

ТРАНСПОРТ І ЗБЕРІГАННЯ НАФТИ І ГАЗУ

УДК 622.692.4.07

ВИЗНАЧЕННЯ ПРОПУСКНОЇ ЗДАТНОСТІ СКЛАДНИХ ГАЗОТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ

*М.Д. Середюк, Д.В. Лісафін**ІФНТУНГ, 76019 м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел.(03422) 42166,
e-mail:tzng@ifdtung.if.ua*

Разработан вычислительный алгоритм и программное обеспечение для определения пропускной способности одно- и нескольких ниткового газопровода при открытых и закрытых перемычках на входе и выходе компрессорных станций

Єдина газотранспортна система України забезпечує транзитні поставки природного газу в Європу і постачання газу внутрішнім споживачам. Транспортна робота, яка виконується магістральними газопроводами, залежить від обсягів та відстані перекачування. Трубопровідний транспорт газу характеризується підвищеною ресурсоенергоємністю, адже переміщення реального газу по трубопроводах потребує значних витрат енергії.

Втрати енергії під час транспортування газу визначаються гідравлічним опором газопроводів, який залежить від конфігурації системи, геометричних параметрів її елементів, особливостей профілю траси, стану порожнини трубопроводів. Енергетичними об'єктами газотранспортних систем є компресорні станції (КС), обладнані газоперекачувальними агрегатами (ГПА). Для забезпечення енергією ГПА КС і виконання низки технологічних операцій необхідно витратити до 5 % від загального обсягу транспортованого газу. Зменшення витрат паливного газу лише на 0,5 % від загального обсягу транспортування забезпечить економію газу близько 500 млн. м³ на рік.

Газотранспортні системи мають складну геометричну конфігурацію (різні діаметри експлуатаційних ділянок, наявність кількох ниток з перемичками, наявність лупінгів, відводів до споживачів тощо). Компресорні станції газопроводів оснащені різними типами відцентрових нагнітачів та газотурбінних установок, причому навіть на одній КС на різних нитках можуть бути встановлені різні типи ГПА. Тому

The algorithm of calculation and the software support for the capacity calculation of multiple gas pipelines was developed at this article. This work was developed for the opened and closed switches on the inflow and outflow pipes of compressor stations

на протяжних кільканиткових газопроводах можуть бути реалізовані сотні варіантів їх роботи, що відрізняються як схемою роботи лінійної частини (включення чи відключення окремих ниток, лупінгів, відводів, перемичок між нитками тощо), так і схемою роботи ГПА на кожній КС. Кожному варіанту роботи складної газотранспортної системи відповідає певний розподіл потоків газу між нитками, певна пропускна здатність і певні енергетичні витрати на транспортування газу.

Задана транспортна робота може бути виконана шляхом реалізації не одного, а множини технологічно можливих варіантів роботи газопроводу. В умовах ринкової економіки виникає проблема знаходження оптимальних режимів роботи складних газотранспортних систем. Враховуючи пріоритетність для економіки України проблем ресурсоенергозбереження як критерій оптимізації доцільно вибрати мінімальні енерговитрати на транспортування заданих обсягів природного газу по магістральних газопроводах.

Для вирішення завдання оптимізації роботи магістрального транспорту газу необхідно розробити методологію та обчислювальні алгоритми для визначення пропускної здатності, розподілу потоків газу, режимних та енергетичних параметрів роботи газотранспортних систем складної структури з урахуванням низки технологічних обмежень. Вирішенню зазначеної мети присвячена дана робота.



Об'єктом досліджень є газотранспортна система, яка складається з двох перегонів, кожен з яких включає три паралельні нитки, і двох груп по три компресорні станції (рисунок 1). Першу за рухом газу групу компресорних станцій будемо позначати КС1, другу - КС2. Кінцевим пунктом газотранспортної системи, що досліджується, є група компресорних станцій КС3 у кінці другого перегону. Газотранспортна система може транспортувати газ за різними схемами роботи. У найпростішому випадку кожна нитка може працювати автономно як окремий газопровід. При цьому всі наявні перемички між паралельними нитками закриті. За відкритих перемичок на вході і виході кожної КС тринитковий газопровід працює як єдина газодинамічна система.

Метою досліджень є визначення пропускної здатності кільканиткового газопроводу, компресорні станції якого оснащені різними типами газоперекачувальних агрегатів за заданих умов на межах ділянки.

Під пропускною здатністю будемо розуміти максимальну кількість газу, яку можна транспортувати газопроводом за заданих значень тиску і температури газу на вході у першу компресорну станцію, заданого тиску газу в кінці газопроводу, заданій кількості працюючих ГПА на кожній компресорній станції, за умов навколишнього середовища, що відповідають розрахунковому періоду.

Для визначення пропускної здатності ділянки триниткового газопроводу необхідно, використовуючи метод послідовних наближень, послідовно прорахувати режим роботи КС1, теплогідравлічний режим роботи першої ділянки, режим роботи КС2 і теплогідравлічний режим роботи другої ділянки газопровідної системи. При цьому зазначені елементи необхідно розглядати як єдину газодинамічну систему.

Нижче наведена характеристика основних розрахункових блоків, з яких сформований обчислювальний алгоритм, що дає змогу в рамках стаціонарних моделей руху газу в газопроводі визначити пропускну здатність як однопроводного, так і кільканиткового газопроводу та розрахувати режими роботи кожної КС.

Першим розрахунковим блоком є блок визначення фізичних властивостей природного газу за умов перекачування. Низка фізичних властивостей природного газу за робочих умов необхідна для проведення розрахунків режиму роботи компресорних станцій і теплогідравлічних розрахунків лінійної частини газопроводів. Вхідними даними для зазначених розрахунків є склад газу в об'ємних відсотках.

Другим розрахунковим блоком є визначення наявної потужності газотурбінного привода газоперекачувальних агрегатів. Наявну потужність газотурбінної установки (ГТУ) для привода відцентрових нагнітачів (ВН) КС визначаємо за методикою, яка наведена у чинних нормах технологічного проектування газопроводів [1]. Відповідно до зазначеної методики наявна потужність ГТУ певного типу помітно залежить від температури повітря на вході у

ГТУ та геодезичної позначки місця розташування компресорного цеху.

