

ЕКОЛОГІЧНІ ПРОБЛЕМИ НАФТОГАЗОВОГО КОМПЛЕКСУ

УДК 622.24 + 621.694.2

DOI: 10.31471/2415-3184-2023-1(27)-43-53

*Д. О. Паневник**Івано-Франківський національний
технічний університет нафти і газу*

ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРАВЛІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СТРУМИННОГО АПАРАТА ДЛЯ ПОПЕРЕДЖЕННЯ ВИКИДІВ НИЗЬКОНАПІРНОГО НАФТОВОГО ГАЗУ

Експлуатація нафтового резервуара відзначається періодичними викидами низьконапірного газу, який накопичується в його газовому просторі. В процесі аналізу характеристик компресорів, що використовуються в системах утилізації нафтового газу встановлені техніко-економічні переваги використання струминних апаратів для підвищення екологічної безпеки експлуатації нафтових резервуарів. На основі аналізу напірних, енергетичних та кавітаційних характеристик встановлені закономірності зміни граничних режимних параметрів струминного апарата системи утилізації низьконапірного нафтового газу в газовому просторі нафтових резервуарів системи збору та підготовки вуглеводнів. Режим граничного напору відповідає нульовому значенню коефіцієнта інжекції та визначається величиною максимального тиску, створюваного струминним апаратом. Встановлена обернена нелінійна залежність максимального відносного напору від основного геометричного параметра струминного апарата. Зростання основного геометричного параметра струминного апарата викликає збільшення максимального коефіцієнта інжекції на 62,1 %. Оптимальний режим роботи струминного апарата має місце при його експлуатації з максимальними значеннями коефіцієнта корисної дії. Конструкція струминного апарата, величина основного геометричного параметра якого дорівнює 3, забезпечує його експлуатацію в оптимальному режимі. Кавітаційний режим роботи струминного апарата характеризується зниженням тиску на виході з робочої насадки струминного апарата до величини тиску насичених парів робочого середовища. Залежність мінімального тиску в проточній частині струминного апарата від величини витрати робочого потоку має обернений нелінійний характер. Рівність тиску насичених парів та поточного тиску рідини визначає гранично допустиму за умови роботи в кавітаційному режимі витрату робочого потоку.

Ключові слова: викиди газу, система утилізації, нафтовий резервуар, газорідинний ежектор, режими експлуатації, граничні параметри.

Вступ. Незважаючи на те, що попит на нафту та природний газ різко знижується відповідно до сценарію розвитку світової енергетики у 2050 році вони залишатимуться основним компонентом енергетичної системи [1]. Враховуючи наявні тенденції розвитку економіки у 2035 році природний газ займатиме першу сходинку у структурі енергоринку України [2]. Складність застосування низьконапірного нафтового газу є причиною його спалювання у факельних системах. За даними спеціалізованої компанії Crystal TCS PVT.LTD (India) вартість щорічно спалюваного у факельних установках нафтового газу становить 29,8 млрд.дол., причому з кожним роком вимоги до зменшення викидів в атмосферу стають більш жорсткими. Зростання світового енергоспоживання є критичним фактором, який стимулює зростання попиту на удосконалення систем утилізації низьконапірного нафтового газу. В процесі відновлення економік після пандемії Covid-19, темпи спалювання газу у факельних системах зросли, оскільки оператори відновили роботу родовищ вуглеводнів після тривалих періодів низького рівня їх технічного обслуговування [1]. Це призводить до викидів в атмосферу значних обсягів нафтового газу, включно з метаном, чорною сажею та оксидом азоту. Зокрема, втрати легких фракцій з газового простору нафтових резервуарів досягають 3 % видобутку продукції свердловин [3]. Скорочення втрат летючих вуглеводнів дозволяє зберегти близько 45 млрд кубометрів природного газу. Облаштування нових

нафтогазових родовищ системами утилізації низьконапірного газу сьогодні є обов'язковою умовою отримання ліцензії на розробку покладів вуглеводнів. Відповідно до рекомендацій Групи Світового банку з охорони навколишнього середовища, здоров'я та безпеки The World Bank Group EHS [4] до кінця 2025 року очікується повне припинення спалювання низьконапірного газу в системах збору та підготовки продукції нафтових свердловин.

Ініціатива Світового банку Global Gas Flaring Reduction Partnership (GGFR) спрямована на скорочення спалювання газу та охоплює сьогодні 53 національні та міжнародні нафтові компанії, 34 національні та регіональні уряди, 15 інститутів розвитку та міжнародних установ. Використання супутників для відстеження спалювання та викидів метану є сферою, яка може допомогти регуляторам контролювати операційну практику, швидко виявляти витoki та забезпечувати належне функціонування системи швидкої та невідвотної сплати суворих штрафів порушниками екологічного законодавства.

Висока імовірність забруднення навколишнього середовища, підвищена вибухопожежонебезпека, та суттєві економічні втрати є причиною постійної уваги світової спільноти до проблеми забезпечення негерметичності систем збору та підготовки продукції свердловин та зумовили формування у нормативно-законодавчій базі більшості розвинених країн жорстких граничних норм викидів вуглеводнів в атмосферу. Невпинне поширення технологій утилізації низьконапірного нафтового газу свідчить про їх світове значення та актуальність досліджень спрямованих на підвищення екологічної безпеки експлуатації нафтових резервуарів.

