

УДК 624.078

Федірко П. П.

кандидат технічних наук,
доцент кафедри технічного сервісу і загальнотехнічних дисциплін,
Заклад вищої освіти «Подільський державний університет»
Кам'янець-Подільський, Україна
E-mail: polfedirko@gmail.com
ORCID: 0000-0002-3724-8937

Девін В. В.

кандидат технічних наук,
асистент кафедри технічного сервісу і загальнотехнічних дисциплін,
Заклад вищої освіти «Подільський державний університет»
Кам'янець-Подільський, Україна
E-mail: dvvkr.123@gmail.com
ORCID: 0000-0003-2994-3144

Ткачук В. С.

кандидат технічних наук,
асистент кафедри технічного сервісу і загальнотехнічних дисциплін,
Заклад вищої освіти «Подільський державний університет»
Кам'янець-Подільський, Україна
E-mail: twskmg@gmail.com
ORCID: 0000-0001-5414-2387

Бурдега В. Ю.

кандидат технічних наук,
доцент кафедри технічного сервісу і загальнотехнічних дисциплін,
Заклад вищої освіти «Подільський державний університет»
Кам'янець-Подільський, Україна
E-mail: burdega_yasil@ukr.net
ORCID: 0000-0003-2266-4476

ВИГОТОВЛЕННЯ Й МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ АПАРАТІВ ВИСОКОГО ТИСКУ РУЛОНОВАНОЇ ТА ПІДСИЛЕНОЇ КІЛЬЦЯМИ КОНСТРУКЦІЇ

Анотація

Для перероблення сільськогосподарської сировини й виробництва харчових продуктів за допомогою прогресивних технологій і сучасного обладнання використовують апарати високого тиску, такі апарати застосовують і в інших галузях промисловості. Досконала конструкція апаратів високого тиску забезпечує їх надійну роботу, безпеку обслуговуючого персоналу під час експлуатації та високу продуктивність праці, що в кінцевому підсумку впливає на собівартість продукції. Проектування апаратів високого тиску, їх розрахунок регламентуються державними й галузевими стандартами, нормами, мають відповідати їхнім параметрам і критеріям.

Автори провели глибокі дослідження з моделювання й розрахунку апаратів високого тиску, у результаті чого доведено, що багатошарові циліндри, а також апарати високого тиску у вигляді циліндра, обмотаного склопластиком, є доцільними, міцними й найменш металомісткими [10; 11; 12].

У статті запропоновано спроектувати апарат високого тиску на основі рулонової конструкції або конструкції з використанням підсилення циліндра кільцями.

У результаті моделювання й розрахунку виявилось, що конструкція апарату високого тиску на основі рулонової конструкції або конструкції з використанням підсилення циліндра кільцями є найбільш доцільною з погляду міцності й матеріаломісткості, що, безперечно, вплине на якість роботи, безпеку експлуатації, підвищення продуктивності, зменшення собівартості продукції, разом із тим використання представлених теоретичних викладок дасть змогу дотриматися всіх вимог чинних нормативних документів до апаратів високого тиску.

Загальне рівняння масообміну із застосуванням формули Ламе, з визначенням еквівалентних напружень в елементах апарата високого тиску є основною методикою для їх розрахунків [10; 12].

Застосування приведених теоретичних розрахунків дасть змогу розробникам апаратів високого тиску визначити геометричні форми й конструктивні параметри вузлів конструкції, урахувавши навантаження, які діють у процесі роботи установки, що неможливо або занадто складно зробити за допомогою аналітичних залежностей.

Ключові слова: апарат високого тиску, багатошарові конструкції, циліндричні обичайки, масообмін, формула Ламе.

Вступ. Для переробки сільськогосподарської сировини й виробництва харчових продуктів за допомогою прогресивних технологій і сучасного обладнання використовують апарати високого тиску, також такі апарати застосовують і в інших галузях промисловості. Досконала конструкція апаратів високого тиску забезпечує їх надійну роботу, безпеку обслуговуючого персоналу під час експлуатації та високу продуктивність праці, що в кінцевому підсумку впливає на собівартість виробленої продукції. Проектування апаратів високого тиску, їх розрахунок жорстко регламентуються державними і галузевими стандартами, нормами, має відповідати їхнім параметрам і критеріям.

Автори провели глибокі дослідження з моделювання й розрахунку апаратів високого тиску, у результаті чого доведено, що багатопарові циліндри, а також апарати високого тиску у вигляді циліндра, обмотаного склопластиком, є доцільними, досить міцними й найменш металомісткими [10; 11; 12].

Сучасне конструювання апаратів високого тиску опирається на математичне моделювання з використанням програмного й комп'ютерного забезпечення.