Третім розрахунковим блоком є розрахунок режиму роботи газоперекачувальних агрегатів компресорних станцій. Насамперед виконуємо математичне моделювання зведених газодинамічних характеристик відцентрових нагнітачів. Для опису залежності коефіцієнта підвищення тиску ε_H (за умови, що зведені відносні оберти дорівнюють одиниці), політропічного ККД $\eta_{пол}$ і зведеної відносної внутрішньої потужності $\left(\frac{N_i}{\rho_{вс}}\right)_{зв}$ від зведеної об'ємної продуктивності нагнітача за умов на його вході $Q_{зв}$ використовуємо тричленні поліноми вигляду [2]

$$\varepsilon_H = a_1 + a_2 Q_{зв} + a_3 Q_{зв}^2, \quad (1)$$

$$\eta_{пол} = b_1 + b_2 Q_{зв} + b_3 Q_{зв}^2, \quad (2)$$

$$\left(\frac{N_i}{\rho_{вс}}\right)_{зв} = c_1 + c_2 Q_{зв} + c_3 Q_{зв}^2. \quad (3)$$

Коефіцієнти математичних моделей можуть бути знайдені методом найменших квадратів шляхом обробки паспортних або фактичних характеристик відцентрового нагнітача. Достатня точність результатів може бути забезпечена під час визначення коефіцієнтів моделей за координатами трьох точок у робочій зоні нагнітача. Наприклад, для рівняння (1) формули для обчислення значень коефіцієнтів приймають вигляд

$$a_3 = \frac{\varepsilon_1 - 2\varepsilon_2 + \varepsilon_3}{2(Q_2 - Q_1)^2}, \quad (4)$$

$$a_2 = \frac{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)}{(Q_1 - Q_2)} - a_3(Q_1 + Q_2), \quad (5)$$

$$a_1 = \varepsilon_1 - a_2 Q_1 - a_3 Q_1^2, \quad (6)$$

за виконання такої умови

$$Q_1 - Q_2 = Q_2 - Q_3, \quad (7)$$

де $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$ - значення ступеня підвищення тиску (за умови рівності одиниці зведених відносних обертів ротора нагнітача) за зведеної продуктивності нагнітача Q_1, Q_2, Q_3 відповідно.

Аналогічні залежності можна записати для визначення коефіцієнтів математичних моделей (2) і (3).

Вхідними даними для розрахунку режиму роботи ГПА КС є абсолютний тиск $P_{вс}$ і температура газу $T_{вс}$ на вході у ВН, а також кількість паралельно працюючих ГПА m .

Визначаємо коефіцієнт стисливості газу за умов входу в ВН

$$z_{вс} = 1 - 5,5 \cdot 10^{-6} \frac{\Delta^{1,3} P_{вс}}{T_{вс}^{3,3}}. \quad (8)$$

Задаємося продуктивністю компресорної станції за стандартних умов Q . Обчислюємо



об'ємну продуктивність ГПА КС за умов входу в нагнітачі

$$Q_{вс\text{КС}} = \frac{0,24 Q_{вс} T_{вс}}{P_{вс}} \quad (9)$$

Знаходимо зведену об'ємну подачу одного нагнітача

$$Q_{вс} = \frac{Q_{вс\text{КС}}}{m} \quad (10)$$

Приймаємо, що кількість обертів нагнітача дорівнює номінальному значенню $n = n_n$. Визначаємо зведену витрату газу за формулою

$$Q_{зв} = Q_{вс} \frac{n_n}{n} \quad (11)$$

Обчислимо зведені відносні оберти нагнітача за формулою

$$\left(\frac{n}{n_n} \right)_{зв} = \frac{n}{n_n} \sqrt{\frac{z_{зв} T_{вс\text{зв}} R_{зв}}{z_{вс} T_{вс} R}} \quad (12)$$

де $z_{зв}, T_{вс\text{зв}}, R_{зв}$ - коефіцієнт стисливості газу, температура газу на вході і газова стала, за яких побудовані зведені газодинамічні характеристики нагнітача.

За математичними моделями (1)-(3) знаходимо ступінь підвищення тиску газу ε_n за умови, що зведені відносні оберти нагнітача дорівнюють одиниці, політропічний ККД $\eta_{пол}$ і зведена відносна внутрішня потужність нагнітача

$\left(\frac{N_i}{P_{вс}} \right)_{зв}$. Використовуючи теорему подібності режимів роботи відцентрових машин, коригуємо ступінь підвищення тиску для зведених відносних обертів нагнітача [2], які не дорівнюють одиниці

$$\varepsilon = \left[\left(\frac{n}{n_n} \right)_{зв}^2 \left(\varepsilon_n^{k\eta_{пол}} - 1 \right) + 1 \right]^{\frac{k\eta_{пол}}{k-1}} \quad (13)$$

де k - коефіцієнт адиабати.

Визначаємо абсолютний тиск газу на виході нагнітачів

$$P_{наг} = P_{вс} \varepsilon \quad (14)$$

Температуру газу на виході нагнітачів розраховуємо за формулою

$$T_{наг} = T_{вс} \varepsilon^{\frac{0,235}{\eta_{пол}}} \quad (15)$$

Обчислимо густину газу за умов входу в нагнітачі

$$\rho_{вс} = \frac{P_{вс} \cdot 10^6}{z_{вс} T_{вс} R} \quad (16)$$

Знаходимо внутрішню потужність нагнітача за формулою

$$N_i = \left(\frac{N_i}{P_{вс}} \right)_{зв} \rho_{вс} \left(\frac{n}{n_n} \right)^3 \quad (17)$$

Визначаємо потужність, спожиту нагнітачем

$$N = \frac{N_i}{\eta_m} \quad (18)$$

де η_m - механічний ККД нагнітача.

