

М. М. Чепурний, к. т. н., доц.; Н. В. Резидент, к. т. н.

ОСОБЛИВОСТІ ТЕПЛООБМІНУ ЗА УМОВИ ВЕЛИКИХ ТИСКІВ ПОВІТРЯ В РЕКУПЕРАТОРАХ ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК

Проаналізовано закономірності тепловіддачі до повітря підвищених тисків в рекуперативних трубчастих теплообмінниках.

Ключові слова: газова турбіна, компресор, рекуператор, критерії подібності, критеріальні рівняння.

Вступ

Для другої половини минулого століття характерним є широке застосування в енергетиці газотурбінних установок (ГТУ), а також комбінованих установок, до складу яких входить ГТУ. На сьогодні газотурбінні цикли подолали рубіж термодинамічної ефективності в 40 %. За умови здорожчання природного газу перспективними енергоустановками є ГТУ, які працюють на продукції газифікації вугілля. ГТУ широко застосовують у газовій промисловості на газоперекачувальних станціях у якості приводів газових компресорів. На відміну від енергоустановок інших типів, ГТУ мають більше можливостей для подальшого вдосконалення.

На сьогодні головним завданням є підвищення паливної економічності та надійності ГТУ. Важливість підвищення економічності ГТУ можна показати на прикладі газоперекачувальних станцій. Зараз на транспортні потреби станцій витрачається близько 8 % від загальної витрати газу, що перекачується. За таких умов підвищення коефіцієнта корисної дії (ККД) ГТУ на 1 % за 15 років експлуатації газопроводів може забезпечити економічний ефект майже на 1 млрд. доларів США.

Відомо два основні способи підвищення ККД газотурбінних установок [1 – 3]. Перший спосіб пов'язаний з підвищенням початкових параметрів (тиску та температури) робочого тіла (продуктів згорання палива) на вході в газову турбіну. У разі збільшення міри підвищення тиску в компресорі та температури газів перед турбіною зростає питома потужність, а для заданої потужності ГТУ зменшуються витрати продуктів згорання, а отже, і палива. Тому збільшення початкових параметрів здійснюється насамперед у ГТУ, для яких найсуттєвішим є їхні розміри та металоємність. Потрібно зазначити, що підвищення температури газів на вході в газову турбіну ускладнює охолодження протокової частини турбіни. На сьогодні температура газів перед турбіною обмежена (1600 – 1700 К).

Другий спосіб пов'язаний з ускладненням термодинамічного циклу шляхом застосування проміжного охолодження повітря в процесі стискання в компресорі та проміжного підігрівання продуктів згорання в процесі розширення в турбіні. Найвідомішою є регенерація теплоти відпрацьованих у турбіні газів для підігрівання повітря, яке надходить у камеру згорання ГТУ з компресора. Унаслідок цього в камеру згорання вноситься зайва теплота з повітрям, що зумовлює зменшення витрати палива. Підігрів повітря здійснюється в нагрівниках (регенераторах). Цей спосіб не потребує високих тисків. Слід зауважити однак, що зі зменшенням тиску повітря за компресором (на вході в регенератор) різко зменшується коефіцієнт тепловіддачі до потоку повітря. Останнє призводить до зростання поверхні нагріву та зростання металоємності всієї установки. З іншого боку, зменшення міри підвищення тиску в компресорі зменшує міру розширення робочого тіла в турбіні, що призводить до зменшення питомої потужності, а також до збільшення температури відпрацьованих у турбіні газів та зменшення ККД газотурбінної установки [3, 4].

