

Наука — виробництву

УДК 66.045.7

DOI: 10.31471/1993-9973-2018-2(67)-53-61

УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ ВИХРОВИХ ТРУБ ДЛЯ ПІДГОТОВКИ ПРИРОДНОГО ГАЗУ

О.Р. Кондрат, А.Д. Гутак

ІФНТУНГ; м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. +380 50 2004921,
e-mail: kondrat@nung.edu.ua, agutak@outlook.com

Досліджено процес температурного розділення потоку газу у вихровій трубі. Запропоновано удосконалену математичну модель вихрової труби. За допомогою чисельних методів досліджено умови виникнення явища ежектування у вихровій трубі. Встановлено характер впливу геометричних розмірів вихрової труби на її термодинамічну ефективність. На основі запропонованої математичної моделі розроблено методику розрахунку геометричних параметрів вихрової труби (діаметра сопла, діафрагми та розмірів конусного регулятора), а також часток потоків для отримання необхідних ефектів нагрівання і охолодження газу при відомому відношенні вхідного і вихідного тисків.

Ключові слова: природний газ, низькотемпературна сепарація, вихрова труба, ефект Ранка, турбулентність, енергетичне розділення, гідродинаміка, моделювання.

В работе исследован процесс температурного разделения потока газа в вихровой трубе. Предложена усовершенствованная математическая модель вихровой трубы. С помощью численных методов исследованы условия возникновения явления эжектирования в вихровой трубе. Определен характер влияния геометрических размеров вихровой трубы на ее термодинамическую эффективность. Основываясь на предложенной математической модели, разработана методика расчета геометрических параметров вихровой трубы (диаметра сопла, диафрагмы и размеров конусного регулятора), а также долей потоков для получения необходимых эффектов нагревания и охлаждения газа при известном соотношении входящего и исходящего давлений.

Ключевые слова: природный газ, низкотемпературная сепарация, вихревая труба, эффект Ранка, турбулентность, энергетическое разделение, гидродинамика, моделирование.

The process of temperature flow separation of gas in vortex tube is studied. The enhanced mathematical model of vortex tube has been proposed. With the help of various methods the conditions for the ejection event in vortex tube has been researched. The influence of several geometrical parameters on thermodynamic efficiency of vortex tube has been defined. Based on the proposed mathematical model, a new method of calculation the geometrical parameters (nozzle diameter, diaphragm diameter, sizes of conical valve) and the degree of flow, which are needed to obtain the requested cooling and heating effects depending on the available pressure ratio, has been developed.

Keywords: natural gas, low-temperature separation, vortex tube, Ranque effect, turbulence, energy separation, hydrodynamics, model analysis.

Вступ

Установки підготовки природного газу призначені для відокремлення із продукції газових та газоконденсатних свердловин вільної рідини (вуглеводневого конденсату, пластової води, розчину інгібіторів), механічних домішок та осушення газу шляхом вилучення з нього водяної пари і важких вуглеводнів (фракції C5+). Сухий природний газ, що подається в магістральні газопроводи, повинен відповідати вимогам технічних умов [1], згідно з якими точка роси газу за вологою, приведена до тиску 4,0 МПа, повинна складати не вище мінус 5 °С у зимовий період та мінус 3 у літній, або типо-

вій угоді [2], за якою точка роси газу за вологою, приведена до тиску 4,0 МПа, повинна складати не вище мінус 8 °С. Також при транспортуванні газу трубопроводами слід приділяти увагу точці роси за вуглеводнями. Конденсація вуглеводневої рідини у трубопроводах призводить до збільшення втрат тиску, зміни режиму течії на пульсуючий, гідравлічних ударів. Щоб уникнути випадання рідини у системі, точка роси за вуглеводнями повинна бути нижчою за робочі умови у трубопроводі.

Для доведення газу до необхідних кондицій використовують ряд методів, таких як низькотемпературна сепарація, абсорбційне та

адсорбційне осушування, мембранна технологія, технологія Twister та ін. Однак багато з цих процесів технологічно складні і тому переважно реалізуються на великих установках підготовки газу. Використання інших методів і пристроїв (турбодетандерів, хвильових детандерів, пульсаційних осушувачів, холодильних машин) потребує великих енергетичних та матеріальних витрат, додаткового обслуговуючого персоналу. Їх застосування на звичайних установках підготовки газу також економічно та технічно недоцільне. Тому виникає потреба у пошуку альтернативних технологій, які б забезпечували необхідну якість підготовки природного газу до транспортування з максимальною ефективністю та мінімальними витратами енергоресурсів.

До перспективних методів промислового підготовки природного газу з використанням його власної енергії відноситься використання в системі підготовки газу вихрових труб.

При вивченні технічної та наукової літератури було з'ясовано, що переважна більшість досліджуваних іншими авторами вихрових труб не призначалась для використання у нафтогазовій промисловості. Тому багато з опублікованих експериментів та досліджень проводилась в умовах, що принципово відрізняються від тих, які мають місце на установках підготовки природного газу. Майже відсутні дані про експлуатацію вихрових труб за високими вхідних та вихідних тисків (порядку 2 – 10 МПа), великих витрат газу (десятки тисяч кубічних метрів за добу), малих коефіцієнтів розширення газу. У зв'язку з цим досить складно простежити залежність основних характеристик вихрового ефекту від технологічних параметрів установки низькотемпературної сепарації газу на широкому діапазоні вхідних температур та відношень вхідного і вихідного тисків. Відсутність повної картини цього явища значно ускладнює отримання залежностей, необхідних для проектування конструкції вихрових труб, а також розрахунку робочих параметрів їх роботи в умовах установки низькотемпературної сепарації газу.

