

Техніка і технології

УДК 622.279.4/5+622.276.04

ТРАНСПОРТУВАННЯ ТРИФАЗНИХ СУМІШЕЙ ПО МОРСЬКИХ ГАЗОПРОВОДАХ

С.І.Іванов

ДАТ "Чорноморнафтогаз", 95000, АР Крим, м. Сімферополь, пр. Кірова, 52,
тел. (0652) 523400, факс (0652) 511151, e-mail: office@gas.crimea.ua

Описаны разработанные патентозащищенные устройства – резиновые шары – для борьбы с накоплением жидкости в газопроводах. Даны расчёты толщины стенки шаров и изменения их габаритов в зависимости от внутреннего давления жидкости и свойств резины.

Транспортування продукції свердловин Голіцинського і Штормового газоконденсатних родовищ на шельфі Чорного моря від морських стаціонарних платформ до берегового устаткування комплексної підготовки газу з економічних міркувань є однотрубним. Трифазна суміш – газ, газовий конденсат і пластова вода – за умов високого тиску (7,5 МПа) і низької температури морської води схильна до гідратуутворення, що виникає внаслідок перерв у постачанні газу. Через недостатні швидкості руху газоводоконденсатного потоку та значні геодезичні перепади висот по стояках на платформах (близько 80 м) відбувається накопичення рідини в газопроводах, що призводить до різкого підвищення перепадів тиску, а свердловини майкопських і палеоценових горизонтів з низьким пластовим тиском припиняють свою роботу. Проблема гідратуутворення нами вже вирішено застосуванням методу обробки метиловим спиртом, але через накопичення рідини в газопроводах його витрата різко зростає. У даній роботі висвітлюється проблема боротьби з накопиченням рідини в газопроводах, усунення зростає перепаду тисків і очищення трубопроводів від твердих мінеральних відкладів.

Видалення скупчень води, газоконденсату і різних відкладів можна здійснювати через дренажні пристрої, потоком середовища (газу, рідини) чи механічними засобами [1]. У нашому випадку застосування першого способу стосовно морських трубопроводів виключається, а другий – уже вичерпав себе. У своїй промисловій практиці ми звернулися до методу застосування роздільників різного типу та очисних

There have been described developed patented devices – rubber spheres – for control of fluid accumulation in gas pipelines. There have been given calculations of sphere's wall thickness and metering of their size depending on internal fluid pressures and rubber's characteristics.

пристроїв [2]. З метою очищення внутрішньої порожнини морських трубопроводів від газового конденсату, води і метанолу разом з твердими механічними відкладами нами розроблено патентозахищені пристрої – гумові кулі [3], які пропускаються за спеціально розробленим регламентом.

Кульові поршні призначені для очищення трубопроводів, а також як замикаючі пристрої при ремонтах трубопроводів. Розроблений нами патентозахищений пристрій для очищення внутрішньої поверхні трубопроводів є багатошаровою еластичною оболонкою у формі сфери – кульового поршня, яка заповнюється пружним або текучим середовищем і має вентиляно-запірну арматуру. Між шарами внутрішньої гумової оболонки є несуча армувальна оболонка, яка виконана з гумово-кордних пар шарів, покладених шарами із взаємоперерізним напрямком ниток корду, закрюєних під кутом $45^\circ \pm 15^\circ$. Зовнішній захисний шар виконано із спеціальної гуми з поверхневим, на глибину 2-5 мм, наповненням його шкребковими елементами у вигляді металеві кривих і дробу.

