

УДК 621.515

ОПТИМІЗАЦІЯ ЕНЕРГОСПОЖИВАННЯ ВІДЦЕНТРОВИХ НАГНІТАЧІВ ПРИРОДНОГО ГАЗУ.

© С.В. Ізбаиш¹, В.В. Талпаиш², В.Б. Михалків³

1) ТОВ "Котріс"; 9/2, Кловський узвіз, м. Київ, 01001. E-mail: kotris@ugp.viaduk.net

2) ДК "Укртрансгаз"; 9/2, Кловський узвіз, м. Київ, 01001. Тел. (044) 4611205, e-mail: utg@ugp.viaduk.net

3) ІФНТУНГ; 15, вул. Карпатська, м. Івано-Франківськ, 76019. E-mail: tzng@nung.edu.ua

Рассмотрен вопрос оптимизации режимов центробежных нагнетателей на компрессорных станциях газопроводов исходя из критерия минимального энергопотребления. Даны рекомендации относительно режимов их работы

Optimization of centrifugal compressor operation mode of gas pipeline compressor station base on the minimum power consumption criterion is considered. Recommendation concerning their operation mode are given.

Оптимізація витрат паливного газу при магістральному трубопровідному транспорті є актуальним питанням для сучасних умов обмеженості енергетичних ресурсів. Для умов компресорної станції це питання можна вирішити шляхом удосконалення термодинамічних характеристик газотурбінного двигуна та відцентрового нагнітача.

Режим в якому працюють відцентрові нагнітачі (ВЦН) на компресорних станціях магістрального транспорту природного газу безпосередньо впливає на витрату паливного газу газонагнітальними агрегатами з газотурбінним приводом. Це витікає з балансу потужностей нагнітача і газотурбінної установки на будь-якому режимі роботи, завдяки цьому для розрахунку годинної витрати паливного газу можна використати таку формулу [1]:

$$B = \frac{3600 \cdot \rho_1 \cdot V_1 \cdot \frac{n_T}{n_T - 1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n_T - 1}{n_T}} - 1 \right]}{\eta_e \cdot Q_H^P \cdot \eta_{пол}}, \text{ м}^3/\text{год}; \quad (1)$$

де: ρ_1 , T_1 , P_1 – відповідно густина, тиск і температура газу перед нагнітачем;

V_1 – об'ємна продуктивність ВЦН за параметрів на вході до нагнітача;

R - газова стала;

n_T - температурний показник політропи процесу стиснення газу у нагнітачі;

P_2 - тиск на виході з ВЦН;

η_e - ефективний ККД газотурбінного привода нагнітача;

Q_H^P , $\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$ - нижча робоча теплота згоряння паливного газу;

$\eta_{пол}$ - політропічний ККД відцентрового нагнітача газонагнітального агрегату.

Для відцентрового нагнітача оптимальним режимом роботи буде режим при якому робочий ККД нагнітача збігається з максимальним ККД даного нагнітача тобто: $\eta_{роб} = \eta_{max}$. Для проведення режиму роботи в оптимальну точку потрібно визначити фактичний режим роботи відцентрового нагнітача.

Задача ідентифікації робочого режиму ускладнюється ще й тим, що в процесі роботи під впливом газової ерозії робоче колесо нагнітача зношується і його напірна характеристика буде постійно змінюватися. Крім того робочі характеристики нових нагнітачів також відрізняються від паспортних на величину 4-5% [1]. Тому діагностування стану нагнітача за паспортними характеристиками є неприпустимим.

Специфічною особливістю відцентрових нагнітачів є недостатній рівень розвитку теорії цих машин, що не дозволяє розрахувати їх робочі характеристики аналітичним шляхом. Тому розробка методів оптимізації режимів керування складною системою магістральних газопроводів, оснаще-

ною великою кількістю відцентрових нагнітачів, наштовхується на труднощі, пов'язані з необхідністю оперування конкретними експериментальними характеристиками певних конструкцій ВЦН замість використання системи математичних залежностей, що описують закономірності режимів роботи відцентрових нагнітачів безвідносно до їх конкретної конструкції проточної частини.