Конструктивні параметри посудин та апаратів високого тиску залежать від особливостей і вимог хіміко-технологічного процесу, експлуатаційних характеристик і параметрів, зокрема температурного режиму, тиску, хімічного складу робочого середовища тощо.

Конструктивні параметри посудин та апаратів високого тиску мають відповідати нормативам згідно з чинним нормативним документом НПАОП 0.00-1.81-18 [7]. Основний розрахунок на міцність посудини або апарата високого тиску зводиться до перевірки дотримання умов міцності. В окремих випадках проводиться перевірка стійкості його окремих елементів, зокрема таких як обичайка, кришка, днище, тощо. Відповідно до чинних вимог стандарту, загальних технічних вимог СОУ МПП 71.120-217:2009 [9], проводиться розрахунок обичайок циліндричних і конічних, плоских і випуклих днищ і кришок.

Для розрахунку обладнання високого тиску чи його елементів необхідно мати такі вихідні дані: розміри геометричні, марку сталі, температуру розрахункову, тиск розрахунковий (внутрішній надлишковий або зовнішній), коефіцієнт запасу міцності швів зварних, модуль поздовжньої пружності (для розрахунку на стійкість). Розрахунок обладнання високого тиску та його елементів необхідно проводити як для робочих умов, так і для умов гідралічних випробувань (розрахункову температуру приймають рівною 60 град) [5].

Вибір відповідної марки сталі апарата високого тиску здійснюють залежно від корозійних властивостей робочого середовища, так, щоб швидкість корозії не перевищувала 0,1 мм/рік. Розрахункова температура для технологічного процесу апаратів високого тиску береться для визначення фізико-механічних характеристик матеріалу й допустимих напружень, для розрахунку на міцність, ураховуючи температурні впливи [2].

Важливо при цьому правильно вибрати і скласти розрахункову схему, опрацювавши різні типи алгоритмів і конструкцій.

Використання загального рівняння масообміну із застосуванням формули Ламе, з визначенням еквівалентних напружень в елементах апарата високого тиску є основною методикою для їх розрахунків.

Мета статті полягає в удосконаленні методики проектування апаратів високого тиску за рахунок обмотування циліндра рулономованою стрічкою і підсилення конструкції кільцями.

Виклад основного матеріалу дослідження. Послідовність розрахунку на міцність апарата високого тиску покажемо на прикладі реактора для надкритичної CO₂ екстракції. У сучасних технологічних процесах використовують вуглекислий газ під великим тиском як екстрагент для екстракції з насіння рослин. Тому кінетику процесу екстракції можна виразити загальним рівнянням масообміну:

$$\mu = k \cdot \Delta c \cdot F \cdot \tau, \quad (1)$$

де μ – кількість екстрагованої речовини;

k – коефіцієнт масопередачі;

Δc – середня різниця концентрацій екстрагованої речовини у твердій і рідкій фазах, яка залежить від тиску, температури, різниці потенціалів тощо;

F – площа міжфазної поверхні, для збільшення якої подрібнюють екстрагент;

τ – час тривалості процесу.

Як відомо, корпуси посудин реакторів високого тиску виготовляють із нержавіючої сталі у вигляді циліндричних, конічних або сферичних оболонок. Зрозуміло із практичного досвіду, що найпростішим способом є виготовлення з монолітного циліндра. Проте внутрішній тиск у такому циліндрі не може перевищувати допустимих значень, які знаходять із виразу $P_{\max} \leq \frac{\sigma_T}{\sqrt{3}}$, $[\sigma] = \frac{\sigma_T}{1,5} = 131 \text{ МПа}$, для циліндра зі сталі 12Х18Н10Т, у якій $\sigma_T = \text{МПа}$ і зовнішній діаметр прямує до безмежності, $P_{\max} = \frac{196}{1,5 \cdot \sqrt{3}} = 113 \text{ МПа}$. Для розрахунку циліндричної посудини з конструктивними розмірами діаметрів 209×190 і довжиною 1000 мм значення максимального тиску знаходять за відомою формулою відповідно до енергетичної теорії [9]:

$$P_{\max} = \frac{[\sigma] \cdot (1 - k^2)}{\sqrt{3}} = \frac{131 \cdot (1 - 0,909)}{\sqrt{3}} = 13 \text{ МПа}, \quad (2)$$

$$\text{де } k = \frac{r_{\text{зовн}}}{r_{\text{внутр}}} = \frac{10,45}{9,5} = 0,909.$$

У технологічному процесі для ефективної екстракції олії з насіння амаранту потрібно підтримувати тиск до 50 МПа, тому циліндр необхідно підсилювати. З метою підвищення значення технологічного тиску в циліндрі до необхідного значення використовують такі методи:

- 1) на монолітний циліндр із натягом напресовують додаткові один чи два циліндри [3; 10; 11; 12];
- 2) поверхню циліндра додатково обмотують металічною рулоною стрічкою [4; 6];
- 3) на поверхню циліндра встановлюють додатково пружні кільця [9];
- 4) циліндр обмотують «сухим» або «мокрим» способом скляними, вуглецевими тощо волокнами чи стрічками [2; 6; 10; 12].