У стаціонарних ГТУ проблема збільшення розмірів і маси не є основною, а міра

підвищення тиску в компресорі перевищує 23. Тому слід було очікувати, що регенерація теплоти відпрацьованих у ГТУ газів мала б застосовуватися повсюди на стаціонарних газотурбінних установках. Це дозволило б зменшити витрати палива на 20 – 25 % [4, 5]. Однак ГТУ з регенерацією теплоти не знайшли поки що серійного застосування, серед них і на ГТУ газоперекачувальних станцій. Конструкції регенераторів для підігріву повітря розроблено та викладено в [5], де також зазначено, що порівняння їхньої ефективності можна здійснювати за ККД газотурбінної установки. Підбір регенераторів повітря певної конструкції в заданому інтервалі температур повітря й газів здійснюють на підставі теплових розрахунків, у результаті яких визначають необхідну площу поверхні нагріву. Інтенсивність теплообміну від грійних газів до стінки і від стінки до потоку повітря визначають за відповідними критеріальними рівняннями конвективного теплообміну, які містять теплофізичні властивості теплоносіїв. Грійні димові гази з певною швидкістю W_r рухаються з тиском, наближеним до атмосферного. Їхні теплофізичні властивості для середньої температури без утруднень визначають за довідковими даними, які наведено в багатьох посібниках, наприклад, у [6]. Щодо теплофізичних властивостей повітря, то вони наведені лише для атмосферного тиску. Для більш високих тисків їх наведено в [7], що значно ускладнює розрахунки теплообміну.

Зважаючи на вищевикладене, ми ставили завдання дослідити закономірності теплообміну до потоків повітря високого тиску, які рухаються в трубах або в міжтрубному просторі.

Основні результати

Для здійснення поставленої задачі насамперед визначаємо й обчислюємо теплофізичні властивості повітря в діапазоні тисків 0,1 – 5 МПа та в інтервалі температур 250 – 1200 К. Значення ізобарної теплоємності C_p , коефіцієнта теплопровідності λ і коефіцієнта динамічної в'язкості μ визначаємо з таблиць [7]. Густина повітря ρ з достатньою для інженерної практики точністю обчислюємо за рівнянням стану [3]. Критерій Прандтля, який входить у критеріальні рівняння теплообміну і враховує основні теплофізичні властивості теплоносіїв, обчислюємо за відомою формулою [6, 8]

$$Pr = \frac{\mu / \rho}{\lambda / (C_p \cdot \rho)} = \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda} \quad (1)$$

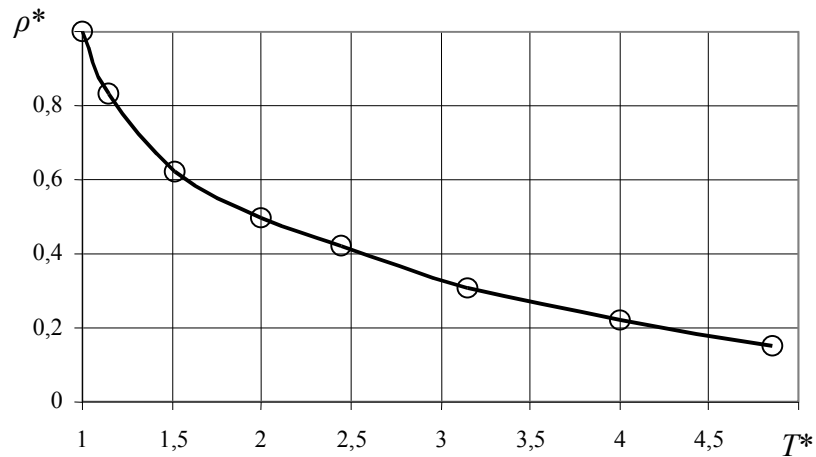
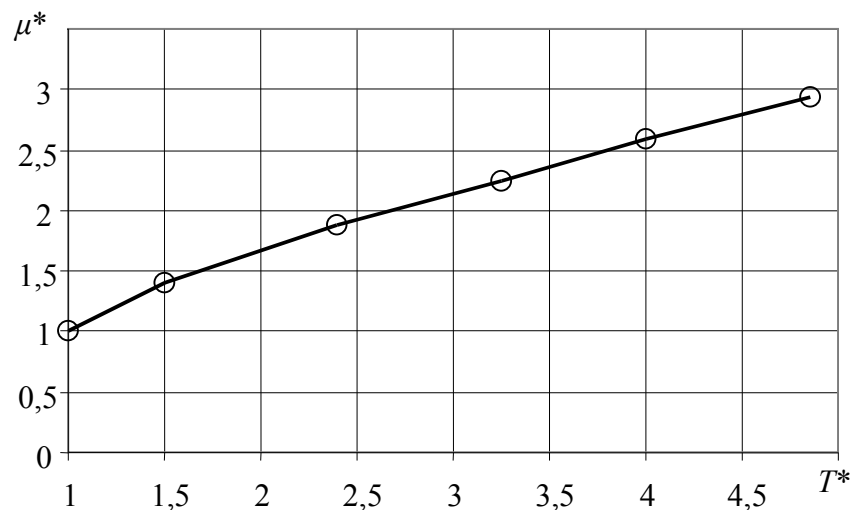
Значення теплофізичних властивостей повітря в зазначених інтервалах зміни тиску й температури зведено в табл. 1, де ρ , кг/м³; C_p , кДж/(кг·К); $\lambda \cdot 10^3$, Вт/(м·К); $\mu \cdot 10^7$, Па·с.

