

Шевчук Лілія Іванівна, доктор технічних наук, доцент, кафедра технології органічних продуктів, Національний університет «Львівська політехніка», вул. С. Бандери, 12, м. Львів, Україна, 79013
E-mail: shev-lili@mail.ru

Строган Оріся Іванівна, кандидат технічних наук, асистент, кафедра нарисної геометрії і інженерної графіки, Національний університет «Львівська політехніка», вул. С. Бандери, 12, м. Львів, Україна, 79013

УДК 622.691

DOI: 10.15587/2313-8416.2016.67695

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ СКЛАДНИХ ГАЗОТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ В КОМПЛЕКСІ З ПСГ

© В. Я. Грудз, Я. В. Костів, В. Р. Процюк, Д. Ф. Тимків

У даній роботі авторами розглядається проблема розрахунку складної газотранспортної системи, яка містить ряд газопроводів, що утворюють лінійну частину, та ряд компресорних станцій, які в сукупності представляють послідовно та паралельно з'єднані ланки, і від характеристик яких залежить величина пропускної здатності. Для розрахунків та побудови характеристик лінійної частини запропоновано метод еквівалентного діаметру

Ключові слова: пропускна здатність, метод еквівалентного діаметру, гідравлічна ефективність, компресорна станція, математична модель

In this paper the authors explore the problem of calculation of the complex gas transportation system, which includes a number of pipelines that form linear part and a number of compressor stations, which together represent segments connected in series and parallel, and the characteristics of which affect the value of the flow capacity. The method of equivalent diameter of the gas transportation system of any complexity was proposed

Keywords: flow capacity, method of equivalent diameter, hydraulic efficiency, compressor station, mathematical model

1. Вступ

Пропускна здатність складної системи газопроводів як функція параметрів режиму є основним виробничим показником, який характеризує ступінь використання газопроводів за призначенням.

Складна газотранспортна система містить ряд газопроводів, що утворюють лінійну частину, та ряд компресорних станцій, які в сукупності представляють послідовно та паралельно з'єднані ланки, і від характеристик яких залежить величина пропускної здатності. В зв'язку зі сказаним, на величину пропускної здатності мають вплив характеристики кожної з компресорних станцій і кожної з лінійних ділянок.

Визначення пропускної здатності простого однотипного газопроводу є складною, з точки зору обчислень, задачею, оскільки ряд параметрів, що входять в основне рівняння газопроводів, залежать від величини витрати газу (коефіцієнт гідравлічного опору, середня температура газу, коефіцієнт стисливості). Тому для визначення величини пропускної здатності простих газопроводів запропоновано користуватися ітераційною процедурою [1, 2].

Для складних газотранспортних систем задача значно ускладнюється, оскільки кожна лінійна ділянка характеризується своїм значенням пропускної здатності, а продуктивність кожної з компресорних станцій, що залежить від їх основного обладнання, схе-

ми та параметрів режиму роботи, повинна відповідати пропускній здатності системи.

2. Аналіз літературних джерел по даній тематиці

Системний підхід до визначення пропускної здатності складних ГТС уперше викладено в [3]. Запропоновано шляхом суміщення характеристик компресорних станцій і лінійних ділянок визначати роботу точку газотранспортної системи, яка складається з послідовно з'єднаних ланок – компресорних станцій і лінійних ділянок. Однак запропонований метод може бути успішно реалізованим лише для ідеальної газотранспортної системи, яка складається з однотипних ланок.

Певні вдосконалення в запропонований метод внесено в роботах [4, 5], де пропускна здатність лінійних ділянок і продуктивність компресорних станцій визначаються з урахуванням гідравлічної ефективності газопроводів і параметрів роботи газоперекачувальних агрегатів. Однак, запропонована методика може бути використана в умовах обмеженого числа лінійних ділянок і компресорних станцій. Крім того, графоаналітичний підхід до проблеми вносить певну похибку в результати розрахунків. Запропонований підхід до визначення пропускної здатності складних газотранспортних систем має за мету вдосконалення системного підходу з урахуванням реальних характе-

ристик лінійних ділянок і компресорних станцій та можливості регулювання режимів їх роботи.

3. Мета дослідження

Аналітичні дослідження показують, що подальший розвиток складних газотранспортних систем в Україні повинен бути направлений на збільшення пропускної здатності системи газопроводів з використанням підземних сховищ газу.