Розраховані параметри режиму роботи КС повинні бути перевірені на виконання таких технологічних обмежень:

- тиск газу на нагнітанні не повинен перевищувати допустимого за умов міцності значення

$$P_{наг} \leq P_{доп}; \quad (19)$$

- зведена продуктивність нагнітача за умов входу повинна бути не менша за мінімальне значення Q_{min} , яке забезпечує роботу нагнітача без помпажа

$$Q_{зв} \geq Q_{min}; \quad (20)$$

- потужність, спожита нагнітачем, повинна бути не менша за наявну потужність газотурбінної установки

$$N \leq N_e^p; \quad (21)$$

- зведені відносні оберти нагнітача повинні бути не менші за мінімально допустимі

$$\left(\frac{n}{n_n} \right)_{зв} \geq \left(\frac{n}{n_n} \right)_{min} \quad (22)$$

У разі порушення будь-якої із умов (19)-(21) розрахунком передбачається вимушене регулювання режиму роботи шляхом зменшення кількості обертів нагнітача відповідної КС за умовою

$$n = n - \Delta n, \quad (23)$$

де Δn - крок зміни кількості обертів нагнітача.

Наступним розрахунковим блоком є визначення витрат газу на власні потреби компресорних станцій. Зазначений розрахунок проводиться згідно з методикою, яка наведена у чинних нормах технологічного проектування газопроводів [1]. Якщо КС оснащена відцентровими нагнітачами з електричним приводом, то витрати паливного газу відсутні, а витрати газу на власні потреби дорівнюють витратам газу на технологічні потреби і технічні втрати КС.

Останнім розрахунковим блоком в алгоритмі є теплогідрравлічний розрахунок ділянки газопроводу, який базується на розрахункових моделях, рекомендованих чинними нормами технологічного проектування газопроводів [1].

Абсолютний тиск газу на початку ділянки газопроводу, що знаходиться за компресорною станцією, режим роботи якої розраховано, знаходимо за формулою

$$P_n = P_{наг} - \delta P_{вих}, \quad (24)$$

де $\delta P_{вих}$ - втрати тиску в комунікаціях між компресорним цехом і вузлом підключення до лінійної частини газопроводу.

Вхідними даними для теплогідрравлічного розрахунку ділянки газопроводу є геометричні характеристики трубопроводу, фізичні власти-



вості транспортованого газу, теплофізичні властивості ґрунту на глибині укладання труби, абсолютний тиск газу P_n і температура газу T_n на початку ділянки.

Якщо температура газу на виході КС, що знаходиться перед ділянкою газопроводу, яка розраховується, перевищує допустиме значення $T_{дон} = 313 \text{ K}$ [1],

$$T_{на} > T_{дон}, \quad (25)$$

то приймаємо

$$T_n = T_{дон}. \quad (26)$$

За виконання умови

$$T_{на} < T_{дон} \quad (27)$$

приймаємо

$$T_n = T_{на}. \quad (28)$$

Основною формулою для виконання гідравлічного розрахунку ділянки газопроводу є рівняння для визначення об'ємної витрати газу (млн.м³/добу за стандартних умов) у такому вигляді [1]:

$$Q = 105,087 \cdot E \cdot d^{2,5} \sqrt{\frac{P_n^2 - P_k^2}{\Delta \lambda z_{cp} T_{cp} L}}, \quad (29)$$

де: E - коефіцієнт гідравлічної ефективності газопроводу; d - внутрішній діаметр газопроводу, м; P_n, P_k - абсолютний тиск газу на початку і в кінці ділянки відповідно, МПа; λ - коефіцієнт гідравлічного опору; z_{cp} - середнє значення коефіцієнта стисливості газу; T_{cp} - середнє значення температури газу на ділянці газопроводу, К; L - довжина ділянки газопроводу, км.

Розв'язуємо рівняння (29) відносно тиску газу в кінці перетону між КС

$$P_k = \sqrt{P_n^2 - \frac{\Delta \lambda z_{cp} T_{cp} L Q^2}{11043 E^2 d^5}}. \quad (30)$$

З метою визначення першого наближення абсолютного тиску газу в кінці ділянки газопроводу, використовуючи практику теплогідравлічних розрахунків магістральних газопроводів, приймаємо:

- середню температуру газу на ділянці

$$T_{cp0} = 300 \text{ K};$$

- середнє значення коефіцієнта стисливості газу $z_{cp} = 0,9$;

- коефіцієнт гідравлічного опору $\lambda = 0,009$.

Після введення зазначених вище припущень розрахункова формула (30) набуває вигляду

$$P_k = \sqrt{P_n^2 - \frac{2,2 \cdot 10^{-4} \Delta L Q^2}{E^2 d^5}}. \quad (31)$$

Визначаємо середнє значення тиску газу на ділянці газопроводу

$$P_{cp} = \frac{2}{3} \left(P_n + \frac{P_k^2}{P_n + P_k} \right). \quad (32)$$

Обчислюємо середнє значення теплоємності газу на ділянці газопроводу, кДж/(кг·К)

$$c_p = 1,695 + 0,001838 \cdot T_{cp} + 1,96 \cdot 10^6 \frac{P_{cp} - 0,1}{T_{cp}^3}. \quad (33)$$

Знаходимо середнє значення коефіцієнта Джоуля-Томпсона, К/МПа

$$D_i = \frac{1}{c_p} \left(\frac{0,98 \cdot 10^6}{T_{cp}^2} - 1,5 \right). \quad (34)$$

Визначаємо повний коефіцієнт теплопередачі від газу в навколишнє середовище у випадку підземного укладання газопроводу, Вт/(м²·К)

$$K = \frac{2\lambda_{cp}}{d_n \ln \left[\frac{2H_o}{d_n} + \sqrt{\left(\frac{2H_o}{d_n} \right)^2 - 1} \right]}, \quad (35)$$

де: λ_{cp} - коефіцієнт теплопровідності ґрунту; d_n - зовнішній діаметр газопроводу; H_o - глибина залягання осі трубопроводу.

Знаходимо середнє значення температури газу на ділянці газопроводу з урахуванням дії ефекту Джоуля-Томпсона

$$T_{cp} = T_{cp} + \frac{T_n - T_{cp}}{aL} (1 - e^{-aL}) - \quad (36)$$

$$D_i \frac{P_n^2 - P_k^2}{2aL P_{cp}} \left[1 - \frac{1}{aL} (1 - e^{-aL}) \right],$$

де:

$$a = \frac{0,225 K d_n}{Q \Delta c_p}, \quad (37)$$

T_{cp} - середня за період, що розглядається, температура ґрунту на глибині укладання трубопроводу.

