

УДК 536.24:533.6.011

Письменный Е.Н., Терех А.М., Семеняко А.В., Баранюк А.В.*Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт»***ТЕПЛОАЭРОДИНАМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТРУБЧАТЫХ
ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА РЕГЕНЕРАТОРОВ ГТУ**

Проведено порівняльну оцінку теплоаеродинамічної ефективності і масогабаритних характеристик трубчастих пакетів для регенераторів ГТУ. Показано, що в конструкціях регенераторів доцільно використовувати профільовані труби із зовнішнім і внутрішнім оребренням.

Проведена сравнительная оценка теплоаэродинамической эффективности и массогабаритных характеристик трубных пакетов для регенераторов ГТУ. Показано, что в конструкциях регенераторов целесообразно использовать профилированные трубы с внешним и внутренним оребрением.

A comparative evaluation of heat-aerodynamics efficiency and mass and size characteristics of tube packages for gas turbine regenerators is conducted. It is shown that in the construction of the regenerators should be used shaped tubes with internal and external fins.

b – висота виступа;
 d – діаметр;
 F – поверхню нагріву;
 h – висота ребра;
 l – довжина ребра;
 S – крок між трубами;
 t – крок ребер, виступів;
 T – температура повітря;
 Z – кількість труб;

ν – температура газів;
 μ – коефіцієнт регенерації;
 ψ – коефіцієнт оребрення.

Нижні індекси:

v – внутрішній, повітря;
 $г$ – газ;
 $н$ – зовнішній;
 1 – поперечний, вхід;
 2 – продольний, вихід.

Введение

Газотурбинные установки (ГТУ) являются доминирующим типом привода газотранспортной системы Украины, в составе которой насчитывается более 450 их единиц общей мощностью 4,6 млн. кВт [1]. Однако большая часть из них к настоящему времени морально и физически устарела (к.п.д. составляет ~ 18...28 %), что приводит к чрезмерным расходам газа на собственные нужды, которые в 2006 году составили 4,9 млрд. м³ [1,2].

К основным способам повышения экономичности ГТУ можно отнести следующие мероприятия [3-5]:

- применение воздухонагревателей для регенерации теплоты отработавших в турбине газов.

- ступенчатое сжатие воздуха с промежуточ-

ным его охлаждением в воздухоохлаждителях.

- увеличение температуры газа на входе в турбину, что связано с поиском новых материалов для лопаток турбин и методов их охлаждения.

- использование ступенчатого расширения с промежуточным подогревом рабочего газа.

- повышение к.п.д. отдельных элементов ГТУ (компрессора, газовой турбины, камеры сгорания).

- оптимизация проектирования элементов проточной части двигателя для снижения потерь при течении в них воздуха и газов.

- создание сложных, многовальных установок.

Из приведенных способов улучшения параметров ГТУ наиболее обещающим и наименее затратным, на наш взгляд, является применение воздухонагревателей (регенераторов) для

утилизации теплоты отработавших в турбине газов [1-3] (рис. 1, 2). Такой способ позволяет повысить экономичность ГТУ на 25 % [6]. В то же время регенераторы при сегодняшнем уровне их использования являются весьма громоздкими и металлоемкими, часто имеют низкую эксплуатационную надежность. Кроме этого, вследствие высоких потерь давления теплоносителей в регенераторе и подводящих трактах снижается мощность и экономичность установки в целом.

Поэтому создание новых ГТУ с высокими технико-экономическими показателями и модернизация существующих невозможны без внедрения в их конструкции надежных и эффективных развитых поверхностей теплообмена.

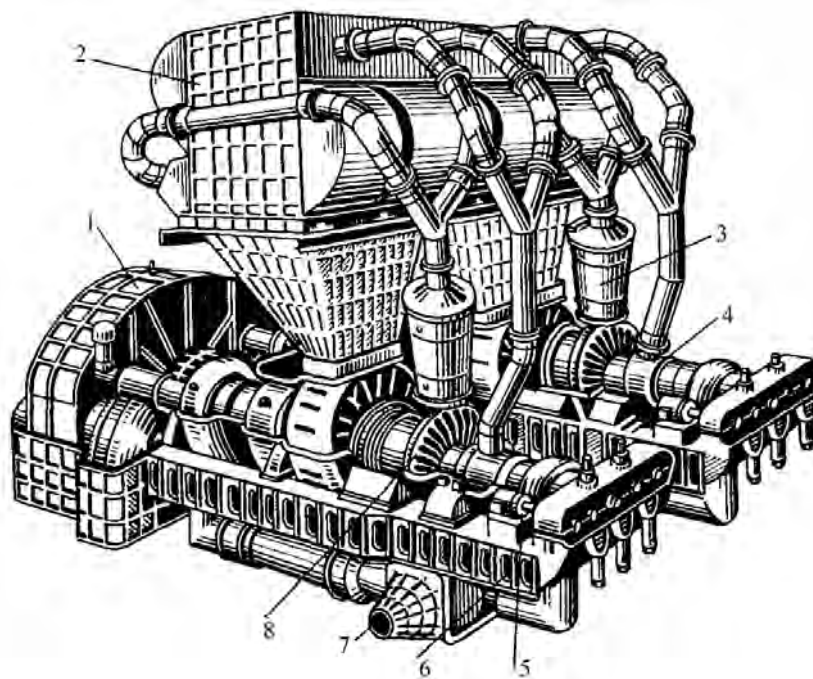
В простой ГТУ газы, покидающие турбину, имеют высокую температуру (порядка 450...550 °С). Если использовать часть теплоты выхлопных газов для нагрева сжатого воздуха, поступающего в камеру сгорания, то потребу-