Крім того необхідне впровадження прогресивних технологій, експлуатації технологічного обладнання, впровадження інформаційно-керуючих систем на основі сучасних програмно-технічних комплексів, керованих механізмів, нового обладнання, систем телеметричного контролю параметрів роботи устаткування, а також якісних і обґрунтованих математичних моделей для технологічних розрахунків різних варіантів режимів роботи газопроводів для їх раціональної експлуатації.

Розроблені математичні моделі розрахунків режимів роботи складної газотранспортної системи дозволяють рівномірно завантажувати різні типи газоперекачуючі агрегати і мінімізувати затрати витрат паливного газу на транспорт.

4. Математичне моделювання складних газотранспортних систем в комплексі з ПСГ

Лінійна частина складної газотранспортної системи, що складається з кінцевого числа паралельних ниток, з'єднаних перемичками, лупінгів і вставок, може бути зведена до простого однопроводного газопроводу методом еквівалентного діаметру. Такий варіант розрахунку та побудови характеристик лінійної частини можна розглядати як початкове наближення ітераційного процесу. Надалі еквівалентний діаметр газотранспортної системи довільної складності може бути визначений на основі системи рекурентних рівнянь [6–9]:

– для паралельного з'єднання трубопроводів:

$$d_{eM}^{2,6} = \sum_{i=1}^n d_i^{2,6}, \tag{1}$$

– для послідовного з'єднання трубопроводу

$$\frac{L}{d_{eS}^{5,2}} = \sum_{i=1}^n \frac{L_i}{d_i^{5,2}}, \tag{2}$$

де d_i, L_i – внутрішній діаметр і довжина i -го простого газопроводу, що входить до складу ГТС.

Пропускна здатність еквівалентного газопроводу визначається на основі основного рівняння газопроводів, записаного для зони жорстких труб турбулентного режиму [1]:

$$Q = 1.64 \cdot 10^{-6} \cdot d_e^{2,6} \cdot \sqrt{\frac{P_H^2 - P_K^2}{\Delta z T_{cp} L}}, \tag{3}$$

де P_H, P_K – тиск на початку і в кінці ділянки довжиною L ; T_{cp}, Z – середня температура та коефіцієнт стислості.

В подальшому здійснюється розподіл витрати газу між паралельними нитками системи з урахуванням їх діаметрів коефіцієнтів гідравлічного опору, які для кожної нитки залежать від витрати. Ітераційний процес побудований на основі загального основного рівняння газопроводів і класичних залежностей коефіцієнтів і параметрів

$$Q = 0.326 \cdot 10^{-6} \cdot d_i^{2,5} \cdot \sqrt{\frac{P_H^2 - P_K^2}{\lambda_i \Delta z T_{cp} L_i}},$$

$$\lambda_i = 0.067 \left(\frac{158}{Re_i} + \frac{2K_i}{d_i} \right)^{0,2}, \tag{4}$$

$$Re_i = 1.81 \cdot 10^3 \frac{Q_{\Delta}}{d_i \eta},$$

де λ_i – коефіцієнт гідравлічного опору i -того газопроводу; Re – число Рейнольдса; K_e – еквівалентна жорсткість труб; η – коефіцієнт динамічної в'язкості.

В результаті характеристика лінійної ділянки складної газотранспортної системи на основі (4) може бути представлена рівнянням

$$P_{Hj} - P_{Kj} = c_j Q^2, \tag{5}$$

де

$$c_j = \frac{\lambda_i \Delta z T_j L_j}{(0.326 \cdot 10^{-6} d_j^{2,5})^2};$$

де j – номер ділянки.

Характеристика компресорної станції залежить від характеристик газоперекачувальних агрегатів і схеми їх роботи. Найбільш поширеною моделлю характеристики відцентрового ГПА є двочленна модель [3, 10]:

$$\varepsilon^2 = a - b Q_b^2, \tag{6}$$

де ε – ступінь стиску ГПА; Q_b – об'ємна продуктивність ГПА за умов входу; a, b – апроксимаційні коефіцієнти, для яких запропоновано формули [5]:

$$a = \alpha + \beta \bar{n}, \quad b = \gamma + \theta \bar{n},$$

де \bar{n} – відносна швидкість обертання роторів нагнітача; $\alpha, \beta, \gamma, \theta$ – апроксимаційні коефіцієнти. При паралельній роботі двох різномісних нагнітачів характеристика їх сумісної роботи може бути представлена у вигляді:

$$\varepsilon^2 = A_r - B_r Q_b^2, \tag{7}$$

$$A_r = \frac{a_1 \left(\sqrt{\frac{a_1 - 1}{b_1}} + \sqrt{\frac{a_2 - 1}{b_2}} \right)^2 - \frac{a_2 - a_1}{b_2}}{\left(\sqrt{\frac{a_1 - 1}{b_1}} + \sqrt{\frac{a_2 - 1}{b_2}} \right)^2 - \frac{a_2 - a_1}{b_2}};$$

$$B_r = \frac{a_1 - 1}{\left(\sqrt{\frac{a_1 - 1}{b_1}} + \sqrt{\frac{a_2 - 1}{b_2}} \right)^2 - \frac{a_2 - a_1}{b_2}}$$

При паралельній роботі однотипних μ нагнітачів ($a_1 = a_2 \dots = a, b_1 = b_2 = \dots = b$) залежності суттєво спрощуються:

$$A_r = a; B_r = \frac{b}{r^2}$$

При послідовній роботі двох різнотипних нагнітачів характеристика їх сумісної роботи

$$\varepsilon^2 = A_g - B_g Q_b^2, \tag{8}$$

де $A_g = a_1 \cdot a_2$; $B_g = a_2 b_1 + b_2 \varepsilon_{kp}^{2(m-1)}$; ε_{kp} – середній ступінь стиску нагнітача першого ступеня; m - показник політропного стиску.

На основі рекурентних формул (7) і (8) рівняння характеристики компресорної станції при довірливому з'єднанні ГПА може бути представлено у вигляді:

$$\varepsilon_j^2 = A_j - B_j Q_b^2, \tag{9}$$

де j – номер КС.

Рівняння (9) може бути представлено у вигляді:

$$\left(\frac{P_{H_j}}{P_{B_j}} \right)^2 = A_j - B_j Q_b^2 \tag{10}$$

або

$$\begin{aligned} P_{H_j}^2 &= A_j P_{B_j}^2 - B_j Q_b^2 P_{B_j}^2 = \\ &= A_j P_{B_j}^2 - B_j Q_b^2 \frac{P_{B_j}}{P_{cm}} \frac{T_{cm}}{T_{B_j}} \frac{Z_{B_j}}{Z_{B_j}} \frac{T_{B_j}}{T_{cm}} \frac{P_{cm}}{T_{cm}}; \\ P_{H_j}^2 &= A_j P_{B_j}^2 - B_j \frac{Z_{B_j} T_{B_j} P_{cm}}{T_{cm}} Q_b^2, \end{aligned}$$

де $Q_b^2 = Q_b \frac{P_{B_j}}{P_{cm}} \frac{T_{cm}}{T_{B_j}} \frac{1}{Z_{B_j}}$ – продуктивність КС за стандартних умов P_{cm}, T_{cm} ; Z_{B_j} – коефіцієнт стисливості газу за умов входу.

Позначимо

$$B_j \frac{Z_{B_j} T_{B_j} P_{cm}}{T_{cm}} = \bar{B}_j.$$

Тоді отримаємо характеристику КС у вигляді

$$P_{H_j} = A_j P_{B_j} - \bar{B}_j Q_b^2. \tag{11}$$

Рівняння (5) і (11) представляють в аналогічній формі характеристики лінійних ділянок і компресорних станцій. Запишемо ці рівняння для кожної КС і кожної лінійної ділянки газотранспортної системи, вважаючи, що тиск P_{B_i} на вході в першу КС і тиск в кінці газопроводу відомі, а тиски $P_{k_j} = P_{B_{j+1}}$. У результаті отримаємо систему рівнянь із невідомою пропускною здатністю Q , для якої отримаємо розв'язок у вигляді

$$Q = \sqrt{\frac{\prod_{j=1}^n A_j P_{B_i}^2 - P_k^2}{\sum_{i=1}^n \prod_{j=1}^n A_{j+1} (\bar{B}_j + C_j)}}. \tag{12}$$

Підставляючи одержане значення Q у систему рівнянь, побудованої на основі (5) і (11), записаних для кожної лінійної ділянки та кожної КС, отримаємо значення тисків на вході і виході кожної з працюючих КС. Однак, на вказану систему рівнянь слід накласти обмеження у вигляді граничних тисків

$$P_{H_j} \leq P_{\max} \quad P_{B_j} \geq P_{\min}, \tag{13}$$

де P_{\max} – максимально можливий тиск з точки зору міцності трубопроводу; P_{\min} – мінімально допустимий тиск з точки зору нормальної роботи ГПА на КС.