Тому актуальним є поглиблене дослідження та удосконалення технології використання вихрових труб при промисловому підготовленні природного газу та методів їх розрахунку.

Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень і публікацій

Сучасні дослідження дво- та трипотоківих вихрових труб на установках низькотемпературної сепарації газу проводились Рябовим А.П. [3], Гусевим А.П. [4], Жидковим та ін. [5, 6, 7]. Інша система з використанням трипотоківих вихрової труби була впроваджена німецькими дослідниками М. Lorey, К. Thomas та ін. [8]. Основну увагу вони приділяли сепараційній здатності вихрових труб та компонентному розділенню у природному та нафтовому газі.

Вищезгадані дослідники проводили випробування на єдиних конструкціях вихрових труб,

тобто їх геометричні параметри під час всіх експериментів залишались незмінними. Варто також зазначити, що дослідно-промислово випробування та експлуатація даних вихрових труб проводилась на обмеженому діапазоні тисків та температур. Це пояснюється неможливістю забезпечення широкого діапазону параметрів в умовах установки низькотемпературної сепарації газу де, з одного боку тиск та температура задаються режимом роботи свердловини, а з іншого – умовами магістрального газопроводу.

Через складність процесу та відсутність методів газодинамічного розрахунку параметрів потоку у вихровій трубі попередні дослідники за основу для конструкторського розрахунку вихрових труб брали дослідні дані, оброблені відповідно до вибраної схеми. Нижче розглянемо найбільш відомі з них.

Метод геометричної подібності [9] дозволяє за допомогою вибраної еталонної вихрової труби та заданої витрати газу визначити основні геометричні розміри шляхом пропорційного перерахунку. Недоліком цієї методики є те, що за іншої витрати газу, тиску, ступеня розширення або виду газу її недоцільно застосовувати.

Інший метод, представлений у [10], полягає у застосуванні узагальнених характеристик, побудованих за результатами дослідження вихрової труби діаметром $D = 33$ мм при ступені розширення робочого повітря $\pi = 3 \div 6$. Вихідними даними для проведення розрахунку за цією методикою є необхідна температура холодного потоку та його холодостворююча здатність. Тиск холодного потоку приймається рівним атмосферному. Задається початкове значення масової частки холодного потоку. За результатами теплотехнічних розрахунків знаходять масову витрату холодного потоку, необхідний ефект охолодження та необхідну температурну ефективність. За узагальненою характеристикою визначають для заданих параметрів масову частку холодного потоку та повторюють ітерації. Потім визначають площу поперечного перерізу сопла (сопел) та діаметр вихрової труби. У випадку роботи на вологому повітрі або за тиску холодного потоку нижчому атмосферного вводиться поправка. Також вводиться поправка на масштаб вихрової труби по відношенню до діаметра $D = 33$ мм.

Недолік методики із [10] стосовно низькотемпературної сепарації природного газу полягає у тому, що ця методика не призначена для розрахунку вихрових труб з протитиском на холодному та гарячому потоках. Крім того, в цій методиці не враховується зниження температури вхідного потоку газу внаслідок дроселювання на соплах. Це пов'язано з використанням авторами цієї методики повітря як робочого агента за низького вхідного тиску. За таких умов його можна вважати ідеальним газом, в якому ефект Джоуля-Томсона відсутній.

Не можна залишити без уваги методику розрахунку вихрових труб, складену на основі гіпотези, опублікованої А.Ф. Гуцолом. Розра-

хункові дані, отримані за цією залежністю, близькі до експериментальних даних, наведених у [10]. Для цієї методики характерні ті ж недоліки, що і для методики в [10].

Ще одна методика розрахунку вихрових труб наведена у [11]. Ця методика була перевірена її авторами та показала досить непогану збіжність з експериментальними даними. Недоліком є те, що частка холодного потоку вважається константою та дорівнює $\mu = (d/D)^2$.

В усіх проаналізованих методиках приймається, що діаметр діафрагми вихрової труби є рівним меншому діаметру кільцевого отвору на виході гарячого потоку, тобто фіксується відношення площ F_h/F_c . Крім того, жодна з цих методик не враховує можливість виникнення режиму ежектування та не дозволяє проводити розрахунки для такого випадку.

Для промислового впровадження технології підготовки природного газу з використанням вихрових труб необхідно мати змогу розрахувати їх конструкцію та технологічні параметри експлуатації. Однак через відсутність загальноновизнаної фізичної моделі ефекту Ранка це важко зробити.

У цій роботі пропонується за допомогою математичної моделі проаналізувати параметри вихідних потоків вихрової труби та оцінити ефективність роботи вихрової труби за заданих вхідних умов. Наявність адекватної математичної моделі дозволяє провести безліч чисельних експериментів для визначення взаємозв'язку основних геометричних та термодинамічних параметрів, особливо в умовах обмеженості регулювання технологічних параметрів на установках підготовки газу.

Мета роботи полягає у розробленні методики розрахунку геометричних розмірів та термодинамічних параметрів вихрової труби в умовах роботи у складі установки підготовки природного газу, використовуючи запропоновану математичну модель вихрової труби.

Висвітлення основного матеріалу

Чисельне моделювання процесів, що проходять у вихровій трубі, є досить складним завданням, оскільки маємо справу з розрахунком сильно завихреного, нестабільного, стисливого турбулентного потоку. Крім того, задача ускладнюється наявністю значного градієнту температури у радіальному напрямку, а, значить, рівняння руху газу тісно пов'язується з рівнянням збереження енергії. Усе це потребує особливої уваги при виборі основних рівнянь, алгоритмів розв'язку, моделі турбулентності.

