

Памяти прекрасного человека,
выдающегося ученого Георгия Юрьевича Степанова
посвящается

СРАВНЕНИЕ АНАЛИТИЧЕСКОГО РЕШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ВРАЩАЮЩЕГОСЯ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА С РЕЗУЛЬТАТАМИ ЧИСЛЕННЫХ РАСЧЕТОВ

К.Т.Н. Кальницкий Ф.Е., К.Т.Н. Костюков А.В.
Московский политехнический университет, Москва, Россия
kostukov123@yandex.ru

Статья посвящена теплогидравлическому расчету вращающегося теплообменника газотурбинного двигателя. Более конкретно – целью данной работы является определение погрешности известного аналитического расчета эффективности регенеративного теплообменного аппарата в сравнении с численным расчетом. Выполнены аналитические и численные расчеты вращающегося теплообменника. Основная проблема создания методики аналитического решения процессов, протекающих во вращающихся теплообменных аппаратах, состоит в том, что необходимо решать задачу нестационарной теплопередачи от горячего теплоносителя к холодному теплоносителю через набивку регенератора. Решение любого нестационарного процесса теплопередачи требует знания начальных условий процесса. В качестве начальных условий необходимо использовать неизвестную зависимость поля температур в набивке регенератора на установившемся режиме его работы. Такая зависимость может быть получена только после завершения расчета. В таком случае решение задачи теплопередачи во вращающемся теплообменнике возможно использованием двух методических подходов. Первая из возможностей – это решение последовательными приближениями. Помимо того, что такая методика весьма трудоемка, она позволяет получить только лишь численное решение задачи, возможности анализа ограничены. Вторая возможность – использование одного или нескольких допущений. Такое аналитическое решение получил Степанов Г.Ю. Понятно, что использование в аналитическом анализе или в аналитических расчетах допущений требует оценки точности методики. Оценка точности аналитического решения эффективности вращающегося теплообменного аппарата приведена в предлагаемой работе. Показано, что погрешность аналитического решения эффективности регенератора в зоне высоких значений степени регенерации в сравнении с численными расчетами незначительна. Аналитические решения, предложенные Степановым Г.Ю., доступны и эффективны в процессе создания регенераторов. Особую значимость аналитические расчеты эффективности регенераторов приобретают при записи решений в виде, требуемом теорией подобия. Запись решений в критериальной форме также приведена в работе. Отмечено увеличение погрешности аналитического расчета эффективности регенератора при уменьшении отношения водяных эквивалентов теплопередающей набивки вращающегося теплообменника и теплоносителей (газа и воздуха).

Ключевые слова: теплообменный аппарат, регенератор, эффективность регенератора, теория подобия, критерии подобия в процессах теплопередачи, водяной эквивалент.

Введение

История создания и применения регенеративных вращающихся теплообменных аппаратов изложена в [1]. В котельных установках подогреватели воздуха такого типа впервые были применены еще в 1923 г. Вращающиеся регенераторы широко применяются и в настоящее время в котлах паросиловых установок, в газотурбинных установках, в системах кондиционирования и вентиляции воздуха.

На рис. 1 изображен вращающийся дисковый регенератор. Основным элементом регенератора является его пористая, проницаемая для газов набивка.

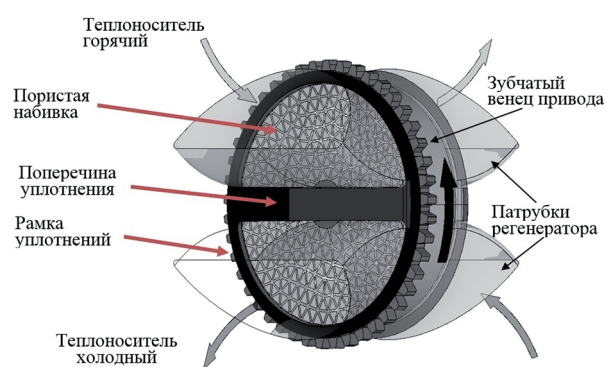


Рис. 1. Регенератор в сборе

Частью конструкции регенератора является его система уплотнений. На этом рисунке изображена система уплотнений, выполненная в виде кольцевых рамок с двумя диаметрально противоположными поперечинами.