У нашому розрахунку розглянемо підвищення несучої здатності оболонки з такими ж конструктивними розмірами діаметрів 209x190 мм, довжиною 1000 мм:

- а) підсиливши поверхню циліндра обмотуванням металічною рулоною стрічкою;
- б) установленням на поверхню циліндра пружних кілець.

а) розрахунок посудини реактора у вигляді циліндра, підсиленого обмотуванням металічною рулоною стрічкою.

Як рулонну беремо стрічку зі сталі 08Г2СФБ, у якої $\sigma_B = 560$ МПа, $\sigma_T = 4100$ МПа, товщиною 4 мм. Допустиме напруження стрічки $[\sigma] = \frac{\sigma_B}{2,4} = \frac{560}{2,4} = 220,8$ МПа, $[\sigma] = \frac{\sigma_T}{1,5} = \frac{4100}{1,5} = 233,8$ МПа.

Приймаємо $[\sigma^p] = 233,8$ МПа.

Визначаємо розрахункову товщину намотки з виразу:

$$S = r_1(\beta_p - 1) = 9,5 \cdot 10^{-2}(1,25 - 1) = 2,4 \cdot 10^{-2} \text{ м}, \quad (3)$$

$$\text{де } \beta_p = \exp \frac{P}{[\sigma] \cdot \varphi} = \frac{50}{220,8 \cdot 1} = 1,25,$$

$\varphi = 1$ – коефіцієнт міцності зварного шва.

Тобто треба намотати 6 шарів, визначити тиск між шарами, величину натягу й зусилля намотки. Знайдемо розподіл окружних напружень σ_0 , розраховуючи посудину монолітною за формулою Ламе [5]:

$$\sigma_0 = \frac{Pr_1^2}{r_3^2 - r_1^2} \left(\frac{r_3^2}{r^2} + 1 \right) = \frac{50 \cdot 9,5^2}{12,85^2 - 9,5^2} \left(\frac{12,85^2}{r^2} + 1 \right) = 602,7 \left(\frac{165}{r^2} + 1 \right) \text{ МПа}. \quad (4)$$

$$r_3 = r_2 + 2,4 = 10,45 + 2,4 = 12,85 \text{ см}$$

Результати розрахунків зводимо в таблиці 1 і 2.

Таблиця 1. Окружні напруження по шарах рулонової посудини

	1	2	3	4	5	6	7	8
r	9,5	10,45	10,85	11,25	11,65	12,05	12,45	12,85
r^2	90,25	108,2	118	126,6	137,7	145,2	155	165
$\sigma_0, \text{ МПа}$	170,4	151,3	144,5	138,8	133,2	128,7	124,4	120,5
	P_2	P_3	P_4	P_5	P_6	P_7	P_8	

Величини повних напружень знаходяться сумою від внутрішнього тиску й натягу: $\sigma_{\theta i} = \sigma_{\theta i}' + \sigma_{\theta i}''$. Величини P_i підбираємо так, щоб розподіл напружень уздовж радіуса посудини був рівномірним. Для цього прирівняємо повні напруження в шарах 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7.

$$\begin{aligned} 170,4 - 11,52P_2 &= 151,3 + 26,63P_2 - 27,63P_3 = 144,5 + 27,63P_3 - 28,64P_4 = \\ &= 138,8 + 28,63P_4 - 29,6P_5 = 133,6 + 29,6P_5 - 30,6P_6 = 128,76 + 30,6P_6 - 31,6P_7 = \cdot \\ &= 124,4 + 31,68P_7. \end{aligned} \quad (5)$$

З рішення системи рівнянь знаходимо величину контактного тиску між шарами:

$$P_2 = 11,378 \text{ МПа}, P_3 = 8,8 \text{ МПа}, P_4 = 6,11 \text{ МПа}, P_5 = 4,05 \text{ МПа}, P_6 = 2 \text{ МПа}, P_7 = 1,4 \text{ МПа}.$$

Тепер визначимо зусилля намотки, яке треба докласти до стрічки, щоб отримати ці контактні тиски $N_{\theta i} = P_i r_i$, $N_{\theta i} = \frac{Pr_i}{2}$, й отримаємо:

$$\begin{aligned} N_{\theta 2} &= 11,378 \cdot 10,45 = 1179 \text{ Н}, N_{\theta 3} = 955 \text{ Н}, N_{\theta 4} = 925 \text{ Н}, N_{\theta 5} = 650 \text{ Н}, \\ N_{\theta 6} &= 456 \text{ Н}, N_{\theta 7} = 250 \text{ Н}, N_{\theta 8} = 170 \text{ Н}. \end{aligned}$$