У цій роботі була досліджена тривимірна нестационарна турбулентна течія реального газу. Основні рівняння, які її описують наведені нижче [12].

Закон збереження маси:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u) = 0, \quad (1)$$

де ρ – густина газу,
 u – вектор швидкості,
 t – час.

Закон збереження моменту:

$$\frac{\partial (\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u u) = -\nabla p + \nabla \tau, \quad (2)$$

де p – статичний тиск,
 τ – тензор напружень.

Закон збереження енергії:

$$\frac{\partial (\rho h_0)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u h_0) = \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\lambda \nabla T) - \nabla \cdot (\tau \cdot u), \quad (3)$$

де T – температура газу,
 λ – коефіцієнт теплопровідності газу,
 h_0 – питома повна ентальпія газу.

Питома повна ентальпія газу визначається наступним чином:

$$h_0 = h + \frac{1}{2}(u^2 + v^2 + w^2), \quad (4)$$

де h – питома статична ентальпія,
 u, v, w – компоненти вектору швидкості у Декартовій системі координат.

У даній гідродинамічній моделі для опису властивостей газу ми вперше використали кубічне рівняння стану Пенга-Робінсона [13], яке має наступний вигляд:

$$p = \frac{RT}{V-b} - \frac{a \alpha(T)}{V^2 + 2bV - V^2}, \quad (5)$$

де p – тиск газу,
 T – температура газу,
 V – питома об'єм газу,
 R – універсальна газова стала,
 $\alpha(T)$ – температурна функція.

Коефіцієнти a і b цього рівняння визначаються наступним чином:

$$a = 0,45724 \frac{R^2 T_c^2}{p_c}, \quad (6)$$

$$b = 0,0778 \frac{RT_c}{p_c}, \quad (7)$$

де p_c – критичний тиск,
 T_c – критична температура.

Пенг та Робінсон запропонували наступну залежність для визначення температурної функції $\alpha(T)$:

$$\alpha(T) = \left[1 + m \left(1 - \sqrt{\frac{T}{T_c}} \right) \right]^2, \quad (8)$$

де параметр m залежить від фактору ацентричності молекул наступним чином:

$$m = 0,379642 + 1,485036\omega - 0,1644\omega^2 + 0,016667\omega^3. \quad (9)$$

Окремою особливістю є процес моделювання турбулентних потоків, основною рисою яких є хаотичність. У будь-якій точці потоку швидкість та інші параметри потоку є випадковими величинами, що не дає можливості для формулювання початкових умов для системи диференціальних рівнянь Нав'є-Стокса. Тому для передбачення ефектів турбулентності були створені моделі турбулентності. Попередніми дослідниками були зроблені спроби використати різні моделі для опису процесів у вихрових трубах. Серед них використовувались k - ϵ модель, RSM та ASM моделі, RNG k - ϵ модель, k - ω

модель [14 – 17]. За кожною з цих моделей були отримані різні результати. Не зважаючи на отримані траєкторії потоку, схожі до реальних у вихровій трубі, інші характеристики (наприклад, $\Delta T_c = f(\mu)$, $\Delta T_h = f(\mu)$) не співпадали з експериментальними даними.

Модель LES (Large Eddy Simulation) є найбільш близькою за точністю розв'язку до DNS. Для цієї моделі необхідна більш дрібна розрахункова сітка, ніж зазвичай потрібна для RANS моделі. Швидкість розрахунку LES моделі знаходиться між RANS моделлю та прямим розв'язуванням. Особливістю LES моделі є те, що проводиться пряме розв'язування для великих вихрових структур, а малі вихори моделюються.

Тому у цій роботі для моделювання процесів, що проходять у вихровій трубі, була використана LES модель турбулентності.

Для розрахунку математичної моделі процесу був використаний програмний пакет ANSYS CFX. Він відноситься до обчислювальних гідродинамічних програм загального призначення та поєднує в собі найновіші алгоритми з потужними пре- та постпроцесорами. Пакет ANSYS CFX дозволяє розв'язувати стаціонарні та нестаціонарні задачі, задачі з ламінарними та турбулентними потоками, задачі з дозвуковою та звуковою швидкістю потоку, задачі з багатофазними потоками.

Для використання обраної моделі турбулентності була спроектована 3D модель досліджуваного об'єкту – порожнина вихрової труби [18], яка в подальшому була доповнена елементами вихідних патрубків холодного та гарячого потоків, а також гільзою термометра на патрубок для виходу холодного потоку. Для створення розрахункової геометричної моделі була використана система автоматизованого проектування Autodesk Inventor Professional 2018. Загальний вигляд створеної геометричної 3D моделі після імпорту у модуль DesignModeler пакету ANSYS 17.0 зображено на рис. 1.

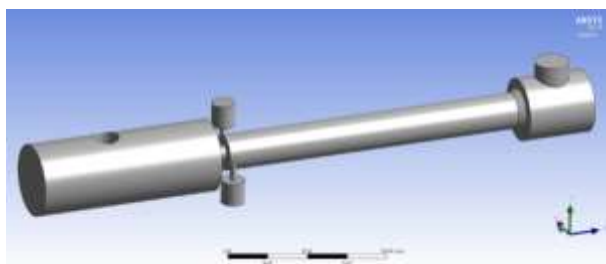


Рисунок 1 – Геометрична модель досліджуваної області

Основні геометричні розміри створеної моделі наступні:

- діаметр трубки $D = 23$ мм;
- діаметр діафрагми $d = 10$ мм;
- діаметр сопел $d_n = 4$ мм;
- довжина трубки $L = 200$ мм;
- діаметр холодного патрубка $D_c = 23$ мм;
- діаметр вихідного патрубка холодного потоку 46 мм;
- діаметр вихідного патрубка гарячого потоку 22 мм.