В изображенном регенераторе пористая набивка размещена внутри корпуса теплообменного аппарата и вращается вместе с корпусом, периодически нагреваясь горячим теплоносителем и охлаждаясь холодным теплоносителем.

Вращающиеся регенераторы обладают рядом преимуществ [2, 3, 4]:

- весьма высокая компактность набивки теплообменного аппарата – единица объема набивки имеет большую теплопередающую поверхность;
- низкая стоимость набивки;
- способность набивки к самоочищению от загрязнений, обусловленная периодическим изменением направления движения теплоносителей.

Вращающимся регенераторам присущи и недостатки:

- в газотурбинных двигателях холодный теплоноситель – сжатый компрессором воздух – имеет высокое давление и перетекает в полость горячего теплоносителя;

– относительно сложно решается проблема работоспособности системы уплотнения.

Итак, привлекательность использования вращающихся регенеративных теплообменных аппаратов весьма велика. Именно этот фактор предопределил повышенный интерес исследователей к теоретическому исследованию особенностей теплопередачи во вращающихся регенераторах. Изначально понятно, что точное математическое решение такой задачи невозможно. Это обусловлено рядом трудностей:

1. Расчет эффективности вращающегося регенератора требует решения трехмерной задачи. Действительно, температуры теплоносителей и набивки изменяются и по направлению движения теплоносителей и по времени пребывания каждого конечного элемента набивки как в горячей, так и в холодной полостях теплообменного аппарата. Это задача нестационарной теплопередачи, решением которой должно быть определение полей температур теплоносителей и в пространстве, и во времени. Кроме этого, в расчете должна быть определена эффективность переноса теплоты от горячего теплоносителя к холодному теплоносителю.

2. Решение нестационарных тепловых задач требует знания не только граничных условий (в рассматриваемой задаче это известные температуры горячего и холодного теплоносителей на входе в регенератор), но и знания начальных условий задачи. В качестве начальных условий могут рассматриваться зависимости изменения температуры теплоносителей или элемента набивки от направления движения теплоносителя в произвольный момент времени. Но именно эти зависимости изначально неизвестны. Такая задача может быть решена только последовательными приближениями.

Из этих рассуждений следует:

1) аналитическое решение требует использования допущений, позволяющих исключить описанные проблемы;

2) необходимо сопоставить результаты предполагаемого решения с возможно более точными численными расчетами.

Первую из этих задач реализовал советский ученый Степанов Георгий Юрьевич [4]. В его решении принято допущение: температуры набивки и теплоносителей изменяются во времени, но в каждый текущий момент времени значения температур неизменны вдоль направления движения теплоносителей.

Реальные теплотехнические процессы, протекающие в регенераторах, математически должны быть описаны в трехмерном пространстве (температура, время и перемещение потоков вдоль набивки). Допущение, принятое в аналитическом решении [4], позволяет решить задачу в двумерной постановке.

Понятно, что принятое допущение неизбежно приведет к возникновению погрешностей. Основная цель предлагаемой работы – определение погрешности аналитического расчета эффективности регенеративного теплообменного аппарата в сравнении с численным расчетом.

Подробные численные расчеты эффективности вращающихся теплообменных аппаратов приведены в [2]. В предлагаемой работе выполнено сравнение аналитического решения [4, 5, 6] с численными расчетами [2].

Следует сделать предварительные замечания.

Даже численный расчет поставленной задачи представляет собой весьма трудоемкую задачу. Это предопределяется:

Зависимостью теплофизических свойств теплоносителей и набивки от температур.

Большой сложностью расчета изменяющихся и по времени, и в пространстве коэффициентов теплоотдачи между теплоносителями и набивкой.

Аналитическое решение [4] было опубликовано в 1958 году. Впоследствии стали использоваться иные термины и формы записи уравнений. По этой причине зависимости, полученные в [4], в этой статье приведены к современному виду так, как это принято в теории подобия.

