

М. П. Андрішшин, канд. техн. наук, доц.
Національний авіаційний університет
orcid.org/0000-0002-4439-3526
e-mail: andriishinmp@gmail.com;

К. І. Капітанчук, канд. техн. наук, доц.
Національний авіаційний університет
orcid.org/0000-0003-3605-0977
e-mail: k.kapitanchuk@ukr.net;

Н. М. Андрішшин
АТ «Укргазвидобування»
orcid.org/0000-0002-5544-9089
e-mail: nazar.andriishin@gmail.com

ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНОГО АГРЕГАТУ КОМПРЕСОРНОЇ СТАНЦІЇ ЗА ДАНИМИ ЇЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Вступ

Енергетична стратегія України на період до 2035 року «Безпека, енергоефективність, конкурентоспроможність» передбачає збільшення національного газовидобутку на континентальному шельфі та у межах морської економічної зони. Прогнозується, що частка імпортованих компонентів у забезпеченні паливом потреб енергетики знизиться до 33 % завдяки збільшенню власного видобутку природного газу, енергозбереженню та підвищенню енергоефективності з дотриманням високих екологічних стандартів [1; 2].

Усі газовидобувні компанії світу в процесі компримування природного газу компресорною станцією газового родовища та перекачування його магістральними газопроводами для відновлення енергії потоку використовують газотурбінні установки (ГТУ) з відцентровими нагнітачами (компресорами) зі ступенем стиснення $\pi_k = 1,2 \dots 1,7$ [3; 4].

Приводом нагнітача найчастіше є газотурбінний двигун, показаний на рис. 1, адаптований на паливо — природний газ.

Інколи використовується електропривод з частотним регулюванням його обертів.

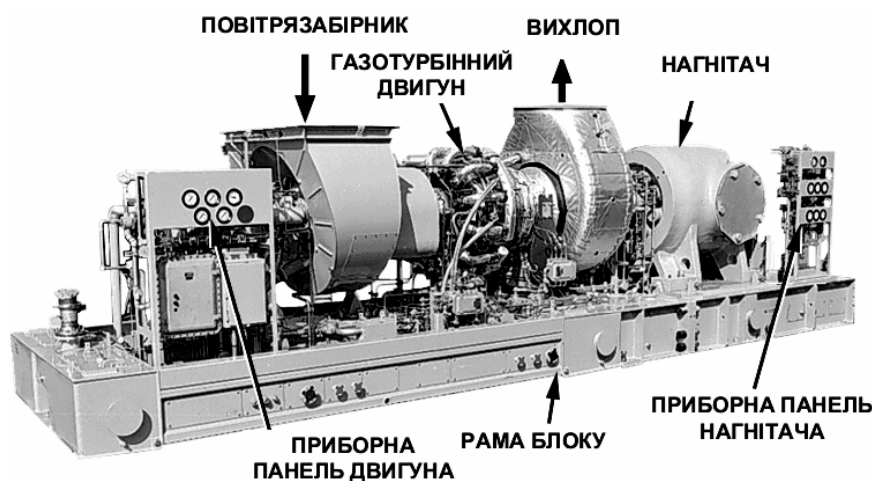


Рис. 1. Зовнішній вигляд газотурбінної установки з відцентровим нагнітачем

Під час експлуатації газових родовищ на завершальній стадії їх розробки при низьких пластових тисках процес стиснення природного газу здійснюється за допомогою послідовної роботи багато-ступеневих конструктивно незалежних компресорних станцій, де термогазодинамічні параметри на виході з першого ступеня після охолодження газу є параметрами на вході для другого ступеня [3].

Газоперекачувальні агрегати (ГПА) кожного ступеня конструктивно можуть бути різними, наприклад перший ступінь — поршневі газомотокомпресори (ГМК), а другий — ГТУ з багатоступеневим нагнітачем.

Вартість природного газу, що використовується як паливо, займає лівову частку виробничих витрат газовидобувного (газотранспортного) підприємства. Тому в умовах ринкової економіки, ефективність роботи даного підприємства напряму залежить від ефективності використання та експлуатації газоперекачувального обладнання, мінімізації обсягу паливного газу та викидів оксиду вуглецю в атмосферу [5; 6].

