно, що характеристики міцності за низьких температур помітно зростають (діаграма розтягу зміщується вгору), пластичність знижується (діаграма стає коротшою), при цьому знижується ступінь зміцнення від наклепу (зменшується різниця між границею плинності та тимчасовим опором).

Ці ж закономірності підтверджує і рис. 4.45. З нього видно, що зростання границі плинності значно випереджає тимчасовий опір. Їх співвідношення ( $R_e/R_m$ ) з 0,6–0,7 за нормальної температури зростає до 0,9–1,0 за температури  $-200\text{ }^\circ\text{C}$ . Пластичність у досить великому інтервалі температур зберігає свою величину і може в деяких сталях навіть збільшуватися. Тріщиностійкість же постійно знижується, навіть за по-

рівняно невеликого зниження температури. Для різних сталей ці залежності розрізняються, але загальні закономірності зберігають свою силу.

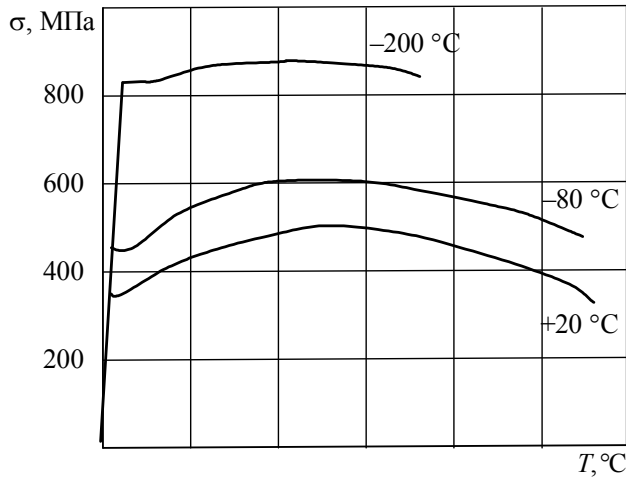


Рис. 4.44. Діаграми розтягу низьковуглецевої сталі (0,2 % С) за різної температури

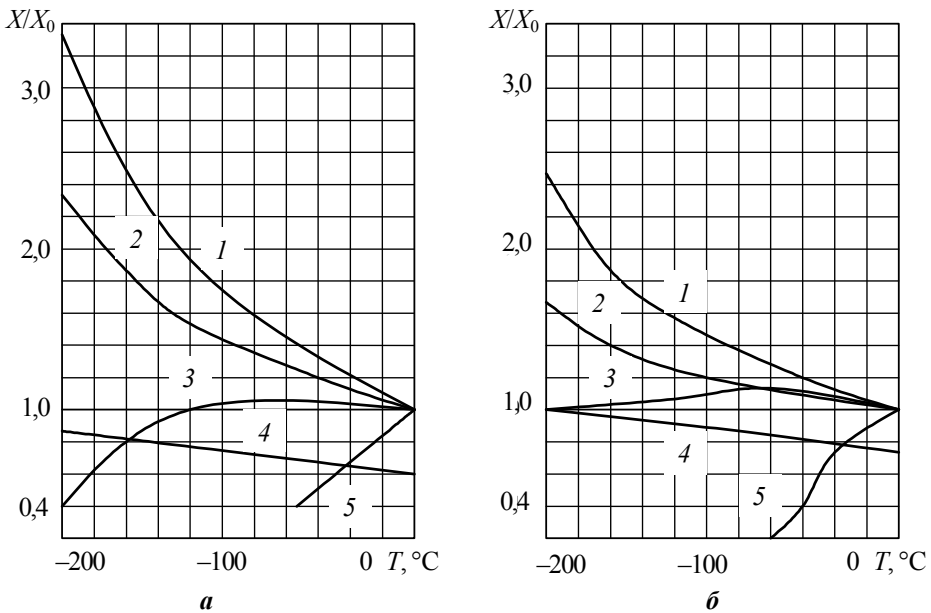


Рис. 4.45. Залежності відносних величин від температури для низьковуглецевої (а) і низьколегованої (б) сталей:

- 1 – границі плинності ( $R_e/R_{e0}$ ); 2 – тимчасового опору ( $R_m/R_{m0}$ );
- 3 – відносного подовження ( $A_5/A_{50}$ ); 4 – відношення границі плинності до тимчасового опору ( $R_e/R_m$ ); 5 – ударної в'язкості ( $KCV/KCV_0$ )

При розрахунках міцності конструкцій і з'єднань, що працюють за знижених температур, використовують звичайні методи розрахунку, як небезпечні беруть напруження границі плинності за нормальної температури, тобто підвищення міцності не враховують. Однак для таких конструкцій з урахуванням зниження тріщиностійкості матеріалу обов'язково встановлюють обмеження щодо характеристики тріщиностійкості (ударної в'язкості, KCV) за низької температури.

#### **4.5.2. Вплив підвищеної температури на механічні властивості основного металу і зварних з'єднань**

Основними конструкційними матеріалами в енергетиці, газотурбобудуванні тощо є жароміцні сталі, сплави та інші матеріали, які зберігають свою працездатність при високих температурах. Вона визначається комплексом властивостей жароміцності та жаростійкості.

*Жароміцність* пов'язана зі здатністю матеріалу чинити опір дії навантаження при високих температурах. Головними характеристиками жароміцності матеріалу є його опір повзучості, тривала міцність і пластичність, стабільність структури і властивостей.

*Жаростійкість* полягає в стійкості матеріалу проти хімічного руйнування поверхні під дією експлуатаційного середовища (в газових турбінах – продуктів згоряння палива).

*Повзучістю* називають пластичні деформації металу, які відбуваються при підвищених та високих температурах і напруженнях, менших від границі плинності. *Границя повзучості* – це напруження, під дією якого при заданій температурі і часі матеріал набуває заданої величини пластичної деформації.

*Границя тривалої міцності* – це напруження, яке призводить до руйнування металу при заданих температурі та тривалості випробувань. Досить часто на практиці визначають *довговічність* основного металу чи зварного з'єднання як час до руйнування при заданих напруженнях і температурі випробувань.