В таблице № 1 (см. далее) приведены уравнения относительных избыточных температур теплоносителей и набивки вращающегося дискового регенератора, а также уравнение для расчета его эффективности на установившемся режиме работы. Под установившимся режимом работы регенератора подразумевается тождественное повторение полей температур теплоносителей и набивки регенератора при каждом следующем повороте его диска.

Приведем комментарии к содержанию таблицы № 1.

1. Все относительные избыточные температуры — это безразмерные критерии подобия, которые в общем виде могут быть выражены зависимостью:

$$Teta = \frac{t - t_c}{t_b - t_c}, \quad (1)$$

где t — температура конечного элемента набивки или температуры теплоносителей в процессах теплопередачи, а t_b и t_c — значения температур горячего и холодного теплоносителей на входе в регенератор.

2. Эффективность регенератора σ — это отношение количества теплоты, которой обмениваются горячий и холодный теплоноситель, к наибольшему возможному количеству передаваемой теплоты.

3. NTU_r и NTU_b — числа единиц переноса теплоты от горячего теплоносителя к набивке регенератора и от набивки к холодному теплоносителю.

4. Уравнение числа единиц переноса теплоты от горячего теплоносителя к набивке имеет вид:

$$NTU_r = \frac{\alpha_r \cdot F_r}{c_{pr} \cdot G_r}, \quad (2)$$

здесь α_r — коэффициент теплоотдачи от горячего теплоносителя к набивке регенератора; F_r — теплопередающая поверхность набивки, расположенная в полости горячего теплоносителя; c_{pr} — удельная теплоемкость горячего теплоносителя; G_r — расход горячего теплоносителя.

Уравнение для числа единиц переноса теплоты от набивки к холодному теплоносителю имеет вид, аналогичный уравнению для числа единиц переноса теплоты от горячего газа.

$$NTU_b = \frac{\alpha_b \cdot F_b}{c_{pb} \cdot G_b}, \quad (3)$$

здесь α_b и F_b — коэффициент теплоотдачи от горячего теплоносителя к набивке регенератора и теплопередающая поверхность набивки, расположенной в полости горячего теплоносителя; c_{pb} и G_b — удельная теплоемкость горячего теплоносителя и его расход.

1. Символам w_r и w_b — обозначены водяные эквиваленты теплоносителей и набивки регенератора. Физический смысл водяного эквивалента теплоносителя — это его теплоаккумулирующая способность, т.е. это количество теплоты, которое изменяет температуру массового расхода теплоносителя или температуру массы набивки регенератора за один его оборот на 1 °C.

2. τ_{rr} и τ_{rb} — безразмерное текущее время пребывания элемента набивки в горячей и холодной полостях регенератора соответственно. Безразмерное время равно отношению времени пребывания элемента набивки к полному времени пребывания элемента в соответствующей

Таблица 1

Зависимости для расчета средних относительных избыточных температур теплоносителей и набивки регенератора