Однак, сучасні системи моніторингу дієздатності високотехнологічних агрегатів не здатні аналізувати динаміку змін параметрів та властивостей як окремих вузлів, так і всього агрегата в цілому. Вони сигналізують тільки про перевищення значень основних робочих параметрів за умовні екстремуми, або вище допустимих значень.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

У процесі довготривалої експлуатації компресорного обладнання на родовищі природного газу на завершальній стадії його експлуатації потрібно враховувати факт того, що пластовий тиск родовища низький і становить 5...6 бар. Тому тиск на вході до компресорної станції змінюється в значному діапазоні, а компресорні агрегати працюють на відношеннях тиску (степенях стиснення), що змінюються. Ефективну роботу відцентрового нагнітача при змінній витраті газу, що стискується, при одночасному змінній відношення тиску, як правило, важко реалізувати без спеціальних заходів [7; 8].

Газоперекачувальні агрегати для таких умов мають один, два і навіть три блока стиснення, причому в корпусі може бути до десяти ступенів (робочих коліс), розташованих послідовно (цугом) або «спина до спини» у двох секціях стиснення [9; 10].

Залежно від умови експлуатації, корпуси або секції стиснення підключаються паралельно, послідовно або змішано. За необхідності можна

використовувати змінні проточні частини, а при наявності мультиплікатора можуть також використовуватись додаткові зубчасті пари, що дозволяє значно розширити діапазон високо-ефективної роботи нагнітача.

Для підвищення надійності технологічного процесу встановлюються резервні ГПА.

Мета статті

За робочими параметрами приводу ГПА та нагнітача провести аналіз ефективності його роботи, що дасть можливість:

- визначити граничні параметри та можливості роботи багатоступеневої компресорної станції газового родовища на пізній стадії його експлуатації при низьких пластових тисках та провести комплекс заходів по підборі обладнання та вибору режимів роботи ГПА;
- мінімізувати негативний вплив роботи ГПА на навколишнє середовище;
- оптимізувати матеріальні та грошові затрати на транспорт природного газу.

Постановка завдання на дослідження

За даними експлуатації компресорної станції, а саме:

- значеннях тиску та температури газу на вході в нагнітач P_1, T_1 та тиску і температури на виході із нагнітача P_4, T_4 ;
- кількості газоперекачувальних агрегатів, задіяних в роботі;
- компонентного складу природного газу;
- комерційної продуктивності компресорної станції.

Необхідно визначити:

- показник ентропії робочого процесу стиснення природного газу в нагнітачі ГПА;
- ефективну, адіабатну, політропну роботи нагнітача;
- індикаторний коефіцієнт корисної дії нагнітача;
- ефективну потужність приводу нагнітача.

Результати аналітичного дослідження

Розглянемо газодинамічні процеси, що відбуваються в робочому колесі нагнітача в процесі переміщення природного газу вздовж нього.

Відповідно до закону збереження енергії, зовнішня ефективна енергія L_b , що підводиться до ротора відцентрового нагнітача в процесі його обертання відносно своєї осі, використовується на здійснення політропної роботи стиснення L_m , роботи переборення гідравлічних сил тертя L_τ та приросту кінетичної енергії $\frac{c^2}{2}$ одиниці маси

природного газу, що переміщається в робочому колесі [11]

$$L_e = L_n + L_\tau + \frac{c^2}{2}. \quad (1)$$

Відомо, що корисна робота стиснення природного газу при його русі в робочому колесі відцентрового нагнітача є адіабатною роботою L_a . Отже, політропна робота складається з адіабатної роботи та роботи теплового опору L_τ .

Рівняння балансу енергії для одиниці маси природного газу в даному випадку прийме вигляд:

$$L_b = L_a + L_t + L_\tau + \frac{c^2}{2}. \quad (2)$$

Розглянемо даний баланс на діаграмі в координатах $T-S$, де T — температура природного газу; S — ентропія, для наступних параметрів: абсолютний тиск P_1 та температура T_1 природного газу на вході в нагнітач, абсолютний тиск P_4 та температура T_4 природного газу на виході із нагнітача; показник адіабати природного газу k ; ізохорна теплоємність природного газу c_v .