Обчислюємо середнє значення коефіцієнта стисливості газу

$$z_{cp} = 1 - 5,5 \cdot 10^6 \frac{\Delta^{1,3} P_{cp}}{T_{cp}^{3,3}}. \quad (38)$$

Знаходимо значення числа Рейнольдса у газопроводі

$$Re = 17,75 \frac{Q \Delta}{d \eta}. \quad (39)$$

Визначаємо коефіцієнт гідравлічного опору в газопроводі за формулою

$$\lambda = 0,067 \left(\frac{158}{Re} + \frac{2k_e}{d} \right)^{0,2}, \quad (40)$$

де k_e - абсолютна еквівалентна шорсткість внутрішньої поверхні трубопроводу, у розрахунках приймаємо $k_e = 0,03 \text{ мм}$ [1].



За формулою (30) знаходимо уточнене значення тиску газу в кінці ділянки газопроводу P_{k_y} . Якщо різниця між уточненим і попередньо визначеним значенням кінцевого тиску перевищує необхідну точність розрахунків ε_p

$$\left| P_k - P_{k_y} \right| > \varepsilon_p, \quad (41)$$

то приймаємо

$$P_k = P_{k_y}$$

і повторюємо розрахунки, починаючи з формули (32).

Визначаємо температуру газу в кінці ділянки газопроводу

$$T_k = T_{sp} + (T_n - T_{sp})e^{-\alpha L} - D_i \frac{P_n^2 - P_k^2}{2\alpha L P_{cp}} (1 - e^{-\alpha L}). \quad (42)$$

Абсолютний тиск газу на вході відцентрових нагнітачів наступної компресорної станції знаходимо за формулою

$$P_{oc} = P_k - \delta P_{ox}, \quad (43)$$

де δP_{ox} - втрати тиску у входних комунікаціях компресорної станції.

Розглянемо випадок, за якого триниткова газотранспортна система працює як єдина газодинамічна система. При цьому перемички між нитками на вході і виході кожної компресорної станції відкриті (рисунок 1). Це призводить до вирівнювання тисків газу по трьох нитках на вході і виході кожної компресорної станції і перерозподілу потоків газу як між КС, так і між нитками газопроводів, на які вони працюють. У результаті за тих самих умов пропускна здатність триниткової газотранспортної системи може відрізнитись від суми пропускних здатностей окремих ниток газопроводу під час її автономної роботи. Якщо пропускна здатність системи при цьому не зміниться, суттєво будуть відрізнитись параметри режиму роботи кожної компресорної станції і кожної нитки газотранспортної системи.

Запропонований обчислювальний алгоритм дає змогу знайти пропускну здатність триниткової газотранспортної системи, компресорні станції якої оснащені різними типами ГПА, та розрахувати параметри режиму роботи кожної КС. Пропускна здатність триниткової системи визначається за певного значення температури повітря на вході у ГТУ, за певного значення температури ґрунту на глибині укладання трубопроводів, за заданих значеннях тиску і температури газу на вході у нагнітачі першої КС та заданого значення тиску газу у кінці розрахункової ділянки газопроводу.

Алгоритм базується на використанні основних розрахункових блоків, детальна характеристика яких наведена вище. За відомим складом природного газу визначаємо фізичні властивості газу в умовах перекачування. У результаті розрахунків знаходимо відносну газову сталу R , густину газу за повітрям Δ , ди-

намічну в'язкість газу за умов перекачування η і нижчу теплоту згоряння Q_{pn} .

Обчислюємо наявну потужність газотурбінного привода відцентрових нагнітачів кожної із шести КС. Якщо одна із КС оснащена відцентровими нагнітачами з електричним приводом, то за наявну потужність привода нагнітача приймемо потужність відповідного електричного двигуна.

Параметрам роботи КС присвоюємо два індекси. Перший із них i показує номер КС на трасі, а другий j - номер нитки газопроводу, на яку працює КС.

Використовуючи дані, взяті з паспортних чи фактичних зведених газодинамічних характеристик нагнітачів, одержуємо математичні моделі характеристик кожного типу нагнітача у вигляді формул (1)-(3).

Виконуємо розрахунок режиму роботи першої КС на кожній із трьох ниток газопроводів за заданих абсолютного тиску і температури газу на вході в нагнітачі

$$P_{ac11} = P_{ac12} = P_{ac13} = P_{ac1}, \quad (44)$$

$$T_{ac11} = T_{ac12} = T_{ac13} = T_{ac1}. \quad (45)$$

Спочатку приймаємо довільне значення тиску газу на виході КС1 P_{nac1} . Далі задасмося першим наближенням об'ємної витрати газу через нагнітачі КС1 газопроводу 1 (яку далі будемо позначати КС11)

$$Q_{11} = QQ. \quad (46)$$

Використовуючи формули (8)-(18), виконуємо розрахунок режиму роботи КС11 на номінальних обертах нагнітачів $n = n_n$, перевіряючи при цьому виконання технологічних обмежень параметрів роботи (19)-(21). У разі порушення будь-якої із умов (19)-(21) приймається рішення про зменшення кількості обертів нагнітачів відповідної КС за умовою (23). Далі розрахунки повторюються до досягнення умов виконання всіх зазначених технологічних обмежень. Якщо в результаті зменшення кількості обертів нагнітачів не виконується умова (22), то це свідчить про неможливість реалізації даного режиму перекачування газу без порушення технологічних обмежень на КС11. У такому випадку необхідно змінити параметри стану газу на межах системи або змінити кількість працюючих ГПА на даній КС. У результаті ітерацій знаходимо абсолютний тиск газу на виході нагнітачів P_{nac11} і робочу кількість обертів вала нагнітачів n_{11} .