Кульовий поршень є гумовою порожнистою кулею з вмонтованим металевим штуцером для заповнення її рідиною. Штуцер вмонтовано врівень із зовнішньою поверхнею, і він повинен забезпечувати конструктивну надійність за тисків до 6,0 МПа. Як штуцер можна використовувати шинний вентиль типу ТК із прохідним перерізом меншим 4,0 мм (рис. 1). Конструкція штуцера визначається в кожному конкретному випадку залежно від умов експлуатації. У разі використання поршня як пристрою,

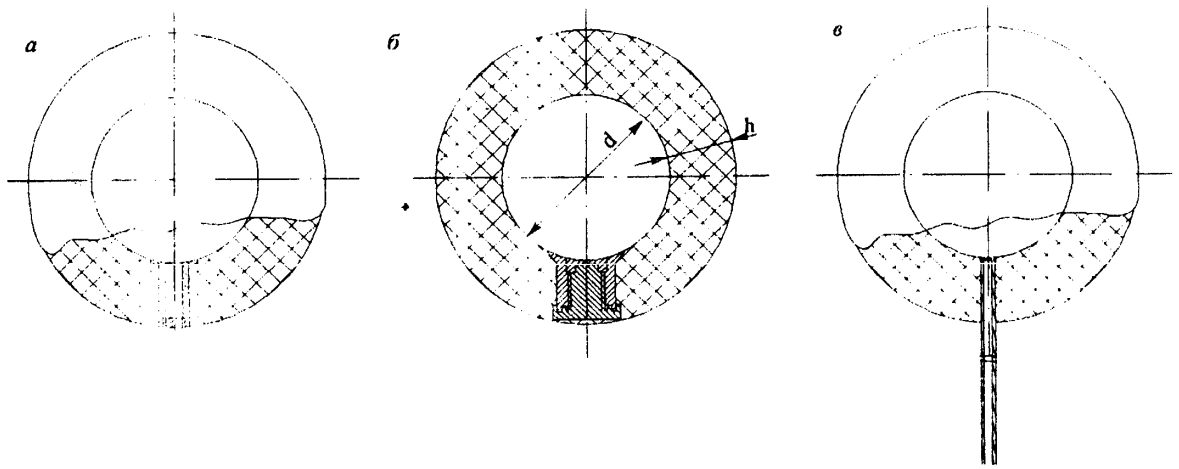


Рисунок 1 — Конструктивні схеми поршнів: а — зі штуцером ТК; б — зі штуцером спеціальної конструкції; в — з пипковим пристроєм

що замикає чи відгинає потік, замість штуцера застосовується гумовий пипковий пристрій. Довжина соска визначається відстанню місця установки пристрою до вікна в трубопроводі.

Залежно від середовища, в якому працюють поршні (повітря, газ, вода, розчини, конденсат, бензин, олії, тепловий режим та ін.) вибирається рецептура гум, що задовольняє вимогам надійності і довговічності. Однією із основних є вимога адгезійної міцності.

Конструктивна стійкість поршнів за високих тисків у процесі експлуатації забезпечується повторюваністю внутрішньої поверхні трубопроводу та щільною посадкою (герметизація здійснюється шляхом заповнення внутрішньої порожнини кулі рідиною за заданого внутрішнього тиску). Залежно від умов і технології експлуатації товщина стінки такого кульового поршня може бути більшою 2 мм.

Проблема вірогідного прогнозування роботоздатності складних гумотехнічних виробів на стадії проектування є дуже актуальною. Існуючі лабораторні методи оцінки властивостей гумових зразків не дають змоги узагальнити результати досліджень на всі вироби загалом. Причини цього такі: 1) режим вулканізації зразків зазвичай не відповідає режиму вулканізації всього виробу; 2) умова навантаження зразків не дає змоги відтворювати складний напружено-деформований стан зразків. Тому роботоздатність складних гумотехнічних виробів варто визначати на зразках, максимально наближуючи умови вулканізації й досліджень до реальних. У даний час результатом дослідження роботоздатності гумотехнічних виробів є визначення запасу міцності конструкції. Для розрахунку кульових поршнів пропонується така схема оцінки роботоздатності:

1. Вибір вхідного (базового) варіанта конструкції виробу, матеріалу, технології виготовлення. Виготовлення дослідного зразка.

2. Визначення напружено-деформованого стану виробу розрахунковим і експериментальним методами.

3. Визначення режиму вулканізації розрахунковим і експериментальним методами.