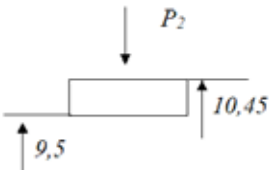
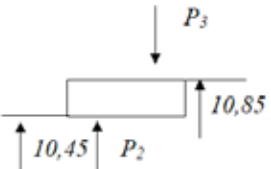
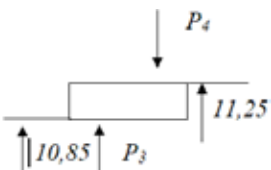
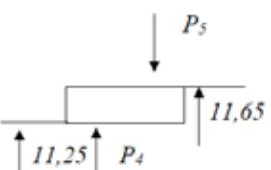
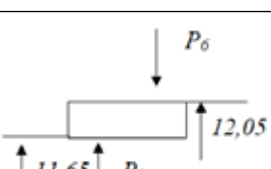
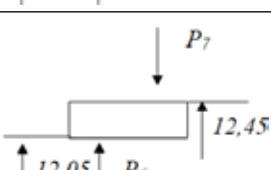
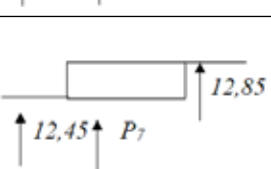
Вага посудини, покритої шарами стрічки товщиною 4 мм, буде:

$$G = \pi(r_3^2 - r_B^2) \cdot l \cdot \gamma = \pi(12,85^2 - 9,5^2) \cdot 100 \cdot 7,8 = 184 \text{ кг}. \quad (6)$$

б) розрахунок посудини реактора у вигляді циліндра, підсиленого кільцями.

Приймаємо посудину реактора як циліндричну оболонку, закриту з обох боків кришками й підсилену рівномірно розташованими жорсткими кільцями (рис. 1).

Таблиця 2. Напруження в шарах від контактних тисків між шарами

Схема шару	Розрахункові формули
	$\sigma_{\theta_1} = -\frac{P_2 \cdot 10,45^2}{10,85^2 - 9,5^2} \left[1 + \frac{9,5^2}{10,45^2} \right] = -11,52P_2$
	$\sigma_{\theta_2} = -\frac{1}{10,85^2 - 10,45^2} \left[P_3 \cdot 10,85^2 \left[1 + \frac{10,45^2}{10,85^2} \right] - P_2 \cdot 10,45^2 \left[1 + \frac{10,85^2}{10,45^2} \right] \right] = -27,63^4 P_3 + 26,63P_2$
	$\sigma_{\theta_3} = -\frac{1}{11,25^2 - 10,85^2} \left[P_4 \cdot 11,25^2 \left[1 + \frac{10,85^2}{11,25^2} \right] - P_3 \cdot 10,85^2 \left[1 + \frac{11,25^2}{10,85^2} \right] \right] = -28,64^4 P_4 + 27,63P_3$
	$\sigma_{\theta_4} = -\frac{1}{11,65^2 - 11,25^2} \left[P_5 \cdot 11,65^2 \left[1 + \frac{11,25^2}{11,65^2} \right] - P_4 \cdot 11,25^2 \left[1 + \frac{11,65^2}{11,25^2} \right] \right] = -29,6^4 P_5 + 28,63P_4$
	$\sigma_{\theta_5} = -\frac{1}{12,05^2 - 11,65^2} \left[P_6 \cdot 12,05^2 \left[1 + \frac{11,65^2}{12,05^2} \right] - P_5 \cdot 11,65^2 \left[1 + \frac{12,05^2}{11,65^2} \right] \right] = -30,6^4 P_6 + 29,6P_5$
	$\sigma_{\theta_6} = -\frac{1}{12,45^2 - 12,05^2} \left[P_7 \cdot 12,45^2 \left[1 + \frac{12,05^2}{12,45^2} \right] - P_6 \cdot 12,05^2 \left[1 + \frac{12,45^2}{12,05^2} \right] \right] = -31,6^4 P_7 + 30,6P_6$
	$\sigma_{\theta_7} = P_7 \cdot 12,45^2 \left[1 + \frac{12,85^2}{12,45^2} \right] = 31,68P_7$

