

СРАВНЕНИЕ МЕТОДОВ РАСЧЕТА ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРА

А. А. Серов, А. В. Цыганков

Университет ИТМО,
Россия, 191002, г. Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, д. 9

Рассмотрены различные математические модели и методы расчета коэффициентов аккумуляции и регенерации в регенеративных теплообменниках приточно-вытяжных установок. Приведены уравнения теплообмена в эквивалентном канале теплоутилизатора. Проведено сравнение результатов, полученных на CFD модели и на моделях различного уровня сложности. Представлены результаты расчетного исследования, позволяющие оценить применимость каждого из рассмотренных методов.

Ключевые слова: регенеративный теплообменник, коэффициент аккумуляции теплоты, CFD моделирование, коэффициент теплоотдачи.

Введение

Регенеративные теплообменники находят широкое применение в системах вентиляции и кондиционирования жилых, общественных и производственных помещений [1, 2]. Опыт эксплуатации систем рециркуляции теплоты вытяжного воздуха показывает, что регенеративные теплообменники приточно-вытяжных вентиляционных установок имеют, как правило, большую энергетическую эффективность по сравнению с такими теплоутилизаторами, как рекуператоры, теплообменники с промежуточным теплоносителем и пр. [3, 4]. В зависимости от внешних климатических условий, а также режимных и конструктивных параметров самой вентиляционной установки, энергетическая эффективность может изменяться в пределах от 50 до 90% [2, 5, 6]. Характеристики регенеративного теплообменника, обеспечивающие высокие энергетические показатели, определяются в результате решения оптимизационной задачи, целевой функцией которой является коэффициент регенерации теплоты. Большое количество варьируемых параметров, а следовательно, и количества вариантов расчетов приводит к необходимости использовать модели тепломассообменных процессов, не требующих больших вычислительных ресурсов.

Решение многомерных оптимизационных задач только методами вычислительной гидродинамики (CFD моделирование) требует значительных вычислительных мощностей. Представляется целесообразным использовать модели и методы расчета, основанные на законах сохранения [1, 2, 7–9], а коэффициенты теплоотдачи, массоотдачи и гидравлического сопротивления определять по результатам CFD моделирования [10, 11]. На начальных этапах решения оптимизационной задачи можно использовать упрощенные модели с большим количеством допущений, усложняя модели по мере сокращения области поиска оптимума целевой функции. Таким образом, при разработке алгоритма решения оптимизационной задачи необходимо сравнить результаты расчета коэффициента регенерации теплоты

в регенеративном теплообменнике, полученные на моделях различного уровня сложности.

Объект и метод исследования

Объектом исследования является роторный регенеративный теплообменник Flakt Woods Semco TS. Вращающаяся насадка теплообменника представляет собой многослойный цилиндр, изготовленный из гофрированных алюминиевых листов [12]. Такая конструкция насадки позволяет рассматривать ее при моделировании как совокупность одинаковых прямолинейных каналов с формой проходного сечения, близкой к трапеции. В процессе вращения ротора каждый канал насадки периодически попадает в поток приточного и вытяжного воздуха.

Во время цикла аккумуляции каналы насадки обогреваются теплым воздухом, а во время цикла регенерации каналы отдают накопленную теплоту холодному воздуху. Насадка устроена таким образом, что все каналы имеют идентичные геометрические параметры, что предполагает схожесть всех процессов, протекающих в них.

Так как во всех каналах насадки тепловые и гидродинамические процессы идентичны, то при установившемся режиме работы приточно-вытяжной установки коэффициент регенерации теплоты может быть рассчитан на модели единичного канала.

