

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
“КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
ІМЕНІ ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО”

«Теплообмін у конвективних і ширмових поверхнях нагріву парових котлів.
РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ СУЧАСНИХ
КОТЛОАГРЕГАТІВ»

Навчальний посібник

Рекомендовано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
як навчальний посібник для здобувачів ступеня бакалавра за освітньою про-
грамою

«Інженерія і комп'ютерні технології теплоенергетичних систем»
спеціальності 142 Енергетичне машинобудування

Укладачі: В.А. Рогачов, Є.В. Новаківський

Електронне мережеве навчальне видання

Київ

КПІ ім. Ігоря Сікорського

2026

УДК 621.184:669.017:539.89
Р19

Укладачі: *Рогачов Валерій Андрійович, канд. техн. наук, доц.*
Новаківський Євген Валерійович, канд. техн. наук, доц.
Рецензент: *Демченко Володимир Георгійович, завідувач лабораторії*
процесів та технологій теплозабезпечення, Інститут технічної тепло-
фізики НАН України, к.т.н., с.н.с.
Відповідальний
редактор: *Алексейк Євгеній Сергійович, канд. техн. наук, с.н.с.*

Гриф надано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
(протокол № 7 від 08.05.2026) р.)

За поданням вченої ради навчально-наукового інституту атомної та теплової енергетики
(протокол № 3 від 27.04.2026)р.)

Р19 Рогачов В.А., Новаківський Є.В.

«Теплообмін у конвективних і ширмових поверхнях нагріву парових котлів. Розрахунки на міцність основних елементів сучасних котлоагрегатів» [Електронний ресурс]: навчальний посібник для студентів спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування» за освітньою програмою «Інженерія і комп'ютерні технології теплоенергетичних систем» / Уклад.: В. А. Рогачов, Є. В. Новаківський. Електронний текст. Дані (1 файл) – Київ.: «КПІ ім. Ігоря Сікорського», 2026. – 150 с.

Розглянуто теоретичні питання будови та міцності енергетичних сталей. Приведені приклади розрахунку на міцність основних типових деталей сучасних парових та водогрійних котлів. Надані задачі для вирішення студентами. По кожному розділу навчального посібника приведені контрольні питання.

Даний навчальний посібник також рекомендовано студентам, які навчаються за спеціалізаціями спеціальності G-4 Енерговиробництво, для виконання розрахунків на міцність елементів енергетичного обладнання

УДК 621.184:669.017:539.89

Реєстр № НП XX /ЧЧ-ЧЧ. Обсяг 6,81 авт. Арк.
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
Проспект Берестейський, 37, м Київ, 03056

<https://kpi.ua>

Свідectво про внесення до Державного реєстру видавців, виготовлювачів і розповсюджувачів
видавничої продукції ДК № 3534 від 25.05.2017 р.

© КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2026

Зміст

Передмова.....	6
1. Будова і міцність металу.....	9
1.1 Кристалічна структура металу	9
1.2 Недосконалості кристалічної будови металу	11
1.3 Основні параметри міцності металу та несівної здатності	13
1.4 Питання для самоконтролю.....	16
2. Механічні властивості та умови роботи металу парового котла. котлобудівельні марки сталі.....	18
2.1 Вуглецеві сталі.....	20
2.2 Низьколеговані сталі	22
2.3 Сталі аустенітного класу	27
2.4 Спеціальні сталі. Сталі фланцевих з'єднань	30
2.5 Питання для самоконтролю.....	32
3. Розрахунки на міцність основних елементів парового котла.....	33
3.1 Розрахунок на міцність циліндричної частини барабану.....	37
3.1.1 Допустимі напруження і тиск в стінці барабану та колектору.....	39
3.1.2 Розрахункова температура стінки циліндричного елемента	39
3.1.3 Прибавка до розрахункової товщини стінки циліндричних елементів котла	41
3.1.4 Розрахунковий коефіцієнт міцності циліндричної частини котельного елемента	45
3.1.4.1 Коефіцієнт міцності деталей з поодиноким отвором	51
3.1.4.2 Коефіцієнт міцності циліндричних деталей, послаблених неукріпленими отворами.	52
3.1.5 Перелік питань для самоконтролю до розділу 3.1	60
3.1.6 Приклади розв'язання задач	61
3.1.7 Задачі для самостійного розв'язання	81
3.2. Розрахунок на міцність опуклих днищ	85
3.2.1 Визначення товщини стінки днища.....	85

3.2.3 Прибавка до товщини стінки днища	88
3.2.4 Допустимий робочий тиск на днище.....	90
3.2.5 Приведене напруження від внутрішнього тиску	91
3.2.6 Розрахункова температура стінки днища	91
3.2.7 Вимоги до конструкції днища.....	91
3.2.8 Питання для самоконтролю.....	92
3.2.9 Приклади розв'язання задач	93
3.2.10 Задачі для самостійного розв'язання	98
3.3 Розрахунок циліндричних колекторів	103
3.3.1 Розрахунок товщини стінки	103
3.3.2. Допустимий тиск в колекторі.....	104
3.3.3. Приведене напруження	105
3.3.4. Розрахункова температура стінки колектору	105
3.3.5. Вимоги до конструкції колекторів.	106
3.3.6 Питання для самоконтролю.....	107
3.3.7 Приклади розв'язання задач	108
3.3.8. Задачі для самостійного розв'язання	115
3.4 Труби поверхонь нагріву та трубопроводів під внутрішнім тиском	117
3.4.1 Розрахунок товщини стінки прямих труб.....	118
3.4.2 Розрахунок товщини стінки колін і змійовиків.....	119
3.4.3 Допустимий робочий тиск в трубах	122
3.4.4 Розрахункова температура стінки.....	123
3.4.5 Приведене напруження від дії внутрішнього тиску	125
3.4.6 Додаткові напруження	126
3.4.7 Питання для самоконтролю.....	127
3.4.8 Приклади розв'язання задач	128
3.4.9 Задачі для самостійного розв'язання.	139
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ	142
РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА	143
Додатки.....	144

Додаток А	144
Додаток Б.....	147
Додаток В	149

Передмова

Метою навчального посібника є поглиблене вивчення і засвоєння студентами лекційного матеріалу та закріплення ними теоретичних знань про незворотні процеси деформації і руйнування металу поверхонь нагріву, каркасних конструкцій та окремих деталей котлоагрегату під дією різних навантажень та високих температур.

Міцність є однією з основних механічних характеристик металу з якого виконані складові котлоагрегатів: барабани, колектори, топкові екрани, пароперегрівачі, економайзери і т. д. Втрата міцності або перевищення її граничної межі призводить до руйнування металу, а отже до втрати повної або часткової працездатності елементів чи деталей котлоагрегату.

В сучасних котлоагрегатах органічне паливо перетворюється у теплову енергію високого потенціалу, ця енергія придатна для практичного використання в різних галузях народного господарства. Від якості та міцності сталевих елементів чи конструкцій котлоагрегату, від досконалості технології їх виготовлення, від точно і достовірно визначених характеристик міцності металу залежить кількість та собівартість виробленої теплової енергії і стабільне її постачання до споживачів.

Отже, при виборі марок сталей для виготовлення та ремонту елементів котлів слід виходити з умов забезпечення надійної, безпечної економічно доцільної та тривалої їх експлуатації. Тому, через зростаючу на сьогодні важливість і актуальність вище зазначеного, набувають питання вибору металу елементів та деталей котлоагрегату, а також методи та способи визначення характеристик їх міцності, оснований на діючих нормативних документах, які є обов'язковими для застосування при проєктуванні і конструюванні елементів сучасних котлоагрегатів [1 - 4].

Вміст і структура навчального посібника відповідає затвердженню на кафедрі АЕ силабусам з дисципліни «Теплообмін у конвективних і ширмових поверхнях нагріву парових котлів. для підготовки бакалаврів та магістрів спеціаль-

ності G.4 Енерговиробництво, 142 Енергомашинобудування, освітньо-професійної програми Інженерія і комп'ютерні технології теплоенергетичних систем.

В розділах 1 та 2 навчального посібника приведені: стислий теоретичний матеріал про будову та склад котельних сталей, їх властивості та класифікація [1], основні терміни та поняття, що використовуються у розрахунках на міцність, особливості поведінки сталей при високих температурах, види пошкоджень елементів котлів та трубопроводів під час їх експлуатації [1-8].

Розділ 3 присвячений безпосередньому розв'язанню навчальних задач з розрахунків на міцність основних елементів котла: барабанів, днищ, колекторів, труб поверхонь нагрівання, крім того, перед кожною групою задач наводиться довідковий матеріал[2-11], достатній для самостійного вирішення запропонованих задач, забезпечених відповідями. Як правило, кожній окремій групі однотипних задач для самостійного вирішення, передують контрольні питання та приклади з їх детальним розв'язанням.

Приступаючи до виконання розрахунків на міцність, студентам потрібно ретельно опрацювати літературу [6-10], яка містить методи розрахунків елементів котла, опис способів виготовлення і умови експлуатації поверхонь нагріву та барабанів сучасних парових котлів, а також умови, за яких виникає небезпечне руйнування металу, наприклад, при неправильному виготовленні чи відновленні елементів котла, їх надмірному нагріванні, корозії, ерозії та інш.

З особливою увагою необхідно вивчити матеріали, які стосуються креслень конструкцій основних поверхонь нагріву парових котлів та парогенераторів, оскільки при виконанні розрахунків на міцність використовуються попередні дані з теплогідравлічних і аеродинамічних розрахунків [3,12], а також компоновальні та числові технічні характеристики, геометричні розміри, які не розраховуються, а відповідно приймаються за прототипом.

В навчальному посібнику застосовуються міжнародна система одиниць СІ (система інтернаціональна) у відповідності з ДСТУ ISO 80000-1 і технічна

система одиниць МКГСС (ДСТУ ISO 80000-1:2016), а також позасистемні теплові одиниці ДСТУ 4090-2001, які на практиці допускаються до застосування без обмеження нарівні з одиницями СІ. Співвідношення між зазначеними системами фізичних величин наведені в табл. А.1 та А.2 у Додатку1, яку студент може використовувати при перерахунку величин у межах будь-якої системи.

Посібник може бути корисним для студентів, наукових та інженерно-технічних працівників, інженерів-конструкторів з енергетичного машинобудування, що займаються розрахунками та проєктуванням сучасного енергетичного обладнання.

1. Будова і міцність металу

1.1 Кристалічна структура металу

Метали й сплави мають кристалічну будову, яка характеризується певним розташуванням атомів у просторі. Атоми, що знаходяться на деякій відстані один від одного, утворюють так звану кристалічну решітку. Відстані між центрами сусідніх атомів вимірюються в ангстремах ($1\text{\AA}=10^{-10}\text{м}=0,1\text{нм}$) [7].

В залежності від складу сталей, залізо в них має кристалічну ґратку об'ємноцентрованого куба (α -залізо) або гранецентрованого куба (γ -залізо). Елементарні комірки таких кристалічних ґраток [1] представлені на рис. 1.1.

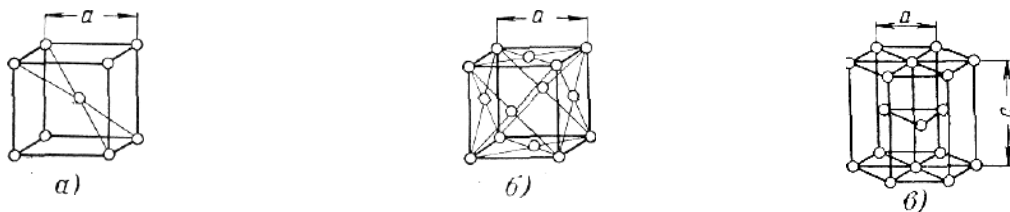


Рисунок 1.1 – Основні типи кристалічних ґраток металів: *a* – об'ємноцентрований куб (α -залізо); *б* – гранецентрований куб (γ -залізо); *в* – щільно упакована гексагональна решітка [1].

Кристалічна ґратка γ -заліза (рис.1.1,б) представляє собою більш щільне пакування в порівнянні з α -залізом (рис.1.1,а), що суттєво позначається на деяких важливих властивостях сталі. Поширеним різновидом щільно упакованої ґратки є гексагональна ґратка (рис.1.1, в). Комірка складається з віддалених одна від одної на параметр *c* паралельних центрованих гексагональних основ. Три атоми (іона) знаходяться на серединній площині між основами. Таку решітку мають магній (Mg), цинк (Zn), титан (Ti) та інш. (рис.1.1,в)[1].

Однією з характеристик кристалічної ґратки є її параметри, що вказують відстань між атомами. Параметри *a* кубічних ґраток металів знаходяться у межах (0,286-0,607) нм. Для металів з гексагональною ґраткою $a=(0,228-0,398)$ нм,

$c=(0,357-0,652)$ нм для цього типу решіток завжди співвідношення c/a більше одиниці.

Від типу кристалічної ґратки сильно залежать властивості металу. Параметри кристалічних ґраток можуть бути виміряні за допомогою рентгеноструктурного аналізу.

Якщо вважати, що атоми є пружними кулями, які торкаються одна одної, то з цього випливає, що параметр решітки a та атомний діаметр d зв'язані геометричними співвідношеннями:

для об'ємноцентрованого кубу:

$$d = a\sqrt{3} / 2 \quad (1.1)$$

для гранецентрованого кубу:

$$d = a\sqrt{2} / 3 \quad (1.2)$$

Тоді з цих формул, після розрахунку випливає, що у об'ємноцентрованій решітці атоми займають 68% об'єму, а у гранецентрованій – 74%, тобто розміщені більш щільно. Кристали металів мають малі розміри, тому металевий виріб складається з великого числа кристалів. Подібну будову називають полікристалічною. В силу різних причин у полікристалічній агрегації окремі кристали мають можливість прийняти неправильну форму. Такі кристали мають назву зерна або кристаліти. Розходження окремих зерен виявляються в різній просторовій орієнтації кристалічних решіток.

1.2 Недосконалості кристалічної будови металу

Характер і ступінь порушення правильності чи досконалості кристалічної будівлі визначають значною мірою властивості металів. Тому, дуже важливим аспектом при вивченні реальної структури металу є визначення причин та механізмів появи дефектів в металевому виробі.

Кристалічна ґратка, в якій відсутні порушення суцільності та всі вузли заповнені однорідними атомами є «ідеальною». Проте у ґратці реального металу можуть знаходитися різні дефекти. Усі дефекти кристалічної ґратки поділяються на точкові, лінійні, поверхневі та об'ємні. Точкові та лінійні недосконалості показані на рис.1.2 .

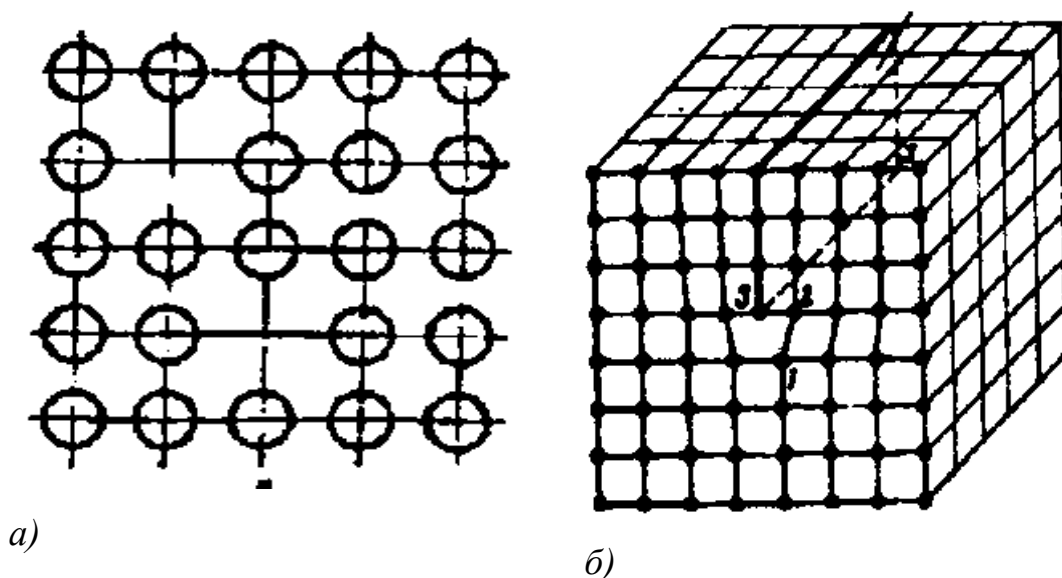


Рисунок 1.2 – Недосконалості будівлі кристалічних ґраток металу: *a* – точкові дефекти; *б* – лінійні дефекти [1]

Точкові дефекти співмірні з розмірами атомів (рис.1.2,а). До них відносяться «вакансії» або атомні «дірки», тобто незаповнені вузли ґратки, міжвузлові атоми даного металу, домішкові атоми заміщення, тобто атоми, співмірні з атомами даного металу та домішкові атоми укорінення, які мають малі розміри і знаходяться у міжвузловинах . Вплив цих дефектів на міцність ме-

талу може бути різним залежно від їх характеру та кількості в одиниці об'єму.

Лінійні дефекти (недосканалості) мають довжину, що значно перевищує їх поперечні розміри. До них відносяться дислокації, тобто дефекти, що утворюються у ґратці в результаті зсувів кристалографічних площин. Дислокації бувають двох видів. Найбільш характерною є крайова дислокація (рис.1.2,б). Вона утворюється в результаті виникнення у ґратці так званої напівплощини або екстраплощини атомів (1-2-3-3), що простягається у довжину на багато тисяч параметрів решіток, може бути прямою, але може й вигинатися в ту, чи іншу сторону.

Іншим типом дислокації є гвинтова дислокація, яка є дещо умовною віссю усередині кристалу, навколо якої закручені атомні площини. У гвинтовій дислокації, так само як у крайовій, істотні спотворення кристалічної ґратки спостерігаються тільки поблизу осі, тому такий дефект може бути віднесений до лінійних.

Дислокації відзначаються високою рухливістю, тому істотно зменшують міцність металу, оскільки полегшують утворення зрушень у зернах-кристалах під дією прикладеного напруження. Дислокаційний механізм зсувної пластичної деформації усередині кристалів може привести до руйнування виробу. Таким чином, дислокації безпосередньо впливають на характеристики міцності металу. Переміщення великої кількості зазначених дефектів решітки або краудіонів при прикладенні навантаження до металу обумовлює макроскопічну деформацію.

Поверхневі дефекти включають головним чином межі зерен. На межах кристалічна ґратка сильно спотворена. У них скупчуються дислокації, що переміщуються з середини зерен. З практики відомо, що дрібнозернистий метал міцніше грубозернистого. Оскільки в останнього менша сумарна протяжність (площа) меж, то можна зробити висновок, що поверхневі дефекти сприяють підвищенню міцності металу. Тому створено декілька технологічних способів отримання дрібнозернистих сплавів.

Об'ємні дефекти кристалічної ґратки включають тріщини й пори. Наявність даних дефектів, зменшуючи щільність металу, знижує його міцність. Крім того, тріщини є сильними концентраторами напруження, які створюються в металі робочими навантаженнями та підвищують напруження в десятки й більше разів. Ця обставина найістотніше впливає на міцність металу.

1.3 Основні параметри міцності металу та несівної здатності

На рис.1.3 приведені приклади руйнування елементів поверхонь нагрівання котла після деякого часу їх експлуатації через виникнення дислокацій.

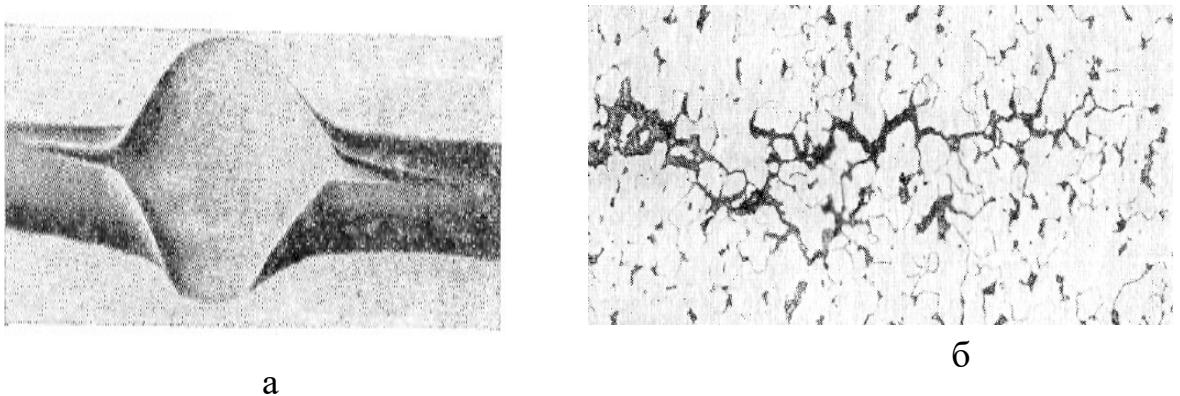


Рисунок 1.3 – Руйнування через дефекти в структурі металу: труба економайзеру (а) і тріщина в обичайці барабану (б)[4]

Визначення та терміни основних характеристик та механічних властивостей сталі.

Межа міцності σ_B , МПа – це напруження, яке відповідає максимальному навантаженню, що витримує зразок металу при його розтягуванні без руйнування.

Межа текучості або плинності σ_T , МПа – це найменше напруження, при якому, зразок деформується без збільшення навантаження.

Ударна в'язкість KCV, кДж/см² – це здатність матеріалу поглинати механічну енергію в процесі деформації й руйнування під дією ударного навантаження.

ня, тобто без зміни форми та без подовження. Оцінюється як відношення роботи, прикладеної для руйнування або розриву зразка при ударному навантаженні, до площі перерізу в місці прикладання навантаження. Крихкість є негативною механічною властивістю металу.

Відносне подовження при розтягуванні δ , % – характеризує пластичність металу, тобто його здатність не руйнуючись змінювати форму під дією навантаження і зберігати змінену форму після припинення навантаження. Пластичність є позитивною властивістю і є протилежною до крихкості металу.

Відносне звуження поперечного перетину ψ , % – відношення зменшення поперечного перетину зразка після розриву до первинної площі поперечного перетину. Ця характеристика визначає граничну пластичність металу при одновісному розтягуванні та оцінює в'язкість матеріалу при руйнуванні, вона безпосередньо пов'язана з твердістю.

Твердість Н (в спеціальних одиницях) – здатність металу робити опір проникненню в нього іншого більш твердого тіла. Визначення твердості здійснюється шляхом втискування у випробувальний зразок сталевий загартований кульку (НВ – твердість по Бринелю), алмазного конусу (НР – твердість по Роквеллу), алмазної піраміди (НV – твердість по Віккерсу).

Межа повзучості металу $\sigma_{п}$, МПа – це навантаження, яке викликає задану швидкість повзучості. Цей параметр визначають за часом в 10^5 год роботи зразка при його подовженні на 0,2%.

Межа тривалої міцності $\sigma_{д}^t$, МПа – це напруження, яке викликає розрив зразка при заданому часі дії певних величин напруження та температури.

Основні формули для розрахунку кількісних характеристик міцності сталі [9-11]:

$$\frac{P_{пр}}{F} = \sigma_{пр} - \text{межа пропорційності} - \text{навантаження, яке відповідає пе-}$$

ріоду, коли ще зберігається лінійна залежність між навантаженням та деформацією, МПа;

$$\frac{P_T}{F} = \sigma_T - \text{межа текучості (фізичної плинності) – навантаження,}$$

при якому зразок деформується без помітного збільшення навантаження, МПа;

$$\frac{P_B}{F} = \sigma_B - \text{межа міцності (тимчасовий опір розриву) – напруження,}$$

яке відповідає найбільшому навантаженню перед руйнуванням, МПа.

$$KCV = \frac{A}{F_0} - \text{ударна в'язкість (питома робота руйнування зразка),}$$

кДж/см² або Дж/м².

$$\frac{l_0 - l_1}{l_0} = \delta - \text{відносне подовження зразка, \%}$$

$$\frac{F_0 - F_1}{F_0} = \psi - \text{відносне поперечне звуження зразка, \%}$$

У наведених формулах P – розривне зусилля зразка що випробовується, F – площа поперечної поверхні розколу циліндричного зразка; F_0 , F_1 – відповідно початкова і кінцева площі поперечного перетину зразка, l_0 , l_1 – відповідно початкова і кінцева довжини зразка, A – робота, витрачена вантажем маятника на злом зразка в місці його надрізу.

Як приклад, на рис. 1.4 показаний вплив температури на механічні характеристики міцність і пластичність маловуглецевої сталі вмістом вуглецю менше 0,3%. Межа міцності σ_B досягає максимуму при температурі 250 °С, і при подальшому підвищенні температури різко зменшується. Межа текучості (плинності) σ_T з підвищенням температури також різко зменшується, особливо помітно це починаючи з температури (200-250) °С. Властивості пластичності та крихкості δ , ψ спочатку дещо зменшуються, а потім, починаючи з температури 250 °С, стрімко збільшуються (крива 3).

Отже, зі зростанням робочої температури зазначеної сталі міцність її суттєво знижується, тому в практиці котлобудування для покращення структури і властивості маловуглецевої сталі її склад часто посилюється домішками, що в подальшому забезпечують працездатність і надійність котельного елементу.

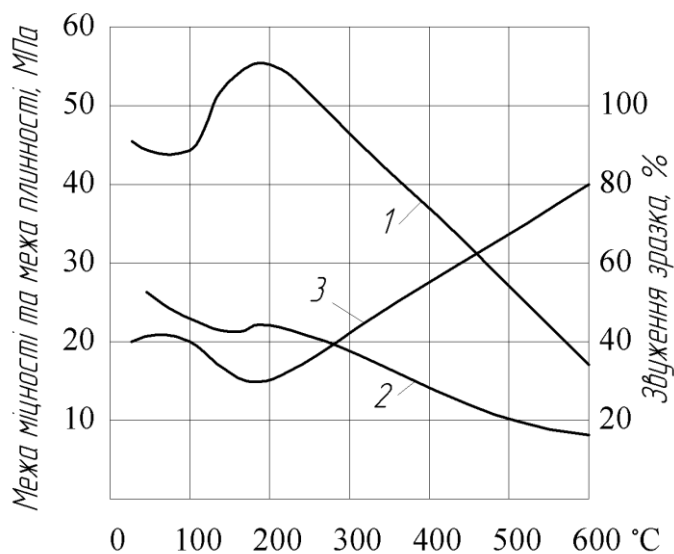


Рисунок 1.4 – Вплив температури на механічні властивості мартенситної сталі: 1 – межа міцності σ_B ; 2 – межа текучості σ_T ; 3 – відносне звуження зразка ψ [1]

1.4 Питання для самоконтролю

1. Які властивості характерні для металів?
2. Відповідно до теорії металевої будови, що представляє собою метал?
3. Дайте визначення поняттю кристалічна решітка.
4. Що таке елементарна чарунка у кристалічній решітці?
5. Які основні параметри кристалу?
6. Які основні типи кристалічних решіток?
7. Що таке кристалографічний напрям?
8. Що характеризує явище алотропії або поліморфізму?
9. У чому полягає різниця між α -графітом та β -графітом?
10. Що таке властивості феромагнетизму та парамагнетизму?
11. Які метали відносяться до феромагнетиків?
12. На що вказує точка (температура) Кюрі у феромагнетиках?
13. Яку будову мають метали отримані в нормальних умовах?

14. Які структурні недосконалості розрізняють в кристалічних решітках реальних металів?
15. Які дефекти кристалічної будови відносяться до точкових?
16. Що таке лінійні дефекти кристалічної будови?
17. Як проявляється крайова дислокація та механізм її утворення?
18. Що таке щільність дислокацій?
19. Як впливає значення щільності дислокацій на властивості металів?
20. Який вплив температури на механічні властивості сталі?
21. Назвати механічні властивості металу.
22. Що таке крудіони? Види дислокацій.
23. Як впливає температура на міцність металу?

2. Механічні властивості та умови роботи металу парового котла. котлобудівельні марки сталі

Основними механічними властивостями металів є міцність, пружність, в'язкість, твердість. Знаючи механічні властивості матеріалів, проєктант енергетичного машинобудування обладнання здатен обґрунтовано обирати саме той матеріал, який забезпечує надійність та довговічність конструкцій котла при мінімальній масі. Механічні властивості обумовлюють поведінку матеріалу при дії зовнішніх навантажень, таких як деформація, руйнування тощо.

Залежно від умов навантаження механічні властивості можуть виявлятися при:

- статичному навантаженні – навантаження на випробувальний зразок зростає повільно та плавно;
- динамічному навантаженні – навантаження зростає з великою швидкістю, має ударний характер;
- повторному, змінному або циклічному навантаженні – навантаження в процесі випробування багаторазово змінюється за величиною або за величиною та напрямком.

Для отримання порівнянних результатів, зразки та методики проведення механічних випробувань регламентовані державними стандартами.

Елементи котла, що працюють під надмірним тиском, умовно, за температурними ознаками, можна розділити на дві групи:

1) елементи, що працюють при температурі нижче $(350 — 400) ^\circ\text{C}$: барабан, випарні труби та їх колектори, труби економайзера і перехідної зони та їх колектори, трубопроводи і арматура для води і насиченої пари;

2) елементи, що працюють при температурі вище $(350 — 400) ^\circ\text{C}$: пароперегрівачі та їх колектори, пароохолоджувачі, трубопроводи та арматура перегрітої пари.

Специфічну небезпеку для надійності відповідальних елементів парового котла представляє тривала дія напруження від внутрішнього тиску і високої

температури перегрітої пари, якщо вона перевищує 450 °С. Під сумісним впливом температури вище 450 °С і напруження (труби пароперегрівачів, їх колектори і магістральні паропроводи) в сталі розвивається небезпечне явище повзучості або кріпа.

Основними конструктивними матеріалами елементів котла є вуглецева та легована сталі. Умови роботи металу різних елементів котла суттєво відрізняються. Наприклад, метал економайзерної та пароутворюючої систем котла працює під високим тиском – до 30 МПа при відносно помірних температурах робочого тіла – до 380 °С. У пароперегрівачі поряд із високим тиском присутня і найвища температура робочого тіла – до 600 °С. У повітропідігрівачі тиск повітря невеликий (до 3 кПа) та внутрішні механічні напруження незначні, але метал зазнає впливу відносно високих температур (до 450 °С) при погіршених умовах його охолодження повітрям.

За ходом газового потоку теплові навантаження поверхонь нагріву також змінюються. Максимальне значення спостерігається у випарних поверхнях нагріву, розташованих у топці, мінімальне – у повітропідігрівачі. Елементи каркасу котла несуть значні статичні навантаження, але працюють при температурі оточуючого середовища. Поверхні нагріву омиваються агресивними продуктами згоряння, що містять O_2 , CO_2 , SO_2 і SO_3 , у потоці яких при спалюванні твердого палива завжди знаходяться частинки шлаку та золи. В результаті виникають явища корозії в металі, а також відбувається стирання (зношення) конвективних поверхонь нагріву твердими частинками винесення.

Протягом тривалого часу роботи елементів котла під тиском і при підвищених температурах змінюється структура металу та його механічні властивості: міцність, в'язкість, крихкість.

При виготовленні напівфабрикатів для деталей парових котлів (листів для обичайок барабанів, труб різного діаметру) метал зазнає значних пластичних деформацій. За технічними умовами після виготовлення напівфабрикати мають проходити термічну обробку. Листи та холоднотягнуті труби спеціально зазнають термічної обробки: відпалу або нормалізації для сталей перлітного

класу та аустенізації для труб із аустенітної сталі. Стосовно гарячекатаних труб з вуглецевої сталі, то їх термообробка здійснюється в процесі виготовлення; їх прокатка має закінчуватися при температурі не нижче 850-870 °С, після чого труби охолоджуються на повітрі, тобто проходять нормалізацію. Якщо прокатування закінчене при температурі <850°C, то повної нормалізації не відбувається й метал має неоднорідну структуру та неоднакові механічні властивості в різних частинах однієї деталі. Виготовлення деталей із напівфабрикатів також супроводжується значним наклепом після вальцювання обичайок барабанів з листів та згинання листів, а також зварюванням при їх збиранні в складальні одиниці. Усі ці операції можуть виконуватися з похибками, які можуть пізніше під час експлуатації призвести до аварії.

2.1 Вуглецеві сталі

Деталі парових котлів низького, середнього та високого тисків в основному виконуються з вуглецевих (нелегованих) марок сталей, за винятком кріплень підвісок, опор тощо (доля витрат спеціальних сталей на виготовлення цих деталей невелика), а також поверхонь нагріву пароперегрівачів, колекторів і паропроводів перегрітої пари котлів високого тиску.

Вуглецеві сталі застосовується для виготовлення елементів парових котлів, які працюють в умовах відсутності повзучості, тобто при температурі не вище 450 °С. За умовами технології зварювання, що є основним технологічним процесом при виготовленні парових котлів, багато відповідальних елементів виготовляються з низьковуглецевих високоякісних сталей марки 10 і 20. Сталь 20 є переважаючою, оскільки по міцності вона перевершує сталь 10, а по зварюваності й корозійній стійкості не поступається їй. Основа мікроструктури металу труб – ферит, м'яка і пластична складова; кількість збіднюючої складової – перлиту – невелика[1].

Листова сталь має підвищений вміст вуглецю, в середньому від 0,15 % (сталь 15К) до 0,25 % (сталь 22К), що підвищує показники її міцності; зварю-

ваність цієї сталі цілком задовільна. Сталь марки 22К відрізняється підвищеною міцністю, що визначається декілька вищим вмістом марганцю і присутністю невеликої кількості титану. Вона відноситься до конструкційних якісних сталей котлової групи.

Насьогодні в котлобудуванні використовують тільки спокійні сталі. Спокійна сталь розкислюється марганцем і кремнієм, які вводяться в сталь у вигляді феросплавів FeMn і FeSi, а також алюмінієм. Злитки спокійної сталі вільні від газових бульбашок і мають меншу хімічну неоднорідність порівняно з киплячою сталлю, яка розкислюється тільки феромарганцем. Киплячі сталі іноді використовуються для барабанних листів котлів низького тиску. Для позначення ступеня розкислення до позначення марки сталі після номера марки додають індекси: *кп* – кипляча, *пс* – напівспокійна, *сп* – спокійна, наприклад, Ст3кп.

Постійними домішками вуглецевих сталей є вуглець (0,03-0,3%), кремній ($\text{Si} < 0,6\%$), марганець ($\text{Mn} = 0,3-0,8\%$), фосфор ($\text{P} < 0,05\%$), сірка ($\text{S} < 0,05\%$), азот ($\text{N} < 0,01\%$), кисень ($\text{O} < 0,01\%$) і водень ($\text{H} < 0,001\%$). Властивості сталі багато в чому визначаються вмістом цих елементів, які часто залишаються в сталі після її виготовлення.

Високоякісні вуглецеві трубчасті сталі позначаються цифрою, що відповідає середньому вмісту вуглецю в сотих долях відсотку. Наприклад, для сталі 20 вміст вуглецю дорівнює 0,17-0,25%. Якісні вуглецеві сталі для котельних листів мають аналогічні позначення, які відрізняються тільки літерою *К* після цифри. Наприклад, листова сталь із середнім вмістом вуглецю 0,2% має позначення – 20К. Вуглецеві мартенівські сталі звичайної якості мають позначення МСт2, МСт3 і т.д., що відповідає певним механічним властивостям і хімічному складу [1].

Номінальні допустимі напруження для катаної або кованої сталі марок, що широко використовуються в котлах та трубопроводах приведені в табл. (2.1 – 2.4). Для проміжних значень температури, зазначених в цих таблицях

слід визначати лінійною інтерполяцією найближчих значень із заокругленням до 0,5 МПа (0,05 кгс/мм²) у менший бік.

2.2 Низьколеговані сталі

Низьколеговані сталі, стійкі проти повзучості при температурі до 580 °С, а коли не потрібна дуже висока стійкість проти окалиноутворення, називаються теплостійкими. Сталі, стійкі проти повзучості при температурі вище 580 °С і які одночасно добре чинять опір окисленню, при цих температурах, називаються жароміцними. Жароміцність — вища властивість сталі, що перевищує теплостійкість.

Таблиця 2.1 - Номінальні допустимі напруження [σ] для вуглецевої і марганцюватистої сталей, МПа, які не залежать від розрахункового ресурсу [9].

t, °С	Марка сталі								
	ВСт2кп	ВСт3кп	ВСт2сп,	ВСт3сп,	ВСт4пс,	ВСт3Гпс	22К	14ГНМА	16ГНМ,
			ВСт2пс	ВСт3пс	ВСт4сп				16ГНМА
Від 20 до 50	124	133	130	140	145	150	170	180	190
150	106	115	112	125	129	134	155	179	181
200	95	111	100	117	121	125	147	175	176
250	80	102	86	107	111	115	140	171	172
275			78	102	106	109	135	170	169
300			70	96	98	103	130	169	167
320							126	164	165
340							122	161	163
350							120	159	161
360								157	159
370								155	157
380								152	154

Таблиця 2.2 - Номінальні допустимі напруження $[\sigma]$ для вуглецевої та марганцюватистої сталей, МПа, які залежать від розрахункового ресурсу [9].

t, °C	Марка сталі																			
	08, 10, 12K				15, 15K, 16K			20, 20K, 18K				16ГC, 09Г2C			10Г2C1, 17ГC, 17Г1C, 17Г1CУ			15ГC		
	Розрахунковий ресурс, г																			
	10 ⁴	10 ⁵	2·10 ⁵	3·10 ⁵	10 ⁴	10 ⁵	2·10 ⁵	10 ⁴	10 ⁵	2·10 ⁵	3·10 ⁵	10 ⁴	10 ⁵	2·10 ⁵	10 ⁴	10 ⁵	2·10 ⁵	10 ⁴	10 ⁵	2·10 ⁵
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
Від 20 до 100	-	130	-	-	-	140	-	-	147	-	-	-	170	-	-	177	-	-	185	-
200	-	120	-	-	-	130	-	-	140	-	-	-	150	-	-	165	-	-	169	-
250	-	108	-	-	-	120	-	-	132	-	-	-	145	-	-	156	-	-	165	-
275	-	102	-	-	-	113	-	-	126	-	-	-	140	-	-	150	-	-	161	-
300	-	96	-	-	-	106	-	-	119	-	-	-	133	-	-	144	-	-	153	-
320	-	92	-	-	-	101	-	-	114	-	-	-	127	-	-	139	-	-	145	-
340	-	87	-	-	-	96	-	-	109	-	-	-	122	-	-	133	-	-	137	-
350	-	85	-	-	-	93	-	-	106	-	-	-	120	-	-	131	-	-	133	-
360	-	82	-	<u>82</u>	-	90	-	-	103	-	<u>103</u>	-	117	-	-	127	-	-	129	-
380	-	76	<u>76</u>	71	-	85	<u>85</u>	-	97	<u>97</u>	88	-	112	<u>112</u>	-	121	<u>121</u>	-	121	<u>121</u>
400	73	<u>73</u>	66	60	<u>80</u>	<u>80</u>	72	92	<u>92</u>	78	71	107	<u>107</u>	95	113	<u>113</u>	96	113	<u>113</u>	96
410	70	68	61	55	77	72	65	89	86	70	63	104	97	83	107	102	85	107	102	85
420	68	62	57	50	74	66	58	86	79	63	56	102	87	73	102	90	75	102	90	75
430	66	57	51	45	71	60	52	83	72	57	50	98	76	63	97	78	65	97	78	65
440	63	51	45	40	68	53	45	80	66	50	44	95	68	55	92	70	55	92	70	55
450	61	46	38	35	65	47	38	77	59	46	39	89	62	46	88	63	46	88	63	46

Продовження таблиці 2.2

1	<u>2</u>	3	4	5	6	7	8	<u>9</u>	10	11	12	<u>13</u>	14	15	<u>16</u>	17	18	<u>19</u>	20	21
460	<u>58</u>	40	33	29	62	40	33	<u>74</u>	52	38	34	<u>83</u>	54	38	<u>82</u>	54	38	<u>82</u>	54	38
470	52	34	28	24	54	34	28	64	46	32	28	71	46	32	71	46	32	71	46	32
480	45	28	22	18	46	28	22	56	39	27	24	60			60			60		
490	39	24			40	24		49	33											
500	33	20			34	20		41	26											
510	26							35												

Примітка: 1. Вище risks наведені значення допустимих напружень, які не залежать від ресурсу.