Якщо на виході КС- j не виконується перша умова, то для зменшення тиску на виході КС слід понизити швидкість обертання роторів ГПА і знайти нові значення коефіцієнтів a і b в характеристиці нагнітача, що приведе до зміни характеристики КС- j в цілому.

Якщо на вході КС- k тиск менший за мінімально допустимий, то слід збільшити швидкість обертання роторів нагнітачів на КС- k , що також приведе до зміни характеристики КС.

Після врахування обмежень по тисках на вході і виході КС повторно визначається пропускна здатність на основі (12). Ітераційний процес закінчується після досягнення рівності (з заданою точністю) пропускної здатності на ітераціях s і s_H . Таким чином визначається пропускна здатність газотранспортної системи. Якщо відома продуктивність кожної з працюючих КС (а також тиски на вході і виході) та швидкість обертання роторів ГПА, то можливо визначити потужність кожної з працюючих КС і газотранспортної системи в цілому.

Запропонована математична модель дозволяє розв'язати ряд практично важливих технологічних задач, пов'язаних із визначенням пропускної здатності системи в умовах неповного завантаження, регулювання режимів її роботи та визначенням параметрів.

5. Результати дослідження

Якщо з певної причини має місце відключення КС- j , то тиски на її виході і вході після досягнення

стаціонарного режиму повинні бути рівними. Відповідно до (11) зупинка КС- j передбачає, що коефіцієнти $A_j=1$ і $B_j=0$. Таким чином, рівняння (12) дає змогу визначити пропускну здатність при відключенні певних компресорних станцій. Відключення КС-1 передбачає повну зупинку системи, оскільки тиск на вході КС-2 в такому випадку стане меншим мінімально допустимого.

В якості прикладу проведено розрахунки пропускну здатності та режиму роботи газопроводу «Союз» на ділянці, що проходить територією України, за умови закриття міжниткових перемичок із іншими газопроводами трансукраїнської газотранспорт-

ної системи. Розрахунок показав, що пропускну здатність газопроводу «Союз» за умови максимальної гідравлічної ефективності і при паспортних характеристиках газоперекачувальних агрегатів на ділянці Новопокров-Хуст складає 92,219 млн.м³/добу. В подальшому виконано розрахунки пропускну здатності газопроводу «Союз» при почерговому відключенні компресорних станцій, починаючи з КС-12 «Борова» і закінчуючи КС-22 «Хуст». Результати розрахунків у вигляді графіка приведено на рис. 1. Їх аналіз показує, що відключення КС «Борова», яка має № 2 в системі, призводить до зниження пропускну здатності на величину 14,2 % від номінальної.