Якщо розраховане і раніше прийняте значення тиску нагнітання відрізняються менше, ніж необхідна точність розрахунків ε_p

$$\left| P_{nac11} - P_{nac1} \right| < \varepsilon_p, \quad (47)$$

то ітерації по витраті газу через нагнітачі КС11 завершені. Інакше, за виконання умови

$$P_{nac11} > P_{nac1} \quad (48)$$



збільшуємо витрату газу через нагнітачі КС11 за умовою

$$Q_{11} = Q_{11} + \Delta Q, \quad (49)$$

а за виконання умови

$$P_{наг11} < P_{наг1} \quad (50)$$

зменшуємо витрату газу через нагнітачі КС11 за умовою

$$Q_{11} = Q_{11} - \Delta Q. \quad (51)$$

У результаті одержуємо витрату газу через нагнітачі КС11 Q_{11} , за якої тиск нагнітання дорівнює прийнятному значенню $P_{наг1}$.

Аналогічні розрахунки виконуємо для КС12 і КС13. У результаті знаходимо відповідні витрати газу Q_{12} і Q_{13} .

Сумарна витрата газу через нагнітачі КС1 для триниткової газотранспортної системи дорівнює

$$Q_{сум1} = Q_{11} + Q_{12} + Q_{13}. \quad (52)$$

Обчислюємо витрати газу на власні потреби КС11, КС12 і КС13 $Q_{кц11}$, $Q_{кц12}$, $Q_{кц13}$. Якщо одна із КС оснащена відцентровими нагнітачами з електричним приводом, то враховуємо, що витрати паливного газу відсутні, а витрати газу на власні потреби дорівнюють витратам газу на технологічні потреби і технічні втрати КС.

Сумарні витрати газу на власні потреби трьох КС, розміщених на початку першого регіону,

$$Q_{кц1} = Q_{кц11} + Q_{кц12} + Q_{кц13}. \quad (53)$$

Переходимо до розрахунку першої ділянки триниткової газотранспортної системи. Знаходимо усереднене значення температури газу на виході компресорних цехів

$$T_{наг1} = \frac{1}{3}(T_{наг11} + T_{наг12} + T_{наг13}). \quad (54)$$

Використовуючи умови (25)-(28), знаходимо температуру газу на початку першої ділянки $T_{п1}$. За формулою (24) знаходимо тиск газу на початку першої ділянки газопроводу $P_{п1}$.

Знаходимо еквівалентний діаметр триниткового газопроводу з формули

$$\frac{d_c^{2,6}}{L_c^{0,5}} = \frac{E_1 d_1^{2,6}}{L_1^{0,5}} + \frac{E_2 d_2^{2,6}}{L_2^{0,5}} + \frac{E_3 d_3^{2,6}}{L_3^{0,5}}. \quad (55)$$

Приймаємо, що $L_c = L_1$, тоді рівняння (55) дає змогу обчислити еквівалентний діаметр для заміни триниткового газопроводу еквівалентним однонитковим.

Використовуючи поняття еквівалентного діаметра першої ділянки газопроводу d_{c1} , знаходимо перше наближення кінцевого тиску газу

$$P_{k1} = \sqrt{P_{п1}^2 - \frac{2,2 \cdot 10^{-4} \Delta L_1 Q_{сум1}^2}{d_{c1}^5}}. \quad (56)$$

Виконуємо уточнений теплогідрравлічний розрахунок кожної з ниток першої ділянки за такою методикою. Задаємося першим наближенням витрати газу для j -ої нитки

$$Q_{літ1j} = Q_{1j}. \quad (57)$$

Використовуючи розрахунковий блок (32)-(40) і (30), методом послідовних наближень знаходимо уточнену витрату в газопроводі, за якої уточнений кінцевий тиск, знайдений за формулою (30), дорівнює кінцевому тиску, розрахованому з використанням поняття еквівалентного діаметра (56).

Знаходимо сумарну витрату газу по трьох нитках першої ділянки газопроводу

$$Q_{літ1} = Q_{літ11} + Q_{літ12} + Q_{літ13}. \quad (58)$$

Порівнюємо одержане значення витрати газу у трьох нитках з раніше розрахованою витратою газу через нагнітачі трьох КС на початку першої ділянки. Якщо виконується умова

$$|Q_{сум1} - Q_{літ1}| < \varepsilon_q, \quad (59)$$

де ε_q - точність ітерацій сумарної витрати газу, то розрахунок першої триниткової ділянки для даної ітерації тиску газу на виході КС1 $P_{наг1}$ закінчено. Інакше, за виконання умови

$$Q_{літ1} > Q_{сум1} \quad (60)$$

збільшується значення тиску в кінці першої ділянки за умовою

$$P_{k1} = P_{k1} + \Delta P, \quad (61)$$

де ΔP - крок зміни тиску газу на ділянці газопроводу, а за виконання умови

$$Q_{літ1} < Q_{сум1} \quad (62)$$

зменшується значення тиску в кінці першої ділянки за умовою

$$P_{k1} = P_{k1} - \Delta P. \quad (63)$$

Після завершення описаних ітерацій для кожної нитки першої ділянки за формулою (42) визначаємо кінцеву температуру газу T_{k1j} .

Температуру і тиск газу на вході у КС2 знаходимо за формулами

$$T_{k1} = \frac{1}{3}(T_{k11} + T_{k12} + T_{k13}), \quad (64)$$

$$T_{вс2} = T_{вс21} = T_{вс22} = T_{вс23} = T_{k1}, \quad (65)$$

$$P_{вс2} = P_{k1} - \delta P_{вс}, \quad (66)$$

$$P_{вс2} = P_{вс21} = P_{вс22} = P_{вс23}. \quad (67)$$

Для визначення витрати газу через нагнітачі кожної із трьох КС2 як перше наближення приймаємо, що витрата паливного газу на трьох КС2 дорівнює витраті паливного газу на трьох КС1

$$Q_{кц2} = Q_{кц1}. \quad (68)$$



Знаходимо сумарну витрату газу через три КС, розміщені на початку другого перегону триниткової газотранспортної системи,

$$Q_{\text{сум}2} = Q_{\text{ліп}1} - Q_{\text{к}2} \quad (69)$$

Задаємося довільним значенням тиску газу на виході нагнітачів КС2

$$P_{\text{наг}2} = P_{\text{наг}21} = P_{\text{наг}22} = P_{\text{наг}23} \quad (70)$$

Виконуємо розрахунок режиму роботи КС21, що працює на другу ділянку першої нитки газопроводу. Як перше наближення приймаємо таке значення витрати газу:

$$Q_{21} = Q_{11} - Q_{\text{к}21} \quad (71)$$

Використовуючи формули (8)-(18), виконуємо розрахунок режиму роботи КС21 на номінальних обертах нагнітачів, перевіряючи при цьому виконання низки технологічних обмежень параметрів роботи. У разі порушення будь-якої з умов (19)-(21) зменшується кількість обертів нагнітачів за умовою (23). Після закінчення ітерацій знаходимо абсолютний тиск газу на виході нагнітачів $P_{\text{наг}21}$. Далі, реалізуючи умови (47)-(51), методом послідовних наближень знаходимо витрату газу через нагнітачі КС21 Q_{21} , за якої тиск нагнітання дорівнює прийнятому значенню $P_{\text{наг}2}$.