ется меньше топлива для получения необходимой температуры газов на выходе из камеры сгорания и к.п.д. ГТУ увеличится. Использование регенеративного цикла с высокими коэффициентами регенерации ($\mu = 0,85...0,88$) позволяет в диапазоне мощности ГТУ от 6 до 25 МВт при современном уровне технологий повысить к.п.д. ГТУ с 25...28 % до 38...41 % [1]. Другая положительная сторона регенерации заключается в увеличении к.п.д. на нерасчетных режимах работы установки [4]. Этим устраняются недостатки повышенного расхода топлива на частичных нагрузках и обеспечивается снижение шума от работающей установки [4].

1. Типы теплообменников - регенераторов

В настоящее время для регенерации теплоты уходящих газов ГТУ возможно использование трех типов теплообменников: рекуперативные трубчатые; рекуперативные пластинчатые; с промежуточным теплоносителем.

К регенераторам ГТУ при проектировании



**Рис. 1. Газотурбинная установка ГТУ 20 ЛКЗ [6]:
1 – главный редуктор; 2 – регенератор; 3 – камера сгорания;
4, 8 – турбокомпрессоры; 5 – пусковой электродвигатель;
6 – рама; 7 – воздухоохладитель.**

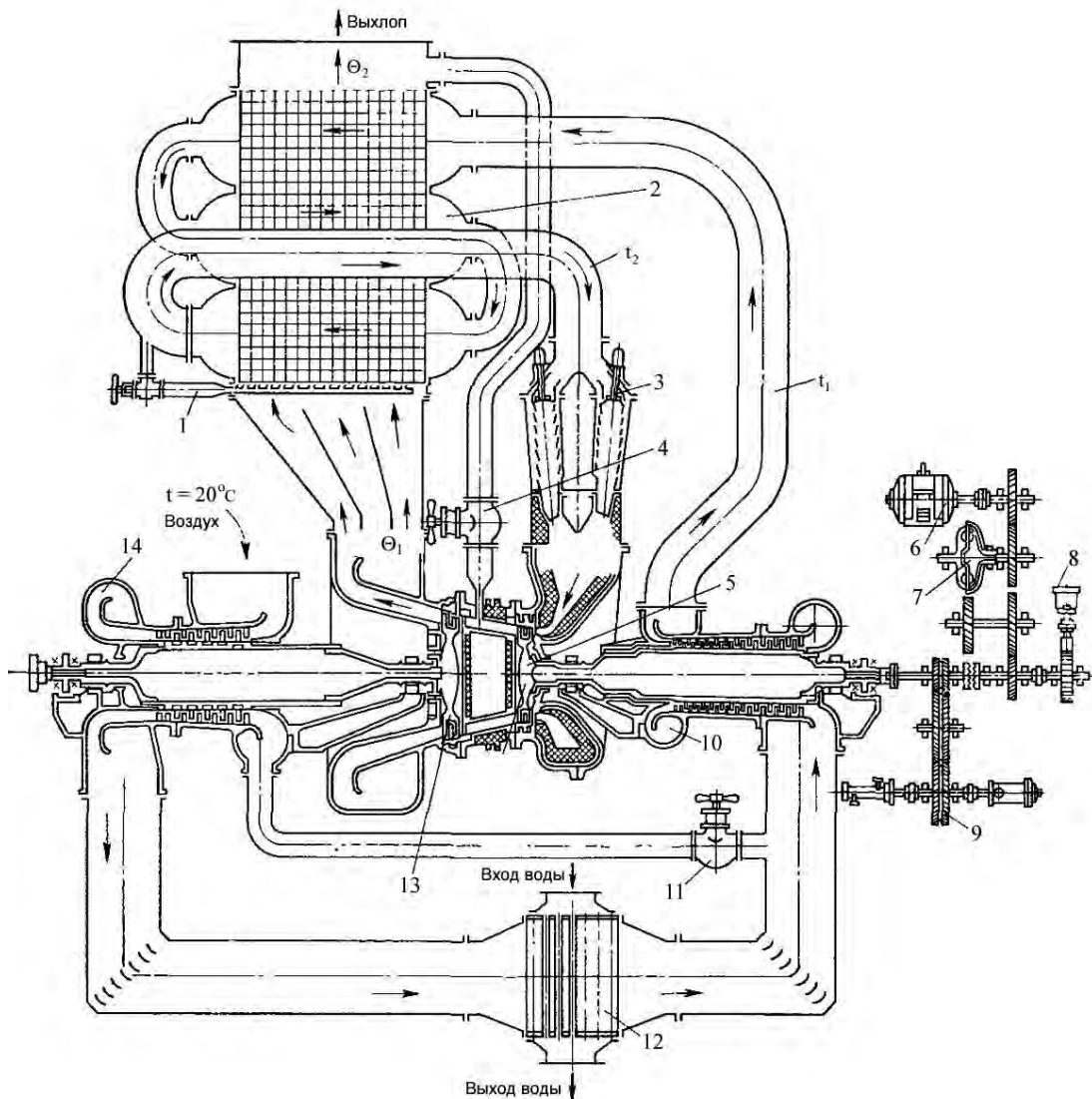


Рис. 2. Конструктивная схема ГТУ 20 ЛКЗ [6]:

1 – обдувочное устройство регенератора; 2 – регенератор; 3 – камера сгорания; 4 – перепускной клапан; 5 – турбина высокого давления; 6 – пусковой двигатель; 7 – гидротрансформатор; 8 – валоповоротное устройство; 9 – привод вспомогательных механизмов; 10 – компрессор высокого давления; 11 – противопомпажный клапан; 12 – воздухоохладитель; 13 – турбина низкого давления; 14 – компрессор низкого давления.

и изготовлении предъявляются следующие требования [6]:

- механическая прочность при больших перепадах давления между теплоносителями;
- отсутствие перетоков теплоносителей;
- высокий коэффициент теплопередачи;
- малые гидравлические сопротивления;

- высокая компактность поверхности;
- жаропрочность и коррозионная устойчивость;
- отсутствие склонности к загрязнениям и возможность очистки;
- удобство присоединения к сопрягаемым элементам;

- технологичность изготовления;
- низкая стоимость.

Выполнение первых двух требований обязательно. Остальными требованиями определяются характеристики и качество конкретного аппарата.

1.1. Трубчатые регенераторы

В таких теплообменниках (рис. 3) передача теплоты осуществляется через стенки труб, разделяющие горячий и холодный теплоноситель. Теплообменная поверхность может быть выполнена как гладкой, так и оребренной.

Одним из основных вопросов, возникающих при проектировании трубчатых регенераторов является выбор теплоносителя, протекающего внутри труб. Из соображений прочности и сокращения металлоемкости теплообменника, согласно [6], теплоноситель высокого давления – воздух целесообразно направлять внутрь труб, а газы – в межтрубное пространство. При таком подводе теплоносителей корпус аппарата изготавливается тонкостенным и легким. Такая схема реализована в большинстве регенераторов ГТУ (рис. 3). Требования минимизации загрязнений и облегчения очистки по-

верхности от отложений сажи и смол являются основной причиной применения схемы, в которой дымовые газы движутся внутри трубок. Важное достоинство трубчатых регенераторов их высокая надежность. Основным недостатком трубчатых регенераторов – большие габариты и масса.

1.2. Пластинчатые регенераторы

Поверхность теплообмена в пластинчатых регенераторах образована плоскими или профилированными пластинами (рис. 4). Пластинчатые теплообменники компактны, имеют малую массу и высокий коэффициент теплопередачи. Основной трудностью в изготовлении такого типа теплообменников является сложность герметизации соединений большого количества пластин и обеспечения прочности в местах соединений пластин с гребенками и фланцами по периферии аппарата [6]. Эти конструктивные недостатки могут привести к перетеканию воздуха на сторону выхлопных газов, что ведет к уменьшению общего к.п.д двигателя [4], а также к растрескиванию листов в местах крепления ввиду знакопеременных напряжений при работе на не расчетных

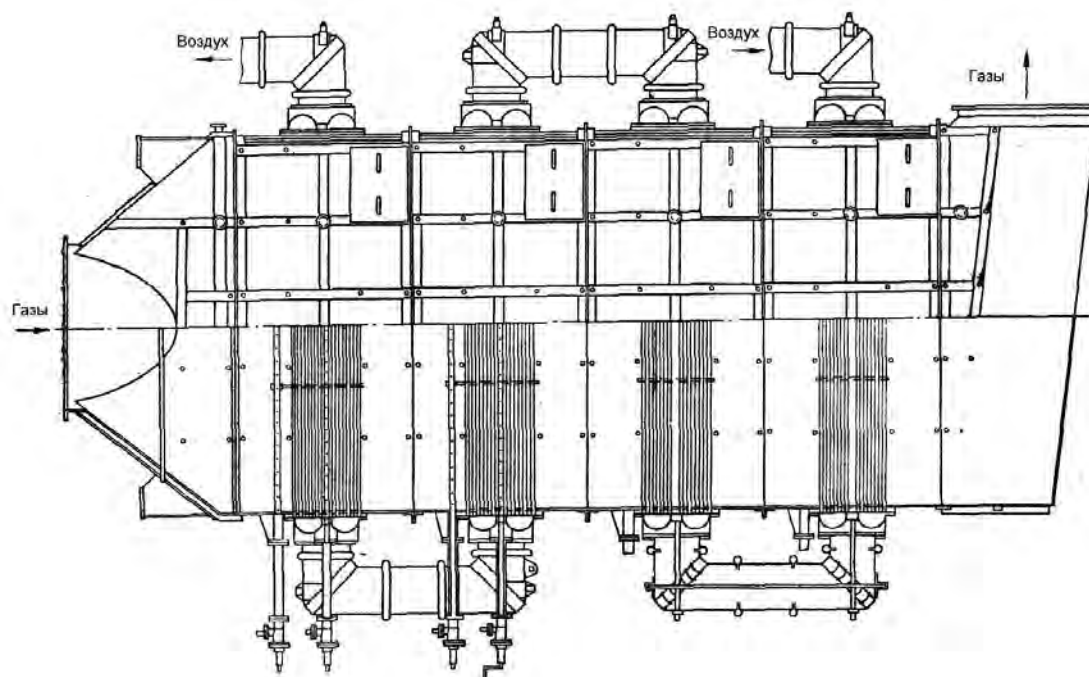


Рис. 3. Трубчатый регенератор фирмы Броун – Бовери [6].

