

О.В. Паневникд-р техн. наук
ІФНТУНГ

Визначення граничних умов використання струминного апарата системи утилізації вуглеводнів

УДК 622.691.12

Запропоновано методику розрахунку кавітаційних характеристик струминного апарата системи уловлювання пари нафти і газу у вільному просторі нафтового резервуара. На основі використання рівняння Бернуллі, записаного для характерних перерізів гідравлічної системи, встановлено взаємозв'язок між рівнем нафти в резервуарі і мінімальним тиском у проточній частині струминного апарата. Проведені дослідження дали можливість визначити мінімальний діаметр робочої насадки струминного апарата, що допомагає здійснювати його експлуатацію в докавітаційному режимі.

Предложена методика расчета кавитационных характеристик струйного аппарата системы улавливания паров нефти и газа в свободном пространстве нефтяного резервуара. На основе использования уравнения Бернулли, записанного для характерных сечений гидравлической системы, установлена взаимосвязь между уровнем нефти в резервуаре и минимальным давлением в проточной части струйного аппарата. Проведенные исследования позволили определить минимальный диаметр рабочей насадки струйного аппарата, помогающий осуществлять его эксплуатацию в докавитационном режиме.

The cavitations sensitivity design procedure for oil and gas emissions system jet apparatus in the free space of oil reservoir was provided. Based on the Bernoulli equation, written for specific sections of the hydraulic system, was defined a relationship between the level of oil in the tank and the minimum pressure in the flow of the jet apparatus. The studies provide an opportunity to determine the minimum diameter of the working nozzle jet apparatus that helps make its operation in pre-cavitations condition.

У негерметизованих системах збору та підготовки нафти широкого застосування набули нафтові резервуари, у яких втрати легких фракцій досягають 3 % видобутку продукції зі свердловини [1]. Значні економічні втрати, підвищена вибухопожежонебезпека та забруднення навколишнього середовища зумовили формування у нормативно-законодавчій базі граничних норм викидів вуглеводнів в атмосферу. Захист рівноваги екосистем та сприяння стійкому економічному розвитку є одним із головних пріоритетів VI Рамкової програми ЄС (розділ «Стійкі екосистеми»). Невпинне зростання уваги світової спільноти до проблеми викидів нафтових газів свідчить про актуальність досліджень, спрямованих на підвищення ефективності експлуатації систем утилізації вуглеводнів [2].

Зважаючи на технічну складність регулювання об'єму вільного простору в нафтовому резервуарі, основним способом зменшення викидів залишається відсмоктування продуктів випаровування нафти. Одна з основних схем уловлювання вуглеводнів передбачає використання в складі системи утилізації струминних апаратів [3, 4]. Недолік конструкції ежекційних систем полягає у необхідності використання автономного приводу струминного апарата у вигляді відцентрового насоса. У конструкції ежекційної системи, розробленої Івано-Франківським національним технічним університетом нафти і газу, привід

струминного апарата здійснюється за рахунок енергії стовпа нафти в резервуарі (рис. 1) [5]. У роботі [6] приведено теоретичне обґрунтування робочого процесу ежекційної системи, що базується на визначенні тисків у характерних перерізах струминного апарата та виведенні рівняння характеристик гідравлічної системи з подальшим розрахунком параметрів робочої точки насосної установки. Границі використання розробленої математичної моделі обмежені збереженням неперервності потоку в гідравлічній системі струминного апарата. Висока ймовірність порушення суцільності потоку та виникнення кавітаційних явищ у запропонованій гідравлічній системі потребує уточнення області використання методики розрахунку струминного апарата з «гідростатичним» приводом.

Метою досліджень, результати яких приведено в статті, було визначення кавітаційних характеристик струминного апарата системи утилізації вуглеводнів та розрахунок граничних конструкторських та режимних параметрів, що забезпечують його ефективну експлуатацію.