В работе [12] приведена математическая модель теплообмена в канале регенеративного теплообменника.

$$Gc_b \frac{\partial T_b}{\partial z} + Pa(T_b - T_n) + c_b \rho_b s_b \frac{\partial T_b}{\partial \tau} = 0, \quad (1)$$

$$\lambda_n s_n \frac{\partial^2 T_n}{\partial z^2} + c_n \rho_n s_n \frac{\partial T_n}{\partial \tau} + Pa(T_n - T_b) = 0. \quad (2)$$

Здесь z — осяевая координата единичного канала; τ — время; T_b — температура воздуха; T_n — температура насадки; s — площадь проходного сечения

канала; ρ_B — плотность воздуха; Π — периметр поперечного сечения канала; α — коэффициент теплоотдачи; c_H — теплоемкость материала насадки; c_B — теплоемкость воздуха; ρ_H — плотность материала насадки; s_H — площадь поперечного сечения стенки канала насадки; λ_H — теплопроводность материала насадки.

Расход воздуха в канале G зависит от этапа циклического процесса (регенерация/аккумуляция)

$$G = \begin{cases} G_{acc}, \tau \in \tau_{acc}; \\ G_{reg}, \tau \in \tau_{reg}; \end{cases} \quad (3)$$

где G_{acc} , G_{reg} — расход вытяжного (аккумуляция) и приточного (регенерация) воздуха соответственно; τ_{acc} , τ_{reg} — интервалы времени аккумуляции и регенерации соответственно.

Граничные условия для уравнений (1)–(2) с учетом (3) имеют вид

$$T_{B(z=0)} = \begin{cases} T_{in} & G = G_{acc}; \\ T_{out} & G = G_{reg}; \end{cases} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \left(\frac{\partial T_H}{\partial z} \right)_{z=0} &= 0, \\ \left(\frac{\partial T_H}{\partial z} \right)_{z=L} &= 0. \end{aligned} \quad (5)$$

Здесь T_{in} — температура воздуха внутри помещения; T_{out} — температура наружного воздуха; L — длина канала.

Начальными условиями для уравнений (1)–(2) являются условия периодичности:

$$T_{B,(\tau=0)} = T_{B,(\tau=\tau_\Sigma)}, \quad (6)$$

$$T_{H,(\tau=0)} = T_{H,(\tau=\tau_\Sigma)}, \quad (7)$$

где $\tau_\Sigma = \tau_{acc} + \tau_{reg}$ — период вращения насадки.

Коэффициенты аккумуляции и регенерации вычисляются по формулам:

$$K_{acc} = \left(T_{in} \tau_{acc} - \int_0^{\tau_{acc}} T_{acc}(\tau) d\tau \right) / (T_{in} - T_{out}) \tau_{acc}, \quad (8)$$

$$K_{reg} = \left(\int_0^{\tau_{reg}} T_{reg}(\tau) d\tau - T_{out} \tau_{reg} \right) / (T_{in} - T_{out}) \tau_{reg}. \quad (9)$$

Здесь T_{acc} и T_{reg} — температура воздуха на выходе из канала на этапах аккумуляции и регенерации соответственно. При установившемся режиме работы $K_{acc} = K_{reg}$, что может рассматриваться как условие завершения процесса итерационного поиска решения [13]. Подробнее способ изложен в работах [14, 15].

Решение системы дифференциальных уравнений (1)–(2) с краевыми условиями (4)–(7) проводилось на равномерной пространственно-временной сетке

$$z_1, z_2, \dots, z_j, z_{j+1}, \dots, \dots, z_{n_x},$$

$$\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_i, \tau_{i+1}, \dots, \dots, \tau_{n_\tau},$$

$$\Delta z = z_{j+1} - z_j = \frac{L}{n_x - 1} = const,$$

$$\Delta \tau = \tau_{i+1} - \tau_i = \frac{\tau_\Sigma}{n_\tau - 1} = const.$$

Здесь n_x — число узлов по пространственной координате; n_τ — число узлов по временной координате; τ_Σ — общее время расчета теплообменных процессов.

Введем ряд последовательных допущений, позволяющих существенно упростить приведенную выше модель.