Важливим показником для жароміцних сплавів та особливо з'єднань є *стійкість проти локальних руйнувань*, кількісним критерієм якої є деформаційна здатність в умовах повзучості. Для цього проводять випробування циліндричних зразків на згин при високих температурах і постійній швидкості деформації повзучості. Наприклад, використовують зразки довжиною 92 мм діаметром головки 20 мм, діаметром робочої частини 12 мм з робочою довжиною 32 мм. При випробуваннях

на чистий згин циліндричних зразків максимальні напруження на зовнішньому волокні визначаються за рівнянням

$$\sigma_3 = \frac{M}{0,166d^3},$$

а відносно подовження зовнішнього волокна до руйнування – за формулою:

$$\delta = \frac{da}{Ll},$$

де  $M$  – згинальний момент;  $d$  – діаметр зразка;  $a$  – величина прогину;  $L$  – розрахункова довжина зразка;  $l$  – плече прикладання сили.

За результатами випробувань будують діаграму згину. Момент появи тріщини, що визначає величину  $\delta$ , фіксується за початком різкого спаду навантаження на діаграмі. Після обробки результатів будують графіки  $\lg \delta - T$  і  $\lg \delta - \lg v$ , тобто впливу температури і швидкості повзучості, що дозволяє визначити не лише критичні параметри, але й механізм руйнування.

Перша особливість роботи матеріалу за підвищених температур – зниження характеристик міцності з підвищенням температури (рис. 4.46).

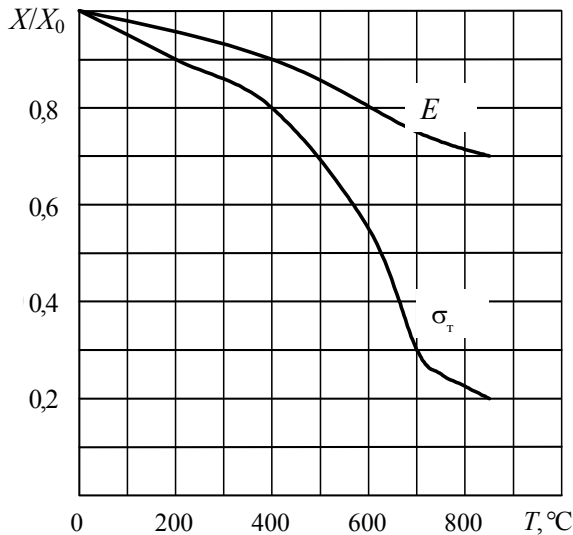


Рис. 4.46. Залежність границі плинності і модуля пружності вуглецевої сталі (Ст35) від температури

Другою особливістю є залежність характеристик міцності від тривалості навантажування, тобто у звичних з курсу опору матеріалів рівняннях, обумовлених законом Гука, з'являється ще одна змінна – час  $\tau$ , отже  $\sigma = f(\varepsilon, \tau)$  і  $\varepsilon = \varphi(\sigma, \tau)$ .

Ці залежності отримують експериментально і зображують звичайно у вигляді графіків. При цьому постійними залишають або напруження і тоді отримують криві повзучості (рис. 4.47), або деформацію та отримують криві релаксації (рис. 4.48).

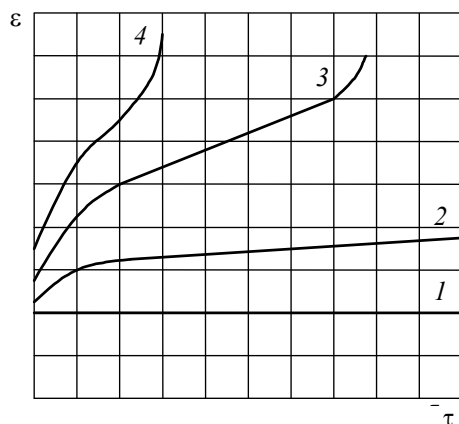


Рис. 4.47. Криві повзучості  $\varepsilon = f(\tau)$   
при  $\sigma = \text{const}$ :

$$1 - T_1 = 20^\circ\text{C}; 2 - T_2 > T_1;$$

$$3 - T_3 > T_2; 4 - T_4 > T_2$$

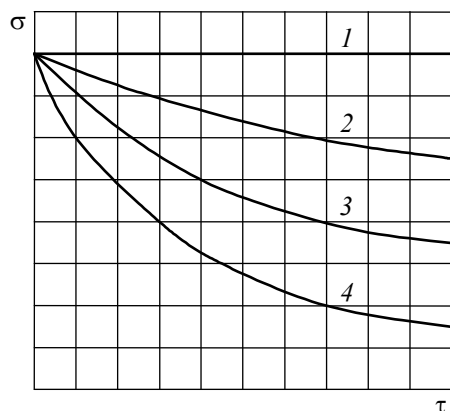


Рис. 4.48. Криві релаксації  $\sigma = f(\tau)$   
при  $\varepsilon = \text{const}$ :

$$1 - T_0 = 20^\circ\text{C}; 2 - T_1 > T_0;$$

$$3 - T_2 > T_1; 4 - T_3 > T_2$$

Основні характеристики міцності за високої температури наступні:  
*границя плинності*  $\sigma_{T/t}$  – визначається при короткочасному розтягу з записом діаграми розтягу, аналогічно випробуванням за нормальної температури;



границя короткочасної міцності  $\sigma_{B/t}$  – визначається також при випробуванні на короткочасний розтяг;

границя тривалої міцності  $\sigma_{\tau}^t$  – відношення навантаження  $P$ , при якому відбувається руйнування розтягнутого зразка, нагрітого до температури  $T$ , через визначений проміжок часу  $\tau$ , до вихідної площі поперечного перерізу  $F$ . Наприклад, границя тривалої міцності при 900 °С протягом 1000 год запишеться як  $\sigma_{1000}^{900} = \frac{P}{F}$ ;

границя повзучості  $\sigma_{p/\tau}^t$  – напруження, за якого пластична деформація при заданій температурі за заданий відрізок часу досягає заданої величини. Наприклад, границя повзучості при 900 °С протягом 1000 год і деформації 1 % запишеться як  $\sigma_{1,0/1000}^{900}$  або  $\sigma_{p=1/1000/900}$ .