Кавітаційні властивості струминного насоса визначають один із граничних режимів його роботи і мають безпосередній вплив на величину таких граничних параметрів, як максимальна витрата робочого потоку та мінімальний діаметр отвору робочої насадки. У струминному насосі кавітація виникає переважно в струминному приграничному

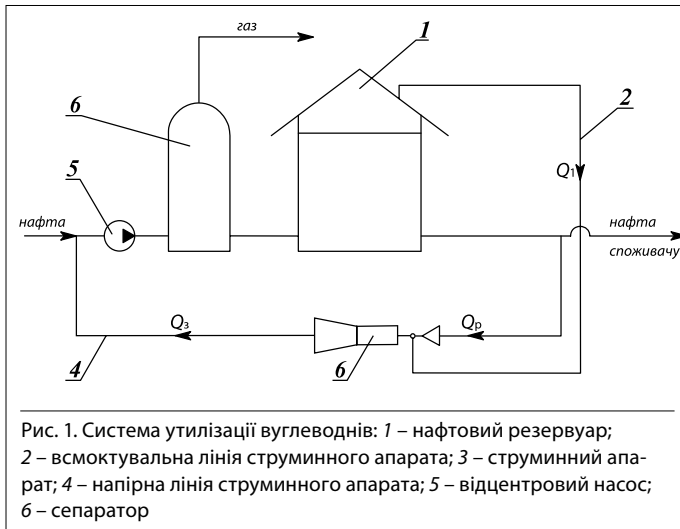


Рис. 1. Система утилізації вуглеводнів: 1 – нафтовий резервуар; 2 – всмоктувальна лінія струминного апарата; 3 – струминний апарат; 4 – напірна лінія струминного апарата; 5 – відцентровий насос; 6 – сепаратор

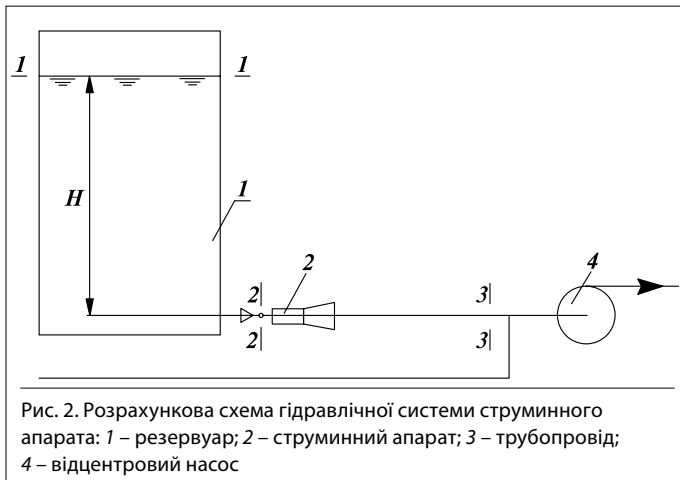


Рис. 2. Розрахункова схема гідравлічної системи струминного апарата: 1 – резервуар; 2 – струминний апарат; 3 – трубопровід; 4 – відцентровий насос

шарі на межі поділу робочого й інжектваного потоків, де внаслідок інтенсивного вихроутворення в камері змішування формуються зони мінімального тиску [7]. Унаслідок інтенсивного виділення парогазових бульбашок процес змішування порушується і напір насоса різко зменшується. Парогазові бульбашки концентруються у струминному приграничному шарі і тільки в поодиноких випадках заповнюють увесь переріз камери змішування. Тому в струминних насосах проточна частина менше піддається кавітаційному руйнуванню, ніж у лопаткових гідромашинах, що зменшує імовірність виникнення кавітаційного режиму роботи пристрою.

Дослідженням руху рідини в проточній частині струминного насоса встановлено, що виникнення кавітації найбільш імовірно в двох областях: на виході робочого потоку з насадки і у вхідному перерізі інжектваного потоку в камері змішування. Під час проведення розрахунку режиму роботи струминного насоса необхідно враховувати ту його ділянку проточної частини, де першочергово починаються кавітаційні явища. Враховуючи, що наперед не відомо, на якій ділянці струминного апарата за даних умов його роботи першочергово виникає кавітація, у кожному конкретному випадку необхідно визначити кавітаційні параметри як

робочої насадки, так і камери змішування. Завдання дослідження кавітаційних характеристик спрощується у випадку застосування струминного апарата системи утилізації вуглеводнів. Робочим середовищем є нафта, а інжектванним – газ, унаслідок чого на практиці може бути реалізовано виключно кавітаційний режим робочої насадки.

У процесі дослідження кавітаційних властивостей струминного апарата використовуємо закон збереження енергії в характерних перерізах ежекційної системи. Дослідження кавітаційних характеристик передбачає визначення витрати рідини в гідравлічній системі струминного апарата.