Будем полагать, что $\frac{\partial T_H}{\partial \tau} \approx 0$, т.е. теплопроводность по стенкам канала насадки пренебрежимо мала. Тогда уравнение (2) принимает вид

$$c_H \rho_H s_H \frac{\partial T_H}{\partial \tau} + \Pi \alpha (T_H - T_B) = 0. \quad (10)$$

Таким образом температура насадки зависит только от времени, что позволяет для решения системы уравнений (1) и (10) применять явную итерационную схему. Принятое допущение не оказывает существенного влияния на точность решения, если эквивалентный единичный канал является тонкостенным, т.е. при $s_H \ll s_B$.

Следующим является допущение о линейном характере изменения температуры воздуха по осевой координате канала. Тогда уравнение (1) можно разделить на две составляющие. На этапе аккумуляции уравнение принимает вид

$$G c_B \frac{(T_{in} - T_{acc})}{L} + \Pi \alpha (T_B - T_H) + c_B \rho_B s_B \frac{\partial T_B}{\partial \tau} = 0, \quad (11)$$

а на этапе регенерации

$$-G c_B \frac{(T_{out} - T_{reg})}{L} + \Pi \alpha (T_B - T_H) + c_B \rho_B s_B \frac{\partial T_B}{\partial \tau} = 0. \quad (12)$$

Температуры насадки и воздуха в уравнениях (10)–(12) изменяются только по времени, т.е. исходная двухмерная модель (1)–(2) становится одномерной, что существенно упрощает вычисление коэффициентов аккумуляции и регенерации по формулам (8), (9).

На следующем шаге упрощения модели примем, что температуры стенок и воздуха в канале не изменяются по времени, но различны на этапах регенерации и аккумуляции теплоты. Введем обозначения: $T_{H,reg}$, $T_{H,acc}$ — средние температуры насадки на этапе аккумуляции и регенерации соответственно,

$$T_{B,reg} = \frac{(T_{out} - T_{reg})}{2}, \quad T_{B,acc} = \frac{(T_{in} - T_{acc})}{2} — \text{средние}$$

температуры воздуха в канале на этапе регенерации и аккумуляции. Так как рассматривается установившийся режим теплообмена между воздухом и стенками канала, то количество теплоты q , которое передается от воздуха насадке и от насадки воздуху во время циклов аккумуляции и регенерации является постоянной величиной. На такую же величину изменяется теплота стенок канала в процессе аккумуляции и регенерации.

На основании принятых допущений сформирована система линейных алгебраических уравнений:

$$q = (T_{H,acc} - T_{H,reg}) c_H \rho_H s_H, \quad (13)$$

Таблица 1. Теплофизические и режимные параметры регенеративного теплообменника
Table 1. Thermophysical and operating parameters of the regenerative heat exchanger

Параметр	Значение	Комментарий
Теплопроводность воздуха, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$	0,0259	Среднее значение при НУ
Коэффициент объемного расширения воздуха, К^{-1}	0,00366	Среднее значение при НУ
Кинематическая вязкость воздуха, $\frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	$1506 \cdot 10^{-8}$	Среднее значение при НУ
Динамическая вязкость воздуха, $\frac{\text{Па}}{\text{с}}$	$1827 \cdot 10^{-8}$	Среднее значение при НУ
Плотность воздуха, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	1,22	Среднее значение при НУ
Удельная теплоемкость воздуха, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	1005	Среднее значение при НУ
Теплопроводность насадки, $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$	200	Алюминий
Плотность материала насадки, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	2697	Алюминий
Удельная теплоемкость насадки, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	904	Алюминий
Длина канала, м	0,2	
Эквивалентный диаметр канала насадки, м	0,0018	
Температура воздуха в помещении, °С	22,6	
Температура наружного воздуха, °С	4	

$$q = (T_{in} - T_{B\text{acc}'})G_{acc}c_B\tau_{acc'} \quad (14)$$

$$q = (T_{B\text{reg}} - T_{out})G_{reg}c_B\tau_{reg'} \quad (15)$$

$$q = (T_{B\text{acc}} - T_{n\text{acc}})\tau_{acc}\alpha LП, \quad (16)$$

$$q = (T_{n\text{reg}} - T_{B\text{reg}})\tau_{reg}\alpha LП. \quad (17)$$

Неизвестными в данной системе являются: теплота q , средние температуры насадки $T_{n\text{acc}'}$, $T_{n\text{reg}'}$, температуры воздуха на выходе из канала $T_{B\text{acc}'}$, $T_{B\text{reg}'}$.