Перші дві характеристики аналогічні тим, що визначають за нормальної температури. Їх отримують при короткочасному навантаженні, коли впливом часу можна знехтувати. Інші дві характеристики отримують під час тривалої витримки нагрітого зразка під навантаженням (звичайно протягом сотень і тисяч годин).

Під час розрахунків міцності конструкцій і вузлів, що працюють за підвищеної температури, необхідно враховувати зазначені вище особливості. Для визначення допустимих напружень як небезпечні беруть одну з характеристик міцності з різними коефіцієнтами запасу міцності. Звичайно беруть

$$[\sigma] = \frac{\sigma_B}{n_1}; \quad [\sigma] = \frac{\sigma_{\tau}}{n_2}; \quad [\sigma] = \frac{\sigma_{\tau}^t}{n_3}; \quad [\sigma] = \frac{\sigma_{p/\tau}^t}{n_4}.$$

де  $n_1 = 2 \dots 4$ ;  $n_2 = 1,5 \dots 2,0$ ;  $n_3 = 1,5 \dots 2,0$ ;  $n_4 = 1$ .

### 4.5.3. Випробування металу на розтяг за підвищеної температури

Методику випробувань установлює міждержавний стандарт ГОСТ 10145–91 "Метали. Методи випробувань на розтяг при підвищених температурах". Дія його поширюється на чорні та кольорові метали, сплави і вироби з них. Він установлює методи короткочасних статичних випробувань на розтяг для визначення при температурах  $t$  до 1200 °С характеристик міцності: границі пружності  $\sigma_{0,05/t}$ , границі плинності (фізичної  $\sigma_{\tau/t}$  або умовної  $\sigma_{0,2/t}$ ), тимчасового опору  $\sigma_{B/t}$  а також наступних

характеристик пластичності: відносного подовження після розриву  $\delta_t$ , та відносного звуження після розриву  $\psi_t$ .

Для випробування на розтяг за підвищених температур застосовують короткі і довгі циліндричні та плоскі зразки. У додатку 6 наведені зразки та їх розміри для випробувань при високих температурах (у табл. 6.1 – для випробувань розтягом на тривалу міцність, а в табл. 6.2 – на короткочасну міцність). Відмінною рисою циліндричних зразків для випробувань за високих температур на тривалу міцність є наявність різьби на головках для кріплення в захоплювачах випробувальної машини.

#### **4.5.4. Випробування металу на тривалу міцність**

Методику випробувань установлює міждержавний стандарт ГОСТ 10145–81 "Метали. Метод випробування на тривалу міцність". Дія його поширюється на чорні та кольорові метали, їх сплави. Він установлює метод випробування на тривалу міцність при температурах  $t$  до 1200 °С, який полягає у тому, що зразок доводиться до руйнування під дією постійного навантаження розтягу за постійної температури. У результаті випробувань визначають границю тривалої міцності, тобто напруження, що спричиняє руйнування металу за визначений час випробування при постійній температурі.

Стандарт установлює чотири типорозміри циліндричних зразків ( $d_0 \times l_0 = 5 \times 25; 10 \times 50; 10 \times 100$  і  $7 \times 70$  мм) і плоскі зразки з початковою розрахунковою довжиною  $l_0 = 5,65\sqrt{F_0}$ , де  $F_0$  – початкова площа поперечного перерізу робочої частини зразка, мм<sup>2</sup>. Товщина плоского зразка визначається товщиною прокату. Можливі випробування циліндричних зразків з надрізом, якщо цього вимагають стандарти або технічні умови на продукцію. У цьому випадку діаметр зразка в надрізі беруть як для гладких зразків.

Форма і розміри головок зразка та перехідної частини від головки до робочої довжини визначаються конструкцією захоплювачів випробувальної машини. Сполучення головки з робочою частиною повинне бути плавним.

Плоскі зразки можна застосовувати зі збереженням поверхневого шару або з обробленою поверхнею.

Установлений у захоплювачі випробувальної машини і розташований у пічці зразок нагрівають до заданої температури та витримують при цій температурі не менше 1 год. Для вимірювання температури

зразків на кінцях їх робочої частини встановлюється не менше двох термопар таким чином, щоб гарячі спаї щільно стикалися з поверхнею зразка. Температура випробування, °С, вибирається кратною 50, якщо умови дослідження не вимагають іншої температури.

Після нагрівання зразка і витримки за заданої температури до нього плавно прикладають навантаження. Тривалість до руйнування за заданої величини напруження є основним показником даного виду випробування. Після руйнування зразка визначають відносне подовження  $\delta$  і відносне звуження  $\psi$  зразка.

Тривалість випробування встановлюється для кожного металу в залежності від його призначення. Рекомендується визначати границі тривалої міцності на основі випробувань тривалістю 50; 100; 500; 1000; 3000; 5000 і 10000 год, якщо немає інших вимог до випробувань.

У результаті випробувань установлюється залежність між напруженнями і часом до руйнування, що може бути виражена графічно. За графіками шляхом інтерполяції та екстраполяції визначають границю тривалої міцності металу. Границя тривалої міцності позначається  $\sigma$  із двома числовими індексами: верхній індекс указує температуру випробування, °С, нижній індекс – задану тривалість випробування до руйнування, год. Наприклад,  $\sigma_{1000}^{700}$  або  $\sigma_{10^3}^{700}$  – границя тривалої міцності за 1000 годин випробування при температурі 700 °С.

Відносне подовження після розриву  $\delta$  і відносне звуження після розриву  $\psi$  визначають за стандартною методикою, аналогічно випробуванням при нормальній температурі.

#### **4.5.5. Випробування металу на повзучість**

Методику випробувань установлює міждержавний стандарт ГОСТ 3248–81 "Метали. Метод випробування на повзучість". Дія його поширюється на чорні та кольорові метали, їх сплави. Він установлює метод випробування на повзучість, який полягає в тому, що зразок протягом тривалого часу піддається впливу постійного зусилля розтягу при постійній температурі. При цьому фіксується деформація зразка в часі. У результаті випробування визначають границю повзучості матеріалу, тобто максимальне напруження, за якого швидкість або величина деформації за визначений проміжок часу не перевищує заданої величини.