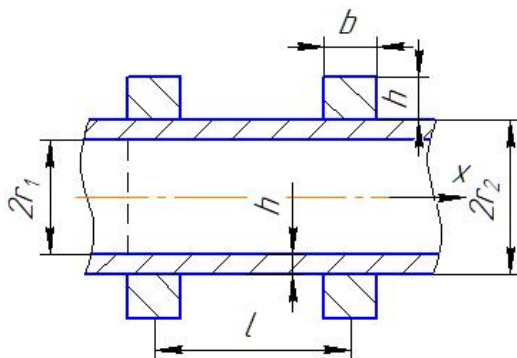


Рис. 1. Циліндр, підсилений кільцями

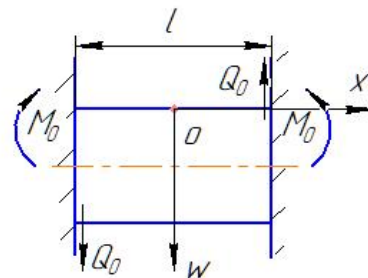


Рис. 2. Циліндр із силами навантаженнями

У випадку жорстких кілець достатньо розглянути оболонку між кільцями, навантажену внутрішнім тиском P і розподіленими по краях зникаючим моментом M_0 і поперечною силою Q_0 (рис. 2).

Напружено деформований стан оболонки, коли товщина її постійна, записується рівнянням:

$$\frac{d^4 w}{dx^4} + 4\beta^4 w = \frac{P}{D}, \quad (7)$$

де w – прогин,

$$\beta^4 = \frac{EU}{4r_1^2 D} = \frac{3(1-\nu^2)}{r_1^2 h^2}, \quad D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}.$$

Рішення цього рівняння записується так:

$$w = -\frac{Pr_1^2}{Eh} + C_1 \sin \beta x \cdot sh \beta x + C_2 \sin \beta x \cdot ch \beta x + C_3 \cos \beta x \cdot sh \beta x + C_4 \cos \beta x \cdot ch \beta x. \quad (8)$$

Початок координат беремо посередині довжини циліндра, то вираз (8) буде парною функцією x й ми отримаємо:

$$C_2 = C_3 = 0.$$

Постійні C_1 і C_4 , знаходимо з граничних умов при $x = \pm l/2$, $w = 0$, $\frac{dw}{dx} = 0$.

Спочатку прийmemo, що кілець немає і під дією тиску виникають кільцеві напруження $\sigma_\theta = \frac{Pr_1}{h}$, радіус оболонки збільшиться на

$$\delta = \frac{Pr_1^2}{Eh}. \quad (9)$$

Тепер приймаємо кільця абсолютно жорсткими, між оболонкою і кільцем виникають реактивні сили. Позначимо величину цих сил на одиницю довжини кола оболонки через P . Величину цієї сили знаходимо з умови, що кільце стиснуло оболонку на величину, рівну прогину її від тиску. Тепер розподілена поперечна сила під кільцем $Q_0 = -\frac{1}{2}P$, а згинаючий момент знайдемо з умови $\frac{dw}{dx} = 0$ і на основі рівнянь (289):(290) [9].

Знаходимо:

$$\frac{Q_0 \beta^2 \alpha^2}{Eh} \chi_2(2\alpha) + 4M_0 \beta^2 \alpha^2 = 0. \quad (10)$$

Звідки:

$$M_0 = \frac{Q_0 \chi_2(2\alpha)}{4\beta \chi_3(2\alpha)}, \quad (11)$$

де $\alpha = \frac{\beta l}{2}$,

$$\chi_2(2\alpha) = \frac{sh 2\alpha - \sin 2\alpha}{sh 2\alpha + \sin 2\alpha}, \quad \chi_3(2\alpha) = \frac{sh 2\alpha - \cos 2\alpha}{sh 2\alpha + \sin 2\alpha}.$$

Щоб знайти силу Q_0 , запишемо прогин оболонки при $x = 0$, $x = l$:

$$\frac{Q_0 \beta \alpha^2}{Eh} \chi_1(2\alpha) - \frac{Q_0 \beta \alpha^2}{2En} \frac{\chi_2(2\alpha)}{\chi_3(2\alpha)} = \delta = \frac{Pr_1^2}{Eh}, \quad (12)$$

або

$$Q_0 \beta \left[\chi_1(2\alpha) - \frac{1}{2} \frac{\chi_2(2\alpha)}{\chi_3(2\alpha)} \right] = P, \quad (13)$$

звідки:

$$M_0 = \frac{P - \frac{Q_0 h}{A}}{2\beta^2} \chi_2(2\alpha).$$

Від реактивної сили Q_0 й дії тиску на кришки кільце розтягується на величину:

$$\delta_1 = \frac{Q_0 r_2^2}{FE} \left(1 - \frac{1}{2} \nu \right), \quad (14)$$

де F – площа поперечного перерізу кільця.