Для заданих значення тиску P_1 та P_4 відповідно до залежності [12]

$$S = c_v \ln \frac{T^k}{P^{k-1}}, \quad (3)$$

графічно відобразимо процес стиснення природного газу, що відбувається в решітці відцентрового нагнітача (рис. 2).

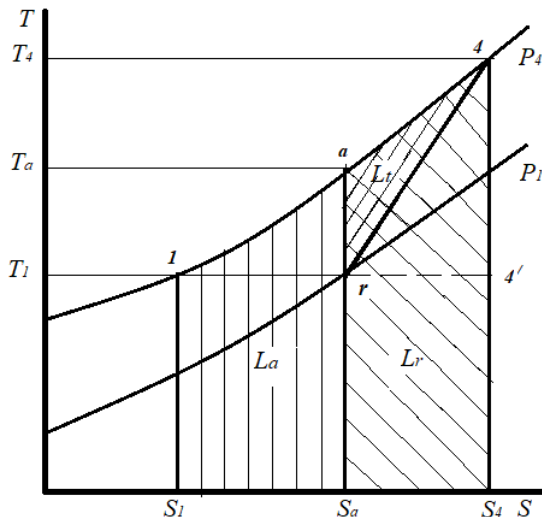


Рис. 2. Зображення процесу стиснення природного газу в робочому колесі відцентрового нагнітача

Як видно з рис. 2, площа поверхні $S_1 - 1 - a - S_a - S_1$ є величиною адіабатної роботи L_a , яку можна описати залежністю:

$$L_a = \frac{k}{k-1} RT_1 \left(\frac{T_a}{T_1} - 1 \right) = \frac{k}{k-1} R(T_a - T). \quad (4)$$

Площа поверхні, обмежена точками

$$S_1 - 1 - a - 4 - r - S_a - S_1$$

є політропною роботою стиснення L_n , вона описується залежністю:

$$L_n = \frac{n}{n-1} RT_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right) = \frac{n}{n-1} R(T_4 - T_1). \quad (5)$$

Різниця політропної і адіабатної роботи є площа поверхні, що обмежена точками $a - 4 - r - a$, є роботою теплового опору L_t , а площа поверхні, обмежена точками $S_a - r - 4 - S_4 - S_a$, є робота по переборенню гідравлічних сил тертя L_τ .

Ефективна робота, яка використовується для здійснення роботи стиснення, роботи теплового опору та роботи переборення гідравлічних сил тертя одиниці маси природного газу, який рухається вздовж робочого колеса нагнітача, є площа поверхні, що обмежена точками

$$S_1 - 1 - a - 4 - S_4 - S_a - S_1.$$

Алгоритм розрахунку

1. При заданому тиску P_1 та температури T_1 газу на вході в нагнітач за формулою (3) визначаємо значення ентропії, що відповідає адіабатному процесу S_a .

2. При значенні ентропії S_a та тиску з виходу з нагнітача P_4 , виходячи з формули (3), визначаємо температуру газу при адіабатичному процесі T_a . Це точка перетину залежності $T = f(S)$ для тиску P_4 зі значенням ентропії S_a (точка a , рис. 2).

3. При значенні температури T_1 та тиску P_4 , за формулою (3) визначаємо значення ентропії S_1 . Точка 1 перетину залежності $T = f(S)$ для тиску P_4 за температурою T_1 .

4. Визначаємо величину ентропії при адіабатній роботі

$$\Delta S_a = S_a - S_1. \quad (6)$$

5. Визначаємо адіабатну роботу нагнітача L_a (площа обмежена точками $S_1, 1, a, S_a, S_1$):

6. За величиною адіабатної роботи з формули (2) уточнюємо значення показника адіабати k . Процес проводимо циклічно доти, доки значення k не буде відповідати умові

$$\Delta k = k_i - k_{i-1} \leq \varepsilon, \quad (7)$$

де ε — наперед задане мале число.

7. За формулою (3) для температури T_4 та тиску P_4 визначаємо ентропію повного циклу S_4 (точка 4).

8. Визначаємо величину ентропії за значенням ефективної роботи нагнітача

$$\Delta S = S_4 - S_1. \quad (8)$$

9. Визначаємо ефективну роботу нагнітача L_b (площа обмежена точками $S_1, 1, 4, S_4, S_1$).

