

## РЕГЕНЕРАТОР ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ ЗАКРЫТОГО ЦИКЛА

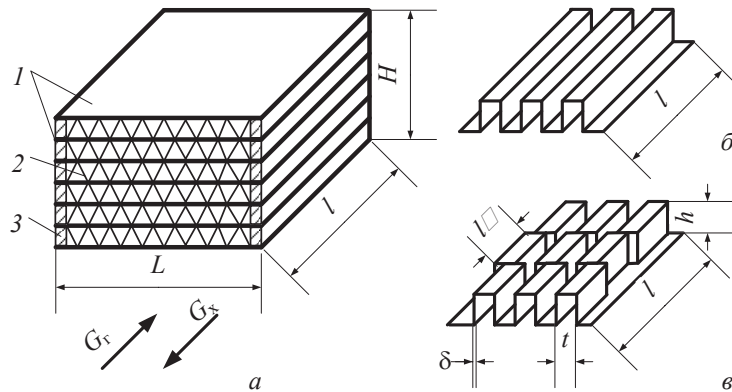
В энергетике применяются газотурбинные установки (ГТУ), работающие по открытому и закрытому циклу. Преимуществом ГТУ закрытого цикла является возможность использовать внешние альтернативные источники теплоты: отходящие газы промышленных печей, химические источники теплоты, ядерных энергетических установок и других. Как правило, ГТУ закрытого цикла включают регенератор, что позволяет повысить КПД до значений не менее 40%.

В качестве рабочего вещества в ГТУ закрытого цикла можно применять химически неактивные газы воздух,  $N_2$ ,  $CO_2$ . Перспективной является смесь гелия и ксенона. Изменение состава He–Xe дает возможность получить рабочее тело с различной молекулярной массой, которая влияет на массогабаритные характеристики регенератора и турбины, что позволяет повысить их эффективность по сравнению с другими газовыми теплоносителями [1].

Целью данной работы является выбор регенератора ГТУ замкнутого цикла с рабочим телом He–Xe для автономного электроснабжения. Используемое рабочее тело чистое вещество, циркулирующее в замкнутом контуре. Это делает перспективным использование компактных теплообменных аппаратов с пластинчато-ребристой поверхностью теплообмена, которые имеют малое проходное сечение с эквивалентным диаметром несколько миллиметров (рисунок 1).

При выборе для сравнительного анализа пластинчато-ребристых регенераторов руководствовались освоенностью их производства и наличием данных по теплообмену и гидравлическому сопротивлению. Эти ребренные поверхности не только увеличивают удельную объемную площадь теплообмена, а также дополнительно турбулизируют греющий и нагреваемый потоки теплоносителей. Таким требованиям в наибольшей степени удовлетворяют поверхности с рассеченными короткими пластинчатыми ребрами различной конфигурации. Пример одной из поверхностей показан на рисунке 1, в. Характеристики исследуемых поверхностей теплообмена приведены в таблице.

Методика оптимизационного теплогидравлического расчета аппаратов базируется на решении системы уравнений теплопередачи и теплового баланса для греющего и нагреваемого теплоносителя совместно с замыкающими соотношениями для коэффициентов теплоотдачи и гидравлического сопротивления.



$l$  – пластины, разделяющие потоки; 2 – профильная насадка; 3 – проставка;  
 $G_1$  и  $G_2$  – вход и выход потоков горячего и холодного теплоносителей  
**Рисунок 1 – Теплообменная матрица (а) и элементы поверхности теплообмена с гладкими сплошными (б) и смещенными рассеченными ребрами (в)**

