

ОТЧЕТ ПО ПРОЕКТУ № 18-48-160012 р_а

«Повышение точности расчета отопительно-вентиляционной системы за счет учета влияния нестационарности коэффициента теплоотдачи и влияния явления тепловой релаксации и термического демпфирования на переходные термические процессы в насадке регенеративного воздухоподогревателя»

Руководитель проекта: к.т.н. Юдахин А.Е.

Исследования теплоотдачи пакета параллельных пластин в нестационарных условиях произведены на усовершенствованном стенде с регенеративным теплообменником (рис. 1, 2).

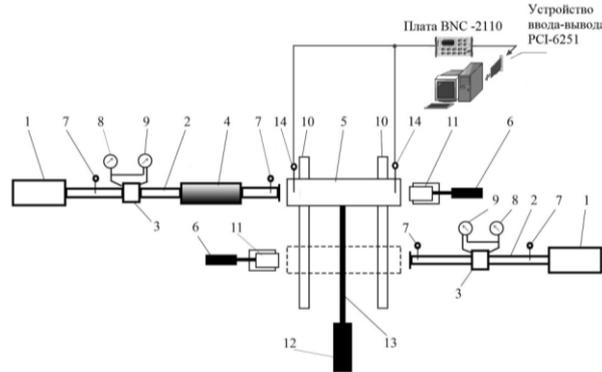


Рис. 1. Схема стенда с регенеративным воздухоподогревателем: 1 – нагнетатели; 2 – воздуховоды; 3 – расходомеры; 4 – электронагреватель; 5 – регенеративный воздухоподогреватель; 6 и 12 – электроприводы; 7 – термометры; 8 – манометры; 9 – дифференциальные манометры; 10 – направляющие; 11 – прижимные стаканы; 13 – тяга; 14 – термопары.

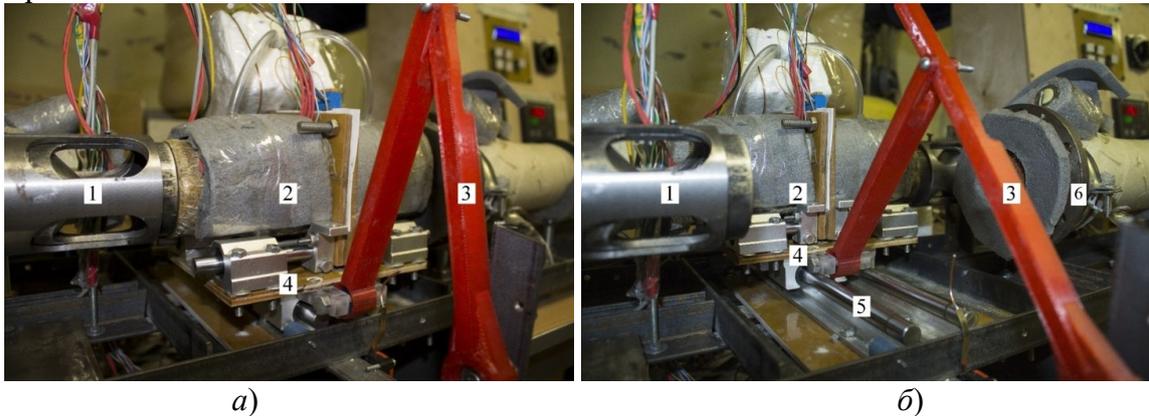


Рис. 2. Общий вид рабочего участка: 1 – прижимной стакан; 2 – рабочий участок; 3 – тяга; 4 – каретка; 5 – направляющие; 6 – патрубок холодного потока; а) – при подключении к патрубку холодного потока; б) – при подключении к патрубку горячего потока.

Исследования проведены на серии пакетов пластин, характеристики которых представлены в табл. 1.

Таблица 1. Массо-габаритные показатели пакетов пластинчатых насадок

Пакет	Материал	Количество пластин	Толщина пластин δ_w , мм	Расстояние между пластинами h , мм	Эквивалентный диаметр каналов d_j , мм	Масса пластин M , кг
1	AISI-430	31	0,5	1,08	2,11	0,5795
2		25	1	0,96	1,89	0,9104
3		13	1	2,64	5,02	0,4734
4		13	2	1,71	3,32	0,9453
5	12X18H10T	31	0,5	1,08	2,11	0,5776

6	АМц	30	0,5	1,13	2,21	0,1906
7	08кп	13	1	2,64	5,02	0,4948
8	ПММА	13	2	1,71	3,32	0,1530

Термограммы, записанные автоматизированной системой измерений (АИС) при исследовании одного из пакетов, показаны на рис. 3. Цикл условно разбит на четыре периода, обозначенных на рис. 3 римскими цифрами. Произведена коррекция на инерционность показаний термопар, измеряющих температуру потоков в течение периодов *I* и *III*.