4. Виготовлення зразків для досліджень з параметрами, розрахованими в пункті 2.

5. Дослідження зразків в умовах навантаження.

6. Прогнозування ресурсу виробу з урахуванням умов експлуатації.

7. Коректування вхідного варіанта.

Викладена схема дасть змогу скоротити терміни розроблення, зменшити витрати і підвищити надійність та точність прогнозу.

Нижче подано розрахунки кулі на міцність та збільшення її габаритів залежно від внутрішнього тиску.

Кулю розглядаємо як сферичну оболонку з внутрішнім радіусом R і товщиною h , що перебуває під дією внутрішнього тиску p , створеного рідиною. Розрахунок можна робити як на визначення напруг, що виникають в оболонці при заданій різній товщині стінки, так і на розв'язування оберненої задачі — визначення оптимальної товщини стінки при заданих значеннях напруг.

Для сферичної оболонки через її повну центральну симетричність радіуси сфери $\rho_m = \rho_t = R$ і головні напруги $\sigma_m = \sigma_t$, де індекси m і t позначають напрямки меридіональних нормальних і широтних (колових, кільцевих) нормальних напруг (рис. 2)

За умови повної симетрії $\sigma_m = \sigma_t$ формула Лапласа набуває такого вигляду [4]:

$$\sigma_m = \sigma_t = \frac{pR}{2h}. \quad (1)$$

Напружений стан є двоосьовим, а найменша напруга приймається рівною нулю. За теорією Мора еквівалентна напруга

$$\sigma_{\text{екв}} = \frac{pR}{2h}. \quad (2)$$

Таким чином, виходячи з умови $\sigma_{\text{екв}} \leq [\sigma]$, можна розрахувати товщину стінки кулі за різних внутрішніх тисків, тобто:

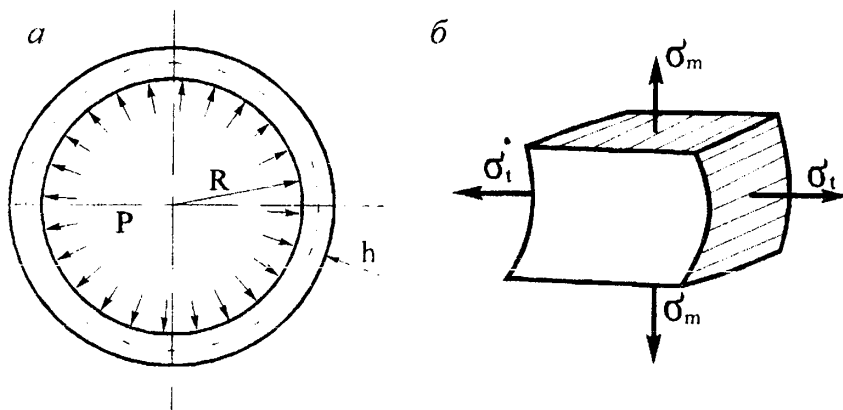


Рисунок 2 — Схема тонкостінного пристрою (а) і напруг, що виникають у ньому (б)

Таблиця 1 – Результати визначення товщини стінки тонкостінної кулі

$p, 10^5 \text{ Па}$	$[\sigma], 10^5 \text{ Па}$	$R, \text{ см}$	$h, \text{ см}$
1,0	60	19,6	0,81
2,0	60	19,6	1,63
3,0	60	19,6	2,45
4,0	60	19,6	3,25
5,0	60	19,6	4,05

Таблиця 2 – Результати розрахунку товщини стінки товстостінної кулі

$D_3, \text{ см}$	$D_в, \text{ см}$	$\delta, \text{ см}$	α	α^2	α^3	$[\sigma], 10^5 \text{ Па}$	$\sigma_{екв}, 10^5 \text{ Па}$	η
39,4	37,4	1,0	1,053	1,11	1,167	60	49,9	1,2
39,4	35,4	2,0	1,112	1,236	1,375	60	25,3	2,37
39,4	33,4	3,0	1,179	1,391	1,641	60	17,0	3,5
39,4	31,4	4,0	1,255	1,574	1,975	60	12,9	4,65
39,4	29,4	5,0	1,340	1,795	2,407	60	10,2	5,9

$$h = \frac{pR}{2\sigma_{екв}} \quad (3)$$

Як приклад результати розрахунку за (4) подано в табл. 1.