2. Значення напруг, що допускаються, зазначені в середній колонці для ресурсу 10^5 г, слід використовувати для ресурсу 10^4 і $2 \cdot 10^5$ г.

Таблиця 2.3 - Номінальні допустимі напруження $[\sigma]$ для теплостійкої сталі, МПа [8].

t, °C	Марка сталі																			
	12XM, 12MX				15XM				12X1MΦ				12X2MΦCP			15X1MΦ				
	Розрахунковий ресурс, год																			
	10 ⁴	10 ⁵	2·10 ⁵	3·10 ⁵	10 ⁴	10 ⁵	2·10 ⁵	3·10 ⁵	10 ⁴	10 ⁵	2·10 ⁵	3·10 ⁵	10 ⁴	10 ⁵	2·10 ⁵	10 ⁴	10 ⁵	2·10 ⁵	3·10 ⁵	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
Від 20 до 150	-	147	-	-	-	153	-	-	-	173	-	-	-	167	-	-	192	-	-	
250	-	145	-	-	-	152	-	-	-	166	-	-	-	160	-	-	186	-	-	
300	-	141	-	-	-	147	-	-	-	159	-	-	-	153	-	-	180	-	-	
350	-	137	-	-	-	140	-	-	-	152	-	-	-	147	-	-	172	-	-	
400	-	132	-	-	-	133	-	-	-	145	-	-	-	140	-	-	162	-	-	
420	-	129	-	-	-	131	-	-	-	142	-	-	-	137	-	-	158	-	-	
440	-	126	-	-	-	128	-	-	-	139	-	-	-	134	-	-	154	-	-	
450	-	125	-	-	-	127	-	-	-	138	-	<u>138</u>	-	133	-	-	152	-	-	

Продовження таблиці 2.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
460	-	123	<u>123</u>	<u>123</u>	-	125	<u>125</u>	<u>125</u>	-	136	<u>136</u>	130	-	131	<u>131</u>	-	150	<u>150</u>	<u>150</u>
480	120	<u>120</u>	102	90	122	<u>122</u>	113	103	133	<u>133</u>	120	107	128	<u>128</u>	119	146	<u>145</u>	130	123
500	116	95	77	64	119	105	85	76	<u>130</u>	113	96	88	<u>121</u>	106	97	140	120	108	100
510	<u>114</u>	78	60	53	<u>117</u>	85	72	62	120	101	86	79	115	94	87	<u>137</u>	107	96	90
520	107	66	49	43	110	70	58	50	112	90	77	72	105	85	79	125	96	86	80
530	93	54	40	35	97	56	44	39	100	81	69	65	95	78	70	111	86	77	72
540	77	43			80	45	35	31	88	73	62	58	87	70	63	100	78	69	65
550	60				62	35	26	23	80	66	56	52	80	63	56	90	71	63	58
560					52	27			72	59	50	46	72	57	50	81	64	57	52
570					42	21			65	53	44	41	65	52	45	73	57	51	47
580									59	47	39	36	59	46	41	66	52	46	43
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
590									53	41	35	32	53	41	36	60	47	42	39
600									47	37	31	29	47	37	33	54	43	38	35
610									41	33			41	33	28	48	40		
620									35				35			43			

Примітки: 1. Вище risks наведені значення допустимих напружень, які не залежать від ресурсу.

2. Значення напруг, що допускаються, зазначені в середній колонці для ресурсу 10^5 г, слід використовувати для ресурсу 10^4 і $2 \cdot 10^5$ г

Леговані марки сталей позначаються наступними літерами відповідно до наявності в них складників: Г – марганець; С – кремній; Ю – алюміній; Д – мідь; Т – титан; Б – ніобій; М – молібден; Х – хром; Н – нікель; Ф – ванадій; В – вольфрам; К – кобальт; Р – бор, або їх сумою, середній вміст яких у сталі (один або більше 1%) вказуються цифрами, які стоять після відповідних літер. Перші дві цифри перед літерами (як і для вуглецевих сталей) відображають вміст вуглецю в сотих долях відсотку.

Основними легуючими добавками є молібден - Мо, хром - Сг, кремній - Si, алюміній - Al. Розчиняючись у *фериті*, молібден підвищує його тривалу міцність і опір повзучості. Хром, а також кремній і алюміній підвищують *окалиностійкість* тому, що при контакті з киснем вони утворюють окисні плівки, відповідно Cr_2O_3 , SiO_2 і Al_2O_3 , дуже тугоплавкі, щільні і близькі за коефіцієнтом теплового розширення до сталі. Такі з'єднання добре захищають сталь від окислення.

Широке застосування отримали низьколегована хромомолібденова сталь перлітного класу 15ХМ (1 % Сг і 0,5 % Мо), молібденохромовая сталь 12МХ (0,5 % Сг і 0,5 % Мо). Ці сталі, особливо 15ХМ, відрізняються хорошою зварюваністю, підвищеним опором повзучості й малою схильністю до графітизації.

Прагнення до подальшого підвищення температури перегрітої пари при використанні недорогих низьколегованих сталей перлітного класу привело до додаткового легування хромомолібденової сталі ванадієм в кількості (0,2 – 0,3) %. Ванадій як сильний карбідоутворювач сприяє підвищенню межі повзучості.

На даний час широко застосовують хромомолібденову сталь 12Х1МФ (1 % Сг, 0,3 % Мо, 0,2 % V) і стійкішу проти повзучості сталь 15Х1МФ з декілька підвищеним вмістом вуглецю і значно підвищеним вмістом молібдену (1 % Сг, 1 % Мо, 0,2 % V). Незначна добавка ванадію V зменшує швидкості повзучості. Ці сталі призначені для роботи при температурі до (565 – 570) °С.

Найбільш окалиностійка і жароміцна сталь перлітного класу марки 12Х2МФСР, що містить для окалиностійкості 2 % Сг і 0,4 – 0,7 % Si. Присадка дуже незначної кількості бору – Р, близько (0,003 – 0,005) % підвищує жаромі-

цність. Ця сталь, з якої виготовляють головним чином труби пароперегрівача, дуже чутлива до режиму термічної обробки.

В котлобудуванні широко застосовують низьколеговану сталь, що працює при відносно невисокій температурі ($<450^{\circ}\text{C}$), коли явище повзучості не виявляється. Мета застосування такої сталі, міцнішої, ніж вуглецева, — зменшення товщини стінки елементів і відповідно зменшення витрати металу.

Для виготовлення барабанів котлів високих параметрів, наприклад, застосовують марганцевонікелемолібденову сталь марки 16ГНМА (1 % Mn, 1,2 % Ni, 0,5 % Mo). Для трубопроводів живильного тракту надкритичного тиску застосовують марганцевокремнієву сталь марки 15ГС (1,1 % Mn, 0,8 % Si).

2.3 Сталі аустенітного класу

Прагнення до підвищення температури перегрітої пари до $(600 - 650)^{\circ}\text{C}$ спричинило застосування більш жароміцних і окалиностійких сталей. Структурною основою таких сталей служить високолегований хромонікелевий або хромонікелемарганцевий аустеніт. Високий вміст хрому в аустенітних сталях робить їх високоокалиностійкими. На відміну від низьколегованої сталі у високолегованій аустенітній сталі добавка тільки нікелю й хрому досягає 30% і є більшою від загальної маси металу, проте й вартість її в кілька разів вища. Титан і ніобій — елементи-стабілізатори, які додають до аустенітної сталі для запобігання інтеркристалітної корозії. Будучи сильними карбідоутворювачами, ці елементи зв'язують увесь вуглець у карбіди, не даючи тим самим утворитися карбідам хрому по межах зерен аустеніту. Якщо ж карбіди хрому утворюються, то аустеніт збіднюється поблизу них хромом, і ці збіднені хромом ділянки втрачають корозійну стійкість, яка створювалася високим вмістом хрому, що призводить до інтеркристалітної корозії.

Таблиця 2.4 - Номінальні допустимі напруження $[\sigma]$ для високохромистих і аустенітних сталей, МПа [9].

t, °C	Марка сталі									
	12X11B2МФ			12X18H12T, 12X18H10T				09X14H19B2БР, 09X16H14B2БР, 10X16H16B2МБР		
	Розрахунковий ресурс, год									
	10 ⁴	10 ⁵	2·10 ⁵	10 ⁴	10 ⁵	2·10 ⁵	3·10 ⁵	10 ⁴	10 ⁵	2·10 ⁵
От 20 до 150	-	195	-	-	147	-	-	-	147	-
250	-	183	-	-	125	-	-	-	131	-
300	-	175	-	-	120	-	-	-	128	-
350	-	167	-	-	116	-	-	-	125	-
400	-	158	-	-	111	-	-	-	123	-
450	-	152	-	-	107	-	-	-	120	-
500	145	<u>145</u>	<u>145</u>	-	104	-	-	-	117	-
520	143	134	128	-	103	-	-	-	116	-
530	141	124	119	-	103	-	<u>102</u>	-	116	-
540	<u>140</u>	115	108	-	102	<u>102</u>	100	-	115	-
550	130	107	100	-	102	100	93	-	115	-
560	121	97	90	101	<u>101</u>	91	87	-	114	-
570	113	87	80	101	97	87	81	-	114	-
580	104	78	72	100	90	81	74	-	113	<u>113</u>
590	95	69	64	<u>98</u>	81	73	68	-	113	109
600	87	60	55	94	74	66	62	112	<u>112</u>	102
610	78	51	47	88	68	59	55	111	104	94
620	70	47	39	82	62	53	50	111	97	87
630	62	37	31	78	57	49	46	110	89	79
640	54	27	23	72	52	45	42	110	81	72
650	45	20		65	48	41	38	<u>109</u>	74	64
660	38			60	45	37		103	66	56
670	30			55	41	34		96	59	49
680				50	38	32		88	52	41
690				45	34	28		79	44	34
700				40	30	25		71	37	27

Примітка: 1. Вище risks наведені значення допустимих напружень, які не залежать від ресурсу.

2. Значення напруг, що допускаються, зазначені в середній колонці для ресурсу 10^5 г, слід використовувати для ресурсу 10^4 і $2 \cdot 10^5$ г.

Для підвищення здатності до формування чисто аустенітної структури вдаються до підвищення відношення вмісту нікелю до хрому. Із сталей з підвищеним відношенням Ni/Cr у першу чергу слід зазначити сталь 12X18H12T, далі сталь X14H14B2M з вольфрамом і молібденом і сталь типу 16-13-3 (16 % Cr, 13 % Ni і 3 % Mo). Молібден і вольфрам додають до аустенітної сталі з метою подальшого підвищення жароміцності у зв'язку з утворенням в їх структурі високодисперсних міцних з'єднань Fe_2Mo і Fe_2W , що істотно підвищують жароміцність сталі.

Високий вміст хрому в сталі забезпечує її окалиностійкість (жаростійкість). Підвищення опору повзучості й тривалої міцності аустенітної сталі досягнуто переходом від α - до γ -решітки. Маловуглецева сталь отримує структуру аустеніту при введенні в неї в сумі не менше 28% нікелю та хрому. У вітчизняному котлобудуванні найширше використовуються аустенітні марки сталі 08X18H10T, 08X18H12T, у меншій мірі сталь 12X14H14B2M (EI-257). Їх характеристики та характеристики низьколегованих сталей приведені в табл. 2.2.

До можливих недоліків сталей аустенітного класу, які використовуються в котлобудуванні, можна віднести наступні:

- нестабільність аустеніту, яка проявляється у виникненні α - і γ - фаз;
- схильність до міжкристалітної корозії;
- схильність до теплової втомленості через вищі значення коефіцієнту лінійного розширення порівняно з вуглецевими сталями;
- руйнування зварних з'єднань у паропроводах від виникнення α -фази;
- дорожнеча через високий вміст нікелю.

Прагнення до зниження вартості жароміцної сталі при одночасному усуненні недоліків, властивих аустенітній сталі, привело до розробки дешевших безнікелевих сталей на основі (11 – 13) % Cr з добавкою молібдену, вольфраму і ванадію для підвищення жароміцності. При такій композиції легуючих елементів структура цієї сталі є низьковуглецевим мартенситом або мартенситом з феритом, чим і визначається назва класів цієї сталі.

В табл. 2.5 приведені допустимі напруження і відповідні температури для різних розрахункових ресурсів для жароміцної корозійно-стікої сталі 10Х9МФБ.

Висколегована мартенситна хромиста сталь 10Х9МФБ призначена для виготовлення безшовних холоднодеформованих, теплодеформованих, гарячедеформованих, у тому числі гарячепресованих, та гарячепресованих редукованих труб, призначених для парових котлів та трубопроводів установок з високими та надкритичними параметрами пари.

2.4 Спеціальні сталі. Сталі фланцевих з'єднань

Основною вимогою до деталей кріплення, підвісок, опор, обдувних пристроїв і т.д. є робота без охолодження в умовах високих температур, їх окалистійкість. Це сталі, які містять значну кількість хрому: Х17 ($C_T=17\%$), Х28 ($C_T = 28\%$), а також сильхромові сталі Х6С.

Для приварювальних фланців використовуються ті ж сталі, що й для деталей, які з'єднуються, а саме: 12МХ, 15ХМ, 12Х1МФ, 15Х1М2Ф і т. д. Вільні фланці можуть бути виконані зі сталей з підвищеним вмістом вуглецю, оскільки для них відпадають вимоги, пов'язані зі зварюваністю.

Із збільшенням тиску роль фланцевих з'єднань знижується – вони замінюються зварними з'єднаннями, оскільки при тиску 14,0 МПа та вище дуже важко забезпечити щільність фланцевих з'єднань.

До шпильок і гайок висувається ряд специфічних вимог: сталь повинна мати високу межу текучості, високу релаксаційну стійкість при високих температурах та задовільну механічну оброблюваність.

Шпильки та гайки можуть виконуватися з вуглецевих мартеновських сталей звичайної якості класу Б – МСт3, МСт4 і МСт5, якщо тиск середовища в трубопроводі не перевищує 2,2 МПа, а температура робочого середовища – 350 °С.

Т а б л и ц я 2.5 - Номінальні допустимі напруження $[\sigma]$, МПа для сталі 10Х9МФБ [9].

$t, ^\circ\text{C}$	Розрахунковий ресурс, г		
	10^4	10^5	$2 \cdot 10^5$
від 20 до 150	-	167	-
250	-	160	-
300	-	157	-
350	-	154	-
400	-	151	-
450	-	148	-
470	-	147	<u>147</u>
480	146	<u>146</u>	143
490	145	138	132
500	<u>145</u>	127	122
520	127	108	102
540	109	90	83
550	100	83	78
560	92	76	71
570	85	69	65
580	78	63	57
590	71	58	53
600	65*	52*	48*
610	62*	50*	
620	60*	48*	
630	57*	45*	
640	55*	43*	
650	52*	41*	

Примітки: 1. Вище наведені значення допустимих напружень, що визначаються межею пластичності в залежності від температури. 2. Значення допустимих напружень в стовпцях для ресурсу 10^4 і $2 \cdot 10^5$ год, позначених вище знаком «-», приймаються рівними відповідним значенням в стовпці для ресурсу 10^5 год.

Для паропроводів котлів із тиском 14 МПа та температури перегрітої пари 510 $^\circ\text{C}$ сталі 25Х2МФА, 30ХМА і 38ХМЮА; фланці виконуються зі сталі 5Х1М1Ф, а шпильки та гайки – із термооброблених сталей 25Х2М1Ф (EI-723), 20ХМ1Ф1 (EI-909) і ЕП-182. Через запобігання заїдання, різьби шпильки й гайки виконуються з різних матеріалів, але з близьким коефіцієнтом лінійного розширення.

У котлобудуванні широке застосування отримав чавун: сірий і окалиностійкий. Сірий чавун (СЧ) має високі ливарні властивості. З нього виготовляють гарнітуру топкових пристроїв: лази, лючки, вибухові клапани, арматуру для кріплення і підвіски обмурку. Найбільша температура застосування (250 – 350) 0С. Окалиностійкий чавун (ОЧ) легований елементами, що підвищують його жаростійкість (наприклад, кремнієм), застосовують у дистанційних гребінках пароперегрівачів, підвісках для кріплення труб і інших деталях, що працюють в зоні високих температур.

2.5 Питання для самоконтролю

1. Які основні механічні властивості металу?
2. При яких умовах навантаження проявляються механічні властивості?
3. Напруження, які виникають в деталі при її навантаженні?
4. В яких температурних умовах працюють елементи котла?
5. Які найбільш ненадійні елементи котла?
6. Основні конструктивні матеріали елементів котлоагрегату.
7. Види термообробки металу.
8. Де застосовуються вуглецеві сталі в котлі?
9. Де застосовуються леговані сталі в котлі?
10. Чим відрізняються жароміцність та жаростійкість сталі?
11. Що призводить до руйнування металевих деталей?
12. Які існують види руйнувань металевих деталей?
13. Що таке марка і клас сталі?
14. Як впливають хром та нікель на властивості сталі?
15. Які недоліки сталей аустенітного класу.
16. Де застосовуються спеціальні сталі у котлі?
17. Чим відрізняється чавун від сталі?
18. З якої сталі виготовляють шпильки та гайки?
19. Які деталі котла виготовляють з чавуна?

3. Розрахунки на міцність основних елементів парового котла

Методи розрахунків елементів котла на міцність базуються на принципі оцінки міцності за граничним навантаженням. В стінці циліндричної посудини або труби, які є головними конструктивними формами елементів котла і які знаходяться під тиском робочого середовища, основними є такі напруження: колові або тангенціальні σ_t , осьові σ_a та радіальні σ_r (рис. 3.1)[10].

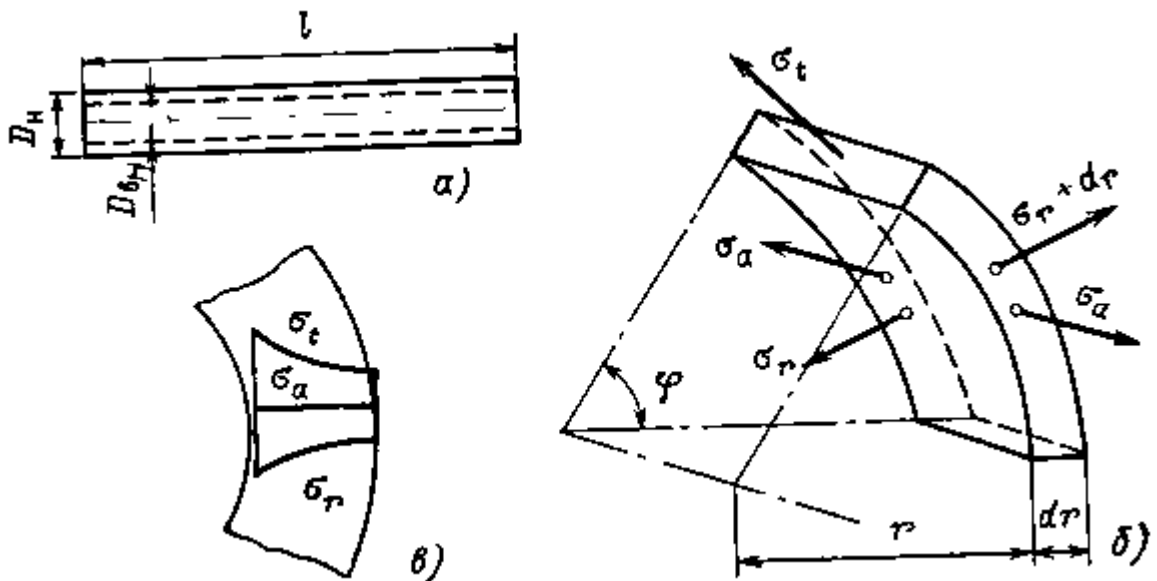


Рисунок 3.1 – Схема напружень в стінці трубчастого елемента:

а — розміри трубчастого елемента; б — напруження в елементі, вирізаному зі стінки; в — розподіл напружень в стінці[10].

По товщині стінки ці напруження розподілені нерівномірно, але для розрахунку зазвичай використовують середні значення напружень, які можна визначити з розгляду умов рівноваги циліндричного елемента стінки (рис.3.1,в).

На одиницю довжини циліндричного елемента з товщиною стінки s в коловому напрямку діє сила $2 \sigma_t s$, яка врівноважується зусиллям $p D_{вн}$, де p — тиск теплоносія на внутрішню поверхню, МПа; $D_{вн}$ — внутрішній діаметр, мм; σ_t — колове напруження, Па. З умови рівноваги елемента має місце рівність

$$2 \sigma_t s = p D_{вн} \quad (3.1)$$

звідси

$$\sigma_t = PD_{\text{вн}}/(2s). \quad (3.2)$$

Зусилля в осьовому напрямку, що створюється внутрішнім тиском, дорівнює $p\pi D_{\text{вн}}^2/4$. Це зусилля врівноважується силою, яка діє в стінці, що дорівнює $\sigma_a \pi D_{\text{ср}} s = \sigma_a \pi D_{\text{вн}} s$, де $D_{\text{ср}}$ — середній діаметр елемента. Тоді $p\pi D_{\text{вн}}^2/4 = \sigma_a \pi D_{\text{вн}} s$, звідси

$$\sigma_a = PD_{\text{вн}}/(4s), \quad (3.3)$$

тобто, осьові напруження у 2 рази менше колових.

Середнє значення радіальних стисливих напружень приймається рівним напівсумі напружень на внутрішній і зовнішній поверхнях елемента. На внутрішній поверхні $\sigma_r = -p$, а на зовнішній $\sigma_r = 0$ і відповідно

$$\sigma_r = -p/2. \quad (3.4)$$

Для визначення товщини стінки циліндричної частини елемента використовується третя теорія міцності – теорія найбільших дотичних напружень. Відповідно до цієї теорії міцності при складнонапруженому стані починається, коли найбільші колові напруження стають рівними напруженням текучості матеріалу при одновісному напруженому стані. Найбільші колові напруження дорівнюють напіврізниці найбільшого та найменшого головних напружень.

Врахоуючи, що σ_t в циліндричному елементі завжди є найбільшими, а найменшими — σ_a або σ_r , умову міцності можна записати за формулою

$$2\tau_{\text{макс}} = \sigma_{\text{макс}} - \sigma_{\text{мін}} \leq \sigma_{\text{доп}} \quad (3.5)$$

де τ – дотичне напруження.

Підставляючи у вираз (3.5) замість $\sigma_{\text{макс}}$ значення σ_t з виразу (3.2) і замість $\sigma_{\text{мін}}$ значення σ_r з виразу (3.4), отримуємо базову формулу для визначення товщини стінки циліндричного елемента котла, м,

$$s = \frac{PD_{\text{вн}}}{2\sigma_{\text{доп}} - P}. \quad (3.6)$$

В основу розрахунків покладений принцип оцінки міцності за граничним навантаженням при розрахунковому тиску робочого тіла, що дозволяє більш

повно й точно враховувати умови роботи металу [8 - 10]. Розрахунковим є тиск на виході з котлоагрегату, збільшений на гідравлічні втрати при номінальному навантаженні котельного тракту від вихідного колектору пароперегрівача до місця розташування елемента, що розраховується - $\Sigma \Delta P$. Заповнення елементів водою або пароводяною сумішшю враховується гідростатичним тиском стовпа, розташованого над елементом, що розраховується - $\Delta P_{\text{гст}}$. Отже, остаточно розрахунковий тиск робочого тіла в котлі.

$$P = P_{\text{нп}} + \Sigma \Delta P + \Delta P_{\text{гст}}, \text{ МПа} \quad (3.7)$$

Гідравлічні опори й тиск стовпа враховуються, якщо їх сума перевищує тиск за пароперегрівачем не менш ніж на 3 %. Додатковим є навантаження, обумовлене силою тяжіння, що діє на цей елемент і приєднаних до нього деталей. Додаткове навантаження регламентують граничними значеннями, що викликають відповідне зниження запасу міцності в порівнянні з міцністю, що визначається розрахунком за тиском.

Розрахункова температура залежить від умов обігріву і охолодження робочої поверхні. Для елементів, що не обігріваються, розрахункова температура приймається рівній температурі робочого середовища: для барабану – температура насичення при тиску в ньому; у колекторах поверхонь нагріву і з'єднувальних трубопроводах – температура робочого середовища, що проходить через них.

Для елементів, що обігріваються, розрахункову температуру обчислюють за формулою, що враховує характер теплової дії на поверхню нагріву. При цьому повинні бути розглянуті різні ділянки пакету, що мають, як найвищу температуру пари, так і найбільше теплове навантаження. Враховують також, що деякі труби або група труб цієї поверхні працюють з тепловим розвіренням $\Delta t_{\text{розв}}$, тобто з середовищем, що має температуру, яка перевищує середню розрахункову температуру. Це перевищення відоме з теплового розрахунку котлоагрегату або визначається в результаті його випробування. Для кожного конкретного випадку формула спрощується і розрахункова температура визначається відповідно до рекомендацій, приведених у [8-10].

Під допустимим номінальним напруженням розуміють напруження, яке використовується в розрахунках для визначення мінімальної товщини стінки і тиску, що максимально допускається, за прийнятих умов роботи і якості металу.

Допустиме номінальне напруження вибирається по одній з характеристик міцності: $\sigma_{\text{в}}^{20}$ – межі міцності при 20 °С; $\sigma_{0,2}^{20}$ і $\sigma_{0,2}^t$ – умовній межі текучості при 20 °С і розрахунковій температурі; $\sigma_{\text{Д.П}}^t$ – умовній межі тривалої міцності при розрахунковій температурі, яка відповідає руйнуванню через 10^5 год, і $\sigma_{\text{П1\%}}^t$ – умовній межі повзучості при розрахунковій температурі, яка відповідає деформації 1 % за 10^5 год. Допустиме номінальне напруження приймається рівним найменшому значенню з перерахованих характеристик міцності, поділеному на відповідний коефіцієнт запасу міцності. У нормативних документах [8-10] даються формули для визначення допустимого напруження, залежно від марки та розрахункової температури металу.

Основною конструктивною формою елементів парових котлів, що працюють під тиском робочого середовища, є циліндричні форми: барабани, колектори і труби поверхонь нагріву парових котлів, корпуси, камери, ємності тощо. Товщину стінки циліндричних елементів, які піддаються внутрішньому тиску, розраховують за загальними формулами [9-10]:

$$s = \frac{D_{\text{зов}} \cdot P}{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi + P} + c, \quad (\text{мм}) \quad \text{або} \quad s = \frac{D_{\text{зов}} \cdot P}{200 \cdot [\sigma] \cdot \varphi + P} + c, \quad (\text{мм}) \quad (3.8)$$

$$s = \frac{D_{\text{вн}} \cdot P}{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi - P} + c, \quad (\text{мм}) \quad s = \frac{D_{\text{вн}} \cdot P}{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi - P} + c, \quad (\text{мм}) \quad (3.9)$$

де s – товщина циліндричної стінки, мм; P – розрахунковий тиск, МПа (кгс/см²); $D_{\text{вн}}$ і $D_{\text{зов}}$ – відповідно внутрішній і зовнішній діаметри елемента, мм; φ – коефіцієнт міцності елемента, ослабленого подовжнім зварним швом або свердліннями для приєднання трубчастої системи; $[\sigma]$ – допустиме напруження, МПа (кгс/мм²); c – прибавка, до розрахункової товщини стінки.

Величина прибавки c повинна компенсувати можливе зменшення товщини стінки в межах вимог стандарту або технічних умов, стоншення матеріалу в місцях згинів, втрати на окалиноутворювання протягом розрахункового терміну служби.

3.1 Розрахунок на міцність циліндричної частини барабану

Барабан належить до найбільш напруженого елементу парового котла. У ньому виникає напруження наступних видів: від внутрішнього тиску при параметрах робочого середовища; термічне напруження, що включає напруження від різниці температури по товщині стінки барабану й через різницю температур між верхньою і нижньою частинами барабану [5, 7].

Термічні напруження від різниці температури по товщині стінки між верхньою й нижньою частинами барабану виникають при прогріванні або розхолоджуванні, вони, також виникають при розпалюваннях і зупинках котла, але обумовлюються тим, що при розпалюванні верхня напівобичайка барабану, що контактує з парою, яка конденсується, прогрівається швидше нижньої, яка в результаті повільної циркуляції води у цей час прогрівається поволі, а при зупинці, навпаки, остигає повільніше нижньої, оскільки тепловіддача у паровому об'ємі приблизно на один-два порядки менша, ніж у водяному об'ємі.

Окрім перерахованих напружень, барабан схильний до дії власної маси і води, що знаходиться в ньому, а також піддається впливу вимушених переміщень, які виникають внаслідок деформації від сполучених із ним водо- і пароперепускних труб і паропроводів. Зважаючи на порівняно невеликі значення напруження цього типу, їми зазвичай нехтують.

У режимах прискореного розпалювання або аварійної зупинки котла (наприклад, при розриві труб контуру циркуляції) термічне напруження у барабані може виявитися переважаючим і може перевищувати допустиме напруження.

Досить значні концентраційні напруження є також біля країв отворів з гострими кромками в місцях приєднання труб, особливо опускних. Ці напруження змінюються при пусках і зупинках від нуля до максимуму, а при номінальному

режимі змінюються на менші значення, але з більшою частотою, що відповідає пульсації температури на внутрішній поверхні барабану при зміні, наприклад, температури води після економайзера.

Для забезпечення надійної роботи барабану в різних режимах необхідно, щоб у кожний момент задовольнялася умова міцності – рівність приведенного напруження (що враховує перераховані вище чинники) і допустимого напруження для металу при даній температурі. Це комплексне завдання розрахунку на міцність з урахуванням температурного напруження і нециліндричності барабану має складне рішення. У діючих нормах розрахунку на міцність елементів парового котла враховується напруження тільки від внутрішнього тиску у барабані [8-10]. Для обмеження термічного напруження не рекомендується допускати різницю температур між окремими елементами барабану більше $(50 - 55) ^\circ\text{C}$.

При виборі номінальної товщини стінки [9] необхідно враховувати таке: номінальна товщина стінки барабану або колектора, які виготовляються зі сталевого листа, повинна бути не менше 6 мм; допускається для котлів паропропродуктивністю менше 1 т/г при робочому тиску не більше 0,5 МПа (5 кгс/см^2) приймати номінальну товщину стінки не менше 4 мм; номінальна товщина стінки колекторів, які виготовляються з труб, повинна бути не менше значень, вказаних в табл.3.6; товщину стінок барабанів і колекторів, до яких приєднуються труби за допомогою розвальцовки, рекомендується приймати не менше 16 мм; застосування стінок товщиною менше 13 мм не допускається; товщина стінок барабанів та колекторів, що обігріваються, без ізоляції повинна бути не більше наступних значень: 22 мм - для барабанів та колекторів, розташованих в топці; 30 мм - для барабанів та колекторів, розташованих в газоходах при температурі газів не вище $900 ^\circ\text{C}$; 50 мм - для барабанів та колекторів, розташованих в газоходах при температурі газів не вище $600 ^\circ\text{C}$. Зазначені товщини можуть бути збільшені, якщо це буде обгрунтовано відповідними розрахунками, узгодженими з базовою організацією зі стандартизації. Розрахунки товщини стінки барабану або колектору ведуться за формулами (3.8), (3.9).

3.1.1 Допустимі напруження і тиск в стінці барабану та колектору

Наведені напруження, що утворюються внутрішнім тиском в стінці барабану або колектора, можуть бути пораховані за формулами [9]:

$$\sigma_{np} = \frac{P[D_{зov} + (s-c) \cdot \varphi]}{2 \cdot (s-c) \cdot \varphi} \quad , \text{ (МПа)} \quad \sigma_{np} = \frac{P[D_{зov} + (s-c) \cdot \varphi]}{200 \cdot (s-c) \cdot \varphi} \quad (\text{кгс/мм}^2) \quad (3.10)$$

$$\sigma_{np} = \frac{P[D_{вн} - (s-c) \cdot \varphi]}{2 \cdot (s-c) \cdot \varphi} \quad , \text{ (МПа)} \quad \sigma_{np} = \frac{P[D_{вн} - (s-c) \cdot \varphi]}{200 \cdot (s-c) \cdot \varphi} \quad (\text{кгс/мм}^2) \quad (3.10, a)$$

Допустимий робочий тиск у барабанах та колекторах при контрольних розрахунках за зовнішнім (3.11) та внутрішнім (3.12) діаметрами повинен бути не більше значень, отриманих по одній з наступних формул [9]:

$$P = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi \cdot (s-c)}{D_{зov} + (s-c)} \quad , \text{ (МПа)} \quad P = \frac{200 \cdot [\sigma] \cdot \varphi \cdot (s-c)}{D_{зov} + (s-c)} \quad (\text{кгс/см}^2) \quad (3.11)$$

$$P = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi \cdot (s-c)}{D_{вн} - (s-c)} \quad , \text{ (МПа)} \quad P = \frac{200 \cdot [\sigma] \cdot \varphi \cdot (s-c)}{D_{вн} - (s-c)} \quad (\text{кгс/см}^2) \quad (3.12)$$

3.1.2 Розрахункова температура стінки циліндричного елементу

Розрахункову температуру стінки барабанів та охолоджуючих топку шарового спалювання панелей з вуглецевої або теплостійкої сталі, які містять воду, пароводяну суміш або насичену пару, допускається визначати без теплотехнічних розрахунків за спрощеними формулами для середньої температури стінки в наступних випадках:

- для барабанів, які винесені з газоходу, надійно ізольованих або захищених іншим надійним способом від обігріву зовні,

$$t = t_m; \quad (3.13)$$

- для неізольованих барабанів, розташованих в конвективних газоходах:

при температурі газів не вище 600 °С

$$t = t_m + 1,2 s + 10 \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (3.14)$$

при температурі газів більше 600 °С, але не вище 900 °С

$$t = t_m + 2,5 s + 20 \text{ }^{\circ}\text{C}; \quad (3.15)$$

- для неізольованих барабанів та охолоджуючих панелей, які піддаються дії факела або палаючого шару палива,

$$t = t_m + 4 s + 30 \text{ }^{\circ}\text{C}. \quad (3.16)$$

Розрахункову температуру стінки колекторів екранів, економайзерів та перегрівачів допускається визначати за спрощеними формулами в наступних випадках:

- для необігріваних (винесених з газоходу або надійно ізольованих) колекторів економайзерів та екранів та колекторів насиченої пари котлів з природною та примусовою циркуляцією, а також вхідних колекторів економайзерів прямо-точних котлів

$$t = t_m; \quad (3.17)$$

- для необігріваних колекторів (за виключенням вхідних) економайзерів прямо-точних котлів і колекторів перегрівачів (крім насиченої пари) котлів усіх типів

$$t = t_m + \chi \Delta t; \quad (3.18)$$

- для обігріваних колекторів з вуглецевої та теплостійкої сталі, які містять воду, пароводяну суміш або насичену пару:

при температурі у газоході не вище 600 °С

$$t = t_m + s + \chi \Delta t + 10 \text{ }^{\circ}\text{C}; \quad (3.19)$$

при температурі у газоході від 600 до 900 °С

$$t = t_m + 2s + \chi \Delta t + 20 \text{ }^{\circ}\text{C}; \quad (3.20)$$

при температурі у газоході вище 900 °С

$$t = t_m + 3s + \chi \Delta t + 30 \text{ }^{\circ}\text{C}; \quad (3.21)$$

- для обігріваних колекторів з аустенітної сталі розрахункова температура стінки повинна прийматися середньою зі значень температур на внутрішній та зовнішній поверхнях.

Величина t не повинна прийматися вище розрахункової температури газів у перерізі газоходу, в якому розташований колектор.

Температуру середи t_m при визначенні розрахункової температури стінки для колекторів економайзерів (крім вхідних) та екранів котлів з природною і примусовою циркуляцією та колекторів насиченої пари слід приймати рівній температурі насиченої пари при розрахунковому тиску в даному колекторі. Для вхідних колекторів економайзерів котлів з природною та примусовою циркуляцією температура середи повинна прийматися рівній температурі води на вході в економайзері (з урахуванням підігріву в пароохолоджувачі у випадку повернення води після пароохолоджувача на вхід в економайзер і змішування при рециркуляції води). Для колекторів економайзерів та перехідних зон прямооточних котлів, а також для колекторів перегрівачів котлів усіх типів температура стінки t повинна прийматися рівною температурі середи t_m .

