

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМУ ГАЗОПРОВОДІВ НА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ ТРАНСПОРТУВАННЯ ГАЗУ

Я.В. Грудз, Н.Я. Дрінь, Р.Б. Стасюк, В.Д. Шологон, Р.Т. Мартинюк

ІФНТУНГ, 76019, м.Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42157,
e-mail: public@nung.edu.ua

Розглядається вплив температурного режиму складних газотранспортних систем великої протяжності на витрати енергоресурсів для транспортування газу. Дослідження проведені на основі розроблених математичних моделей стаціонарного руху газу в газотранспортних системах з врахуванням компримування потоку на КС та наступного його охолодження. Показано, що оптимальна ступінь охолодження газу на КС визначається витратами потужності на транспортування газу магістральними газопроводами та на охолодження газового потоку. В результаті виконаних розрахунків дано рекомендації з вибору характеристик режимів роботи складних газотранспортних систем з врахуванням охолодження газу на КС після компримування.

Ключові слова: природний газ, температурний режим, трубопровід, КС, компримування.

Рассматривается влияние температурного режима сложных газотранспортных систем большой протяженности на затраты энергоресурсов для транспортировки газа. Исследования проведены на основе разработанных математических моделей стационарного движения газа в газотранспортных системах с учетом компримирования потока на КС и последующего его охлаждения. Показано, что оптимальная степень охлаждения газа на КС определяется затратами мощности на транспортировку газа по магистральным газопроводам и на охлаждение газового потока. По результатам выполненных расчетов даны рекомендации по выбору характеристик режимов работы сложных газотранспортных систем с учетом охлаждения газа на КС после компримирования.

Ключевые слова: природный газ, температурный режим, трубопровод, КС, компримирование.

The influence of temperature complex gas systems large extent on the energy consumption for transportation of gas. Research conducted over the developed mathematical models of stationary motion of gas in gas transmission systems taking into account the compression flow of the CS and its subsequent cooling. It is shown that the optimal degree of cooling gas at CS determined by the cost of power to gas transmission pipelines and cooling gas flow. As a result of the calculations are given advice on choosing the characteristics of complex modes of gas transmission systems taking into account the cooling gas at CS after compression.

Keywords: natural gas, temperature control, pipeline, KS, compression.

Повна енергія рухомого газу як сума потенціальної, кінетичної та внутрішньої енергій визначається такими параметрами потоку, як тиск, швидкість і температура. В політропічному процесі розширення газу, який характерний для магістральних газопроводів, підвищення температури газу призводить до збільшення його питомого об'єму і лінійних швидкостей потоку. Зростання лінійних швидкостей газу в трубопроводі і пов'язане з ним зростання турбулентних пульсацій викликало збільшення гідравлічних втрат енергії на виконання роботи силами внутрішнього тертя потоку і зростання дисипативних втрат енергії. Таким чином, збільшення внутрішньої енергії газу в газовому потоці призводить до зростання загальних гідравлічних втрат енергії.

Підвищення потенціальної енергії газу на компресорних станціях неможливе без одночасного зростання його внутрішньої енергії в процесі політропічного стиснення газу в компенсаторах. Тому, з метою зменшення гідродинамічних втрат енергії, при русі газу в лінійних ділянках газопроводу здійснюють охолодження газу після компримування. Зменшення температури перекачуваного газу призведе до скорочення гідравлічних втрат енергії в газопроводі,

що в кінцевому рахунку спричинить економію паливного газу, який витрачається на перекачування. Однак, на охолодження газу також витрачається певний обсяг енергії. Очевидно, що збільшувати глибину охолодження газу доцільно до тих пір, поки сумарні затрати енергії на перекачування газу і його охолодження будуть зменшуватися. Отже, мінімум сумарних енергозатрат на перекачування газу і його охолодження відповідає оптимальній температурі охолодження газу.

Завдання щодо визначення оптимальної температури охолодження газу відноситься до класу задач на відшукування глобального екстремуму функції мети, яка є функцією багатьох змінних. Однак такий підхід може бути використано, якщо визначається оптимальна температура охолодження для газопроводу звичайної конструкції. У випадку складної системи, в якій газопроводи з'єднані між собою міжнитковими перемичками, з різною кількістю компресорних станцій на різних нитках, побудова функції мети викликає серйозні труднощі. Тому більш простим підходом слід вважати метод чисельного перебору варіантів. Цей метод полягає в тому, що для складної газотранспортної системи визначають потужність кожної КС при різ-

них глибинах охолодження газу. Відтак розраховуються затрати енергії для досягнення даної глибини охолодження.