З урахуванням поправок на неоднорідність матеріалів, нерівномірність стінки за товщиною та інших факторів, приймаємо коефіцієнт запасу міцності $\eta = [\sigma] / \sigma_{екв} = 5$. Тоді

$$h = \frac{5pR}{2[\sigma]} \quad (4)$$

У товстостінній кулі, навантаженій рівномірно розподіленим внутрішнім тиском, у довільній точці з координатою ρ має місце об'ємний напружений стан. Головні нормальні напруги в точках, розміщених на внутрішній поверхні кулі ($\rho = r$), становлять

$$\sigma_\rho = -p; \quad (5)$$

$$\sigma_t = \frac{pr}{2\delta} \frac{2 + \alpha^3}{1 + \alpha + \alpha^2}, \quad (6)$$

де δ – товщина стінки кулі;
 $\alpha = R/r$.

Міцність кульового балона, виготовленого із пластичного матеріалу, оцінено за еквівалентною напругою енергетичної теорії, тобто:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\frac{[\sigma_1 - \sigma_2]^2 + [\sigma_1 - \sigma_3]^2 + [\sigma_2 - \sigma_3]^2}{2}} \quad (7)$$

Для кулі за $\rho = r$ маємо

$$\sigma_{екв} = \frac{pr}{2\delta} \frac{3\alpha^3}{1 + \alpha + \alpha^2} \quad (8)$$

За заданого тиску p і допустимих напруг матеріалу $[\sigma]$ необхідна товщина стінки кулі визначається з умови $\sigma_{екв} \leq [\sigma]$. Тоді за тиску $p = 5 \cdot 10^5 \text{ Па}$ для маслобензостійкої гуми з $[\sigma] = 60 \cdot 10^5 \text{ Па}$ результати розрахунку напруг для поршнів різного діаметра подано в табл. 2, де $D_3, D_в$ – відповідно зовнішній і внутрішній діаметри кулі.

Таким чином, за тиску $p = 5 \cdot 10^5 \text{ Па}$ товщина стінки кулі може бути взята 4,0 см.

Розрахунок зміни габаритів кулі (відносно видовження $\epsilon, \%$) від внутрішнього тиску

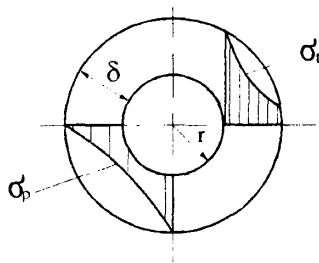


Рисунок 3 — Схема товстостінного пристрою з напругами в ньому

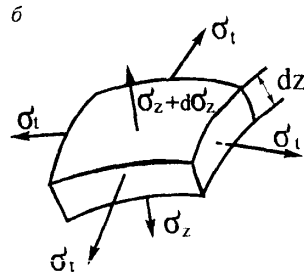
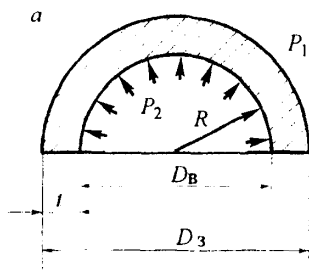


Рисунок 4 — Схеми товстостінного пристрою (а) і напруг у ньому (б) до розрахунку зміни габаритів