Запишемо рівняння Бернуллі для перерізів 1–1 та 3–3 (рис. 2):

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} = z_3 + \frac{p_3}{\rho g} + \alpha_3 \frac{V_3^2}{2g} + h_{1-3}, \quad (1)$$

де z_1, z_3 – відмітки геометричних положень перерізів що розглядаються; p_1, p_3 – значення тисків в перерізах 1–1 та 3–3 відповідно; ρ – густина нафти; g – прискорення вільного падіння; V_1, V_3 – швидкості руху потоку; α_1, α_3 – коефіцієнти нерівномірності розподілу швидкостей; h_{1-3} – гідравлічні втрати в потоці рідини між перерізами 1–1 та 3–3.

Зважаючи на особливості розрахункової схеми, проаналізуємо складові рівняння (1).

Вихідні дані для аналізу рівняння (1) мають вигляд:

$$\begin{aligned} z_1 &= H; p_1 = p_r; V_1 = 0; \\ z_3 &= 0; p_3 = p_k, \end{aligned} \quad (2)$$

де p_r – величина тиску на вільну поверхню нафти в резервуарі; p_k – кавітаційний запас тиску відцентрового насоса.

Нижче наведено пояснення щодо вибору вихідних даних (2).

Відповідно до розрахункової схеми, геометрична відмітка перерізу 1–1 визначається висотою розміщення рівня нафти в резервуарі H . Величина тиску p_1 характеризується тиском газу на вільну поверхню нафти в резервуарі. Швидкість руху нафти на поверхні резервуара є малою, оскільки площа перерізу 1–1 суттєво перевищує площу перерізу трубопроводу. Геометрична відмітка z_3 , враховуючи, що площа порівняння проведена через вісь трубопроводу, набуває нульових значень. Величину тиску в перерізі 3–3 приймаємо з урахуванням необхідного для нормальної роботи відцентрового насоса мінімального паспортного значення. Тоді рівняння (1) має вигляд:

$$H + \frac{p_r}{\rho g} = \frac{p_k}{\rho g} + \alpha_3 \frac{V_3^2}{2g} + h_{1-3}. \quad (3)$$

Остання складова рівняння (3) визначається сумарною втратою напору в робочій насадці струминного апарата h_p та лінійній частині трубопроводу $h_{тр}$. Втрати напору в робочій насадці визначаємо за формулою [8]:

$$h_p = \frac{\Delta p_p}{\rho g} = \frac{Q^2}{2\mu_{рн}^2 f_{рн}^2 g} = \frac{8}{\pi^2} \frac{Q^2}{\mu_{рн}^2 g d_{рн}^4}, \quad (4)$$

де Δp_p – втрати тиску в робочій насадці; $\mu_{рн}$ – коефіцієнт

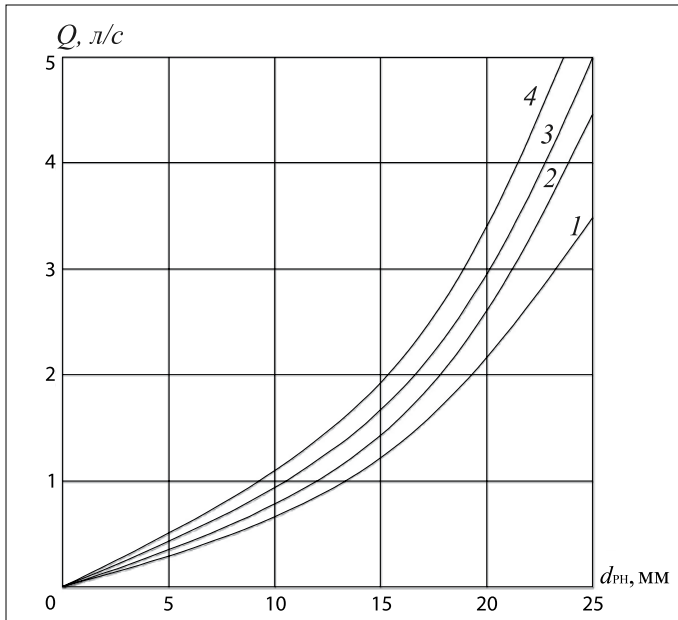


Рис. 3. Залежність витрати від діаметра робочої насадки струминного апарата для різних рівнів нафти в резервуарі: 1 – 8 м; 2 – 10 м; 3 – 11 м; 4 – 12 м