Относительная избыточная температура	Набивки на выходе из холодной и на входе в горячую полости $Teta_{min} = \frac{e^{-\frac{2 \cdot NTU_B \cdot \frac{w_T}{w_H}}{2 + NTU_B}}}{1 - e^{-\frac{2 \cdot NTU_B \cdot \frac{w_T}{w_H}}{2 + NTU_B} - \frac{2 \cdot NTU_G \cdot \frac{w_T}{w_H}}{2 + NTU_G}}} \left(1 - e^{-\frac{2 \cdot NTU_G \cdot \frac{w_T}{w_H}}{2 + NTU_G}} \right)$
	Набивки на выходе из горячей и на входе в холодную полости $Teta_{max} = \frac{1 - e^{-\frac{2 \cdot NTU_G \cdot \frac{w_T}{w_H}}{2 + NTU_G}}}{1 - e^{-\frac{2 \cdot NTU_B \cdot \frac{w_T}{w_H}}{2 + NTU_B} - \frac{2 \cdot NTU_G \cdot \frac{w_T}{w_H}}{2 + NTU_G}}}$
	Набивки во время пребывания в горячей полости $Teta_{нг} = 1 - \frac{1 - e^{-\frac{2 \cdot NTU_B \cdot \frac{w_T}{w_H}}{2 + NTU_B}}}{1 - e^{-\frac{2 \cdot NTU_G \cdot \frac{w_T}{w_H}}{2 + NTU_G} - \frac{2 \cdot NTU_B \cdot \frac{w_T}{w_H}}{2 + NTU_B}}} e^{-\frac{2 \cdot NTU_G \cdot \frac{w_T}{w_H}}{(2 + NTU_G) \tau_{\pi}}}$
	Набивки во время пребывания в холодной полости $Teta_{нв} = 1 - \frac{1 - e^{-\frac{2 \cdot NTU_G \cdot \frac{w_T}{w_H}}{2 + NTU_G}}}{1 - e^{-\frac{2 \cdot NTU_G \cdot \frac{w_T}{w_H}}{2 + NTU_G} - \frac{2 \cdot NTU_B \cdot \frac{w_T}{w_H}}{2 + NTU_B}}} e^{-\frac{2 \cdot NTU_B \cdot \frac{w_T}{w_H}}{(2 + NTU_B) \tau_{\tauб}}}$
	горячего теплоносителя на выходе из теплообменного аппарата $Teta'_e = 1 - \frac{2 \cdot NTU_G}{2 + NTU_G} \frac{1 - e^{-\frac{2 \cdot NTU_B \cdot \frac{w_T}{w_H}}{2 + NTU_B}}}{1 - e^{-\frac{2 \cdot NTU_G \cdot \frac{w_T}{w_H}}{2 + NTU_G} - \frac{2 \cdot NTU_B \cdot \frac{w_T}{w_H}}{2 + NTU_B}}} e^{-\frac{2 \cdot NTU_G \cdot \frac{w_T}{w_H}}{(2 + NTU_G) \tau_{\pi}}}$
	холодного теплоносителя на выходе из теплообменного аппарата $Teta'_r = 1 - \frac{2 \cdot NTU_G}{2 + NTU_G} \frac{1 - e^{-\frac{2 \cdot NTU_G \cdot \frac{w_T}{w_H}}{2 + NTU_G}}}{1 - e^{-\frac{2 \cdot NTU_G \cdot \frac{w_T}{w_H}}{2 + NTU_G} - \frac{2 \cdot NTU_B \cdot \frac{w_T}{w_H}}{2 + NTU_B}}} e^{-\frac{2 \cdot NTU_B \cdot \frac{w_T}{w_H}}{(2 + NTU_B) \tau_{\tauб}}}$
Эффективность дискового регенератора газотурбинной установки $\sigma = \frac{w_H}{w_T} \frac{\left(1 - e^{-\frac{2 \cdot NTU_G \cdot \frac{w_T}{w_H}}{2 + NTU_G}} \right) \left(1 - e^{-\frac{2 \cdot NTU_B \cdot \frac{w_T}{w_H}}{2 + NTU_B}} \right)}{1 - e^{-\frac{2 \cdot NTU_G \cdot \frac{w_T}{w_H}}{2 + NTU_G} - \frac{2 \cdot NTU_B \cdot \frac{w_T}{w_H}}{2 + NTU_B}}}$	

полости. Текущее время отсчитывается от момента входа набивки в полость теплоносителя.

В таблице 1 не приведены зависимости для расчета средних относительных избыточных температур теплоносителей и набивки регенератора.

Средние относительные избыточные температуры набивки и в горячей и в холодной полостях регенератора приняты равными среднеарифметическим значениям относительных избыточных температур набивки на входе и выходе или из горячей или из холодной полостей регенератора в каждый текущий момент времени пребывания элемента набивки в полости.

По аналогии с расчетами относительных избыточных температур, приведенных в таблице 1, рассчитываются и средние относительные избыточные температуры горячего и холодного теплоносителей.