Величина розвірення температур в увімкненому в колектор пучку Δt повинна прийматися за тепловим розрахунком або за даними випробувань, але не менше 10°C . Коефіцієнт χ , який враховує перемішування середи до входу у колектор або в ньому, повинен прийматися рівним 0,5, за виключенням випадків, коли середа підводиться до торця колектора. тому в цьому варіанті допускається приймати $\chi = 0$.

3.1.3 Прибавка до розрахункової товщини стінки циліндричних елементів котла

Сумарна прибавка s приймається згідно нормативних документів [9-11]. Вона повинна бути не менше мінімальних значень, вказаних у [10], що відносяться до розрахунку конкретних деталей котла.

За призначенням прибавки s до розрахункової товщини стінки s у формулах (3.8), (3.9) слід поділяти:

- на виробничу прибавку s_1 , що компенсує можливе зниження міцності деталі за умови технології виготовлення деталі через мінусове відхилення товщини стінки напівфабрикату, технологічних уточнень тощо;
- на експлуатаційну прибавку s_2 , що компенсує можливе зниження міцності деталі за умови експлуатації через всі види впливу: корозії, механічного та абразивного зношення, ерозії тощо.

В свою чергу виробнича сумарна прибавка c_1 складається з суми прибавок $c_1 = c_{11} + c_{12}$, що компенсують мінусове відхилення c_{11} та технологічне збільшення c_{12} . Значення збільшення c_{11} слід визначати за граничним мінусовим відхиленням товщини стінки, встановленому стандартами або технічними умовами напівфабрикату. Значення прибавки c_{12} має визначатися технологією виготовлення деталі та приймається за технічними умовами на виріб.

Для прямих труб та обичайок, що піддаються на підприємстві виробника механічній обробці, $c_{11} = 0$ і для деталей, деформування яких при виготовленні не призводить до ослаблення стінки заготовки, $c_{12} = 0$.

Експлуатаційна сумарна прибавка $c_2 = c_{21} + c_{22}$ складається з прибавок, що компенсують зниження міцності з боку пароводяної суміші c_{21} та з боку газів c_{22} .

Значення технологічних та експлуатаційних прибавок c_1 та c_2 зведено у табл. 3.1. Значення прибавки c_{21} для всіх деталей, що обігріваються і не обігріваються з аустенітних сталей, а також для труб зовнішнім діаметром 32 мм і менше з вуглецевої та теплостійкої сталей дорівнює нулю. Для інших деталей (труб зовнішнім діаметром більше 32 мм, колекторів, барабанів, фасонних деталей та трубопроводів та інших, що виготовляються з вуглецевої та теплостійкої сталей) значення збільшення c_{21} на розрахунковий ресурс 10^5 год повинно визначатися за таблицею 3.2. При розрахунковому ресурсі більше 10^5 год збільшення c_{21} слід збільшити з урахуванням швидкості корозії, при ресурсі до $2 \cdot 10^5$ год допускається приймати надалі до уточнення значення цієї прибавки такої, як при ресурсі 10^5 год. При розрахунковому ресурсі менше 10^5 год прибавку c_{21} допускається приймати зменшеною пропорційно ресурсу. Значення прибавки c_{22} для деталей, що не обігріваються, дорівнює нулю.

Для барабанів та колекторів, що зварюються з листів, а також кованих з подальшою механічною обробкою при номінальній товщині стінки більше 20 мм допускається приймати $c_{11} = 0$. Якщо найбільше мінусове відхилення по товщині листа перевищує 3 %, то в прибавці c_{11} слід врахувати це перевищення.

Для колекторів, які виготовляються з труб, прибавка c_{11} повинна визначатися за формулою, якщо невідома номінальна товщина стінки, і за формулою,

якщо номінальна товщина стінки відома або попередньо прийнята. Для барабанів та прямолінійних колекторів $c_{12}=0$. Для криволінійних колекторів при $R/D_{30B} < 5$ значення прибавки c_{12} повинно прийматися так саме, як для колін.

Значення прибавок для різних елементів котлоагрегатів представлено в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 - Значення сумарних прибавок виробничої та експлуатаційної (c_1 та c_2) для різних елементів котлоагрегатів [9-11].

c_1		c_2	
c_{11}	c_{12}	c_{21}	c_{22}
1	2	3	4
Для труб, барабанів і колекторів			
Для прямих труб і обичайок, оброблених виробником $c_{11} = 0$	Деформація яких при виготовленні не призводить до ослаблення стінки заготовки, $c_{12} = 0$.	Величина приросту для всіх нагрітих і ненагрітих деталей з аустенітних сталей, а також для труб зовнішнім діаметром 32 мм і менше з вуглецевих і жароміцних сталей, $c_{21}=0$	Для інших деталей (труб із зовнішнім діаметром більше 32 мм, колекторів, барабанів, фітингів і трубопроводів та інших з вуглецевої і жароміцної сталі) величину приросту c_{21} для проєктного терміну служби 10^5 годин слід визначати згідно з таблицею 3.2
		Для інших деталей (труб зовнішнім діаметром більше 32 мм, колекторів, барабанів, фасонних деталей та трубопроводів та інших, що виготовляються з вуглецевої та теплостійкої сталей) значення збільшення c_{21} на розрахунковий ресурс 10^5 год повинно визначатися за таблицею 3.2	Величина приросту c_{22} для ненагрітих деталей дорівнює нулю.

Продовження таблиці 3.1

1	2	3	4
		Для барабанних обичайок з високоміцної сталі при $\sigma > 550$ МПа і робочому	Величину приросту c_{22} для нагрітих деталей слід

		тиску більше 8 МПа збільшення c_{21} передбачають можливість видалення корозії і втоми дефекти без зварювання; Вона приймається в залежності від умов і досвід експлуатації котла такого типу, про який слід домовитися зі спеціалізованими науково-дослідними організаціями; Величина приросту повинна бути не менше 5 мм. Менше 5 мм слід узгоджувати зі спеціалізованими	приймати в залежності від температури зовнішньої поверхні деталі, виду палива і марки металу деталі. Для визначення додавання c_{22} температуру зовнішньої поверхні деталі необхідно порівняти з допустимою температурою, значення якої наведені в таблиці 3.9 Розрахункова температура зовнішньої поверхні нагрітих деталей, визначена тепловим розрахунком з урахуванням теплових і гідравлічних нерівномірностей, але без урахування тимчасового збільшення нерівномірності нагріву, не повинна перевищувати значень допустимої температури робочого середовища $[t_m]$ при температурі зовнішньої поверхні стінки $t_a < ([t] - 40) ^\circ\text{C}$ $c_1 + c_2 \geq 0,5 \text{ мм};$ при зовнішній температурі стінки елемента t_a відповідно до $([t] - 40) ^\circ\text{C} < t_a \leq [t]$ $c_1 + c_2 \geq 1,0 \text{ мм}.$ Для нагрітих вуглецевих труб загального призначення (наприклад, марки сталі Ст3) додавання c_{22} слід брати не менше 0,4 мм, незалежно від температури стінки, марки сталі.
--	--	---	---

Продовження таблиці 3.1

1	2	3	4
---	---	---	---

Для штампованих колін, виконаних в закритих штампах або для відводів, виконаних на верстатах з нагріванням струмами високої частоти і осьовим стисненням, збільшення $c_{12}=(0,05-0,1) s$			
--	--	--	--

Таблиця 3.2 - Значення експлуатаційної прибавки з боку робочого середовища c_{21} , мм [8-10].

Робоче середовище	Труби діаметром вище 32 до 76 мм включно	Решта деталей
Вода, пароводяна суміш, насичена пара	0,5	1,0
Перегрита пара	0,3	0,5
Середовище надкритичних параметрів	-	0,3

Примітка. Для вигинів опускаючих, водовідпускних і неопалюваних труб пароводяної суміші і насиченої пари зовнішнім діаметром більше 76 мм при робочому тиску котла від 8 до 20 МПа слід приймати підвищення c_{21} від 1 до 3 мм в залежності від досвіду експлуатації даного типу котла; Для труб із зовнішнім діаметром 133 мм і більше застосування добавки c_{21} менше 3 мм необхідно узгоджувати зі спеціалізованими науково-дослідними організаціями.

3.1.4 Розрахунковий коефіцієнт міцності циліндричної частини котельного елемента

Розрахункові коефіцієнти міцності ϕ обичайок барабанів і циліндричної частини колекторів з отворами та/або зі зварювальними з'єднаннями слід визначати згідно [11].

Розрахунковий коефіцієнт міцності ϕ є відносною величиною, яка використовується у формулах (3-8), (3-9) для визначення товщини стінки розрахункової деталі і враховує ослаблення отворами та зварними з'єднаннями.

Коефіцієнтом міцності зварних з'єднань φ_w є відношення граничного навантаження, яке діє у напрямку, перпендикулярному до напрямку зварного з'єднання (тобто при куті $\alpha_w = 0$), до граничного навантаження безшовної деталі, дивись рис. 3.2. α_w – кут між напрямом зварного шва та розрахунковим напрямом, тобто поздовжнім напрямом для циліндричних деталей при розрахунку на внутрішній тиск та поперечним напрямом при розрахунку на осьове зусилля ($0 \leq \alpha_w \leq 90$).

Коефіцієнти міцності φ_d та φ_s , які відповідно враховують ослаблення деталей котла неукріпленими та укріпленими отворами, є відношенням граничного навантаження деталі з отворами до граничного навантаження деталі без отворів. Зазначене відношення навантажень допускається замінювати відношенням середнього напруження в деталі без отворів до середнього напруження в деталі з отворами або відношенням відповідних площин тих же перерізів. Якщо між отворами в розрахунковому перерізі має місце розточування або вибірка металу, а також зміна товщини стінки за рахунок скошення внутрішньої або зовнішньої поверхні, коефіцієнт міцності слід визначати за загальним правилом, як відношення площі металу в перерізі між кромками отворів F_0 до повної площі між центрами отворів F_t . У загальному випадку розрахунковий коефіцієнт міцності деталі з неукріпленими отворами φ_d слід визначати за формулою.

$$\varphi = \frac{F_0}{F_t} \frac{1}{\sqrt{1 - 0,75 \sin^4 \alpha_w}} \quad (3.22)$$

При цьому розглядаються напруження або перетини між отворами або по отвору, перпендикулярному напрямку дії розрахункового навантаження або приведені до цього навантаження.

Розрахунковий коефіцієнт міцності деталі φ приймається рівним або мінімальному зі значень коефіцієнтів міцності зварних з'єднань φ_w та отворів φ_d , або їх добутку в залежності від відстані між краями близьких до зварювального шва отвору та центром зварювального шва l_w .

Якщо відстань l_w дорівнює або менше $0,5\sqrt{D_{вн}(s-c)}$ або менше 50 мм, або перетинає зварний шов (рис. 3.2), тоді розрахунковий коефіцієнт міцності слід визначити за формулою

$$\varphi = \varphi_d \frac{\varphi_w}{\sqrt{1 - 0,75 \sin^4 \alpha_w}} \quad (3.22a)$$

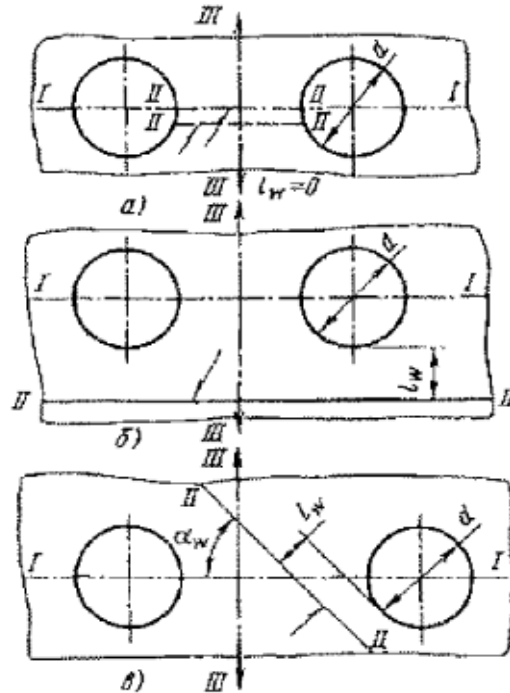


Рисунок 3.2 – Геометрична схема до розрахунку коефіцієнтів міцності: I-I – розрахунковий напрямок (для циліндричної деталі при розрахунку за внутрішнім тиском - поздовжня вісь); II-II - середня лінія зварного з'єднання; III-III - напрямок розрахункового навантаження [10].

В інших випадках для розрахункового коефіцієнта міцності повинна виконуватися умова

$$\varphi = \min \left\{ \varphi_d; \frac{\varphi_w}{\sqrt{1 - 0,75 \sin^4 \alpha_w}} \right\} \quad (3.23)$$

При наявності укріплених отворів у формулах слід приймати φ_c замість φ_d .

Для безшовних деталей розрахунковий коефіцієнт міцності φ слід приймати рівним коефіцієнту міцності отворів φ_d або φ_c .

Для деталей, які не мають отворів, або з поодиноким отвором, розміри якого повинні задовольняти умові

$$d \leq 0,25\sqrt{D_{en}(s-c)}, \quad (3.24)$$

розрахунковий коефіцієнт міцності φ слід приймати рівним коефіцієнту міцності зварного з'єднання

$$\varphi = \frac{\varphi_w}{\sqrt{1-0,75\sin^4\alpha_w}} \quad (3.25)$$

У всіх випадках коефіцієнти міцності φ , φ_w , φ_c , не повинні прийматися більше одиниці.

Зварні з'єднання з коефіцієнтом міцності φ_w менше 0,5 не допускаються.

Коефіцієнт міцності стикових зварних з'єднань [10], виконаних будь-яким допущеним способом автоматичним, напівавтоматичним або ручним зварюванням, що забезпечує повне проварювання по усій довжині елементів що стикується, при виконанні контролю якості шва радіографією або ультразвуком по усій довжині шва, для поздовжнього шва під тиском і поперечного шва при розтягуванні повинен прийматися наступним:

- для вуглецевої, низьколегованої марганцовистої, хромомолібденової і аустенітної сталей $\varphi_w = 1,0$;
- для хромомолібденованадієвої та високохромистої сталей:
 - при електрошлаковому зварюванні $\varphi_w = 1,0$;
 - при ручному і автоматичному зварюванні під флюсом:
- для розрахункової температури 510 °C і менше $\varphi_w = 1,0$;
- для розрахункової температури 530 °C і більше $\varphi_w = 0,7$.

При розрахунковій температурі від 510°C до 350°C значення коефіцієнту міцності зварного з'єднання φ_w визначається лінійним інтерполюванням між вказаними значеннями коефіцієнта міцності.

Якщо зварне з'єднання навантажене навантаженнями, що вигинають деталь, то при визначенні згинальних напружень, діючих у поперечному напрямку зварного з'єднання повинні застосовуватися коефіцієнти міцності зварного з'єднання при згинанні ϕ_{bw} , значення яких для катаних і кованосвердлених або відцентроволитих труб з механічно обробленою внутрішньою поверхнею повинні прийматися не більше приведених в табл. 3.3

Таблиця 3.3 - Значення коефіцієнта міцності зварного з'єднання ϕ_{bw} при згинанні труб [10].

Сталь	Труби	
	катані	механічно оброблені
Аустенітна хромонікелева і високохромиста Хромомолібденованадієва при розрахунковій температурі:	0,6	0,7
510 °С і менше	0,9	1,0
530 °С і більше	0,6	0,7
Вуглецева, марганцевиста і хромомолібденова	0,9	1,0

Примітка. При розрахунковій температурі від 510 до 530 °С коефіцієнт міцності зварного з'єднання при вигині визначається лінійним інтерполюванням між вказаними значеннями.

При визначенні коефіцієнтів міцності ϕ_d або ϕ_c діаметри отворів слід приймати рівними:

- для отворів, в яких труби розвальцовані або приварені до зовнішньої поверхні деталі без розточування гнізда або з поглибленням для установки штуцера менше 30% товщини стінки або з поглибленням 30% і більше, але із забезпеченням повного проплавлення товщини стінки штуцера та заповненням гнізда наплавленим металом, а також для лючкових отворів - діаметру отвору у відповідності з рис. 3.3

- для отворів, які мають по товщині стінки розточування з декількома різними діаметрами, наприклад з трьома діаметрами згідно рис. 3.4 - умовному діаметру d_y , визначеному за формулою

$$d_y = \frac{\sum d_i h_i}{s}, \quad (3.26)$$

де $i = 1, 2, 3, \dots n$ кількість різних діаметрів одного отвору;

d_i, h_i - діаметр та висота відповідної ділянки отвору;

$s = \sum h_i$ - повна товщина деталі;

- для овальних отворів - розміру отворів у напрямку ряду, що розглядається при визначенні коефіцієнта міцності;
- для сусідніх отворів ряду, які мають різні діаметри - середньоарифметичному значенню діаметрів;
- для циліндричних деталей та опуклих днищ с відборттованим всередину або зовні коміром або витягнутою горловиною - еквівалентному діаметру d_e , визначеному за формулою

$$d_e = d + 0,5r, \quad (3.27)$$

де r - радіус закруглення коміра або горловини по внутрішній поверхні (по відношенню до отвору), мм (рис. 3.5 і 3.6);

- для отворів, які мають різьблення - середньому діаметру різьблення.

Зняття фасок або округлення крайок з внутрішньою поверхнею деталі допускається не враховувати.

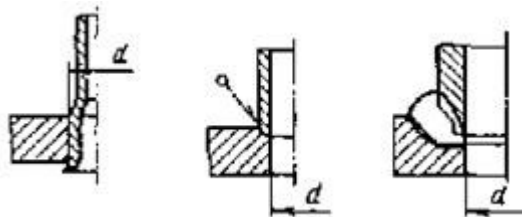


Рисунок 3.3 - Типи з'єднання труб (штуцерів) з розрахунковою деталлю.

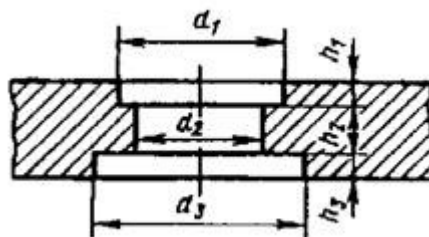


Рисунок 3.4 - Отвір з різними діаметрами по товщині стінки.

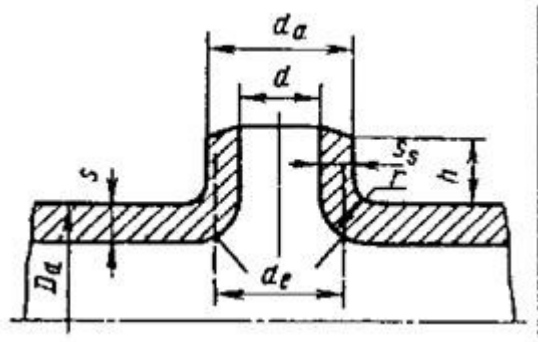


Рисунок 3.5 - Витягнута горловина.

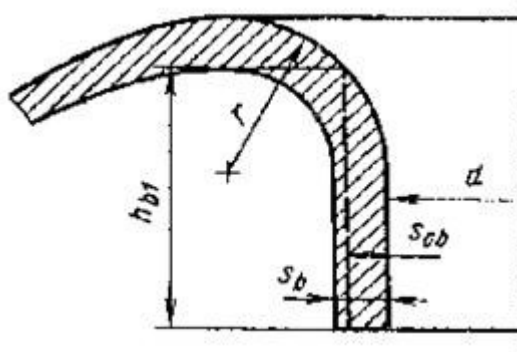


Рисунок 3.6 - Відбортований комір.

3.1.4.1 Коефіцієнт міцності деталей з поодиноким отвором

Поодиноким вважають отвір, крайка якого віддалена від крайки ближнього отвору на відстані не менше $2\sqrt{D_m(s-c)}$.

Неукріпленим слід вважати отвір, який не має посилювальних деталей у вигляді штуцера з товщиною стінки, яка перевищує необхідну за розрахунком по внутрішньому тиску, приварної накладки, витягнутої горловини (рис.3.5) або відбортованого коміра (рис.3.6).

Коефіцієнт міцності циліндричної деталі або опуклого днища, послаблених поодиноким неукріпленим отвором, слід визначати за формулою

$$\varphi_d = \frac{2}{z+1,75}, \quad (3.28)$$

де

$$z = \frac{d}{\sqrt{D_m(s-c)}}. \quad (3.29)$$

Коефіцієнт міцності циліндричної деталі або опуклого днища, послаблених поодиноким укріпленим отвором, слід визначати за формулою

$$\cdot \varphi_c = \varphi_d \left[1 + \frac{\sum f}{2(s-c)\sqrt{D_m(s-c)}} \right] \quad (3.30)$$

Величину коефіцієнта φ_d слід визначати згідно (3.28).

Суму компенсуючих площин $\sum f$ слід визначати згідно [10].

3.1.4.2 Коефіцієнт міцності циліндричних деталей, послаблених неукріпленими отворами.

Коефіцієнт міцності деталей, послаблених поздовжнім рядом або коридорним полем отворів з однаковим кроком, слід визначати за формулою

$$\varphi_1 = \frac{t_1 - d}{t_1} \quad (3.31)$$

Коефіцієнт міцності циліндричної деталі, послабленої поперечним рядом або полем отворів з однаковим кроком, слід визначати за формулою

$$\varphi_2 = 2 \frac{t_1 - d}{t_1} \quad (3.32)$$

При шаховому рівномірному розташуванні отворів повинні бути обчислені три значення коефіцієнта міцності:

в поздовжньому напрямку φ_1 (для кроку $t = 2a$) – по (3.31);

в поперечному напрямку φ_2 (для кроку $t_1 = 2b$) – по (3.32);

в косому напрямку - за формулою

$$\varphi_d = \frac{1 - \frac{d}{a} \frac{1}{\sqrt{1+m^2}}}{\sqrt{1 - 0,75 \left(\frac{m^2}{1+m^2} \right)^2}}, \quad (3.33)$$

де $m=b/a$.

Остаточним повинно прийматися найменше з трьох знайдених значень φ_1 , φ_2 та φ_d .

Якщо деталь послаблена рядом, який складається з двох неукріплених отворів з відстанню між їх крайками менше $2\sqrt{D_m(s-c)}$, то коефіцієнт міцності слід приймати за формулою:

$$\varphi_d = \frac{2(1-\varphi_{\min}) + z\varphi_{\min}}{2(1+z) - (2+z)\varphi_{\min}}. \quad (3.34)$$

Коефіцієнт міцності $\varphi_{\min}$ для ряду з тим же кроком слід визначити за формулами (3.31) – (3.33) відповідно.

Для деталей, послаблених отворами з нерівномірним кроком, розрахунковий коефіцієнт міцності φ_d повинен прийматися рівним мінімальному значенню коефіцієнта міцності, обчисленому по отворах даного ряду.

Якщо деталь з вуглецевої сталі послаблена рядом з трьох неукріплених отворів з нерівномірним кроком, то коефіцієнт міцності слід приймати рівним середньоарифметичному значенню з коефіцієнтів міцності для кожного кроку

$$\varphi_d = 0,5(\varphi_{\min} + \varphi_{\max}). \quad (3.35)$$

При косому несиметричному розташуванні отворів коефіцієнти міцності $\varphi_{\min}$ та $\varphi_{\max}$ повинні обчислюватися за формулою (3.33), відповідно при $\alpha = \alpha_1$ та $\alpha = \alpha_2$. Крім того, повинен бути обчислений коефіцієнт міцності в поздовжньому напрямку для кроку $t = \alpha_1 + \alpha_2$ і повинно бути остаточно прийнято найменше зі значень для поздовжнього кроку або для несиметричного косого ряду.

Приведений коефіцієнт міцності для ряду з нерівномірним кроком, обчислений за формулою (3.35), не повинен прийматися більше коефіцієнта міцності для ряду з двох отворів, визначеного згідно (3.34).

Якщо деталь з вуглецевої сталі послаблена рядом з нерівномірним періодичним повторюваним кроком, то коефіцієнт міцності слід визначати як найменше з двох значень: середнє арифметичного коефіцієнта міцності згідно (3.35) для найгіршого поєднання двох сусідніх кроків і коефіцієнта міцності для двох суміжних отворів з мінімальним кроком згідно (3.34).

Якщо деталь послаблена рядом отворів однакового діаметра, частково укріплених приварюваними штуцерами, то величина коефіцієнта міцності повинна визначатися за формулою

$$\varphi_d = \varphi_d + (1 - \varphi_d) \frac{\sum f}{(s - c)d} . \quad (3.36)$$

Величину коефіцієнта міцності φ_d слід визначати згідно (3.31) – (3.35)

Суму компенсуючих площин $\sum f$, віднесену до одного отвору ряду, слід визначати згідно [10].

Коефіцієнти міцності деталі з отворами рівномірного або нерівномірного ряду не повинні перевищувати значення коефіцієнта міцності, визначеного для поодинокого отвору даного ряду.

Якщо між отворами в розрахунковому перерізі має місце розточка або вибірка металу, а також зміна товщини стінки за рахунок скошення внутрішньої або зовнішньої поверхні, коефіцієнт міцності слід визначати загальним правилом, як відношення площин металу в перерізі між крайками отворів F_0 до повної площі між центрами отворів F_t . В загальному випадку розрахунковий коефіцієнт міцності φ_d слід визначати за формулою

$$\varphi_d = \frac{F_0}{F_t} \frac{1}{\sqrt{1 - 0,75 \sin^4 \alpha_d}} . \quad (3.37)$$

Коефіцієнти міцності циліндричної деталі при різних варіантах розташування отворів допускається визначати по табл. 3.4

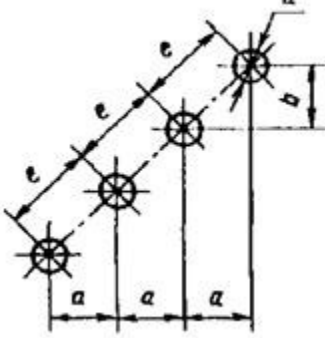
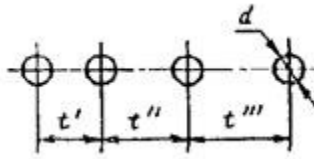
Тиск гідравлічних випробувань конструктивного елементу під час випробування на міцність не повинен бути меншим, ніж визначений за формулою [16] :

$$P_k = K_h p[\sigma]^{Th} / [\sigma]^T \text{ (нижня межа),} \quad (3.38)$$

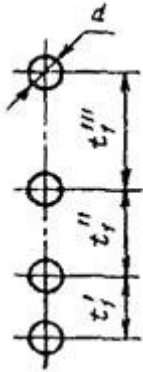
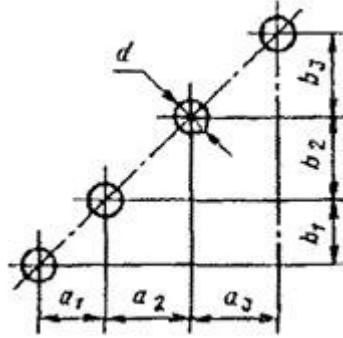
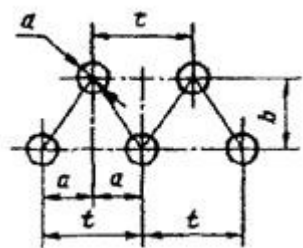
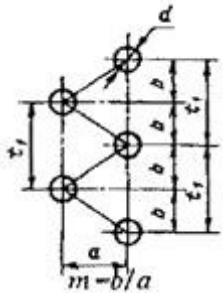
і не більше тиску, при якому сумарні напруження мембрани дорівнюють $1,35[\sigma]^{Th}$, а сума сумарних або локальних мембранних і сумарних згинальних напружень досягне $1,7[\sigma]^{Th}$ (верхня межа). Мембранні напруження - напруження в серединній площині пластини (деталі).

У наведеній вище формулі (3.38) $K_h = 1,25$ для обладнання та трубопроводів, p - розрахунковий тиск при випробуванні у виробника або робочий тиск під час випробувань після монтажу та під час роботи:

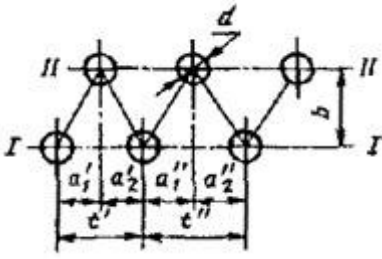
Таблиця 3.4 - Формули для обчислення приведенного коефіцієнта міцності φ_d при різних варіантах послаблення деталі отворами [10].

Варіант	Характеристика розміщення отворів	Ескізи варіантів послаблення деталі отворами	Формула
1	2	3	4
1	Косий ряд з рівними кроками		$\varphi_d = \frac{1 - \frac{d}{a} \frac{1}{\sqrt{1+m^2}}}{\sqrt{1 - 0,75 \left(\frac{m^2}{1+m^2} \right)^2}} \quad (3.33)$ При $m > 5$ рекомендується застосовувати формулу: $\varphi_d = \frac{1 - \frac{d}{a} \frac{1}{\sqrt{1+n^2}}}{\sqrt{1 - 0,75 \left(\frac{n^2}{1+n^2} \right)^2}}$ де, $n = \frac{1}{m} = \frac{a}{b}$; $m = \frac{b}{a}$
2	Ряд отворів з різними кроками (з вуглецевої сталі): поздовжній	 $t' = t_{\min}$ - мінімальний крок	Найменше з двох значень: середнєарифметичне для найгіршого поєднання двох сусідніх кроків: $\varphi_d = 0,5(\varphi'_d + \varphi''_d); \quad (3.35)$ для двох суміжних отворів з мінімальним кроком: $\varphi_d = \frac{2(1 - \varphi_{\min}) + z\varphi_{\min}}{2(1 + z) - (2 + z)\varphi_{\min}} \quad (3.34)$ $\varphi_{\min} = \varphi'_d = \frac{t' - d}{t'} \quad \varphi''_d = \frac{t'' - d}{t''}$

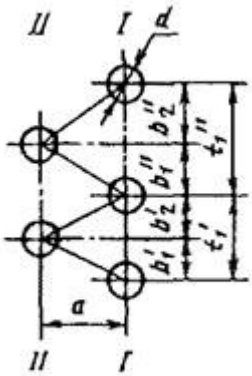
Продовження таблиці 3.4

1	2	3	4
	поперечний	 $t' = t_{\min}$ - мінімальний крок	$\varphi_{\min} = \varphi'_d = \frac{t' - d}{t'}$ $\varphi''_d = 2 \frac{t'' - d}{t''}$
	косий	 $a_1 = a_{\min}$ - мінімальний розмір	$\varphi_{\min} = \varphi'_d = \frac{1 - \frac{d}{a_1} \frac{1}{\sqrt{1 + m^2}}}{\sqrt{1 - 0,75 \left(\frac{m^2}{1 + m^2} \right)^2}}$ $\varphi''_d = \frac{1 - \frac{d}{a_2} \frac{1}{\sqrt{1 + m^2}}}{\sqrt{1 - 0,75 \left(\frac{m^2}{1 + m^2} \right)^2}}$ При $m > 5$ - див. варіант 1
3	Зубчастий ряд з рівномірним розташуванням отворів: роздовжній	 $m = b/a$	Найменше з двох значень: для роздовжнього ряду з кроком t див. (3.31) для косого ряду при $m = b/a$ див. (3.33)
	поперечний	 $m = b/a$	Найменше з двох значень: для поперечного ряду з кроком t_1 див. (3.32) для косого ряду при $m = b/a$ див. (3.33)

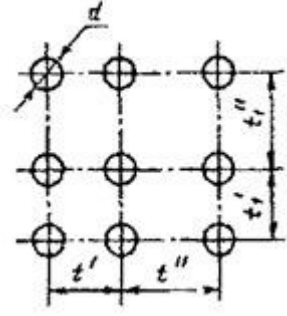
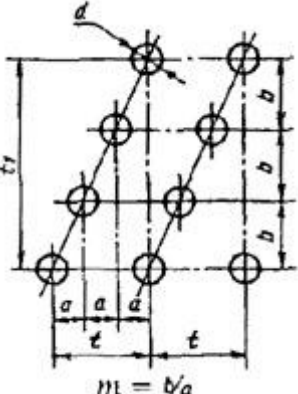
Продовження таблиці 3.4

1	2	3	4
4	Зубчастий ряд з нерівномірним розташуванням отворів (з вуглецевої сталі): поздовжній	 $m_1' = \frac{b}{a_1'}; \quad m_2' = \frac{b}{a_2'} \text{ и т.п.}$	$\varphi_d'' = \frac{1 - \frac{d}{a_2} \frac{1}{\sqrt{1 + (m_2')^2}}}{\sqrt{1 - 0,75 \left(\frac{(m_2')^2}{1 + (m_2')^2} \right)^2}}$ Найменше з наступних значень: найменше з визначених для поздовжніх рядів I-I та II-II згідно див. (3.31); $\varphi_d' = \frac{1 - \frac{d}{a_1} \frac{1}{\sqrt{1 + (m_1')^2}}}{\sqrt{1 - 0,75 \left(\frac{(m_1')^2}{1 + (m_1')^2} \right)^2}}$ найменше з визначених для двох сусідніх косих кроків: $\varphi_d = 0,5(\varphi_d' + \varphi_d'');$ де найменшого для двох суміжних отворів: $\varphi_d = \frac{2(1 - \varphi_{\min}) + z\varphi_{\min}}{2(1 + z) - (2 + z)\varphi_{\min}},$ де $\varphi_{\min}$ - найменше значення для косого ряду згідно варіанту 1

Продовження таблиці 3.4

1	2	3	4
	поперечний	 $m_1' = \frac{b_1'}{a}; \quad m_2' = \frac{b_2'}{a}$	Найменше з наступних значень: найменшого з визначених для поперечних рядів I-I та II-II згідно (3.32); найменшого з визначених для двох сусідніх косих кроків: $\varphi_d = 0,5(\varphi_d' + \varphi_d'');$ де $\varphi_d' = \frac{1 - \frac{d}{a_1} \frac{1}{\sqrt{1 + (m_1')^2}}}{\sqrt{1 - 0,75 \left(\frac{(m_1')^2}{1 + (m_1')^2} \right)^2}}$ $\varphi_d'' = \frac{1 - \frac{d}{a_2} \frac{1}{\sqrt{1 + (m_2')^2}}}{\sqrt{1 - 0,75 \left(\frac{(m_2')^2}{1 + (m_2')^2} \right)^2}}$ найменше для двох суміжних отворів: $\varphi_d = \frac{2(1 - \varphi_{\min}) + z\varphi_{\min}}{2(1 + z) - (2 + z)\varphi_{\min}},$ де $\varphi_{\min}$ - найменше значення для косого ряду згідно варіанту 1

Продовження таблиці 3.4

1	2	3	4
5	Коридорне поле з нерівномірним розташуванням отворів		Найменше з двох значень: для поздовжнього ряду з різними кроками згідно варіанту 2; для поперечного ряду з різними кроками згідно варіанту 2
6	Поле з пилкоподібним розташуванням отворів		Найменше з наступних значень: для поздовжнього ряду з кроком t згідно (3.31); для поперечного ряду з кроком t_1 згідно (3.32); для косого ряду при $m = b/a$ згідно (3.33)

+

$[\sigma]^{Th}$ - номінальна допустима напруга при гідравлічній температурі випробування T_h для розглянутого конструктивного елемента котла;

$[\sigma]^T$ - номінальне допустиме напруження при розрахунковій температурі T розглянутого елемента конструкції.

Для елементів, які навантажуються зовнішнім тиском, повинна також виконуватися умова: $P_h < 1,25[P]$.

$[P]$ - допустимий зовнішній тиск при температурі гідравлічних випробувань, визначений згідно з Нормами розрахунку міцності [8-10].

При гідравлічному випробувальному тиску P до 0,49 МПа (5 кгс/см²) значення P_h має бути більше 1,5 P , але не менше 0,2 МПа (2 кгс/см²).

Якщо гідравлічний випробувальний тиск P більше 0,49 МПа (5 кгс/см²),

значення P_h слід визначати за формулою (3.38), але не менше $(P + 0,29)$ МПа $((P + 3)$ кгс/см²).

У тому випадку, якщо гідравлічні (пневматичні) випробування проводяться на системі або контурі, що складається з обладнання і трубопроводів, що працюють при різному робочому тиску і (або) розрахункових температурах, або виконаних з матеріалів з різним $[\sigma]^{Th}$ і (або) $[\sigma]^T$, тоді тиск гідравлічних (пневматичних) випробувань цієї системи (контуру) слід вважати рівним мінімальному значенню верхньої межі випробувальних тисків, обраних з усіх відповідних значень для обладнання та трубопроводів, що складають систему або контур.

3.1.5 Перелік питань для самоконтролю до розділу 3.1

1. Яке призначення котельного барабану?
2. З яких марок сталей виготовляють барабан котла?
3. Від чого залежить температура стінки барабану?
4. Що таке коефіцієнт міцності?
5. Що таке запас міцності?
6. Яка допустима різниця температур між елементами барабану?
7. Яке допустиме напруження на розтягнення?
8. Який вплив технології виготовлення барабанів на їх міцність?
9. Як впливає неоднорідність будови металу барабану на його міцність?
10. Які домішки знижують міцність металу?
11. Як впливає термообробка на структуру металу?
12. Як перевірити якість металу барабану?
13. Способи приєднання труб до барабану.
14. Які сталі застосовуються для барабанів котлів високого тиску?
15. Як впливає діаметр отворів на напруги, що виникають у барабані?
16. Як впливає вид зварного шва на коефіцієнт міцності барабану?
17. Від чого залежить тиск при гідравлічному випробуванні барабану?
18. Яку температуру стінки барабану приймають у розрахунках?

19. Як впливає згинальний момент та момент опору на напруження в барабані?
20. Чим відрізняються розрахунки товщини стінки барабану по межі плинності або по межі повзучості?

3.1.6 Приклади розв'язання задач

Задача 3.1 Визначити товщину стінки безшовного барабану, який винесений за межі газоходу, якщо відомо, що робочий тиск $p=11,0$ МПа, зовнішній діаметр барабану $D_{\text{зов}} = 1550$ мм, довжина циліндричної частини $l=7500$ мм, яка ослаблена отворами у відповідності зі схемою рис.3.7.

Розв'язання. Коефіцієнт міцності барабану в поздовжньому та поперечному напрямках в першій групі отворів *I* діаметром $d = 76,7$ мм.