Коэффициенты аккумуляции и регенерации вычисляются по формулам

$$K_{acc} = \frac{T_{in} - T_{B\text{acc}}}{T_{in} - T_{out}},$$

$$K_{reg} = \frac{T_{B\text{reg}} - T_{out}}{T_{in} - T_{out}}.$$

Таким образом, в результате упрощения исходной задачи сформированы четыре модели расчета тепловых процессов в регенеративном теплообменнике, приведенных ниже в порядке увеличения сложности:

модель № 1 — система из пяти линейных алгебраических уравнений (13)–(17);

модель № 2 — система из трех одномерных дифференциальных уравнений (10)–(12) с начальными условиями (6)–(7);

модель № 3 — система из двухмерного (1) и одномерного (10) дифференциальных уравнений с краевыми условиями (3), (4), (6), (7);

модель № 4 — исходная задача из двух дифференциальных двухмерных уравнений (1), (2) с краевыми условиями (3)–(7).

Во все модели входит коэффициент теплоотдачи α , который вычисляется по критериальным зависимостям [16]:

$$\alpha = \frac{Nu\lambda_B}{d_m}.$$

Здесь Nu — число Нуссельта; λ_B — теплопроводность воздуха; d_m — эквивалентный диаметр проходного сечения канала. Для ламинарного режима движения воздуха в канале

$$u = 0,146 \text{Re}^3 \text{Gr}^{10},$$

$$\text{Re} = \frac{\rho_B d_m v_B}{\mu_B},$$

$$\text{Gr} = \frac{g d_m^3 \rho_B}{\nu_B^2} \beta \Delta T.$$

Здесь: Re — число Рейнольдса; Gr — число Грасгофа; ν_B — коэффициент кинематической вязкости воздуха; v_B — скорость воздуха в канале, осредненная по расходу; μ_B — коэффициент динамической вязкости воздуха; g — ускорение свободного падения; β — температурный коэффициент объемного расширения теплоносителя; ΔT — средняя разница температур стенки канала и теплоносителя. Число Рейнольдса вычисляется при ламинарном режиме движения воздуха, поскольку при исследуемых параметрах режим движения воздуха в канале будет ламинарным [17].

Необходимо отметить, что приведенные критериальные зависимости получены в результате обобщения экспериментальных исследований при установившихся тепловых и гидродинамических режимах. В регенеративных теплообменниках эти процессы имеют циклический характер, поэтому при высокой частоте смены циклов регенерации и аккумуляции полученные значения коэффициентов теплоотдачи могут существенно отличаться от их действительных значений. Альтернативным подходом является использование CFD моделей.

Таблица 2. Коэффициенты теплоотдачи в канале регенеративного теплообменника
 Table 2. Heat transfer coefficients in the channel of the regenerative heat exchanger

Расход воздуха, $\frac{м^3}{с}$	Средняя скорость движения воздуха, $\frac{м}{с}$	Коэффициент теплоотдачи по CFD модели, $\frac{Вт}{м^2К}$	Коэффициент теплоотдачи по критериальным зависимостям, $\frac{Вт}{м^2К}$
0,1	0,46619	5,5	8,75
0,2	0,93238	14	11
0,3	1,39857	24	12,57
0,4	1,86476	33	13,82