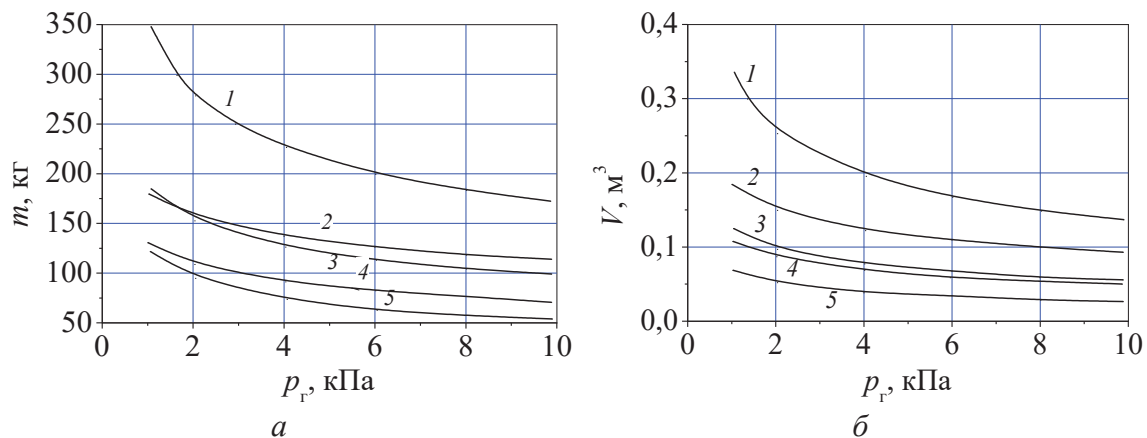
**Таблица – Регенератор с пластинчато-ребристой поверхностью теплообмена ( $Q = 185$  кВт,  $G_1 = 1,885$  кг/с,  $t_{11} = 662^\circ\text{C}$ ,  $G_2 = 1,849$  кг/с,  $t_{21} = 217^\circ\text{C}$ )**

№ поверхности	$h$ , мм	$t$ , мм	$\delta$ , мм	$d_r$ , мм	$l'$ , мм	Поверхность, источник
1	5,12	1,27	0,101	1,49	3,17	ПлР-9 [2]
2	7,00	3,40	0,100	2,87	3,00	КПР [3]
3	5,56	5,26	0,100	3,23	5,43	№1 [4]
4	2,00	3,20	0,100	1,41	2,00	№1 [5]
5	3,10	3,20	0,100	1,60	9,50	№2 [5]

В качестве показателя оптимальности целевой функции  $F = \min(S_{\phi}, l)$  выступают минимальная масса или объем регенератора, где  $S_{\phi} = L \cdot H$ . Потеря давления по горячей стороне регенератора является определяющей. На функцию  $F$  накладывается явное ограничение на глубину аппарата  $l_{\min} \leq l \leq l_{\max}$  и неявные ограничения  $L / H \leq (L / H)_{\max}$ ,  $\Delta p_{\Gamma} \leq \Delta p_{\Gamma, \max}$ .

Оптимизационные расчеты регенератора для рассматриваемых поверхностей теплообмена проводилась по массе в зависимости от предельной потери давления по горячей стороне регенератора, отнесенных к аппарату в целом при  $(L / H)_{\max} = 1$ .

Получено, что наилучшие показатели имеет регенератор с поверхностью №4 с минимальным гидравлическим диаметром (рис. 2, а). Оптимальная масса других регенераторов выше и располагается в последовательности возрастающего ряда эквивалентных гидравлических диаметров поверхностей теплообмена за исключением поверхности №1 с минимальным шагом ребер 1,27 мм. Объемы регенераторов при тех же условиях расположены в такой же последовательности, как и их массы (рисунок 2, б).



1 – поверхность № 3; 2 - № 2; 3 - № 5; 4 - № 1; 5 - № 4

**Рисунок 2 – Изменение минимальной массы регенератора (а) и его объема (б) в зависимости от предельных потерь давления**

При выборе регенератора следует руководствоваться не только значениями их масс и объемов, но и характеристиками теплообменных насадок. При малых проходных сечениях возможно ухудшение теплогидравлических характеристик, обусловленных смыканием пограничных слоев и забиванием миниканалов продуктами загрязнения теплоносителей. Поэтому в некоторых случаях может оказаться, что предпочтительней использовать в регенераторах поверхность № 5, а не поверхности № 1 и 4.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Шафиков Г. А. Влияние состава рабочего тела на объём теплообменных аппаратов замкнутой газотурбинной установки // Машины и установки: проектирование, разработка и эксплуатация. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. - 2016. - № 2. - С. 25–37.
2. Кэйс В.М., Лондон А.Л. Компактные теплообменники. – М.; Энергия, 1977. – 224 с.
3. Дубровский Е.В., Федотова А.И. Исследование пластинчато-ребристых теплообменных поверхностей // Холодильная техника. – 1971. - № 12. – С. 31-34.
4. Воронин Г.И., Дубровский Е.В. Эффективные теплообменники. – М.: Машиностроение, 1973. – 96 с.
5. Экспериментальное исследование теплоаэродинамических характеристик высокоэффективных теплообменных поверхностей / Знаков Ю.И., Ильюхин Ю.Д., Ковалев Г.А. и др. // Изв. АН БССР. Сер. Физ.-энерг. Наук. – 1991. – № 2. – С. 88-91.