Із табл. 1 наочно видно, що ізобарна теплоємність повітря дуже мало (на 3 – 9 %) зростає зі збільшенням тиску і на стільки ж зі збільшенням температури. Густина повітря практично прямо пропорційно зростає зі збільшенням тиску (за умови $T = \text{const}$) і зменшується з підвищенням температури (за умови $P = \text{const}$). Для прикладу на рис. 1 показано характер зміни густини від температури для $P = 20$ бар, де позначено: $T^* = T/T_1$; $T_1 = 250$ К; $\rho^* = \rho / \rho_1$, ρ_1 – густина при температурі T_1 . У вибраному інтервалі температур густина повітря зменшується в 6,5 рази, а у вибраному інтервалі тисків – збільшується в 50 разів.

Теплофізичні властивості повітря

Тем-ра, К	Показники	Тиск P , бар					
		1	10	20	30	40	50
1	2	3	4	5	6	7	8
250	ρ	1,394	14,045	27,874	42,880	57,636	72,5
	C_p	1,012	1,028	1,055	1,081	1,097	1,11
	λ	22,10	22,9	23,5	24,2	24,9	25,6
	μ	159,6	161,2	163,1	165,2	167,7	169,8
	Pr	0,722	0,723	0,732	0,738	0,738	0,736
300	ρ	1,161	11,650	23,342	35,075	46,838	58,616
	C_p	1,008	1,021	1,037	1,053	1,068	1,081
	λ	26,2	26,8	27,3	27,9	28,4	28,9
	μ	181,6	185,9	187,4	189,1	191	192,8
	Pr	0,698	0,708	0,712	0,7137	0,7182	0,721
400	ρ	0,871	8,688	17,340	25,947	34,482	42,992
	C_p	1,014	1,021	1,029	1,037	1,044	1,05
	λ	33,8	34,2	34,6	34,9	35,2	35,5
	μ	230,1	231,1	232,1	233,3	234,5	235,4
	Pr	0,690	0,690	0,690	0,693	0,695	0,696
500	ρ	0,696	6,944	13,833	20,674	27,457	34,176
	C_p	1,03	1,034	1,039	1,043	1,049	1,051
	λ	40,7	41,3	41,6	41,8	42,1	42,45
	μ	270,1	270,9	271,7	272,6	273,5	274,6
	Pr	0,683	0,680	0,6785	0,680	0,681	0,680
600	ρ	0,580	5,784	11,51	17,208	22,852	28,449
	C_p	1,051	1,055	1,057	1,06	1,063	1,066
	λ	46,9	47,4	47,8	48,2	48,5	48,8
	μ	305,8	306,4	307,1	307,8	308,6	309,3
	Pr	0,685	0,682	0,677	0,677	0,676	0,675
700	ρ	0,4975	4,968	9,871	14,751	19,588	24,384
	C_p	1,075	1,077	1,079	1,081	1,083	1,085
	λ	52,4	52,9	53,3	53,7	54,1	54,56
	μ	338,8	339,4	339,9	340,5	341,2	341,7
	Pr	0,695	0,691	0,688	0,685	0,683	0,679
800	ρ	0,435	4,347	8,692	12,913	17,151	21,349
	C_p	1,099	1,101	1,103	1,104	1,105	1,106
	λ	57,3	57,8	58,2	58,6	58,9	59,2
	μ	369,8	370,3	370,8	371,3	371,7	372,2
	Pr	0,709	0,705	0,702	0,700	0,697	0,695
1000	ρ	0,348	3,481	6,922	10,342	13,740	17,114
	C_p	1,140	1,142	1,143	1,144	1,145	1,146
	λ	66,7	67,1	67,5	67,8	68,1	68,4
	μ	424,4	424,8	425,2	425,6	426	426,4
	Pr	0,725	0,723	0,701	0,718	0,716	0,714
1200	ρ	0,290	2,316	4,316	8,628	10,050	14,287
	C_p	1,175	1,176	1,176	1,176	1,177	1,177
	λ	76,3	76,6	76,9	77,2	77,4	77,6
	μ	473	473,2	473,6	473,9	474,3	474,7
	Pr	0,728	0,726	0,724	0,722	0,721	0,720