Сопла розміщені тангенціально до вихрової камери, а їх кількість складає 2 шт.

Для складеної математичної моделі граничні умови (рис. 2) відрізнялись від тих, які використовувались іншими авторами. У нашому випадку граничні умови були задані таким чином, щоб якнайближче відповідати реальним умовам експлуатації та регулювання вихрової труби в системах підготовки природного газу. Відмінність полягає у тому, що витрата гарячого потоку не задається як в існуючих моделях, а регулюється за допомогою переміщення конусного регулятора з певним кроком. Статичний тиск, у свою чергу, був заданий однаково як на холодному, так і на гарячому виходах, що відповідає реальним умовам підключення вихрової труби на установці низькотемпературної сепарації газу.

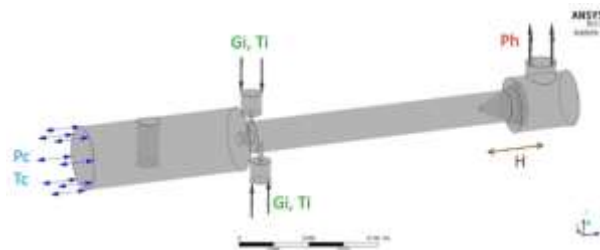


Рисунок 2 – Граничні умови CFD моделі

На поверхні гільзи термометра в умовах турбулентної течії утворюється пристінковий шар флюїду, температура якого близька до статичної. Тому температура газу, обчислена на виході холодного та гарячого потоків, може значно відрізнитись від температури газу, реально заміряної через гільзу термометра. Щоб врахувати це, температура холодного потоку обчислювалась не одразу на виході з діафрагми, як у існуючих моделях інших авторів, а як середнє арифметичне по площі поверхні гільзи термометра.

Додатково слід звернути увагу, що на холодному виході була задана умова «opening», тобто відкритий, яка дозволяє рух потоку як із вихрової труби, так і всередину. Така додаткова гранична умова дозволяє дослідити виникнення режиму ежектування, що може спостерігатися при експлуатації вихрової труби.

Отже, граничні умови для досліджуваної системи мали такий вигляд:

- масова витрата газу на кожному вході у вихрову трубу $G_i = 0,17$ кг/с;
- температура газу на кожному вході у вихрову трубу $T_i = \{20; 15; 10; 5; 0; \text{мінус } 5; \text{мінус } 10; \text{мінус } 15; \text{мінус } 20\}$ °С;
- статичний тиск на виході холодного та гарячого потоків $P_c = P_h = \{4,7; 4,2; 3,7; 3,2\}$ МПа;
- температура зворотного потоку на холодному виході $T_c = -20$ °С.

Осьове зміщення конусного регулятора задавалось наступними значеннями відносно закритого положення: $H = \{0,2; 0,5; 0,7; 1; 1,5; 2; 2,3; 2,5; 2,7; 3; 3,5; 4; 4,5; 5; 5,5; 6\}$ мм.

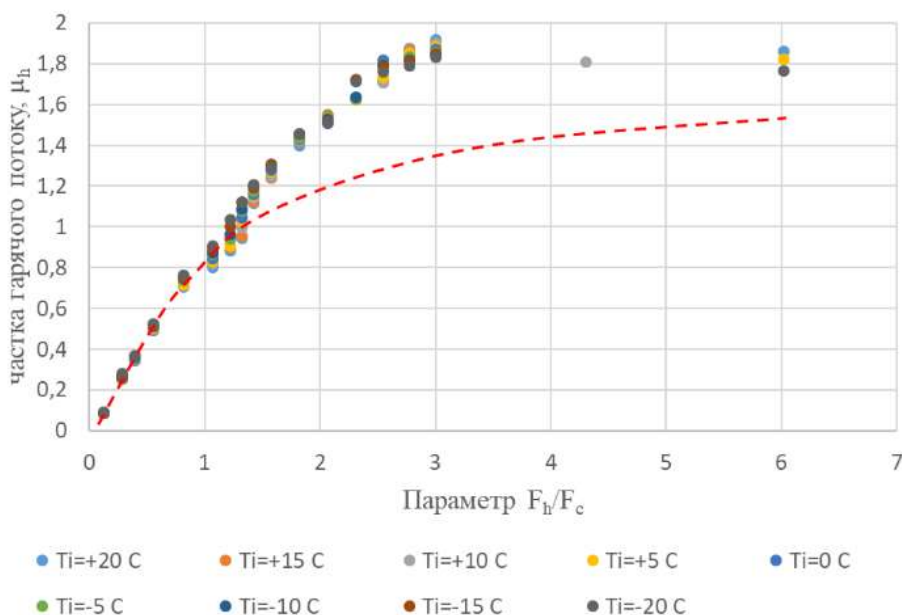


Рисунок 3 – Графік залежності частки гарячого потоку від безрозмірного параметра F_h/F_c при $P_c = 4,7$ МПа для різних значень вхідної температури T_i

У якості флюїду був заданий газ метан з відповідними характеристиками, що використовуються в рівнянні стану реального газу Пенга-Робінсона.

Задачі розв'язувались як нестационарні, оскільки була вибрана LES-WALE модель турбулентності.