На рис. 2 приведены поля относительных избыточных средних температур горячего и холодного теплоносителей и набивки регенератора.

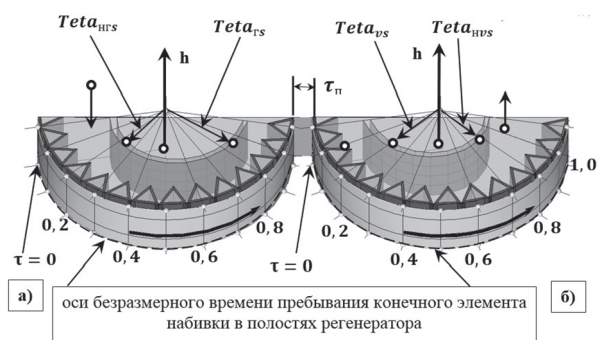


Рис. 2. Эпюры относительных избыточных средних температур теплоносителей и набивки регенератора

Здесь изображен один конечный элемент набивки, перемещающийся внутри полости горячего теплоносителя (левая часть регенератора), а затем в полости холодного теплоносителя (правая часть регенератора). Конечный элемент набивки изображен намеренно крупным, с целью лучшей визуализации рисунка.

Радиусами-векторами $Teta_{hrs}$ и $Teta_{rs}$ обозначены поля относительных избыточных средних температур набивки и теплоносителя в горячей полости регенератора.

Радиусами-векторами $Teta_{vs}$ и $Teta_{hvs}$ обозначены поля относительных избыточных средних температур теплоносителя и набивки в холодной полости регенератора.

Рис. 2 представляет особый интерес, так как в аналитическом решении эффективность

регенератора определяется расчетом теплопередачи между теплоносителями с использованием средних температур теплоносителей и набивки регенератора. Кроме этого, рисунок визуально отображает принятое в аналитическом решении [4] допущение о неизменности температурных полей вдоль направления движения теплоносителей внутри набивки.

Итак, первая из поставленных задач – преобразование аналитического решения полей температур теплоносителей и набивки, а также эффективности регенератора [4] к современному виду в критериальной форме выполнена.

Следующая задача – это сравнение точности аналитического решения [4] с численным решением [2]. Ранее подчеркивалось, что аналитическое решение [4] получено в двумерной постановке. В численных расчетах регенератора [2] такое допущение отсутствует и решается задача в трехмерной постановке.

Отсюда следует, что необходимо методическое обоснование, позволяющее выполнить сравнение аналитического и численного решений. В основе такого обоснования приняты следующие требования.

Сравнение проводится при тождественно равных критериях подобия, используемых и в аналитическом и в численных расчетах. Такими критериями служат:

- отношение водяных эквивалентов набивки и теплоносителей $\frac{w_n}{w_t}$;

- отношение водяных эквивалентов теплоносителей. В нашем случае сравнению подлежат регенераторы газотурбинных установок, в которых водяные эквиваленты отработавших газов и воздуха близки друг к другу. Поэтому принято $\frac{w_b}{w_r} = 1$ где w_b и w_r – водяные эквиваленты холодного и горячего теплоносителей соответственно;

- модифицированное число единиц переноса теплоты – NTU_0 , которое используется в численных решениях [2].

Физический смысл модифицированного числа единиц переноса теплоты – это безразмерный критерий коэффициента теплопередачи между теплоносителями регенератора:

$$NTU_0 = \frac{1}{\frac{1}{NTU_r} + \frac{1}{NTU_b}} = \frac{NTU_r \cdot NTU_b}{NTU_r + NTU_b}. \quad (4)$$