Аналіз останніх досліджень. У виробників нафти є цілий ряд доступних варіантів, щоб зменшити та уникнути спалювання газу у факельних системах, а низка нових технологій знаходиться у розробці. Застосування поверхнево активних речовин дозволяє зменшити випаровування нафтового газу з газового простору резервуарів на 47 % [5]. Плаваючі покривлі нафтових резервуарів, які є одними з найбільш ефективних засобів зменшення викидів низьконапірного газу, допускають до 0,2 % втрат продукції свердловин [6]. Зменшення втрат низьконапірного газу вимагає забезпечення високої герметичності нафтових резервуарів.

На початку 50-х років минулого століття розроблені промислові ежекційні установки для утилізації низьконапірного нафтового газу в системах збору та підготовки продукції свердловин. Провідною компанією, яка розробляє та використовує ежекційні технології для утилізації низьконапірного газу, є Transvac Systems Limited (UK) з відділеннями в Нормандії, Північній Африці, Близькому Сході та Малайзії, яка позиціонує себе, як світовий постачальник інноваційних технологій, заснованих на використанні струминних апаратів. Протягом останніх 40 років науково-дослідним центром компанії Research and Development створено та впроваджено тисячі струминних апаратів, розроблених на основі власних досліджень в рамках низки ежекційних технологій. Альтернативними варіантами використання утилізаційних ежекційних установок є використання систем уловлювання легких нафтових фракцій, основним елементом яких є рідинно-кільцеві, гвинтові, поршневі та лопатеві компресори. Порівняно з найбільш поширеними рідинно-кільцевими компресорами установок утилізації нафтового газу необхідна площа розміщення ежекційних систем зменшується в 1,35 рази [7], що в обмежених умовах морський платформ є важливим фактором. Зокрема ежекційні системи компанії Transvac Systems Limited потужністю 600 кВт, встановлені в Північному морі та на Близькому Сході, потребують для розміщення майданчик розміром 18×20 м, а традиційні рідинно-кільцеві компресори аналогічної потужності – 18×27 м.

На нафтосервісному ринку утилізації нафтового газу сьогодні присутня значна кількість наукових установ (Institute of Petroleum Engineers), інтернет-спільнот і організацій (Society of Petroleum Engineers, Subsea UK, Society of Underwater Technology (SUT)) та компаній, як світових (Royal Dutch Shell, Chevron, Caltec Limited (UK)), так і регіональних (компанія Unique Systems Inc., New Jersey, USA).

Виділення частини невирішеної проблеми. Незважаючи на значну кількість досліджень присвячених використанню струминних апаратів в системах утилізації низьконапірного газу особливості експлуатації ежекційних систем для попередження викидів летючих компонентів вуглеводнів з газового простору нафтових резервуарів вивчені недостатньо. Обґрунтування технології застосування ежекційних утилізаційних систем передбачає пошук оптимальних схем включення струминного апарата, визначення його напірно-витратних характеристик [8], аналіз процесу змішування закручених потоків [9], вплив прискорення відносного обертового руху струминного апарата [10], визначення економічних показників застосування газорідинних

ежекторів [11]. При цьому поза увагою широкого кола дослідників залишається аналіз граничних режимів експлуатації струминних апаратів, внаслідок чого зменшується достовірність прогнозування робочих режимів ежекційних систем та ефективність їх застосування.

Мета та завдання досліджень. Метою досліджень є аналіз напірно-витратної та енергетичної характеристики газорідинного струминного апарата та визначення режимних параметрів, які відповідають граничним режимам експлуатації ежекційної системи в процесі утилізації летючих фракцій вуглеводнів в газовому просторі нафтових резервуарів.

Поставлена мета передбачає виконання наступних завдань досліджень:

- встановлення характеру залежності граничного напору та коефіцієнта інжекції від основного геометричного параметра струминного апарата;
- визначення співвідношень відносного напору та коефіцієнта інжекції, які забезпечують максимальний коефіцієнт корисної дії та оптимальний режим експлуатації струминного апарата;
- прогнозування умов забезпечення суцільності потоків в проточній частині струминного апарата.

Алгоритм реалізації поставлених завдань досліджень передбачає моделювання умов та визначення співвідношень режимних параметрів, які відповідають граничним режимам експлуатації газорідинного струминного апарата.

Висвітлення основного матеріалу. Характерною особливістю складу нафтових газів є наявність в них, окрім метану, також етану, пропану, бутанів і пари більш важких вуглеводнів. У багатьох з них присутні сірководень і негорючі компоненти: азот, вуглекислий газ, а також рідкісні гази – гелій та аргон. Низький тиск газу, який надходить від сепараторів та випаровується в нафтових резервуарах не дозволяє спрямовувати його в транспортну систему, внаслідок чого він спалюється в факельних системах морських та сухопутних нафтогазових родовищ. Основні характеристики компресорів, що використовуються в системах утилізації нафтового газу наведені в таблиці 1 [12].