10. Визначаємо роботу теплового опору L_t (площа обмежена точками $a, 4, r, a$):

11. Визначаємо політропну роботу нагнітача L_n .

$$L_n = L_a + L_t. \quad (9)$$

12. За величиною політропної роботи з формули (5) визначаємо показник політропи нагнітача n .

13. Визначаємо роботу сил тертя в проточній частині нагнітача L_τ

$$L_\tau = L_b - L_n. \quad (10)$$

14. Визначаємо індикаторний (політропний) коефіцієнт корисної дії нагнітача ГПА η_i

$$\eta_i = \frac{L_b}{L_n}. \quad (11)$$

15. Визначаємо ефективну потужність ГПА компресорної станції

$$N_b = L_b Q_m, \quad (12)$$

де $Q_m = \rho Q$ — масова витрата природного газу через нагнітач, ρ — густина природного газу за стандартних умов, Q — продуктивність нагнітача за стандартних умов.

16. Визначаємо питомий об'єм паливного газу, необхідний для перекачування 1000 м³ природного газу компресорною станцією із заданими технологічними параметрами.

Апробація методики

Як апробацію запропонованої методики розрахунку ефективності роботи газоперекачувального обладнання розглянуто диспетчерські дані роботи другого ступеня компресорної станції, що перекачує газ власного видобутку з групи газових родовищ на пізній стадії їх експлуатації в магістральний газопровід. Принципова схема компресорної станції, яка експлуатується в два ступеня підвищення тиску, представлена у праці [10].

Перший ступінь складається з 15 ГМК, з яких переважно працюють 9...10 нагнітачів. Даний ступінь стискує природний газ, що поступає з групи газових родовищ, до відповідних параметрів тиску та температури, які є параметрами на вході в нагнітачі другого ступеня.

Другий ступінь складається з двох ГТУ імпортного виробництва потужністю 8140 кВт та двох семиступінчастих відцентрових нагнітачів.

Робочі характеристики нагнітача другого ступеня:

Мінімальний надлишковий тиск газу на вході в нагнітач P_1 — 17 бар;

Максимальний надлишковий тиск на виході з нагнітача P_4 — 50 бар;

Номінальна продуктивність нагнітача за стандартних умов — $Q_n = 122,87$ тис.м³/год;

Ступінь стискування нагнітача $\varepsilon = P_n / P_v$, де P_n — абсолютний тиск газу на виході із нагнітача, P_v — абсолютний тиск газу на вході в нагнітач;

Стандартні умови для природного газу [5]: $P = 1,01325$ бар, $t = 20$ °С.

В роботі компресорної станції можна використовувати або один, або паралельно два нагнітачі.

Проведемо відповідно до запропонованої методики аналіз роботи компресорної станції з одним та двома працюючими нагнітачами.

Технологічні параметри взяті коли певні періоди працювали один та два ГПА. Параметри роботи нагнітачів та обсяги паливного газу за умови роботи одного ГПА приведені в табл. 1, а за умови роботи двох ГПА в табл. 2. Природний газ, що перекачується, характеризується такими фізико-хімічними параметрами [5]:

Густина за стандартних умов — 0,7802 кг/м³;

Ізохорна теплоємність $c_v = 1684,121$ Дж/кг;

Показник адіабати $k = 1,2869$.

Результати розрахунків газодинамічних параметрів роботи нагнітачів другого компресорної станції, відповідно до викладеного алгоритму з одним та двома ГПА, наведені в табл. 1 – 4.

Як видно з результатів розрахунку, при роботі компресорної станції з одним ГПА при середній продуктивності $Q_{к.с} = 120$ тис м³/год, що практично дорівнює номінальній продуктивності нагнітача, степінь стиснення $\varepsilon = 2,5$ з показником політропи $n = 1,44$.