режимах и при пуске ГТУ. Кроме того, применение пластинчатых поверхностей в мощных ГТУ ограничивается их недостаточной прочностью при высоких давлениях воздуха.

1.3. Теплообменники с промежуточным теплоносителем

К рекуперативным теплообменникам с промежуточным теплоносителем, претерпевающим фазовые превращения при естественной циркуляции, относятся теплообменники с двухфазными термосифонами [7, 8]. Такие устройства отличаются относительной простотой и широким спектром их использования. На рис. 5 приведена простейшая схема термосифонного теплообменника. Он состоит из двух газоходов, разделенных газоплотной трубной решеткой в которой закреплены теплопередающие поверхности в виде замкнутых термосифонов, части которых размещаются в газоходах с «горячим» и «холодным» теплоносителями. Внутри теплообменных элементов находится промежуточный теплоноситель, при помощи которого теплота в испарительно-конденсационном цикле передается от «горячего» к «холодному» рабочим телам.

При выборе промежуточного теплоносителя необходимо учитывать рабочий диапазон

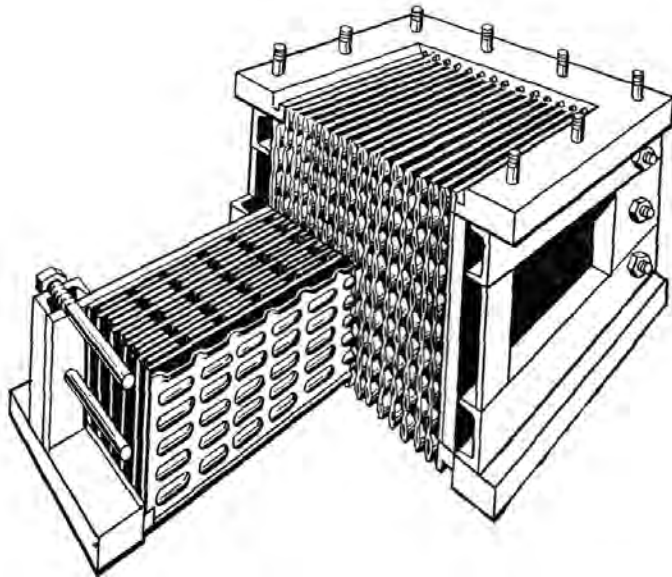


Рис. 4. Модель пластинчатого регенератора.

температур и давлений, максимальный тепловой поток в испарителе, токсичность, взрыво- и огнеопасность и др. Для регенераторов ГТУ ввиду высоких температур «горячего» теплоносителя необходимо использовать в качестве промежуточного теплоносителя средне- (нафталин, даутерм) и высокотемпературные (литий, натрий, калий) теплоносители. Приведенные теплоносители по данным [7] токсичны, взрыво- и огнеопасны. Поэтому использование утилизаторов теплоты газов после турбины на основе двухфазных термосифонов на ГТС не перспективно.

К этому же типу теплообменников – утилизаторов теплоты выхлопных газов турбин относятся регенеративные вращающиеся воздухоподогреватели. Принцип их работы основан на попеременном омывании поверхности теплообмена газами и воздухом (рис. 6).

Регенеративные воздухоподогреватели имеют более сложную конструкцию, чем рекуперативные. Основным элементом таких теплообменников является вращающийся барабан, заполненный насадкой в виде сетки, гофрированной ленты или пористого материала, которые выполняют функцию промежуточного теплоносителя. Ротор регенератора вращается со скоростью от 2...3 до 100 об/мин и в период обдувки горячими газами аккумулирует теплоту, отдавая ее затем более холодному воздуху. Основное преимущество вращающегося регенератора – его компактность благодаря высокой плотности набивки поверхности теплообмена в объеме. Недостаток – утечки в местах уплотнения стороны высокого давления, что ведет к перетеканию воздуха на сторону газов. При этом уменьшается степень регенерации и значительно снижается выигрыш в к.п.д.

Исходя из требований, предъявляемых к регенераторам ГТУ, а также преимуществ и недостатков их основных типов можно заключить, что наиболее приемлемыми по своим характеристикам при сегодняшних ценах на природный газ являются трубчатые регенераторы. Такой же вывод сделан и в работе [9].