Таблиця 1

Основні характеристики альтернативних компресорів системи утилізації низьконапірних нафтових газів

Тип компресора	Стандарт	Коефіцієнт корисної дії	Основні характеристики
Ежектор	ASME B31.3 (PTC 24)	15 – 25	Проста конструкція, відсутність рухомих частин, висока всмоктувальна здатність, необхідність застосування газу для приводу
Рідинно-кільцевий компресор	API 681	25 – 50	Допускають наявність в газі рідкої фракції, здатні працювати в закритому водяному контурі, менший ніж для інших компресорів ККД
Маслозаповнений гвинтовий компресор	API 691	65 – 75	Необхідність застосування нафти в системі циркуляції, більший ніж у компресорів сухого стискування ККД
Гвинтовий компресор сухого стискування	API 691	55 – 70	Не потребує застосування водяної або нафтової циркуляційної системи, незадовільне охолодження, обмежена продуктивність та температура, високий рівень шуму
Поршневий компресор	API 618	80 – 90	Більша продуктивність та тиск, більш складне обслуговування
Пластинчастий компресор	-	40 – 70	Малі капітальні витрати, низька продуктивність

В процесі аналізу умов та ефективності використання окремих типів компресорів встановлено, що найбільш надійними є рідинно-кільцеві та маслозаповнені гвинтові компресори. Газорідинні ежектори є простою та надійною альтернативою традиційним компресорам у випадку наявності для їх приводу газу високого тиску.

Ежекційна система утилізації низьконапірних нафтових газів з нафтових резервуарів (компанія Conoco Inc.) встановлена на свердловинах прибережного шельфу Мексиканської Затоки [13] використовує для приводу струминних насосів водяні відцентрові насоси. Вартість

компонентів системи утилізації у складі поверхневого струминного апарата становить 5–6 тис. дол., а вартість альтернативного компресора – 10-13 тис. дол., тобто вдвічі більша. Основні витрати при обслуговуванні ежекційної системи утилізації пов'язані з вартістю електроенергії, що застосовується для живлення водяного насоса силового приводу. В таблиці 2 наведені значення експлуатаційних витрат пов'язаних з використанням систем утилізації низьконапірного нафтового газу.

Таблиця 2

Експлуатаційні витрати пов'язані з використанням системи утилізації низьконапірного нафтового газу (дол.)

Рік експлуатації	1	2	3	4	5
Продуктивність струминного апарата	141,585 м ³ /добу				
Витрати	1393	1449	1507	1567	2129
Собівартість утилізації нафтового газу – 31,0767 дол./тис.м³					
Продуктивність струминного апарата	424,755 м ³ /добу				
Витрати	3680	3827	3980	4139	4805
Собівартість утилізації нафтового газу – 26,486 дол./тис.м³					
Продуктивність струминного апарата	707,925 м ³ /добу				
Витрати	5966	6205	6542	6711	7479
Собівартість утилізації нафтового газу – 25,426 дол./тис.м³					
Продуктивність альтернативного компресора	850 м ³ /добу				
Витрати	6050	6292	6544	6806	9578
Собівартість утилізації нафтового газу – 45,556 дол./тис.м³					

Суттєве зростання витрат на п'ятому році експлуатації пов'язано з плановим капітальним ремонтом обладнання: додаткових 500 дол. для ежекційних систем та 2500 дол. для альтернативного компресора.

Основні схеми ежекційних систем для утилізації низьконапірного нафтового газу визначаються способом приводу струминного апарата (рис. 1).

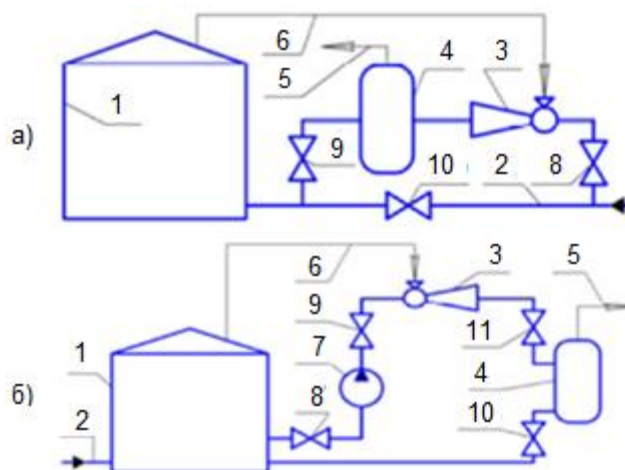


Рис. 1. Ежекційна система утилізації низьконапірного нафтового газу:
а) з приводом струминного насоса від тиску у викидній лінії свердловини;
б) з додатковим силовим приводом

1 – резервуар для зберігання нафти; 2 – нафтопровід; 3 – газорідинний струминний апарат;
 4 – сепаратор; 5 – відповідна труба; 6 – всмоктувальна лінія струминного апарата; 7 – насос;
 8...11 – засувки

Відповідно до схеми рисунка 1 а струминний апарат 3 приводиться в дію потоком нафти, який надходить по викидних лініях свердловин. Внаслідок розрідження створюваного струминним апаратом 3 відбувається відсмоктування низьконапірного нафтового газу, який накопичується у вільному просторі нафтового резервуара 1 внаслідок випаровування. В сепараторі 5 відбувається виділення рідкої фази продукції свердловин, після чого вона повертається в резервуар. Для створення робочого потоку може застосовуватись відцентровий насос 7 (рисунок 1 б), всмоктувальна лінія якого з'єднана з нафтовим резервуаром 1, а напірна – з робочою насадкою

струминного апарата 3. Відцентровий насос 7 подає робочу рідину на робочу насадку струминного апарата 3, який відсмоктує низьконапірний нафтовий газ з нафтового резервуара 1.