Ітерації завершувались при досягненні середньоквадратичного відхилення змінних величин значення $1,0e-6$ або при стабілізації циклічності значення середньоквадратичного відхилення на тривалому проміжку ітерацій. Після зміни режиму, тобто з наступним положенням конусного регулятора, процес розрахунку повторювався заново.

У процесі розв'язання розглядуваної математичної моделі було проведено 44 чисельних дослідження. Розрахунки проводились по чергово, змінюючи ступінь відкриття конусного регулятора для кожного значення тиску на виходах вихрової труби. Окремо досліджувались термодинамічні параметри для різних діаметрів діафрагми та для різних довжин вихрової труби.

У процесі проведення чисельних досліджень були виявлені умови, за яких має місце явище ежектування, тобто рух газу всередину вихрової труби через діафрагму з подальшим зміщенням із загальним потоком та виходом через конусний регулятор. Беручи до уваги це явище, всі результати розв'язання математичної моделі оброблялись та аналізувались відносно частки гарячого потоку μ_h , а не частки холодного потоку μ , як було прийнято раніше іншими дослідниками. Частка гарячого потоку має завжди додатні значення μ_h , що більш прийнятно з фізичної точки зору.

Для врахування положення конусного регулятора у цій роботі був введений такий параметр, як відношення площ виходів гарячого та

холодного потоків F_h/F_c . Використання саме такого безрозмірного параметру дає можливість застосовувати отримані графічні залежності для тисків та геометричних розмірів, відмінних від тих, що наведені у цій роботі.

Для з'ясування умов розподілу потоків всередині вихрової труби були побудовані графіки залежності частки гарячого потоку μ_h від положення конусного регулятора для кожного значення відношення абсолютних тиску на вході у вихрову трубу до тиску холодного потоку на виході з вихрової труби π з досліджуваного діапазону.

Розрахункові дані обмежуються значенням $F_h/F_c = 6$, оскільки у створеній моделі було досягнуто повного відкриття виходу гарячого потоку з вихрової труби і подальше відкриття конусного регулятора не має ніякого впливу на процес. Також для скорочення часу проведення чисельних експериментів кількість дослідів у діапазоні $F_h/F_c = 3 - 6$ була зменшена. Це рішення є виправданим, оскільки характер кривих у цьому діапазоні залишається майже незмінним та є близьким до горизонтального.

На рис. 3 для прикладу зображено графік залежності частки гарячого потоку від безрозмірного параметра F_h/F_c при $P_c = 4,7$ МПа для різних значень вхідної температури T_i .

Після проведення інтерполяційних кривих (червона пунктирна лінія) візуально видно, що характер залежності змінюється в інтервалі $\mu_h = 0,9 - 1,1$. Без врахування зміни розподілу потоку подальший аналіз розрахункових даних дав би значну похибку, оскільки інтерполяційна крива проходить значно нижче, ніж розрахункові точки при $\mu_h > 1$.

З фізичної точки зору, перегин кривої $\mu_h = f(F_h/F_c)$ можна пояснити тим, що при $\mu_h = 1$ відбувається перебудова потоку та зміна напрямку холодної течії. Холодний потік починає

рухатись в бік виходу гарячого потоку та затягує всередину вихрової труби додаткові порції газу ззовні; виникає режим ежектування.

Для більш правильного проведення статистичної обробки та зіставлення даних діапазон відношення площ F_h/F_c був поділений на дві частини: вихровий режим роботи при $\mu_h < 1$ та режим ежектування при $\mu_h > 1$.

Після аналізу даних були отримані аналітичні залежності для кожного з двох режимів, за допомогою яких можна визначити частки холодного та гарячого потоків за різних значень співвідношення площ F_h/F_c та відношень тисків π .

Для режиму з $\mu_h < 1$ залежність має вигляд:

$$\mu_h = \arctg \left(A \frac{F_h}{F_c} \right), \quad (10)$$

$$A = 1,629 - 0,2941\pi, \quad (11)$$

де F_h/F_c – відношення площі кільцевого отвору на виході гарячого потоку до площі отвору діафрагми,

π – відношення абсолютних тиску на вході у вихрову трубу до тиску холодного потоку на виході з вихрової труби.

Для режиму з $\mu_h > 1$ залежність має більш складний вигляд:

$$\mu_h = \frac{A}{F_h/F_c} + B \ln \left(\frac{F_h}{F_c} \right) + C, \quad (12)$$

$$A = 1,4572 - 1,7145\pi, \quad (13)$$

$$B = 0,9272 - 0,5757\pi, \quad (14)$$

$$C = 0,4625 + 1,0565\pi, \quad (15)$$

де F_h/F_c – відношення площі кільцевого отвору на виході гарячого потоку,

π – відношення абсолютних тиску на вході у вихрову трубу до тиску холодного потоку на виході з вихрової труби.

Отримані залежності мають принципову відмінність від існуючих методик розрахунку вихрових труб [10, 11, 19]. У відомих методиках приймається, що діаметр діафрагми d_c завжди рівний меншому діаметру кільцевого отвору на виході гарячого потоку, тобто фіксується відношення F_h/F_c . Крім того, у методиці [11] частка холодного потоку також вважається константою та дорівнює $\mu = (d/D)^2$, а методика [10] не призначена для розрахунку вихрових труб з протитиском холодного та гарячого потоків. До того ж, жодна з цих методик не враховує можливість виникнення режиму ежектування та не дозволяє проводити розрахунки для такого випадку.

Для подальшого аналізу отриманих результатів було використано загальноприйняте рівняння теплового балансу [11] з урахуванням дроселювання газу на вхідних соплах та конусному регуляторі вихрової труби.