Стандарт установлює наступні основні типи зразків:

циліндричний – діаметр 10 мм, розрахункова довжина 100 мм (нормальний зразок) і 200 мм (подовжений зразок);

плоский – ширина 15 мм, розрахункова довжина 100 мм. Товщина зразка визначається товщиною листа.

Стандарт допускає в технічно обґрунтованих випадках застосування зразків іншої форми й інших розмірів. При цьому діаметр циліндричних зразків повинен бути не менше 5 мм, розрахункова довжина повинна дорівнювати 5 або 10 діаметрам.

Форму і розміри головок зразка визначають кріпленням вимірника подовжень на зразку та способом кріплення зразка в захоплювачі випробувальної машини. Сполучення головки зразка з його робочою частиною повинне бути плавним.

Машини для випробування на повзучість повинні забезпечувати сталість навантаження протягом усього процесу випробування, плавність навантаження і розвантаження зразка, прикладення навантаження до зразка з похибкою не більше 1 % та без помітного ексцентриситету.

Установлений у захоплювачі випробувальної машини і поміщений у піч зразок нагрівають до заданої температури та витримують за цієї температури не менше 1 год. Температура випробування, °С, вибирається кратною 50, якщо за умовами дослідження не потрібна спеціальна температура.

Після нагрівання і витримки зразка до нього плавно прикладають попереднє навантаження, що складає приблизно 10 % від заданого загального навантаження (але не більше 10 МПа), і знімають показання приладу для вимірювання деформації. Якщо температура зразка і показання вимірника подовжень залишаються протягом 5 хв незмінними, то здійснюється плавне навантажування зразка до заданої величини навантаження. Одночасно з початком навантажування проводиться відлік деформації зразка починаючи з попереднього навантаження. Після закінчення випробування на повзучість зразок розвантажують до величини попереднього навантаження і визначають абсолютну величину залишкового подовження.

Визначення границі повзучості здійснюється при подовженні в межах від 0,1 до 1,0 % і тривалості випробування 100; 300; 500 і 1000 год, якщо за умовами дослідження не передбачаються інші подовження та тривалість. У випадку визначення границі повзучості в залежності від швидкості повзучості тривалість випробування повинна складати не менше 2000–3000 год, за умови тривалості прямолінійної ділянки кривої повзучості не менше 500 год.

Результати випробувань зображують у вигляді кривої повзучості в координатах "відносне подовження – час" (рис. 4.49) і визначають напруження, що відповідає умовній границі повзучості, тобто напру-

ження, під дією якого за встановлений час випробувань за даної температури подовження зразка досягає заданої величини. Випробовують не менше чотирьох зразків за даної температури і різних напружень. На основі отриманих кривих повзучості будують діаграми залежності між напруженням і подовженням та за діаграмами знаходять шукані напруження. Після того як границя повзучості буде знайдена не менше ніж при трьох різних температурах випробування, може бути побудована залежність її від температури.

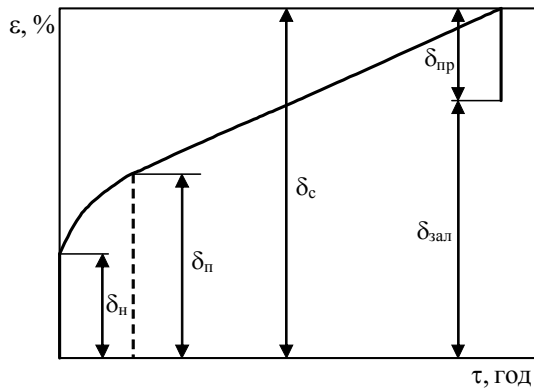


Рис. 4.49. Крива деформації за високої температури:  
 $\delta_n$  – подовження при навантаженні, %;  $\delta_p$  – повне (пружне + залишкове) подовження на криволінійній ділянці;  $\delta_c$  – сумарне (пружне + залишкове) подовження за час випробувань;  $\delta_{pr}$  – пружне подовження;  
 $\delta_{зал}$  – залишкове подовження

Границя повзучості позначається буквою  $\sigma$  із трьома числовими індексами: двома нижніми та одним верхнім. Перший нижній індекс показує задане подовження, %, другий – задану тривалість випробування, год, верхній індекс – температуру, °C. Наприклад,  $\sigma_{0,2/100}^{700}$  – границя повзучості при деформації 0,2 % протягом 100 год за температури 700 °C.

### Контрольні питання

1. Як змінюється тимчасовий опір сталі зі зниженням температури?
2. Як змінюється границя плинності сталі зі зниженням температури?
3. Як змінюється тріщиностійкість сталі зі зниженням температури?
4. Як змінюється тимчасовий опір сталі з підвищенням температури?
5. Як змінюється границя плинності сталі з підвищенням температури?
6. Як називається напруження, під дією якого зразок руйнується при випробуванні на короткочасний розтяг за високої температури?

7. Як називається напруження, під дією якого зразок набуває заданого пластичного подовження під час розтягу протягом заданого періоду за високої температури?

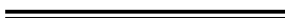
8. Як називається напруження, під дією якого зразок руйнується за визначений час при випробуванні на розтяг за високої температури?

9. В яких одиницях вимірюється границя тривалої міцності?

10. В яких одиницях вимірюється границя повзучості?

11. Як позначається границя повзучості?

12. Як позначається границя тривалої міцності?

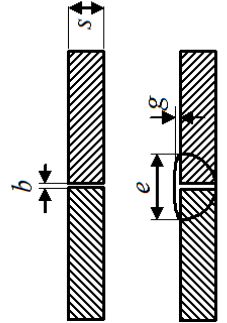
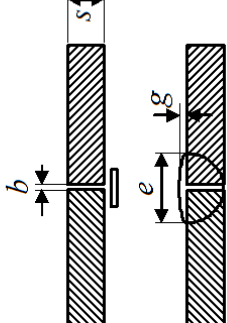


## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. **Вигли, Д. А.** Механические свойства металлов при низких температурах [Текст] / Д. А. Вигли. – М. : Мир, 1974. – 376 с.
2. **Дидык, Р. П.** Физические основы прочности [Текст] : учебник / Р. П. Дидык, Е. В. Кузнецов, В. Н. Забара. – Д. : Наука и образование, 2005. – 608 с.
3. **Єрмолаєв, Г. В.** Міцність зварних з'єднань [Текст] : підручник / Г. В. Єрмолаєв. – Миколаїв : НУК, 2007. – 220 с.
4. **Ермолаев, Г. В.** Расчеты прочности сварных соединений [Текст] : учеб. пособие / Г. В. Ермолаев. – Николаев : НКИ, 1992. – 61 с.
5. **Кудрявцев, И. В.** Усталость сварных конструкций [Текст] / И. В. Кудрявцев, Н. Е. Наумченков. – М. : Машиностроение, 1976. – 272 с.
6. **Малинин, Н. Н.** Прикладная теория пластичности и ползучести [Текст] / Н. Н. Малинин. – М. : Машиностроение, 1968. – 400 с.
7. **Махненко, В. И.** Прочность сварных соединений с дефектами трещинообразного типа [Текст] / В. И. Махненко, В. Е. Починок. – К. : Знание, 1980. – 28 с.
8. **Николаев, Г. А.** Расчет, проектирование и изготовление сварных конструкций [Текст] / Г. А. Николаев, С. А. Куркин, В. А. Винокуров. – М. : Высшая школа, 1971. – 760 с.
9. **Николаев, Г. А.** Сварные конструкции. Прочность сварных соединений и деформации конструкций [Текст] / Г. А. Николаев, С. А. Куркин, В. А. Винокуров. – М. : Высшая школа, 1982. – 272 с.
10. **Паяння матеріалів [Текст] : підручник / Г. В. Єрмолаєв, В. В. Квасницький, В. Ф. Квасницький, С. В. Максимова, В. Ф. Хорунов, В. В. Чигарьов.** – Миколаїв : НУК, 2015. – 340 с.
11. **Писаренко, Г. С.** Опір матеріалів з основами теорії пружності й пластичності [Текст] : підручник / Г. С. Писаренко, О. Л. Квітка, Е. С. Уманський. – К. : Вища школа, 2004. – 65 с.
12. **Серенко, А. Н.** Расчет сварных соединений и конструкций. Примеры и задачи [Текст] / А. Н. Серенко, М. Н. Крумбольдт, К. В. Багрянский. – К. : Высшая школа, 1977. – 336 с.

Додаток 1

Основні типи і конструктивні елементи зварних з'єднань за стандартами

Умовне позначення	Форма підготовлених крайок	Характер зварного шва	Форма поперечного перерізу підготовлених крайок і зварного шва	ГОСТ 5264-80		ГОСТ 8713-79		ГОСТ 14771-76				
				Товщина $s$ , мм	Спосіб зварювання	Товщина $s$ , мм	Спосіб зварювання	Спосіб зварювання	Товщина $s$ , мм			
С2	Без скоєу крайок	Однієї		1...4	-	-	ИН, ИНп, ИП, УП	ИН, ИНп, ИП, УП	0,5...4,0			
									0,8...6,0			
С4	Без скоєу крайок	Однієї на іншій		1...4	АФФ	2...10	ИН	ИНп	0,5...4,0			
									АФМ	3...12	ИНп	0,8...6,0
									АФп	5...20	ИП	0,8...6,0
							УП		0,8...8,0			

Стикові з'єднання



С5		1...4	АФФ, ПФФ	2...12	ИН	0,5...4,0
					ИНп	0,8...6,0
					ИП	0,8...6,0
					УП	0,8...8,0
С7		2...5	АФ, ПФ	2...20	ИН, ИНп	3...6
				2...12	ИП	3...6
					УП	3...12
С8		3...60	-	-	ИНп, ИП	3...10
					УП	3...60
С12		3...60	АФ	14...20	ИНп, ИП	3...10
					УП	3...60

Зі косом орієнтації крайки

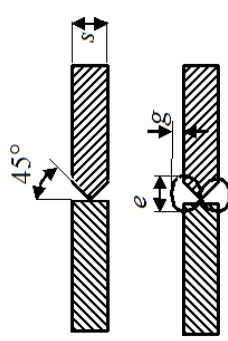
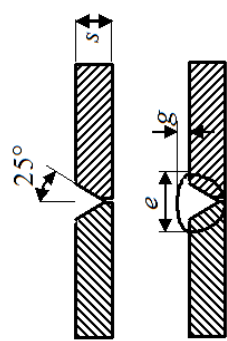
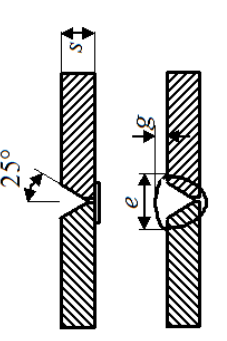
Односторонній на  
підкладці,  
з електродом

Двобічний

Односторонній

Двобічний

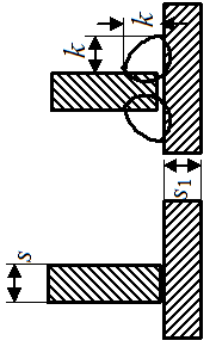
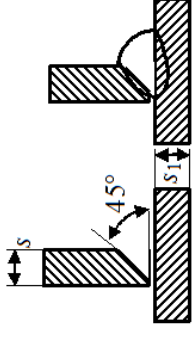
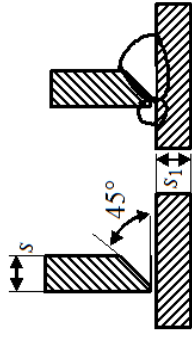
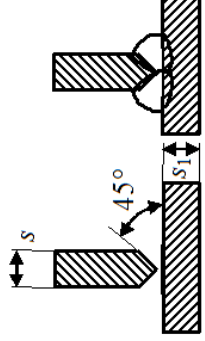
282 *Продовж. дод. 1*

Умове позначення	Форма підготовлених крайок	Характер зварного шва	Форма поперечного перерізу підготовлених крайок і зварного шва	ГОСТ 5264-80		ГОСТ 8713-79		ГОСТ 14771-76	
				Товщина $s$ , мм	Спосіб зварювання	Товщина $s$ , мм	Спосіб зварювання	Товщина $s$ , мм	Спосіб зварювання
C15	З двома симетричними скосами однієї крайки	Двобічний		8...100	АФ	20...30	ИНп	6...20	ИНп
C17		Однічний		3...60	—	—	ИНп, ИП, УП	3...8	ИНп, ИП, УП
C18	Зі скосом крайок	Однічний на змінній підкладці		3...60	АФФ АФМ	8...24 12...30	ИНп, ИП, УП	3...8	ИНп, ИП, УП