Зважаючи на високу швидкість витікання робочого потоку на виході з робочої насадки струминного апарата формується область низького тиску та створюються умови для підсмоктування інжектваного потоку (рис. 2).

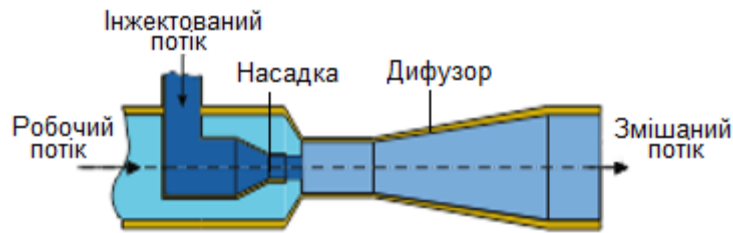


Рис. 2. Принципова схема струминного апарата

На відміну від традиційних ежекційних систем в проточній частині газорідинного струминного апарата відбувається взаємодія нестисливого робочого та стисливого інжектваного потоків. Процес змішування характеризується вирівнюванням профілів швидкостей робочого та інжектваного потоків та відновленням тиску в дифузорі струминного апарата.

Граничні режими експлуатації струминного апарата характеризуються наявністю особливих точок його напірної характеристики (рис. 3).

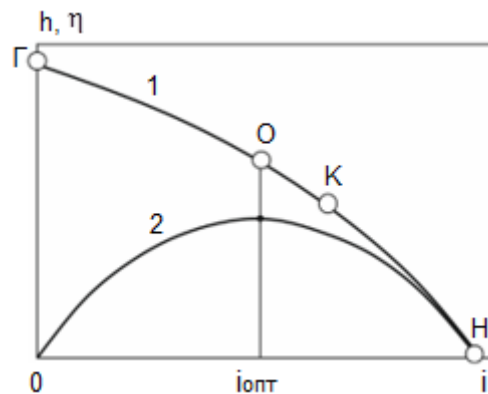


Рис. 3. Напірна (1) та енергетична (2) характеристика струминного апарата

Точка «Г» визначає здатність струминного апарата створювати граничний тиск i характеризується максимальною величиною відносного напору $h=h_{\max}$ та нульовим значенням коефіцієнта інжекції $i=0$. Граничний режим експлуатації струминного апарата визначає максимально допустиму глибину його розміщення в свердловині, мінімальне значення робочої витрати та максимальну величину діаметра робочої насадки. Оптимальний режим роботи струминного апарата характеризує точка «О», коли ежекційна система експлуатується в умовах максимального значення ККД. Даному режиму роботи струминного апарата відповідає оптимальне значення коефіцієнта інжекції $i_{\text{опт}}$. Робота в оптимальному режимі є пріоритетною при реалізації довготривалих технологічних процесів, зокрема, під час безпосереднього газовидобутку. Точка «К» відповідає роботі струминного апарата в кавітаційному режимі. При цьому порушується суцільність потоків в проточній частині струминного апарата, знижується напір та величина ККД. Кавітаційний режим роботи струминного апарата визначає максимально допустиму витрату робочого потоку, мінімально допустиму глибину розміщення в свердловині та мінімальне значення діаметра робочої насадки. Режим нульового напору (точка «Н») відзначається нульовим значенням відносного напору $h=0$ та максимальною величиною коефіцієнта інжекції $i=i_{\max}$. Режим нульового напору реалізується при експлуатації наддолотних ежекційних систем нагнітально-всмоктувального типу та ежекційних уловлювачів шарошок.

Визначимо співвідношення режимних параметрів, які зумовлюють існування та розташування особливих точок на напірній характеристиці струминного апарата. Напірна характеристика струминного апарата для випадку нестисливого робочого та стисливого інжектваного потоку визначається рівнянням [14]:

$$h = \frac{\varphi_1^2}{K_p} \left[2\varphi_2 - (2 - \varphi_3^2) \frac{(1+i)^2}{K_p} \right] \quad (1)$$

де $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ – коефіцієнти швидкостей в характерних перерізах струминного апарата; K_p – основний геометричний параметр струминного апарата.

Максимальний напір струминного апарата відповідає нульовому значенню коефіцієнта інжекції. Після підстановки значення коефіцієнта інжекції $i=0$ в рівняння (1) отримаємо:

$$h_{\max} = \frac{\varphi_1^2}{K_p} \left[2\varphi_2 - \frac{(2 - \varphi_3^2)}{K_p} \right] \quad (2)$$

Режим нульового напору визначається максимальними значеннями коефіцієнта інжекції, яке визначається шляхом підстановки в рівняння (1) величини напору $h=0$.

$$\frac{\varphi_1^2}{K_p} \left[2\varphi_2 - (2 - \varphi_3^2) \frac{(1+i)^2}{K_p} \right] = 0$$

Після розв'язку останнього рівняння відносно величини коефіцієнта інжекції отримаємо:

$$i_{\max} = \sqrt{\frac{2\varphi_2 K_p}{2 - \varphi_3^2}} - 1 \quad (3)$$

Граничні характеристики струминного апарата $h_{\max} = f(K_p)$, $i_{\max} = f(K_p)$ наведені на рис. 4.