Два первых из перечисленных требований легко удовлетворяются. Остается неясным, как удовлетворить третье требование? Действительно, уравнение модифицированного числа единиц переноса теплоты содержит два не приведенных в численных решениях [1] числа единиц переноса теплоты теплоносителей NTU_{Γ} и $NTU_{\text{в}}$. Нивелировать это расхождение между аналитическим и численным расчетами можно, используя соотношение между числами единиц переноса теплоты теплоносителей. Такой подход в предлагаемом исследовании реализован благодаря численному анализу [1], в котором получено: влияние на эффективность регенератора отношения чисел единиц переноса теплоты совершенно незначительно при выполнении условия:

$$0,25 \leq \frac{NTU_{\Gamma}}{NTU_{\text{в}}} \leq 4,0. \quad (5)$$

Комментарий этого соотношения исключительно прост. Представим, что изменение соотношения $\frac{NTU_{\Gamma}}{NTU_{\text{в}}}$ конструктивно достигается изменением соотношения между теплопередающими поверхностями F_{Γ} и $F_{\text{в}}$, омываемыми горячим и холодным теплоносителями. Такое решение относительно просто реализуется не-

равным разделением поперечной уплотнения всей теплопередающей поверхности регенератора на неравные полости горячего и холодного теплоносителей. Тогда, полагая неизменным соотношение коэффициентов теплоотдачи между теплоносителями и набивкой, приведенное соотношение принимает вид:

$$0,25 \leq \frac{F_{\Gamma}}{F_{\text{в}}} \leq 4,0. \quad (6)$$

В реальных регенераторах это соотношение намного меньше. Учитывая выполненный анализ, сравнение аналитического и

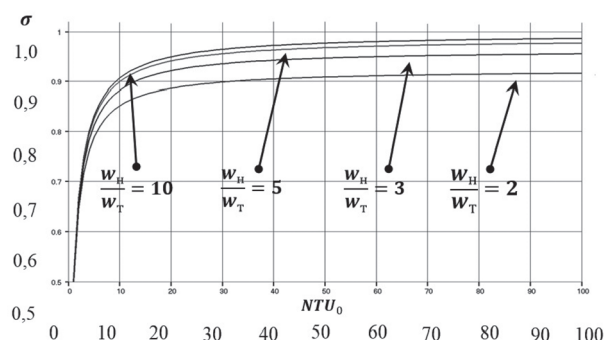


Рис. 3. Зависимость эффективности регенератора от модифицированного числа единиц переноса теплоты и от соотношения водяных эквивалентов набивки и теплоносителя

Таблица 2

Сравнение эффективности вращающегося дискового регенератора

NTU_0	$\frac{w_{\text{н}}}{w_{\text{т}}} = 2$			$\frac{w_{\text{н}}}{w_{\text{т}}} = 3$			$\frac{w_{\text{н}}}{w_{\text{т}}} = 5$			$\frac{w_{\text{н}}}{w_{\text{т}}} = 10$		
	$\sigma_{\text{а}}$	$\sigma_{\text{л}}$	$ \Delta\sigma $	$\sigma_{\text{а}}$	$\sigma_{\text{л}}$	$ \Delta\sigma $	$\sigma_{\text{а}}$	$\sigma_{\text{л}}$	$ \Delta\sigma $	$\sigma_{\text{а}}$	$\sigma_{\text{л}}$	$ \Delta\sigma $
5	0,79	0,80	0,01	0,81	0,82	0,01	0,83	0,83	0,00	0,83	0,83	0,00
10	0,85	0,88	0,03	0,88	0,90	0,02	0,90	0,90	0,00	0,91	0,91	0,00

Примечания:

- значения эффективности регенератора, рассчитанные численно, приведены в [1];
- погрешность расчета эффективности регенератора $|\Delta\sigma|$ приведена в единицах его эффективности [2];
- изменение эффективности регенератора от значения $\sigma \approx 0,8$ до значения $\sigma \approx 0,9$ удовлетворяется при изменении модифицированного числа единиц переноса теплоты от $NTU_0 \approx 5$ до значения $NTU_0 \approx 10$ и при изменении отношения водяных эквивалентов от значения $\frac{w_{\text{н}}}{w_{\text{т}}} = 2$ до значения $\frac{w_{\text{н}}}{w_{\text{т}}} = 10$;
- при значениях отношения водяного эквивалента набивки к водяному эквиваленту теплоносителей $\frac{w_{\text{н}}}{w_{\text{т}}} \geq 5$ погрешность аналитического расчета в сравнении с численным равна нулю;
- при значениях отношений водяных эквивалентов $3 \leq \frac{w_{\text{н}}}{w_{\text{т}}} \leq 5$ погрешность увеличивается на 1–2 единицы степени регенерации;
- при дальнейшем уменьшении отношения водяных эквивалентов $\frac{w_{\text{н}}}{w_{\text{т}}} \leq 3$ погрешность аналитического расчета увеличивается и при $\frac{w_{\text{н}}}{w_{\text{т}}} = 2$ и $NTU_0 = 10$ принимает значение 3 единиц степени регенерации.