C19	Однобічний на заглибковій підкладці		6...100	АФ <sub>о</sub> , ПФ <sub>о</sub>	8...30	ИНп, ИП УП	3...9 10...60
C21	Двобічний		3...60	АФ, ПФ АФк, ПФк АФш, ПФш	14...30 14...30 5...14	ИНп, ИП УП	3...10 3...60
C25			8...120	АФ ПФ, АФк	18...60 24...36	ИНп ИП, УП	6...20 6...120
C29	Без скою краюк		—	АФф	2...22	—	—

284 *Продовж. дод. 1*

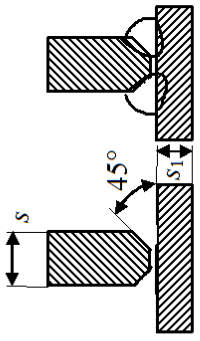
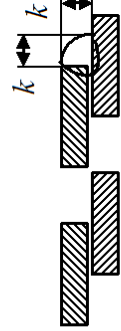
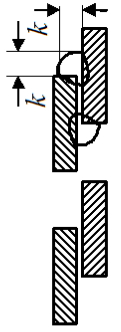
Умовне позначення	Форма підготовлених крайок	Характер зварного шва	Форма поперечного перерізу підготовлених крайок і зварного шва	ГОСТ 5264-80		ГОСТ 8713-79		ГОСТ 14771-76	
				Товщина $s$ , мм	Спосіб зварювання	Товщина $s$ , мм	Спосіб зварювання	Спосіб зварювання	Товщина $s$ , мм
С33	Зі скосом крайок			—	АФф	14...30	—	—	
С47	Без скосу крайок	Одніничий		—	АФ, ПФ	2...12	—	—	
<i>Таврові з'єднання</i>									
Т1	Без скосу крайки	Одніничий		2...40	АФ, ПФ	3...40	ИНп, ИЩ, УП	0,8...5,5	

T3	Двобічний		2...40	АФ, ПФ  АФШ, ПФШ	3...40  3...20	ИНП, ИП, УП	6...40
T6	Однобічний		2...60	—	—	ИНП  ИП, УП	3...10  3...60
T7	Двобічний		2...60	АФШ, ПФШ	8...30	ИНП  ИП, УП	3...10  3...60
T8	Двобічний		8...100	АФ, ПФ	16...40	ИНП  ИП, УП	6...20  6...80

Зі скосом однієї країни

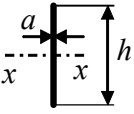
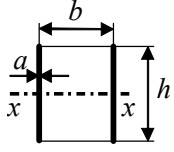
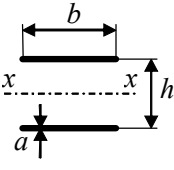
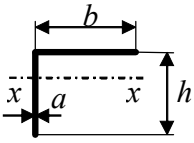
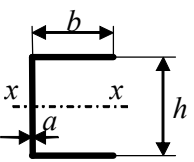
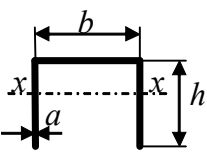
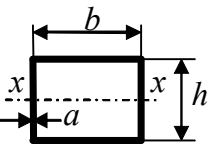
З двома симетричними скосами однієї країни

286 *Продовж. дод. 1*

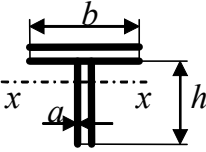
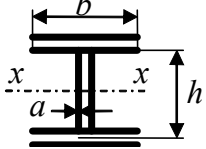
Умовне позначення	Форма підготовки країв	Характер зварного шва	Форма поперечного перерізу підготовлених країв і зварного шва	ГОСТ 5264-80		ГОСТ 8713-79		ГОСТ 14771-76	
				Товщина $s$ , мм	Товщина зварювання	Спосіб зварювання	Товщина $s$ , мм	Спосіб зварювання	Товщина $s$ , мм
T9				12...100	—	—	ИП, УП	12...100	
<i>З'єднання внапіусток</i>									
Н1	Без скою країв	Однібічний		2...60	АФ, ПФ	1...20	ИН, ИИп, ИП, УП	0,8...4,0 0,8...10,0 0,8...60,0	
				2...60	АФ, ПФ	1...20	ИН, ИИп, ИП, УП	0,8...4,0 0,8...10,0 0,8...60,0	
N2		Двобічний		2...60	АФ, ПФ	1...20	ИН, ИИп, ИП, УП	0,8...4,0 0,8...10,0 0,8...60,0	

Додаток 2

Наближені формули для розрахунку геометричних характеристик тонкостінних перерізів ( $a \ll b, h$ )

Тип перерізу	Момент опору	Полярний момент інерції
	$\frac{ah^2}{6}$	$\frac{ah^3}{12}$
	$\frac{ah^2}{3}$	$a \frac{h(3b^2 + h^2)}{6}$
	$abh$	$a \frac{b(b^2 + 3h^2)}{6}$
	Низ $\frac{ah^2(4b+h)}{6(2b+h)}$ ; Верх $\frac{ah(4b+h)}{6}$	$a \frac{(b+h)^4 - 6b^2h^2}{12(b+h)}$
	$a \left( bh + \frac{h^2}{6} \right)$	$a \left( \frac{(2b+h)^3}{12} - \frac{b^2(b+h)^2}{2b+h} \right)$
	Низ $a \frac{h^2(2b+h)}{3(b+h)}$ ; Верх $a \frac{h(2b+h)}{3}$	$a \left( \frac{(b+2h)^3}{12} - \frac{h^2(b+h)^2}{b+2h} \right)$
	$ah \left( b + \frac{h}{3} \right)$	$a \frac{(b+h)^3}{6}$