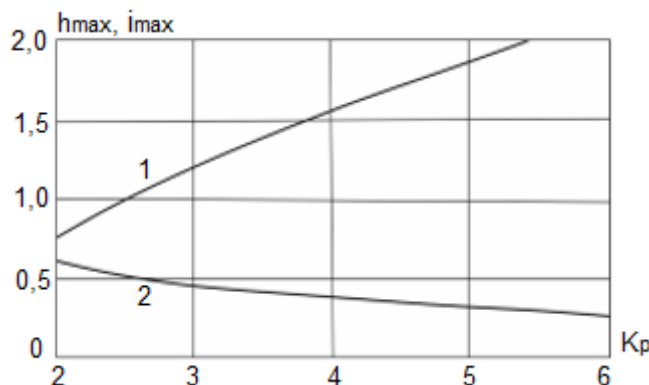


Рис. 4. Граничні характеристики струминного апарата (1 – максимальний коефіцієнт інжекції; 2 – граничний напір)

Відповідно до проведених розрахунків зростання величини основного геометричного параметра струминного апарата викликає зростання максимального коефіцієнта інжекції та зменшення граничного напору ежекційної системи.

ККД струминного насоса визначається за формулою:

$$\eta = \frac{hi}{1-h} \quad (4)$$

Останнє рівняння дозволяє трансформувати напірну характеристику $h = f(i)$ в енергетичну $\eta = f(i)$. Остання залежність має екстремальний характер (крива 2 на рис. 3). Формула (4) дозволяє встановити вплив основного геометричного параметра струминного апарата на величину його максимального ККД (табл. 3).

Таблиця 3

Співвідношення максимального ККД та основного геометричного параметра струминного апарата

K_p	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
η_{\max}	0,213	0,233	0,229	0,218	0,21

Таким чином, максимальні значення ККД струминного апарата відповідають величині його основного геометричного параметра $K_p \approx 3,0$.

Робочі співвідношення відносного напору та коефіцієнта інжекції визначаються значенням тисків та витрат в характерних перерізах ежекційної системи. Відносний напір струминного апарата визначається співвідношенням

$$h = \frac{P_3 - P_i}{P_p - P_i}, \quad (5)$$

де P_3 , P_i , P_p – значення тисків змішаного, інжектваного та робочого потоків.

Тиск змішаного потоку визначається величиною тиску на вході в нафтовий сепаратор струминного апарата. Тиск інжектваного потоку визначаємо враховуючи особливості роботи дихальних клапанів нафтового резервуара. Дихальні клапани розраховують на надлишковий тиск або вакуум в газовому просторі резервуара $20 \times 9,81$ Па. Для попередження виходу нафтових газів в навколишнє середовище приймаємо тиск інжектваного потоку струминного апарата $P_i = 98,1$ Па. Тиск робочого потоку враховуючи схему включення струминного апарата визначаємо за формулою:

$$P_p = \Delta P_{pn} + P_3, \quad (6)$$

де ΔP_{pn} – гідравлічні втрати в робочій насадці струминного апарата.

Враховуючи відому формулу для визначення гідравлічних втрат в робочій насадці запишемо

$$\Delta P_{pn} = \frac{\rho Q_p^2}{2\mu_{pn}^2 f_p^2}, \quad (7)$$

де ρ – густина робочого потоку; Q_p – витрата робочого потоку; μ_{pn} – коефіцієнт витрати робочої насадки; f_p – площа робочої насадки.

Визначення за формулами (5)-(7) відносного напору струминного апарата дозволяє розрахувати величину коефіцієнта інжекції (рис. 5).

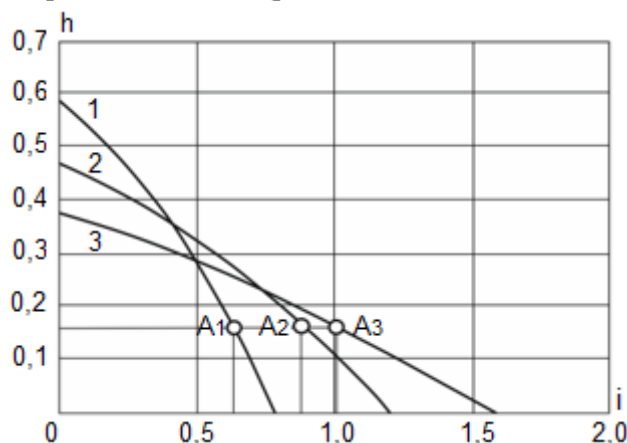


Рис. 5. Визначення продуктивності відсмоктування нафтового газу при використанні струминного апарата з різними значеннями основного геометричного параметра:

$$1 - K_p = 2,0; K_p = 3,0; K_p = 4,0$$

Точки A_1 , A_2 , A_3 визначають режим роботи струминного апарата. Таким чином, продуктивність відсмоктування нафтового газу може регулюватись зміною основного геометричного параметра струминного апарата.

В процесі дослідження кавітаційних характеристик струминного апарата використовуємо закон збереження енергії записаний у вигляді рівняння Бернуллі (рис. 6).