Таблиця 1

Погодинні технологічні параметри роботи КС (один нагнітач)

№ з/п	Тиск P_1 , бар	Тиск P_4 , бар	ε	t_1 , °С	t_4 , °С	$Q_{к.с}$, тис. м ³ /год	Q п.г. кг/год
1	10,5	28,3	2,544	33,0	136,0	120,00	1465,0
2	10,6	28,2	2,514	33,0	136,0	120,00	1509,0
3	10,6	28,2	2,514	34,0	136,0	120,00	1500,0
4	10,8	28,0	2,454	34,0	136,0	120,00	1500,0

Закінчення табл. 1

№ з/п	Тиск P_1 , бар	Тиск P_4 , бар	ε	t_1 , °C	t_4 , °C	$Q_{кв}$, тис. м ³ /ГОД	Q , п.г. кг/ГОД
5	10,9	28,1	2,442	35,0	136,0	122,00	1327,0
6	10,9	28,1	2,442	34,0	135,0	122,00	1512,0
7	10,8	28,2	2,471	34,0	136,0	118,00	1503,0
8	10,8	28,1	2,463	35,0	137,0	118,00	1495,0

Таблиця 2

Технологічні параметри роботи КС (один нагнітач)

№ з/п	T_a , К	$L_a \cdot 10^5$, Дж м/кг	$L_b \cdot 10^5$, Дж м/кг	$L_r \cdot 10^5$, Дж м/кг	$L_n \cdot 10^5$, Дж м/кг	$L_\tau \cdot 10^5$, Дж м/кг	n	$N_b \cdot 10^5$, кВт	м ³	η_i , %
1	377	1,541	2,248	7,251	1,614	6,342	1,436	5,444	16,801	72
2	376	1,519	2,248	7,383	1,593	6,551	1,445	5,444	17,305	71
3	377	1,524	2,226	7,110	1,595	6,307	1,438	5,391	17,202	72
4	375	1,480	2,226	7,360	1,554	6,720	1,455	5,391	17,202	10
5	376	1,476	2,203	7,146	1,547	6,564	1,451	5,426	14,969	70
6	375	1,471	2,203	7,194	1,543	6,607	1,453	5,426	17,056	70
7	376	1,492	2,226	7,291	1,565	6,602	1,45	5,301	17,529	70
8	377	1,491	2,225	7,277	1,564	6,617	1,45	5,301	17,435	70

Таблиця 3

Погодинні технологічні параметри роботи КС (два нагнітачі в паралелі)

№ з/п	Тиск P_1 , бар	Тиск P_4 , бар	ε	t_1 , °C	t_4 , °C	$Q_{кв}$, тис. м ³ /ГОД	Q , п. г. кг/ГОД
1	7,4	26,5	3,267	36	146	153,218	2609,0
2	7,3	26,2	3,270	34	146	151,904	2592,0
3	7,3	25,9	3,234	34	146	151,539	2610,0
4	7,3	25,6	3,198	33	144	157,872	2611,0
5	7,3	25,6	3,198	33	144	153,987	2609,0
6	7,3	25,1	3,138	34	144	150,889	2607,0
7	7,3	25,3	3,162	34	144	147,508	2608,0
8	6,7	24,9	3,355	34	148	144,445	2594,0

Таблиця 4

Технологічні параметри роботи КС (один нагнітач)

№ з/п	T_a , К	$L_a \cdot 10^5$, Дж м/кг	$L_b \cdot 10^5$, Дж м/кг	$L_r \cdot 10^5$, Дж м/кг	$L_n \cdot 10^5$, Дж м/кг	$L_\tau \cdot 10^5$, Дж м/кг	n	$N_b \cdot 10^5$, кВт	м ³	η_i , %
1	402	2,035	2,402	4,758	2,082	3,197	1,336	3,715	23,434	87
2	400	2,024	2,447	5,482	2,078	3,682	1,345	3,751	23,482	85
3	399	2,002	2,447	5,711	2,059	3,876	1,349	3,742	23,702	84
4	397	1,974	2,425	5,738	2,031	3,937	1,352	3,863	23,760	84
5	397	1,974	2,425	5,738	2,031	3,937	1,352	3,768	23,317	84
6	397	1,943	2,402	5,750	2,001	4,018	1,354	3,658	23,777	83
7	397	1,958	2,402	5,601	2,014	3,884	1,351	3,576	24,331	84
8	402	2,075	2,491	5,511	2,130	3,613	1,342	3,631	24,714	85

Отже, можна констатувати, що не зважаючи на те, що тиск на вході є порівняно невисокий, а проточна частина нагнітача семиступінчаста, робота сил тертя L_τ та робота теплових сил L_t

є порівняно не значними з адіабатною роботою L_a , яка безпосередньо використовується для стиснення природного газу.

