

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

ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ БОЛЬШИХ ДАВЛЕНИЯХ ВОЗДУХА В РЕКУПЕРАТОРАХ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Проанализированы закономерности теплоотдачи к воздуху повышенных давлений в рекуперативных трубчатых теплообменниках.

Ключевые слова: газовая турбина, компрессор, рекуператор, критерии подобия, критериальные уравнения.

Введение

Вторая половина прошлого века характеризуется широким применением в энергетике газотурбинных установок (ГТУ), а также комбинированных установок, в состав которых входят ГТУ. В настоящее время газотурбинные циклы преодолели рубеж термодинамической эффективности в 40%. В условиях подорожания природного газа перспективными энергоустановками являются ГТУ, которые работают на продукции газификации углей. ГТУ широко применяют в газовой промышленности на газоперекачивающих станциях в качестве приводов газовых компрессоров. В отличие от энергоустановок других типов, ГТУ имеют больше возможностей для дальнейшего усовершенствования.

На сегодняшний день главной задачей является повышение топливной экономичности и надежности ГТУ. Важность повышения экономичности ГТУ можно показать на примере газоперекачивающих станций. Сейчас на собственные нужды газокomppressorных станций расходуется около 8% общего расхода перекачиваемого газа. При таком условии повышение коэффициента полезного действия (КПД) ГТУ на 1% за 15 лет эксплуатации газопроводов может обеспечить экономический эффект почти в 1 млрд. долларов США.

Известно два основных способа повышения КПД газотурбинных установок [1 – 3]. Первый способ связан с повышением начальных параметров (давления и температуры) рабочего тела (продуктов сгорания топлива) на входе в газовую турбину. При увеличении степени повышения давления в компрессоре и температуры газов перед турбиною возрастает удельная мощность, а для заданной мощности ГТУ уменьшается расход продуктов сгорания, а следовательно, и топлива. Поэтому увеличение начальных параметров осуществляется прежде всего в ГТУ, для которых наиболее существенными являются их размеры и металлоемкость. Необходимо отметить, что повышение температуры газов на входе в турбину усложняет охлаждение проточной части турбины. На сегодняшний день температура газов перед турбиною ограничена (1600 – 1700 К).

Второй способ связан с усложнением термодинамического цикла путем применения промежуточного охлаждения воздуха в процессе сжатия в компрессоре и промежуточного подогрева продуктов сгорания в процессе расширения в турбине. Наиболее известной является регенерация теплоты отработанных в турбине газов для подогрева воздуха, поступающего в камеру сгорания ГТУ из компрессора. Вследствие этого в камеру сгорания вносится избыточная теплота с воздухом, что обуславливает уменьшение расхода топлива. Подогрев воздуха осуществляется в подогревателях (регенераторах). Этот способ не нуждается в высоких давлениях. Следует отметить однако, что с уменьшением давления воздуха за компрессором (на входе в регенератор) резко снижается коэффициент теплоотдачи к потоку воздуха. Последнее приводит к увеличению поверхности нагрева и росту металлоемкости всей установки. С другой стороны, уменьшение степени повышения

давления в компрессоре уменьшает степень расширения рабочего тела в турбине, что приводит к уменьшению удельной мощности, а также к увеличению температуры отработанных в турбине газов и уменьшению КПД газотурбинной установки [3, 4].