В поздовжньому (3.31):

$$\varphi_1 = \frac{t-d}{t} = \frac{250-76,7}{250} = 0,693$$

в поперечному (3.32):

$$\varphi_2 = 2 \frac{t_1-d}{t_1} = 2 \frac{125-76,7}{125} = 0,977$$

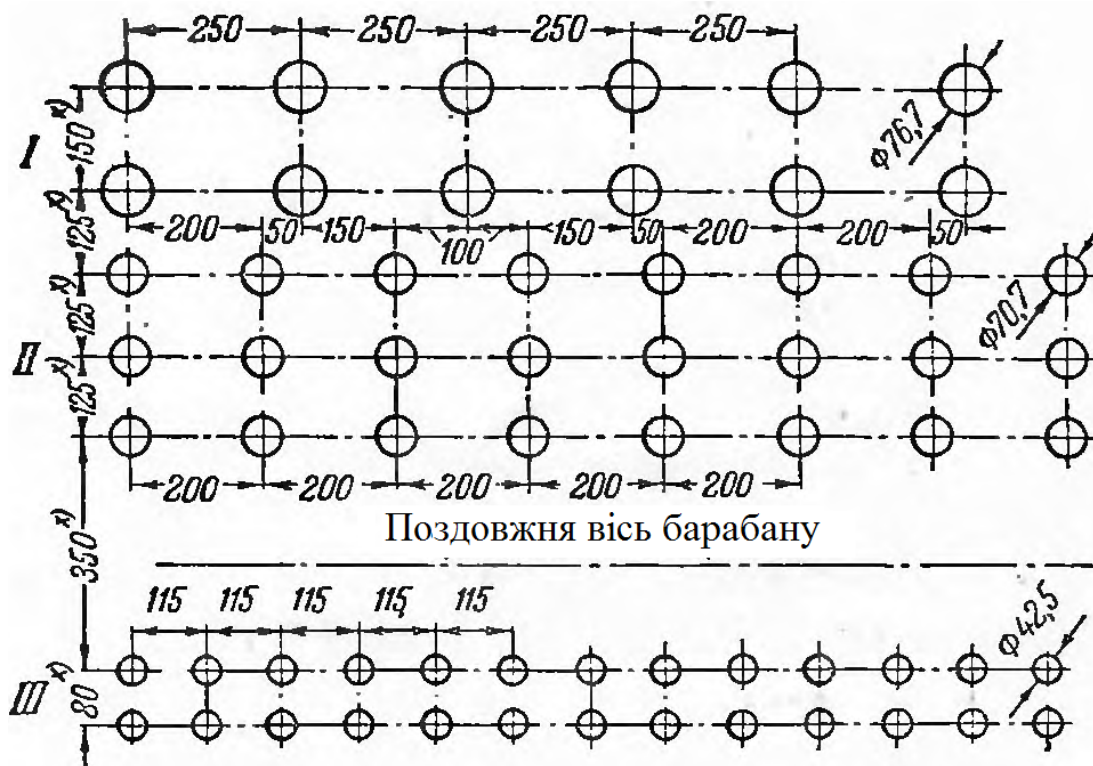


Рисунок 3.7 - Розташування отворів у циліндричній частині барабану (до задачі 3.1): I, II, III групи отворів. Хрестиками відмічені розміри, взяті по середньому колу.

Для другої групи отворів II діаметром $d = 70,7$ мм

в поздовжньому (3.31):

$$\varphi_3 = \frac{t-d}{t} = \frac{200-70,7}{200} = 0,650$$

в поперечному (3.32):

$$\varphi_4 = 2 \frac{t_1-d}{t_1} = 2 \frac{125-70,7}{125} = 0,870$$

Між першою I та другою II групами отворів є зона переходу від кроку ($t = 250$ мм і діаметру отворів $d = 76,7$ мм до кроку $t = 200$ мм і діаметру отворів $d = 70,7$ мм, в якій утворились косі містки різної величини. Для виявлення найбільш ослабленого містка в косому напрямку необхідно провести ряд послідовних розрахунків усіх косих містків у відповідності з варіантами табл.3.4.

Середній діаметр для сусідніх отворів буде:

$$d_{cp} = (d_1 + d_2) / 2 = (76,6 + 70,7) / 2 = 73,7 \text{ мм}$$

Для косого ряду виберемо наступні кроки між отворами з середнім діаметром $d_{cp} = 73,7$ мм та занесемо у таблицю

Значення кроків нерівномірної косої групи (I – II) отворів:

№	b	a_1	a_2
1	125	50	150
2	125	100	100
3	125	100	150

В таблиці представлені результати розрахунків коефіцієнта міцності φ для косої групи отворів за формулою (3.33)

$$\varphi_5' = \frac{1 - \frac{d}{a_1} \frac{1}{\sqrt{1+m_1^2}}}{\sqrt{1 - 0,75 \left(\frac{m_1^2}{1+m_1^2} \right)^2}} = \frac{1 - \frac{73,7}{50} \frac{1}{\sqrt{1+2,5^2}}}{\sqrt{1 - 0,75 \left(\frac{2,5^2}{1+2,5^2} \right)^2}} = 0,680$$

$$m_2 = \frac{b}{a_2} = \frac{125}{150} = 0,833$$

$$m_1 = \frac{b}{a_1} = \frac{125}{50} = 2,5$$

$$\varphi_5'' = \frac{1 - \frac{d}{a_2} \frac{1}{\sqrt{1+m_2^2}}}{\sqrt{1 - 0,75 \left(\frac{m_2^2}{1+m_2^2} \right)^2}} = \frac{1 - \frac{73,7}{150} \frac{1}{\sqrt{1+0,833^2}}}{\sqrt{1 - 0,75 \left(\frac{0,833^2}{1+0,833^2} \right)^2}} = 0,660$$

$$\varphi_5 = (\varphi_5' + \varphi_5'')/2 = (0,68 + 0,66)/2 = 0,67$$

Результати розрахунків коефіцієнтів міцності для косої групи отворів (I – II)

№	$m_1=a_1/b$	$m_2=a_2/b$	φ'	φ''	φ_d
1	0,625	2,5	0,680	0,660	0,667
2	1,25	1,25	0,630	0,630	0,630
3	0,833	2,5	0,665	0,680	0,670
	φ_{smin}				0,630

Для третьої групи III отворів діаметром 42,5 мм

$$\varphi_6 = \frac{t-d}{t} = \frac{115-42,5}{115} = 0,630$$

$$\varphi_7 = 2 \frac{t-d}{t} = 2 \frac{80-42,5}{80} = 0,938$$

Таким чином, найменший коефіцієнт міцності барабану складає $\varphi_{пр} = 0,63$, і, виходячи з цієї величини, слід проводити визначення товщини стінки.

Робочу температуру стінки барабану, який винесли за межі газоходу, приймаємо рівною температурі насиченої пари при тиску $p = 11$ МПа, $t_{ст} = t_n \approx 320$ °С.

Для сталі марки 20К і температури стінки $t_{ст} \approx 320$ °С знаходимо по табл. 2.2 розрахункове допустиме напруження $[\sigma] = 114$ МПа.

Отже, для розрахункового тиску товщина стінки барабану без прибавки має бути рівною

$$s_R = \frac{D_{зог} \cdot P}{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi + P} = \frac{1550 \cdot 11}{2 \cdot 114 \cdot 0,63 + 11} = 110,25 \text{ мм}$$

Перевірка суміжних отворів для перехідної зони:

Для суміжних отворів коефіцієнт ослаблення визначається за формулою:

$$\varphi_d = \frac{2(1 - \varphi_{\min}) + z\varphi_{\min}}{2(1 + z) - (2 + z)\varphi_{\min}},$$

де параметр $z = \frac{d}{\sqrt{D_m \cdot (s - c)}} = \frac{73,7}{\sqrt{1439,75 \cdot 110,25}} = 0,185$

$$D_m = D_{\text{зов}} - S_R = 1150 - 110,25 = 1439,75 \text{ мм}$$

$$\varphi_d = \frac{2 \cdot (1 - \varphi_{\min}) + z \cdot \varphi_{\min}}{1 \cdot (1 + z) - (2 + z) \cdot \varphi_{\min}} = \frac{2 \cdot (1 - 0,63) + 0,185 \cdot 0,63}{1 \cdot (1 + 0,185) - (2 + 0,185) \cdot 0,63} = 0,860$$

Оскільки коефіцієнт ослаблення для суміжного ряду виявився при даній розрахунковій товщині стінки більше мінімально прийнятого, то розрахунок виконано правильно.

Сумарна прибавка до розрахункової товщини стінки з урахуванням рекомендацій

$$c = c_1 + c_2 = c_{11} + c_{12} + c_{21} + c_{22} = 0 + 0 + 5 + 0 = 5 \text{ мм},$$

де c – сумарна прибавка до розрахункової товщини стінки, мм, складається з c_1 – технологічної прибавки $c_1 = c_{11} + c_{12} = 0$; $c_{11} = 0$ мм, $c_{12} = 0$ мм, згідно табл. 3.1; c_2 – експлуатаційна прибавка, $c_2 = c_{21} + c_{22}$; $c_{21} = 5$ мм, прибавка враховує тиск вище 8 МПа та діаметр барабану $D_{\text{зов}} > 133$ ($D_{\text{зов}} = 1550$ мм); $c_{22} = 0$ мм, згідно табл. 3.1.

Мінімальна товщина стінки барабану з урахуванням прибавки

$$s = s_R + c = 110,25 + 5 = 115,25 \text{ мм}$$

Відповідь: $S = 115,25$ мм.

Задача 3.2. Визначити товщину стінки зварного барабану, надійно ізолюваного торкретною масою з боку газового потоку, якщо відомо, що робочий тиск $p = 3,4$ МПа, внутрішній діаметр барабану $D_B = 1410$ мм, довжина циліндричної частини $l = 6500$ мм. Барабан виготовлений з вуглецевої сталі марки 15К та ослаблений отворами у відповідності зі схемою рис. 3.8.

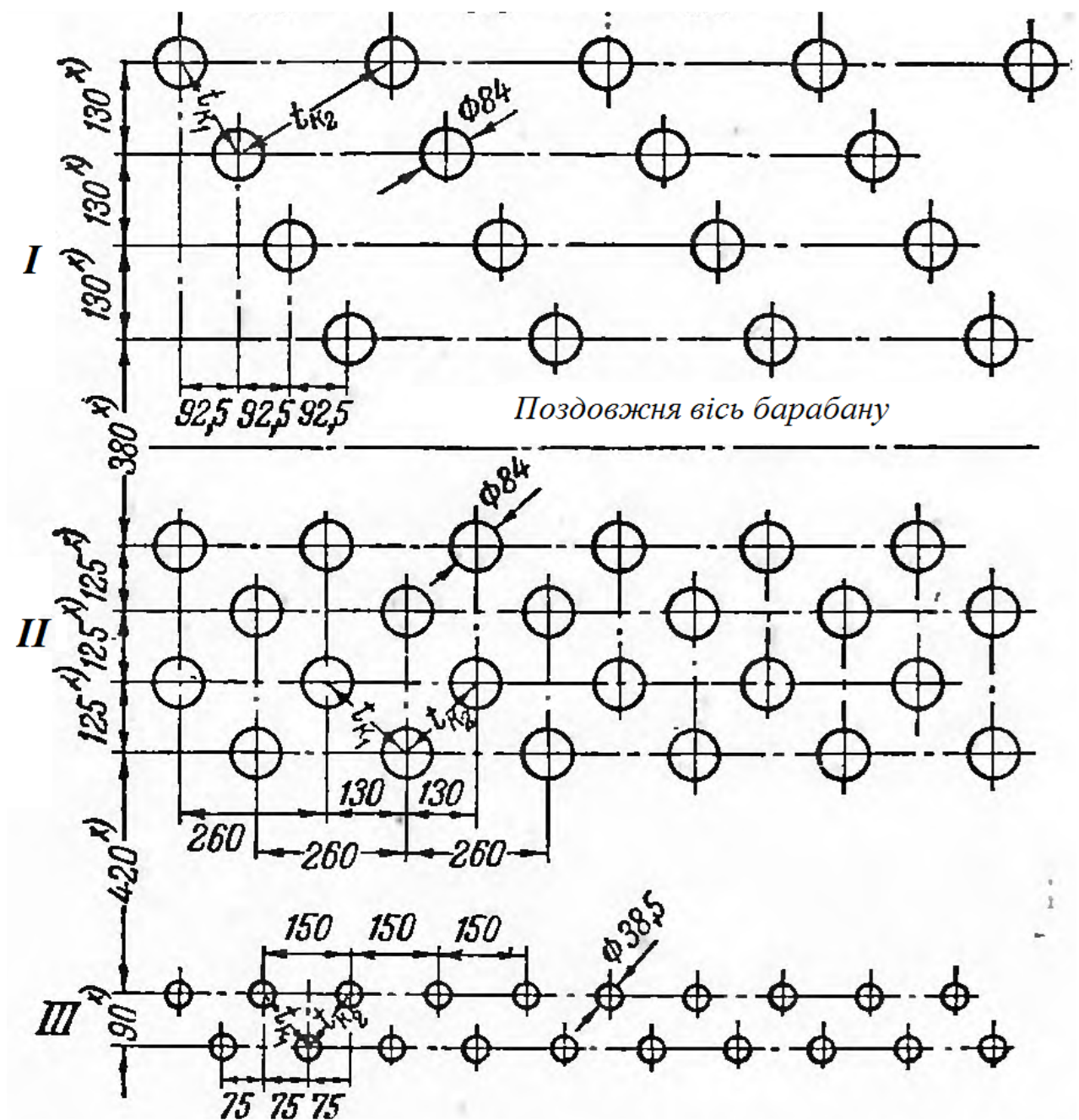


Рисунок 3.8 - Розміщення отворів в барабані (до задачі 3.2): I, II, III групи отворів. Хрестиками відмічені розміри, взяті по середньому колу.

Розв'язання. Коефіцієнт міцності зварного шва $\varphi_{зв} = 0,850$.

В першій групі отворів діаметром $d = 84$ мм коефіцієнт міцності барабану в поздовжньому напрямку:

$$\varphi_1 = \frac{t-d}{t} = \frac{370-84}{370} = 0,770$$

Коефіцієнт міцності барабану в діагональному напрямку $t_{к1}$ (рис. 3.8):

$$m = \frac{b}{a} = \frac{130}{92,5} = 1,4$$

$$\varphi_3 = \frac{1 - \frac{d}{a} \frac{1}{\sqrt{1+m^2}}}{\sqrt{1 - 0,75 \left(\frac{m^2}{1+m^2} \right)^2}} = \frac{1 - \frac{84}{92,5} \frac{1}{\sqrt{1+1,4^2}}}{\sqrt{1 - 0,75 \left(\frac{1,4^2}{1+1,4^2} \right)^2}} = 0,580$$

Для другої II групи отворів маємо:

в поздовжньому напрямку

$$\varphi_4 = \frac{t-d}{t} = \frac{260-84}{260} = 0,770$$

В поперечному напрямку:

$$\varphi_5 = 2 \frac{t_1-d}{t} = 2 \frac{250-84}{250} = 1,328$$

Коефіцієнт міцності барабану в косому напрямку (рис. 3.8):

$$m = \frac{b}{a} = \frac{125}{130} = 0,961$$

$$\varphi_6 = \frac{1 - \frac{d}{a} \frac{1}{\sqrt{1+m^2}}}{\sqrt{1 - 0,75 \left(\frac{m^2}{1+m^2} \right)^2}} = \frac{1 - \frac{84}{130} \frac{1}{\sqrt{1+0,961^2}}}{\sqrt{1 - 0,75 \left(\frac{0,961^2}{1+0,961^2} \right)^2}} = 0,590$$

Для третьої III групи отворів маємо:

поздовжньому напрямку:

$$\varphi_7 = \frac{t-d}{t} = \frac{150-38,5}{150} = 0,743$$

Коефіцієнт міцності барабану в косому напрямку (рис. 3.8):

$$m = \frac{b}{a} = \frac{90}{75} = 1,2$$

$$\varphi_6 = \frac{1 - \frac{d}{a} \frac{1}{\sqrt{1+m^2}}}{\sqrt{1 - 0,75 \left(\frac{m^2}{1+m^2} \right)^2}} = \frac{1 - \frac{38,5}{75} \frac{1}{\sqrt{1+1,2^2}}}{\sqrt{1 - 0,75 \left(\frac{1,2^2}{1+1,2^2} \right)^2}} = 0,780$$

Порівнюючи величини, отримані в результаті розрахунків по кожній групі отворів, а також коефіцієнт міцності зварного шва, встановлюємо, що найменшим коефіцієнтом міцності є $\varphi_{\text{ш}} = 0,580$.

При розрахунковому тиску $p = 3,4$ МПа температура насиченої пари $t_H \approx 241^\circ\text{C}$.

Робочу температуру стінки котельного барабану, ізольованого торкретною масою від дії променевої теплоти та продуктів горіння, приймаємо рівною: $t_c = t_H = 241^\circ\text{C}$

Для вуглецевої сталі марки 15К знаходимо по табл. 2.2 допустиме напруження $[\sigma] = 121,8$ МПа.

Розрахункова товщина стінки барабану :

$$s_R = \frac{D_{\text{вн}} \cdot P}{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi - P} = \frac{1410 \cdot 3,4}{2 \cdot 121,8 \cdot 0,58 - 3,4} = 34,85 \text{ мм}$$

Сумарна прибавка до розрахункової товщини стінки

$$c = c_1 + c_2 = c_{11} + c_{12} + c_{21} + c_{22} = 0 + 0 + 1 + 0 = 1$$

де c – сумарна прибавка до розрахункової товщини стінки, мм, складається з c_1 – технологічна прибавки $c_1 = c_{11} + c_{12} = 0$; $c_{11} = 0$ мм, $c_{12} = 0$ мм, згідно табл. 3.1; c_2 – експлуатаційна прибавка, $c_2 = c_{21} + c_{22}$; $c_{21} = 1$ мм, згідно табл. 3.2; $c_{22} = 0$ мм, згідно табл. 3.1.

Мінімальна товщина стінки барабану з урахуванням прибавки

$$s = s_R + c = 34,85 + 1 = 35,85, \text{ мм}$$

Відповідь: $s = 35,85$ мм.

Оскільки відстань між опорами барабану менше 8000 мм, перевірку товщини стінки на згин можна не проводити.

Задача 3.3. Розрахувати товщину стінки циліндричної частини барабану котла БКЗ-75-39ФБ. Для кожної групи послаблень отворів виконати розрахунок коефіцієнтів міцності φ . Розрахунок навести та подати у табличній формі. Перед кожним розрахунком елементу привести ескізи розміщення отворів на стінці з усіма характерними розмірами. Розв'язання задачі представлено в табличному вигляді (табл. 3.5).

Товщина стінки барабану може бути визначена за однією з формул (3.8), (3.9), в залежності від того, який діаметр приймають у розрахунку: зовнішній $D_{\text{зов}}$ або внутрішній $D_{\text{вн}}$. Розрахунок товщини стінки S зводиться до визначення коефіцієнта міцності ϕ , допустимого напруження $\sigma_{\text{доп}}$ і прибавки s . Інші величини – тиск $P_{\text{бар}}$ і діаметр барабану зовнішній $D_{\text{зов}}$ або внутрішній $D_{\text{вн}}$ відомі з теплового розрахунку і конструктивних характеристик котла.

Для визначення значення ϕ будується розгортка циліндричної частини барабану. Вона необхідна для виявлення характеру послаблення циліндричної частини барабану отворами під труби, які під'єднуються до барабану. На розгортці розташовуються групи (поля) отворів для основних видів труб із зазначенням певних розмірів. Розгортку для барабану з отворами для основних труб можна побудувати, користуючись розмірами і кресленнями поздовжнього і поперечного розрізів котла.

На рис. 3.9 показана частина розгортки барабану котла БКЗ-75-39ФБ, на поверхні якого розміщені групи отворів від I-ої до VI-ої відповідно для труб: пароперегрівника I, фестону II, фронтового екрану III, бокового екрану IV, опускних труб V, труб фестону та фронтового екрану VI. Розгортка виконана випрямленням на площині циліндричної стінки барабану, розрізаної за твірною А-А. Ширина розгортки обов'язково повинна дорівнювати повній довжині зовнішнього кола перерізу циліндра ($\pi D_{\text{зов}}$).

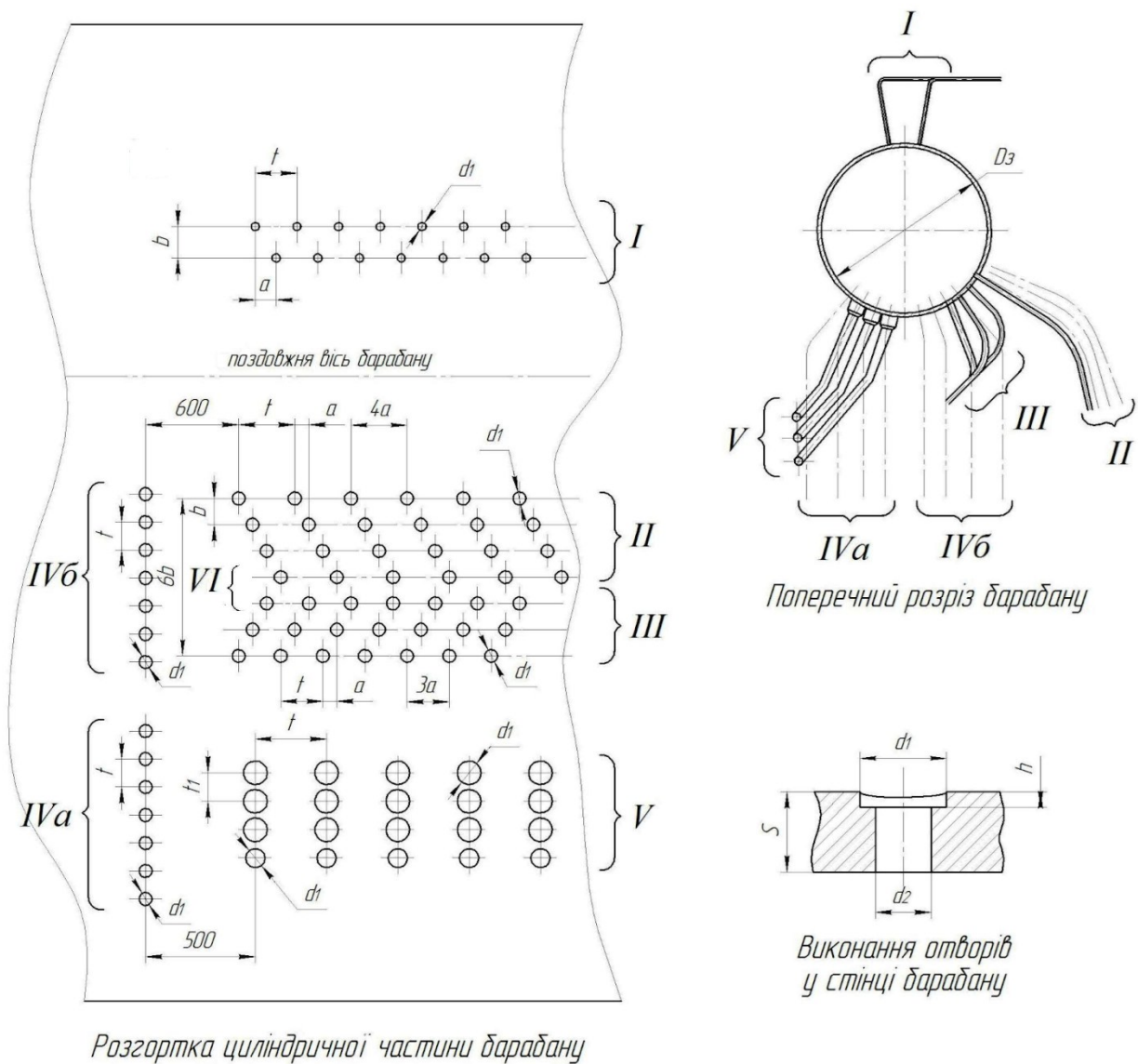


Рисунок 3.9 – Розгортка циліндричної частини барабану котла БКЗ-75-39 ФБ і розташування груп отворів.

I-а група послаблення (розміщення отворів для введення труб пароперегрівника) представлена на рис 3.10. Розрахунок φ_1 для першої групи послаблень

представлено в табличному вигляд в таблиці 3.5.

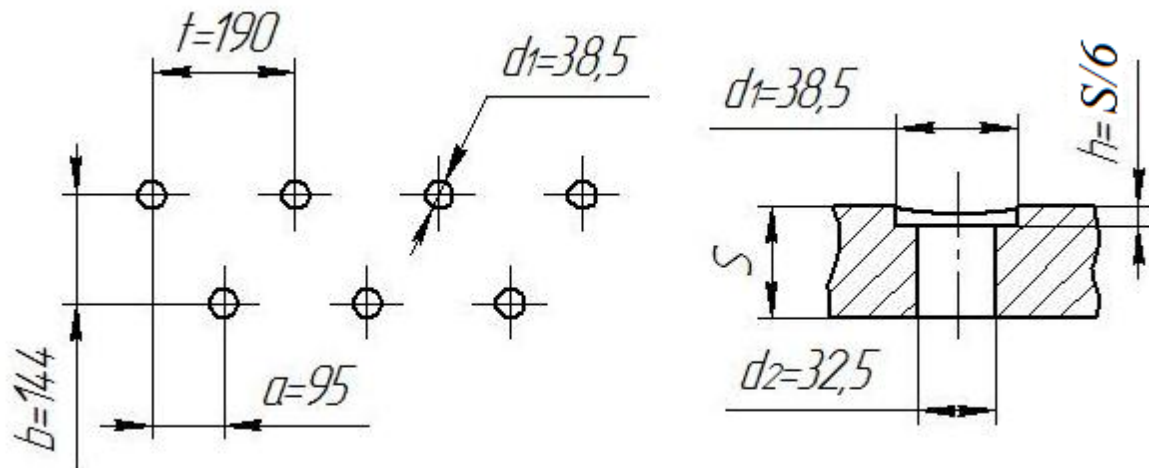


Рисунок 3.10 – До розрахунку ф І-ої групи послаблення (зубчастий ряд з рівномірним розміщенням отворів).

Таблиця. 3.5 – Розрахунок на міцність стінки барабану

Назва величини	Позначення	Розрахункова формула або спосіб визначення	Розмірність	Результат розрахунку
1	2	3	4	5
Умовний діаметр отворів	d_y	$d_2 + \frac{h}{s} \cdot (d_1 - d_2) = (38,5 - 32,5) \cdot 1/6 + 32,5$	мм	33,5
Зовнішній діаметр отворів	d_1	$d_\phi + 0,5$	мм	38,5
Внутрішній діаметр отворів	d_2	$d_{\text{вн}} + 0,5$	мм	32,5
Зовнішній діаметр труби	$d_{\text{зов}}$	з теплового розрахунку	мм	32
Внутрішній діаметр труби	$d_{\text{вн}}$	з теплового розрахунку	мм	26
Крок між вісями труб поздовжній	t	рис. 3.10	мм	190

Продовження табл. 3.5

1	2	3	4	5
Коефіцієнт міцності у поздовжньому напрямку	φ_1	$\frac{t-d_y}{t} = (190-33,5)/190$	—	
Коефіцієнт міцності в косому напрямку	φ_2	$\varphi_2 = \frac{1 - \frac{d}{a} \frac{1}{\sqrt{1+m^2}}}{\sqrt{1 - 0,75(\frac{m^2}{1+m^2})^2}} = \frac{1 - \frac{33,5}{95} \frac{1}{\sqrt{1+1,2^2}}}{\sqrt{1 - 0,75(\frac{1,2^2}{1+1,2^2})^2}} = 0,78$	—	0,585
Параметр	m	$\frac{b}{a} = 114/95$ (рис.3.10)	—	1,2
Розрахунковий коефіцієнт міцності у 1-й групі послаблення	φ_{P1}	min	—	0,585

II-а група послаблення (розміщення отворів для введення труб фестону) представлена на рис 3.11, розрахунок в табличному вигляді таблиця 3.5

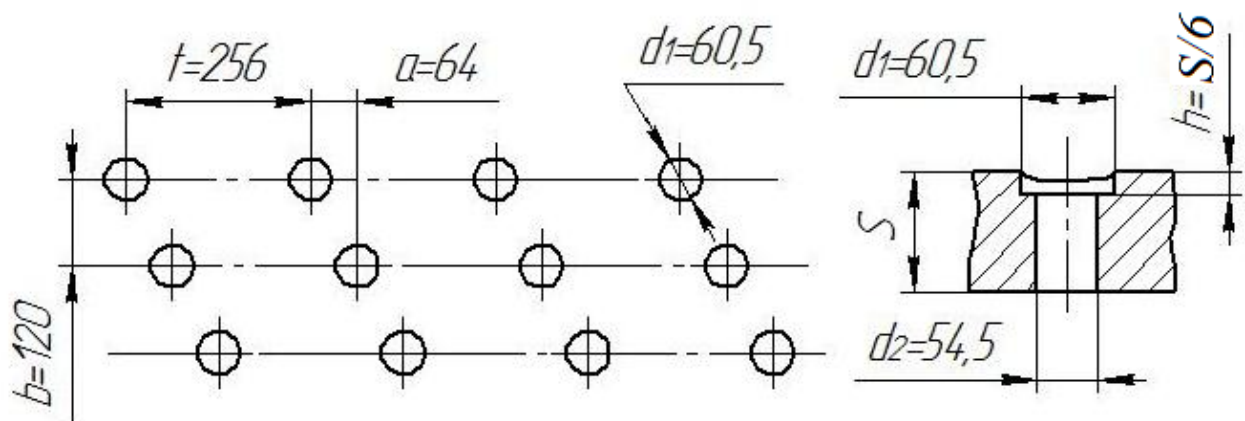


Рисунок 3.11 – До розрахунку φ II-ої групи послаблень (косі ряди отворів з рівними кроками)

Продовження таблиці 3.5

1	2	3	4	5
Умовний діаметр отворів	d_y	$d_2 + \frac{h}{s} \cdot (d_1 - d_2)$	мм	55,5
Зовнішній діаметр отворів	d_1	$d_{\text{зов}}$	мм	60,5
Внутрішній діаметр отворів	d_2	$d_{\text{вн}} + 0,5$	мм	54,5
Зовнішній діаметр труби	$d_{\text{зов}}$	з теплового розрахунку	мм	60
Внутрішній діаметр труби	$d_{\text{вн}}$	з теплового розрахунку	мм	54
Крок між вісями труб	t	рис.3.11	мм	256
Коефіцієнт міцності в поздовжньому напрямку	φ_1	$\frac{t - d_y}{t} = (356 - 55,5) / 356$	—	0,844
Коефіцієнт міцності в косому напрямку	φ_2	$\frac{1 - \frac{d_y}{a} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + m^2}}}{\sqrt{1 + 0,75 \cdot \left(\frac{m^2}{1 + m^2}\right)^2}}$ $= \frac{1 - \frac{55,5}{64} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + 1,875^2}}}{\sqrt{1 - 0,75 \cdot \left(\frac{1,875^2}{1 + 1,875^2}\right)^2}}$	—	0,62
Параметр	m	$a/b = 120/64,$ (рис.3.11)	—	1,875
Розрахунковий коефіцієнт міцності у II-й групі послаблення	φ_{P2}	$\min(\varphi_1, \varphi_2)$	—	0,62

III-я група послаблення (розміщення отворів для вводу труб фронтального екрану) представлена на рис. 3.12. Розрахунок представлено в табличному вигляді таблиця 3.5.

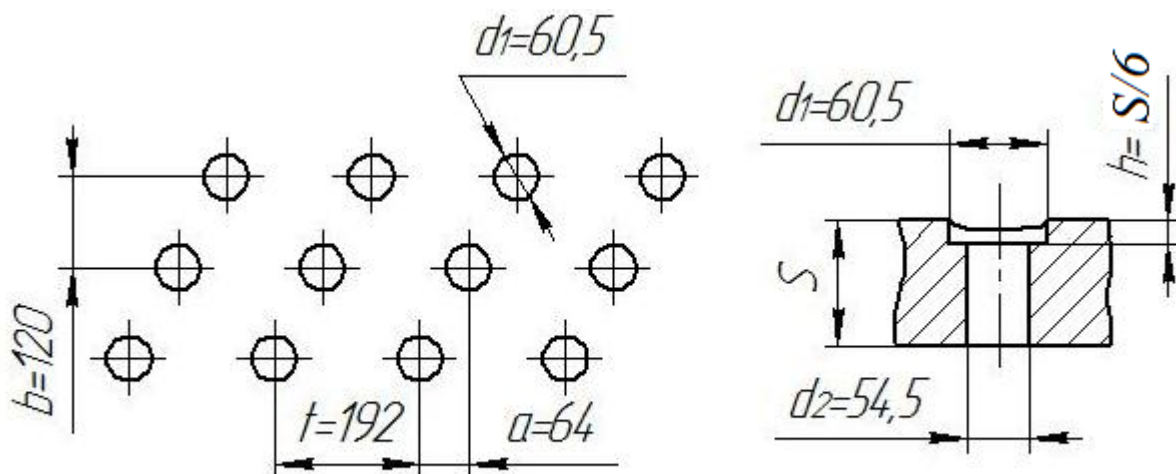


Рисунок 3.12 – До розрахунку ф III-ої групи послаблення (косі ряди отворів з рівними кроками)

Продовження таблиці 3.5

1	2	3	4	5
Умовний діаметр отворів	d_y	$d_2 + \frac{h}{s} \cdot (d_1 - d_2)$	мм	55,5
Зовнішній діаметр отворів	d_1	$d_{\text{зов}} + 0,5$	мм	60,5
Внутрішній діаметр отворів	d_2	$d_{\text{вн}} + 0,5$	мм	54,5
Зовнішній діаметр труби	$d_{\text{зов}}$	рис.3.12 (з теплового розрахунку)	мм	60
Внутрішній діаметр труби	$d_{\text{вн}}$	рис.3.12 (з теплового розрахунку)	мм	54
Крок між вісями труб	t	рис.3.12	мм	192
Коефіцієнт міцності в поздовжньому напрямку	φ_1	$\frac{t - d_y}{t} = (192 - 54,5) / 192$	—	0,71

Продовження таблиці 3.5

1	2	3	4	5
Коефіцієнт міцності в косому напрямку	φ_2	$\frac{1 - \frac{d_y}{a} \cdot \frac{1}{\sqrt{1+m^2}}}{\sqrt{1 + 0,75 \cdot \left(\frac{m^2}{1+m^2} \right)^2}}$	—	0,62
Параметр	m	$\frac{b}{a}$ =120/64(рис.3.12)	—	1,875
Розрахунковий коефіцієнт міцності у III-й групі послаблення	φ_{P3}	$\min(\varphi_1, \varphi_2)$	—	0,62

IV-а, IV-б групи послаблень (розміщення отворів для введення труб бічного екрану) представлена на рис. 3.13. Розрахунок представлено в табличному вигляді таблиця 3.5.

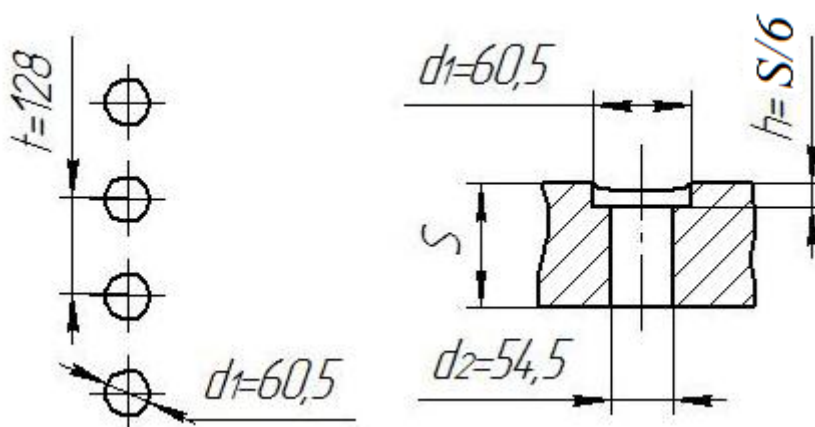


Рисунок 3.13 – До розрахунку ф IV-ої групи послаблення (поперечний ряд отворів з рівним кроком)

Продовження таблиці 3.5

1	2	3	4	5
Умовний діаметр отворів	d_y	$d_2 + \frac{h}{s} \cdot (d_1 - d_2)$	мм	55,5
Зовнішній діаметр отворів	d_1	$d_{зov} + 0,5$	мм	60,5
Внутрішній діаметр отворів	d_2	$d_{вн} + 0,5$	мм	54,5
Зовнішній діаметр труби	$d_{зov}$	рис.3.13 (з теплового розрахунку)	мм	60
Внутрішній діаметр труби	$d_{вн}$	рис.3.13 (з теплового розрахунку)	мм	54
Крок між вісями труб	t	рис.3.13	мм	128
Коефіцієнт міцності в поздовжньому напрямку	φ_1	$2 \cdot \frac{t - d_y}{t} = 2 \cdot (128 - 55,5) / 128$	—	1,13
Коефіцієнт міцності в косому напрямку	φ_{p4}	$\varphi_{p4} = \varphi_1$	—	1,13

V-а група послаблення (розміщення отворів для введення опускних труб) представлена на рис. 3.14. Розрахунок представлено в табличному вигляді таблиця 3.5.