Конструкція та геометричні розміри, кількість лопаток для кожного ступеня нагнітача, виходячи з умов експлуатації, підібрані вдало. Індикаторний коефіцієнт корисної дії нагнітача дорівнює $\eta_i = 71\%$. Витрата паливного газу приводу нагнітача для перекачки 1000 м^3 при цьому становить 17 м^3 . Ефективна потужність на валу нагнітача $N_b = 5400 \text{ кВт}$, що становить 66% від номінальної.

При роботі компресорної станції з двома ГПА продуктивність одного нагнітача зменшилася до $75 \text{ тис. м}^3/\text{год}$ при середній продуктивності компресорної станції $150 \text{ тис. м}^3/\text{год}$. Ступінь стиснення газу при цьому збільшився до $\varepsilon = 3,2$, а показник політропи зменшився $n = 1,34$. Робота сил тертя L_τ та робота теплових сил L_t є ще меншою порівняно з адіабатною роботою L_a , а індикаторний коефіцієнт корисної дії нагнітача збільшився до $\eta_i = 85\%$. Отже, можна стверджувати, що робота компресорної станції з двома ГПА є ефективнішою, ніж з одним.

Однак витрата паливного газу приводу нагнітача для перекачки 1000 м^3 при роботі компресорної станції з двома ГПА становить 23 м^3 , а ефективна потужність на валу нагнітача $N_b = 3750 \text{ кВт}$, що значно менше номінального значення. Це свідчить про те, що ефективна робота паралельно двох нагнітачів неможлива за недостатньої продуктивності родовища природного газу. При цьому збільшується обсяг паливного газу, що призводить до збільшення викидів оксиду вуглецю в атмосферу. Тому, для ефективної роботи компресорної станції в цілому, необхідно виконати реконструкцію першого ступеня з метою збільшення її продуктивності та підвищення величини робочого тиску на вході в нагнітачі другого ступеня компресорної станції.

Висновки

Представлена методика дає можливість оцінити:

1. Конструктивні характеристики нагнітачів у процесі проектування компресорних станцій, виходячи з умов їх експлуатації, що може забезпечити ефективну розробку газових родовищ, особливо на пізній стадії їх розробки при знижених пластових тисках.

2. Ефективність сумісної роботи компресорної станції та магістрального газопроводу з метою вибору оптимальних режимів їх сумісної роботи з метою мінімізації використання

паливного газу та викидів оксиду вуглецю в атмосферу.

Перспективи подальших досліджень

Планується провести аналіз режимів роботи та конструктивних характеристик нових ГПА при реконструкції першого ступеня компресорної станції з метою оптимізації роботи другого ступеня та збільшення обсягу видобутку природного газу, оптимізації обсягу витрат паливного газу та викидів оксиду вуглецю в атмосферу.

ЛІТЕРАТУРА

- [1] Енергетична стратегія України на період до 2035 року «Безпека, енергоефективність, конкурентоспроможність». URL: <https://menr.gov.ua/news/34422.html>. (дата звернення 06.12.2020)
- [2] Денисюк С. П., Коцар О. В., Чернецька Ю. В. Енергетична ефективність України. Кращі проектні ідеї: Проект «Професіоналізація та стабілізація енергетичного менеджменту в Україні». К. : КПІ імені Ігоря Сікорського, 2016. 79 с. URL: <http://www.tcem.iee.kpi.ua/uk/news/>(дата звернення 06.12.2020)
- [3] Сусак О. М., Касперович В. К., Андріішин М. П. Трубопровідний транспорт газу: підручник. Івано-Франківськ, ІФНТУНГ, 2013. 349 с.
- [4] Андріішин М. П. Баланс газу в газо-транспортній системі. *Нафтогазова галузь України*. 2014. №1. С. 21–24.
- [5] Андріішин М. П., Капітанчук К. І., Чернишенко О. М. Основні чинники впливу на енергетичну ефективність використання природного газу. *Наукоємні технології*. 2019, № 1(41). С. 51–58. Doi.org/10.18372/2310-5461.41.13529
- [6] Андріішин М. П., Капітанчук К. І., Чернишенко О. М., Афанасьєв О. В. Вплив фізичних параметрів природного газу на динаміку процесів в кільцевій решітці турбінного лічильника. *Наукоємні технології*. 2017, №3(35). С. 253–257. Doi.org/10.18372/2310-5461.35.11845.
- [7] Хисамеев И. Г., Максимов В. А., Баткис Г. С., Гузельбаев Я. З. Проектирование и эксплуатация промышленных центробежных компрессоров: учеб. пособие. Изд. 2-е, испр. и доп. Казань: изд-во «Фэн», 2012. 671 с.
- [8] Дейк Л. П. Основы разработки нефтяных и газовых месторождений / пер. с англ. М.: ООО «Премиум Инжиниринг», 2009. 570 с.
- [9] Ахметзянов А. М., Гузельбаев Я. З., Пашинкин Д. В. Компрессорные установки