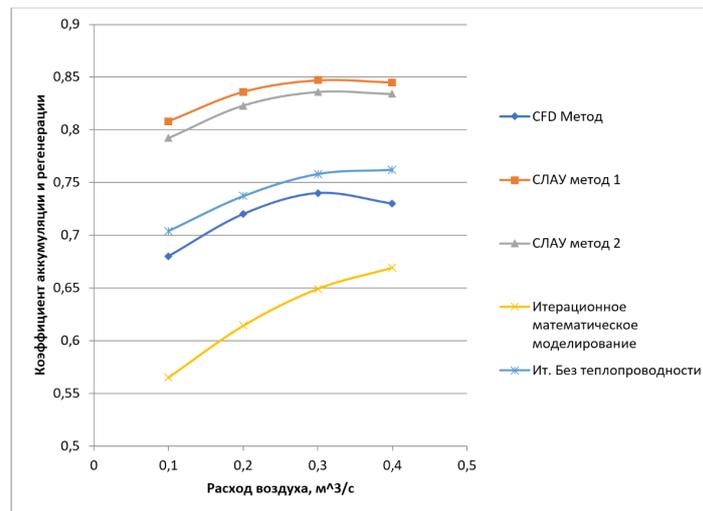


Рис. 1. Зависимость эффективности от расхода, теплоотдача по CFD
 Fig. 1. Dependence of efficiency on flow rate, heat transfer according to CFD

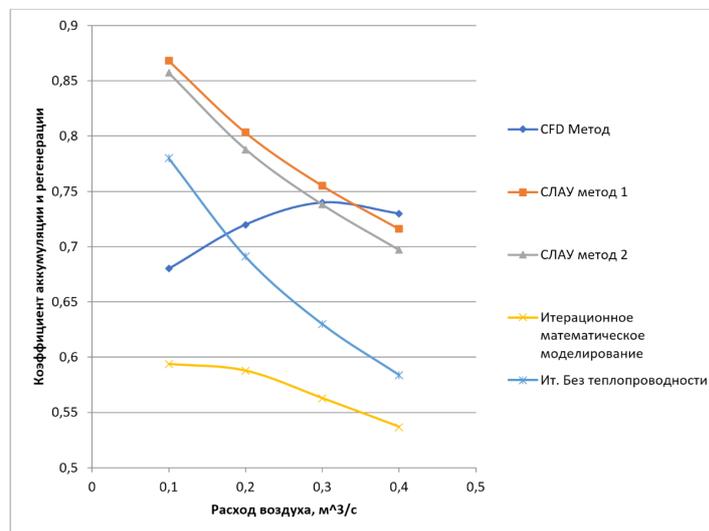


Рис. 2. Зависимость эффективности от расхода, теплоотдача по уравнениям
 Fig. 2. Dependence of efficiency on flow rate, heat transfer according to equations

В работе [12] приведены коэффициенты теплоотдачи, полученные для роторного регенеративного теплообменника в CFD пакете Star CCM+. В табл. 1 приведены основные теплофизические, режимные и конструктивные параметры рассматриваемого теплообменника, а в табл. 2 — значения коэффициента теплоотдачи, вычисленные по критериальным зависимостям и CFD методами.

Результаты расчетного исследования

На рис. 1 показаны зависимости коэффициента регенерации/рекуперации теплоты от расхода воздуха. Расчеты проводились четырьмя рассмотренными выше методами, а также по CFD модели. Во всех расчетах использовались коэффициенты теплоотдачи, полученные методами вычислитель-

ной гидродинамики. Анализ показывает, что все зависимости близки по форме. Если полагать, что результаты, полученные на CFD модели являются эталонными, то модель № 3 показывает наименьшее отклонение от эталона. Модели № 1 и № 2 дают завышенный результат, а модель № 4 — заниженный. Значительное отличие между моделями № 3 и № 4, возможно, связано с плохой обусловленностью системы сеточных уравнений после аппроксимации производной второй степени разностным отношением. Отклонение результатов, полученных на моделях № 1 и № 2 от эталонных значений, обусловлено влиянием принятых допущений, которые приводят к интенсификации теплообменных процессов.