В стационарных ГТУ проблема увеличения размеров и массы не является основной, а степень повышения давления в компрессоре превышает 23. Поэтому следует ожидать, что регенерация теплоты отработанных в ГТУ газов должна бы применяться всюду на стационарных газотурбинных установках. Это позволило бы уменьшить расход топлива на 20 – 25% [4, 5]. Однако ГТУ с регенерацией теплоты не нашли пока серийного применения, в том числе и на ГТУ газоперекачивающих станций. Конструкции регенераторов для подогрева воздуха разработаны и изложены в [5], где также отмечено, что сравнение их эффективности можно осуществлять лишь по КПД газотурбинной установки. Подбор регенераторов воздуха определенной конструкции в заданном интервале температур воздуха и газов осуществляют на основании тепловых расчетов, в результате которых определяют необходимую площадь поверхности нагрева. Интенсивность теплообмена от греющих газов к стенке и от стенки к потоку воздуха определяют по соответствующим критериальным уравнениям конвективного теплообмена, которые включают теплофизические свойства теплоносителей. Греющие дымовые газы с определенной скоростью W_2 движутся с давлением, приближенным к атмосферному. Их теплофизические свойства для средней температуры без труда определяются по справочным данным, приведенным во многих пособиях, например, в [6], что касается теплофизических свойств воздуха, то они приведены лишь для атмосферного давления. Для более высоких давлений их частично приводят в [7], что значительно усложняет расчеты теплообмена.

Учитывая вышеизложенное, мы ставили задачу исследовать закономерности теплообмена к потокам воздуха высокого давления, которые движутся в трубах или в межтрубном пространстве.

Основные результаты

Для осуществления поставленной задачи прежде всего определяем и рассчитываем теплофизические свойства воздуха в диапазоне давлений 0,1 – 5 МПа и в интервале температур 250 – 1200 К. Значения изобарной теплоемкости C_p , коэффициента теплопроводности λ и коэффициента динамической вязкости μ определяем из таблиц [7]. Плотность воздуха с достаточной для инженерной практики точностью рассчитываем по уравнению состояния [3]. Критерий Прандтля, который входит в критериальные уравнения теплообмена и учитывает основные теплофизические свойства теплоносителей, рассчитываем по известной формуле [6, 8]

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

Значения теплофизических свойств воздуха в отмеченных интервалах изменения давления и температуры сведены в табл. 1, где ρ , кг/м³; C_p , кДж/(кг·К); $\lambda \cdot 10^3$, Вт/(м·К); $\mu \cdot 10^7$, Па·с.

Таблица 1

Теплофизические свойства воздуха

Тем-ра, К	Показатели	Давление 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

Из табл. 1 наглядно видно, что изобарная теплоемкость воздуха незначительно (на 3 – 9 %) возрастает с увеличением давления и на столько же с увеличением температуры. Плотность воздуха практически прямо пропорционально возрастает с увеличением давления

Наукові праці ВНТУ, 2012, № 3

(при условии $T = \text{const}$) и уменьшается с повышением температуры (при условии $P = \text{const}$). В качестве примера на рис. 1 показан характер изменения плотности от температуры для $P = 20$ бар, где обозначено: $T^* = T/T_1$; $T_1 = 250$ К; $\rho^* = \rho/\rho_1$, ρ_1 – плотность при температуре T_1 . Для выбранного интервала температур плотность воздуха уменьшается в 6,5 раза, а для выбранного интервала давлений – возрастает в 50 раз.