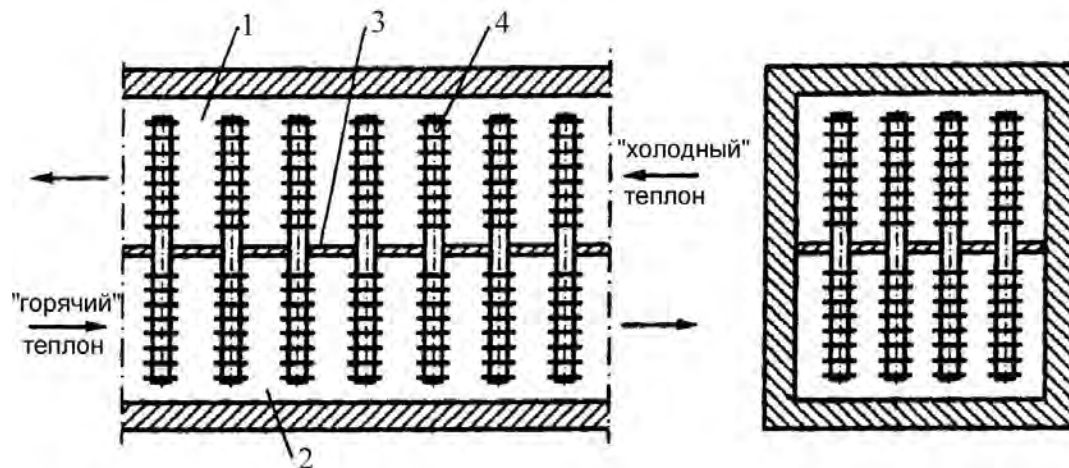


Рис. 5. Схема термосифонного регенератора [8]:

1, 2 – газоходы; 3 – газоплотная трубчатая решетка; 4 – термосифоны.

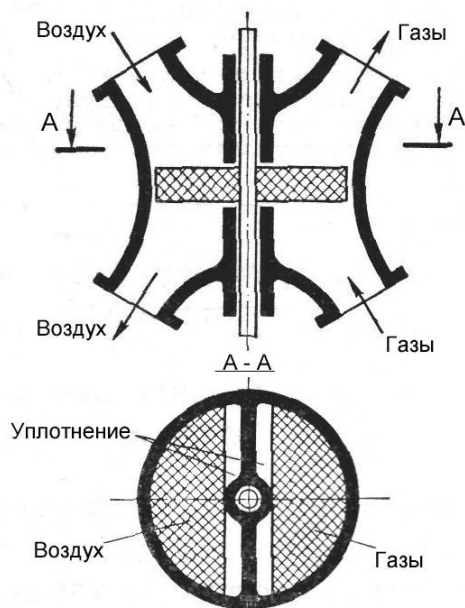


Рис. 6. Схема вращающегося регенератора с дисковым ротором.

2. Типы труб теплообменных поверхностей регенераторов

При разработке трубчатых регенераторов важным вопросом является выбор вида трубчатых элементов, из которых набирается теплообменная поверхность. Помимо гладких труб круглого поперечного сечения, используемых чаще всего вследствие их дешевизны и техно-

логичности, к настоящему времени разработаны и в ряде случаев выпускаются промышленностью и другие, более сложные виды труб, которые могут представлять интерес при проектировании перспективных регенераторов. В настоящей работе предпринята попытка выполнить расчетный анализ и сравнение вариантов трубчатых регенераторов, выполненных из различных видов трубчатых элементов, с целью выявления наиболее эффективных из них.

На рис. 7 представлены 7 различных типов труб, которые использовались в настоящей работе для сравнения теплоаэродинамических и массогабаритных характеристик вариантов трубчатых регенераторов для ГТУ мощностью 16 МВт. В табл. 1 приведены геометрические характеристики теплообменных поверхностей регенератора.

Охарактеризуем сравниваемые типы труб. Гладкие трубы (тип 1, рис. 7, а) выпускаются массово промышленностью Украины. Трубы с внутренним продольным оребрением в виде выступов треугольной или трапециевидной формы (тип 2, рис. 7, б) с коэффициентом оребрения $\psi_B = 1,6 \dots 2,7$ прошли экспериментальные исследования теплоаэродинамических характеристик и могут выпускаться на специализированных предприятиях.

Гладкие плоско-овальные трубы (тип 3, рис.

7, в) производятся промышленностью Украины под заказ и обладают некоторым преимуществом по теплоаэродинамическим показателям по сравнению с круглыми [10].

Плоско-овальные трубы с внутренним оребрением (тип 4, рис. 7, г) находятся на стадии разра-

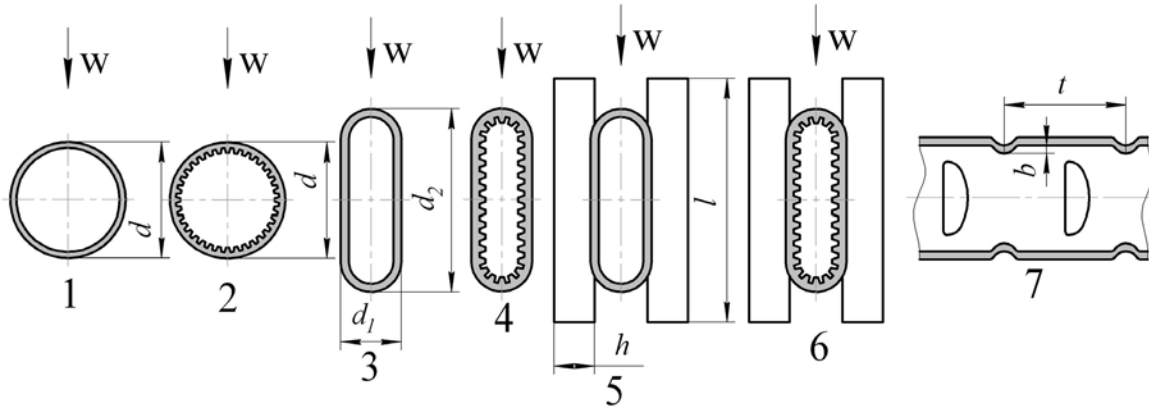


Рис. 7. Типы сравниваемых труб:

1 – гладкая труба (тип 1); 2 – гладкая труба с внутренним оребрением (тип 2); 3 – плоско-овальная труба (тип 3); 4 – плоско-овальная труба с внутренним оребрением (тип 4); 5 – плоско-овальная труба с неполным оребрением (тип 5); 6 – плоско-овальная труба с наружным и внутренним оребрением (тип 6); 7 – труба с внутренними интенсификаторами (тип 7).

Табл.1. Геометрические характеристики теплообменных поверхностей

№ п/п	Обозн.	Труба тип 1	Труба тип 2	Труба тип 3	Труба тип 4	Труба тип 5	Труба тип 6	Труба тип 7
1	d , мм	28	28	-	-	-	-	40
2	d_1 , мм	-	-	16	16	15	15	-
3	d_2 , мм	-	-	55	55	42	42	-
4	h , мм	-	-	-	-	10	10	-
5	t , мм	-	-	-	-	3,75	3,75	40
6	l , мм	-	-	-	-	55	55	-
7	S_1 , мм	40	40	40	40	86	86	50
8	S_2 , мм	34	34	59,5	59,5	60	60	45
9	b , мм	-	-	-	-	-	-	4,0
10	ψ_H/ψ_B	0/0	0/2,5	0/0	0/2,5	6,9/0	6,9/2,5	0/0

ботки технологии изготовления. Выпуск таких труб в Украине не налажен.

Плоско-овальные трубы с неполным поперечным оребрением (тип 5, рис.7, д) [11] обладают высокими теплоаэродинамическими характеристиками и в настоящее время проходят промышленные испытания. Производство этих труб планируется наладить в Украине в ближайшее время. Такие же трубы с внутренним оребрением (тип 6, рис. 7, е) находятся на стадии перспективной разработки и промышленностью не выпускаются.

Трубы с внутренними интенсификаторами или пережимами внутреннего сечения (тип 7, рис. 7, ж) [12, 13] известны давно и выпускаются промышленностью СНГ небольшими объемами в различных модификациях.

3. Сравнение эффективности трубчатых поверхностей

В основе методики оценки теплоаэродинамической эффективности приведенных на рис. 7 типов труб для воздухонагревателей ГТУ лежат варианты расчеты регенераторов, состоящие из взаимосвязанных теплового и гидравлического расчетов.

Режимные параметры трубчатого регенератора со степенью регенерации $\mu = 0,85$ представлены в табл. 2 и принимаются одинаковыми для всех сравниваемых типов труб.

Под степенью регенерации подразумевается отношение количества теплоты действительно переданного воздуху в регенераторе к количеству теплоты, которое было бы передано при нагреве воздуха до температуры газов выходящих из турбины

$$\mu = \frac{T_2 - T_1}{\vartheta_1 - T_1} \quad (1)$$

Значение μ практически определяется величиной поверхности нагрева [3]

$$F = G_B \cdot \frac{c_p}{k} \cdot \frac{\mu}{1-\mu} \quad (2)$$

В выражении (2) G_B , c_p – соответственно массовый расход воздуха через регенератор и массовая теплоемкость воздуха, k – коэффициент теплопередачи.

Табл. 2. Расчетные параметры регенератора газотурбинной установки мощностью 16 МВт

Наименование параметра	Значение
Тепловая мощность регенератора Q , МВт	25,5
Расход воздуха на входе в регенератор G_B , кг/с	74,7
Температура воздуха на входе в регенератор T_1 , °С	204
Температура воздуха на выходе из регенератора T_2 , °С	526
Давление воздуха на входе в регенератор, кгс/см ²	5,12
Потери давления в регенераторе по воздушному тракту, %	3
Расход газа на входе в регенератор G_T , кг/с	79,1
Температура газа на входе в регенератор ν_1 , °С	583
Температура газа на выходе из регенератора ν_2 , °С	304
Полное давление газа на входе в регенератор, кгс/см ²	1,065...1,070
Степень регенерации μ	0,85

Необходимо отметить, что при $\mu > 0,8$ резко возрастает поверхность нагрева регенератора [3], а следовательно, увеличиваются вес и габариты. Выбор оптимального значения μ производится на основе технико-экономического расчета с учетом всех влияющих факторов.

В качестве основных критериев эффективности при сравнении трубчатых поверхностей приняты: потери напора в воздушном ΔP_B (Па) и газовом ΔP_G (Па) трактах регенератора, коэффициент теплопередачи k (Вт/(м²К)), общая длина труб L (км), масса труб M (т), объем V (м³) регенератора. Результаты сравнительных расчетов представлены в табл. 3.

