

## АНАЛІЗ ВІДНОСНОГО ВНУТРІШНЬОГО КОЕФІЦІЄНТА КОРИСНОЇ ДІЇ ГАЗОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ

В.П. Лісафін

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел.(03422) 42182,  
e-mail: fngr@nimg.edu.ua

Наведені аналітичні вирази для відносного внутрішнього коефіцієнта корисної дії газотурбінної установки без регенерації тепла із згорянням палива за сталого тиску. Отримані залежності параметрів циклу від ступеня підвищення тиску в осьовому компресорі.

Ключові слова: газотурбінна установка, термодинамічний цикл, корисна робота, внутрішній відносний коефіцієнт корисної дії, ступінь підвищення тиску.

Приведены аналитические выражения для относительного внутреннего коэффициента полезного действия газотурбинной установки без регенерации тепла со сгоранием топлива при постоянном давлении. Получены зависимости параметров цикла от степени повышения давления в осевом компрессоре.

Ключевые слова: газотурбинная установка, термодинамический цикл, полезная работа, внутренний относительный коэффициент полезного действия, степень повышения давления

Given are the analytical expressions for a relative interior coefficient of efficiency of a gas turbine power plant without heat recovery due to fuel burning at the equilibrium pressure. Obtained are dependences of cycle parameters on the stage of pressure increase in pivotal compressor.

Keywords: gas turbine power plant; thermodynamic cycle; efficient operation; interior relative coefficient of efficiency; stage of pressure increase.

Газотранспортна система України забезпечує природним газом внутрішніх споживачів, а також призначена для транзиту блакитного палива в країні Західної Європи. Для транспортування газу на компресорних станціях магістральних газопроводів встановлені здебільшого газоперекачувальні агрегати з газотурбінним приводом, які використовують як паливо транспортований газ. Економія паливного газу, яка залежить від термодинамічних параметрів циклу газотурбінної установки (ГТУ), – один із шляхів покращання енергетичної ситуації у галузі, тому визначення доцільних режимів експлуатації обладнання є важливою науковою та інженерною задачею.

У реальній ГТУ, крім втрат тепла у довікля, що враховується термічним коефіцієнтом корисної дії (ККД), існують внутрішні втрати в турбіні і компресорі, втрати в камері згоряння, втрати в комунікаціях ГТУ, втрати повітря на охолодження елементів ГТУ тощо. ККД, що враховує ці втрати, називають відносним внутрішнім ККД ГТУ.

Якщо втрати в комунікаціях і втрати з витоками умовно віднести до внутрішніх втрат турбіни ( $\eta_T$ ) і компресора ( $\eta_K$ ), то внутрішній ККД установки можна представити у вигляді [1]

$$\eta_B = \frac{h_T \eta_T - \frac{h_K}{\eta_K}}{\frac{q_1}{\eta_{K3}}}, \quad (1)$$

де:  $h_T$ ,  $h_K$  – питома робота (віднесена до одного кілограма робочого тіла) або наявний

тепловий перепад відповідно ідеальної турбіни та ідеального компресора;  $q_1$  – питома тепло, що підводиться в процесі згоряння паливного газу до камери згоряння;  $\eta_{K3}$  – ККД камери згоряння.

Відношення питомої роботи реальної турбіни до питомої роботи ідеальної турбіни розглядають як відносний внутрішній ККД турбіни

$$\eta_T = \frac{h'_T}{h_T} = \frac{T_3 - T'_4}{T_3 - T_4}, \quad (2)$$

де:  $h'_T$  – питома робота реальної турбіни;  $T_3$  – температура робочого тіла на вході у газову турбіну;  $T'_4$ ,  $T_4$  – температура продуктів згоряння відповідно на виході реальної та ідеальної турбін.