Пропускна здатність системи трансконтинентальних газопроводів визначається пропускнуою здатністю лінійних ділянок і продуктивністю компресорних станцій. Для визначення пропускнуої здатності системи вибрано метод характеристик. Характеристика кожної з лінійних ділянок газопроводів одержана на основі основного рівняння газопроводів, яке може бути записане у вигляді (1)

$$Q = 0,326 \cdot 10^{-6} d^{2,5} \sqrt{\frac{P_n^2 - P_k^2}{\lambda \Delta Z T L}} \quad (1)$$

Виходячи з (1), характеристику лінійної ділянки можна подати у вигляді

$$P_n^2 - P_k^2 = C_{ij} Q^2, \quad (2)$$

де C_{ij} – сталий коефіцієнт для i -тої ділянки j -го газопроводу.

Характеристику кожної з компресорних станцій, на яких працюють повнонапірні нагнітачі, з'єднані за паралельною схемою, можна записати на основі характеристики окремого ГПА в двочленній формі [2, 3]

$$\varepsilon^2 = a_0 - b_0 Q_B^2, \quad (3)$$

де: ε – ступінь стискання агрегату; Q_B – об'ємна продуктивність ГПА при умовах входу в машину; a, b – сталі коефіцієнти, які можуть бути знайдені за паспортними або реальними характеристиками агрегата.

Використовуючи рівняння характеристики ГПА в формі (3) і переходячи до комерційної продуктивності компресорної станції, на якій працює паралельно g агрегатів, можна подати характеристику КС у вигляді

$$P_{Hij}^2 = a_{ij} P_{Bij}^2 - \frac{B_{ij}}{r^2} Q_j^2; \quad (4)$$

де: $a_{ij} = a_0; b_{ij} = b_0 \left(\frac{P_{\bar{n}\delta} \delta Z \hat{A}}{\delta} \right); P_{\bar{n}\delta}, \delta_{\bar{n}\delta}$ – стандартні умови.

Рівняння характеристики КС в формі (4) можна записати для кожної компресорної станції кожного з газопроводів, що входять до системи, а рівняння (2) – для кожної лінійної ділянки. При цьому вважається, що всі міжниткові перемички між газопроводами системи закриті. В результаті отримаємо систему рівнянь, за якими можна визначити пропускну здатність кожного з газопроводів, що входять до складу системи. Розв'язок системи має вигляд (5):

$$Q_j = \sqrt{\frac{P_{A1}^2 \prod_{i=1}^{n_j} a_{ij} - P_k^2}{\sum_{i=1}^{n_j} (b_{ij} + c_{ij}) \prod_{i=1}^{n_j} a_{ij}}}, \quad (5)$$

де: n – кількість КС на j -тому газопроводі системи.

Сумарна пропускна здатність системи при закритих міжниткових перемичках визначається як

$$Q = \sum_{j=1}^3 Q_j. \quad (6)$$

Тепловий режим газопроводу тісно пов'язаний з гідравлічним, оскільки внутрішня і потенціальна енергія в складових частинах повної енергії газу. Тому абстрактно розглядати динаміку зміни температур газу в газопроводі без впливу гідравлічних втрат енергії некоректно. З іншого боку, врахування диссипації потенціальної і внутрішньої енергії в газовому потоці призводить до складних математичних моделей, за якими неможливо одержати прийнятні розв'язки. Тому найбільш ефективним методом досліджень слід вважати ітераційний метод.

Зміна температур реального газу по довжині газопроводу має два причинних фактори: теплову взаємодію трубопроводу з навколишнім середовищем і вплив внутрішніх ефектів, до яких, в першу чергу, слід віднести ефект Джоуля-Гомпсона. Зовнішнім мірилом температурних процесів у газопроводі і пов'язаних з ними гідравлічних втрат енергії можна вважати середню температуру газу на лінійній ділянці газопроводу. Вона визначається зовнішнім теплообміном і величиною гідравлічних втрат енергії при розширенні газу. Для її визначення запропонована наступна розрахункова схема, яка реалізується для кожного з газопроводів системи з номером i та для кожної лінійної ділянки з номером j . Вважається, що температура на вході першої КС і комерційна продуктивність газопроводу відомі.