с газотурбинним приводом для нефте- и газодобывающих скважин. *Турбины и дизели*. № 12, 2015. URL: <http://www.hms-compressors.ru/pressroom/publications/665/> (дата звернення 03.10.2020)

- [10] Kolbushkin Yu., Gordiyenko O., Fesenko Yu., Kryvulia S., Marushchenko V., Andriyishyn N., Stetsiuk S. Use of Productive capacity of PJSC «UkrGasvydobuvannya» for increasing rate of gas and condensate production

(case of reconstruction works at Chervonodonsk a BCS). *OIL & GAS INDUSTRY OF UKRAINE*. №3, 2018. С. 3–10.

- [11] Теорія авіаційних газотурбінних двигунів: підручник / [Ю. М. Терещенко, Л. Г. Волянська, М. С. Кулик, В. В. Панін]; за ред. Ю. М. Терещенка. К.: Книжкове вид-во НАУ, 2005, 500 с.
- [12] Буляндра О. Ф. Технічна термодинаміка: підручник. К.: Техніка, 2001. 320 с.

Андрішшин М. П., Капітанчук К. І., Андрішшин Н. М.

ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНОГО АГРЕГАТУ КОМПРЕСОРНОЇ СТАНЦІЇ ЗА ДАНИМИ ЇЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

У статті вперше проведено аналіз ефективності роботи газоперекачувального агрегату компресорної станції за даними її експлуатації на основі розгляду газодинамічних процесів, що відбуваються в робочому колесі нагнітача в процесі переміщення природного газу вздовж нього. За робочими параметрами приводу ГПА та нагнітача визначено граничні режими та можливість роботи багатоступеневої компресорної станції газового родовища на пізній стадії його експлуатації при низьких пластових тисках, що дасть можливість провести комплекс заходів по підборі обладнання та вибору режимів роботи ГПА. Реалізація заходів дозволяє мінімізувати негативний вплив роботи ГПА на навколишнє середовище та оптимізувати матеріальні та грошові затрати на транспортування природного газу.

На основі предстваленого алгоритму розроблено методику розрахунку ефективності роботи газоперекачувального обладнання другого ступеня компресорної станції, що перекачує газ власного видобутку з групи газових родовищ на пізній стадії їх експлуатації в магістральний газопровід. В якості апробації запропонованої методики розглянуто диспетчерські дані роботи другого ступеня компресорної станції в двох варіантах: робота з одним та двома ГПА. Результати розрахунку надано у відповідних таблицях.

Зроблено висновок, що не зважаючи на те, що тиск на вході є порівняно невисокий, а проточна частина нагнітача семиступінчаста, робота сил тертя та робота теплових сил в робочому колесі нагнітача є порівняно незначними у порівнянні з адіабатною роботою, яка безпосередньо використовується для стиснення природного газу. Конструкція та геометричні розміри, кількість лопаток для кожного ступеня нагнітача, виходячи з умов експлуатації, підібрані вдало. Індикаторний коефіцієнт корисної дії нагнітача дорівнює 71%. Витрата паливного газу приводу нагнітача для перекачки 1000 м³ при цьому становить 17 м³.