Переконливим доказом існування спеціальних критеріїв, що узагальнюють експериментальні дані досліджень характеристик геометрично неподібних нагнітачів є, наприклад, давно відомі узагальнення результатів продувок плоских решіток осьових компресорних профілів. Такі узагальнені залежності знайшли широке застосування у практиці проектування різних осьових компресорних ступенів, оскільки забезпечують достатньо надійне прогнозування розрахункових параметрів нагнітачів, які не підпорядковуються умовам геометричної і кінематичної подібності.

У працях [2-6] проведено аналогію роботи відцентрових та осьових ступенів, вперше застосовано теорію обтікання профілів потоком до відцентрових нагнітачів і теоретично доведено, що рушійною силою, яка призводить до стиснення газів у лопатковому апараті робочого колеса ВЦН, є сума піднімальної сили Жуковського і відцентрових сил, діючих у міжлопатковому просторі. Такий принципово новий підхід до пояснення фізичних процесів, що відбуваються у проточній частині робочого колеса ВЦН, дозволив одержати загальні критерії ефективності перетворення енергії у відцентрових нагнітачах. На базі цих критеріїв проведено узагальнення великої кількості експериментальних робочих характеристик геометрично неподібних відцентрових ступенів повітряних нагнітачів і створено математичну модель їх роботи на нерозрахункових режимах. При цьому використано методологію узагальнення експериментальних даних, яка призвела до позитивних результатів узагальненні результатів продувок плоских компресорних решіток.

Отримані узагальнюючі критерії K_η і K_ψ мають такі особливості: [2]

- на їх характер не впливають жодні геометричні параметри нагнітача;
- не залежать від теплофізичних властивостей робочого тіла і мають однаковий характер для осьових і відцентрових компресорних ступенів;

Таким чином, можемо вважати, що запропоновані критерії K_η і K_ψ є універсальними параметрами, які характеризують ефективність перетворення енергії у робочому колесі відцентрового нагнітача на різних режимах його роботи. Зміна значень цих критеріїв під час зміни режиму роботи відносно оптимального режиму за сталої частоти обертання, однозначно визначають зміну напору та інтегральних витрат енергії в порівнянні з напором і витратами на оптимальному режимі.

Отже, математичною моделлю багатостенового відцентрового нагнітача в узагальненому вигляді є система рівнянь [2]:

$$\left. \begin{aligned} \psi &= q \cdot \psi_0 + K_\psi(q) \\ K_\psi(q) &= -0.667 \cdot q^2 + 0.55 \cdot q + 0.117 \\ \eta &= \frac{\psi}{\rho \cdot \left(\frac{\psi_0}{\eta_{\max}} \right) + K_\eta(q)} \\ K_\eta &= \frac{\psi}{\eta} - q \cdot \frac{\psi_0}{\eta_{\max}} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

У результаті ерозійного спрацювання елементів проточної частини ВЦН збільшуються втрати енергії у робочому колесі, що призводить до зменшення напору і ККД нагнітача. Зниження значень оптимальних параметрів ψ_0 і η_{\max} призводить до зміни форм робочих характеристик $\psi = f(q)$ і $\eta = f(q)$.

У сучасній практиці діагностування технічного стану спрацьованого ВЦН, його характеристику будують шляхом еквідистантного зміщення вниз паспортної характеристики нового нагнітача. Ці дії є неприйнятними оскільки робоча характеристика змінює свою форму, а не просто зміщується вниз, цей факт підтверджується численними дослідженнями щодо зміни коефіцієнта технічного стану вздовж лінії $\psi = f(q)$.

Однозначна взаємозалежність газодинамічних параметрів ψ і η на довільному режимі роботи ВЦН (при $q \neq 0$) і параметрів оптимального режиму φ_o , ψ_o і η_{\max} , виражена запропонованою математичною моделлю, дає змогу розв'язувати й обернену задачу, а саме: за експериментальними параметрами ψ і η довільного експлуатаційного режиму нагнітача аналітично можна визначити його параметри ψ_o і η_{\max} отримати повні робочі характеристики. Сдиною додатковою умовою для розв'язування такої оберненої задачі є необхідність визначення величини $q = \varphi / \varphi_o$ на вибраному експлуатаційному режимі. Ця перешкода усувається застосуванням додаткових експериментальних даних.