За аналогією відносний внутрішній ККД осьового компресора розглядається як відношення питомої роботи ідеального компресора до питомої роботи реального компресора

$$\eta_K = \frac{h'_K}{h_K} = \frac{T_2 - T_1}{T'_2 - T_1}, \quad (3)$$

де:  $h'_K$  – питома робота реального компресора;  $T_1$  – температура повітря на вході в осьовий компресор;  $T'_2$ ,  $T_2$  – температура повітря відповідно на виході реального та ідеального компресорів.

Для ізоентропних процесів стиснення повітря і розширення продуктів згоряння наявні теплоперепади (питомі роботи) відповідно дорівнюють:

– для компресора

$$h_K = c_p(T_2 - T_1); \quad (4)$$

– для турбіни

$$h_T = c_p(T_3 - T_4), \quad (5)$$

де  $c_p$  – середня ізобарна теплоємність робочого тіла, яка приймається однаковою для процесів стиснення повітря і розширення продуктів згоряння.

Приймаючи  $\eta_{K3} = 1$ , із рівняння (1) одержимо вираз внутрішнього ККД газотурбінної установки

$$\eta_B = \frac{\eta_T(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1) \frac{1}{\eta_K}}{p(T_3 - T_2)}. \quad (6)$$

Із рівняння (3)

$$T_2' = T_1 + (T_2 - T_1) \frac{1}{\eta_K}, \quad (7)$$

тоді із врахуванням останнього виразу

$$\eta_B = \frac{T_3 \left(1 - \frac{T_4}{T_3}\right) \eta_T - T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right) \frac{1}{\eta_K}}{T_3 - T_1 - T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right) \frac{1}{\eta_K}}. \quad (8)$$

Позначимо відношення максимальної температури в циклі до мінімальної як

$$\tau = \frac{T_3}{T_1}. \quad (9)$$

Ступінь підвищення тиску в осьовому компресорі

$$\varepsilon = \frac{P_2}{P_1}, \quad (10)$$

де  $P_1$  і  $P_2$  – абсолютні тиски на вході і виході осьового компресора відповідно.

Крім того, для ізоентропи

$$\frac{T_2}{T_1} = \varepsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (11)$$

і

$$\frac{T_4}{T_3} = \varepsilon^{-\frac{\kappa-1}{\kappa}}, \quad (12)$$

де  $\kappa$  – показник адіабати.

Із урахуванням виразів (9) – (12) внутрішній ККД ГТУ дорівнює

$$\eta_B = \frac{\tau(1 - \varepsilon^{-m})\eta_T - (\varepsilon^m - 1) \frac{1}{\eta_K}}{\tau - 1 - (\varepsilon^m - 1) \frac{1}{\eta_K}}, \quad (13)$$

де показник степеня  $m = \frac{\kappa-1}{\kappa}$ .

Поділимо чисельник і знаменник виразу (13) на  $(\varepsilon^m - 1)/\eta_K$  і позначимо

$$A = \tau\eta_T\eta_K; \quad B = (\tau - 1) \frac{1}{\eta_K}. \quad (14)$$

Отримаємо

$$\eta_B = \frac{A\varepsilon^{-m} - 1}{\varepsilon^m - 1}. \quad (15)$$

Чисельник залежності (15) пропорційний питомій корисній роботі ГТУ. Питома корисна робота і, відповідно, внутрішній ККД дорівнюють нулю для  $\varepsilon = 1$ , зростають із збільшенням значення  $\varepsilon$ , досягаючи максимальних значень, і зменшуються до нуля за умови

$A\varepsilon^{-m} - 1 = 0$  (тобто для  $\varepsilon = A^m$ ), що ілюструється рисунком 1.

При безперервному підвищенні тиску на виході з компресора спочатку тепловий перепад у турбіні зростає швидше теплового перепаду у компресорі, відтак ця різниця зменшується.

Залежності на рисунку 1 отримані для таких даних:  $T_1 = 288^\circ\text{C}$ ;  $T_3 = 1060^\circ\text{C}$ ;  $\eta_K = 0,88$ ;  $\eta_T = 0,94$ ;  $c_p = 1100$  Дж/(кг·К).