Коефіцієнт динамічної в'язкості подібно до теплоємності незначно залежить від тиску, але зростає зі збільшенням температури. Характер зміни μ від температури для $P = 20$ бар наведено на рис. 2, де $\mu^* = \mu/\mu_1$; μ_1 – коефіцієнт динамічної в'язкості для $T_1 = 250$ К.

Рис. 1. Залежність густини від температури для $P = 20$ барРис. 2. Залежність коефіцієнта динамічної в'язкості від температури для $P = 20$ бар

Із рис. 2 видно, що в заданому діапазоні температур μ зростає в 2,9 рази.

Отже, зі збільшенням тиску (за умови $T = \text{const}$) суттєво зростає густина повітря, несуттєво теплоємність і коефіцієнт динамічної в'язкості. Зі збільшенням температури (за умови $P = \text{const}$) зменшується густина та зростає коефіцієнт динамічної в'язкості. При цьому темп зростання густини значно перевищує темп зростання в'язкості. Саме тому слід очікувати, що підвищення тиску (густини) має сприяти інтенсифікації процесів конвективного теплообміну, які описують критеріальним рівнянням [5, 6, 8]

$$Nu = \frac{\alpha \cdot \ell^*}{\lambda} = C \cdot Re^n \cdot Pr^m, \quad (2)$$

де $Re = w \cdot \ell^* \cdot \rho / \mu$ – критерій Рейнольдса; w – середньовитратна швидкість потоку; ℓ^* – характерний лінійний розмір поверхні теплообміну (для труб $\ell^* = d$, де d – діаметр); α – коефіцієнт тепловіддачі, який характеризує інтенсивність теплообміну; C – стала; n і m – показники степеня.

Газовий теплоносій може рухатись як у трубах, так і в міжтрубному просторі рекуперативних теплообмінників. За умови турбулентної течії в гладких трубах $C = 0,021$; $n = 0,8$; $m = 0,43$ [8]. У разі обтікання пучків гладких труб із шаховим розташуванням з однаковим значенням повздовжнього і поперечного кроків між трубами $C = 0,4$; $n = 0,6$; $m = 0,36$ за умови $10^3 < Re < 2 \cdot 10^5$ і $C = 0,031$; $n = 0,8$; $m = 0,4$, коли $Re > 2 \cdot 10^5$ [8]. За

наведеною методикою здійснено розрахунки інтенсивності тепловіддачі за умови руху повітря різних тисків зі швидкістю 12 м/с всередині труб діаметрами 38/32 мм і в міжтрубному просторі рекуперативних підігрівників (із шаховим розташуванням труб). За результатами розрахунків побудовано залежності, які подано на рис. 3, де $Nu^* = Nu / Nu_1$; $\pi = P/P_1$, а індексом „1” позначені величини для початкового тиску $P_1 = 1$ бар.