Продовж. дод. 2

Тип перерізу	Момент опору	Полярний момент інерції
	<p>Низ <math>a \frac{h^2(4b+h)}{3(2b+h)}</math>;</p> <p>Верх <math>a \frac{h(4b+h)}{3}</math></p>	$a \left( \frac{h^3(4b+h)}{6(b+h)} + \frac{b^3}{6} \right)$
	$ah \left( 2b + \frac{h}{3} \right)$	$a \frac{2b^3 + 6bh^2 + h^3}{6}$



**Додаток 3**

**Значення коефіцієнтів міцності зварних швів  
за Правилами Регістру судноплавства України**

№ з/п	Найменування з'єднання	$\alpha$
<i>1. Подвійне дно</i>		
1.1	Вертикальний і тунельний кіль до горизонтального кіля	0,35
1.2	Те ж до настилу другого дна	0,25
1.3	Те ж до настилу другого дна в машинному відділенні	0,35
1.4	Флори до вертикального кіля під машинами, котлами, упорними підшипниками	0,35
1.5	Те ж в інших районах	0,25
1.7	Флори непроникні та ділянки стрингерів або кіля, що обмежують цистерни за периметром, до настилу другого дна, флорів і стрингерів	0,35
1.8	Флори і днищеві стрингери до зовнішньої обшивки на 0,25 довжини судна від носового перпендикуляра	0,25
1.9	Те ж в інших районах	0,20
1.10	Флори і днищеві стрингери до настилу другого дна під машинами, котлами та упорними підшипниками	0,25
1.11	Те ж в інших районах	0,15
1.12	Флори до днищевих стрингерів на 0,25 довжини судна від носового перпендикуляра	0,25
1.13	Те ж в інших районах	0,20
1.21	Подовжні балки до зовнішньої обшивки на 0,25 довжини судна від носового перпендикуляра	0,17
1.22	Те ж в інших районах	0,13
1.23	Подовжні балки до настилу другого дна	0,10
<i>2. Одинарне дно</i>		
2.1	Вертикальний кіль до горизонтального	0,35
2.2	Вертикальний кіль до полиці	0,25
2.3	Флори до вертикального кіля і подовжніх перебірок	0,45
2.4	Флори і стінки днищевих стрингерів до їх полиць і до зовнішньої обшивки під машинами, котлами, упорними підшипниками та в ахтерпіку	0,25
2.5	Флори і стінки днищевих стрингерів до зовнішньої обшивки в інших районах	Див. пп. 1.8, 1.9
2.6	Флори і стінки днищевих стрингерів до їх полиць в інших районах	0,15
2.7	Стінки днищевих стрингерів до флорів	0,20
2.8	Подовжні днищеві балки до зовнішньої обшивки	Див. пп. 1.21, 1.22

*Продовж. дод. 3*

№ з/п	Найменування з'єднання	$\alpha$
<i>3. Бортовий набір</i>		
3.1	Шпангоути і бортові стрингери до зовнішньої обшивки у носовій частині, у цистернах, машинному відділенні	0,17
3.2	Те ж в інших районах	0,13
3.3	Шпангоути і бортові стрингери до їх полиць у районах, зазначених у п. 3.1	0,13
3.4	Те ж в інших районах	0,10
3.7	Бортові стрингери до рамних шпангоутів	0,25
3.8	Подовжні бортові балки до зовнішньої обшивки	0,17
3.9	Те ж до їх полиць	0,13
<i>4. Палубний набір і палуби</i>		
4.1	Рамні бімси і карлінгси до палубного настилу	0,17
4.2	Те ж до їх полиць	0,13
4.3	Консольні бімси до палубного настилу та їх полиць	0,25
4.4	Стінки рамних бімсів і карлінгсів між собою і з перебірками	0,25
4.5	Бімси в районі цистерн, ахтерпіка, форпіка і кінцеві люкові бімси до палубного настилу	0,15
4.6	Те ж в інших районах	0,10
4.7	Бімси і подовжні підпалубні балки до палубного настилу та їх полиць	0,10
4.8	Стрингер розрахункової палуби до зовнішньої обшивки	0,45 <sup>2</sup>
4.9	Те ж інших палуб і платформ	0,35 <sup>3</sup>
4.14	Зовнішні стінки і зовнішні перебірки надбудов та рубок до палуби	0,35 <sup>3</sup>
4.15	Інші стінки і перебірки надбудов та рубок до палуби	0,25
4.16	Стійки фальшборту до листів фальшборту	0,20
4.17	Стійки фальшборту до палуби і планшира	0,35
<i>5. Переділки і вигородки</i>		
5.1	Форпікова й ахтерпікова перебірки, перебірки цистерн, вантажних танків за периметром	0,35 <sup>3</sup>
5.2	Інші перебірки до днищевої обшивки і другого дна	0,35 <sup>3</sup>
5.3	Те ж до бортів і палуби	0,25 <sup>3</sup>
5.4	Грані вертикальних гофрів до другого дна і до верхньої полиці нижньої балки коробчатого профілю	0,35 <sup>3</sup>
5.6	Стійки і горизонтальні балки до листів перебірок, перерахованих у п. 5.1	0,15
5.7	Те ж інших перебірок	0,10
5.8	Вертикальні і горизонтальні рами до листів перебірок, перерахованих у п. 5.1	0,17

Продовж. дод. 3

№ з/п	Найменування з'єднання	$\alpha$
<i>3. Бортовий набір</i>		
5.9	Те ж до їх полиць	0,13
5.10	Вертикальні і горизонтальні рами до листів інших перебірок	0,13
5.11	Те ж до їх полиць	0,10
<i>6. Книці і ребра жорсткості</i>		
6.1	Книці, що з'єднують балки набору між собою	0,35 <sup>1</sup>
6.2	Ребра жорсткості і книці для підкріплення рамних балок, флорів і т. п.	0,10
<i>7. Фундаменти під механізми і котли</i>		
7.1	Стінки фундаментів до зовнішньої обшивки, настилу другого дна і палубного настилу	0,35 <sup>4</sup>
7.2	Верхні опорні листи (полиці) до стінок фундаментів, бракетів, книць	0,45 <sup>2</sup>
7.3	Бракетки і книці фундаментів до стінок фундаментів, зовнішньої обшивки, до настилу другого дна (полиць флорів) і палубного настилу	0,35 <sup>4</sup>
7.4	Бракетки і книці до їх полиць	0,25

*Примітки:*

<sup>1</sup>Кутові шви, що з'єднують полиці балок зі стінками, повинні мати в районі книць коефіцієнт міцності зварного шва 0,35. Полиці книць повинні приварюватися до книць тим же швом, що і полиця балки в прогоні між кницями.