Запишемо рівняння прогину під кільцем рівним $\delta - \delta_1$:

$$Q_0 \beta \left[\chi_1(2\alpha) - \frac{1}{2} \frac{\chi_2(2\alpha)}{\chi_3(2\alpha)} \right] = P \left(1 - \frac{1}{2} \nu \right) - \frac{Q_0 h}{A}. \quad (15)$$

Величини $\chi_i(2\alpha)$ табульовані в [3]. Задаємося величиною l між кільцями і площею поперечного перерізу A з умов, що $0,2 \leq 2\alpha \leq 5,0$. Беремо $2\alpha = 2,0$, тоді $l = 5$ см, $\beta = \sqrt{\frac{3(1-\nu^2)}{9,5^2 \cdot 0,95^2}} = 0,41$, $A = 5$ см².

За таблицею 85 [9] $\chi_1(2\alpha) = 0,738$, $\chi_2(2\alpha) = 0,6$, $\chi_3(2\alpha) = 0,925$ і рівняння (15) запишемо:

$$Q_0 \cdot 0,41 \left(0,738 - \frac{1}{2} \frac{0,6^2}{0,925} \right) = 50 \left(1 - \frac{1}{2} \cdot 0,3 \right) - \frac{Q_0 \cdot 0,95}{5 \cdot 10^{-2}}. \quad (16)$$

$$Q_0 = 10290 \text{ Н}, P_0 = -\frac{1}{2}Q_0 = -5140 \text{ Н}.$$

Величина моменту:

$$M_0 = \frac{50 - \frac{10290 \cdot 0,95}{5 \cdot 10^{-2}}}{2 \cdot 0,41^2} \cdot 0,6 = 217,4 \text{ Нм}.$$

Певне напруження знаходиться як сума від M_0 і тиску P :

$$\begin{aligned} \sigma &= \sigma_{M_0} + \sigma_P \\ \sigma_{M_0} &= \frac{6M_0}{h^2} = \frac{3 \left[P \left(1 - \frac{1}{2} \nu \right) - \frac{Q_0 h}{A} \right]}{\beta^2 h^2} \chi_2(2\alpha), \\ \sigma_{Q_0} &= \frac{Pr_1}{h}. \end{aligned} \quad (17)$$

Беремо допустиме напруження для сталі 08Г2СФБ:

$$\begin{aligned} [\sigma] &= \frac{\sigma_b}{2,4} = \frac{560}{2,4} = 233,3 \text{ МПа}. \\ \sigma_{\max} &= \frac{3 \left[50 \left(1 - \frac{1}{2} \nu \right) - \frac{10290 \cdot 0,95}{5 \cdot 10^{-4}} \right]}{0,41^2 \cdot 0,75^2} + \frac{50 \cdot 0,95}{0,95} = 241,1 \text{ МПа} \geq [\sigma] = 233,3 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Щоб σ_{\max} було менше за $[\sigma]$, треба брати сталь 30Х з

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{1,5} = \frac{7000}{1,5} = 455,7 \text{ МПа}.$$

Беремо кільце, у якого $b = 0,02$, а $h = 0,025$ м, і для оболонки довжиною $l,0$ м треба поставити 21 кільце. Тепер вага посудини буде такою:

$$G = \pi(0,45^2 - 9,5^2) \cdot 100 \cdot 7,8 + 21 \cdot \pi(13,02^2 - 10,45^2) \cdot 2,0 \cdot 7,8 = 46,4 + 6,8 = 109 \text{ кг}.$$

Виготовлення циліндрів довжиною 1000 мм із високою точністю є складною технологічною проблемою, потребує спеціального обладнання, але за теперішніх технологій це можливо. Розрахунки доцільніше виконувати за допомогою сучасних методик і програмних комплексів типу ПАССАТ тощо [12].

Висновки. У процесі роботи проаналізовано апарати високого тиску у вигляді циліндра, обмотаного рулонною стрічкою і підсиленого кільцями. Визначено вагові співвідношення, рулонований циліндр важить 184 кг, а циліндр, підсилений кільцями, – 109 кг, при цьому звичайний тришаровий циліндр – 259 кг. Апарати в такому виконанні є міцними й найменш металомісткими, що суттєво зменшують вагу. Застосування на стадії проектування більш економного варіанта дасть змогу побудувати економний, неметаломісткий апарат високого тиску й дотриматися всіх вимог чинних нормативних документів, зменшити металомісткість устаткування, збільшити надійність його роботи, знизити собівартість, підвищити якість продукції, що випускається.