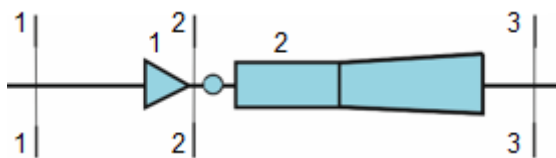


Рис. 6. Гідралічна система струминного апарата (1 – робоча насадка; 2 – камера змішування з дифузorzом)

Переріз 1 – 1 записаний для входу в робочу насадку, а переріз 2 – 2 – для виходу з робочої насадки струминного апарата. Мінімальний тиск в проточній частині струминного апарата відповідає перерізу 2 – 2. Запишемо рівняння Бернуллі для перерізів 1 – 1 та 2 – 2.

$$Z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + h_{1-2} \quad (8)$$

де Z_1, Z_2 – відмітки геометричних положень перерізів 1 – 1 та 2 – 2; P_1, P_2 – значення тисків в перерізах 1 – 1 та 2 – 2; V_1, V_2 – значення швидкостей в перерізах 1 – 1 та 2 – 2; h_{1-2} – втрати напору на ділянці потоку між перерізами 1 – 1 та 2 – 2.

Проаналізуємо рівняння (8).

$Z_1 = Z_2$ – перерізи 1 – 1 та 2 – 2 знаходяться на одному рівні; $h_{1-2} = \Delta P_{pn} / \rho g$, де ΔP_{pn} – втрати тиску в робочій насадці струминного апарата.

Враховуючи записані співвідношення рівняння для визначення мінімального тиску в проточній частині струминного апарата матиме вигляд

$$P_2 = P_1 + \frac{\rho}{2}(V_1^2 - V_2^2) - \Delta P_{pn} \quad (9)$$

Для визначення величини тиску P_1 , значення якого входить в рівняння (9), використовуємо рівняння Бернуллі записане для перерізів 1 – 1 та 3 – 3.

$$Z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = Z_3 + \frac{P_3}{\rho g} + \frac{V_3^2}{2g} + h_{1-3} \quad (10)$$

де Z_3 – відмітка геометричних положень перерізу 3 – 3; P_3, V_3 – значення тисків та швидкостей в перерізі 3 – 3; h_{1-3} – втрати напору на ділянці потоку між перерізами 1 – 1 та 3 – 3.

Проаналізуємо складові рівняння (10).

$Z_1 = Z_3$ – перерізи 1 – 1 та 3 – 3 знаходяться на одному рівні. Втрати напору між перерізами 1 – 1 та 3 – 3 становлять $h_{1-3} = \Delta P_{1-3} / \rho g = (\Delta P_{pn} + \Delta P_n) / \rho g$, де ΔP_n – втрати тиску в напірній лінії струминного апарата. Тоді величину тиску P_1 можна визначити з рівняння

$$P_1 = P_3 + \frac{\rho}{2}(V_3^2 - V_1^2) + \Delta P_{1-3} \quad (11)$$

Запишемо рівняння для визначення тиску P_2 шляхом підстановки останнього рівняння у формулу (9)

$$P_2 = P_3 + \frac{\rho}{2}(V_3^2 - V_2^2) + \Delta P_n \quad (12)$$

Перетворимо рівняння (12) використовуючи очевидні співвідношення

$$V_3 = \frac{4Q_p}{\pi d_n^2}; \quad V_2 = \frac{4Q_p}{\pi d_{pn}^2} \quad (13)$$

де d_n – діаметр напірної лінії.

Внаслідок малої довжини гідралічної втрати в напірній лінії є незначними і ми можемо прийняти $\Delta P_n \approx 0$. Тоді формула для визначення тиску P_2 приймає вигляд:

$$P_2 = P_3 + \frac{8\rho}{\pi^2} Q_p^2 \left(\frac{1}{d_n^4} - \frac{1}{d_{pn}^4} \right) \quad (14)$$

Зменшення величини тиску P_2 до значення тиску насичених парів рідини визначає наявність кавітації в проточній частині струминного апарата (рис. 7).

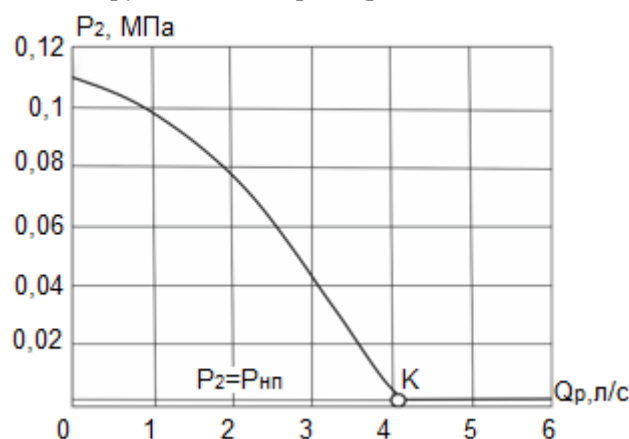


Рис. 7. Залежність тиску на виході з робочої насадки від витрати робочого потоку

Горизонтальна пряма в нижній частині графіка визначає величину тиску насичених парів рідини. Перетин даної прямої з залежністю $P_2 = f(Q_p)$ (точка К) визначає максимальне значення робочої витрати $Q_{p\max}$, перевищення якого відповідає роботі струминного апарата в кавітаційному режимі. Для розглянутих умов максимальне значення робочої витрати відповідно до рис. 7 становить $Q_{p\max} = 4,12$ л/с.