Для большей наглядности и простоты сравнения показателей труб на рис. 8 в виде диаграмм представлены данные расчетов, приведенных в табл. 3 тех же показателей регенератора: потерь напора по газовой и воздушной стороне, коэффициентов теплопередачи, массогабаритные характеристики.

Анализ полученных данных показывает, что лучшими тепловыми и массогабаритными показателями обладают теплообменные поверхности из труб типов 2, 3, 4, 6. Трубы типа 5 (рис. 7, д) взяты для сравнения их теплоаэродинамических и массогабаритных характеристик для выявления возможности использования в качестве поверхности нагрева регенератора

и проверки, высказанных утверждений в [6] о том, что развивать поверхность нужно со стороны теплоносителя, который находится под меньшим давлением. Результаты расчета, приведенные в табл. 3 и на рис. 8 показали, что для данных конкретных условий и режимных параметров регенератора это высказывание не верно по крайней мере для плоско-овальных труб с высотой ребер больше 10 мм. Поверхность регенератора из таких труб имеет большую массу и габариты. По этой причине данный тип труб нельзя рекомендовать к использованию в качестве теплообменной поверхности регенератора с теплоносителем «газ-газ». Трубы этого типа показали бы ощутимое свое преимущество перед другими типами оребренных труб при использовании их в охладителях воздуха многоступенчатых компрессоров. Трубы типа 7 (рис. 7, ж) с внутренними интенсификаторами теплообмена в виде пережимов внутреннего сечения круглой трубы имеют средние показатели по эффективности и металлоемкости, но теплообменная поверхность из них занимает значительный объем.

Требования к величине аэродинамического сопротивления по газовому тракту более жесткие чем по воздушному. Для всех сравниваемых поверхностей (тип 1-7, табл. 3) аэро-

Табл. 3. Результаты вариантных расчетов трубчатых регенераторов

Тип трубы	ΔP_B , Па	ΔP_G , Па	k , (Вт/(м ² К))	Z , шт	L , км	M , т	V , м ³
1	2500	2000	45,5	17820	87,3	111,3	121
2	2000	1420	62,2	12600	62,0	80,0	86
3	2200	1830	63,6	13500	44,0	90,0	106
4	1820	1265	94,5	9000	29,0	60,0	70
5	3900	2000	14,2	9000	35,1	126,5	182
6	2200	1100	27,3	4920	20,0	71,0	102
7	1500	1400	55,8	9504	50,5	94,5	116

динамическое сопротивление выхлопных газов составляет меньше 2000 Па, что в пределах рекомендаций литературных источников [5]. Здесь лучшие показатели у поверхностей из труб типов 2, 4, 6.

По воздушному тракту потери напора по данным [5] не должны превышать 3%, т.е. не превышать значения 10...12 кПа. Все рассмотренные поверхности из труб типов 1-7 име-

ют потери напора меньше 4 кПа. Поэтому по воздушной стороне есть некоторый резерв по сопротивлению и, увеличив скорость воздуха внутри труб, можно повысить интенсивность теплообмена, что приведет в конечном итоге к уменьшению поверхности теплообмена и улучшению массогабаритных показателей регенератора.