Аналогічні розрахунки виконуємо для КС22 і КС23. У результаті знаходимо відповідні витрати газу Q_{22} і Q_{23} . Розрахована витрата газу через нагнітачі другої КС триниткової газотранспортної системи дорівнює

$$Q_{\text{сум}2p} = Q_{21} + Q_{22} + Q_{23} \quad (72)$$

Обчислюємо витрати газу на власні потреби КС2 на трьох нитках відповідно $Q_{\text{к}21}$, $Q_{\text{к}22}$, $Q_{\text{к}23}$. Загальна витрата газу на власні потреби КС2 становить

$$Q_{\text{к}2} = Q_{\text{к}21} + Q_{\text{к}22} + Q_{\text{к}23} \quad (73)$$

За формулою (69) коригуємо необхідне значення сумарної витрати газу через нагнітачі трьох КС, розміщених на початку другого перегону.

Перевіряємо виконання балансу витрати газу. Якщо виконується умова

$$\left| Q_{\text{сум}2p} - Q_{\text{сум}2} \right| < \varepsilon_q \quad (74)$$

то розрахунок режиму роботи зазначених вище КС на даному етапі обчислень вважаємо завершеним. Інакше, при виконанні умови

$$Q_{\text{сум}2p} > Q_{\text{сум}2} \quad (75)$$

збільшуємо тиск газу на нагнітання

$$P_{\text{наг}2} = P_{\text{наг}2} + \Delta P \quad (76)$$

За виконання умови

$$Q_{\text{сум}2p} < Q_{\text{сум}2} \quad (77)$$

зменшуємо тиск газу на нагнітання

$$P_{\text{наг}2} = P_{\text{наг}2} - \Delta P \quad (78)$$

Далі повторюємо розрахунки кожної з трьох КС2 до виконання умови (74).

Після завершення розрахунку режимів роботи КС21, КС22 і КС23 визначаємо тиск газу на початку другого перегону

$$P_{\text{н}2} = P_{\text{наг}2} - \delta P_{\text{вих}} \quad (79)$$

Теплогідравлічний розрахунок другої ділянки триниткового газопроводу виконуємо аналогічно розрахунку першого перегону, використовуючи наведені вище формули. У результаті одержуємо тиск газу на вході у КС3 $P_{\text{в}3}$.

Аналізуємо одержане значення тиску $P_{\text{в}3}$.

Якщо розрахований тиск $P_{\text{в}3}$ більший від заданого тиску $P_{\text{в}3\text{зад}}$ на величину, що перевищує необхідну точність розрахунку ε_p

$$P_{\text{в}3} - P_{\text{в}3\text{зад}} > \varepsilon_p \quad (80)$$

то зменшуємо тиск газу на виході нагнітачів КС1 за умовою

$$P_{\text{наг}1} = P_{\text{наг}1} - \Delta P \quad (81)$$

Якщо розрахований тиск $P_{\text{в}3}$ менший від заданого тиску $P_{\text{в}3\text{зад}}$ на величину, що перевищує необхідну точність розрахунку ε_p

$$P_{\text{в}3\text{зад}} - P_{\text{в}3} > \varepsilon_p \quad (82)$$

то збільшуємо тиск газу на виході нагнітачів КС1 за умовою

$$P_{\text{наг}1} = P_{\text{наг}1} + \Delta P \quad (83)$$

Далі обчислення повторюємо, починаючи з розрахунку режиму роботи КС1 за наведеним вище алгоритмом.

Якщо різниця за абсолютною величиною між розрахованим і заданим тиском газу на вході у нагнітачі КС3 менша за необхідну точність розрахунку ε_p

$$\left| P_{\text{в}3} - P_{\text{в}3\text{зад}} \right| < \varepsilon_p \quad (84)$$

то це свідчить про те, що визначена пропускна здатність системи.

Даний алгоритм дає змогу знайти максимальну кількість газу, яка може бути транспортована тринитковим газопроводом за відкритих перемичок на вході і виході кожної КС із урахуванням технологічних обмежень параметрів роботи компресорних станцій. Регулювання шляхом зменшення кількості обертів нагнітача використовується виключно з метою забезпечення виконання технологічних обмежень щодо тиску на виході нагнітачів, витрати газу на вході у нагнітачі і потужності, спожитої нагнітачами для компримування газу.

Наведений вище обчислювальний алгоритм нами реалізований у програмі VEGA, яка написана на мові BASIC. Програма за структурою циклічна, розгалужена, у ній реалізований метод послідовних наближень. Програма VEGA являє собою математичну модель газодинамічних процесів у кільканитковому газо-



Таблиця 1 – Розрахункові значення температури повітря і ґрунту на глибині укладання газопроводів

Температурний фактор	Варіант значень сезонних температурних факторів						
	1	2	3	4	5	6	7
Температура повітря, °С	0	5	10	15	20	25	30
Температура ґрунту, °С	3	7	9	11	12	15	17