Висновки. На основі аналізу напірно-витратної та енергетичної характеристики газорідного струминного апарата встановлені закономірності зміни режимних параметрів, які відповідають граничним режимам експлуатації ежекційної системи утилізації летючих фракцій вуглеводнів в газовому просторі нафтових резервуарів:

- зміна основного геометричного параметра струминного апарата в діапазоні від 2 до 6 викликає зменшення відносного граничного напору на 57 % та зростання максимального коефіцієнта інжекції на 62,1 %;

- максимальний ККД ежекційної системи відповідає конструкції струминного апарата, величина основного геометричного параметра якого дорівнює 3;

- прогнозування умов забезпечення суцільності потоків в проточній частині струминного апарата може здійснюватись шляхом порівняння фактичної величини тиску на виході з робочої насадки струминного апарата із значенням тиску насичених парів робочої рідини.

Завдання подальших досліджень полягає у дослідній перевірці робочого поля характеристик струминного апарата системи утилізації летючих фракцій вуглеводнів.

Література

1. Flaring Emissions – Analysis – IEA. Tracking report – September 2022. 7 p. <https://www.iea.org/reports/flaring-emission>.
2. Маркевич К., Омельченко В. Глобальні енергетичні тренди крізь призму національних інтересів. Аналітична доповідь (Центр Разумкова). Київ: Заповіт, 2016. 118 с.
3. Паневник О.В. Визначення граничних умов струминного апарата системи утилізації вуглеводнів. Нафтогазова галузь України. 2013. № 3. С. 46–49.
4. Flare Gas Recovery System Market By Capacity (Small, Medium, Large, Very large); Application (Upstream, Downstream, Others) and Region: Global Opportunity Analysis and Industry Forecast, 2021-2030. Allied Market Research. March 2023. Report Code: A15565. <https://www.alliedmarketresearch.com/flare-gas-recovery-system-market-A15565>.
5. Farhan M.M., Al-Jumaily M.M., Al-Muhammadi A.D., Ismail A.S. Development of a New Method for Reducing the Loss of Light Hydrocarbons at Breather Valve of Oil Tanks. Energy Procedia. 2017. Vol. 141. P. 471–478. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.11.061>.
6. Gwangwava N., Motlhabane T., Addo-Tenkorang R., Ogunmuyiwa E.N., Ude A.U., Goriwondo W.M. Root Cause Analysis for Fuel Losses in Bulk Oil Storage Tanks. Proceedings of the International

Conference on Industrial Engineering and Operations Management Pretoria / Johannesburg, South Africa, October 29 – November 1, 2018. P.333–345. <http://ieomsociety.org/southafrica2018/proceedings/>.

7. Leagas T., Seefeldt G., Hoon D. Ejector Technology for Efficient and Cost Effective Flar Gas Recovery. GPA-GCC 24th Annual Technical Conference. Kuwait City, Kuwait, May 10-11, 2016. 10 p.

8. Saker A. A., Hassan H. Z. Study of the Different Factors That Influence Jet Pump Performance. Open Journal of Fluid Dynamics. 2013. Vol.3. No2. Article ID:32658. 6 p. DOI:10.4236/ojfd.2013.32006.

9. Panevnyk D.A. Simulation of a downhole jet-vortex pump's working process. Nafta-Gaz 2021. No. 9. P. 579–586. DOI: 10.18668/NG.2021.09.02.

10. Wu X-F., Li M.-H., Liu H.-L., Tan M.-G., Lu Y.-D. Performance of water-jet pump under acceleration. International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering. 2021. Vol. 13. P. 794-803. <https://doi.org/10.1016/j.ijnaoe.2021.10.004>.

11. Lyubin E.A. Substance of Oil Vapor Recovery Technology Using Ejector System for Vertical Cylindrical Storage Oil Tanks. Middle-East Journal of Scientific Research. 2014. № 21 (1): P.140–143. DOI: 10.5829/idosi.mejsr.2014.21.01.21312.

12. Saadawi H. Ten Years' Experience with Flare Gas Recovery Systems in Abu Dhabi. SPE Annual Technical Conference and Exhibition, New Orleans, Louisiana, USA, September 30 – October 02, 2013. 8 p. Paper Number: SPE-166133-MS. <https://doi.org/10.2118/166133-MS>.

13. Webb W.G. Vapor Jet System: An Alternative Vapor Recovery Method. SPE/EPA Exploration and Production Environmental Conference, San Antonio, Texas, March 7–10, 1993. P. 111–117. Paper Number: SPE-25942-MS. <https://doi.org/10.2118/25942-MS>.

14. Panevnyk D.O. The study on the influence of the injected flow swirling on the characteristics of the jet pump. Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering. 2022. Vol.113. Issue 1. P. 22-30. DOI: <https://doi.org/10.5604/01.3001.0016.0942>.