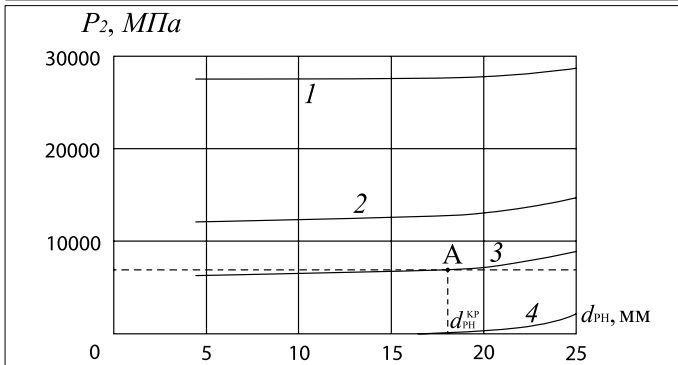


Рис. 4. Залежність тиску в камері змішування струминного апарата від діаметра робочої насадки для різних рівнів нафти в резервуарі: 1 – 8 м; 2 – 10 м; 3 – 11 м; 4 – 12 м

витрати робочої насадки; $f_{рн}$ – площа перерізу робочої насадки; $d_{рн}$ – діаметр робочої насадки.

Втрати напору в лінійній частині трубопроводу визначаємо з урахуванням формули Дарсі–Вейсбаха [9]:

$$h_{тр} = \lambda \frac{l_{тр}}{d_{тр}} \frac{V_{тр}^2}{2g} = \frac{8}{2} \frac{\lambda_{тр} Q^2}{g d_{тр}^5}, \quad (5)$$

де λ – коефіцієнт лінійного гідравлічного опору; $l_{тр}$, $d_{тр}$ – довжина та діаметр трубопроводу відповідно; $V_{тр}$ – швидкість руху нафти в трубопроводі.

У процесі здійснення перетворень (5) враховано зв'язок між швидкістю та витратою потоку.

Визначення коефіцієнта λ передбачає стандартну процедуру розрахунку швидкості руху рідини, числа Рейнольдса, границь турбулентних зон та встановлення їх типу.

Враховуючи рівняння (4) та (5), формула для визначення втрати напору на ділянках між перерізами 1–1 і 3–3 набуває вигляду:

$$h_{1,3} = \frac{8}{\pi^2 g} \left(\frac{1}{\mu_{рн}^2 d_{рн}^4} + \frac{\lambda_{тр}}{d_{тр}^5} \right) Q^2 \quad (6)$$

Після заміни швидкості на витрату та підстановки формули (6) у рівняння (3) запишемо:

$$H + \frac{P_{\Gamma}}{\rho g} = \frac{P_{к}}{\rho g} + \alpha_3 \frac{8Q^2}{\pi^2 g d_{тр}^4} + \frac{8}{\pi^2 g} \left(\frac{1}{\mu_{рн}^2 d_{рн}^4} + \frac{\lambda_{тр}}{d_{тр}^5} \right) Q^2. \quad (7)$$

Розв'язок рівняння (7) дає змогу визначити витрату потоку через проточну частину струминного апарата:

$$Q = \left(\frac{\rho g h + P_{\Gamma} - P_{к}}{\frac{8\rho}{\pi^2} \left(\frac{\alpha_3}{d_{тр}^4} + \frac{1}{\mu_{рн}^2 d_{рн}^4} + \frac{\lambda_{тр}}{d_{тр}^5} \right)} \right)^{0,5}. \quad (8)$$

Зважаючи на залежність коефіцієнта λ від витрати Q , розв'язання рівняння (8) передбачає застосування методу послідовних наближень.

Графічне зображення рівняння (8) приведено на рис. 3. Витрата через проточну частину струминного апарата пропорційна діаметру робочої насадки та висоті рівня нафти в резервуарі.

Дослідження кавітаційних характеристик зумовлює необхідність порівняння тиску на виході робочої насадки струминного апарата з величиною тиску насичених парів нафти. Значення тиску на виході робочої насадки струминного апарата можна обчислити за допомогою рівняння Бернуллі, записаного для перерізів 1–1, 2–2 (див. рис. 2).

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2g} + h_{1-2}. \quad (9)$$

На відміну від рівняння (1), остання складова формули (9) визначає втрати напору виключно в насадці струминного апарата.