Робочий тиск і температура на виході компресорної станції, що розміщена на початку лінійної ділянки, визначаються із залежностей:

$$\begin{aligned} T_{Hij} &= T_{Bij} \varepsilon_{ij}^{m-1}, \\ P_{Hij} &= P_{Bij} \varepsilon_{ij}, \end{aligned} \quad (7)$$

де: m – показник політропи стискання газу на КС; ε_{ij} – ступінь стискання газу на КС, який визначається з її характеристики.

В початковому наближенні середню температуру газу в i -тій лінійній ділянці j -того газопроводу можна знайти за формулою Шухова

$$T_{cpij}^{(s=0)} = T_{\bar{a}\delta} + \frac{T_{Hij} - T_{\bar{a}\delta}}{a_{ij} L_{ij}} (1 - e^{-a_{ij} L_{ij}}), \quad (8)$$

де: $T_{\bar{a}\delta}$ – температура ґрунту в непорушеному тепловому стані; s – номер ітерації.

Температуру ґрунту в непорушеному тепловому стані T може взяти середньою для даної ділянки на основі вимірювань, або розрахувати за формулою, одержаною на основі обробки статистичних даних для території України залежно від сезону [5]

$$t_{\bar{A}D} = 6,9 + 3,6 \sin \frac{\pi}{180} (\tau + 165), \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (9)$$

де t – календарний час в добах починаючи з 1.01.

При відомій середній температурі і початковому тиску можна знайти в початковому наближенні тиск в кінці лінійної ділянки, тобто на вході в наступну компресорну станцію:

$$P_{\bar{A}^{i+1},j}^{(s)} = \sqrt{P_{Hij}^{(s)2} - \frac{\lambda_j \Delta T_{cpij}^{(s)} L_{ij} Q_i^2}{(0,326 \cdot 10^{-6})^2 d_j^5}}, \quad (10)$$

де λ – коефіцієнт гідравлічного опору газопроводу, який при відомій продуктивності може бути знайдений за критерієм Рейнольдса

Тепер для уточнення середньої температури врахуємо вплив ефекту Джоуля-Томпсона. Тоді одержимо:

$$T_{cpij}^{(s=0)} = T_{\bar{A}D} + \frac{T_{Hij} - T_{\bar{A}D}}{a_{ij} h_{ij}} (1 - e^{-a_{ij} L_{ij}}) - D \frac{P_{Hij}^{(s)2} - P_{Bi+1j}^{(s)2}}{2a_{ij} L_{ij} P_{Hij}^{(s)}}, \quad (11)$$

де D – коефіцієнт ефекту Джоуля-Томпсона. Уточнюємо середній тиск:

$$P_{cpij}^{(s)} = \frac{2}{3} \left(P_{Hij} + \frac{P_{Bi+1j}^{(s)2}}{P_{Hij} + P_{Bi+1j}} \right)$$

Після уточнення середньої температури газу на ділянці повертаємося до уточнення тиску на вході наступної КС за формулою (10) і знаходимо температуру газу на вході цієї КС

$$T_{\bar{A}i,j}^s = T_{\bar{A}D} + (T_{Hij}^s - T_{\bar{A}D}) e^{-a_{ij} L_{ij}} - D \frac{P_{Hij}^{(s)2} - P_{Bi+1j}^{(s)2}}{2a_{ij} L_{ij} P_{cpij}^{(s)}}. \quad (12)$$

Ітераційний процес продовжується до тих пір, поки не буде досягнуто із заданим ступенем точності збіжності кінцевих тисків на сусідніх ітераціях.

Після досягнення заданої точності переходимо до розрахунку режиму роботи КС. Для цього характеристики обладнання КС задавалися у вигляді [1,2]:

$$\varepsilon^2 = (\alpha - \beta \bar{n}) - (\gamma + \theta \bar{n}) Q_B^2$$

$$\left[\frac{N_i}{\rho_B} \right]_{i\bar{D}} = C_0 - C_1 Q_B + C_2 Q_B^2, \quad (13)$$

де: $\alpha, \beta, \gamma, \theta, C_0, C_1, C_2$ – сталі коефіцієнти, що визначаються за характеристиками нагнітача; \bar{n} – відносні оберти ротора нагнітача;

$\left[\frac{N_i}{\rho_a} \right]_{i\bar{D}}$ – приведена індикаторна потужність.