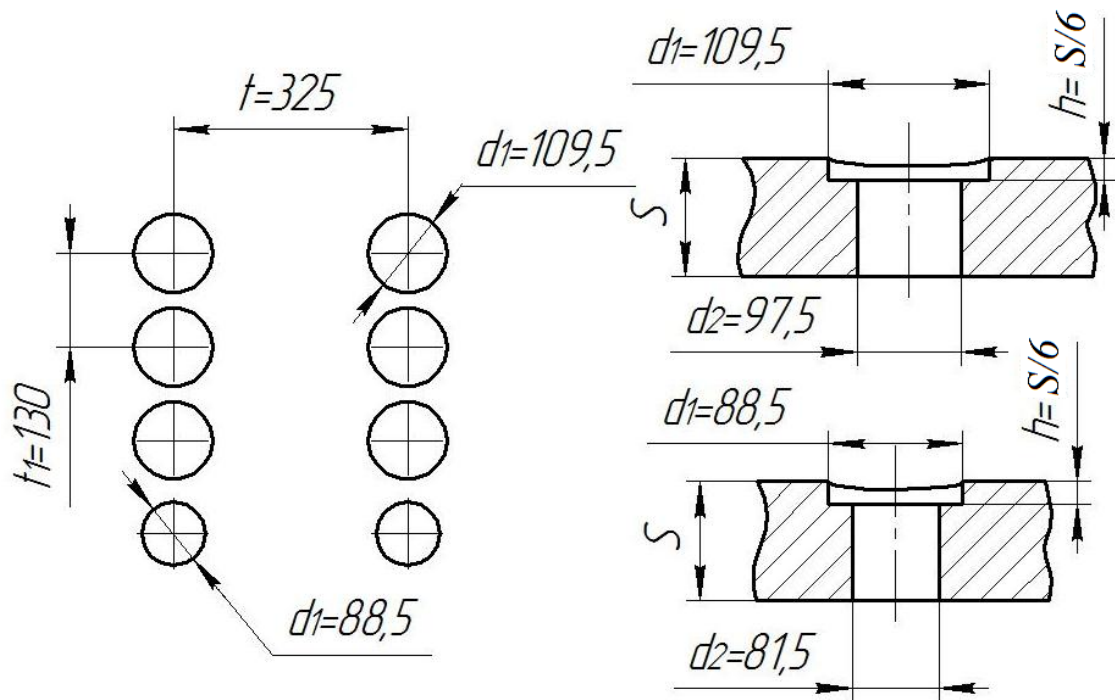


Рисунок 3.14 – До розрахунку ф V-ої групи послаблення (коридорне розташування отворів)

Продовження таблиці 3.5

1	2	3	4	5
Умовний діаметр отворів №1	$d_{y, \text{№}1}$	$d_{2, \text{№}1} + \frac{h}{s} \cdot (d_{1, \text{№}1} - d_{2, \text{№}1})$	мм	99,5
Зовнішній діаметр отворів №1	$d_{1, \text{№}1}$	$d_{\text{вн}, \text{№}1} + 0,5$	мм	109,5
Внутрішній діаметр отворів №1	$d_{2, \text{№}1}$	$d_{\text{вн}, \text{№}1} + 0,5$	мм	97,5
Зовнішній діаметр труби	$d_{\text{вн}, \text{№}1}$	рис.3.14	мм	109
Внутрішній діаметр труби	$d_{\text{вн}, \text{№}1}$	рис.3.14	мм	103
Крок між вісями труб	$t_{\text{№}1}$	рис.3.14	мм	325

Продовження таблиці 3.5

Умовний діаметр отворів №2	$d_{y\text{№}2}$	$d_{2\text{№}2} + \frac{h}{s} \cdot (d_{1\text{№}2} - d_{2\text{№}2}) = 81,5 + 1/6(88,5 - 81,5)$	мм	82,67
Зовнішній діаметр отворів №2	$d_{1\text{№}2}$	$d_{c'2} + 0,5$	мм	88,5
Внутрішній діаметр отворів №2	$d_{2\text{№}2}$	$d_{6\text{H}\text{№}2} + 0,5$	мм	81,5
Зовнішній діаметр труби	$d_{3\text{№}2}$	рис.3.14	мм	81
Внутрішній діаметр труби	$d_{6\text{H}\text{№}2}$	рис.3.14	мм	75
Крок між вісями труб	$t_{\text{№}2}$	рис.3.14	мм	130
Коефіцієнт міцності в поздовжньому напрямку	φ_1	$\frac{t - d_{y\text{№}2}}{t} = (325 - 99,5)/325$	—	0,69
Коефіцієнт міцності в поперечному напрямку	φ_2	$2 \cdot \frac{t - d_{y\text{№}2}}{t_1} = 2 \cdot (130 - 99,5)/130$	—	0,47
Коефіцієнт міцності в поперечному напрямку	φ_3	$2 \cdot \frac{t - d_{cp}}{t_1}$	—	0,598
Середній діаметр отворів	d_{cp}	$\frac{d_{y\text{№}1} - d_{y\text{№}2}}{2} = (99,5 + 82,67)/2 =$	мм	91,1
Розрахунковий коефіцієнт міцності в V-й групі послаблення	φ_{p5}	$\min(\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3)$	—	0,47

VI група послаблень (послаблення між двома групами отворів II-ої та III-ої груп, відповідно труб фестону та фронтового екрану) представлена на рис. 3.15. Розрахунок представлено в табличному вигляді таблиця 3.5.

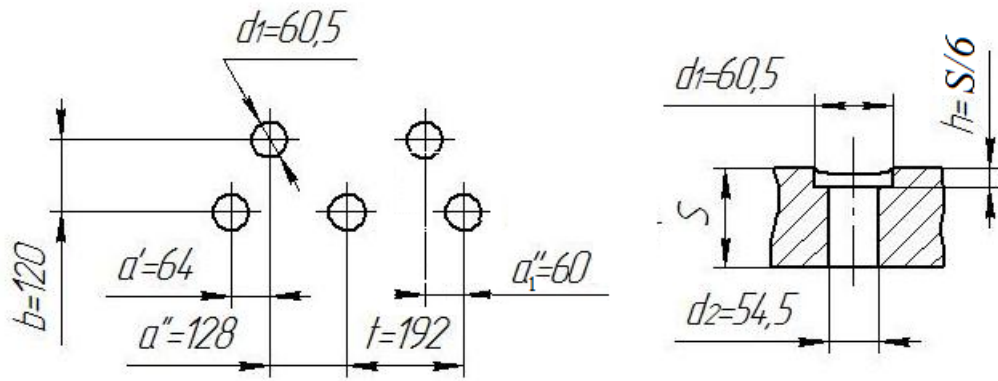


Рисунок 3.15 – До розрахунку φ VI-ої групи послаблення (шахове розміщення отворів)

Продовження таблиці 3.5

1	2	3	4	5
Умовний діаметр отворів	d_y	$d_2 + \frac{h}{s} \cdot (d_1 - d_2)$	мм	55,5
Зовнішній діаметр отворів	d_1	$d_{\phi} + 0,5$	мм	60,5
Внутрішній діаметр отворів	d_2	$d_{\phi n} + 0,5$	мм	54,5
Зовнішній діаметр труби	d_3	рис.3.15	мм	60
Внутрішній діаметр труби	$d_{\phi n}$	рис.3.15	мм	54
Крок між вісями отворів	t	рис.3.15	мм	192
Коефіцієнт міцності у поздовжньому напрямку №1	φ_1	$\frac{t - d_y}{t}$	—	0,68

Продовження таблиці 3.5

1	2	3	4	5
Коефіцієнт міцності в ко- сому напрямку №1`	φ_1'	$\frac{1 - \frac{d_y}{a_1'} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + m_1'^2}}}{\sqrt{1 + 0,75 \cdot \left(\frac{m_1'^2}{1 + m_1'^2} \right)^2}}$	—	0,620
Параметр	m_1'	$\frac{b}{a_1'} = 120/64$ (рис.3.15)	—	1,875
Коефіцієнт міцності в ко- сому напрямку №1	φ_1''	$\frac{1 - \frac{d_y}{a_1''} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + m_1''^2}}}{\sqrt{1 + 0,75 \cdot \left(\frac{m_1''^2}{1 + m_1''^2} \right)^2}}$	—	0,634
Параметр	m_1''	$\frac{b}{a_1''}$ (рис.3.15)	—	0,9375
Коефіцієнт міцності в ко- сому напрямку №1	$\varphi_{1,CP}$	$\frac{\varphi_1' + \varphi_1''}{2} = (0,620 + 0,634)/2$	—	0,627
Коефіцієнт міцності в ко- сому напрямку №2`	φ_2'	$\frac{1 - \frac{d_y}{a_2'} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + m_2'^2}}}{\sqrt{1 + 0,75 \cdot \left(\frac{m_2'^2}{1 + m_2'^2} \right)^2}}$	—	0,638
Параметр	m_2'	$\frac{b}{a_2'}$ (рис.3.15)	—	0,909
Коефіцієнт міцності у ко- сому напрямку №2	φ_2''	$\frac{1 - \frac{d_y}{a_2''} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + m_2''^2}}}{\sqrt{1 + 0,75 \cdot \left(\frac{m_2''^2}{1 + m_2''^2} \right)^2}}$	—	0,625
Параметр	m_2''	$\frac{b}{a_2''}$ (рис.3.15)	—	2
Коефіцієнт міцності у ко- сому напрямку №2	$\varphi_{2,CP}$	$\frac{\varphi_2' + \varphi_2''}{2}$	—	0,631

Продовження таблиці 3.5

1	2	3	4	5
Коефіцієнт міцності в косому напрямку	φ_2	$\min(\varphi_{1,CP}, \varphi_{2,CP})$	—	Коефіцієнт міцності в косому напрямку 0,627
Найменше значення коефіцієнту міцності в косому напрямку	$\varphi_{2,\min}$	$\min(\varphi'_1, \varphi''_1, \varphi_{1,CP}, \varphi'_2, \varphi''_2, \varphi_{2,CP})$	—	0,620
Розрахункове значення коефіцієнту міцності для двох суміжних отворів	φ_{cm}	$\frac{2,1 \cdot \varphi_{2,\min}}{1 + \varphi_{2,\min}} = (2,1 * 0,62) / (1 + 0,62)$	—	0,8
Розрахунковий коефіцієнт міцності в VI-й групі послаблення	φ_{p6}	$\min(\varphi_1, \varphi_2, \varphi_{st})$	—	0,62
Розрахунковий коефіцієнт міцності барабану	φ	$\min(\varphi_{p1}, \varphi_{p2}, \varphi_{p3}, \varphi_{p4}, \varphi_{p5}, \varphi_{p6})$	—	0,47
Номінальне допустиме напруження матеріалу	$\sigma^*_{дон}$	f(матеріал, t) для сталі 20К та $t_{c0} = t_s = 250,4$	МПа	132
Допустиме напруження матеріалу з врахуванням умов праці	$\sigma_{дон}$	$\sigma^*_{дон} \cdot \eta$	МПа	132

Продовження таблиці 3.5

1	2	3	4	5
Коефіцієнт враховуючий умови праці матеріалу	η	Для необігріваних барабанів	—	1
Розрахунковий тиск	P	$P=P_6$ (з теплового розрахунку)	МПа	4
Розрахункова товщина стінки барабану без прибавки c	S_R	$\frac{P \cdot D_{вн}}{2 \cdot \varphi \cdot \sigma_{доп} - P} = 4 \cdot 1590 / (2 \cdot 0,47 \cdot 132 - 4)$	мм	52,9
Технологічні прибавки	c_{11}	Табл 3.1	0	
	c_{12}	Табл 3.1	0	
Експлуатаційні прибавки	c_{21}	Табл 3.2	1	
	c_{22}	Табл 3.1	0	
Сумарна прибавка на товщину барабану	c	$c=c_{11}+c_{12}+c_{21}+c_{22}$	мм	1
Розрахункова товщина стінки барабану з прибавкою	$S=S_R+c$	52,9+1	мм	53,9
Прийнята товщина стінки барабану	s	Приймаємо	мм	60*

* Згідно розміру прототипу котла.

3.1.7 Задачі для самостійного розв'язання

Задача 3.4. Визначити товщину стінки зварного барабану, виготовленого з сталі марки 15К і надійно ізольованого торкретною масою з боку газового потоку, якщо відомо, що робочий тиск $p = 4,0$ МПа, внутрішній діаметр барабану

$D_e=1300$ мм, довжина циліндричної частини $l = 5000$ мм. Барабан ослаблений отворами у відповідності зі схемою рис. 3.16.



Рисунок 3.16- Розташування отворів в барабані (до задачі 3.4).

Відповідь. $s = 48$ мм.

Задача 3.5. Визначити товщину стінки безшовного барабану, виготовленого зі сталі марки 20К і винесеного за межі газоходу, якщо відомо, що робочий тиск $p = 10$ МПа, внутрішній діаметр барабану $D_e = 1400$ мм, довжина циліндричної частини $l= 9500$ мм. Барабан ослаблений отворами у відповідності зі схемою рис. 3.17.

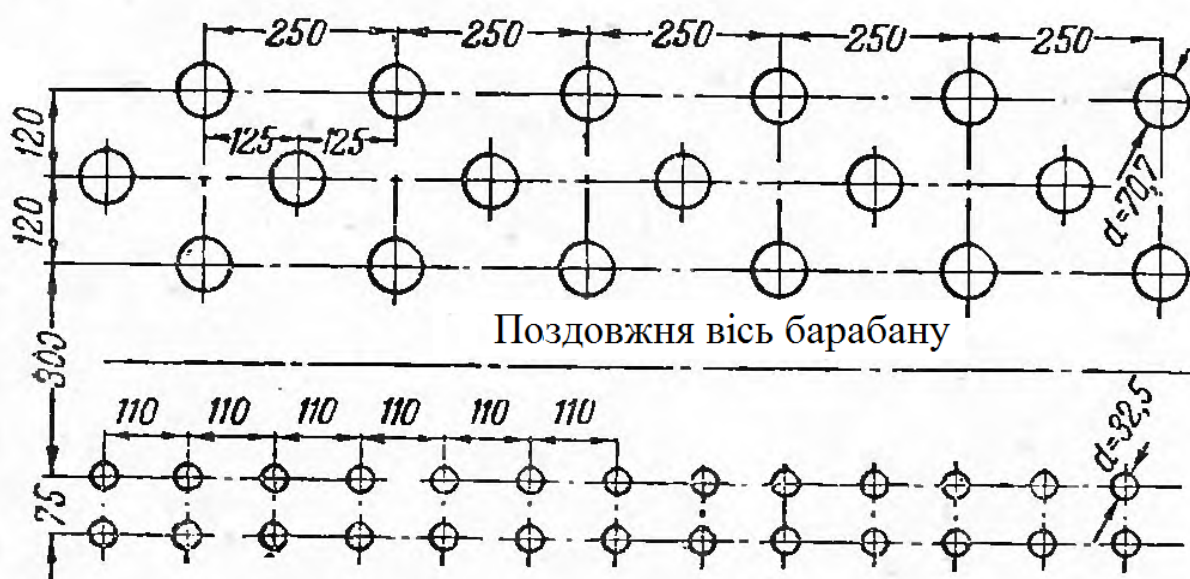


Рисунок 3.17 - Розташування отворів в барабані (до задачі 3.5). Відстань між центрами в поперечному напрямку взяті по середньому колу барабану.

Відповідь. $s = 82$ мм.

Задача 3.6. Визначити величину напружень в тангенціальному (дотично-му) напрямку барабану двобарабанного котла, який працює з тиском пари $p = 2,2$ МПа, якщо відомо, що зовнішній діаметр барабану $D_{зов} = 1200$ мм, відстань між центрами отворів в осьовому напрямку $t = 185$ мм, зовнішній діаметр кип'ятильних труб $d_z = 83$ мм. Барабан зварний і з боку газового потоку надійно ізолюваний торкретною масою. Товщина стінки барабану 30 мм.

Відповідь. $\sigma_{пр} = 80,2$ МПа

Задача 3.7. Визначити приведені напруження, які створюються внутрішнім тиском в стінці барабану, який має внутрішній діаметр $D_{в} = 1300$ мм, найбільший робочий $p = 3,4$ МПа. Кип'ятильні труби розташовані в шаховому порядку, крок між центрами отворів в поздовжньому напрямку барабану $t = 250$ мм, крок у поперечному напрямку (по середньому колу барабану) $t_l = 250$ мм, товщина стінки барабану $s = 40$ мм. Діаметр труб прийнято 60 мм.

Відповідь. $\sigma_{пр} = 78$ МПа.

Задача 3.8. Дан зварний барабан, виготовлений зі сталі марки 15К і надійно ізолюваний торкретною масою з боку газового потоку. Внутрішній діаметр барабану $D_{в} = 1312$ мм, довжина циліндричної частини $l = 6000$ мм, робочий тиск 3,4 МПа. Барабан ослаблений отворами, розташованими в шаховому порядку, в поздовжньому напрямку $t = 250$ мм, в поперечному напрямку (по середньому колу) $t_l = 250$ мм. В отворах розвальцовані труби зовнішнім діаметром $d_{зов} = 83$ мм. Визначити різницю у вазі металу при точному розрахунку товщини стінки барабану, якщо наближена товщина стінки такого барабану складає $s = 45$ мм.

Відповідь. Різниця у вазі металу між точним та наближеним розрахунками барабану складає орієнтовно 17%, за наближеним розрахунком важче ніж за точним

Задача 3.9. Виходячи з даних, приведених в задачі 3.8, визначити величини напружень, які виникли в стінці барабану на краях отворів діаметром $d = 84$ мм. Відомо, що між максимальними напруженнями біля країв отворів і відповідними напруженнями від внутрішнього тиску:

в осьовому напрямку:

$$\sigma_{pz} = \frac{P \cdot D^2}{4(D+s)\varphi s}$$

в дотичному (окружному) напрямку:

$$\sigma_{\varphi} = \frac{P \cdot D}{2\varphi s}$$

Радіальному напрямку:

$$\sigma_{pr} = -\frac{P}{2}$$

Відповідь : Напруження біля країв отворів: в осьовому напрямку $\sigma_{pz}=53,3$ МПа, в дотичному напрямку $\sigma_{\varphi}=112,4$ МПа, в радіальному напрямку $\sigma_{pr}=-1,7$ МПа.

Задача 3.10 Виходячи з даних, приведених в задачі 3.8, визначити величину граничного тиску, яку можна допустити при гідравлічному випробуванні зварного барабану, виготовленого зі сталі марки 15К, не викликаючи у стінках його циліндричної частини неприпустимих величин напружень. Внутрішній діаметр барабану $D_{\text{в}} = 1312$ мм, товщина стінки $s = 45$ мм. Найменший коефіцієнт міцності ослабленого місця барабану в напрямку його осі $\varphi = 0,583$.

Відповідь. $p_r = 9,84$ МПа .

Задача 3.11. Провести контрольну перевірку величини приведених напружень, які виникають в стінках барабану під дією внутрішнього тиску та згинального навантаження від власної ваги барабану з водою і всіх частин агрегату, пов'язаних з барабаном. Внутрішній діаметр верхнього барабану $D_{\text{в}}=1294$ мм, товщина стінки $s=37$ мм, відстань між точками опор $l=11600$ мм, робочий тиск $p = 3,2$ МПа. Барабан — зварний, виготовлений зі сталі марки Ст3 і надій-

но ізолюваний з боку газового потоку. Розташування трубчастих отворів коридорне $d=84$ мм, $t = 200$ мм; $t_l = 125$ мм (по середньому колу). Повне навантаження, яке вигинає барабан, з урахуванням усіх частин і деталей агрегату складає $G=75,5$ т та рівномірно розподілено по всій довжині. Момент опору по найбільш ослабленому перетину барабану $W= 37000$ см³.

Відповідь. 105,22 МПа, менше ніж допустиме напруження для даної сталі $1,1[\sigma]=1,1 \cdot 109$ МПа=119,9 МПа

Задача 3.12. Верхній барабан котельного агрегату знаходиться під розрахунковим тиском $p= 3,2$ МПа, внутрішній його діаметр $D_e = 1194$ мм, товщина стінки $s= 38$ мм, довжина $l = 6000$ мм. За даними сертифікату барабан виготовлений зі сталі марки Ст3 з допустимим напруженням $[\sigma] = 109$ МПа. Він надійно ізолюваний торкретною масою з боку газового потоку і ослаблений отворами для труб діаметром $d_z = 83$ мм, розташованих в коридорному порядку $t = 200$ мм, $t_l=125$ мм (по середньому колу).

Визначити, наскільки можна підвищити робочий тиск, якщо відомо, що даний котельний агрегат був виготовлений за заниженими нормами.

Відповідь. Тиск може бути підвищено на 0,97 МПа, максимальний можливий тиск 4,17 МПа.

3.2. Розрахунок на міцність опуклих днищ

Розрахунок товщини стінки еліптичного та напівсферичного опуклих днищ виконують за нормами розрахунку [9].

3.2.1 Визначення товщини стінки днища

Номінальна (фактична) товщина стінки днищ еліптичної або напівсферичної форми у відповідності з рис.3.18 повинна бути не менше визначеної за розрахунковою формулою

$$s=s_R + c \quad (3.39)$$

де при розрахунку за внутрішнім діаметром D , мм

$$s_R = \frac{PD_{вн}}{4\varphi[\sigma] - P} \frac{D_{вн}}{2h_{вн}} \quad (s_R = \frac{PD_{вн}}{400\varphi[\sigma] - P} \frac{D_{вн}}{2h_{вн}}) \quad (3.40)$$

при розрахунку за зовнішнім діаметром D_a , мм

$$s_R = \frac{PD_{зов}}{4\varphi[\sigma] + P} \frac{D_{зов}}{2h_{зов}} \quad (s_R = \frac{PD_{зов}}{400\varphi[\sigma] + P} \frac{D_{зов}}{2h_{зов}}), \quad (3.41)$$

де $h_{вн}$ – висота опуклого днища без урахування її товщини, мм;

$h_{зов}$ – висота опуклого днища з урахуванням її товщини, мм.

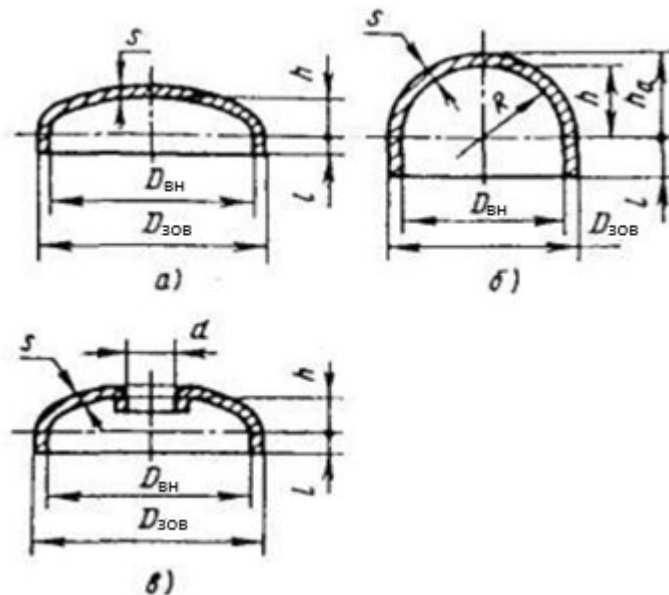


Рисунок 3.18 - Опуклі днища: а - глухе еліптичне; б - глухе напівсферичне; в - еліптичне з лазовим отвором у центрі [9].

Формули (3.39), (3.40) придатні при дотриманні наступних умов: $0,5 \geq h_{вн}/D_{вн} \geq 0,2$; $0,5 \geq h_{зов}/D_{зов} \geq 0,2$; $0,1 \geq (s-c)/D_{вн} \geq 0,0025$.

Номінальна товщина стінки днища повинна прийматися не менше номінальної товщини стінки циліндричного борта, яка визначається за розрахунко-

вою товщиною при $\phi = 1$. Номінальна товщина стінки днища повинна бути не менше 6 мм. Для днищ з внутрішнім діаметром менше 500 мм допускається товщина стінки не менше 3 мм.

Днища зі змінною товщиною стінки з вуглецевої сталі рис. 3.19 повинні розраховуватися згідно (3.39) – (3.41), при цьому розрахункова товщина стінки повинна прийматися рівній середньоарифметичному значенню з найменшою та найбільшою товщин: $s = 0,5 (s_1 + s_2)$. Формула застосовна при $s_2 > s_1$ при цьому $s_2 \leq 2s_1$. При наявності у днищі підрізу для ущільнення лазового затвору товщина стінки s_3 , що залишається в місці підрізу, повинна бути не менше s .

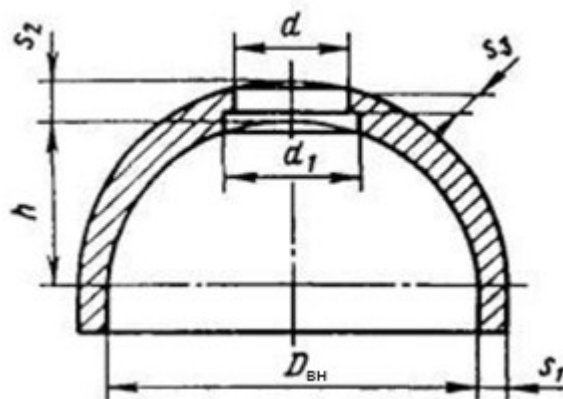


Рисунок 3.19 - Опукле днище зі стінкою змінної товщини [10].

3.2.2 Коефіцієнт міцності днища.

Коефіцієнт міцності ϕ повинен визначатися згідно табл. 3.4.

Для опуклих днищ, що мають окрім лаза, інші отвори, коефіцієнт міцності допускається визначати по діаметру лазового отвору, якщо задовольняються умови:

відстань від крайки найближчої до отвору до крайки лазового отвору

$$l_1 \geq \frac{d + d_1}{z} \quad (3.42)$$

відстань між крайками будь-яких інших отворів

$$l_2 \geq \frac{d_1 + d_2}{z} \dots\dots\dots (3.43)$$

де z - коефіцієнт, обчислюваний для лазерного отвору у випуклому днищі

$$z = \frac{d}{\sqrt{D_m(s-c)}} \quad (3.44)$$

d_1, d_2 - діаметри отворів в днищі, крім отворів для лазу, мм.

Коефіцієнт міцності еліптичного та напівсферичного днища, ослабленого одним неукріпленим лазерним отвором, або за наявності інших неукріплених отворів, якщо виконуються умови (3.42), (3.43), слід визначати згідно табл.3.4.

Коефіцієнт міцності еліптичного та напівсферичного днища без лазу, ослабленого двома або кількома отворами, повинен визначатися так само, як для поздовжнього напрямку циліндричної деталі, незалежно від напрямку отворів у днищі згідно табл.3.4.

Найбільший допустимий діаметр неукріпленого отвору в циліндричних деталях і випуклих днищах слід визначати за формулою:

$$d_0 = \left(\frac{2}{[\varphi_d]} - 1,75 \right) \sqrt{D_m(s-c)} \quad (3.45)$$

де φ_d - мінімальне допустиме значення коефіцієнта міцності деталі, ослабленої отворами, визначається за відповідною формулою для обчислення товщини стінки конкретної деталі.

3.2.3 Прибавка до товщини стінки днища

Значення прибавки c повинно визначатися згідно табл. 3.1, 3.2.

Витончення стінки при штампуванні днища допускається не враховувати у тому випадку, якщо воно не перевищує 5 % розрахункової товщини s_R . В іншому випадку розрахункова товщина днища повинна бути збільшена на прибавку c_1 , яка складає різницю між фактичним та вказаним витонченням 5 %. Якщо за прийнятою технологією виготовлення днища можлива втрата на окалину (корозії), тобто її слід врахувати при виборі товщини листа металу. c_1, c_2 - виробнича та експлуатаційна добавки до розрахункової товщини стінки відповідно, мм c_1, c_2 - виробнича та експлуатаційна добавки до розрахункової товщини стінки відповідно, мм згідно табл. 3.1 та 3.2

Сумарну прибавку c слід приймати відповідно до ОСТ 108.031.08-85.

Для барабанів і колекторів, зварених з листів, а також кованих з подальшою механічною обробкою, при номінальній товщині стінки більше 20 мм, допускається приймати $c_{11} = 0$. Якщо найбільше негативне відхилення в товщині листа перевищує 3%, то це перевищення слід враховувати при додаванні c_{11} .

Для колекторів з труб додавання c_{11} визначається за виразом

$$c_{11} = \frac{\Delta}{100} \left(1 + \frac{\Delta}{100}\right) s_R$$

якщо номінальна товщина стінки невідома, то за формулою

$$c_{11} = \frac{\Delta}{100} s_R$$

де Δ - максимальне мінусове відхилення по товщині стінки труби, % (визначається згідно документації на труби на труби виробником).

Якщо номінальна товщина стінки відома або заздалегідь прийнята.

Для барабанів і прямолінійних колекторів $c_{12} = 0$.

Для криволінійних різновидів колекторів при $R/D_{\text{зов}} < 5$ значення приросту c_{12} слід приймати так само, як і для колін.

Таблиця 3.6 - Номінальна товщина стінки колектора

$D_{\text{зов}}$	< 51	< 70	< 90
s	2,5	3,0	4,0

Для барабанів з високоміцної сталі з $\sigma_b \geq 5,5$ МПа (55 кгс/мм²) і робочим тиском понад 8 МПа (80 кгс/см²) додавання c_{21} повинно бути таким, щоб уможливити усунення корозійних і втомних дефектів без зварювання і приймається в залежності від умов і досвіду котла того типу, які узгоджуються з базовою організацією стандартизації; величина приросту не повинна бути менше 5 мм.

При виборі номінальної товщини стінки слід враховувати.

Номінальна товщина стінки барабану або колектору з листа не повинна бути менше 6 мм; Для котлів паропродуктивністю менше 1 т/год при робочому тиску не більше 0,5 МПа (5 кгс/см²) допускається припускати номінальну товщину стінки не менше 4 мм;

Номінальна товщина стінок колекторів з труб повинна бути не менше значень, наведених у таблиці 3.6;

Рекомендується мати товщину стінки не менше 16 мм для барабанів і колекторів, до яких труби з'єднуються розвальцьовуванням; не допускається використання стін товщиною менше 13 мм;

Товщина стінок нагрівальних барабанів і колекторів без ізоляції не повинна перевищувати:

22 мм - для барабанів і колекторів, розташованих в топці;

30 мм - для барабанів і колекторів, розташованих в газоходах при температурі газу не вище 900 °С;

50 мм - для барабанів і колекторів, розташованих в газоходах при температурі газу не вище 600 °С;

Ці товщини можуть бути збільшені, якщо це обґрунтовано відповідними розрахунками, узгодженими з базовою організацією стандартизації.

3.2.4 Допустимий робочий тиск на днище

Допустимий робочий тиск в контрольних розрахунках виготовлених еліптичних та напівсферичних днищ повинен бути не менше визначеного за формулами [9]:

якщо номінальним є внутрішній діаметр,

$$[p] = \frac{4(s-c)\varphi[\sigma]}{D_{\text{вн}} - (s-c)} \frac{2h_{\text{вн}}}{D_{\text{вн}}} \quad ([p] = \frac{400(s-c)\varphi[\sigma]}{D_{\text{вн}} - (s-c)} \frac{2h_{\text{вн}}}{D_{\text{вн}}}) \quad (3.46)$$

якщо номінальним є зовнішній діаметр,

$$[p] = \frac{4(s-c)\varphi[\sigma]}{D_{\text{зов}} + (s-c)} \frac{2h_{\text{зов}}}{D_{\text{зов}}} \quad ([p] = \frac{400(s-c)\varphi[\sigma]}{D_{\text{зов}} + (s-c)} \frac{2h_{\text{зов}}}{D_{\text{зов}}}) \quad (3.47)$$

Значення коефіцієнта міцності φ та значення прибавки c повинні визначатися згідно табл.3.1, 3.4

3.2.5 Приведене напруження від внутрішнього тиску

Приведене напруження від внутрішнього тиску еліптичних та напівсферичних днищ повинно визначатися за формулами [9]:

якщо номінальним є внутрішній діаметр

$$[\sigma] = \frac{P[D_{вн} - (s - c)]}{4\phi(s - c)} \frac{D_{вн}}{2h_{вн}} \quad ([\sigma] = \frac{P[D_{вн} - (s - c)]}{400\phi(s - c)} \frac{D_{вн}}{2h_{вн}}) \quad (3.48)$$

для зовнішнього діаметру:

$$[\sigma] = \frac{P[D_{зов} + (s - c)]}{4\phi(s - c)} \frac{D_{зов}}{2h_{зов}} \quad ([\sigma] = \frac{P[D_{зов} + (s - c)]}{400\phi(s - c)} \frac{D_{зов}}{2h_{зов}}) \quad (3.49)$$

Значення коефіцієнта міцності ϕ та величини прибавки c визначаються згідно табл. 3.1 та 3.4.

3.2.6 Розрахункова температура стінки днища

Розрахункова температура стінки днища, що не обігрівається повинна прийматися рівною температурі стінки деталі, що не обігрівається до якої днище приварюється.

Для днища, що обігрівається температура стінки повинна прийматися згідно п. 3.1.2, але не повинна бути менше температури стінки деталі, до якої днище приварюється.

3.2.7 Вимоги до конструкції днища

Найбільший діаметр отвору в опуклих днищах повинен задовільняти умові:

$d/D_{вн} \leq 0,61$ якщо номінальним є внутрішній діаметр днища;

$d/D_{зов} \leq 0,6$, якщо номінальним є зовнішній діаметр.

Для опуклих днищ товщина стінки циліндричного борту повинна бути не менше розрахункової товщини стінки, визначеної у відповідності з п. 3.2.1 при $\varphi = 1$, якщо довжина борту задовільняє умовам:

$l > 0,8 \sqrt{D_m(s-c)}$ - для еліптичного і торосферичного днища;

$l > 0,3 \sqrt{D_m(s-c)}$ - для напівсферичного днища.

Якщо довжина циліндричного борту дорівнює вказаним величинам або менше їх, то допустима товщина стінки циліндричного борту, приймається згідно п. 3.2.1.

Допускається застосування напівсферичних днищ без циліндричного борту, тобто при $l = 0$.

Для опуклих днищ відстань від кромки отвору до внутрішньої поверхні циліндричного борту, що вимірюється по проекції, має бути не менше $0,1D_{\text{вн}}$. Допускається зменшення цієї відстані за погодженням з базовою організацією зі стандартизації. Вимога не поширюється на півсферичні днища з радіальними штуцерами.

Відстань від кромки отвору в днищі до початку закруглення відбортованого коміра, що вимірюється по проекції, має бути не менше товщини стінки днища.

3.2.8 Питання для самоконтролю

1. Яке призначення днища барабану?
2. Від чого залежать напруження у днищі?
3. З якого матеріалу виготовляються днища?
4. Які є типи днищ?
5. Від чого залежить коефіцієнт форми днища?
6. Як впливає лазовий отвір на напруження у днищі?
7. Які є способи виготовлення днищ?
8. Чому дорівнює температура стінки днища?
9. Від чого залежить товщина стінки днища?
10. Як розраховується товщина днища біля краю лазового отвору?

11. Від чого залежать напруження в зоні підрізання днища?
12. Який граничний тиск при гідравлічних випробуваннях днища?
13. Які конструктивні розміри днища?
14. Як розраховується коефіцієнт міцності зварювального шва днища.
15. Від чого залежить товщина стінки безшовного штампованого днища?
16. Від чого залежить товщина стінки зварного днища?
18. Як розраховується напруження в зоні підрізання днища?
19. Які допустимі напруження днища для жаротрубчастого котла?
20. Від чого залежить товщина днища для жаротрубчастого котла?

3.2.9 Приклади розв'язання задач

Задача 3.13. Визначити товщину стінки опуклого штампованого днища верхнього котельного барабану з центрально розташованим лазом, з відбортаними краями всередину (рис.3.20). Максимальний розмір лазового отвору $d=425$ мм, висота днища $h=310$ мм, внутрішній радіус перехідної дуги від циліндричної до сферичної частини $r=213$ мм, зовнішній діаметр днища $D_n = 1294$ мм, метал — якісна вуглецева сталь марки 20К, робочий тиск в котлі $p=3,4$ МПа.

Розв'язання. При вказаному робочому тиску температура насичення $t_n=241$ °С дорівнює для необогріваного барабану робочій температурі стінки металу. Приймаємо допустиме напруження для сталі марки 20К при температурі насичення води в барабані $t=241$ °С, обирається по табл. 2.2 складає $[\sigma]=133,4$ МПа.

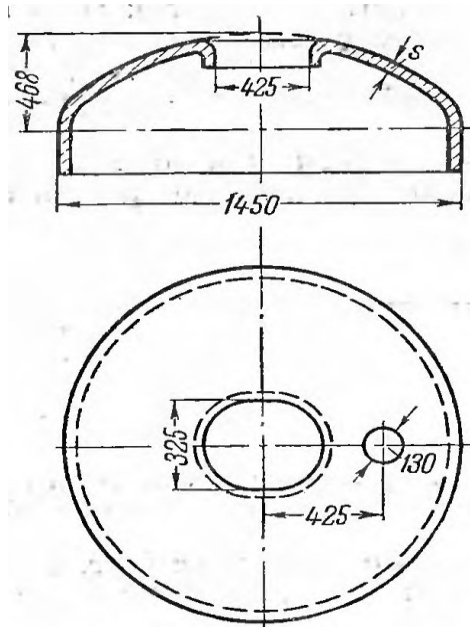


Рисунок 3.20 - Опукле штамповане днище верхнього котельного барабану з лавом, розташованим у центрі (до задачі 3.13).

Товщина кришки складатиме:

$$s_R = \frac{PD_{306}}{4\phi[\sigma] + P} \cdot \frac{D_{306}}{2h_{306}}$$

Розрахуємо товщину опуклого днища без отвору при $\phi=1$

$$s_R = \frac{PD_{306}}{4\phi[\sigma] + P} \cdot \frac{D_{306}}{2h_{306}} = \frac{1294 \cdot 3,4}{4 \cdot 1 \cdot 133,4 + 3,4} \cdot \frac{1294}{2 \cdot 310} = 17 \text{ мм}$$

Знайдемо коефіцієнт ослаблення одиничного отвору в лючку

$$\phi_{od} = \frac{2}{z + 1,75},$$

$$\text{де } z = \frac{d}{\sqrt{D_m(s-c)}} = \frac{d}{\sqrt{(D_{306} - s_R)s_R}} = \frac{425}{\sqrt{(1294 - 17) \cdot 17}} = 2,87$$

тоді:

$$\phi_{od} = \frac{2}{z + 1,75} = \frac{2}{2,87 + 1,75} = 0,43$$

Тоді товщину стінки опуклого штампованого днища:

$$s_R = \frac{PD_{306}}{4\phi[\sigma] + P} \cdot \frac{D_{306}}{2h_{306}} = \frac{1294 \cdot 3,4}{4 \cdot 0,43 \cdot 130,4 + 3,4} \cdot \frac{1294}{2 \cdot 310} = 39,2 \text{ мм}$$

Згідно таблиці 3.2 $c_{2I}=1$, решта прибавок згідно таблиці 3.1 дорівнюють 0. $c=0$.

$$S = s_R + c = 39,2 + 1 = 40,2$$

Відповідь: 40,2 мм.