Воно має наступну форму:

$$T_i - \Delta T_{JT} = \mu_h T_h + (1 - \mu_h) T_c, \quad (16)$$

де ΔT_{JT} – зниження температури газу за рахунок дроселювання.

Згідно з основними задачами досліджень цієї роботи, модель вихрової труби досліджувалась в умовах установки низькотемператур-

ної сепарації газу. Відповідно, були використані високі вхідні та вихідні тиски робочого газу, порядку 8,8 – 3,2 МПа. В таких умовах природний газ має значні відхилення своїх властивостей від ідеального газу. Крім того, неможливо знехтувати зниженням його температури за рахунок дроселювання. Тому для аналізу саме ефекту Ранка в цій роботі були введені такі поняття:

1) ефект нагрівання внаслідок дії ефекту Ранка,

$$\Delta T_h^* = \Delta T_h + \Delta T_{JT}; \quad (17)$$

2) ефект охолодження внаслідок дії ефекту Ранка,

$$\Delta T_c^* = \Delta T_c - \Delta T_{JT}. \quad (18)$$

Використання обраних критеріїв дозволяє аналізувати ефект Ранка без врахування ефекту Джоуля-Томсона, величина якого, у свою чергу, залежить від природи використовуваного газу.

Для визначення характеру взаємозв'язку між ефектом нагрівання ΔT_h^* та іншими параметрами системи були побудовані графіки залежностей, як зображено на рис. 4.

На основі результатів проведеного статистичного аналізу можна зробити висновок, що співвідношення тисків π у дослідженому діапазоні має незначний вплив на ефект нагрівання. Також це видно на рис. 4, де точки одного кольору для кожного значення μ_h мають незначне відхилення від горизонтальної осі. Тому при виведенні аналітичних залежностей знехтуємо впливом відношення тисків π на ефект нагрівання ΔT_h^* . Це припущення збігається із отриманими залежностями в методиці [11].

У результаті статистичного оброблення даних запропонована аналітична залежність ефекту нагрівання ΔT_h^* від температури вхідного потоку T_i та частки гарячого потоку μ_h , яка має такий вигляд:

$$\Delta T_h^* = a\mu_h^2 + b\mu_h + c, \quad (19)$$

$$a = 0,1101T_i + 8,7056, \quad (20)$$

$$b = -0,6639T_i - 15,104, \quad (21)$$

$$c = 0,5647T_i + 6,418. \quad (22)$$

Дана залежність може бути використана для часток гарячого потоку $\mu_h < 1$.

Для визначення ефекту нагрівання при $\mu_h > 1$, тобто на режимі ежектування, слід використовувати наведене вище рівняння теплового балансу, яке набуде такого вигляду:

$$\Delta T_h^* = \frac{(1 - \mu_h)}{\mu_h} (T_i - T_c - \Delta T_{JT}), \quad (23)$$

де T_c – температура газу, що надходить ззовні у вихрову трубу через діафрагму.

Точність та адекватність представлених моделей можна попередньо оцінити, порівнявши розрахункові дані з результатами експериментів інших дослідників. Для цього порівняємо експериментально отримані в [17] температури холодного та гарячого потоків з розрахованими за представленими в цій роботі залежностями (рис. 5).

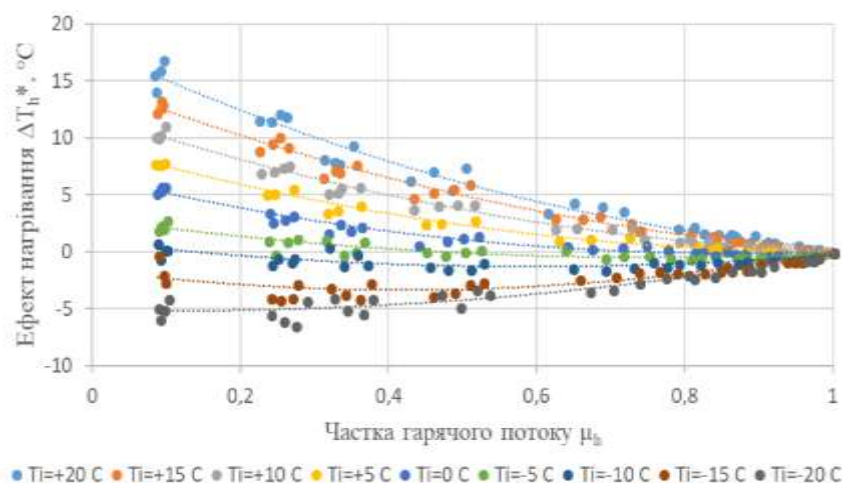


Рисунок 4 – Графік залежності ефекту нагрівання від частки гарячого потоку для різних значень вхідної температури T_i