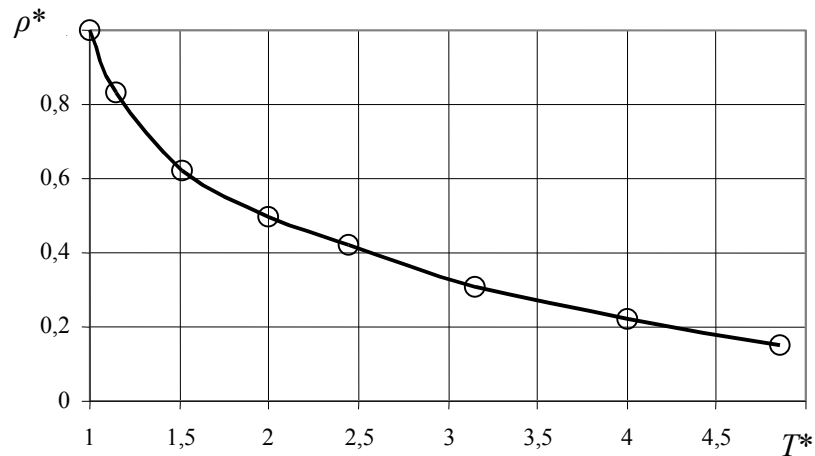


Рис. 1. Зависимость плотности от температуры при $P = 20$ бар

Коэффициент динамической вязкости подобно теплоемкости незначительно зависит от давления, но увеличивается с увеличением температуры. Характер изменения μ от температуры для $P = 20$ бар приведен на рис. 2, где $\mu^* = \mu/\mu_1$; μ_1 – коэффициент вязкости для $T_1 = 250$ К.

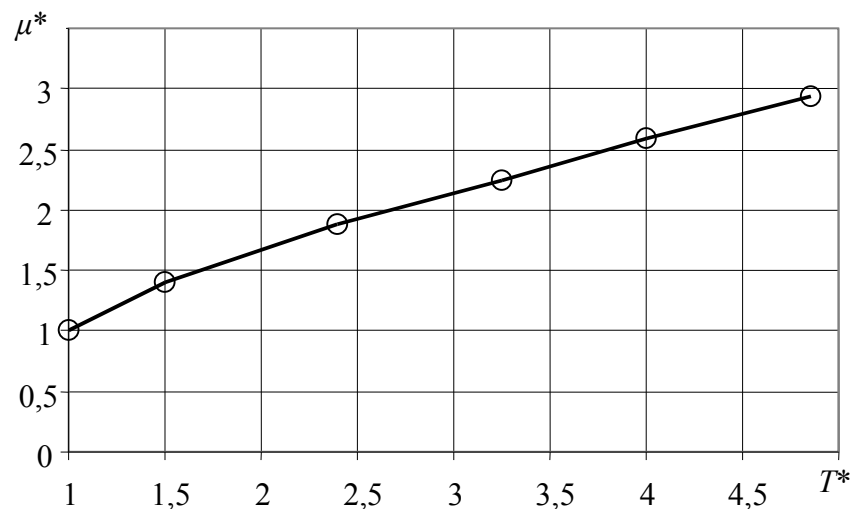


Рис. 2. Зависимость динамической вязкости от температуры для $P = 20$ бар

Из рис. 2 видно, что в заданном интервале температур μ возрастает в 2,9 раза.

Таким образом, с увеличением давления (при условии $T = \text{const}$) значительно возрастает плотность воздуха и незначительно теплоемкость и коэффициент динамической вязкости. При этом темп возрастания плотности значительно превышает темп роста вязкости. Именно поэтому следует ожидать, что повышение давления (плотности) должно способствовать интенсификации процессов конвективного теплообмена, которые описывают критериальным уравнением [5, 6, 8]

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

где $Re = w \cdot \ell^* \cdot \rho / \mu$ – критерий Рейнольдса; w – среднерасходная скорость потока; ℓ^* – характерный линейный размер поверхности теплообмена (для труб $\ell^* = d$, где d – диаметр); α – коэффициент теплоотдачи, который характеризует интенсивность теплообмена; C – постоянная; n и m – показатели степени.

Газовый теплоноситель может двигаться как в трубках, так и в межтрубном пространстве. При условии турбулентного течения в гладких трубках $C = 0,021$; $n = 0,8$; $m = 0,43$ [8]. В случае обтекания пучков гладких труб с шахматным расположением с одинаковым значением продольного и поперечного шага между трубами $C = 0,4$; $n = 0,6$; $m = 0,36$ при условии $10^3 < Re < 2 \cdot 10^5$ и $C = 0,031$; $n = 0,8$; $m = 0,4$, когда $Re > 2 \cdot 10^5$ [8]. По приведенной методике выполнены расчеты интенсивности теплоотдачи при условии движения воздуха различных давлений со скоростью 12 м/с внутри труб диаметром 38/32 мм и в межтрубном пространстве рекуперативных подогревателей (с шахматным расположением труб). По результатам расчетов построены зависимости, представленные на рис. 3, где $Nu^* = Nu/Nu_1$; $\pi = P/P_1$, а индексом "1" обозначены величины для начального давления $P_1 = 1$ бар.