Останнє рівняння може бути спрощене за допомогою очевидних співвідношень

$$z_1 = H; p_1 = p_{\Gamma}; V_1 = 0; z_2 = 0.$$

Тоді, враховуючи співвідношення для визначення втрат напору в робочій насадці струминного апарата (рівняння (4)), отримаємо формулу для визначення мінімального тиску ежекційної системи

$$p_2 = \rho g H + p_{\Gamma} - \left(\alpha_2 + \frac{1}{\mu_{рн}^2} \right) \frac{8\rho Q^2}{\pi^2 d_{рн}^4}. \quad (10)$$

Рівняння (10) дає змогу визначити ймовірність кавітаційної роботи струминного апарата шляхом порівняння величини тиску p_2 із значенням тиску насичених парів нафти $p_{нп}$ для заданої температури. Нормальна робота струминного апарата, очевидно, відповідає умові $p_{\Gamma} > p_{нп}$.

Графічне зображення рівняння (10) приведено на рис. 4. Робота струминного апарата в кавітаційному режимі можлива, коли рівень нафти в резервуарі становить $H=12$ м (крива 4). Крім того, кавітаційний режим роботи струминного апарата реалізується для випадку, коли рівень нафти в резервуарі становить $H=11$ м (крива 3), а діаметр робочої насадки не перевищує величини $d_{\text{рн}}^{\text{кр}}=16,5$ мм (точка А на кривій 3, рис. 4).

Ураховуючи взаємозв'язок між витратою та діаметром робочої насадки для цієї гідравлічної системи, доцільно визначати критичне співвідношення цих параметрів або, зважаючи на структуру рівняння (10), критичне

$$\text{кавітаційне число } x_{\text{кр}} = \frac{Q^2}{d_{\text{рн}}^4}.$$

Проведені дослідження дають змогу розв'язувати пряму та зворотню задачі, які полягають у визначенні критичного рівня нафти в резервуарі або критичного діаметра робочої насадки. Отримані результати визначають границі використання струминного апарата системи утилізації вуглеводнів із «гідростатичним» приводом. Завданням подальших досліджень є дослідна перевірка отриманих результатів.

Список літератури

1. **Лутошкин Г.С.** Сбор и подготовка нефти, газа и воды / Г.С. Лутошкин. – М.: Недра, 1977. – 192 с.
2. **Хохлов В.А.** Применение струйных насосов для утилизации нефтяных газов / В.А. Хохлов // Нефтяное хозяйство. – 2005. – № 3. – С. 104–105.
3. **Донец К.Г.** Гидроприводные струйные компрессорные установки / К.Г. Донец. – М.: Недра, 1990. – 174 с.

4. **Тарасов М.Ю.** Разработка и промышленные испытания технологии утилизации низконапорного нефтяного газа с помощью струйных компрессоров / М.Ю. Тарасов, А.А. Зобнин, А.Б. Зырянов, В.Е. Панов // Нефтяное хозяйство. – 2009. – № 2. – С. 43–45.

5. **Паневник О.В.** Підвищення екологічної безпеки в ході експлуатації нафтових резервуарів / О.В. Паневник // Науковий вісник. – 2009. – № 1 (19). – С. 36–40.

6. **Паневник О.В.** Визначення режиму роботи гідравлічної системи уловлювання парів вуглеводнів / О.В. Паневник // Науковий вісник. – 2010. – № 1 (23). – С. 143–146.

7. **Лямаев Б.Ф.** Гидроструйные насосы и установки / Б.Ф. Лямаев. – Л.: Машиностроение, 1988. – 256 с.

8. **Рабинович Н.Р.** Инженерные задачи механики сплошной среды в бурении / Н.Р. Рабинович. – М.: Недра, 1989. – 270 с.

9. **Кулінченко В.Г.** Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід / В.Г. Кулінченко. – К.: Інкос, 2006. – 616 с.

Автор статті



Паневник Олександр Васильович

Завідувач кафедри нафтогазової гідромеханіки Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу, доктор технічних наук, професор. Основний напрям наукових досліджень – дослідження та розробка свердловинних ежекційних систем для буріння та експлуатації нафтогазових свердловин, математичне моделювання робочого процесу вибійних струминних насосів, визначення граничних умов експлуатації свердловинних ежекційних систем.

ПЕРЕДПЛАТА



Шановні читачі!

Нагадуємо,
що передплатити журнал
«Нафтогазова галузь
України» Ви можете через
відділення зв'язку України.
Передплатний
індекс 74332