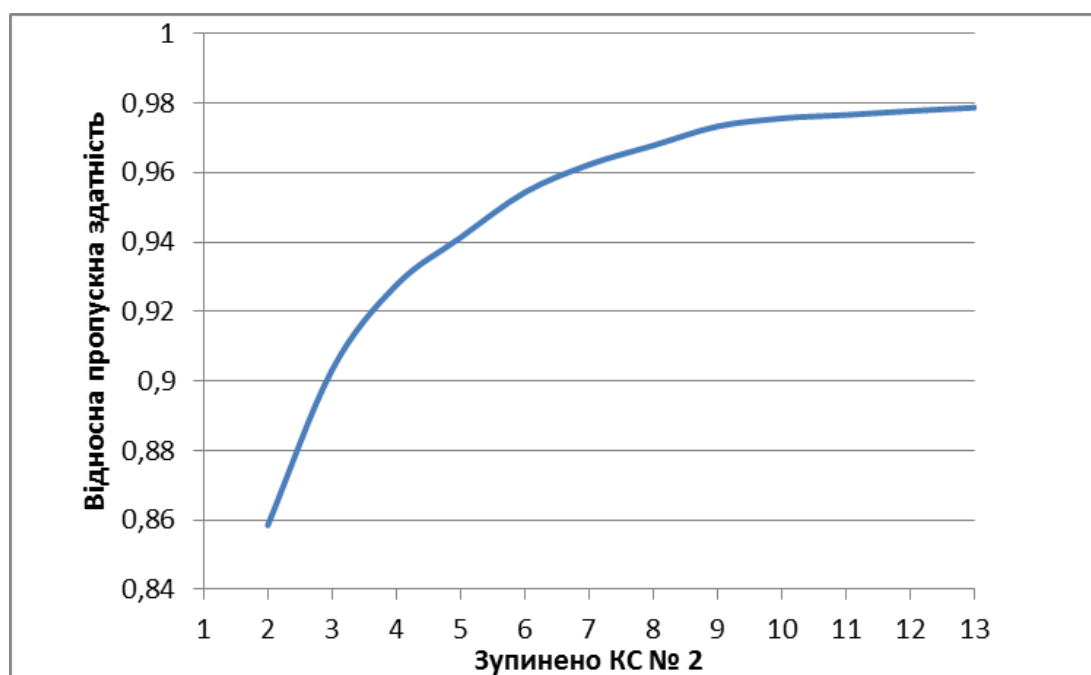


Рис. 1. Вплив відключення КС 2 на пропускну здатність системи

Відключення КС «Першотравнева» за № 3 у системі призводить до зниження пропускну здатності системи на 9,7 %, а відключення КС «Маківка» – № 4 в системі – знижує пропускну здатність на 7,2 %. Відключення КС «Бар» за № 10 в системі і в подальшому КС «Гусятин», КС «Богородчани», КС «Хуст», призводить до зниження пропускну здатності системи на величину в межах 2,5÷2,2 %. Отже, зі зменшенням номера компресорної станції в газотранспортній системі її відключення більшою мірою впливає на ступінь зменшення пропускну здатності. Цей висновок допускає можливість регулювання режиму роботи газотранспортної системи, зокрема зменшення пропускну здатності шляхом відключення окремих компресорних станцій за умови неповного завантаження ГТС.

На рис. 2 приведено результати розрахунків регулювання продуктивності системи шляхом зміни

швидкості обертання роторів нагнітачів на компресорних станціях системи КС-1 «Новопсков», КС-2 «Борова» і КС-3 «Першотравнева». У розрахунках зміна швидкості обертання ротора нагнітача призведе до зміни величини коефіцієнтів A_j і B_j в залежностях (11) і (12). Результати розрахунків показують, що зміна відносної швидкості обертання ротора нагнітачів на КС «Новопсков» у межах 1.0±0.8 зумовлює зменшення пропускну здатності системи на 7,2 %. Аналогічна зміна відносної швидкості обертання ротора нагнітачів на КС «Борова» спричиняє зменшення пропускну здатності на 6,4 %, а на КС «Першотравнева» – на 5,6 %. Отже, ефективність регулювання режиму роботи газотранспортної системи шляхом зміни швидкості обертання роторів нагнітача тим вища, чим ближче до початку системи знаходиться компресорна станція.

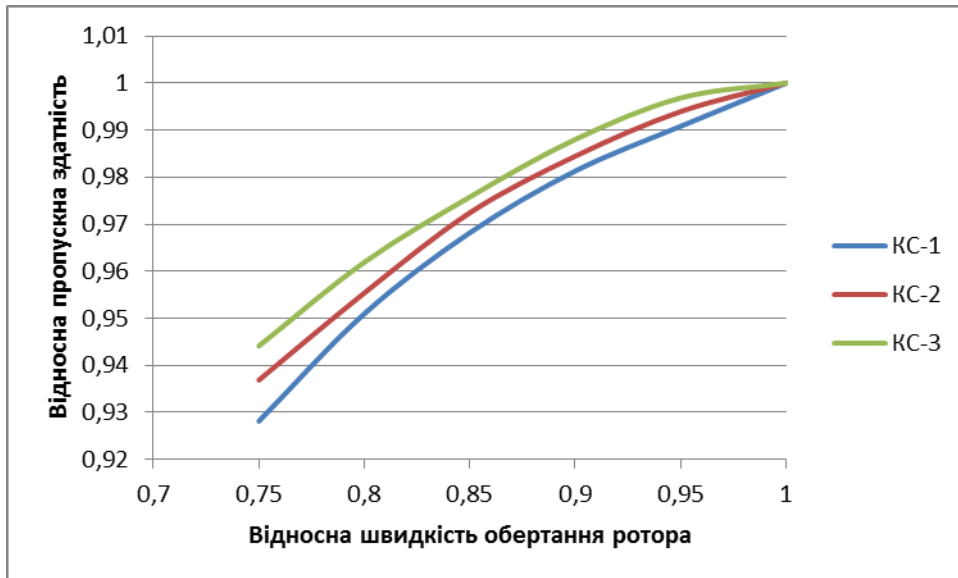


Рис. 2. Регулювання продуктивності системи шляхом зміни швидкості. Обертання ротора нагнітача