численного расчетов выполним при условии равенства чисел единиц переноса теплоты $NTU_r = NTU_v$.

На рис. 3 приведены результаты расчета эффективности регенератора с использованием аналитического решения.

При проектировании и расчете регенератора наибольший интерес представляет диапазон параметров регенератора газотурбинной установки, в котором его эффективность велика изменяется от $\sigma \approx 0,8$ до $\sigma \approx 0,9$. Сравнение эффективности вращающегося дискового регенератора, рассчитанной аналитически (σ_a) и численно (σ_r), удовлетворяющее этому условию, приведено в таблице 2.

Заключение

Приведенное наблюдение об увеличении погрешности аналитического расчета эффективности регенератора при уменьшении отношения водяных эквивалентов набивки и теплоносителей требует объяснения.

При уменьшении водяного эквивалента набивки изменение температуры ее конечного элемента от входа к выходу из полостей регенератора увеличивается. В полости горячего теплоносителя температура увеличивается на большую величину, а в полости холодного теплоносителя уменьшается на большую величину. Следствием этого является увеличение потерь от нестационарности процесса теплопередачи. Эффективность регенератора уменьшается. Можно предположить, что описанная физическая картина предопределяет увеличение погрешности аналитического расчета. Для уточнения этого предположения необходимы дополнительные исследования.

Итак, в области высокой эффективности регенераторов аналитические расчеты с достаточно высокой для расчетчиков и конструкторов точностью совпадают с численными расчетами. Аналитические решения, предложенные автором работы [4], доступны и эффективны в процессе создания регенераторов. Особую значимость аналитические расчеты эффективности регенераторов приобретают при записи решений в виде, требуемом теорией подобия.

Литература

1. Мигай В.К., Назаренко В.С., Новожилов И.Ф., Добряков Т.С. Регенеративные вращающиеся воздухоподогреватели. Л.: «Энергия», 1971. – 168 с.

2. Кэйс В.М., Лондон А.Л. Компактные теплообменники. М.: «Энергия», 1967. – 224 с.
3. Костюков В.М. Автомобильные газотурбинные двигатели Горьковского автозавода: дисс. ... к.т.н, Горький, 1971. – 82 с.
4. Степанов Г.Ю. Основы теории лопаточных машин, комбинированных и газотурбинных двигателей. М: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1958. – 351 с.
5. Плотников Д.А. Разработка и исследование дисковых секционных регенераторов автотракторных ГТД: дисс. ... к.т.н., 1981.
6. Кустарев Ю.С. Теплогидравлический расчет роторного теплообменника с коническими теплопередающими элементами. Методические указания по дипломному проектированию. МГТУ «МАМИ», 1998.