Задача 3.14. Здійснити перевірочний розрахунок товщини стінки закатаного днища безшовного барабану, у якого товщина стінки циліндричної частини $s=30$ мм, робочий тиск $p=10,0$ МПа. Барабан зроблений зі сталі марки 20К, зовнішній діаметр днища $D_{306} = 709$ мм, максимальний розмір лазного отвору $d=425$ мм.

Розв'язання.

По табл.2.2 приймаємо допустиме напруження для сталі марки 20К, при температурі насичення води в барабані $t=311^{\circ}\text{C}$, $[\sigma]=116$ МПа

Висота днища приймається як радіус барабану $h=r=D_{306}/2=709/2=354,5$ мм.

Товщина кришки складатиме:

$$s_R = \frac{PD_{306}}{4\phi[\sigma] + P} \cdot \frac{D_{306}}{2h_{306}}$$

Визначаємо коефіцієнт ослаблення одиночного отвору у днищі:

$$\phi_{od} = \frac{2}{z+1,75},$$

$$\text{де параметр } z = \frac{d}{\sqrt{D_m(s-c)}} = \frac{d}{\sqrt{(D_{306}-s_R)s_R}} = \frac{425}{\sqrt{(709-30) \cdot 30}} = 2,85$$

тоді:

$$\phi_{od} = \frac{2}{z+1,75} = \frac{2}{2,85+1,75} = 0,43$$

Тоді товщину стінки опуклого заоченого днища з лючком:

$$s_R = \frac{PD_{306}}{4\phi[\sigma] + P} \cdot \frac{D_{306}}{2h_{306}} = \frac{709 \cdot 10}{4 \cdot 0,43 \cdot 130,4 + 10} \cdot \frac{709}{2 \cdot 354,5} = 42,3 \text{ мм},$$

Сумарна прибавка до розрахункової товщини стінки s_R , мм

$$c = c_1 + c_2 = c_{11} + c_{12} + c_{21} + c_{22} = 0 + 0 + 5 + 0 = 5 \text{ мм},$$

де c – сумарна прибавка до розрахункової товщини стінки s_R , мм, складається з c_1 – технологічна прибавка $c_1=c_{11}+c_{12}=0$; $c_{11}=0$ мм, $c_{12}=0$ мм, згідно табл. 3.1; c_2 – експлуатаційна прибавка, $c_2=c_{21}+c_{22}$; $c_{21}=5$ мм, прибавка враховує тиск

вище 8 МПа та діаметр барабану $D_{306} > 133$ ($D_{306} = 709$ мм); $c_{22} = 0$ мм, згідно табл 3.1. З урахуванням прибавки товщина днища з лючком $S = S_R + c = 42,3 + 5 = 47,3$ мм.

Тоді товщину стінки опуклого закріпленого днища без лючка:

$$S_R = \frac{PD_{306}}{4\phi[\sigma] + P} \cdot \frac{D_{306}}{2h_{306}} = \frac{709 \cdot 10}{4 \cdot 1 \cdot 130,4 + 10} \cdot \frac{709}{2 \cdot 354,5} = 15,6 \text{ мм},$$

з урахуванням прибавки $S = S_R + c = 15,6 + 5 = 20,6$ мм.

Відповідь: 47,3 мм. Товщини стінки основного барабану недостатньо, товщина закріпленого днища з лючком повинна бути не менше 47,3 мм.

Задача 3.15 Розрахувати еліптичні днища для барабану котла БКЗ -75 - 39ФБ. Розв'язання представити у табличній формі (табл 3.7). Тиск в барабані прийняти 4 МПа, внутрішній діаметр барабану $D_{вн} = 1600$ мм, внутрішня висота днища без урахування товщини $h_{вн} = 450$ мм, діаметр отвору лаза $d = 425$ мм. Ескізи днищ з отвором та без отвору приведені на рис. 3.21.

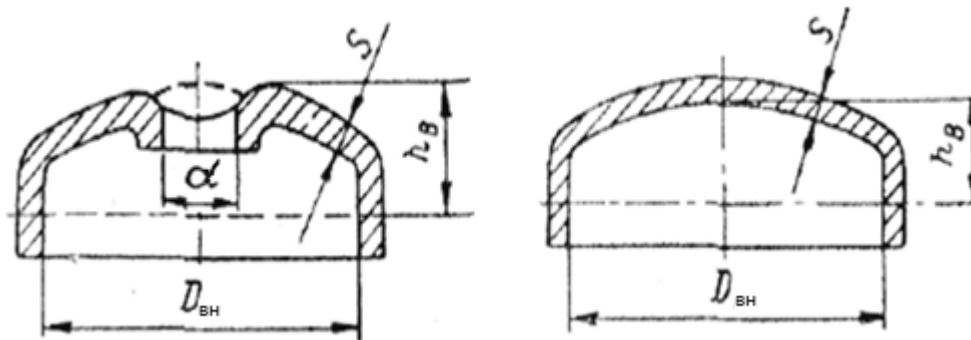


Рисунок 3.21 – Розрахункові еліптичні днища барабану з лазовим отвором та без нього.

Таблиця 3.7 – Розрахунок на міцність еліптичного днища барабану.

Назва величини	Поз- наче- ння	Розрахункова фор- мула або спосіб ви- значення	Розмір- ність	Розрахунок
1	2	3	4	5
Розрахунковий коефі- цієнт міцності	φ	Для днища без отвору	—	1
Розрахунковий коефі- цієнт міцності з лазо- вим отвором	φ	$\varphi = \frac{2}{1.75 + z}$	—	0,49
Геометричний коефі- цієнт за формулою (3.44)	z	$\frac{425}{\sqrt{(1600 - 21,4) \cdot 21,4}}$	—	2,31
Діаметр отвору	d	Ескіз рис.3.21	мм	425
Внутрішня висота днища	$h_{вн}$	Ескіз рис.3.21	мм	450
Номінальне допусти- ме напруження мате- ріалу	$[\sigma]_н$	f(сталь 20, $t_{ст}=t_s=250^0C$)	МПа	132
Допустиме напружен- ня матеріалу з ураху- ванням умов його ро- боти	$[\sigma]$	$[\sigma]_н \eta$	МПа	132
Коефіцієнт, який вра- ховує умови роботи металу	η	Для необігріваних барабанів	—	1
Розрахунковий тиск	P	Тиск середовища в барабані P_6	МПа	4

Продовження таблиці 3.7

1	2	3	4	5
Розрахункова товщина стінки днища без отвору (3.40)	s_R	$\frac{PD_{\text{вн}}}{4\varphi[\sigma]+P} \cdot \frac{D_{\text{вн}}}{2h_{\text{вн}}} = \frac{4 \cdot 1600}{4 \cdot 1 \cdot 132 + 4} \cdot \frac{1600}{2 \cdot 450}$	мм	21,4
Розрахункова товщина стінки днища з отвором (3.40)	s_R	$\frac{PD_{\text{вн}}}{4\varphi[\sigma]+P} \cdot \frac{D_{\text{вн}}}{2h_{\text{вн}}} = \frac{4 \cdot 1600}{4 \cdot 0,49 \cdot 132 + 4} \cdot \frac{1600}{2 \cdot 450}$	мм	43,1
Виробничі прибавки: враховує мінусове відхилення товщини напівфабрикату	c_{11}	Табл 3.1	мм	0
враховує технологічне збільшення днища	c_{12}	Табл 3.1	мм	0
Експлуатаційні прибавки: з боку пароводяної суміші	c_{21}	Табл 3.2	мм	1
з боку газів	c_{22}	Табл 3.1	мм	0
Фактична товщина стінки днища без отвору (3.39)	s	$s = s_R + c = 21,4 + 1$	мм	22,4
Фактична товщина стінки днища з лазерним отвором	s	$s = s_R + c = 43,1 + 1$	мм	44,1

3.2.10 Задачі для самостійного розв'язання

Задача 3.16. Визначити допустимий тиск в котлі, який має безшовне днище без лазу та вирізів (рис.3.22). Діаметр днища $D_{306} = 900$ мм, висота $h_{306} =$

205 мм, товщина стінки днища $s=13$ мм, матеріал — вуглецева сталь марки 15К, температура середовища в барабані 180°C .

Відповідь. Розрахунковий допустимий тиск $p = 1,57$ МПа.

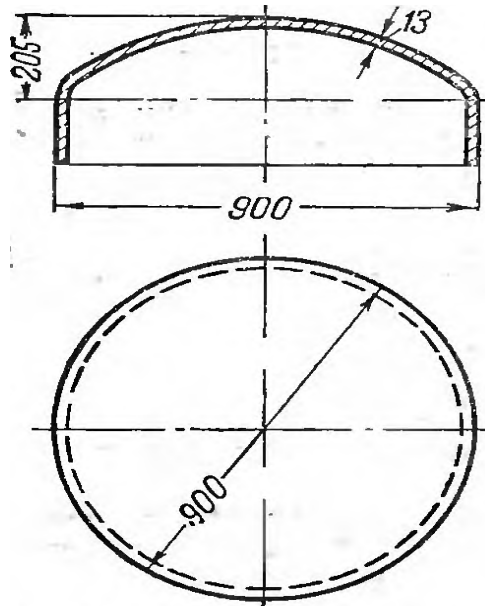


Рисунок 3.22 - Опукле штамповане днище без лаза та вирізів (до задачі 3.16).

Задача 3.17. Зовнішній діаметр безшовного штампованого днища (рис.3.21) $D_{зов} = 1300$ мм, товщина стінки $s = 37$ мм, максимальний розмір отвору лаза, розташованого в центрі днища з відборткуванням всередину, $d = 400$ мм, висота днища $h_{зов} = 300$ мм, метал—сталь марки 20К. Визначити напруження яка виникає в стінці металу при робочому тиску $p = 3,5$ МПа.

Відповідь. $\sigma = 121,5$ МПа.

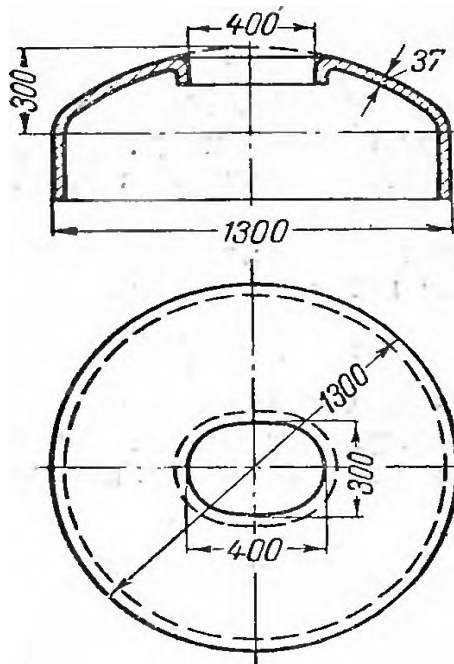


Рисунок 3.23 - Опукле штамповане днище з лазом в центрі (до задачі 3.17).

Задача 3.18. Визначити граничний тиск, який не викликає недопустимих напруг в стінці безшовного штампованого днища без отворів, з відношенням $h_{306}/D_{306}=0,2$ при гідравлічному випробуванні барабану котла тиском p^c . Зовнішній діаметр днища $D_{306} = 1500$ мм, товщина стінки $s = 51$ мм, метал — вуглецева сталь марки 20К. Тиск в барабані котла 3,5 МПа.

Відповідь. Допустимий експлуатаційний тиск $p = 5,6$ МПа. Максимальний гідравлічний тиск $p^c = 6,75$ МПа (верхня межа).

Задача 3.19. Визначити фактичну товщину стінки зварного глухого днища рис.3.24. Зварювальні стикові шви, розташовані меридіально, виконані електрозварюванням. Висота днища $h_{306} = 400$ мм, зовнішній діаметр $D_{306} = 2000$ мм. Днище виготовлено з вуглецевої сталі марки 15К і призначено на робочий тиск $p = 1,2$ МПа

Відповідь. $s \approx 26,1$ мм, (прибавка 1 мм).

Задача 3.20. Визначити фактичну товщину стінки днища дво жаротрубного котла, призначеного на робочий тиск $p = 1,0$ МПа. Зовнішній діаметр днища

$D_{зov} = 2400$ мм, внутрішній радіус перехідної дуги задовільняє умові $r_{вн} \geq 0,1D_{зov}$. Матеріал днища — вуглецева сталь марки 15К.

Відповідь. $s = 23,68$ мм (з прибавкою 1 мм).

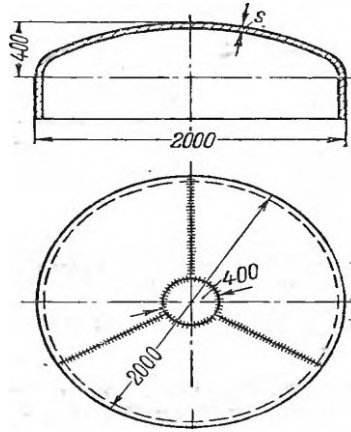


Рисунок 3.24 - Випукле зварне глухе днище (до задачі 3.19)

Задача 3.21. Визначити фактичну товщину стінки безшовного штампованого днища (рис.3.25), призначеного на робочий тиск $p = 4,5$ МПа. Зовнішній діаметр $D_{зov} = 1450$ мм, висота $h_{зov} = 468$ мм, максимальний розмір отвору для лаза, розташованому в центрі, $d = 425$ мм. По лінії великої осі лазового отвору на відстані $l = 425$ мм розташовано отвір діаметром 130 мм, метал — вуглецева сталь марки 20К.

Відповідь. $s = 45$ мм (з прибавкою 1 мм)

Задача 3.22. Визначити розрахункову та фактичну товщину стінки штампованого увігнутого днища (рис.3.26), яке не має лазу і інших отворів. Робочий тиск в котлі $p = 1,6$ МПа, зовнішній діаметр днища $D_{зov} = 700$ мм, його зовнішня висота $h_{зov} = 154$ мм. Днище виготовлено з вуглецевої сталі марки 15К.

Відповідь. $s_R = 4,9$ мм (без прибавки), з прибавкою $c = 1$ мм фактична товщина стінки 6 мм.

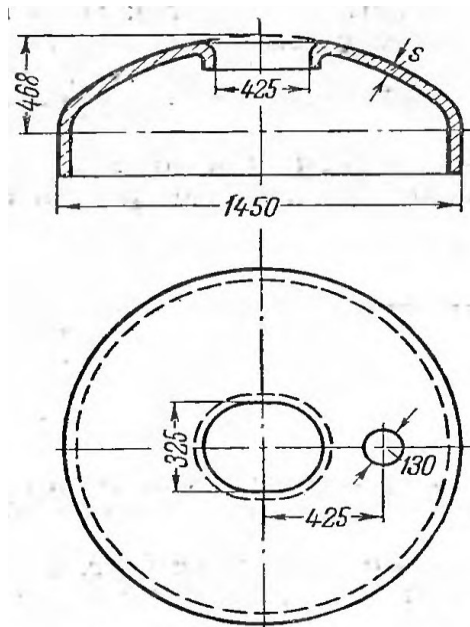


Рисунок 3.25- Опукле штамповане днище з лазом в центрі і отвором з боку (до задачі 3.21).

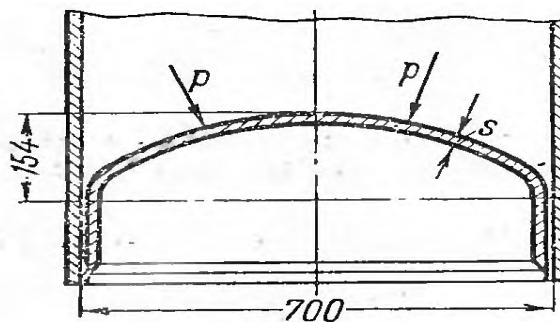


Рисунок 3.26 - Увігнуте штамповане глухе днище (до задачі 3.22).

Задача 3.23. Перевірити фактичну товщину стінки днища, виконаного зі сталевого лиття і призначеного на робочий тиск 1,6 МПа (рис.3.26). Зовнішній діаметр $D_{зов} = 1400$ мм, висота днища $h_{зов} = 350$ мм. Розмір отвору лазу по великій осі дорівнює 425 мм, зміщення лазу відносно осі днища складає 325 мм. Матеріал днища - сталь марки 15К. Задача 3.23 вирішується за прикладом задачі 3.13. Оскільки центр отвору зміщено відносно центру, то при визначенні товщини стінки з отвором, діаметр отвору приймається як $d = d_{ом} + 2s$.

Відповідь. $s = 25,7$ мм з урахуванням прибавки $c = 1$ мм.

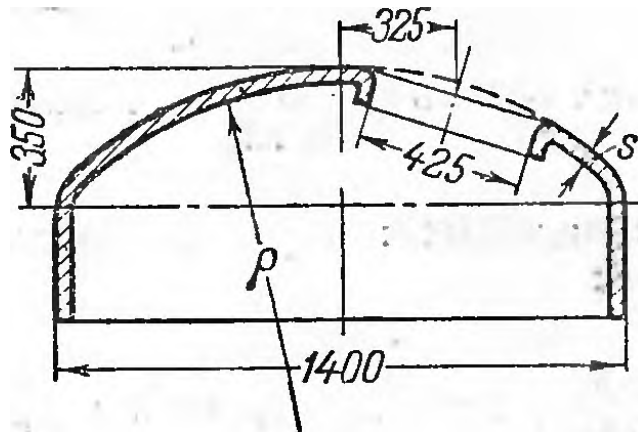


Рисунок 3.26 - Опукле штамповане днище з ексцентричним розташуванням ла-
зу (до задачі 3.23).

Задача 3.24. Перевірити товщину стінки закатаного днища безшовного барабану, призначеного на робочий тиск $p = 11,0$ МПа. Матеріал барабану — високоякісна низьковуглецева сталь 20К, найменший коефіцієнт міцності ослабленого місця барабану $\varphi = 0,65$. Конструктивні характеристики днища наступні: $D_{зов} = 900$ мм, висота $h_{зов} = 450$ мм, максимальний розмір отвору лаза 425 мм, товщина стінки днища біля краю отвору за заміром $s = 90,4$ мм.

Відповідь: Розрахункова товщина стінки днища $s = 55$ мм.

3.3 Розрахунок циліндричних колекторів

3.3.1 Розрахунок товщини стінки

Номінальна товщина стінки циліндричної частини прямого колектору повинна бути не менше визначеної за формулами (3.8) або (3.9), які застосовуються при дотриманні наступних умов:

для колекторів, які містять воду, пароводяну суміш або насичену пару:

$$(s-c)/D_{зов} \leq 0,2 \quad \text{або} \quad (s-c)/D_{зов} \leq 0,3$$

для колекторів, які містять перегріту пару: $(s-c)/D_{зов} \leq 0,25$

Розрахункові коефіцієнти міцності φ циліндричної частини колекторів з отворами та/або зі зварними з'єднаннями слід визначити згідно табл. 3.4 [10].

Сумарна прибавка s повинна прийматися згідно [8] та табл. 3.1 та 3.2. Для прямолінійних колекторів $s_{12} = 0$.

Для криволінійних колекторів при $R/D_{\text{зов}} < 5$ значення прибавки s_{12} повинно прийматися також, як для колін.

При виборі номінальної товщини стінки необхідно враховувати наступне:

- номінальна товщина стінки колектору, яка виготовляється з листа, повинна бути не менше 6 мм;
- номінальна товщина стінки колекторів, які виготовляються з труб, повинна бути не менше значень, вказаних в табл.3.6;
- товщину стінок колекторів, до яких приєднуються труби за допомогою розвальцювання, рекомендується приймати не менше 16 мм;
- застосування стінок товщиною менше 13 мм не допускається;
- товщина стінок колекторів, що обігріваються без ізоляції повинна бути не більше наступних: 22мм - для колекторів, розташованих в топці, 30мм - для колекторів, розташованих в газоходах при температурі газів не вище 900 °С, 50мм - для колекторів, розташованих в газоходах при температурі газів не вище 600 °С;
- вказані товщини можуть бути збільшені, якщо буде обгрунтовано відповідними розрахунками, узгодженими з базовою організацією зі стандартизації.

3.3.2. Допустимий тиск в колекторі

Допустимий робочий тиск в колекторах при контрольних розрахунках повинен бути не більше значень, отриманих по одній з формул 3.11 та 3.12.

Коефіцієнт міцності ϕ слід приймати у відповідності з розділом 3.1. Значення прибавки s слід приймати у відповідності з розділом 3.2.3, при цьому $s_1 = (\Delta/100)s$.

При виконанні контрольних розрахунків по даним вимірювань товщини стінки замість $(s - c)$ слід застосовувати $(s_f - c_2)$. Величина s_f повинна прийматися рівною найменшому значенню з чотирьох вимірювань товщини по кінцям двох взаємно перпендикулярних діаметрів в одному перетині при числі перевірених

перетинів щонайменше одного на кожні два метри довжини колектора, але не менше ніж у трьох перетинах для всього колектора.

Величина пробного тиску при гідравлічному випробуванні не повинна перевищувати значення, отриманого згідно пп.3.1.1 при заміні допустимого напруження $[\sigma]$ на $[\sigma]_h$.

Величина допустимого робочого або пробного тиску в колекторі не повинна перевищувати відповідно робочого або пробного тиску, допустимого за умовами міцності для решти деталей даного колектору.

3.3.3. Приведене напруження

Приведене напруження у колекторах повинне визначатися за формулами 3.10 та 3.10а в залежності від діаметра внутрішнього або зовнішнього відповідно $D_{вн}$ або $D_{зов}$.

При виконанні контрольних розрахунків за даними вимірювань товщини стінки замість $(s-c)$ слід застосовувати (s_f-c_2) . Значення коефіцієнтів міцності φ і прибавки c слід приймати згідно розділу 3.1.4 відповідно.

3.3.4. Розрахункова температура стінки колектору

Розрахункову температуру t зовнішньої стінки колекторів екранів, економайзерів та пароперегрівачів допускається визначати за спрощеними формулами в наступних випадках:

-для колекторів економайзерів та екранів, що не обігріваються (винесених з газоходу або надійно ізольованих) і колекторів насиченої пари котлів з природною та примусовою циркуляцією, а також вхідних колекторів економайзерів прямоточних котлів $t=t_m$;

-для колекторів, що не обігріваються (за виключенням вхідних) економайзерів прямоточних котлів і колекторів пароперегрівачів (крім насиченої пари) котлів усіх типів $t=t_m+\chi\Delta t$;

-для колекторів, що обігріваються, з вуглецевої і теплостійкої сталі, які містять воду, пароводяну суміш або насичену пару:

- при температурі в газозоді не вище 600°C $t = t_m + s + \chi \Delta t + 10^{\circ}\text{C}$;
- при температурі в газозоді від 600 до 900°C $t = t_m + 2s + \chi \Delta t + 20^{\circ}\text{C}$;
- при температурі в газозоді вище 900°C $t = t_m + 3s + \chi \Delta t + 30^{\circ}\text{C}$.

Величина t не повинна прийматися вище розрахункової температури газів в перетині газозоду, в якому розташований колектор. Температуру середи t_m при визначенні розрахункової температури стінки для колекторів економайзерів (крім вхідних) і екранів котлів з природною та примусовою циркуляцією і колекторів насиченої пари слід приймати рівній температурі насиченої пари при розрахунковому тиску в даному колекторі. Для вхідних колекторів економайзерів котлів з природною і примусовою циркуляцією температури середи повинна прийматися рівній температурі води на вході в економайзер (з урахуванням підігріву в пароохолоджувачі у випадку повернення води після пароохолоджувача на вхід в економайзер і змішування при рециркуляції води).

Для колекторів економайзерів і перехідних зон прямооточних котлів, а також для колекторів пароперегрівачів котлів усіх типів температура стінки повинна прийматися рівною температурі середи. Величина розвірки температур в увімкненому в колектор пучку Δt повинна прийматися за тепловим розрахунком або по даним випробувань, але не менше 10°C . Коефіцієнт χ , який враховує перемішування середи до входу в колектор або в ньому, повинен прийматися рівним 0,5, за виключенням випадків, коли середа підводиться до торця колектора, в цих випадках допускається приймати $\chi = 0$.

Для обігріваних колекторів з аустенитної сталі розрахункова температура стінки повинна прийматися середньою зі значень температур на внутрішній і зовнішній поверхнях.

3.3.5. Вимоги до конструкції колекторів.

Колектори, які мають отвори, повинні задовольняти відповідним вимогам до конструкції, викладеному в [10].

При ослабленні колектора лючковими отворами рис 3.28 та отворами різного діаметру (рис.3.29) у відповідні формули вводять умовний діаметр отвору d_y , який визначається за формулою 3.26

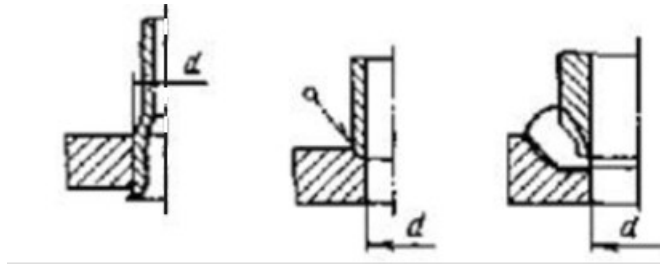


Рисунок 3.28 - Лючковий отвір.

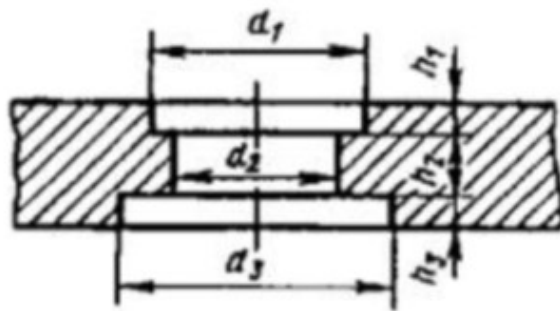


Рисунок 3.29 - Змінний діаметр в лючковому отворі.

Колектори для котельних агрегатів, які працюють на тиску $p \leq 6,0$ МПа при температурі $t_{ст} \leq 450^\circ\text{C}$, виготовляють зі сталей марок 10 та 20, і які задовольняють вимогам нормативних документів на сталеві безшовні труби. Для виготовлення колекторів для котельних агрегатів високого тиску $p \geq (6,0 - 14,0)$ МПа застосовується трубчаста сталь, хімічний склад якої повинен відповідати технічним умовам (ТУ) заводу-виробника.

3.3.6 Питання для самоконтролю

1. Які призначення колектора?
2. Які типи колекторів?
3. Які види лючків колектора?
4. Які марки металів для виготовлення колекторів?
5. Від чого залежить розрахунковий тиск колектора?
6. Як здійснюється вибір допустимих напружень для колекторів?

7. Яка робоча температури стінок колектору?
8. Яка величини запасу міцності для колектору?
9. Яка величина прибавки до розрахункової товщини стінки колектору?
10. Які коефіцієнти міцності для перетинів колектору, ослаблених отворами?
11. Що таке умовний діаметр лючкового отвору колектору?
12. Які сталі застосовуються для виготовлення колекторів високого тиску?
13. Які сталі застосовуються для виготовлення колекторів низького тиску?
14. Від чого залежить глибина ущільнюючої поверхні для лючкового затвору?
15. Як впливає висота стовпа води над колектором на його товщину?

3.3.7 Приклади розв'язання задач

Задача 3.25. Визначити товщину стінки безшовного циліндричного колектору, що не обігрівається, передньої панелі холодної воронки, виготовленої зі сталі марки 20. Робочий тиск в котельному агрегаті $p=11,0\text{МПа}$, внутрішній діаметр колектору $D_{\text{вн}} = 192\text{ мм}$, висота стовпа води над колектором 27 м. Розташування отворів показано на рисунку 3.30, відстань між центрами отворів для труб и лючкових затворів $t=125\text{ мм}$. Діаметри отворів під труби та лючки, що розташовані проти один одного, показані на рис 3.30. Круглі лючки мають отвори діаметром 73 мм і розміщені через кожний овальний лючок, розміри якого 78x96 мм. Кінці труб розвальцьовані в колекторі.

Розв'язання. Коефіцієнт міцності ділянки, ослабленої отворами, для труб, діаметром отвору $d=70,7\text{ мм}$

$$\varphi_1 = \frac{t-d}{t} = \frac{125-70,7}{125} = 0,430$$

Коефіцієнт міцності ділянок, ослаблених овальними та круглими лючками, з урахуванням підрізання ущільнюючих площин для лючкових затворів (по перетинам I—I і II—III на рис.3.30) визначаємо за умовними діаметрами отворів.

Умовний діаметр для отворів змінного діаметру для перерізів в поздовжньому напрямку:

$$\text{Для овального лючка I-II } d_{yI-II} = \frac{\sum d_i h_i}{s} = \frac{96 \cdot 1 / 6s + 78 \cdot 5 / 6s}{s} = 81_{\text{мм}}$$

$$\text{Для круглого лючка II-III } d_{yII-III} = \frac{\sum d_i h_i}{s} = \frac{91 \cdot 1 / 6s + 73 \cdot 5 / 6s}{s} = 76_{\text{мм}}$$

Коефіцієнт міцності отворів для лючкових затворів:

для перерізу I-II

$$\varphi_2 = \frac{t-d}{t} = \frac{125-81}{125} = 0,352 ;$$

для перерізу II-III

$$\varphi_3 = \frac{t-d}{t} = \frac{125-76}{125} = 0,392 .$$

Для подальших розрахунків використовуємо найменший коефіцієнт міцності для лючкових отворів, $\varphi = \min(\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3) = 0,352$

Визначення коефіцієнта міцності по лінії розташування отворів для труб можна не проводити, оскільки без того очевидно, що при даному розміщенні отворів цей коефіцієнт міцності буде більше, ніж по лінії лючкових отворів.

Отже, розрахунковий тиск з урахуванням гідростатичного напору стовпа води над колектором приймається рівним:

$$p = p_0 + \frac{\rho \cdot g \cdot h}{10^6} = 11,0 + \frac{1000 \cdot 9,8 \cdot 27}{10^6} = 11,27 \text{ МПа} .$$

Робочу температуру стінки t_{cm} приймаємо рівною температурі насичення $t_n = 319,7$ °С при даному тиску або, округляючи, $t_{cm} \approx 320$ °С. При цій температурі стінки розрахункові характеристики для сталі марки 20 приймаємо по табл. 2.2, тоді допустиме напруження: $[\sigma] = 114$ МПа.

У відповідності з формулою (3.4) товщина стінки циліндричного колектору буде:

$$s = s_R + c$$

$$s_R = \frac{p D_{вн}}{(2\varphi[\sigma] - p)} = \frac{11,27 \cdot 192}{(2 \cdot 0,352 \cdot 114 - 11,27)} = 31,36 \text{ мм} .$$

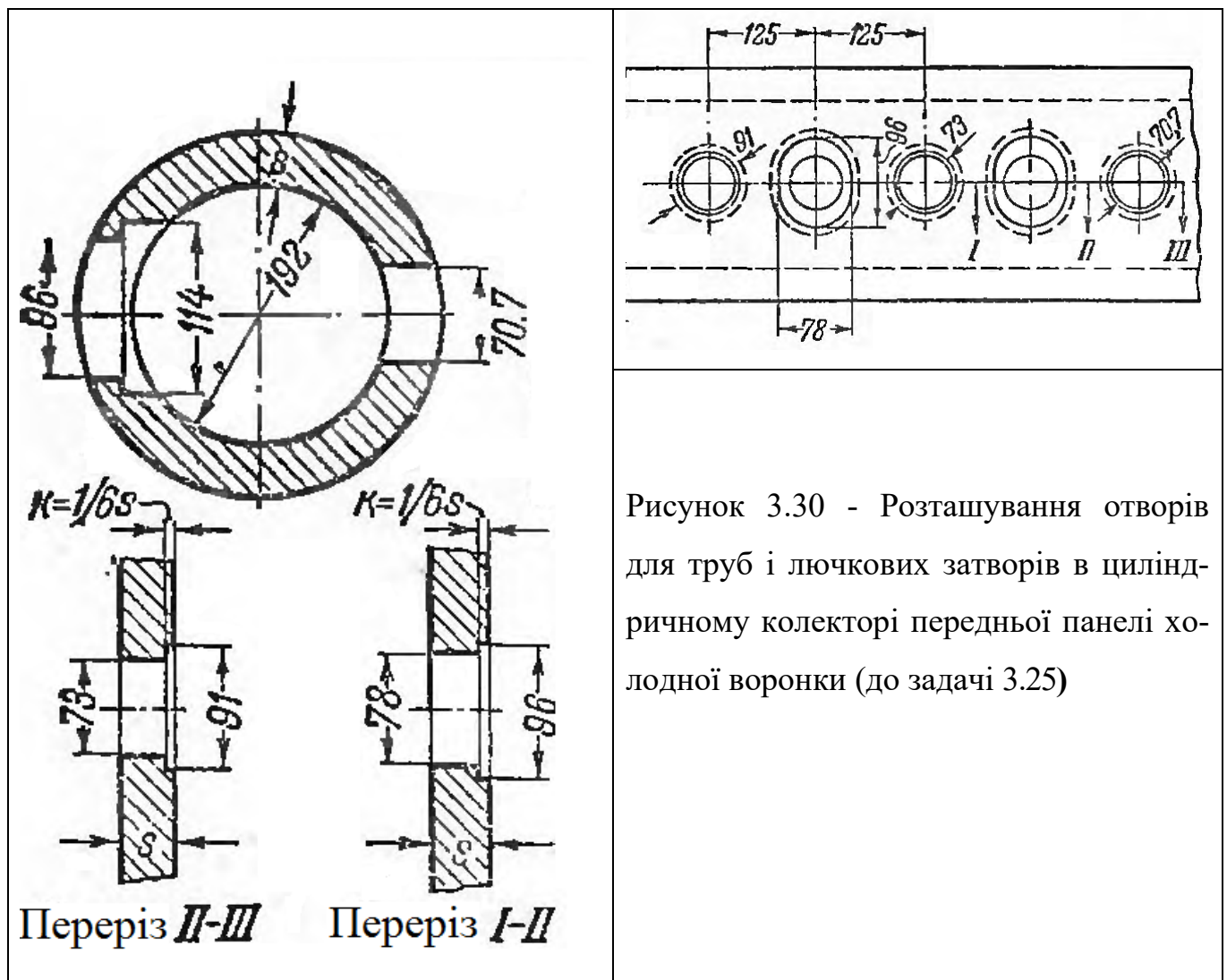
$$c = c_1 + c_2 = c_{11} + c_{12} + c_{21} + c_{22} = 0 + 0 + 5 + 0 = 5 \text{ мм}$$

де c – сумарна прибавка до розрахункової товщини стінки, мм, складається з c_1 – сумарна виробнича прибавка $c_1 = c_{11} + c_{12} = 0$; $c_{11} = 0$ мм, $c_{12} = 0$ мм, згідно табл. 3.1; c_2 – сумарна експлуатаційна прибавка, $c_2 = c_{21} + c_{22}$; $c_{21} = 5$ мм, згідно табл. 3.2; $c_{22} = 0$ мм, згідно табл. 3.1.

Мінімальна товщина стінки барабану з урахуванням прибавки

$$s = s_R + c = 31,36 + 5 = 36,36 \text{ мм.}$$

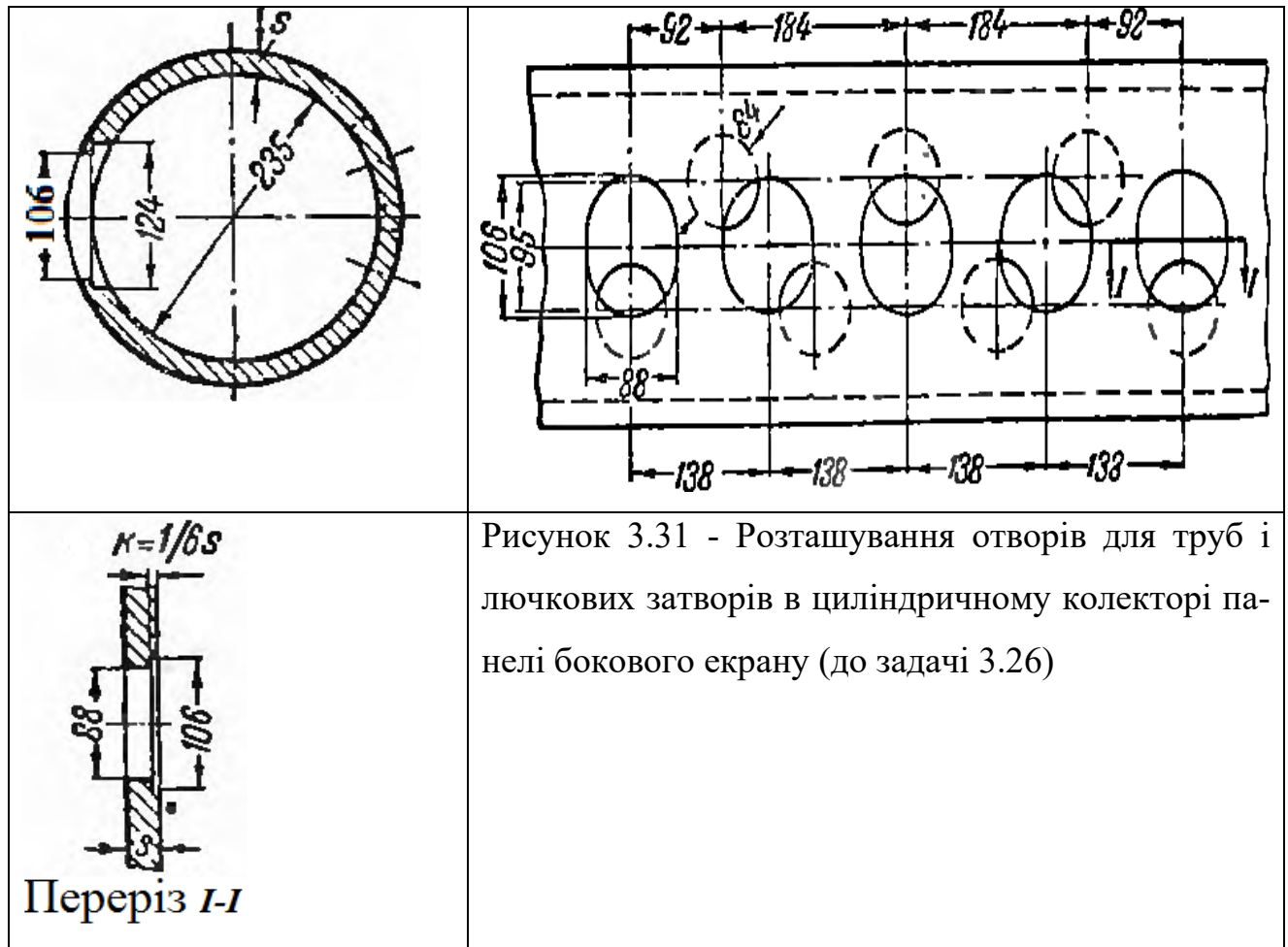
Відповідь. $s = 36,36$ мм.