На рис. 2 приведены результаты расчетов аналогичных результатам на рис. 1, но с коэффициентами теплоотдачи, полученными по критериальным зависимостям. Видно, что формы зависимостей, полученных по всем описанным выше моделям, подобны, но они резко отличаются от зависимости, полученной на CFD модели.

Заключение

Полученные результаты расчетного исследования позволяют сделать вывод, что все представленные математические модели могут быть использованы для оценки эффективности регенеративных теплоутилизаторов приточно-вытяжных установок систем кондиционирования. Показано, что коэффициенты теплоотдачи, вычисленные по критериальным зависимостям, существенно отличаются от коэффициентов, полученных на CFD моделях. Представляется целесообразным при расчете теплообменных процессов коэффициенты теплоотдачи определять по результатам CFD моделирования. Необходимо провести исследование влияния конструктивных и режимных параметров на сходимость итерационного процесса решения задачи теплопереноса в эквивалентном канале теплообменника.

Список источников

1. Zohuri B. Small Modular Reactors as Renewable Energy Sources. New York: Springer International Publishing, 2019. 293 p. ISBN 978-3-319-92593-6.
2. Aktershev S. P., Mezentshev I. V., Mezentseva N. N. The regenerative heat exchanger with periodic veering of the flow // Journal of Physics: Conf. Series. 2019. Vol. 1382. 012125. DOI: 10.1088/1742-6596/1382/1/012125.
3. Shah R. K., Sekulic D. P. Fundamentals of Heat Exchanger Design. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons. Inc., 2003. 941 p. ISBN 0-471-32171-0.
4. Büyükalaca O., Yilmaz T. Design of Regenerative Heat Exchangers // Heat Transfer Engineering. 2003. Vol. 24, Issue 4. P. 32–38. DOI: 10.1080/01457630304034.
5. Lillo G., Mastrullo R., Mauro A. W. [et al.]. Thermo-Economic Analysis of a Hybrid Ejector Refrigerating System Based on a Low Grade Heat Source // Energies. 2020. Vol. 13, Issue 3. 562. DOI: 10.3390/en13030562.
6. Sanaye S., Jafari S., Ghaebi H. Optimum operational conditions of a rotary regenerator using genetic algorithm // Energy and Buildings. 2008. Vol. 40, Issue 9. P. 1637–1642. DOI: 10.1016/j.enbuild.2008.02.025.

7. Schuman T. E. W. Heat transfer: A liquid flowing through a porous prism // Journal of the Franklin Institute. 1929. Vol. 208, Issue 3. P. 405–416. DOI: 10.1016/S0016-0032(29)91186-8.

8. Nizovtsev M. I., Borodulin V. Yu., Letushko V. N. Regenerative heat exchanger with a periodic change in the airflow direction for room ventilation // Thermophysics and Aeromechanics. 2015. Vol. 22. P. 755–765. DOI: 10.1134/S0869864315060116.

9. Ghodsipour N., Sadrameli M. Experimental and sensitivity analysis of a rotary air preheater for the flue gas heat recovery // Applied Thermal Engineering. 2003. Vol. 23, Issue 5. P. 571–580. DOI: 10.1016/S1359-4311(02)00226-0.

10. Falk C. Predicting performance of regenerative heat exchanger // MVK160 Heat and Mass Transport: Project Report. Lund, 2009. P. 1–5.

11. Özdemir K., Serincan M. F. A computational fluid dynamics model of a rotary regenerative heat exchanger in a flue gas desulfurization system // Applied Thermal Engineering. 2018. Vol. 143. P. 988–1002. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2018.08.011.

12. Алешин А. Е. Моделирование процессов тепломассопереноса в регенеративных теплообменниках систем кондиционирования: дис. ... канд. техн. наук. Санкт-Петербург, 2016. 119 с.