Якщо відомі тиск і температура на вході КС, то об'ємна продуктивність при умовах входу

$$Q_B = Q \frac{P_{CT}}{P_{Bi+1,j}} \frac{T_{Bi+1,j}}{T_{CT}} Z_B. \quad (14)$$

Тоді з першого рівняння (12) визначається ступінь стисання газу при номінальних обертах ротора. Тиск на виході КС

$$P_{Hi+1,j} = \varepsilon_{ij} P_{Bi+1,j}. \quad (15)$$

Якщо в (15) $P_{Hi+1,j} > 7,6$ МПа, то приймають $P_{Hi+1,j} = 7,6$ МПа і з (13) визначають відносні оберти ротора:

$$\bar{n} = \frac{\left(\frac{P_{Hi+1,j}^{\max}}{P_{Bi+1,j}} \right)^2 - a + \gamma Q_B^2}{(\beta - \theta) Q_B^2}. \quad (16)$$

Тепер індикаторна приведена потужність визначається з другого рівняння системи (13) і відтак розраховується індикаторна, ефективна потужність агрегату і загальна потужність КС:

$$N_i = \left[\frac{N_i}{\rho_B} \right]_{i\bar{D}} \rho_a \hat{A} (\bar{n})^3$$

$$N_e = N_i + \Delta N_{mex} \quad (17)$$

$$N_{KC} = N_e r_0$$

При охолодженні газу на КС на глибину Δt температура на виході становитиме

$$T_{HIJ} = T_{HIJ} - \Delta t. \quad (18)$$

Тоді у відповідності до (12) зменшиться середня температура газу на ділянці і згідно з (10) зросте тиск на вході наступної КС. Це призведе до зменшення об'ємної продуктивності КС за умов входу в агрегати і до зменшення приведеної індикаторної потужності КС. Отже, охолодження газу на КС призводить до зменшення енергетичних затрат на перекачування газу.

Розрахунок охолодження газу на КС мав за мету визначення затрат енергії, необхідної для досягнення заданої глибини охолодження. Вихідними даними для розрахунку слугують технічна характеристика апарату повітряного охолодження даного типу, фізичні властивості газу, комерційна його витрата і умови надходження газу для охолодження. Температура повітря на вході в охолоджувач газу приймається рівною температурі навколишнього середовища в залежності від сезону (календарного часу), яка береться по даних гідрометеорологічної служби.

Кількість паралельно працюючих АПО газу визначається за відомою з технічної характеристики паспортною пропускною здатністю апарату [4]

$$r = \frac{Q}{Q_{i\bar{a}\bar{n}i}}, \quad (19)$$

де: Q – продуктивність газопроводу; $Q_{i\bar{a}\bar{n}i}$ – паспортна пропускна здатність АПО.

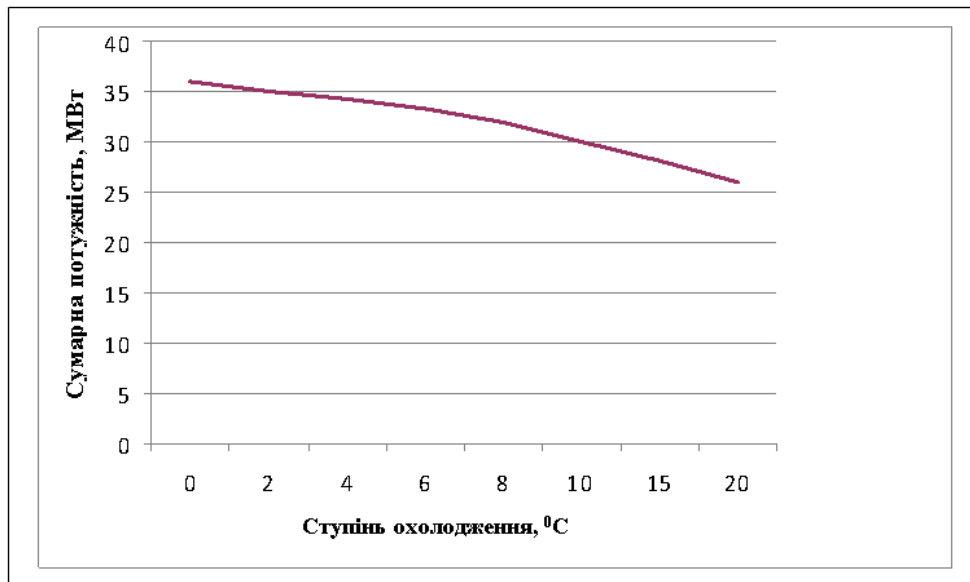


Рисунок 1 – Затрати потужності на перекачування газу залежно від глибини охолодження