Оптимальне значення величини  $\varepsilon$ , що відповідає максимуму корисної роботи, одержуємо, прирівнюючи до нуля похідну по  $\varepsilon$  від чисельника (15)

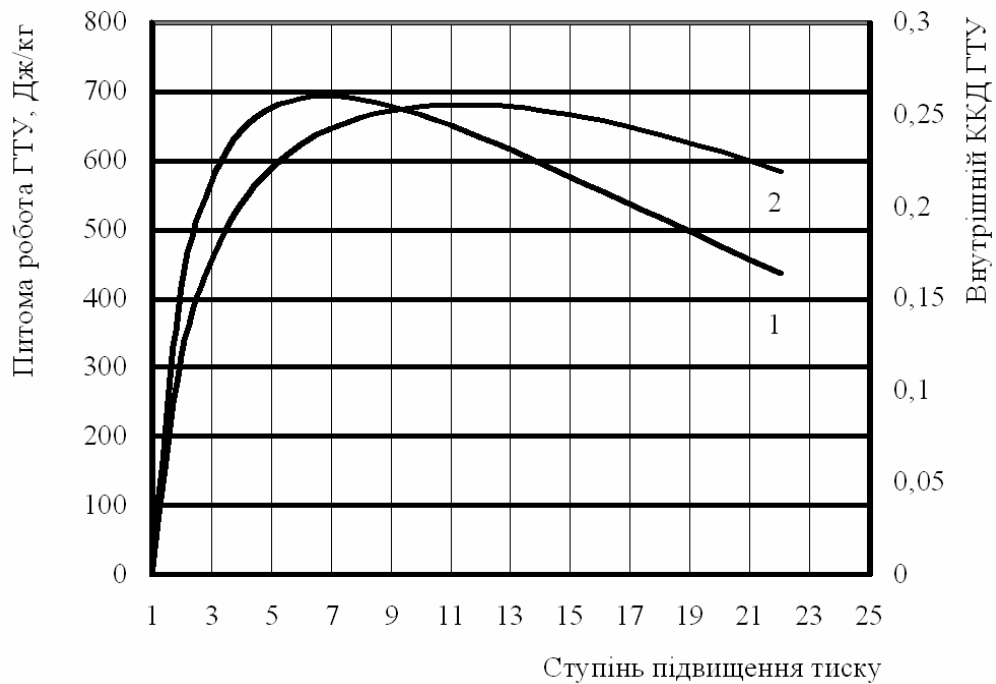
$$\varepsilon_{\text{ОПТ}}^h = A^{2m}. \quad (16)$$

З метою визначення оптимального значення ступеня підвищення тиску, що відповідає максимуму внутрішнього ККД, беремо похідну по  $\varepsilon$  від виразу (15) і прирівнюємо її до нуля. У результаті одержуємо

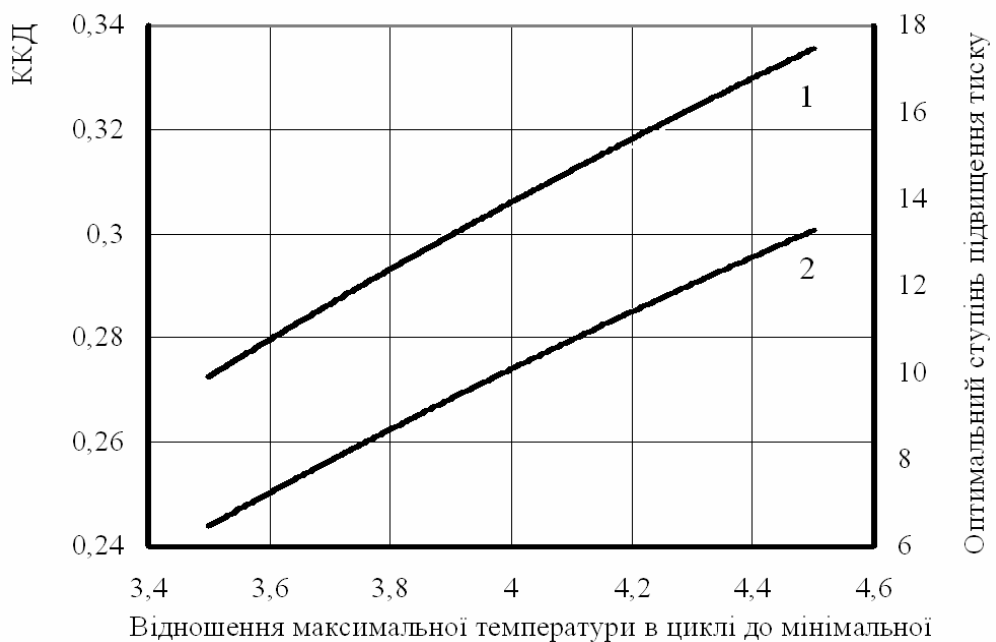
$$\varepsilon_{\text{ОПТ}}^\eta = \left[ \frac{A - \sqrt{AB(B - A + 1)}}{A - B} \right]^{\frac{1}{m}}. \quad (17)$$