<sup>2</sup>Потрібно забезпечити повний провар на всю товщину.

<sup>3</sup>Потрібен двосторонній безперервний шов.

<sup>4</sup>Конструкції під стінками балок, бракетів і книць фундаментів повинні приварюватися до настилу другого дна і палуб двостороннім безперервним кутовим швом з коефіцієнтом міцності зварного шва 0,35.

<sup>5</sup>Усі зварні з'єднання непроникних конструкцій повинні виконуватися двостороннім безперервним швом.

**Характеристики механічних властивостей  
деяких конструкційних сталей**

Сталь	Товщина, мм	Тимчасовий опір	Границя плинності	Відносне подовження, %
		МПа		
Ст3сп	4...20	440	240	25
14Г	4...10	460	290	21
09Г2	4...20	450	310	21
16ГС	11...20	490	320	21
09Г2С	11...20	450	330	21
15ГФ	11...20	520	360	21
14ХГС	4...10	500	350	22
10ХСНД	11...15	540	400	19

Рекомендовані розміри зразків для випробувань на розтяг

Таблиця 5.1. Пропорційні циліндричні зразки за ГОСТ 1497–84 для випробувань на розтяг при нормальних температурах

Номер зразка	Робоча частина зразка, мм				
	Короткий зразок			Довгий зразок	
	$d_0$	$l_0$	$l$ , не менше	$l_0$	$l$ , не менше
1	25	125	150	250	275
2	20	100	120	200	220
3	15	75	90	150	165
4	10	50	60	100	110
5	8	60	48	80	88
6	6	30	36	60	66
7	5	25	30	50	55
8	4	20	24	40	44
9	3	15	18	30	33

Таблиця 5.2. Циліндричні зразки за ГОСТ 9651–84 для випробувань на розтяг при підвищених температурах (мм)

Номер зразка	$d_0$	Довгий зразок		Короткий зразок	
		$l_0$	$l$	$l_0$	$l$
1	5	50	55	25	30
2	6	60	66	30	36
3	8	80	88	40	48
4	10	100	110	50	60

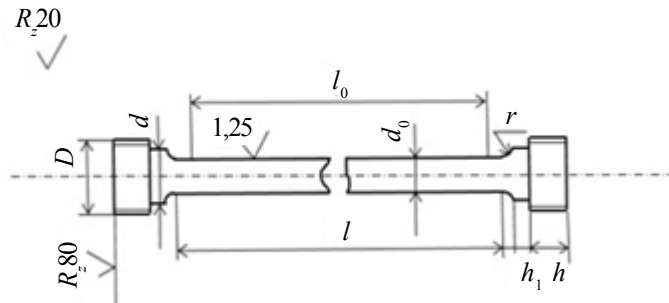
Таблиця 5.3. Плоскі зразки за ГОСТ 9651–84 для випробувань на розтяг при підвищених температурах (мм)

Номер зразка	Товщина $a_0$	$b_0$	$l_0$	$l$
5	0,5...1,0	10	20	25
6	1,1...2,0	10	25	35
7	2,1...3,0	10	30	40
8	3,1...4,0	10	35	45
9	4,1...5,0	10	40	50
10	5,1...6,0	15	55	65
11	6,1...7,0	15	55	70
12	7,1...8,0	15	60	75
13	8,1...8,5	20	75	95
14	8,6...10,0	20	80	100

Рекомендовані розміри зразків для випробувань на розтяг при високих температурах

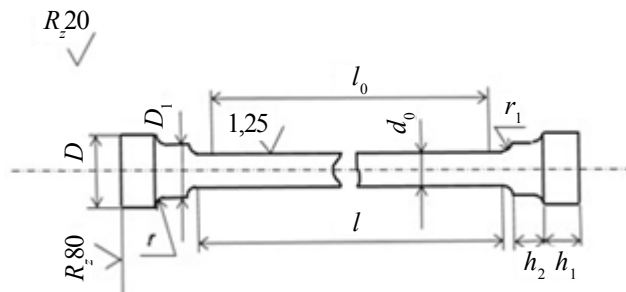
Таблиця 6.1. Циліндричні зразки за ГОСТ 10145–91 для випробувань розтягом на тривалу міцність (мм)

$d_0$	$l_0 = 5d_0$	$l$	$d$	$D$	$r$	$h$	$h_1$
5	25	$l_0 + (1...2)d_0$	8	M12	5	14	5



Таблиця 6.2. Циліндричні десятикратні зразки за ГОСТ 9651–84 для випробувань розтягом на короточасну міцність (мм)

$d_0$	$l_0 = 10d_0$	$l$	$D$	$D_1$	$r$	$r_1$	$h_1$	$h_2$
5	50	$l_0 + (1...2)d_0$	13	7	1	2,5	12	5



Навчальне видання

**КВАСНИЦЬКИЙ** Віктор Вячеславович  
**ЄГОРОВ** Геннадій Вячеславович  
**ЄРМОЛАЄВ** Геннадій Володимирович  
**МАТВІЄНКО** Максим Валентинович

**МІЦНІСТЬ ЗВАРНИХ ТА СПАЯНИХ  
З'ЄДНАНЬ**

**Підручник**

**За загальною редакцією академіка НАН України,  
доктора технічних наук, професора *Л. М. Лобанова***

Редактор *М. Д. Белікчі*  
Комп'ютерне складання та верстання *В. В. Москаленко*  
Коректор *М. О. Паненко*

---

Формат 70×100/16. Ум. друк. арк. 24,1. Тираж 000 прим. Вид. № 2. Зам. № 73.

Видавець і виготівник Національний університет кораблебудування  
імені адмірала Макарова  
просп. Героїв України, 9, м. Миколаїв, 54025  
E-mail : [publishing@nuos.edu.ua](mailto:publishing@nuos.edu.ua)

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6204 від 19.09.2018 р.

*Для нотаток*