Число паралельно працюючих АПО заокруглюють до найближчого цілого r_0 і уточнюють витрату газу через один апарат:

$$Q_1 = \frac{Q}{r_0} \quad (20)$$

Тоді температурний перепад по газу на АПО першого ступеня охолодження може бути визначений з рівняння (4)

$$W_{\bar{A}} \Delta t_{\bar{A}} = \frac{t_1 - \tau_1}{\frac{1}{W_{\bar{A}}} - \frac{1}{W_0} - \frac{1}{W_m} \text{cth} \frac{kF}{2W_m}} \quad (21)$$

де: $W_{\bar{A}}, W_0$ – водяні еквіваленти відповідно газу і холодоагенту;

W_m – змішаний водяний еквівалент;

$$\frac{1}{W_m} = \sqrt{\left(\frac{1}{W_{\bar{A}}} + \frac{1}{W_0}\right)^2 - \frac{4\rho}{W_{\bar{A}}W_{\delta}}} \quad (22)$$

Температура газу на вході в лінійну ділянку газопроводу

$$T_{ij} = T_i - \Delta t_{\bar{A}} \quad (23)$$

де T_H – температура газу після компримування.

Для другого і наступних ступенів охолодження перепад на АПО визначають також за (17), приймаючи температуру газу на вході в кожен наступний ступінь рівною температурі газу на виході з попереднього.

Потужність вентилятора кожного ступеня АПО не залежить від параметрів режиму роботи і визначається паспортними даними АПО. Тому за наявності r паралельно працюючих АПО, які охолоджують газ в S ступенів, загальна потужність системи охолодження складе:

$$N_0 = N_{i\bar{a}\bar{n}\bar{i}} r_0 s, \quad (24)$$

де: $N_{i\bar{a}\bar{n}\bar{i}}$ – паспортна потужність вентилятора одного АПО.

Таким чином, для заданої глибини охолодження газу визначались затрати енергії на охолодження газу, які разом із затратами енергії на перекачування склали загальний енергетичний баланс системи. Мінімум сумарних енергетичних затрат відповідав оптимальній температурі охолодження газу.

На основі викладених розрахункових схем створено алгоритми і програми розрахунків технологічних процесів транспорту газу по системі газопроводів Уренгой-Помари-Ужгород-Союз-Прогрес, які дозволяють оптимізувати температурний і гідравлічний режими з точки зору мінімуму енергетичних затрат на перекачування.

В результаті розрахунків, виконаних в діалоговому режимі, одержана інформація про кількість працюючих АПО і схему їх роботи, температури газу і повітря до і після охолодження.

Результати розрахунків у вигляді графіка наведено на рис. 1.

Аналіз результатів свідчить, що при глибині охолодження газу, однакової для всіх КС і рівній 2 град, загальна потужність працюючих ГПА зменшується на 4,9%. Збільшення глибини охолодження до 4 град призводить до економії потужності на 9,1%, при глибині охолодження 10 град – на 15,2%. Зівставлення енергетичних затрат на привод вентиляторів АПО дає підстави зробити висновок, що оптимальною глибиною охолодження слід вважати 6 град.

Крім того, виконано розрахунки для варіантів, коли охолодження здійснюється на початкових 6 КС, а на решта охолодження відключено і навпаки. В першому випадку економія потужності на перекачування складає 5,35%, а в другому – 13,05%. Отже, більш ефективним варіантом, з точки зору економії енергозатрат, є варіант з охолодженням газу на кінцевих КС. Тому до системи охолодження газу на кінцевих

КС системи в плані надійності експлуатації необхідно ставити більш високі вимоги.

Література

1 Вольський Э.Л. Режимы работы магистрального газопровода / Э.Л. Вольский, И.М. Константинова – М.: Недра, 1970. – 168 с.

2 Керування режимами газотранспортних систем / В.Я.Грудз, М.Т.Лінчевський, В.Б.Михалків [та ін.]. – К.: Укргазпроект, 1996. – 140 с.

3 Режимы газотранспортных систем / С.И. Яковлев, О.С. Казак, В.Б. Михалків, В.Ф. Тимків, В.Я. Грудз. – Львів.: Світ, 1993. – 170 с.

4 Тепловые режимы магистральных газопроводов / [Ходанович Н.Е., Кривошеин Б.Д., Бикчентай Р.Н. и др.] – М.: Недра, 1971. – 216 с.

5 Трубопровідний транспорт газу / М.П. Ковалко, В.Я. Грудз, В.Б. Михалків [та ін.]. – К.: АренаЕКО, 2002. – 600 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії

30.11.11

Рекомендована до друку професором

В. Я. Грудзом