13. Kilkovský B., Jegla Z. Preliminary Design and Analysis of Regenerative Heat Exchanger // Chemical Engineering Transactions. 2016. Vol. 52. P. 655–660. DOI: 10.3303/CET1652110.

14. Wolf J. General solution of the equations of parallel-flow multichannel heat exchanger // International Journal of Heat and Mass Transfer. 1964. Vol. 7, Issue 8. P. 901–919. DOI: 10.1016/0017-9310(64)90146-2.

15. Tsygankov A. V., Dolgovskaia O. V., Kuznetsov Y. L. [et al.]. Hydrodynamic calculation of rotary regenerative heat exchanger // AIP Conf. Proc. 2018. Vol. 2007, Issue 1. 030020. DOI: 10.1063/1.5051881.

16. Бухмиров В. В. Расчет коэффициента конвективной теплоотдачи (основные критериальные уравнения). Иваново, 2007. 39 с.

17. Serov A. A., Tsygankov A. V., Hildayati A. Assessment of the influence of the air movement on the efficiency of regenerative heat exchangers // AIP Conf. Proc. 2020. Vol. 2285, Issue 1. 030015. DOI: 10.1063/5.0027410.

СЕРОВ Александр Алексеевич, аспирант факультета низкотемпературной энергетики.

Адрес для переписки: serov_sasha@bk.ru

ЦЫГАНКОВ Александр Васильевич, доктор технических наук, профессор (Россия), доцент факультета низкотемпературной энергетики.

SPIN-код: 6394-8045

AuthorID (РИНЦ): 231743

Адрес для переписки: tsygaav@hotmail.com

Для цитирования

Серов А. А., Цыганков А. В. Сравнение методов расчета эффективности регенеративного теплоутилизатора // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2021. Т. 5, № 3. С. 39–44. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-3-39-44.

Статья поступила в редакцию 30.04.2021 г.

© А. А. Серов, А. В. Цыганков

COMPARING WAYS OF CALCULATION EFFICIENCY OF REGENERATIVE HEAT EXCHANGER

A. A. Serov, A. V. Tsygankov

ITMO University,
Russia, Saint Petersburg, Lomonosov St. 9, 191002

This article contains information on various methods for calculating the efficiency of regenerative heat exchangers in an air ventilation system. The equations of heat balance and heat transfer are described. The results obtained on the CFD model are compared with the results obtained by various mathematical calculations. The obtained results of the computational study can give an assessment of the accuracy of computational methods to obtain the value of the efficiency of regenerative heat exchangers.

Keywords: regenerative heat exchanger, heat storage coefficient, CFD modeling, heat transfer coefficient.