Список використаних джерел

1. Андреев І.А., Зюбрий О.Г. Конструювання і розрахунок апаратів високого тиску : навчальний посібник. Київ : ІЗМН, 1999. 144 с.
2. Божидарник В.В., Сулим Г.Т. Елементи теорії пластичності та міцності. Львів : Світ, 1999. 532 с.
3. Григоренко Я.М., Мольченко Л.В. Основи теорії пластин та оболонок з елементами магнітопружності : підручник. Київ : Видавничо-поліграфічний центр «Київський університет», 2009. 403 с.
4. Джур Є.О. Полімерні матеріали в ракетно-космічній техніці. Київ : Вища освіта, 2003. 399 с.
5. Конструювання і розрахунок посудин та апаратів високого тиску / В.В. Іванченко та ін. Луганськ : Видавництво Східноукраїнського національного університету ім. Даля, 2010. 260 с.
6. Мікульонюк І.О., Сокольський О.Л. Полімерні матеріали і вироби з них (одержання, перероблення, властивості) : термінологічний словник. Київ : НТТУ «КПІ», 2015. 208 с.
7. НПООП 0.00-1.81-18: Вимоги щодо монтажу (демонтажу), ремонту та модифікації (реконструкції та модернізації) обладнання під тиском від 05.03.2018 № 333.
8. Писаренко Г.С., Квітка О.Г., Уманський Е.С. Опір матеріалів. Київ : Вища школа, 2004. 655 с.
9. СОУ МПП 71.120-217:2009 Посудини та апарати сталеві. Загальні технічні умови від 07.07.2009.
10. Технологія виготовлення і математичні моделі апаратів високого тиску, підсилені обмотуванням склопластиком / П.П. Федірко, В.В. Девін, В.С. Ткачук, В.Ю. Бурдега. Вісник Львівського національного аграрного університету. Серія «Агроінженерні дослідження». Львів, 2022. № 26. С. 159–163.
11. Технологія виготовлення і математичні моделі апаратів високого тиску / П.П. Федірко, В.В. Девін, В.С. Ткачук, В.Ю. Бурдега. Вісник Львівського національного аграрного університету. Серія «Агроінженерні дослідження». Львів, 2021. № 25. С. 143–147.
12. Федірко П.П., Девін В.В., Ткачук В.С. Моделювання і розрахунок реактора високого тиску в програмному комплексі ПАССАТ. Подільський вісник: сільське господарство, техніка, економіка. 2017. № 6. С. 72–78.

Fedirko P. P.

*Candidate of Technical Sciences,
Associate Professor at the Department of Technical Service and General Technical Disciplines,
Higher Educational Institution "Podillia State University"
Kamianets-Podilskyi, Ukraine
E-mail: polfedirko@gmail.com
ORCID: 0000-0002-3724-8937*

Devin V. V.

*Candidate of Technical Sciences,
Assistant at the Department of Technical Service and General Technical Disciplines,
Higher Educational Institution "Podillia State University"
Kamianets-Podilskyi, Ukraine
E-mail: dvvvp.123@gmail.com
ORCID: 0000-0003-2994-3144*

Tkachuk V. S.

*Candidate of Technical Sciences,
Assistant at the Department of Technical Service and General Technical Disciplines,
Higher Educational Institution "Podillia State University"
Kamianets-Podilskyi, Ukraine
E-mail: twskmg@gmail.com
ORCID: 0000-0001-5414-2387*

Burdega V. Yu.

*Candidate of Technical Sciences,
Associate Professor at the Department of Technical Service and General Technical Disciplines,
Higher Educational Institution "Podillia State University"
Kamianets-Podilskyi, Ukraine
E-mail: burdega_vasil@ukr.net
ORCID: 0000-0003-2266-4476*

FABRICATION AND MATHEMATICAL MODELS OF HIGH-PRESSURE DEVICES OF ROLLED AND RING-REINFORCED CONSTRUCTION

Abstract

High-pressure equipment is widely used in the field of agricultural processing, food production, in various industries. The perfection of their design depends on the reliability of the devices, the safety of service personnel, productivity and ultimately the cost of production. A feature of the design of devices is that their calculation is governed by numerous regulatory documents – state and industry standards, norms etc.

The result of the presented work is the conclusion that it is more expedient to design a high-pressure apparatus on the basis of a rolled structure or a structure using ring reinforcement. Weight ratios are determined. Devices in three-layer design are strong and the least metal-intensive, which significantly reduces weight.

As a result of modeling and calculation, high-pressure devices in the form of a rolled cylinder and a cylinder reinforced with rings are analyzed, and equivalent stresses and tensions are determined. The use of the presented theoretical calculations makes it possible to fulfill all the requirements imposed by the current regulatory documents, will reduce the metal consumption of equipment, increase the reliability of its operation and reduce the cost, and, finally, improve the quality of the products. The basis of calculations is the correct choice and compilation of calculation schemes, processing of different types of structures and algorithms. The main methods of calculating high-pressure apparatus are the use of the general equation of mass transfer using the Lamé formula and the determination of equivalent stresses in the elements of the high-pressure apparatus.