При роботі компресорної станції з двома ГПА продуктивність одного нагнітача зменшилася до 75 тис м³/год при середній продуктивності компресорної станції 150 тис м³/год. Степінь стиснення газу при цьому збільшився до $\varepsilon = 3,2$, а показник політропи зменшився з 1,44 до 1,34. Робота сил тертя та робота теплових сил є ще меншою у порівнянні з адіабатною роботою, а індикаторний коефіцієнт корисної дії нагнітача збільшився до 85%. Отже, робота компресорної станції з двома ГПА є ефективнішою, ніж з одним.

Однак витрата паливного газу приводу нагнітача для перекачки 1000 м³ при роботі компресорної станції з двома ГПА становить 23 м³, а ефективна потужність на валу нагнітача — 3750 кВт, що значно менше номінального значення. Це свідчить про те, що ефективна робота паралельно двох нагнітачів неможлива за недостатньої продуктивності родовища природного газу. При цьому збільшується обсяг паливного газу, що призводить до збільшення викидів оксиду вуглецю в атмосферу. Тому для ефективної роботи компресорної станції в цілому, необхідно виконати реконструкцію першого ступеня з метою збільшення її продуктивності та підвищення величини робочого тиску на вході в нагнітачі другого ступеня компресорної станції.

Ключові слова: природний газ; методика розрахунку; компресорна станція; нагнітач.

Andriyishyn M. P., Kapitanchuk K. I., Andriyishyn N. M.

DETERMINATION OF THE EFFICIENCY OF THE GAS-PUMPING UNIT OF THE COMPRESSOR STATION ACCORDING TO THE DATA OF ITS OPERATION

For the first time, the article analyzes the efficiency of the booster compressor station's TCU based on the data of its operation based on the gas-dynamic processes that take place in the gas compressor impeller. The limiting modes and the possibility of work of a multistage booster compressor station of a gas field at a late stage of its operation at low reservoir pressures have been determined, which makes it possible to carry out a set of measures for the choice of equipment and modes of work TCU. The implementation of the measures makes it possible to minimize the negative impact work of TCU on the environment and to optimize the material and monetary costs of natural gas transportation.

On the basis of the presented algorithm, a method has been developed for calculating the efficiency of the gas-pumping equipment of the second stage of a compressor station, which pumps natural gas from a group of gas fields at

a late stage of their operation into the main gas pipeline. As an approbation of the proposed methodology, the dispatching data of the second stage of the compressor station in two versions: operation with one and with two gas compressor units are considered.

The calculation results are presented in tables. It is concluded that, regardless of the fact that the inlet pressure is low, and the flow path of the gas compressor is seven-stage, the work of friction forces and the work of thermal forces in the impeller of the gas compressor are relatively small relative to the value of adiabatic work, which is directly used to compress natural gas. The design and geometrical dimensions, the number of blades for each stage of the gas compressor, based on the operating conditions, are well chosen. The indicator efficiency of the gas compressor is 71%. The fuel gas consumption of the blower drive for pumping 1000 m³ is 17 m³.

During the operation of a compressor station with two gas compressor units, the productivity of one compressor decreased to 75 thousand m³ / hour with an average productivity of the compressor station of 150 thousand m³ / hour. In this case, the gas compression ratio increased to $\epsilon = 3.2$, and the polytrophic index decreased from 1.44 to 1.34. The work of the frictional forces and the work of thermal forces are even smaller in comparison with the adiabatic work, and the indicator efficiency of the gas compressor increased to 85%. Therefore, the operation of a compressor station with two TCU is more efficient than with one.

However, the fuel gas consumption of the blower drive for pumping 1000 m³ when the compressor station operates with two TCU is 23 m³, and the effective power on the blower shaft is 3750 kW, which is much less than the nominal value. This means that efficient operation of two blowers in parallel is impossible due to insufficient productivity of the natural gas field. This increases the consumption of fuel gas, which leads to an increase in emissions of carbon dioxide into the atmosphere. Therefore, for the effective operation of the compressor station, it is necessary to reconstruct the first stage in order to increase its productivity, to increase the working pressure at the inlet to the compressor of the second stage of the booster compressor station.

Keywords: natural gas; calculation method; booster compressor station; gas compressor.

Стаття надійшла до редакції 27.01.2021 р.

Прийнято до друку 24.02.2021 р.