Задача 3.26. Визначити товщину стінки нижнього безшовного циліндричного колектору, що не обігрівається панелі бокового екрану. Колектор виконаний зі сталі марки 20, його внутрішній діаметр $D_{вн} = 235$ мм, робочий тиск $p = 4,5$ МПа, висота стовпа води над колектором 20 м.

Отвори для труб в стінці колектора розташовані в шаховому порядку (рис. 3.31). Відстані між центрами отворів труб в поздовжньому напрямку складають $t = 184 \text{ мм}$ і між лючковими отворами в тому ж напрямку $t = 138 \text{ мм}$, $a = 95 \text{ мм}$ (по середньому колу). Колектор має овальні лючки з отворами $88 \times 106 \text{ мм}$, малі осі лючків співпадають з поздовжнім напрямком колектору.

Розв'язання. Коефіцієнт міцності ділянок колектору, ослаблених трубчастими отворами:



в поздовжньому напрямку

$$\varphi_{\text{ноз}} = \frac{t-d}{t} = \frac{184-84}{184} = 0,54,$$

$$\text{де } t=2a=2 \cdot 92=184 \text{ мм,}$$

в поперечному напрямку:

$$t_1=2b=2 \cdot 95=184 \text{ мм}$$

$$\varphi_{\text{попер}} = \frac{t_1-d}{t_1} = \frac{190-84}{190} = 0,557;$$

в косому напрямку:

$$\varphi_{\text{кос}} = \frac{1 - \frac{d}{a} \frac{1}{\sqrt{1+m^2}}}{\sqrt{1 - 0,75 \left(\frac{m^2}{1+m^2} \right)^2}} = \frac{1 - \frac{84}{92} \frac{1}{\sqrt{1+1,03^2}}}{\sqrt{1 - 0,75 \left(\frac{1,03^2}{1+1,03^2} \right)^2}} = 0,79,$$

де $m=b/a=95/92=1,03$.

Коефіцієнт міцності ділянок, ослаблених лючковими отворами, з урахуванням розточування у стінці колектору по перетину $I-I$ ущільнюючих площин, визначаємо за умовним діаметром в поздовжньому напрямку

$$d_{yI-II} = \frac{\sum d_i h_i}{s} = \frac{106 \cdot (1/6)s + 88 \cdot (5/6)s}{s} = 91 \text{ мм};$$

$$\varphi = \frac{t - d_y}{t} = \frac{138 - 91}{138} = 0,34.$$

Розрахунковий тиск з урахуванням стовпа води дорівнює

$$p = p_0 + \frac{\rho \cdot g \cdot h}{10^6} = 4,5 + \frac{1000 \cdot 9,8 \cdot 20}{10^6} = 4,7 \text{ МПа}.$$

Температура насичення води та стінки барабану при такому тиску складає 260°C.

Допустиме напруження сталі 20 при такій температурі $[\sigma]=128 \text{ МПа}$.

Розрахункова товщина стінки колектора складає:

$$s = s_R + c$$

$$s_R = \frac{p D_0}{(2[\sigma]\varphi - p)} = \frac{4,7 \cdot 235}{(2 \cdot 128 \cdot 0,34 - 4,7)} = 16 \text{ мм};$$

$$c = c_1 + c_2 = c_{11} + c_{12} + c_{21} + c_{22} = 0 + 0 + 3 + 0 = 3$$

де c – сумарна прибавка до розрахункової товщини стінки, мм, складається з c_1 – сумарна виробнича прибавка $c_1 = c_{11} + c_{12} = 0$; $c_{11} = 0$ мм, $c_{12} = 0$ мм, згідно табл. 3.1; c_2 – сумарна експлуатаційна прибавка, $c_2 = c_{21} + c_{22}$; $c_{21} = 3$ мм, згідно табл. 3.2; $c_{22} = 0$ мм, згідно табл. 3.1.

$$s = s_R + c = 16 + 3 \approx 19,0$$

або, округляючи, остаточно $s = 20$ мм (вибирається зі стандартного ряду сортаменту прокату).

Задача 3.27. Розрахувати на міцність стінки колектору пароперегрівача (ПП) котла середньої потужності марки БКЗ-75-39ФБ. Задачу викласти в табличному вигляді.

Примітка. Розрахунок колектору ведуть аналогічно розрахунку барабану. В цьому випадку треба враховувати ослаблення міцності, що виникає через отвори, що просвердлюються для приєднання труб, які підводять і відводять теплоносій. Колектори не мають поздовжніх зварних швів. На кожний колектор доводяться два поперечні шви для приварювання денець, але це ослаблення, як і в барабані, не враховують.

Якщо який-небудь отвір камери буде мати діаметр, що перевищує найбільший допустимий, то необхідно укріпити отвори або шляхом збільшення товщини всієї стінки, або за допомогою стовщених приварних штуцерів чи то накладок.

Розрахунок представимо у вигляді таблиці 3.7.

Таблиця 3.7 – Розрахунок на міцність стінки колектору пароперегрівача котла БКЗ-75-39ФБ.

Величина	Поз- на- чення	Одини- ця вимі- ру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Резуль- тат
1	2	3	4	5
Умовний діаметр отвору під труби ПП	d_y	мм	$d + 0,5 = 32 + 0,5$ де d – зовнішній діаметр труби ПП	32,5
Поперечний крок	S_1	мм	з теплового розрахунку ПП	100
Поздовжній крок	S_2	мм	з теплового розрахунку ПП	100
Температура стінки вихід- ної камери	t_{cm}	°C	$t_{cm} = t_{ПП}$	420
Номінальне допустиме на- пруження матеріалу	$[\sigma_d]$	МПа	$f(t_{cm})$ сталь 20	62
Коефіцієнт, що враховує умови роботи колектора	η	—	Колектор, що не обігріва- ється	1

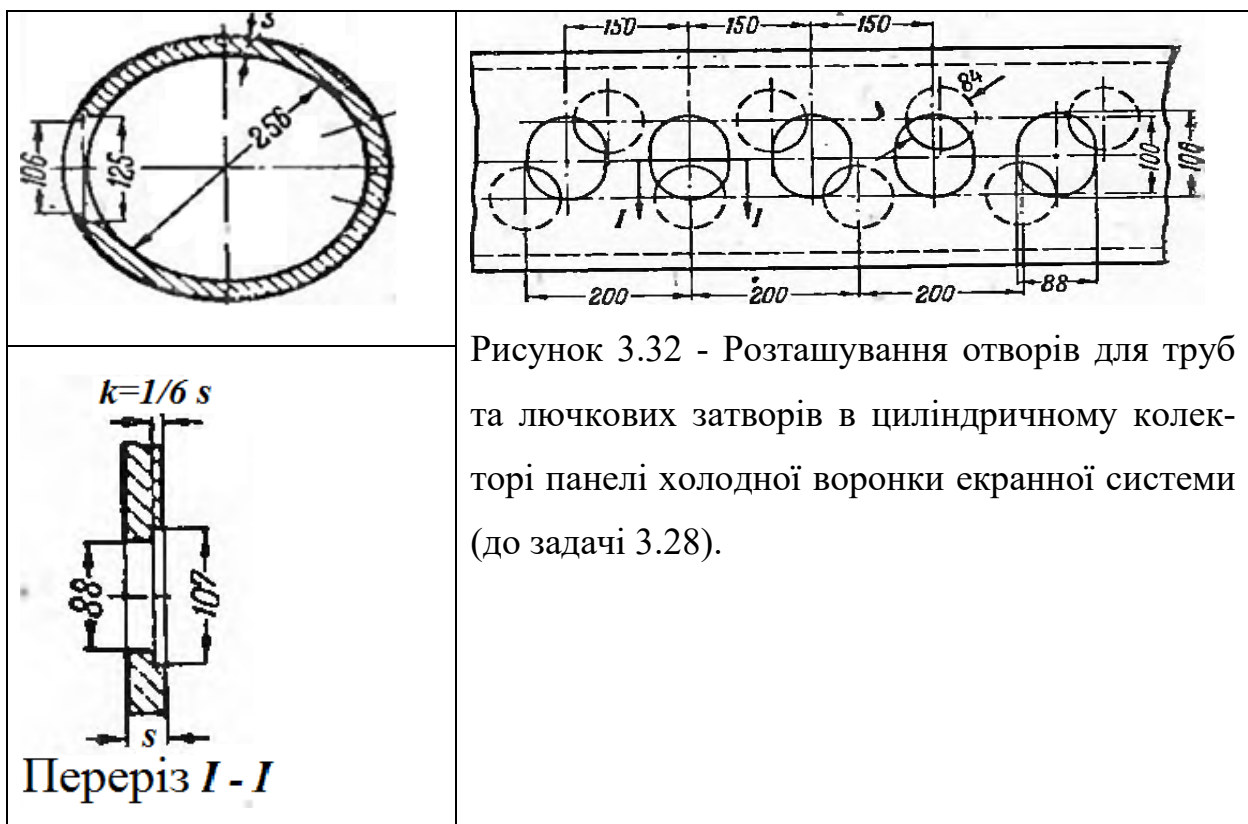
Продовження таблиці 3.7

1	2	3	4	5
Допустиме напруження матеріалу з урахуванням умов роботи	σ_d	МПа	$[\sigma_d] \cdot \eta$	62
Коефіцієнт міцності у поперечному напрямку	φ_1	—	$\frac{S_1 - d_y}{S_1} = \frac{100 - 32,5}{100}$	0,675
Коефіцієнт міцності у поздовжньому напрямі	φ_2	—	$2 \frac{S_2 - d_y}{S_2} = 2 \frac{100 - 32,5}{100}$	1,35
Коефіцієнт міцності у косому напрямку	φ_2	—	$\frac{1 - \frac{d_y}{a} \cdot \frac{1}{\sqrt{1+m^2}}}{\sqrt{1 - 0,75 \cdot \left(\frac{m^2}{1+m^2}\right)^2}} \cdot \frac{1 - \frac{32,5}{100} \cdot \frac{1}{\sqrt{1+1^2}}}{\sqrt{1 - 0,75 \cdot \left(\frac{1^2}{1+1^2}\right)^2}}$	0,948
Коефіцієнт міцності	φ	—	$\min(\varphi_i) (0,675; 1,35; 0,948)$	0,675
Розрахунковий тиск	p	МПа	$P = P_{III}$ (з теплового розрахунку)	4
Внутрішній діаметр колектору	$D_{вн}$	мм	З прототипу	223
Розрахункова товщина стінки камери без урахування прибавки	s_R	мм	$\frac{4 \cdot 232}{2 \cdot 62 \cdot 0,675 - 4}$	11,64
Виробничі прибавки	c_{11}	Табл 3.1	0	0
	c_{12}	Табл 3.1	0	0
Експлуатаційні прибавки	c_{21}	Табл 3.2	1	1
	c_{22}	Табл 3.1	0	0
Сумарна прибавка	c	мм	$c = c_{11} + c_{12} + c_{21} + c_{22} = 0 + 0 + 1 + 0$	1

Фактична товщина стінки камери	s	мм	$s_R + c = 11,64 + 1$	12,64
Фактична товщина стінки камери приймається згідно прототипу, але не менше розрахункового значення.				

3.3.8. Задачі для самостійного розв'язання

Задача 3.28. Визначити товщину стінки циліндричного безшовного колектора панелі холодної воронки, виготовленого зі сталі марки 20 і винесеного з топкової камери. Його внутрішній діаметр $D_{вн} = 256$ мм, робочий тиск в барабані котельного агрегату $p = 4,5$ МПа, висота стовпа води над колектором $h = 17$ м, отвори для екранних труб розташовані в шаховому порядку (рис.3.32), відстань між центрами отворів для труб в поздовжньому напрямку колектора $t = 200$ мм, а відстань $a = 100$ мм (по середньому колу). Колектор має овальні лючки з отворами 88×107 мм, відстань між центрами лючків 150 мм.



Відповідь. Розрахункова товщина стінки колектора $s_R = 15,5$ мм, але, враховуючи прибавку та вальцювання, приймаємо фактичну товщину стінки $s = 20$ мм.

Задача 3.29. Визначити фактичну товщину стінки безшовного циліндричного колектора панелі бокового екрану. Колектор виконаний зі сталі марки 20. Його зовнішній діаметр $D_{зов} = 273$ мм, робочий тиск в котельному агрегаті $p = 10$ МПа, висота стовпа води над колектором $h = 22$ м. Отвори в колекторі розташовані у відповідності зі схемою рис.3.33. Колектор забезпечений лючковими затворами, причому, між двома овальними лючками з отворами 76×92 мм є два круглих лючки з отворами діаметром 70 мм. Відстань між центрами отворів для труб в поздовжньому напрямку колектора співпадають з кроком лючків, тобто $t = 120$ мм.

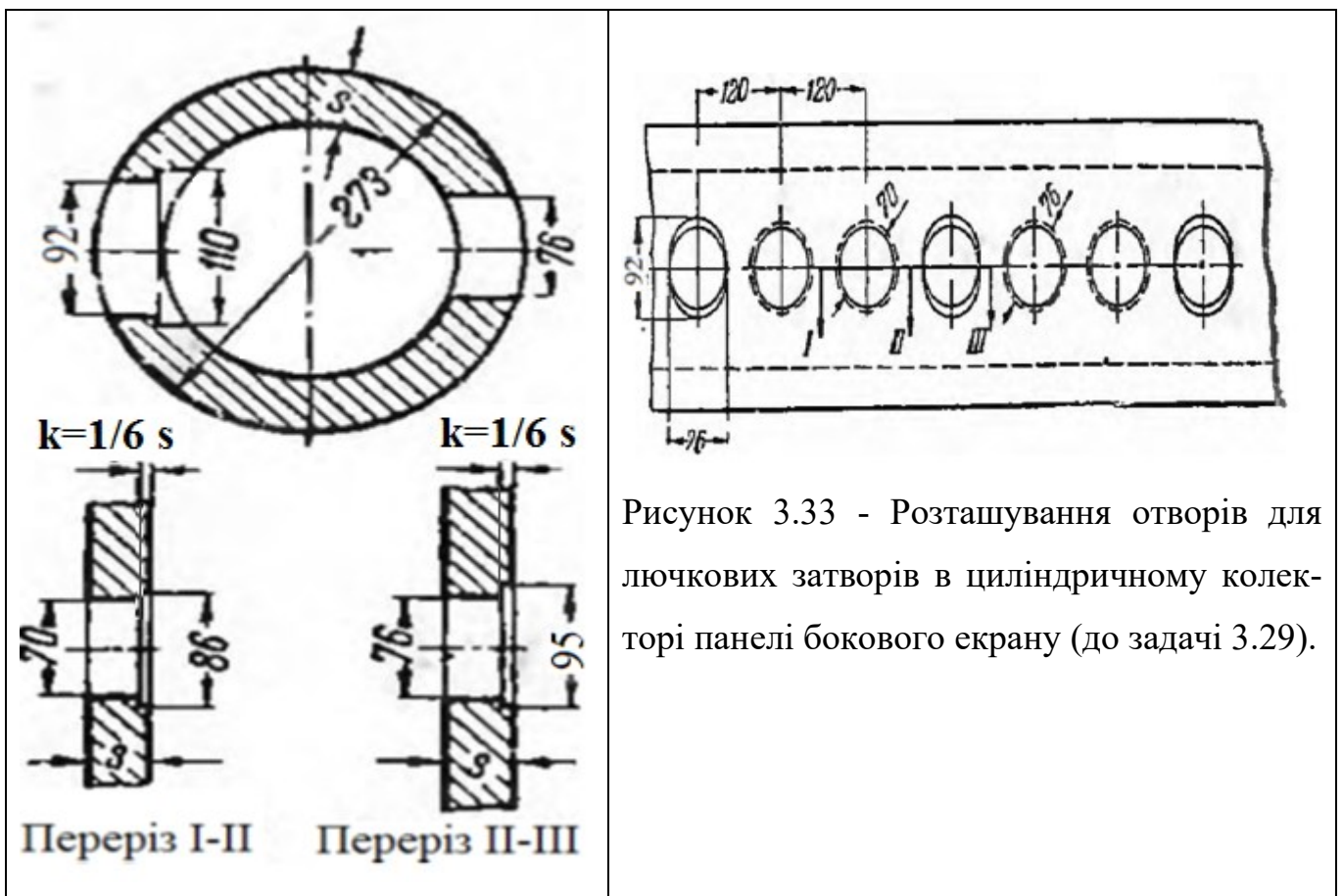


Рисунок 3.33 - Розташування отворів для лючкових затворів в циліндричному колекторі панелі бокового екрану (до задачі 3.29).

Відповідь. $s \approx 44$ мм (при прибавці 5 мм).

Задача 3.30. При виготовленні некиплячого водяного економайзера були поставлені замість звичайних колекторів заводського виготовлення, колектори без лючків, виконані з безшовних труб з низьковуглецевої сталі марки 20 з допустимими напруженням $[\sigma]=143,5$ МПа (при температурі стінки 150°C), зовнішній діаметр труб $D_{\text{зов}} = 275$ мм, товщина їх стінок $s = 15$ мм, крок між центрами отворів в поздовжньому напрямку колектора $t = 70$ мм, зовнішній діаметр труб водяного економайзера $d = 38$ мм, температура живильної води $t_{\text{ж. в}} = 150^{\circ}\text{C}$, розрахунковий тиск з урахуванням гідравлічного опору всього тракту водяного економайзера $p = 4,0$ МПа. Визначити розрахункову товщину стінки колектора s_R .

Відповідь. Розрахункова товщина стінки колектора $s_R=10,1$ мм.

Задача 3.31. Здійснити перевірочний розрахунок парозбірної циліндричної камери перегрітої пари (негостованого розміру) при температурі $t_{\text{пе}} = 420^{\circ}\text{C}$ і тиску пари $p = 3,4$ МПа. Внутрішній діаметр камери $D_{\text{в}}=359$ мм, зовнішній діаметр $D_{\text{зов}}=411$ мм. Отвори для приварюваних штуцерів $d = 134,5$ мм, відстань між центрами отворів по утворюючій камери $t = 300$ мм. Камера виконана з вуглецевої сталі марки 20. Розрахунок провести за внутрішнім та зовнішнім діаметрами. Сортамент труби підібрати згідно [17-19] з додатку Б, табл Б.3.

Відповідь: $s=16$ мм. За сортаментом ближайша труба $D_{\text{зов}}=406 \times 19$

Задача 3.32. Для парозбірної камери циліндричного перетину визначити величину граничного тиску при гідравлічному випробуванні, який не створює недопустимих напружень в стінках циліндричної частини. Величини, необхідні для підрахунку, взяти з умови попередньої задачі 3.31.

Відповідь. $p^c = 10,24$ МПа

3.4 Труби поверхонь нагріву та трубопроводів під внутрішнім тиском

3.4.1 Розрахунок товщини стінки прямих труб

Номінальна товщина стінки прямої труби поверхні нагріва або трубопроводу повинна бути не менше визначеною за формулою $s = s_R + c$, де розрахункова товщина s_R обчислюється за формулами (3.8) або (3.9) Формули придатні при до-

триманні умови $\frac{s - c}{D_{306}} \leq 0.25$

Для безшовних труб коефіцієнт міцності $\phi_w = 1,0$; коефіцієнт міцності поперечних зварних з'єднань в розрахунку на внутрішній тиск враховувати не слід.

Величина прибавки c повинна прийматися у відповідності з п.3.1.3.

Номінальна товщина стінки труб залежить від зовнішнього діаметру D_{306} , який повинен бути не менше значень, приведених в табл.3.8. Номінальна товщина стінок труб, що обігріваються газами з температурою вище 900 °С, повинна бути не більше 8мм, а при безпосередньої дії випромінюючої теплоти топки - не більше 6,5 мм. Допускається застосування труб, що обігріваються з більшою товщиною стінки за погодженням з базовою організацією зі стандартизації.

Таблиця 3.8 - Номінальна товщина стінки труб залежить від зовнішнього діаметру D_{306} [9].

D_{306}	≤ 38	≤ 51	≤ 70	≤ 90	≤ 108	≥ 108
s	1,8	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0

На кінцях прямих ділянок безшовних труб, які розточуються під стикове зварювання, допускається стоншення стінки до мінімально розрахункової товщини прямої труби s_0 , яка визначається за формулами без урахування прибавки і за коефіцієнтом міцності $\phi_w = 1$:

$$s_0 = \frac{PD_{306}}{2[\sigma] + P} ; \quad (s_0 = \frac{PD_{306}}{200[\sigma] + P}) \quad (3.50)$$

Допускається зменшення товщини стінки у місці розточування прямих труб під зварювання до $0,9 s_0$ при умові, що сумарна довжина розточеної ділянки вздовж осі труби не буде перевищувати меншу з величин: $5s$ або $0,5D_{306}$.

3.4.2 Розрахунок товщини стінки колін і змійовиків

Розрахункова товщина стінки на зовнішній, внутрішній та нейтральній сторонах (ділянках) коліна і змійовика повинна бути не менше визначеної за формулою

$$s_{Ri} = s_R K_i Y_i (i = 1, 2, 3). \quad (3.51)$$

Для ділянки коліна, де поздовжній зварний шов відсутній, коефіцієнт міцності зварного шва $\phi_w = 1,0$. Розглядаються коліна та змійовики, у яких $R/D_{306} \geq 1,0$.

Торовий коефіцієнт K_i для зовнішньої, внутрішньої і нейтральної сторін коліна повинен визначатися відповідно за формулами:

$$K_1 = \frac{4 \frac{R}{D_{306}} + 1}{4 \frac{R}{D_{306}} + 2}; \quad K_2 = \frac{4 \frac{R}{D_{306}} - 1}{4 \frac{R}{D_{306}} - 2}; \quad K_3 = 1. \quad (3.52)$$

Нейтральна сторона коліна складає ділянку коліна, розташовану під кутом 15° в обох напрямках від поздовжнього середнього перетину коліна.

Для колін з вуглецевої, легованої та аустенітної сталі, температура стінки яких не перевищує $350, 400, 450^\circ\text{C}$ відповідно, значення коефіцієнтів форми слід визначати за формулами:

$$Y_1 = 0,12(1 + \sqrt{1 + 0,4 \frac{a}{\alpha} q});$$

$$Y_2 = Y_1;$$

$$Y_3 = 0,12(1 + \sqrt{1 + 0,4 \frac{a}{\alpha} q}) \quad (3.53)$$

де

$$a = \frac{S_R}{D_{306}} = \frac{p}{2[\sigma] + p}; \quad (a = \frac{S_R}{D_{306}} = \frac{p}{200[\sigma] + p}); \quad q = 2\alpha \frac{R}{D_{306}} + \frac{1}{2} \quad (3.54)$$

Для колін з вуглецевої, легованої та аустенітної сталі, температура яких вище 400, 450, 525 °С відповідно, значення коефіцієнтів форми Y_i слід визначати за формулами:

$$Y_1 = 0,4(1 + \sqrt{1 + 0,015 \frac{a}{\alpha} q})$$

$$Y_2 = Y_1;$$

$$Y_3 = 0,4(1 + \sqrt{1 + 0,015 \frac{a}{\alpha}})$$
(3.55)

Значення α і q повинні прийматися згідно значень коефіцієнтів форми по формулам (3.53) та (3.55).

Для колін, розрахункова температура яких більше вказаної в розрахунках за формулою (3.53), але менше вказаної в розрахунках за формулою (3.55), коефіцієнти Y_1, Y_2, Y_3 повинні визначатися лінійним інтерполюванням в залежності від значень температури. При цьому в якості опорних величин повинні прийматися значення коефіцієнтів, у відповідності вказаним граничним температурам [9].

При виконанні розрахунків за формулами (3.53) – (3.55), приведеними вище, повинні виконуватися наступні умови:

- якщо значення коефіцієнтів Y_i ($i = 1, 2, 3$) отримують за розрахункам менше одиниці, то слід приймати $Y_i = 1$;
- якщо обчислене значення q перевищує одиницю, то слід приймати $q = 1$;
- при $\alpha < 0,03$ значення коефіцієнтів формули Y_i слід приймати рівним значенню, отриманому при $\alpha = 0,03$;
- допускається приймати $Y_i = 1$ для труб поверхонь нагріву, якщо $D_a \leq 76$ мм і $\alpha \leq 10$ %;
- якщо в цьому випадку $D_{зоб} \leq 51$ мм, то допускається приймати $Y_i = 0,95$.

Номінальну товщину стінки коліна слід приймати найбільшим зі значень, отриманих для вказаних трьох ділянок коліна, згідно умові

$$s_i \geq s_{Ri} + c \quad (i = 1, 2, 3)$$
(3.56)

Значення розрахункової товщини стінки s_{Ri} слід приймати за (3.51).

Для секторних колін, виготовлених з безшовних труб, номінальну товщину стінки слід вибирати по внутрішній стороні коліна $s \geq s_{R2} + c$.

Якщо секторне коліно виготовляється зі зварних труб і коефіцієнт міцності зварного шва $\phi_w < 1$, то слід перевіряти значення номінальної товщини стінки по ділянці розташованого зварного шва.

Значення прибавки c слід визначити згідно розділу 3.1.3, а прибавку c_{12} для кожної з вказаних в (3.52) трьох сторін слід приймати по технічним умовам (ТУ) на виріб, узгодженим з базовою організацією зі стандартизації.

У разі відсутності в ТУ на виготовлення колін даних з технологічного стоншення стінки колін при визначенні прибавки c_{12} для колін, що виготовляються вказаними широко відомими способами, необхідно врахувати наступне:

для згинів з труб, що виготовляються на трубозгинальному устаткуванні методом намотування на сектор, прибавка c_{12} до s_{R1} повинна бути не менше значеної за формулами:

для необігріваних труб

$$c_{12} = \left(\frac{1}{1 + 2 \frac{R}{D_{306}}} \right) \cdot s; \quad (3.57)$$

для труб поверхонь нагріву

$$c_{12} = \left(\frac{1}{1 + 3 \frac{R}{D_{306}}} \right) \cdot s; \quad (3.58)$$

для штампованих колін, які виготовляються у закритих штампах, або згинів, які виготовляються на станках з нагріванням токами високої частоти і осьовим підтисканням, прибавка c_{12} до s_{R1} повинна прийматися в межах від $0,05s$ до $0,1s$. В цих двох випадках прибавка c_{12} до s_{R3} дорівнює нулю, а розрахунок по внутрішній стороні згину не проводиться;

для колін, які виготовляються на рогоподібному осердю, прибавка c_{12} дорівнює нулю;

для секторних колін прибавка c_{12} дорівнює нулю;

для штампозварних колін з розташуванням двох поздовжніх зварних швів по внутрішній та зовнішній стороні коліна має прийматися прибавка c_{12} до s_{R2} в межах від 0,05s до 0,1s з урахуванням ϕ_w , якщо його значення менше одиниці;

для штампозварних колін з розташуванням поперечного зварного шва в середині довжини коліна прибавка c_{12} до s_{R3} дорівнює нулю, а прибавка c_{12} до s_{R1} повинна прийматися в межах від 0,05s до 0,1s. В цьому випадку розрахунок по внутрішній стороні коліна не проводиться, так як на цій стороні коліно має потовщення стінки більш значне, ніж величина коефіцієнта K_2 .

Якщо визначення прибавки c_{12} проводиться, коли остаточно не обрана номінальна товщина стінки коліна, слід задатися її значенням, наприклад, рівним значенню номінальної товщини стінки прямої труби згідно розділу 3.4.1, з подальшою перевіркою за остаточно обраним значенням номінальної товщини стінки коліна.

Допустима товщина стінки $[s]$ повинна бути не менше визначеної за формулами:

для колін

$$[s] = s_{Ri} + c_2; \quad (3.59)$$

для прямих труб

$$[s] = s_R + c_2. \quad (3.60)$$

Для колін паропроводів, трубопроводів і зовнішніх перепускних труб діаметром більше 76 мм при $\alpha \leq 0,03$ прибавку c_2 слід приймати в межах від 1 до 3 мм в залежності від досвіду експлуатації, що повинно бути узгоджено з базовою організацією зі стандартизації.

3.4.3 Допустимий робочий тиск в трубах

Допустимий робочий тиск в колінах труб котлів і в прямих трубах трубопроводів слід визначати за формулою

$$[p] = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot \phi \cdot (s - c)}{D_{308} + \frac{(s - c)}{K_i Y_i}} \quad ([p] = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot \phi \cdot (s - c)}{D_{308} + \frac{(s - c)}{K_i Y_i}}) \quad (3.61)$$

При виконанні контрольних розрахунків за даними вимірювань товщини стінки замість ($s-c$) слід застосовувати (s_f-c_2).

Коефіцієнт міцності φ_w слід приймати по таблиці 3.4.

Коефіцієнти форми K_i і Y_i слід визначати за розділом 3.4.2.

Розрахунок товщини за приведеними формулами (3.51) – (3.60) слід робити для всіх характерних ділянок коліна ($i = 1, 2, 3$). Значення сумарної прибавки c слід приймати згідно табл. 3.1. При цьому прибавка c_1 повинна визначатися за номінальною товщиною стінки. За допустимий тиск має прийматися мінімальний з обчислених значень. Для прямих труб $K_i=Y_i= 1$.

При виконанні контрольних розрахунків фактична товщина стінки для прямих труб повинна визначатися згідно 3.1.1; для колін слід виявити найменше значення товщини стінки в кожній характерній ділянці, тобто на зовнішній, внутрішній стороні та по нейтральній лінії. Вимірювання слід проводити не менше ніж у трьох поперечних перерізах коліна, один з яких має ділити коліно на дві рівні частини; на кожній із ділянок слід проводити вимірювання не менше, ніж у чотирьох точках.

Величина пробного тиску при гідравлічному випробуванні колін і прямих труб котлів та трубопроводів не повинна перевищувати значення, яке отримане згідно (3.61) при заміні допустимого напруження $[\sigma]$ на $[\sigma]_h$.

Величина допустимого робочого або пробного тиску в трубі або трубопроводі повинна прийматися рівною мінімальному значенню відповідно робочого або пробного тиску, отриманого для прямої ділянки труби або ділянок, що розглядаються з кожного наявних колін.

3.4.4 Розрахункова температура стінки

Розрахункова температура стінки труб поверхонь нагріву котлів всіх систем повинна визначатися за нормативними методами теплового та гідравлічного розрахунків котлів [11,12]. При цьому повинні бути розглянуті різні ділянки пакета, що мають як найвищу температуру пари, так і найбільше теплове навантаження, а також ділянки, конструктивні особливості яких можуть зумовити

високу температуру стінки. При встановленні за пакетом, для якого визначається температура стінки труб, пароохолоджувача слід ввести додаток до розрахункової температури середовища, що враховує можливе підвищення фактичного теплосприйняття пакета над розрахунковим. Величина прибавки повинна вибиратися конструкторською організацією і становити на $(0 - 10) ^\circ\text{C}$ більше розрахункового перепаду температури середовища в пароохолоджувачі.

Допускається визначення розрахункової температури стінки труб поверхонь нагріву за спрощеними формулами в наступних випадках:

- для вертикальних та слабонахильних (до 30° від вертикалі) котельних труб котлів з природною та примусовою циркуляцією при робочому тиску не більше 16 МПа (160 кгс/см^2) і при максимальних питомих теплосприйняттях поверхні нагрівання по зовнішній поверхні труб q_{max} менше 407 кВт/м^2 ($350 \cdot 10^3 \cdot \text{ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{г})$)

$$t = t_m + 60 ^\circ\text{C}, \quad (3.62)$$

де t_m - середня температура теплоносія;

- для труб конвективних перегрівачів котлів з робочим тиском не більше 2,5 МПа (25 кгс/см^2) і температурою пари не вище $425 ^\circ\text{C}$ при максимальних питомих теплосприйняттях $q_{\text{max}} \leq 70\text{ кВт/м}^2$ ($60 \cdot 10^3\text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{г})$)

$$t = t_m + 70 ^\circ\text{C}; \quad (3.63)$$

- для труб ділянок первинних перегрівачів, розташованих у зоні температур газів $650 ^\circ\text{C}$, незалежно від робочого тиску котлів (якщо коефіцієнт гідравлічної розвірки не менший 0,95)

$$t = t_m + 50 ^\circ\text{C}; \quad (3.64)$$

- для економайзерів некиплячого типу котлів з природною та примусовою циркуляцією

$$t = t_m + 30 ^\circ\text{C}; \quad (3.65)$$

- для конвективних економайзерів прямоточних котлів

$$t = t_m + 40 ^\circ\text{C}. \quad (3.66)$$

3.4.5 Приведене напруження від дії внутрішнього тиску

Приведене напруження від дії внутрішнього тиску в колінах труб і в прямих трубах котлів та трубопроводів слід визначати по одній з наступних формул:

- за номінальною товщиною стінки

$$\sigma = \frac{p}{2\phi_w} \left(D_{306} - \frac{s-c}{K_i Y_i} \right) \cdot \frac{K_i Y_i}{s-c} \quad \left(\sigma = \frac{p}{200\phi_w} \left(D_{306} - \frac{s-c}{K_i Y_i} \right) \cdot \frac{K_i Y_i}{s-c} \right); \quad (3.67)$$

Таблиця 3.9 - Допустима температура зовнішньої поверхні [t], °C для продуктів згоряння палив [9].

Марка сталі	Високосірчасті і сірчасті мазути	Естонські сланці	Решта енергетичних палив, окрім нових
10	450	400	450
20	500	450	500
12ХМ, 12МХ, 15ХМ,	550	530	550
12Х1МФ, 12Х2МФСР	585	540	585
12Х2МФБ	585	545	600
12Х11В2МФ	620	560	630
12Х18Н12Т, 12Х18Н10Т	610	610	640

- за фактичною товщиною стінки

$$\sigma = \frac{p}{2\phi_w} \left(D_{306} - \frac{s_f - c_2}{K_i Y_i} \right) \cdot \frac{K_i Y_i}{s_f - c_2} \quad \left(\sigma = \frac{p}{200\phi_w} \left(D_{306} - \frac{s_f - c_2}{K_i Y_i} \right) \cdot \frac{K_i Y_i}{s_f - c_2} \right). \quad (3.68)$$

Для колін слід приймати найбільше з отриманих трьох значень σ .

Значення величин φ_w , K_i , Y_i та c приймають у відповідності з розділом 3.4.3.

3.4.6 Додаткові напруження

Перевірочний розрахунок на міцність від додаткових навантажень проводиться для колекторів, труб поверхні нагріву і трубопроводів після вибору основних розмірів.

Сумарна середня осьова напруга від внутрішнього тиску, осової сили та згинального моменту визначається за формулою [9]:

$$\sigma_z = \sigma_{pz} \pm \sigma_{zz} + 0,8\sigma_b, \quad (3.69)$$

де

середня осьова напруга від внутрішнього тиску:

$$\sigma_{pz} = \frac{pD^2}{4 \cdot s \cdot \varphi \cdot (D + s)} \text{ МПа або } \sigma_{pz} = \frac{pD^2}{400 \cdot s \cdot \varphi \cdot (D + s)} \text{ кгс/мм}^2; \quad (3.70)$$

середнє осьове зусилля від внутрішнього тиску вздовж осі zz :

$$\sigma_{zz} = \frac{Q}{f \cdot \varphi} \text{ МПа або } \sigma_{zz} = \frac{Q}{100 \cdot f \cdot \varphi} \text{ кгс/мм}^2, \quad (3.71)$$

де f -площа поперечного перерізу, мм^2 , (см^2); Q – осьове зусилля від ваги, Н, (кгс).

Коефіцієнт міцності за наявності отворів та поперечного зварного з'єднання приймається рівним меншому значенню коефіцієнта міцності в поперечному напрямку або коефіцієнта міцності поперечного зварного з'єднання

Середнє осьове напруження від згинаючого моменту:

$$\sigma_b = \frac{M}{W \cdot \varphi} \text{ МПа або } (\sigma_b = \frac{M}{100 \cdot W \cdot \varphi}) \text{ кгс/мм}^2. \quad (3.72)$$

Середнє радіальне напруження від внутрішнього тиску:

$$\sigma_{pr} = -\frac{p}{2} \text{ МПа або } \sigma_{pr} = -\frac{p}{200} \text{ кгс/мм}^2. \quad (3.73)$$

Напруження кручення від внутрішнього тиску:

$$\tau_b = \frac{M}{2 \cdot W} \text{ МПа або } \tau_b = \frac{M}{200 \cdot W} \text{ кгс/мм}^2, \quad (3.74)$$

Де M —максимальний згинальний момент, Н·мм (кгс·см); W —момент опору по перетину труби, мм³ (см³).

Напруження визначаються за номінальною товщиною стінки, обраною при розрахунку на внутрішній тиск.

Для розрахункового перерізу циліндричних колекторів, труб і трубопроводів обчислюються три головні нормальні напруження $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$, які являють собою алгебраїчну суму діючих в одному напрямку напруг від прикладених до розрахункового перерізу навантажень. Головні напруження обчислюються за формулами:

При наявності крутного моменту від внутрішнього тиску:

$$\sigma_1 = 0,5(\sigma_\phi + \sigma_z + \sqrt{(\sigma_\phi - \sigma_z)^2 + 4\tau^2}) \quad (3.75)$$

$$\sigma_2 = 0,5(\sigma_\phi + \sigma_z - \sqrt{(\sigma_\phi - \sigma_z)^2 + 4\tau^2}) \quad (3.76)$$

$$\sigma_3 = \sigma_r \quad (3.77)$$

σ_ϕ - середня окружна напруга від внутрішнього тиску, МПа (кгс/мм²); σ_z - сумарна середня осьова напруга, МПа (кгс/мм²); σ_r - радіальне напруження, МПа (кгс/мм²); τ - напруга від кручення, МПа (кгс/мм²).