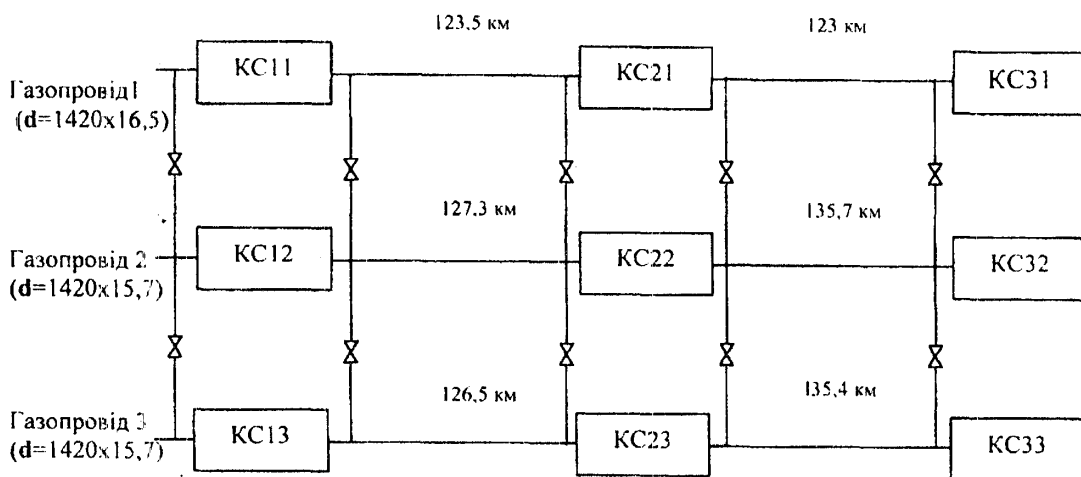


Рисунок 1 – Розрахункова схема триниткової газотранспортної системи

проводі під час транспортування природного газу. Її використання для конкретної системи газопроводів дає змогу дослідити вплив низки факторів (сезонні зміни температури повітря, сезонні зміни температури ґрунту на глибині укладання трубопроводу, зміни коефіцієнта теплопровідності ґрунту, зміни гідравлічної ефективності газопроводів, зміни кількості працюючих ГПА на КС тощо) на пропускну здатність, режимні та енергетичні параметри роботи компресорних станцій.

Використаємо описані вище обчислювальні алгоритми і програмне забезпечення для визначення пропускну здатності, розподілу потоків газу, режимних та енергетичних параметрів роботи паралельно укладених трьох діючих газопроводів України. Кожен газопровід може працювати автономно як окремий газотранспортний об'єкт. Якщо відкрити перемички між нитками на вході і виході кожної КС, то три нитки газопроводів будуть працювати, як єдина газодинамічна система. Використовуючи матеріали про геометричні характеристики лінійної частини газопроводів та технічні характеристики обладнання КС, які були представлені фахівцями ДК "Укртрансгаз", формуємо комплекс вхідних даних для визначення пропускну здатності, режимних та енергетичних параметрів як однопроводових газопроводів, так і триниткової газотранспортної системи.

Застосуємо розроблене нами програмне забезпечення, як засіб для дослідження впливу сезонних змін температури повітря і температури ґрунту на глибині укладання трубопроводу на пропускну здатність газотранспортної системи за умови закритих і відкритих перемичок на вході і виході кожної компресорної станції. Згідно з [3] для умов прокладання газопроводів розглядаємо такі прогнозовані значення температури повітря і ґрунту на глибині укладання трубопроводів (таблиця 1)

За програмою VEGA виконуємо багатоваріантні розрахунки кожної з трьох ниток під час їх автономної роботи, а також триниткової системи за умови відкритих перемичок на вході і виході кожної КС. У розрахунках передбачаємо максимальну кількість паралельно працюючих агрегатів на кожній КС і приймаємо гідравлічну ефективність роботи лінійної частини $E=1$ та $E=0,95$.

Результати розрахунків записуємо у вигляді залежності пропускну здатності кожного однопроводового газопроводу від сезонних змін температури повітря і відповідних змін температури ґрунту на глибині укладання трубопроводу (рисунок 2).

Як свідчать результати розрахунків за створеною нами газодинамічною моделлю, у разі збільшення температури повітря і відповідних сезонних змін температури ґрунту має



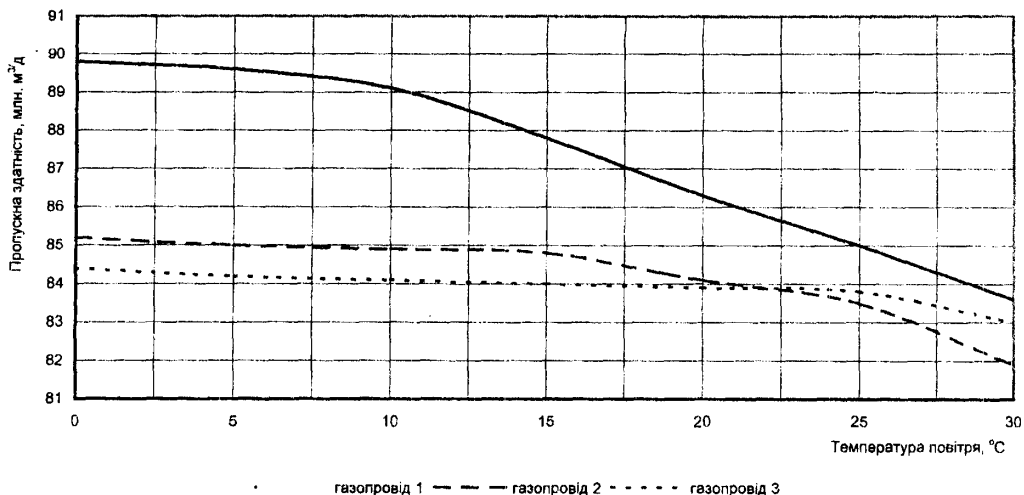


Рисунок 2 - Зміна пропускної здатності трьох паралельних газопроводів при їх окремій роботі залежно від температури повітря і відповідних сезонних змін температури ґрунту (гідравлічна ефективність газопроводів $E=1$)