D. Panevnyk

*Ivano-Frankivsk National Technical
University of Oil and Gas*

STUDY OF HYDRAULIC CHARACTERISTICS OF JET DEVICE FOR PREVENTING EMISSIONS OF LOW-PRESSURE PETROLEUM GAS

The oil reservoir operation is characterized by periodic emissions of low-pressure gas accumulating in its gas space. In the process of analyzing the characteristics of compressors used in petroleum gas utilization systems, the technical and economic advantages of using jet devices to improve the environmental safety of oil reservoirs have been established. Based on the analysis of pressure, energy and cavitation characteristics, the regularities were established for changing the limiting mode parameters of jet device of the low-pressure petroleum gas utilization system in the gas space of oil reservoirs of the hydrocarbon collection and treatment system. The limit pressure mode corresponds to the zero value of the injection coefficient and is determined by the maximum pressure value created by the jet device. An inverse nonlinear dependence of the maximum relative pressure on the main geometric parameter of the jet device is established. An increase in the main geometric parameter of the jet device causes an increase in the maximum injection coefficient by 62.1%. The optimal operation mode of the jet device takes place when it is operated with maximum values of the efficiency factor. The jet device design, the value of the main geometric parameter of which equals 3, ensures its operation in the optimal mode. The cavitation operation mode of the jet device is characterized by a decrease in pressure at the outlet of the working nozzle of the jet device to the pressure value of saturated vapors of the operation environment. The dependence of the minimum pressure in the flow part of the jet device on the flow rate value of the working flow has an inverse non-linear character. The equality between saturated vapors pressure and current liquid pressure determines the maximum permissible flow rate of the working flow during operation in the cavitation mode.

Key words: gas emissions, utilization system, oil reservoir, gas-liquid ejector, operating modes, limiting parameters.

References

1. Flaring Emissions – Analysis – IEA. Tracking report – September 2022. 7 p. <https://www.iea.org/reports/flaring-emission>.
2. Markevych K., Omelchenko V. Hlobalni enerhetychni trendy kriz pryzmu natsionalnykh interesiv. Analitychna dopovid (Tsentr Razumkova). Kyiv: Zapovit, 2016. 118 p.
3. Panevnyk O.V. Vyznachennia hranychnykh umov strumynnoho aparata systemy utylizatsii vuhlevodniv. Naftohazova haluz Ukrainy. 2013. № 3. P. 46–49.
4. Flare Gas Recovery System Market By Capacity (Small, Medium, Large, Very large); Application (Upstream, Downstream, Others) and Region: Global Opportunity Analysis and Industry Forecast, 2021-2030. Allied Market Research. March 2023. Report Code: A15565. <https://www.alliedmarketresearch.com/flare-gas-recovery-system-market-A15565>.
5. Farhan M.M., Al-Jumialy M.M., Al-Muhammadi A.D., Ismail A.S. Development of a New Method for Reducing the Loss of Light Hydrocarbons at Breather Valve of Oil Tanks. Energy Procedia. 2017. Vol. 141. P. 471–478. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.11.061>.
6. Gwangwava N., Motlhabane T., Addo-Tenkorang R., Ogunmuyiwa E.N., Ude A.U., Goriwondo W.M. Root Cause Analysis for Fuel Losses in Bulk Oil Storage Tanks. Proceedings of the International Conference on Industrial Engineering and Operations Management Pretoria / Johannesburg, South Africa, October 29 – November 1, 2018. P.333–345. <http://ieomsociety.org/southafrica2018/proceedings/>.
7. Leagas T., Seefeldt G., Hoon D. Ejector Technology for Efficient and Cost Effective Flar Gas Recovery. GPA-GCC 24th Annual Technical Conference. Kuwait City, Kuwait, May 10-11, 2016. 10 p.
8. Saker A. A., Hassan H. Z. Study of the Different Factors That Influence Jet Pump Performance. Open Journal of Fluid Dynamics. 2013. Vol.3. No2. Article ID:32658. 6 p. DOI:10.4236/ojfd.2013.32006.
9. Panevnyk D.A. Simulation of a downhole jet-vortex pump's working process. Nafta-Gaz 2021. No. 9. P. 579–586. DOI: 10.18668/NG.2021.09.02.
10. Wu X-F., Li M.-H., Liu H.-L., Tan M.-G., Lu Y.-D. Performance of water-jet pump under acceleration. International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering. 2021. Vol. 13. P. 794-803. <https://doi.org/10.1016/j.ijnaoe.2021.10.004>.
11. Lyubin E.A. Substance of Oil Vapor Recovery Technology Using Ejector System for Vertical Cylindrical Storage Oil Tanks. Middle-East Journal of Scientific Research. 2014. № 21 (1): P.140–143. DOI: 10.5829/idosi.mejsr.2014.21.01.21312.
12. Saadawi H. Ten Years' Experience with Flare Gas Recovery Systems in Abu Dhabi. SPE Annual Technical Conference and Exhibition, New Orleans, Louisiana, USA, September 30 – October 02, 2013. 8 p. Paper Number: SPE-166133-MS. <https://doi.org/10.2118/166133-MS>.
13. Webb W.G. Vapor Jet System: An Alternative Vapor Recovery Method. SPE/EPA Exploration and Production Environmental Conference, San Antonio, Texas, March 7–10, 1993. P. 111–117. Paper Number: SPE-25942-MS. <https://doi.org/10.2118/25942-MS>.
14. Panevnyk D.O. The study on the influence of the injected flow swirling on the characteristics of the jet pump. Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering. 2022. Vol.113. Issue 1. P. 22-30. DOI: <https://doi.org/10.5604/01.3001.0016.0942>.