При відсутності крутячого моменту:

$$\sigma_1 = \sigma_\phi; \sigma_2 = \sigma_z; \sigma_3 = \sigma_r \text{ якщо } \sigma_\phi > \sigma_z > \sigma_r \quad (3.78)$$

$$\sigma_1 = \sigma_\phi; \sigma_2 = \sigma_z; \sigma_3 = \sigma_r \text{ якщо } \sigma_z > \sigma_\phi > \sigma_r \quad (3.79)$$

Розміри труб, які виготовляються для парових котлів усіх призначень, приведені в додатку В.

3.4.7 Питання для самоконтролю

1. Який сортамент пароперегрівальних труб?
2. Який сортамент екранних труб?
3. Які марки металу для виготовлення котельних труб?
4. Від чого залежать приведені напруження в стінці труби?
5. З яких труб виготовляють поверхні нагріву котла?
6. За яким тиском ведуться розрахунки, якщо труба зазнає двосторонній тиск.

7. Від чого залежить допустимий розрахунковий тиск?
8. В якій трубі запас міцності більше в обігрівачній чи в необігрівачній?
9. При розрахунку труб з робочою температурою стінок $t_{ст} > 400^{\circ}\text{C}$, яке допустиме розрахункове напруження приймають?
10. Як величина сумарної прибавки S пов'язана з товщиною стінки труби S ?
11. Від чого залежить граничний тиск при гідравлічному випробуванні труб?
12. Як впливає накип на температуру стінки труби?
13. Як впливає вагове навантаження на величину приведенного напруження в трубі?
14. Коли виникають сколюючі напруження?
15. Як впливає склад сталі на її теплофізичні властивості?

3.4.8 Приклади розв'язання задач

Задача 3.33. Визначити товщину стінки труби кип'ятильного пучку парового котла з робочим тиском $p = 3,4$ МПа. Внутрішній діаметр труби $d_e = 76$ мм, матеріал — високоякісна низьковуглецева сталь марки 10.

Розв'язання. Робочу температуру стінки t_{cm} кип'ятильної труби при безнакипному режимі приймаємо рівною номінальній температурі середи плюс 60°C згідно (3.62)

$$t_{cm} = t_m + 60 = 240 + 60 = 300^{\circ}\text{C}.$$

За даними табл. 2.2 допустиме напруження для сталі 10 при температурі 300°C буде дорівнювати $[\sigma] = 96$ МПа.

Розрахункова товщина стінки труби $s_R = \frac{pD_{вн}}{2[\sigma] - p} = \frac{3,4 \cdot 76}{2 \cdot 96 - 3,4} \approx 1,37$ мм

Фактична товщина стінки:

$$S = S_R + c,$$

$$c = c_{11} + c_{12} + c_{21} + c_{22} = 1 \text{ мм}$$

де c – сумарна прибавка до розрахункової товщини стінки, мм, складається з c_I – виробничих прибавок $c_I = c_{11} + c_{12} = 0$; $c_{11} = 0$ мм, $c_{12} = 0$ мм, згідно табл. 3.1;

з c_2 – експлуатаційних прибавок, $c_2=c_{21}+c_{22}$; $c_{21}=1$ мм, згідно таблиці 3.2, $c_{22}=0$ мм, згідно табл. 3.1.

З урахуванням сумарної прибавки. фактична товщина стінки $S=S_R+c=1,37+1=2,37$ мм.

За умов вальцювання труби приймаємо $s = 3,5$ мм, що відповідає товщині для кип'ятильних труб, які мають зовнішній діаметр $d_{зов} = 83$ мм. Найближча стандартна труба: 83х3,5.

Відповідь. $s = 3,5$ мм.

Задача 3.34. Визначити товщину стінки безшовної труби конвективного киплячого водяного економайзера котельного агрегату, який призначений для робочого тиску $p = 10,0$ МПа. Зовнішній діаметр труби $d_n = 38$ мм, матеріал— вуглецева сталь марки 20, гідравлічний опір водяного тракту економайзера —1 МПа.

Розв'язання. Робочу температуру стінки, вільної від накипу, приймаємо рівною $t_{cm} = t_n + 40 = 318 + 40 = 358$ °С.

Для труб, які обігріваються з робочою температурою стінок більше 250 °С, але не вище 400 °С, допустиме напруження $[\sigma]=104,5$ МПа.

Розрахункова товщина стінки

$$s_R = \frac{pd_{зов}}{2[\sigma] + p} = \frac{11 \cdot 38}{2 \cdot 103 + 11} = 1,92 \text{ мм.}$$

Фактична товщини стінки: $S=S_R+c$,

де c – сумарна прибавка до розрахункової товщини стінки S_R , мм, складається: з c_1 – виробничих прибавок $c_1=c_{11}+c_{12}=0$; $c_{11}=0$ мм, $c_{12}=0$ мм, згідно табл. 3.1; з c_2 – експлуатаційних прибавок, $c_2=c_{21}+c_{22}$; $c_{21}=0$ мм, згідно таблиці 3.1, $c_{22}=0,5$ мм, згідно табл 3.1. Остаточна сумарна прибавка $c=c_{11}+ c_{12}+ c_{21}+ c_{22}=0,5$ мм.

З урахуванням сумарної прибавки фактична товщина стінки $S=S_R+c=1,92+0,5=2,42$ мм.

З урахуванням досвіду проєктування та експлуатації котельних економайзерів визначаємо діапазон $s=(3,5-4)$ мм

Відповідь. Приймаємо більшу величину $s = 4$ мм.

Задача 3.35.

Визначити товщину стінки безшовної труби перегрівача, який працює при тиску $p=10$ МПа з густиною теплового потоку $q = 34,89$ кВт/м². Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до пари $\alpha_2 = 1192$ Вт/м² °С, температура пари, що протікає $t_{ne}=500$ °С, внутрішній діаметр труби $d_{вн} = 30$ мм.

Розв'язання. Для визначення товщини стінки труби необхідно визначити її температури. Температура стінки труби визначається за наступним рівнянням [11]:

$$t_{cm} = t + \delta t_T + \beta \mu q_{\max} 10^3 \left(\frac{\delta}{\lambda_m} \frac{1}{1+\beta} + \frac{1}{\alpha_2} \right), \text{ де}$$

t - середня температура середовища (пари) в трубі;

δt_T -перевищення температури середовища в розвіреній трубі над середньою в елементі у розрахунковому перерізі, в даній задачі δt_T приймаємо 20 °С.

μ - коефіцієнт розтікання теплоти, прийнято рівною 1 (згідно [11]);

δ - товщина стінки труби, м;

$\beta = \frac{d_{зов}}{d_{вн}}$ -відношення зовнішнього діаметру труби до внутрішнього. Попередньо

приймаємо товщину стінки труби $\delta=4$ мм, тоді $\beta = \frac{30+2 \cdot 4}{30} = 1,27$.

λ -теплопровідність сталі, Вт/м К. Для температури пари вище 500 °С застосовують леговані сталі, для пароперегрівача застосовують такі марки: 12ХМ, 12Х1МФ, 15ХМ, 15Х1М1Ф. Для температур вище 5000С обираємо леговану сталь 12Х1МФ з коефіцієнтом теплопровідності $\lambda = 35,55$ Вт/м·К згідно таблиці В.3.

Здійснимо підставляння значень у формулу:

$$t_{cm} = t + \delta t_T + \beta \mu q_{\max} 10^3 \left(\frac{\delta}{\lambda_m} \frac{1}{1 + \beta} + \frac{1}{\alpha_2} \right) =$$

$$= 500 + 20 + 1,27 \cdot 1 \cdot 34,89 \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{4 \cdot 10^{-3}}{35,55} \cdot \frac{1}{1 + 1,27} + \frac{1}{1192} \right) = 559,3^\circ \text{C}$$

Допустиме напруження у відповідності з даною температурою стінки приймаємо для легованої сталі марки 12Х1МФ (з табл. 2.4) $\sigma_n^{560} = 59,44 \text{ МПа}$, оскільки труба безшовна і в ній немає отворів, коефіцієнт міцності $\varphi = 1,0$. Отже, розрахункова товщина стінки буде:

$$s_R = \frac{p d_e}{2 \cdot \varphi \cdot \sigma_p - p} = \frac{10 \cdot 30}{2 \cdot 1 \cdot 59,44 - 10} = 2,75 \approx 2,75 \text{ мм.}$$

Фактична товщини стінки:

$$S = s_R + c,$$

де c – сумарна прибавка до розрахункової товщини стінки, мм, складається: з c_1 – виробничих прибавок $c_1 = c_{11} + c_{12} = 0$; $c_{11} = 0$ мм, $c_{12} = 0$ мм, згідно табл. 3.1; з c_2 – експлуатаційних прибавок, $c_2 = c_{21} + c_{22}$; $c_{21} = 0$ мм, згідно таблиці 3.1, $c_{22} = 1$ мм, згідно табл. 3.1. Остаточна $c = c_{11} + c_{12} + c_{21} + c_{22} = 1$ мм

З урахуванням сумарної прибавки фактична товщина стінки $S = s_R + c = 2,75 + 1 = 3,75$ мм.

З урахуванням досвіду експлуатації та проєктування котельних пароперегрівників приймаємо остаточно товщину $s = 4$ мм, при цьому слід відмітити, що попередня товщина стінки у розрахунках її температури вибрана вірною.

Відповідь. $s = 4$ мм.

Задача 3.36. Виконати повірковий розрахунок горизонтально розташованих труб, які з'єднують водяний економайзер з барабаном котла. Труби розміщені в газоході за ходом газів і несуть рівномірно розподілене навантаження від стельового перекриття та пакетів труб пароперегрівача $G = 81,5$ кг на метр труби. Відстань між вільними опорами складає 2000 мм. Робочий тиск $p = 4,5$ МПа, температура живильної води в економайзері $t_{ek} = 195^\circ \text{C}$, зовнішній діаметр труби $d_{зов} = 51$ мм, товщина стінки $s = 4$ мм, матеріал—вуглецева сталь марки 20. У зв'язку з наявністю згинальних зусиль зробити контрольну перевірку ве-

личини зведених напружень в стінці з'єднувальної труби, які виникають під дією внутрішнього тиску та вагового навантаження.

Розв'язання:

Допустиме напруження сталі 20 при температурі стінки металу 195°C
 $[\sigma]=140 \text{ МПа}$

Середнє окружне напруження від внутрішнього тиску

$$\sigma_{\varphi} = \frac{pD}{2 \cdot s \cdot \varphi} = \frac{4,5 \cdot 43}{2 \cdot 4 \cdot 1} = 24,18 \text{ МПа}$$

Сумарне середнє осьове напруження від внутрішнього тиску, осьового зусилля і згинального моменту:

$$\sigma_z = \sigma_{pz} \pm \sigma_{zz} + 0,8\sigma_b,$$

де

осьове напруження від внутрішнього тиску

$$\sigma_{pz} = \frac{pd_s^2}{4 \cdot s \cdot \varphi \cdot (d_s + s)} \text{ МПа} \quad \sigma_{pz} = \frac{pd_s^2}{400 \cdot s \cdot \varphi \cdot (d_s + s)} \text{ кгс/мм}^2$$

$$\sigma_{pz} = \frac{4,5 \cdot 43^2}{4 \cdot 4 \cdot 1 \cdot (43 + 4)} = 11,06 \text{ МПа}$$

Середнє осьове напруження від осьової сили

$$\sigma_{zz} = \frac{Q}{f \cdot \varphi} \text{ МПа} \quad \sigma_{zz} = \frac{Q}{100 \cdot f \cdot \varphi} \text{ кгс/мм}^2,$$

де Q-осьове зусилля від ваги, Н

$$Q=mg=81,5 \cdot 9,8=798,7 \text{ Н}$$

f- площа поперечного перетину, мм²

$$f=\pi/4(D_{\text{зов}}^2 - D_{\text{вн}}^2)=3,14/4 \cdot (51^2 - 43^2)=590,3 \text{ мм}^2$$

$$\sigma_{zz} = \frac{Q}{f \cdot \varphi} = \frac{798,7}{590,3} = 1,35 \text{ МПа.}$$

Середнє осьове напруження від згинаючого моменту:

$$\sigma_b = \frac{M}{W \cdot \varphi} \quad (\sigma_b = \frac{M}{100 \cdot W \cdot \varphi})$$

$$\sigma_b = \frac{M}{W \cdot \varphi} = \frac{399,35}{6428 \cdot 0,001 \cdot 1} = 62 \text{ МПа}$$

де M -згинальний момент:

$$M_x = 1 \cdot A \cdot \frac{ql^2}{2} = 1 \cdot 81,5 \cdot 9,8 \cdot (798,7 \cdot 1/2) = 399,35 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$q = mg/l = 81,5 \cdot 9,8/1 = 798,7 \text{ Н/м}$$

$$W = \frac{2I}{D_{308}} - \text{момент супротиву перерізу посередині труби}$$

$$W = \frac{2I}{D_{308}} = \frac{2 \cdot 164183}{51} = 6438 \text{ мм}^3.$$

Момент інерції труби

$$I = \frac{\pi(D_{308}^4 - D_{6H}^4)}{64} = \frac{3,14(51^4 - 43^4)}{64} = 164183 \text{ мм}^4$$

Сумарне середнє осьове напруження від внутрішнього тиску, осьового зусилля і згинального моменту:

$$\sigma_z = \sigma_{pz} \pm \sigma_{zz} + 0,8\sigma_b = 11,06 + 1,353 + 0,8 \cdot 62 = 62,013 \approx 62,0 \text{ МПа}$$

Середнє радіальне напруження вивід внутрішнього тиску:

$$\sigma_{pr} = -\frac{p}{2} \text{ або } (\sigma_{pr} = -\frac{p}{200})$$

$$\sigma_{pr} = -\frac{p}{2} = -\frac{4,5}{2} = -2,25 \text{ МПа}$$

При відсутності крутного моменту:

$$\sigma_1 = \sigma_\varphi; \sigma_2 = \sigma_z; \sigma_3 = \sigma_r \text{ якщо } \sigma_\varphi > \sigma_z > \sigma_r$$

$$\sigma_1 = \sigma_z; \sigma_2 = \sigma_\varphi; \sigma_3 = \sigma_r \text{ якщо } \sigma_z > \sigma_\varphi > \sigma_r$$

$$\sigma_1 = \sigma_z = 62 \text{ МПа} \quad \sigma_3 = \sigma_r = -2,25 \text{ МПа}$$

Еквівалентне напруження для ослабленого перерізу труби:

$$\sigma_{eq} = \sigma_1 - \sigma_3 = 62,0 - (-2,25) = 84,25 \text{ МПа, що менше } 1,1[\sigma] = 140 \cdot 1,1 = 154 \text{ МПа}$$

Відповідь. Труба витримає навантаження

Задача 3.37 Розрахувати товщину стінки труби пароперегрівача (ПП) парового котла середньої потужності типу БКЗ-75-39ФБ. Розв'язання представити у вигляді табл.3.10 для наступних умов: середній тиск пари 4 МПа, середня температура пари 420°C, густина теплового потоку $q = 34,89 \text{ кВт/м}^2$. Коефіцієнт

тепловіддачі від стінки до пари $\alpha_2 = 2000 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$, внутрішній діаметр труби $d_{\text{вн}} = 26 \text{ мм}$. Таблиця 3.10 – Розрахунок товщини стінки труби пароперегрівача котла БКЗ-75-39ФБ

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Результат розрахунку
1	2	3	4	5
Температура стінки металу труби	$t_{\text{см}}$	°С	$t_{\text{см}} = t + \delta t_T + \beta \mu q_{\text{макс}} 10^3 \left(\frac{\delta}{\lambda_{\text{м}}} \frac{1}{1 + \beta} + \frac{1}{\alpha_2} \right) =$ $420 + 20 + 1,23 \cdot 1 \cdot 34,89 \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{3 \cdot 10^{-3}}{41} \cdot \frac{1}{1 + 1,23} + \frac{1}{2000} \right)$	463
Середня температура пари в розрахунковому перерізі труби	$t_{\text{ср}}$	°С	З теплового розрахунку пароперегрівника	420
Середній тиск в ПП	P	МПа	З гідравлічного розрахунку ПП	4,0
Різниця між максимальною температурою робочого тіла та середньою	δt_T	°С	$t_{\text{ПП}} - t_{\text{ср}}$	20
Коефіцієнт теплової нерівномірності	η_m	—	Таблиця 8-5, [11]	1
Коефіцієнт відношення діаметрів	β	—	$\frac{d_{\text{зов.}}}{d_{\text{вн}}} = 32/26$	1,23

Продовження таблиці 3.10

1	2	3	4	5
Діаметр пароперегрівача: – зовнішній – внутрішній	$d_{\text{зов}}$ $d_{\text{вн}}$	м	З кресленника ПП	32 26
Коефіцієнт теплопровідності металу стінки	λ_m	$\frac{Вт}{м \cdot K}$	$A(t_{cp} + 50 - t_{вих}) + B$ -2,47·10 ⁻² ·(420+50-0)+52,5	41
Коефіцієнт	A	$\frac{Вт}{м \cdot K^2}$		-2,47·10 ⁻²
Коефіцієнт	B	$\frac{Вт}{м \cdot K}$	Таблиця 8.1, [11]	52,5
Вихідна температура	$t_{вих}$	°C		0
Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до пари	α_2	$\frac{Вт}{м^2 \cdot K}$	З розрахунку ПП	2000
Номінальне допустиме напруження матеріалу	[σ]	МПа	$f(t_{cm}, \text{сталь } 20)$, табл. 2.2	57
Коефіцієнт, що враховує умови роботи матеріалу	η	–	Для труб ПП	1
Допустиме напруження матеріалу з урахуванням умов роботи	σ_0	МПа	[σ]· η	57

Продовження таблиці 3.10

1	2	3	4	5
Розрахункова товщина стінки труби без урахування прибавки	$(S - c)$	мм	$\frac{P_{зоб} \cdot d_n}{2 \cdot \sigma_{\delta} \cdot \varphi + P}$ $= \frac{4 \cdot 32}{2 \cdot 57 + 4}$	1,08
Коефіцієнт міцності	φ	—	Для безшовних труб	1
Виробничі прибавки	c_{11} c_{12}	мм	Табл 3.1	0
Експлуатаційні прибавки	c_{21} c_{22}	мм	Табл 3.1	0 1
Мінімально допустима товщина стінки труби*	S	мм	$(S - c) + c = 1,08 + 1$	2,08
*Обирається 3 мм згідно прототипу котла				

Задача 3.38 Розрахувати товщину стінки екранної труби котла середньої потужності БКЗ-75-39ФБ. Розв'язання представити у вигляді табл.3.11.

Таблиця 3.11 – Розрахунок товщини стінки екранної труби котла БКЗ-75-39ФБ.

Величина	Поз- на- чен- ня	Оди- ни- ця вимі- ру	Розрахункова формула або спосіб визначення	Резуль- тат
1	2	3	4	5*
Діаметр екранної труби:				
– зовнішній	$d_{зов}$	м	З прототипу котла	60
– внутрішній	$d_{вн}$			54
Максимальний тиск у трубі	P	МПа	$P_6 + \Delta P_{гидр}$	4,38
Розрахунковий тиск у барабані	P_6	МПа	З теплового розрахунку котла	4,3
Прибавка з урахуван- ням гідростатичного тиску стовпа рідини	$\Delta P_{гидр}$	МПа	$8 \cdot 10^{-4} h_{тр} g = 8 \cdot 10^{-4} \cdot 10 \cdot 9,8$	0,08
Висота розрахункової труби	$h_{тр}$	м	З кресленника котла	10
Середній тиск в трубі	$P_{ср}$	МПа	$0,5(P_6 + P_{ср})$	4,34
Середня густина робо- чого тіла	ρ	кг/м ³	$f(P_{ср})$	917

Продовження таблиці 3.11

1	2	3	4	5*
Уточнене значення $\Delta P_{зідр}$	$\Delta P_{зідр}^*$	МПа	$\rho h_{mp} g \cdot 10^{-6} = 917 \cdot 9,8 \cdot 10 \cdot 10^{-6}$	0,089
Уточнене значення P	P^*	МПа	$P_{\delta} + \Delta P_{зідр}^* = 4,34 + 0,089$	4,429
Номінальне допустиме напруження матеріалу	$[\sigma]$	МПа	$f(t_{cm}, \text{сталь 20})$	138
Температура стінки металу	t_{cm}	°C	$t_s + 60 = 146 + 60$	
Температура середовища	t_s	°C	$f(P_{\delta})$	146
Коефіцієнт, що враховує умови праці матеріалу	η	—	Для екранних труб	1
Допустиме напруження матеріалу з урахуванням умов роботи	σ_{δ}	МПа	$[\sigma] \cdot \eta$	138
Розрахункова товщина стінки труби без урахування прибавки	$(S - c)$	мм	$\frac{P \cdot d_{вн}}{2 \cdot \sigma_{\delta} \cdot \varphi - P^*} = \frac{4,429 \cdot 54}{2 \cdot 138 \cdot 1 - 4,429}$	0,88
Коефіцієнт міцності	φ	—	Для безшовних труб	1
Виробничі прибавки	c_{11}	0	Табл 3.1	0
	c_{12}	0	Табл 3.1	0

Продовження таблиці 3.11

1	2	3	4	5*
Експлуатаційні прибавки	c_{21}	0	Табл 3.1	0,5
	c_{22}	1	Табл 3.1	0
Мінімально допустима товщина стінки труби	S	мм	$(S - c) + c = 0,88 + 0,5 = 1,38$	3*

*Згідно прототипу котла, з урахуванням корозії під час експлуатації з ресурсом 10^5 годин

3.4.9 Задачі для самостійного розв'язання.

Задача 3.39. В котельній при монтажі живильної лінії була поставлена безшовна труба без сертифікату, зовнішнім діаметром $d_{зов}=108$ мм і внутрішнім діаметром $d_e = 100$ мм. Максимальний робочий тиск в живильній лінії не перевищує $p = 4,0$ МПа. Визначити величину гідравлічного тиску, на яку повинна бути випробувана ця труба. Матеріал труби – сталь 20. Температура живильної води при експлуатації не перевищує 200°C

Відповідь. $p^r = 10,9$ МПа

Задача 3.40. Визначити температуру стінки безшовної труби перегрівача. Тиск пари за перегрівачем $p = 3,4$ МПа, температура перегрітої пари $t_{nep} = 420^\circ\text{C}$, коефіцієнт тепловіддачі від пари до стінки труби $\alpha=1800$ Вт/м²К, тепловою потік $q = 62,8$ кВт/м², внутрішній діаметр труб $d_e = 32$ мм, товщина стінки труби 3 мм. Труба зроблена з вуглецевої сталі марки 20.

Відповідь. Температура зовнішньої поверхні металу труби при відсутності внутрішнього забруднення і відхилення максимальної температури на 20°C від середньої по виткам складає $t_{cm}=484^\circ\text{C}$, ця величина є допустимою для стінок труб перегрівача, зробленого з вуглецевої сталі марки 20.

Задача 3.41. Котельний агрегат працює з робочим тиском $p = 2,2$ МПа. Висота стовпа води над екранними трубами складає $h=10$ м. Теплонапруження радіаційної поверхні нагріву $q = 99,5$ кВт/м².

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води $\alpha_2 = 6,89$ кВт/м² К, внутрішній діаметр екранних труб, зроблених з вуглецевої сталі марки 10, $d_8=76$ мм, товщина стінки труби 3 мм. Після зупинки котла на капітальний ремонт було виявлено, що шар накипу в екранних трубах досяг товщини до $s_{нак}=0,5$ мм з теплопровідністю $\lambda_{нак} = 0,349$ кВт/м К.

Визначити, наскільки градусів підвищилась температура металу стінки, забрудненою накипом, в порівнянні з чистою трубою.

Відповідь. На 153 °С. Це наочно показує, що надійність роботи металу труби різко знижується навіть за наявності невеликого шару накипу.

Задача 3.42. Визначити приведені напруження стінці труб конвективного водяного економайзера від внутрішнього тиску. Робочий тиск $p = 12,0$ МПа, зовнішній діаметр труби $d_{зов} = 32$ мм, товщина стінки безшовної труби $s = 3,5$ мм.

Відповідь. $\sigma_{пр} = 42,8$ МПа.

Задача 3.43. Визначити допустимий тиск для безшовної кип'ятильної труби зовнішнім діаметром $d_{зов} = 83$ мм, внутрішнім - $d_8 = 76$ мм. Розрахункова допустиме напруження складає $[\sigma] = 120$ МПа. Труба виготовлена зі сталі марки 10.

Відповідь. $p = 9,7$ МПа.

Задача 3.44. Зробити контрольну перевірку величини зведених напруг в стінці кип'ятильних труб, які виникають під дією внутрішнього тиску і ваги нижнього барабану з водою та інших деталей, зв'язаних з барабаном. Внутрішній діаметр труб $d_8 = 76$ мм, товщина стінки $s = 3,5$ мм; робочий тиск $p = 4,5$ МПа; вагове навантаження, що приходить на один метр труби, $G = 78,0$ кг, матеріал труби—углеродистая сталь марки 10.

Відповідь. $44,82 < 1.1[\sigma] = 1,1 \cdot 106 = 116,6 \text{ МПа}$.

Задача 3.45. Визначити граничний тиск при гідравлічному випробуванні труби. Зовнішній діаметр труби $d_{\text{зов}} = 38 \text{ мм}$, фактична товщина стінки $s = 3 \text{ мм}$, матеріал безшовної труби — вуглецева сталь марки 10. Тиск перегрітої пари на виході з котла складає $3,2 \text{ МПа}$. Середня температура стінки труби при експлуатації складає 472°C .

Відповідь. $p^e \approx 24,4 \text{ МПа}$.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Писаренко Г.С., Квітка О.Л., Уманський Е.С., Опір матеріалів: підручник. Вид. 2-ге, переробл. і допов. Київ: Вища школа, 2004. 655 с.
2. НПАОП 40.3-1.08-94. Правила будови і безпечної експлуатації парових та водогрійних котлів (зі змінами та доповненнями). – Київ, 1998. Розроблено Комітетом по нагляду за охороною праці України..
- 3 ДБН В.2.5-77:2014. Котельні: Зі Зміною № 1. – Київ: Мінрегіон України, 2018..
4. СОУ-Н ЕЕ 25.302:2007 Котли парові та водогрійні, турбіни, трубопроводи пари та гарячої води з тиском до 4 МПа. Положення про експертне обстеження (технічне діагностування). Постанова.
5. НПАОП 40.3-1.08-94. Правила будови і безпечної експлуатації парових та водогрійних котлів (зі змінами та доповненнями). – К.: Держнагляд охорони праці України, 1998
6. Письменний Є.М., Яценко Я.В. Котли парові та водогрійні. Підручник. – К.: НТТУ «КП», 2009. – 236с.
7. Ткаченко С.Й. Котельні установки: електронний навчальний посібник / С.Й Ткаченко, Д.В. Степанов, Л.А. Бондар. – Вінниця: ВНТУ, 2016. – 187 с.
8. Яценко Я.В. Технологія котло - , парогенераторо -, та реакторобудування. Підручник. – К.: НТТУ «КП», 2009. – 236с.
9. «ОСТ 108.031.08-85 Котли стаціонарні та трубопроводи пари і гарячої води. Норми розрахунку на міцність. Загальні положення з обґрунтування товщини стінки».
10. «ОСТ 108.031.09-85 Котли стаціонарні та трубопроводи пари і гарячої води. Норми розрахунку на міцність. Методи визначення товщини стінки».
11. «ОСТ 108.031.10-85 Котли стаціонарні та трубопроводи пари та гарячої води. Норми розрахунку на міцність. Визначення коефіцієнтів міцності».
12. Письменний Є. М. Теплообмін та аеродинаміка пакетів поперечно- ребренних труб. Київ: Альтерпрес, 2004. 244 с
13. ДСТУ 2651:2005 Сталь вуглецева звичайної якості. Марки (ГОСТ 380-2005)

14. ДСТУ 7809:2015 (ГОСТ1050-74) (Якісні вуглецеві сталі. Сталь углеродистая качественная конструкционная. Технические условия).
15. СОУ НАЕК 158:2020 Обеспечение технической безопасности. Технические требования к устройству и безопасной эксплуатации оборудования и трубопроводов атомных электрических станций с реакторами и ВВЭР
16. <https://metallobaza.dp.ua/uk/katalog-produktsii/truby/bezshovni-truby>
17. ДСТУ 8938:2019. Труби сталеві безшовні гарячедеформовані. Сортамент. Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2019.

РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

1. «ОСТ 108.031.08-85 Котли стаціонарні та трубопроводи пари і гарячої води. Норми розрахунку на міцність. Загальні положення з обґрунтування товщини стінки».
2. «ОСТ 108.031.09-85 Котли стаціонарні та трубопроводи пари і гарячої води. Норми розрахунку на міцність. Методи визначення товщини стінки».
3. «ОСТ 108.031.10-85 Котли стаціонарні та трубопроводи пари та гарячої води. Норми розрахунку на міцність. Визначення коефіцієнтів міцності».
4. Писаренко Г.С., Квітка О.Л., Уманський Е.С., Опір матеріалів: підручник. Вид. 2-ге, переробл. і допов. Київ: Вища школа, 2004. 655 с.

Додатки

Додаток А

Таблиця А.1 - Співвідношення між позасистемними одиницями вимірювання та одиницями фізичних величин Міжнародної системи СІ(ДСТУ ISO 80000-1).

Найменування величин	Одиниці				Співвідношення одиниць
	позасистемні		СІ		
	найменування	позначення	найменування	позначення	
Сила, навантаження, вага	Кілограм-сила	кгс	Ньютон	Н	1 кгс~9,8Н~10Н
	Тонна-сила	тс			1 кгс~9,8 10 ³ Н~10кН
	Грам-сила	гс			~мН
Лінійне навантаження	Кілограм-сила на метр	кгс/м	Ньютон на метр	Н/м	1 кгс/м~10 Н/м
Поверхнєве навантаження	Кілограм-сила на квадратний метр	кгс/м ²	Ньютон на квадратний метр	Н/м ²	1 кгс/м ² ~10 Н/м ²
Тиск	Кілограм-сила на квадратний сантиметр	кгс/см ²	Паскаль	Па	1 кгс/см ² ~9,8 10 ⁴ Па ~10 ⁵ Па~0,1МПа
	Міліметр водяного стовпа	мм.вод.ст.			1 мм. вод.ст. ~9,8Па~10 Па
	Міліметр ртутного стовпа	мм.рт. ст.			1 мм.рт. ст. ~133,3 Па

Продовження таблиці А.1

Найменування величин	Одиниці				Співвідношення одиниць
	позасистемні		СІ		
	найменування	позначення	найменування	позначення	
Механічна напруга Модуль поздовжньої пружності; модуль зсуву; Модуль об'ємного стиснення	Кілограм-сила на квадратний міліметр	кгс/мм ²	Паскаль	Па	1 кгс/мм ² ~9,8 10 ⁶ Па ~10 ⁷ Па~10 МПа
	Кілограм-сила на квадратний сантиметр	кгс/см ²			1 кгс/см ² ~9,8 10 ⁴ Па ~10 ⁵ Па~0,1 МПа
Момент сили; момент пари сили	Кілограм-сили- метр	кгс м	Ньютон -метр	Н м	1 кгс м~9,8Н м~10Н м
Робота, енергія	Кілограм-сили- метр	кгс м	Джоуль	Дж	1 кгс м~9,8Дж~10Дж
Кількість теплоти	Калорія	кал	Джоуль	Дж	1 кал~4,19 Дж
	Кілокалорія	ккал			1 кал~4,19 кДж
Потужність	Кілограм-сила –метр за секунду	кгс м/с	Ватт	Вт	1 кгс м/с~9,8Вт~10Вт
Потужність	Кінська сила;	к.с.			1к.с. ~735,5Вт
Потужність	Калорія за секунду;	кал/с			1 кал/с ~4,2 Вт
Потужність	Кілокалорія за годину	ккал/год			1 ккал/год~1,16Вт

Продовження таблиці А.1

Найменування величин	Одиниці				Співвідношення одиниць
	позасистемні		СІ		
	найменування	позначення	найменування	позначення	
Питома теплоємність	Калорія на грам градус Цельсія	кал/(г °С)	Джоуль на кілограм-кельвін	Дж/(кг К)	1 кал/(г °С)~4,2 10 ³ Дж/(кг К)
	Калорія на кілограм градус Цельсія	кал/(кг °С)			ккал/(кг °С)~4,2кДж/(кг К)
Теплопровідність	Калорія за секунду на сантиметр градус Цельсія	кал/(с см °С)	Ватт на метр кельвін	Вт/(м К)	1 кал/(с см °С) ~420 Вт/(м К)
	Кілокалорія за годину на метр градус Цельсія	ккал/(год м °С)			1 ккал/(год м °С) ~1,16 Вт/(м К)
Коефіцієнт теплообміну (тепловіддачі) Коефіцієнт теплопередачі	Калорія за секунду на квадратний сантиметр градус Цельсія	кал/(с см ² °С)	Ватт на квадратний метр Кельвін	Вт/(м ² К)	1 кал/(с см ² °С) ~42 кВт/(м К)
	Кілокалорія за годину на метр квадратний градус Цельсія	ккал/(год м ² °С)			1 ккал/(год м ² °С) ~1,16 кВт/(м ² К)

Додаток Б

Таблиця Б.1 - Сортамент пароперегрівних труб для парових котлів усіх призначень [16,17].

Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінки, мм							
	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6
22	x	x	x	x	-	-	-	-
24	x	x	x	x	-	-	-	-
25	x	x	x	x	-	-	-	-
29	x	x	x	x	x	x	x	-
32	x	x	x	x	x	x	x	x
35	x	x	x	x	x	x	x	x
38	x	x	x	x	x	x	x	x
30	x	x	x	x	x	x	x	x
42	x	x	x	x	x	x	x	x

x- існуючи труби в сортаменті.

Таблиця Б.2 - Сортамент кип'ятільних труб для парових котлів усіх призначень [16,17].

Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінки, мм							
	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6
51	X	x	x	x	x	x	-	-
57	X	x	x	x	x	x	-	-
60	-	x	x	x	x	x	x	-
63,5	-	x	x	x	x	x	x	-
70	-	x	x	x	x	x	x	x
76	-	-	x	x	x	x	x	x
83	-	-	x	x	x	x	x	x
89	-	-	x	x	x	x	x	x
95	-	-	-	x	x	x	x	x
102	-	-	-	x	x	x	x	x
108	-	-	-	x	x	x	x	x

x- існуючи труби в сортаменті;

Таблиця Б.3 - Сортамент труб для колекторів парових котлів [16,17].

Зовні- шній діаметр труб	Товщина стінок труб, ММ											
	(19)	20	22	(24)	25	(26)	28	30	32	(34)	(35)	36
324*	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
325	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
351	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
356*	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
377	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
402	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
406*	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
426	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
450	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
457*		x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
(465)		x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
480					x	x	x	x	x	x	x	x
500					x	x	x	x	x	x	x	x
508*		x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
530					x	x	x	x	x	x	x	x
(550)					x	x	x	x	x	x	x	x

Додаток В

Для котельних агрегатів, які працюють з високими параметрами пари $p > (60-140)$ кгс/см² і $t_{\text{пе}} \leq 510$ °С, труби для поверхонь нагріву виготовляються за ТУ. Хімічний склад і механічні властивості трубчастої сталі для котлів високого тиску приведені в табл. В.1-В.2. При розрахунку елементів котельного агрегату значення коефіцієнту теплопровідності металу визначають за даними Значення прибавок для різних елементів котлоагрегатів табл. В.3.

Таблиця В.1 -Хімічний склад сталі для котлів високого тиску [14,15]

Сталь	Хімічний склад, %						
	C	Mn	Si	Mo	Cr	S не більше	P не більше
15K	0,15-0,25	0,35-0,65	0,17-0,37	-	$\leq 0,3$	0,045	0,045
15M	0,1-0,18	0,4-0,7	0,17-0,37	0,4-0,55	$\leq 0,3$	0,04	0,04
20M	0,15-0,25	0,4-0,7	0,17-0,37	0,4-0,55	$\leq 0,3$	0,04	0,04
15XM	$\leq 0,16$	0,4-0,7	0,17-0,37	0,4-0,55	0,8-1,1	0,04	0,04

Примітка: 1. В трубних сталях для котлів високого тиску домішок нікелю не більше 0,3%, міді не більше 0,23%.

2. Сталь 20 може бути застосована при температурі стінки $t_{cm} \leq 500$ °С: сталі 15M і 20 при $t_{cm} \leq 530$ °С; сталь 15XM при $t_{cm} \leq 560$ °С.

Таблиця В.2 - Хімічний склад вуглецевих трубчастих сталей [14, 15]

Сталь	Хімічний склад, %			
	C	Si	Mn	Інші складові
10	0,05-0,15	0,17-0,37	0,35-0,65	S<0,045, P<0,045, Cr<0,2, Ni< 0,3
15	0,1-0,2	0,17-0,37	0,35-0,65	
20	0,15-0,25	0,17-0,37	0,35-0,65	
25	0,2-0,3	0,17-0,37	0,5-0,8	
30	0,25-0,35	0,17-0,37	0,5-0,8	
35	0,3-0,4	0,17-0,37	0,5-0,8	

Таблиця В.3 - Фізичні властивості сталей, які застосовуються в котлобудуванні [14, 15]

Фізичні властивості	Вуглецеві сталі		Леговані сталі	
	15	30	0,5% Мо	1%Cr+0,5%Мо
Питома вага, кг/м ³	7850		7850	7850
Коефіцієнт лінійного розширення мм/мм ⁰ С, $\alpha \cdot 10^{-6}$ в інтервалі температур				
0-100	12		12,2	11,9
0-200	12,6		13,1	12,6
0-300	13,2		13,7	13,2
0-400	13,6		14,2	13,7
0-500	13,9,		14,6	14,1
0-600	14,2		14,8	14,3
Теплопровідність λ , Дж/м·год				
100	54,4	50,2	41,9	37,7
200	50,2	46,1		
300	46,1	41,9		35,6
400	41,9	37,7		
500	37,7	33,5		33,5
600	33,5	29,3		
Середня теплоємність C_p , Дж/кг ⁰ С				
0-100	469	469		
0-500	536	536	486	486