Для розглянутого прикладу (рис. 1) оптимальне значення ступеня підвищення тиску, що відповідає максимуму роботи, дорівнює 6,8, а максимуму внутрішнього ККД – 11,3. Тобто оптимальний ступінь підвищення тиску, за якого забезпечується найбільший ККД, буде більшим за ступінь підвищення тиску, за якого досягається найбільша корисна робота.

Значний вплив на величину внутрішнього ККД установки чинить максимальна температура циклу  $T_3$  і, зокрема, температурний коефіцієнт  $\tau$ . За певного співвідношення температур перед турбіною і компресором чисельник у рівнянні (15) збільшуватиметься із збільшенням ступеня підвищення тиску, і одночасно буде зменшуватися знаменник. Тобто, із збільшенням відношення максимальної температури в циклі  $\tau$  до мінімальної внутрішній ККД ГТУ та оптимальний ступінь підвищення тиску в ГТУ зростають (рис. 2).



1 – питома корисна робота ГТУ; 2 – внутрішній ККД ГТУ  
**Рисунок 1 – Залежність питомої корисної роботи ГТУ і внутрішнього ККД від ступеня підвищення тиску в осьовому компресорі**



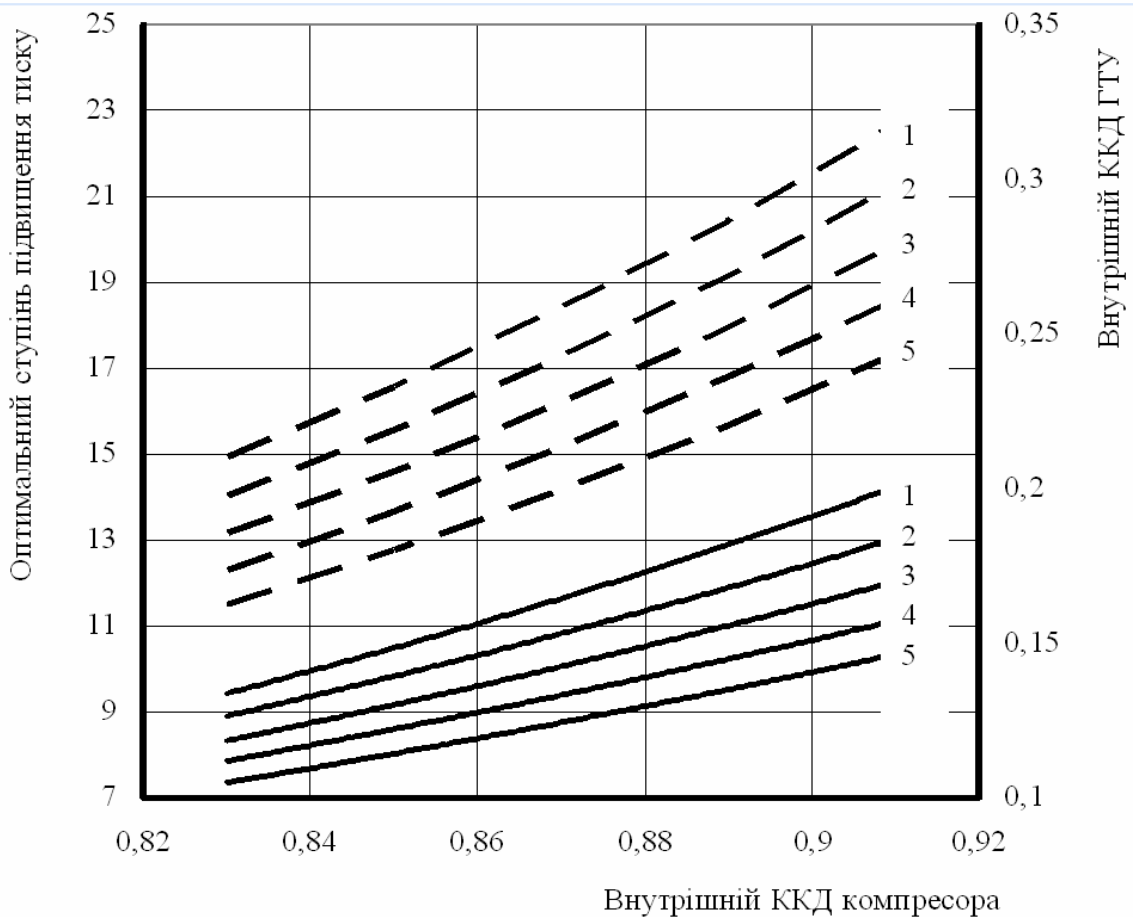
1 – ступінь підвищення тиску; 2 – внутрішній відносний ККД ГТУ  
**Рисунок 2 – Залежність характеристик ГТУ від відношення максимальної температури в циклі до мінімальної**

Тобто для підвищення ККД ГТУ необхідно якомога більше підвищити внутрішній ККД турбіни і компресора (рис. 3), що може бути досягнуто шляхом удосконалення проточної частини ГТУ, зменшенням гідравлічних опорів на шляху робочих тіл, уникненням витоків та ін.