Як свідчать наведені у [4] результати випробувань ВЦН, погіршення технічного стану елементів проточної частини через ерозійне спрацювання нагнітача майже не впливає на об'ємну продуктивність, визначену паспортною характеристикою ВЦН. Тобто, спрацювання проточної частини нагнітача залишає практично незмінними мінімальну об'ємну продуктивність φ_{II} , продуктивність на оптимальному режимі φ_o і максимальну продуктивність φ_{\max} .

Отже, можна вважати що зміна робочих характеристик у процесі спрацювання ВЦН відбувається на сталих межах експлуатаційних режимів за продуктивністю. Графік зміни робочих характеристик в процесі експлуатації зображено на рис. 1.

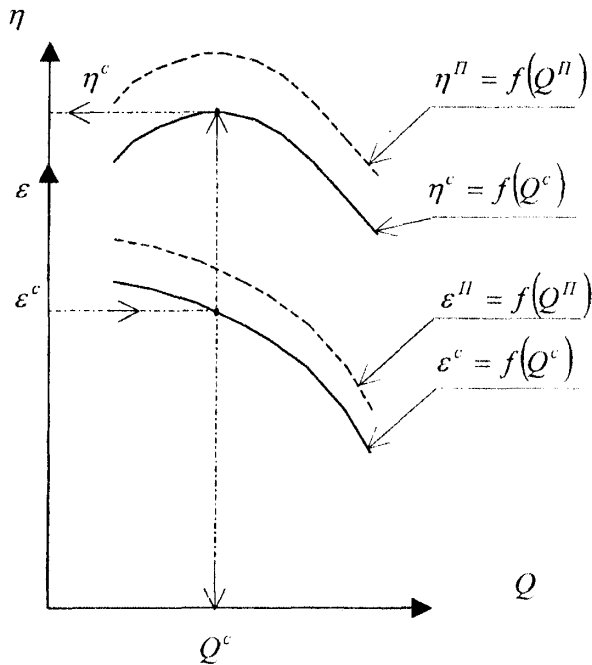


Рис. 1. Змінення робочих характеристик ВЦН у результаті ерозійного спрацювання робочого колеса.

З урахуванням наведених даних ідентифікацію реальної характеристики можна проводити за умови сталого значення коефіцієнта витрати на оптимальному режимі φ_o як для паспортної, так і для реальної характеристики спрацьованого нагнітача [3].

Якщо є відомо значення параметрів φ , ψ і η заданого експлуатаційного режиму роботи ВЦН, то, приймаючи величину φ_o за паспортною характеристикою і визначивши зміщення реальної робочої точки за продуктивністю $q = \varphi / \varphi_o$ можемо знайти оптимальні параметри спрацьованого нагнітача за формулами, що впливають із системи (2):

$$\psi_o = \frac{\psi - K_\psi(q)}{q} \quad (3)$$

$$\eta_{\max} = \eta \cdot \frac{q \cdot \psi_0}{\frac{\psi}{\eta} - K_{\eta}(q)} \quad (4)$$

Зі сказаного можна дає можливість зробити такі висновки:

- запропонована математична модель дозволяє однозначно описати роботу багатоступеневого відцентрового нагнітача на довільному режимі його роботи;
- запропоновані критерії ефективності дозволяють кількісно оцінити відхилення робочого режиму від оптимального;
- рівняння (3) і (4) дозволяють визначити оптимальні параметри спрацьованого нагнітача на будь-якому етапі його роботи, зокрема в експлуатаційних умовах компресорної станції магістрального газопроводу.
- визначення робочої точки ВЦН і його оптимальних параметрів дає змогу оптимізувати робочий процес нагнітача, внаслідок чого буде зменшуватись процес споживання паливного газу газонагнітальними агрегатом.

Література:

1. *Апанасенко А.И., Крившич Н.Г., Федоренко Н.Д.* Монтаж, испытание и эксплуатация газоперекачивающих агрегатов в блочно-контейнерном исполнении. – Л.: Недра, 1991. – 361 с.
2. *Быков Г.А.* Универсальные уравнения работы нагнетателей центробежного типа // Экотехнологии и ресурсосбережение, №2, 1995. – С.19 -26.
3. *Быков Г.А.* Общие законы, описывающие работу лопаточных нагнетателей на нерасчетных режимах // Экотехнологии и ресурсосбережение, №1, 1996. – С. 19 -23.
4. *Гайнуллин З.Т., Леонтьев Е.В.* Интенсификация магистрального транспорта газа. – М.: Недра, 1991. – 272 с.