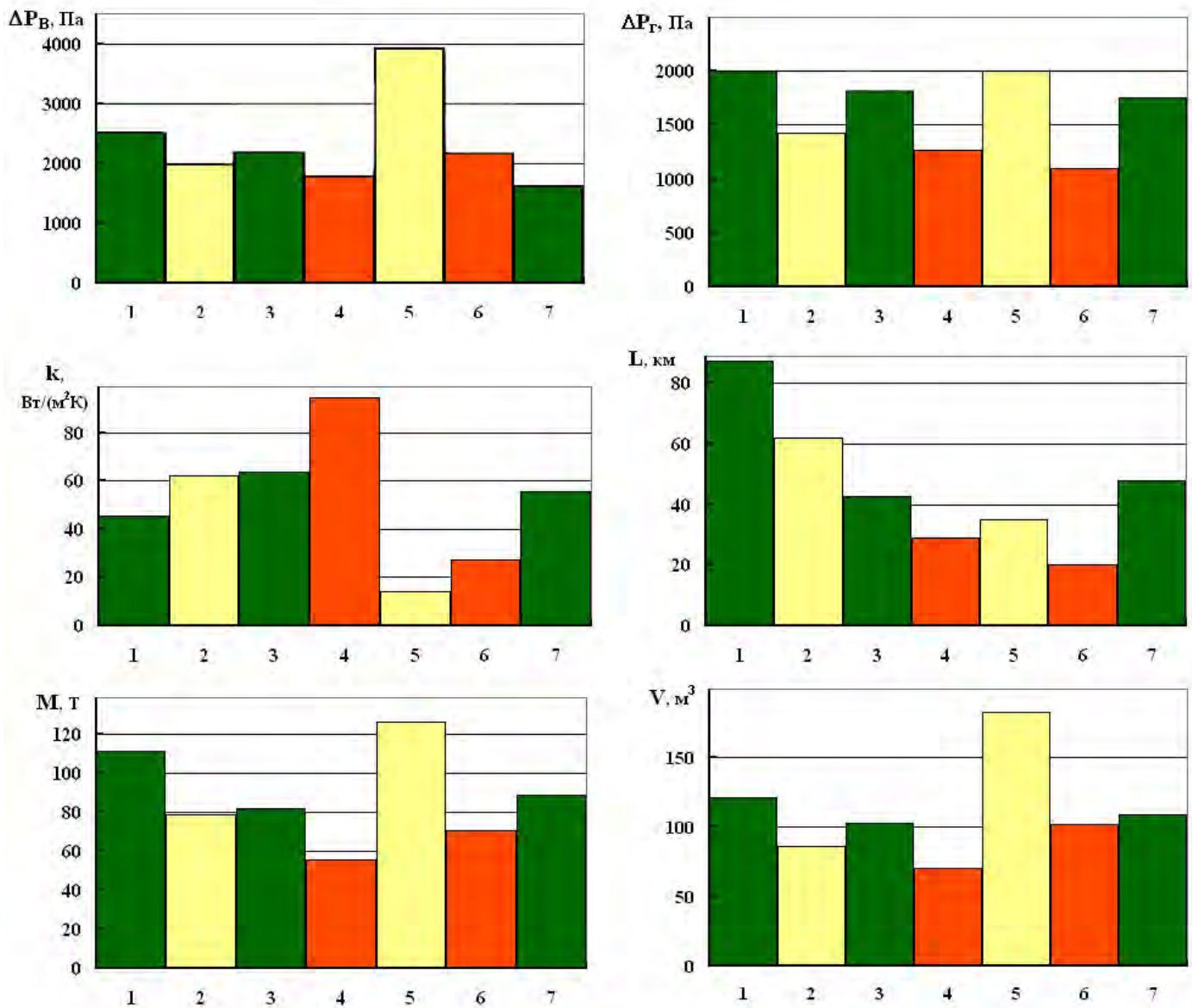


Рис. 8. Критерии эффективности трубчатых поверхностей 1 – 7 типы труб, согласно рис. 7 и таблице 1, 3.

Выводы

Проведенные расчеты и сравнительная оценка теплоаэродинамической эффективности трубчатых поверхностей позволяют сделать следующие выводы:

1. При проектировании современных регенераторов для ГТУ с высокой степенью регенерации ($\mu \geq 0,85$) необходимо использовать в качестве поверхностей нагрева трубы с одновременно выполненным внутренним и внешним оребрением. Только в этом случае можно добиться высокой компактности и меньшей металлоемкости воздухоподогревателя-регенератора. Таким требованиям удовлетворяют трубы типа 6 (рис. 7, е). Из труб без внешнего оребрения можно рекомендовать к использованию трубы типов 2, 3 и трубы с пережимами сечения типа 7 (рис. 7, б, в, ж).

2. Необходимо ускорить процесс освоения новых перспективных труб с внутренним оребрением и труб с одновременно выполненным внешним и внутренним оребрением.

ЛИТЕРАТУРА

1. Патон Б.Е., Халатов А.А. Какие промышленные газотурбинные двигатели нужны украинской ГТС? // Еженедельник «Зеркало недели». 2008. – №26(705).

2. Халатов А.А. Состояние и проблемы развития промышленного газотурбостроения Украины // Тезисы докладов на 6-й научной Международной школе-конференции «Актуальные вопросы теплофизики и физической гидродинамики». – Алушта, 2008. – С. 8-9.

3. Латыпов Р.Ш. Вопросы рациональной эксплуатации газотурбинных установок. – Уфа: УГНТУ, 2000. – 100 с.

4. Джадж А. Газотурбинные двигатели малой мощности. – М.: Издательство иностранной литературы, 1963. – 420 с.

5. Костюк А.Г., Фролов В.В., Булкин А.Е., Трухний А.Д. Паровые и газовые турбины для электростанций. – М.: Издательский дом МЭИ, 2008. – 556 с.

6. Шварц В.А. Конструкции газотурбинных установок. М.: Машиностроение, 1970. – 436 с.

7. Пиоро И.Л., Антоненко В.А., Пиоро Л.С. Эффективные теплообменники с двухфазными термосифонами. – Киев: Наукова думка, 1991. – 248 с.

8. Безродный М.К., Пиоро И.Л., Костюк Т.О. Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах. – Киев: Факт, 2005. – 704 с.

9. Грязнов Н.Д., Епифанов В.М., Иванов В.Л., Манушин Э.А. Теплообменные устройства газотурбинных и комбинированных установок. – М.: Машиностроение, 1985. – 360 с.

10. Антуфьев В.М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. – М., Л.: Энергия, 1966. – 184 с.

11. Письменный Є.М., Терех О.М., Рогачев В.А., Бурлей В.Д. Теплообмінна труба. Патент на корисну модель. Украина. № 25025, 25.07.2007. – Бюл. №11.

12. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Копп И.З., Мякочин А.С. Эффективные поверхности теплообмена. – М.: Энергоатомиздат, 1998. – 408 с.

13. Рогачев В.А., Терех А.М., Бурлей В.Д., Семеняко А.В. Интенсификация теплообмена в круглой трубе // Энергетика, економіка, технології, екологія. – 2008. – №1. – С.36-42.

Получено 17.12.2009 г.