Запропонована математична модель дозволяє прогнозувати режим роботи газотранспортної системи зі шляховими відборами (підкачками) газу, наприклад, у комплексі з підземним сховищем газу. Якщо на вході КС-*j* здійснюється відбір газу з витратою *q*, то характеристика станції має вигляд:

$$P_{H_j}^2 = A_j P_{B_j}^2 - B_j (Q - q)^2$$

або

$$\begin{aligned} P_{H_j}^2 &= A_j P_{H_j}^2 - B_j Q^2 \left(1 - \frac{q}{Q}\right)^2 = \\ &= A_j P_{B_j}^2 - B_j Q^2 (\delta Q)^2, \end{aligned} \quad (14)$$

де $\delta Q = 1 - \frac{q}{Q}$ – відносне зменшення продуктивності.

Якщо відбір газу *q* здійснюється з виходу КС-*j*, то рівняння її характеристики не змінюється, а рівняння наступної лінійної ділянки має вигляд:

$$P_{H_j}^2 - P_{B_{j+1}}^2 = C_j (Q - q)^2 = C_j Q^2 (\delta Q)^2. \quad (15)$$

Якщо відбір газу з витратою *q* здійснюється на *j*-тій лінійній ділянці на відстані *l_j* – від КС-*j*, то характеристика *j*-тої лінійної ділянки будується на основі системи алгебраїчних рівнянь

$$\begin{aligned} P_{H_j}^2 - P_a^2 &= C_j \frac{l_j}{L_j} Q^2 \\ P_a^2 - P_{B_{j+1}}^2 &= C_j \frac{L_j - l_j}{L_j} (Q - q)^2 = \\ &= C_j \frac{L_j - l_j}{L_j} Q^2 \delta Q^2, \end{aligned} \quad (16)$$

де *P_a* – тиск в точці шляхового відбору.

Система (16) може бути зведена до рівняння

$$P_{H_j}^2 - P_{B_{j+1}}^2 = C_j Q^2 [\delta L_j (1 - \delta Q^2) - \delta Q^2], \quad (17)$$

де $\delta l_j = \frac{l_j}{L_j}$ – відносна відстань від КС-*j* до шляхового відбору.

Якщо величина шляхового відбору δQ постійна в часі, то врахування шляхових відборів зведеться до коректування коефіцієнта *C_j* в характеристиці лінійної ділянки.

$$C_j^* = C_j [\delta l_j (1 - \delta Q^2) - \delta Q^2]. \quad (18)$$

Отже, для врахування шляхових відборів (підкачок) може бути використане рівняння (12) для визначення пропускної здатності системи, в якому слід зробити коректування коефіцієнтів *B_j* у характеристиках відповідних компресорних станцій і коефіцієнтів *C_j* в характеристиках лінійних ділянок.

6. Висновки

На основі характеристик компресорних станцій і лінійних ділянок складної газотранспортної системи побудовано математичну модель, яка дозволяє за умов квазістационарного режиму роботи системи визначити її пропускну здатність і параметри режиму експлуатації. В результаті реалізації моделі показано можливість виконувати регулювання продуктивності газотранспортної системи шляхом виключення з режиму роботи окремих компресорних станцій. Встановлено ступінь впливу параметрів роботи КС на режим експлуатації системи. Запропонована математична модель може бути використана для прогнозування роботи газотранспортної системи в комплексі з підземними сховищами газу.