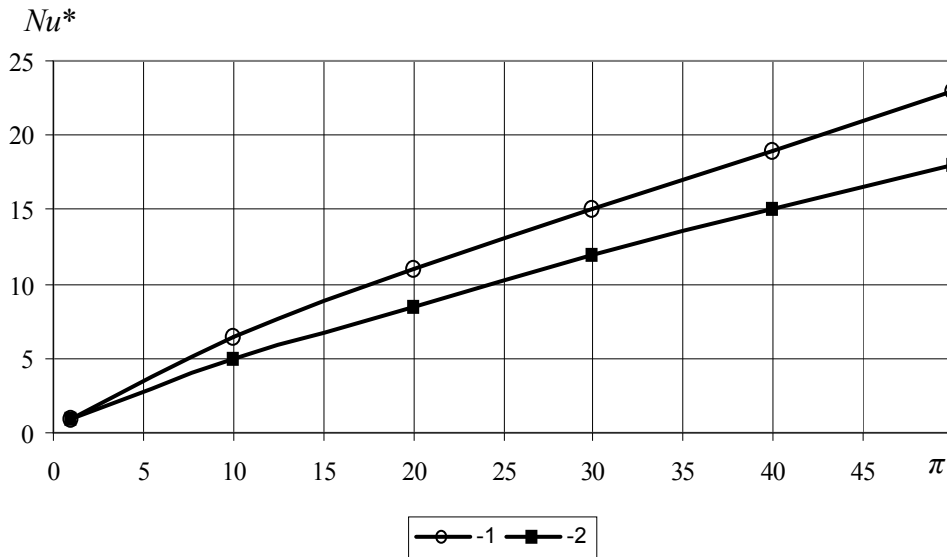


Рис. 3. Характер впливу тиску на інтенсивність теплообміну: у трубах (крива 1), у міжтрубному просторі (крива 2)

Отримані результати дають змогу оперативної оцінки коефіцієнтів тепловіддачі в разі руху повітряних потоків підвищеного тиску в трубах і міжтрубному просторі. Для тиску $P = 50$ бар інтенсивність конвективного теплообміну в трубках зростає в 23 рази, а в міжтрубному просторі – у 18 разів. Це пояснюється тим, що зі збільшенням густини зростають значення критеріїв Рейнольдса і Нуссельта, оскільки, як зазначено раніше, темп зростання густини перевищує темп зростання коефіцієнтів динамічної в'язкості. Отримані залежності дозволяють оперативно оцінювати інтенсифікацію процесів конвективного теплообміну. Так, наприклад, для значення $\pi = 20$, яке є характерним для підвищення тиску в компресорах вітчизняних ГТУ, коефіцієнт тепловіддачі при течії повітря в трубах зростає в 11 разів, а при течії в міжтрубному просторі – у 8 разів. Підвищення коефіцієнтів тепловіддачі зумовлює збільшення коефіцієнтів теплопередачі, що, у свою чергу, дозволяє зменшити необхідну площу поверхні нагріву рекуператора, габарити та металоємність останнього. Для наведеного вище прикладу розрахункові значення коефіцієнтів теплопередачі зросли в 1,82 і 2 рази. Відповідно в стільки ж разів зменшиться площа поверхні нагріву.

Висновки

1. Збільшення густини зумовлює збільшення турбулізації потоку та інтенсивності конвективного теплообміну.
2. Інтенсифікація теплообміну забезпечує суттєве зменшення поверхні нагріву підігрівників та їхньої металоємності.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Шнее Я. И. Газовые турбины: термодинамические процессы и теплообмен в конструкциях / Я. И. Шнее. – Киев: Вища школа, 1976. – 245 с.
2. Манушин Э. А. Газовые турбины: проблемы и перспективы / Э. А. Манушин. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 168 с.

3. Чепурний М. М. Основи технічної термодинаміки / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко. – Вінниця: Поділля 2000, 2004. – 365 с.
4. Чепурний М. М. ГТУ – ТЕЦ з регенерацією теплоти відпрацьованих газів / М. М. Чепурний, А. В. Медведєва // Вісник Вінницького політехнічного інституту, 2005. – № 5. – С. 64 – 67.
5. Теплообменные устройства газотурбинных и комбинированных установок / [под ред. А. И. Леонтьева]. – М.: Машиностроение, 1985. – 359 с.
6. Чепурний М. М. Тепломасообмін в прикладах і задачах / М. М. Чепурний, Н. В. Резидент. – Вінниця: ВНТУ, 2011. – 127 с.
7. Варгафтик Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей / Н. Б. Варгафтик. – М.: Наука, 1972. – 720 с.
8. Исаченко В. П. Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – М.: Энергоатомиздат, 1981. – 416 с.

Чепурний Марко Миколайович – к. т. н., доцент, професор кафедри теплоенергетики.

Резидент Наталія Володимирівна – к. т. н., старший викладач кафедри теплоенергетики.
Вінницький національний технічний університет.