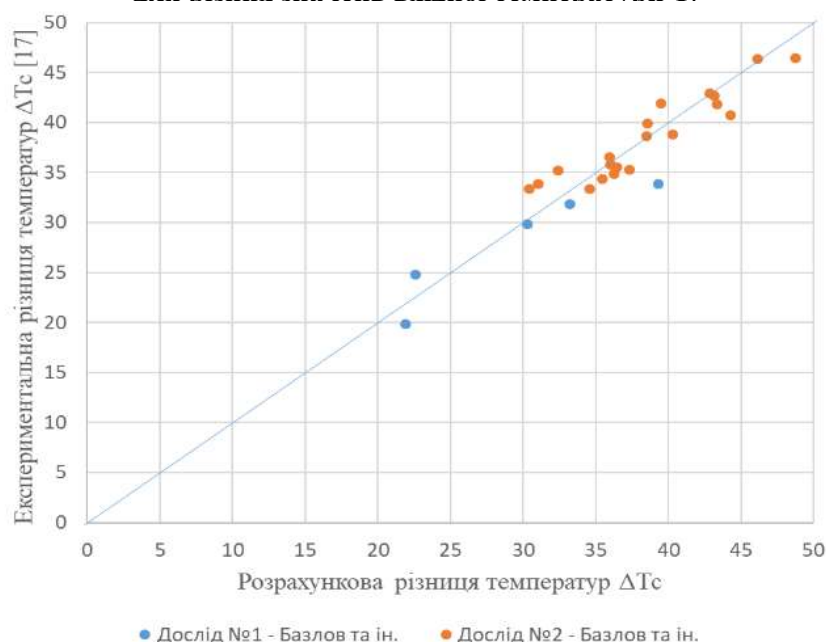


Рисунок 5 – Порівняльна характеристика експериментальних та розрахункових значень різниць температур ΔT_c

На рис. 5 видно, що запропоновані в цій роботі аналітичні залежності для визначення ефектів нагрівання та охолодження досить чітко повторюють дані експериментальних досліджень з роботи [11]. За результатами порівняння максимальне відхилення експериментальних точок від розрахункових складає приблизно 10%. Отже, аналітичні залежності, отримані в цій роботі, можуть бути використані для подальших досліджень.

На основі отриманих аналітичних рівнянь, пропонується методика для розрахунку геометричних параметрів (діаметра сопла/сопел, діафрагми та розмірів конусного регулятора), а також часток потоків для отримання необхідних ефектів нагрівання і охолодження газу за відомого відношення тисків.

Для проведення розрахунку за розробленою методикою необхідні наступні вхідні дані:

- 1) бажана температура гарячого T_h або холодного T_c потоку, °C;
- 2) температура вхідного потоку T_i , °C;
- 3) абсолютний тиск вхідного потоку P_i ;
- 4) абсолютний тиск холодного потоку P_c ;
- 5) інтегр. коефіцієнт Джоуля-Томсона D_i ;
- 6) масова витрата вхідного потоку G_i ;
- 7) густина вхідного потоку ρ_i .

Методика розрахунку:

1) У випадку заданої температури гарячого потоку, визначають необхідний ефект нагрівання внаслідок дії ефекту Ранка

$$\Delta T_h^* = T_h - T_i + D_i(P_i - P_c), \quad (24)$$

а у випадку заданої температури холодного потоку – необхідний ефект охолодження

$$\Delta T_c^* = T_i - T_c - D_i(P_i - P_c). \quad (25)$$

2) Із рівняння (19) визначають частку гарячого потоку μ_h , розв'язавши квадратне рівняння (при заданих ΔT_h^* та T_i)

У випадку заданої температури холодного потоку, замість ΔT_h^* у формулу (19) підставляють вираз із теплового балансу (23) та розв'язують наступне кубічне рівняння відносно μ_h :

$$a\mu_h^3 + b\mu_h^2 + (c + \Delta T_c^*)\mu_h - \Delta T_c^* = 0. \quad (26)$$

3) Обчислюють відношення абсолютних тисків π за формулою:

$$\pi = P_i / P_c; \quad (27)$$

4) Визначають відношення площ F_H/F_c , розв'язавши одне з рівнянь (10, 12) залежно від обчисленого значення μ_h ;

5) Для заданого значення масової витрати вхідного потоку визначають загальну площу одного або декількох (n) вхідних сопел f_n , використовуючи наступну формулу:

$$f_n = \frac{G}{A}. \quad (28)$$

Коефіцієнт A визначається за формулою:

$$A = \left(\frac{1}{\pi}\right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{\left[1 - \left(\frac{1}{\pi}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] \frac{2k}{k-1} P_i \rho_i} \quad (29)$$

при $\pi < \pi_{кр}$,

$$A = \left(\frac{1}{\pi_{кр}}\right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{\left[1 - \left(\frac{1}{\pi_{кр}}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] \frac{2k}{k-1} P_i \rho_i} \quad (30)$$

при $\pi \geq \pi_{кр}$,

де $\pi_{кр}$ – критичне відношення тисків, $\pi_{кр} = 2$ [10];

k – показник адиабати;

ρ_i – густина газу на вході у вихрову трубу.

6) За формулами з методики [10] визначають діаметр вихрової труби D та діаметр отвору діафрагми d :

$$D = 3,65\sqrt{f_n}, \quad (31)$$

$$d = [0,35 + 0,313(1 - \mu_h)]D \quad \text{при } \mu_h < 1; \quad (32)$$

7) Використовуючи обчислені значення F_H/F_c , D та d , визначають необхідну площу кільцевого отвору на виході гарячого потоку d_h :

$$d_h = \sqrt{D^2 - \frac{F_h}{F_c} \cdot d^2}. \quad (33)$$

У випадку відомих геометричних розмірів вихрової труби та відношення тисків, розрахунок досяжних ефектів охолодження та нагрівання проводиться у такому порядку:

1) за формулою (10) та (12) визначають частку гарячого потоку. З двох обчислених значень μ_h обирають менше значення.

2) за відомих значенням температури вхідного потоку T_i визначають ефект нагрівання ΔT_h^* за формулою (19) або (23) в залежності від обчисленого значення μ_h .