Further application of theoretical calculations at the design stage will allow developers to find the optimal geometric shapes and sizes of structural units, based on the loads actually acting during the operation of the installation, which is not always possible using analytical dependencies.

Key words: *high-pressure apparatus, multilayer structures, cylindrical shells, mass transfer, Lamé's formula.*

Referenses

1. Andreiev, I.A., & Ziubrii, O.H. (1999). *Konstruiuvannia i rozrakhunok aparativ vysokoho tysku [Design and calculation of high-pressure devices]* Navchalnyi posibnyk. Kyiv: IZMN [in Ukrainian].
2. Bozhydarnyk, V.V., & Sulym, H.T. (1999). *Elementy teorii plastychnosti ta mitsnosti [Elements of the theory of plasticity and strength]*. Lviv: Svit [in Ukrainian].

3. Hryhorenko, Ya.M., & Molchenko, L.V. (2009). *Osnovy teorii plastyn ta obolonok z elementamy mahnitoprzhnosti [Fundamentals of the theory of plates and shells with magnetoelastic elements]*. Pidruchnyky. Kyiv: Vydavnycho-polihrafichnyi tsentr «Kyivskiy universytet» [in Ukrainian].
4. Dzhur, Ye.O. (2003). *Polimerni materialy v raketno-kosmichnii tekhnitsi [Polymeric materials in rocket and space technology]*. Kyiv: Vyscha osvita [in Ukrainian].
5. Ivanchenko, V.V., Hienkina, I.M., Taranenko, H.V., & Shtonda, Yu.M. (2010). *Konstruiuvannya i rozrakhunok posudyn ta aparativ vysokoho tysku [Design and calculation of high-pressure vessels and apparatus]*. Luhansk: Vydavnytstvo Skhidnoukrainskoho natsionalnoho universytetu im. Dalia –Published by the East Ukrainian National University named after Dahl [in Ukrainian].
6. Mikulonok, I.O., & Sokolskyi, O.L. (2015). *Polimerni materialy i vyroby z nykh (oderzhannia, pereroblennia, vlastyvosti). Terminolohichni slovnyk [Polymeric materials and products from them (obtaining, processing, properties). Glossary of terms]*. Kyiv: NTTU «KPI» [in Ukrainian].
7. Ukraina. Kyiv. Ministerstvo sotsialnoi polityky Ukrainy. (2018). *NPOOP 0.00-1.81-18. 333. Vymohy shchodo montazhu (demontazhu), remontu ta modyfikatsii (rekonstruksii ta modernizatsii) obladnannia pid tyskom [Requirements for installation (dismantling), repair and modification (reconstruction and modernization) of pressure equipment]* [in Ukrainian].
8. Pysarenko, H.S., Kvitka, O.H., & Umanskyi, E.S. (2004). *Opir materialiv [Resistance of materials]*. Kyiv: Vyscha shkola [in Ukrainian].
9. Ukraina. Ministerstvo promyslovoi polityky Ukrainy. (2009). *SOU MPP 71.120-217:2009 Posudyny ta aparaty stalevi. Zahalni tekhnichni umovy. Zahalni tekhnichni umovy* [in Ukrainian].
10. Fedirko, P.P., Devin, V.V., Tkachuk, V.S., & Burdeha, V.Yu. (2022). *Tekhnolohiia vyhotovlennia i matematychni modeli aparativ vysokoho tysku, pidsylenykh obmotuvanniam skloplastykom [Manufacturing and mathematical models of high-pressure apparatus reinforced with fiberglass winding]* *Visnyk Lvivskoho natsionalnoho ahrarnoho universytetu – Ahroinzhenerni doslidzhennia. Lviv*, (26), 159–163 [in Ukrainian].
11. Fedirko, P.P., Devin, V.V., Tkachuk, V.S., & Burdeha, V.Yu. (2021). *Tekhnolohiia vyhotovlennia i matematychni modeli aparativ vysokoho tysku [Manufacturing technology and mathematical models of high-pressure apparatuses]* *Visnyk Lvivskoho natsionalnoho ahrarnoho universytetu – Ahroinzhenerni doslidzhennia. Lviv*, 2021 (25), 143–147 [in Ukrainian].
12. Fedirko, P.P., Devin, V.V., & Tkachuk, V.S. (2017). *Modeliuvannya i rozrakhunok reaktora vysokoho tysku v prohrannomu kompleksi PASSAT [Mtchanical design of pressure vessel by using PASSAT software complex]* *Podilskyi visnyk: silske hospodarstvo, tekhnika, ekonomika – Podilian bulletin: agriculture, engineering, economics* (6), 72–78 [in Ukrainian].