References

1. Migaj V.K., Nazarenko V.S., Novozhilov I.F., Dobryakov T.S. *Regenerativnye vrashchayushchiesya vozduhopodogrevateli* [Regenerative rotary air heaters]. Leningrad: «Ehnergiya» Publ., 1971. 168 p.
2. Kehjs V.M., London A.L. *Kompaktnye teploobmenniki* [Compact heat exchangers]. Moscow: «Ehnergiya» Publ., 1967. 224 p.
3. Kostyukov V.M. *Avtomobil'nye gazoturbinnye dvigateli Gor'kovskogo avtozavoda*. Diss. na soisk. uch. st. k.t.n., [Automobile gas-turbine engines of the Gorky Automobile Plant: dissertation for degree of Candidate of Technical Sciences]. g. Gor'kij, 1971. 82 p.
4. Stepanov G.YU. *Osnovy teorii lopatochnyh mashin, kombinirovannyh i gazoturbinnih dvigatelej* [Fundamentals of the theory of blade machines, combined and gas turbine engines]. Moscow: Gosudarstvennoe nauchno-tekhnicheskoe izdatel'stvo mashinostroitel'noj literatury Publ., 1958. 351 p.
5. Plotnikov D.A. *Razrabotka i issledovanie diskovyh sekcionnyh regenerátorov avtotraktornyh GTD*, Dissertaciya na soiskanie uchenoj stepeni kandidata tekhnicheskikh nauk [Development and research of disk sectional regenerators of autotractor GTE: dissertation for degree of Candidate of Technical Sciences], 1981.
6. Kustarev YU.S. *Teplogidravlicheskiy raschet rotor-nogo teploobmennika s konicheskimi teploperedayushchimi ehlementami. Metodicheskie ukazaniya po diplomnomu proektirovaniyu* [Thermohydraulic calculation of a rotary heat exchanger with conical heat transfer elements. Methodical instructions for the thesis project]. Moskovskij Gosudarstvennyj tekhnicheskij universitet («MAМИ») Publ., 1998.

In memory of outstanding scientist G. Stepanov

COMPARISON OF THE ANALYTICAL SOLUTION OF EFFICIENCY REGENERATIVE ROTATING HEAT EXCHANGER THE DEVICE WITH RESULTS OF NUMERICAL CALCULATIONS

Ph.D. F.E. Kalnitsky, Ph.D. A.V. Kostyukov
Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia
kostukov123@yandex.ru

The article is devoted to the thermal-hydraulic calculation of the rotating heat exchanger of a gas turbine engine. More specifically, the purpose of this work is to determine the error of the known analytical calculation of the efficiency of the regenerative heat exchanger in comparison with numerical calculation. Analytical and numerical calculations of the rotating heat exchanger are performed. The main problem of creating a methodology for the analytical solution of processes occurring in rotating heat exchangers is that it is necessary to solve the problem of non-stationary heat transfer from the hot coolant to the coolant through the regenerator packing. The solution of any non-stationary process of heat transfer requires knowledge of the boundary and initial conditions of the process. As initial conditions, it is necessary to use the dependence of the regenerator packing temperature field on the steady state of its operation. Such a relationship can only be obtained after the calculation is completed. In this case, the solution of the heat transfer problem in a rotating heat exchanger is possible using two methodological approaches. The first possibility is a solution by successive approximations. In addition to the fact that such a technique is very time-consuming, it allows us to obtain only a numerical solution of the problem, the possibilities of analysis are limited. The second possibility is the use of one or several assumptions. Such an analytical solution was obtained by Stepanov G.Yu. It is clear that the use of assumptions in analytical analysis or in analytical calculations requires an assessment of the accuracy of the methodology. An estimate of the accuracy of the analytical solution to the efficiency of a rotating heat exchanger is given in the proposed work. It is shown that the error of the analytical solution of the regenerator efficiency in the zone of high regeneration degree values is insignificant in comparison with numerical calculations. Analytical solutions proposed by Stepanov G.Yu., are accessible and effective in the process of creating regenerators. Of particular importance are analytical calculations of the efficiency of regenerators when recording solutions in the form required by the similarity theory. An increase in the error in the analytical calculation of the efficiency of the regenerator is noted with a decrease in the ratio of the water equivalents of the heat-transfer packing of the rotating heat exchanger and coolants (gas and air). Marked increase of error of the analytical calculation of the effectiveness of the Regener-Torah in the decrease of water equivalent heat transfer gaskets. no-return heat exchanger and coolants (gas and air).

Keywords: the heat exchange device, regenerator, efficiency of a regenerator, the theory of similarity, criteria of similarity in processes of a heat transfer, a water equivalent.