References

1. Zohuri B. Small Modular Reactors as Renewable Energy Sources. NY: Springer International Publishing, 2019. 293 p. ISBN 978-3-319-92593-6. (In Engl.).
2. Aktershev S. P., Mezentsev I. V., Mezentseva N. N. The regenerative heat exchanger with periodic veering of the flow // Journal of Physics: Conf. Series. 2019. Vol. 1382. 012125. DOI: 10.1088/1742-6596/1382/1/012125. (In Engl.).
3. Shah R. K., Sekulic D. P. Fundamentals of Heat Exchanger Design. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons. Inc., 2003. 941 p. ISBN 0-471-32171-0. (In Engl.).
4. Büyükalaca O., Yilmaz T. Design of Regenerative Heat Exchangers // Heat Transfer Engineering. 2003. Vol. 24, Issue 4. P. 32–38. DOI: 10.1080/01457630304034. (In Engl.).
5. Lillo G., Mastrullo R., Mauro A. W. [et al.]. Thermo-Economic Analysis of a Hybrid Ejector Refrigerating System Based on a Low Grade Heat Source // Energies. 2020. Vol. 13, Issue 3. 562. DOI: 10.3390/en13030562. (In Engl.).
6. Sanaye S., Jafari S., Ghaebi H. Optimum operational conditions of a rotary regenerator using genetic algorithm // Energy and Buildings. 2008. Vol. 40, Issue 9. P. 1637–1642. DOI: 10.1016/j.enbuild.2008.02.025. (In Engl.).
7. Schuman T. E. W. Heat transfer: A liquid flowing through a porous prism // Journal of the Franklin Institute. 1929. Vol. 208, Issue 3. P. 405–416. DOI: 10.1016/S0016-0032(29)91186-8. (In Engl.).
8. Nizovtsev M. I., Borodulin V. Yu., Letushko V. N. Regenerative heat exchanger with a periodic change in the airflow direction for room ventilation // Thermophysics and Aeromechanics. 2015. Vol. 22. P. 755–765. DOI: 10.1134/S0869864315060116. (In Engl.).
9. Ghodsipour N., Sadrameli M. Experimental and sensitivity analysis of a rotary air preheater for the flue gas heat recovery // Applied Thermal Engineering. 2003. Vol. 23, Issue 5. P. 571–580. DOI: 10.1016/S1359-4311(02)00226-0. (In Engl.).
10. Falk C. Predicting performance of regenerative heat exchanger // MVK160 Heat and Mass Transport: Project Report. Lund, 2009. P. 1–5. (In Engl.).
11. Özdemir K., Serincan M. F. A computational fluid dynamics model of a rotary regenerative heat exchanger in a flue gas desulfurization system // Applied Thermal Engineering. 2018. Vol. 143. P. 988–1002. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2018.08.011. (In Engl.).
12. Aleshin A. E. Modelirovaniye protsessov teplomassoprenosa v regenerativnykh teplotmennikakh sistem konditsionirovaniya [Modeling of heat and mass transfer processes in regenerative heat exchangers of air conditioning systems]. St. Petersburg, 2016. 119 p. (In Russ.).
13. Kilkovský B., Jegla Z. Preliminary Design and Analysis of Regenerative Heat Exchanger // Chemical Engineering Transactions. 2016. Vol. 52. P. 655–660. DOI: 10.3303/CET1652110. (In Engl.).
14. Wolf J. General solution of the equations of parallel-flow multichannel heat exchanger // International Journal of Heat and Mass Transfer. 1964. Vol. 7, Issue 8. P. 901–919. DOI: 10.1016/0017-9310(64)90146-2. (In Engl.).
15. Tsygankov A. V., Dolgovskaia O. V., Kuznetsov Y. L. [et al.]. Hydrodynamic calculation of rotary regenerative heat exchanger // AIP Conf. Proc. 2018. Vol. 2007, Issue 1. 030020. DOI: 10.1063/1.5051881. (In Engl.).
16. Bukhmirov V. V. Raschet koefitsiyenta konvektivnoy teplootdachi (osnovnyye kriterial'nyye uravneniya) [Calculation of the convective heat transfer coefficient (basic criterion equations)]. Ivanovo, 2007. 39 p. (In Russ.).
17. Serov A. A., Tsygankov A. V., Hildayati A. Assessment of the influence of the air movement on the efficiency of regenerative heat exchangers // AIP Conf. Proc. 2020. Vol. 2285, Issue 1. 030015. DOI: 10.1063/5.0027410. (In Engl.).

SEROV Alexander Alekseevich, Graduate Student, Low-Temperature Energy Faculty.

Correspondence address: serov_sasha@bk.ru

TSYGANKOV Alexander Vasilievich, Doctor of Technical Sciences, Professor (Russia), Associate Professor of Low-Temperature Energy Faculty.

SPIN-code: 6394-8045

AuthorID (RSCI): 231743

Correspondence address: tsygaav@hotmail.com

For citations

Serov A. A., Tsygankov A. V. Comparing ways of calculation efficiency of regenerative heat exchanger // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2021. Vol. 5, no. 3. P. 39–44. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-3-39-44.

Received April 30, 2021.

© A. A. Serov, A. V. Tsygankov