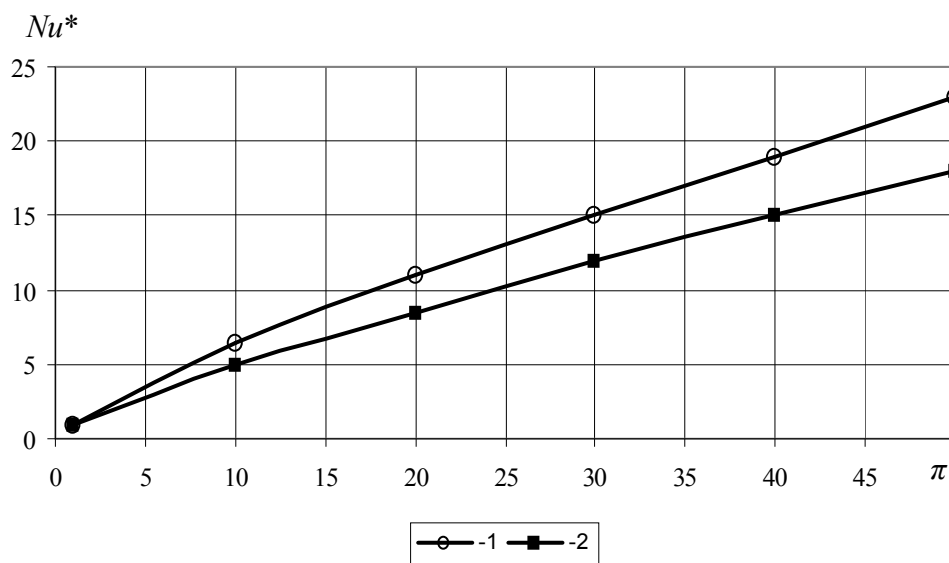


Рис. 3. Характер влияния давления на интенсивность теплообмена: в трубках (кривая 1), в межтрубном пространстве (кривая 2)

Полученные результаты позволяют оперативно оценивать коэффициенты теплоотдачи при течении воздушных потоков повышенного давления в трубках и межтрубном пространстве. При давлении $P = 50$ бар интенсивность конвективного теплообмена в трубках возрастает в 23 раза, а в межтрубном пространстве – в 18 раз. Это объясняется тем, что с увеличением плотности возрастают значения критериев Рейнольдса и Нуссельта, поскольку, как отмечалось ранее, темп роста плотности превышает темп роста коэффициентов динамической вязкости. Полученные зависимости позволяют оперативно оценивать интенсификацию процессов конвективного теплообмена. Так, например, для значения $\pi = 20$, которое характерно для повышения давления в компрессорах отечественных ГТУ, коэффициент теплоотдачи при течении воздуха в трубках возрастает в 11 раз, а при течении в межтрубном пространстве – в 8 раз. Повышение коэффициентов теплопередачи обуславливает увеличение коэффициентов теплопередачи, что, в свою очередь, позволяет уменьшить необходимую площадь поверхности нагрева рекуператора и металлоемкость последнего. Для приведенного выше примера значения коэффициентов теплопередачи выросли в 1,82 и 2 раза. Соответственно во столько же раз уменьшится площадь поверхности нагрева.

Выводы

1. Увеличение плотности обуславливает увеличение турбулизации потока и интенсивности конвективного теплообмена.
2. Интенсификация теплообмена обеспечивает значительное уменьшение поверхности нагрева подогревателей и их металлоемкости.

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.

Чепурной Марк Николаевич – к. т. н., доцент, профессор кафедры теплоэнергетики.

Резидент Наталия Владимировна – к. т. н., старший преподаватель кафедры теплоэнергетики. Винницкий национальный технический университет.