Таблиця 3 – Результати розрахунку зміни габаритів кулі

$p, 10^5 \text{ Па}$	1,0			2,0			3,0			4,0			5,0		
$E_r, 10^5 \text{ Па}$	60	70	80	60	70	80	60	70	80	60	70	80	60	70	80
$\sigma_t, 10^5 \text{ Па}$	2,02			4,04			6,06			8,08			10,1		
$D_з, \text{ см}$	405	403	402	418	415	412	432	426	422	445	437	432	458	448	456
$\epsilon, \%$	3,3	2,8	2,5	6,7	5,8	5,05	10,1	8,7	7,6	13,5	11,5	10,1	16,8	14,4	12,6

зроблено за схемою сферичної товстостінної оболонки. Характер напруг, що виникають в елементах сфери під час навантаження внутрішнім тиском, зображено на рис. 3, 4.

Із рівняння

$$\sigma_t = \frac{p_2 r_2^3 - p_1 r_1^3}{r_1^3 - r_2^3} + (p_2 + p_1) \frac{r_1^3 r_2^3}{2r_2^3 (r_1^3 - r_2^3)} \quad (9)$$

за тиску $p_1 = 0$ маємо

$$\sigma_t = \frac{p_2 r_2^3}{r_1^3 - r_2^3} \left(1 + \frac{r_1^3}{2r_2^3} \right), \quad (10)$$

де: $r_1 = D_з / 2$; $r_2 = D_в / 2$;

$D_з, D_в$ – зовнішній і внутрішній діаметри кулі.

Наступні розрахунки виконано для початкових умов: $p_2 = 5 \cdot 10^5$; $4 \cdot 10^5$; $3 \cdot 10^5$; $2 \cdot 10^5$ і 10^5 Па; $r_2 = 15,6$ см; $r_1 = 19,6$ см; модуль Юнга гуми $E_2 = 60 \cdot 10^5$; $70 \cdot 10^5$; $80 \cdot 10^5$ Па (за малих деформацій).

Таким чином, змінюючи умови навантаження кульового поршня внутрішнім тиском і вибираючи матеріал з певними властивостями, можна отримати необхідну посадку поршня в трубопроводі, а відповідно і забезпечити необхідну герметизацію простору, що відтинається.

Причому, з урахуванням умов експлуатації для кожного конкретного випадку вибирається оптимальна конструкція пристрою, що забезпечує необхідні експлуатаційні характеристики за мінімальної матеріалоемності.

У випадку використання кульових поршнів як запірних камер із залишковими тисками в трубопроводі $(0,1 \dots 0,3) \cdot 10^5$ Па товщина стінки пристрою може бути 2...5 мм, що дає змогу реалізовувати високоеластичні властивості гум (відносно видовження до 500%), коли діаметри куль є значно меншими, ніж діаметр трубопро-

воду. Звідси, зменшуються витрати на виготовлення технологічного оснащення (зокрема, вулканізаційних пресформ).

Таким чином, загальна товщина стінки t_{cm} кульового поршня і товщина захисного шару $t_{зи}$ мають такі співвідношення з його зовнішнім радіусом $R_з$:

$$0,01R_з \leq t_{cm} \leq 0,04R_з;$$

$$0,02R_з \leq t_{зи} \leq 0,08R_з,$$

а власна жорсткість оболонки за її нормального обтиснення площинами становить 2 ± 1 Н/мм.

Література

- Середюк М.Д., Якимів Й.В., Лісафін В.П. Трубопровідний транспорт нафти і нафтопродуктів. – Івано-Франківськ, 2001. – 517 с.
- Каримов З.Ф., Черников В.И. Применение механических разделителей при транспорте нефти, нефтепродуктов и сжиженных газов. – М.: Недра, 1966. – 96 с.
- Деклараційний патент України "Пристрій для очищення внутрішньої поверхні трубопроводу". № 2000095281 від 14.09.2000. О.І.Чурсін та ін.
- Писаренко Г.С., Агарев В.А., Квитка А.Л. и др. Сопротивление материалов / Под ред. Г.С.Писаренко. – К.: Техніка, 1967. – 792 с.
- Беляев Н.М. Сопротивление материалов. – М., 1965. – 856 с.