Література

1. Ковалко, М. П. Трубопровідний транспорт газу [Текст] / М. П. Ковалко, В. Я. Грудз, В. Б. Михалків та ін. – К.: АренаЕКО, 2002. – 600 с.
2. Яковлев, Е. І. Режимы газотранспортных систем [Текст] / Е. І. Яковлев, О. С. Казак, В. Б. Михайлків, Д. Ф. Тимків, В. Я. Грудз. – Львів: Світ, 1993. – 170 с.
3. Бобровский, С. А. Трубопроводный транспорт газа [Текст] / С. А. Бобровский, С. Г. Щербаков, Е. И. Яковлев и др. – М.: Наука, 1976. – 491 с.
4. Грудз, Я. Характеристика режимів роботи компресорних станцій магістрального газопроводу [Текст] / В. Я. Грудз, Я. В. Грудз, В. І. Слободян // Розвідка і розробка газових родовищ. – 2009. – № 2.
5. Яковлев, Е. И. Методика расчета сложных газотранспортных систем с пересеченным профилем трассы [Текст] / Е. И. Яковлев, А. С. Казак, В. Б. Михалків и др. – К.: Союзпроект, 1984. – 112 с.
6. Грудз, В. Я. Дослідження енергетичного стану складних газотранспортних систем [Текст]: наук.-практ. конф. / В. Я. Грудз, Я. В. Грудз, В. І. Слободян, А. В. Дацюк // Шляхи підвищення ефективності експлуатації трубопровідного транспорту нафти і газу та підготовка кадрів галузі. – Івано-Франківськ, 2010. – С. 9–12.
7. Грудз, В. Я. Обслуговування і ремонт газопроводів [Текст] / В. Я. Грудз, Д. Ф. Тимків, В. Б. Михалків, В. В. Костів. – Івано-Франківськ: Лілея – НВ, 2009. – 711 с.
8. Ronald, C. Techniques of vibration and lysis applied to gas turbines [Text] / C. Ronald // Gas Turbine Int. – 1976. – Vol. 17, Issue 6. – P. 16–22.
9. Randall, L. F. Preventive maintenance of rotating machinery using Vibration detection Gronaud Steel Engineer [Text] / L. F. Randall // 1977. – Vol. 54, Issue 4. – P. 52–60.

10. Роуч, П. Вычислительная гидродинамика [Текст] / П. Роуч. – М.: Мир, 1980. – 287 с.

References

1. Kovalko, M. P., Grudz, V. Ja., Myhalkiv, V. B. et. al (2002). Truboprovodnyj transport gazu. Kyiv: ArenaEKO, 600.
2. Jakovlev, E. I., Kazak, O. S., Myhajl'kiv, V. B., Tymkiv, D. F., Grudz, V. Ja. (1993). Rezhymy gazotransportnyh system. Lviv: Svit, 170.
3. Bobrovskij, S. A., Shherbakov, S. G., Jakovlev, E. I. et. al. (1976). Truboprovodnyj transport gaza. Moscow: Nauka, 491.
4. Grudzv, Ja., Grudz, Ja. V., Slobodjan, V. I. (2009). Harakterystyka rezhymiv roboty kompresornyh stancij magistral'nogo gazoprovodu. Rozvidka i rozrobka gazovyh rodovyshh, 2.
5. Jakovlev, E. I., Kazak, A. S., Mihalkiv, V. B. et. al (1984). Metodika rasscheta slozhnyh gazotransportnyh sistem s peresechennym profilem trassy. Kyiv: Sojuzproekt, 112.
6. Grudz, V. Ja., Grudz, Ja. V., Slobodjan, V. I., Dacjuk, A. V. (2010). Doslidzhennja energetychnogo stanu skladnyh gazotransportnyh system. Shljahy pidvyshhennja efektyvnosti ekspluatacij' truboprovodnogo transportu nafty i gazu ta pidgotovka kadriv galuzi. Ivano-Frankivs'k, 9–12.
7. Grudz, V. Ja., Tymkiv, D. F., Myhalkiv, V. B., Kostiv, V. V. (2009). Obslugovuvannja i remont gazoprovodiv. Ivano – Frankivs'k: Lileja – NV, 711.
8. Ronald, C. (1976). Technigues of vibration and lysis applied to gas turbines. Gas Turbine Int., 17 (6), 16–22.
9. Randall, L. F. (1977). Preventive maintenance of rotating machinery using Vibration detection Gronaud Steel Engineer, 54 (4), 52–60.
10. Rouch, P. (1980). Vychisleitel'naja gidrodinamika. Moscow: Mir, 287.

Дата надходження рукопису 14.03.2016

Грудз Володимир Ярославович, доктор технічних наук, професор, кафедра спорудження та ремонту газонафтопроводів і газонафтосховищ, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, Україна, 76016
E-mail: snp@nung.edu.ua

Костів Ярослава Василівна, аспірант, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, Україна, 76016

Процюк Василь Романович, кандидат технічних наук, доцент, кафедра інформатики, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, Україна, 76016
E-mail: aspir@nung.edu.ua

Тимків Дмитро Федорович, доктор технічних наук, професор, кафедра інформатики, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, Україна, 76016
E-mail: informatik@nung.edu.ua