Таким чином, на сьогоднішній день основними теоретичними шляхами підвищення ефективності роботи ГТУ є:

– збільшення ступеня підвищення тиску в осьовому компресорі, причому ступінь підвищення тиску в окремому компресорному ступені може бути збільшена тільки за рахунок конструктивних рішень (збільшення питомого навантаження на компресорний ступінь);

– збільшення максимальної температури циклу шляхом регулювання кількості вторинного повітря в камері згоряння та нових конструктивних рішень виконання останньої;



— оптимальний ступінь підвищення тиску; - - - - внутрішній ККД ГТУ  
 1 -  $\eta_T=0,96$ ; 2 -  $\eta_T=0,94$ ; 3 -  $\eta_T=0,92$ ; 4 -  $\eta_T=0,9$ ; 5 -  $\eta_T=0,88$

**Рисунок 3 – Залежність параметрів циклу від внутрішніх ККД компресора і турбіни**

– підвищення внутрішніх ККД компресора та турбіни за рахунок зменшення гідравлічних опорів на шляху руху циклового повітря та продуктів згоряння.

Вказані рішення – основні шляхи зменшення енергозатратності транспортування природного газу магістральними газопроводами.

### Література

1 Теплотехника / [И.Т. Швец, В.И. Толубинский, А.Н. Алабовский и др.]. – Киев: Вища школа, 1976. – 520 с.

2 Стационарные газотурбинные установки / [Л.В. Арсеньев, В.Г. Тырышкин, И.А. Богов и др.]. – Л.: Машиностроение, Ленинградское отделение, 1989. – 543 с.

Стаття постуила в редакційну колегію  
 19.05.10  
 Рекомендована до друку професором  
 М.Д.Середюк