3) якщо обчислене значення $\mu_h < 1$, то з рівняння теплового балансу (23) визначають ефект охолодження ΔT_c^* ;

4) визначають ефекти нагрівання ΔT_h та охолодження ΔT_c з урахуванням ефекту Джоуля-Гомсона за формулами (17) та (18).

1. З використанням математичної моделі досліджено явище ежектування у вихровій трубі, встановлено умови його виникнення та вплив на термодинамічні параметри роботи двопотокової вихрової труби. Отримано закономірності зміни основних термодинамічних параметрів залежно від вхідної температури, відношення вхідного і вихідного тисків, масової частки гарячого потоку та геометричних розмірів двопотокової вихрової труби, характерних для роботи на установці низькотемпературної сепарації газу.

2. Отримано залежності масової частки гарячого потоку від відношення вхідного та вихідного тисків, діаметра діафрагми та розмірів кільцевого отвору на виході гарячого потоку. Отримані залежності придатні для використання як при вихровому режимі течії, так і при режимі ежектування під час роботи на установці низькотемпературної сепарації газу.

3. Отримано залежності ефекту нагрівання газу від температури вхідного потоку газу та масової частки гарячого потоку, за допомогою якої можна визначити досяжні ефекти нагрівання та охолодження газу за заданого положення конусного регулятора на виході гарячого потоку в умовах роботи на установці низькотемпературної сепарації газу.

4. Запропоновано методику розрахунку термодинамічних показників роботи вихрових труб та методику визначення геометричних розмірів вихрових труб для досягнення заданих термодинамічних показників.

Література

1 ТУ У 11.1-20077720-001: 2010 «Газ природний горючий, що подається в магістральні газопроводи. Технічні умови».

2 Технічна угода про умови приймання-передачі природного газу № 10-03-73 від 02.04.2013.

3 Рябов А.П. Разработка и исследование технологии низкотемпературной очистки и осушки нефтяного попутного газа. : дис. канд. техн. наук : 25.00.17. – Тюмень, 2007. 177 с.

4 Гусев А.П. Подготовка попутного газа нефтедобычи к транспорту с применением трехпоточной вихревой трубы. : дис. канд. техн. наук: 25.00.17, 05.02.13. – Тюмень, 2004. 218 с.

5 Рябов А.П. Трехпоточные вихревые трубы в нефтедобывающей и газовой промышленности (аналитический обзор) / Рябов А.П., Гусев А.П., Жидков М.А., Жидков Д.А. // Нефтегазовые технологии. – 2007. – № 2. – С. 2 – 7.

6 Бетлинский В.Ю. Двухпоточные регулируемые вихревые трубы в промышленных установках очистки и осушки газов / Бетлинский В.Ю., Жидков М.А., Овчинников В.П. // Газовая промышленность. – 2008. – № 1. – С. 72 – 75.

- 7 Бетлинский В. Экспериментальное исследование термодинамической эффективности регулируемой вихревой трубы на природном газе / Бетлинский В., Жидков М., Овчинников В., Жидков Д. // Нефтегазовые технологии. – 2008. – № 2. – С. 2 – 6.
- 8 Lorey M., Steinle J., Thomas K. Industrial application of vortex tube separation technology utilizing the Ranque-Hilsch effect. SPE European Petroleum Conference. 1998.
- 9 Hilsch R., Die Expansion von Gasen im Zentrifugalfeld als Ketteprozess. Zeit. Naturforschung. (1). – 1946. – P. 208-214.
- 10 Меркулов А.П. Вихревой эффект и его применение в технике. – М.: Машиностроение. 1969. – 183 с.
- 11 Базлов М.Н. Подготовка природного газа и конденсата к транспорту / Базлов М.Н., Жуков А.И., Алексеев Т.С.. – М.: Недра. 1968. 213 с.
- 12 Versteeg Н.К. An introduction to computational fluid dynamics. The finite volume method. Longman Group Ltd., Essex, 1995. P. 10 – 24.
- 13 Whitson С.Н. Phase Behavior. Henry L. Doherty Memorial Fund of АIME. Society of Petroleum Engineers Inc., Richardson, Texas, 2000. – 240 p.
- 14 Behera U., Paul P.J., Dinesh K., Jacob S. Numerical investigations on flow behaviour and energy separation in Ranque-Hilsch vortex tube. International Journal of Heat and Mass Transfer. 51 (2008). P. 6077–6089.
- 15 Eiamsa-ard S., Promvonge P. Numerical investigation of the thermal separation in a Ranque-Hilsch vortex tube. International Journal of Heat and Mass Transfer. 50 (2007). P. 821–832.
- 16 Secchiaroli A., Ricci R., Montelpare S., D’Alessandro V. Numerical simulation of turbulent flow in a Ranque-Hilsch vortex tube. International Journal of Heat and Mass Transfer. 52 (2009). P. 5496–5511.
- 17 Farouk T., Farouk B., Gutsol A. Simulation of gas species and temperature separation in the counter-flow Ranque-Hilsch vortex tube using the large eddy simulation technique. International Journal of Heat and Mass Transfer. 52 (2009). P. 3320–3333.
- 18 Гутак А.Д. Використання вихрових труб для підготовки природних газів // Нафтогазова галузь України. – 2014. – №6. – С. 21 – 24.
- 19 Черныш Н.К. Теория и расчет идеальных вихревых устройств. – Минск: ООО «Медисонт», 2010. – 369 с. – ISBN 978-985-6887-86-7.

Стаття надійшла до редакційної колегії

22.04.18

*Рекомендована до друку професором **Бойко В.С.***

(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)

*д-ром техн. наук **Акульшиним О.О.***

(ПАТ «Український нафтогазовий інститут», м. Київ)