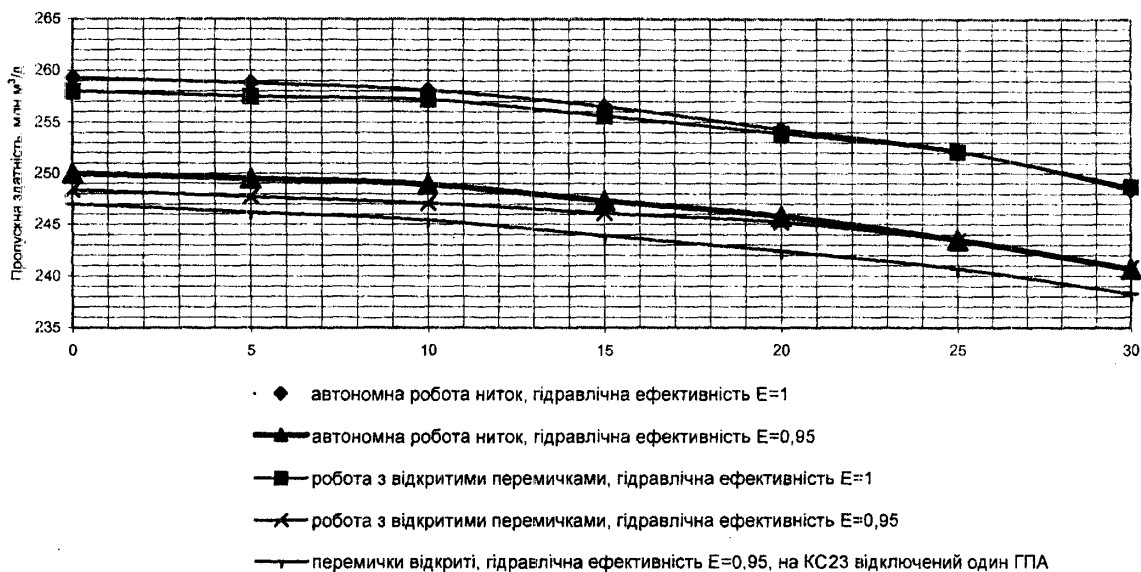


Рисунок 3 - Порівняння розрахункової пропускної здатності триниткової системи газопроводів під час роботи із закритими і відкритими перемичками на вході і виході КС

місце чітко виражена тенденція зменшення пропускної здатності однопроводових газопроводів через вимушене регулювання режимів роботи ГПА шляхом зменшення кількості обертів для забезпечення виконання низької технологічних обмежень. Якщо компресорна станція оснащена відцентровими нагнітачами з електричним приводом, то вплив сезонних змін навколишнього середовища на пропуску здатність газопроводу менш помітний. Впливовим фактором при цьому є лише зміна температури ґрунту на глибині укладання трубопроводу.

Аналіз результатів розрахунків засвідчує, що тенденції зміни технологічних параметрів

однопроводових газопроводів, виявлені за умови гідравлічної ефективності газопроводів $E=1$, повністю підтверджуються за умови гідравлічної ефективності газопроводів меншій від одиниці.

На рисунку 3 зображено порівняння пропускної здатності триниткової газотранспортної системи за умови закритих і відкритих перемичок на вході і виході кожної КС і значеннях коефіцієнта гідравлічної ефективності ниток $E=1$ та $E=0,95$.

Як свідчать результати досліджень, виконаних для конкретної газотранспортної системи, відкриття перемичок між паралельними



Таблиця 2 – Розподіл потоків газу за елементами триниткової газотранспортної системи

Номер газопроводу	Розподіл потоків газу, млн.м ³ /д			
	КС 1	Ділянка 1	КС 2	Ділянка 2
Температура повітря 0 °С, температура ґрунту 3 °С, коефіцієнт гідравлічної ефективності ниток E=1				
1	94,4	86,4	88,5	88,0
2	81,8	85,7	89,9	84,3
3	81,8	85,9	78,3	84,4
Температура повітря 30 °С, температура ґрунту 17 °С, коефіцієнт гідравлічної ефективності ниток E=1				
1	83,3	83,3	81,6	84,8
2	79,6	82,6	83,2	81,3
3	85,8	82,8	82,6	81,3
Температура повітря 0 °С, температура ґрунту 3 °С, коефіцієнт гідравлічної ефективності ниток E=0,95				
1	93,4	83,2	86,4	84,6
2	77,5	82,5	85,8	81,2
3	77,5	82,7	74,8	81,2
Температура повітря 30 °С, температура ґрунту 17 °С, коефіцієнт гідравлічної ефективності ниток E=0,95,				
1	81,6	80,7	79,1	82,1
2	78,2	79,9	80,1	78,6
3	81,1	80,2	80,2	78,7

нитками на вході і виході компресорних станцій, які оснащені різними типами ГПА, призводить до незначного зменшення (до 1 %) пропускної здатності системи і суттєвих змін режимів роботи як кожної компресорної станції, так і кожної лінійної ділянки.

Аналіз результатів багатоваріантних розрахунків триниткової газотранспортної системи як єдиної газодинамічної системи свідчить про те, що відповідно до характеристик ГПА і характеристик ділянок має місце автоматичний перерозподіл потоків газу через нагнітачі кожної КС і кожен нитку газопроводів (таблиця 2). Розподіл потоків газу залежить від сезонних змін температур повітря і ґрунту та коефіцієнта гідравлічної ефективності роботи газопроводів. Одержаний розподіл потоків газу по компресорних цехах і нитках не може бути визначений за іншими методиками, які розраховують окремі елементи газотранспортної системи, а не систему складних газопроводів загалом, як це пропонується у даній роботі.

Для характеристики енергоємності режиму роботи газопроводу визначені питомі витрати потужності ГПА КС на виконання задаваної транспортної роботи. На конкретному прикладі показана можливість оптимізації режимів роботи складної газотранспортної системи шляхом визначення варіантів роботи, які різняться схемою роботи ГПА на деяких КС і виконують ту саму транспортну роботу на значно менших витратах потужності ГПА КС.

Література

- 1 ОНТП 51-1-85. Нормы технологического проектирования. Магистральные трубопроводы. Часть I. Газопроводы. Мингазпром. - М.: 1985.
- 2 Трубопроводный транспорт газа: Підручник/ В.К. Касперович. - Івано-Франківськ: Факел, 1999. - 194 с.
- 3 Справочник работника газовой промышленности/ М.М. Волков, А.Л. Михеев, К.А. Конев. - М.: Недра, 1989.- 285 с.