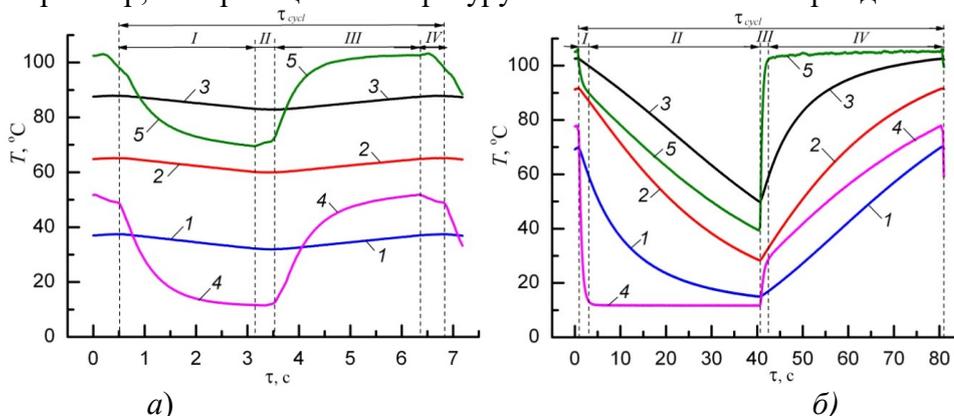


Рис. 3. Результаты измерений температур насадки и потоков воздуха за цикл в пакете № 1: *I-3* – насадка; *4* – воздух со стороны входа холодного потока; *5* – воздух со стороны входа горячего потока; *I-IV* – периоды цикла; *а)* – $\tau_{\text{cycl}} \approx 6,3$ с; *б)* – $\tau_{\text{cycl}} \approx 80$ с.

Характер поведения коэффициента теплоотдачи (числа Нуссельта) в течение рабочих периодов регенеративного теплообменника в сравнении с его значением в стационарных условиях при тех же режимных параметрах показан на рис. 4. Из графика на рис. 4 следует, что коэффициент теплоотдачи (число Нуссельта) в коротких периодах, то есть в нестационарных условиях, выше, чем в стационарных условиях (ср. горизонтальные линии с левой и правой части графика) и тем значительнее, чем короче период.

Произведена обработка результатов прямых измерений 198 опытов, выполненных с представленными в таблице пакетами пластин. В результате обработки по представленным выше методикам измерения температур потоков теплоносителей и коэффициента теплоотдачи получено 396 средних за период значений чисел Нуссельта Nu , которые представлены на рис. 5 в логарифмических координатах в зависимости от Re . Значки соответствуют отдельным опытам, и линии – аппроксимирующим их зависимостям $Nu = f(Re)$ при конкретных значениях τ_p : темные значки и сплошные линии соответствуют холодным периодам, а светлые значки и пунктирные линии – горячим периодам. Расслоение линий на рис. 5 свидетельствует о существовании зависимости Nu от τ_p , и подтверждает вывод, сделанный ранее [1, 2], об интенсификации теплоотдачи по мере сокращения длительности периодов τ_p .

Критериальное уравнение теплообмена поверхности насадки со средой, учитывающее зависимость коэффициента теплоотдачи поверхности насадки от длительности периода

Значения средних за период чисел Нуссельта, полученных в отдельных опытах с насадками, указанными в табл. 1, показаны на рис. 6 точками. Для сравнения на рис. 6 показана также линия *1*, соответствующая стационарной теплоотдаче, которая располагается ниже большей части точек, что также указывает на ограниченную применимость этой зависимости для расчета теплоотдачи в нестационарных условиях.

Обобщение полученных результатов произведено в два этапа. Предварительно точки были обобщены уравнением регрессии

$$Nu = 8,53 \left(Re/10^3 \right)^{0,41}, \quad (2)$$

показанном на рис. 6 линией 2.

Значительный разброс точек относительно линии 2 свидетельствует о влиянии на число Нуссельта помимо числа Рейнольдса также и других факторов. Выполненный регрессионный анализ влияния на Nu чисел Рейнольдса, Фурье, Грасгофа и отношения Pr_f/Pr_w в диапазонах: $450 \leq Re \leq 8460$, $16,6 \leq Fo \leq 21760$, $87 \leq Gr \cdot 10^{-3} \leq 656$ и $0,801 \leq Pr_f/Pr_w \leq 1,185$ – показал, что влияние Gr и Pr_f/Pr_w на Nu незначительно. В итоге все точки, показанные на рис. 6, были аппроксимированы уравнением регрессии [3, 4]:

$$Nu = 1,06 (Re/10^3)^{0,14} (Fo/10^3)^{-0,069} Nu_{st}, \quad (3)$$

где $Fo = 4a_w \tau_p / \delta_w^2$ – число Фурье; a_w – коэффициент температуропроводности материала насадки, m^2/c ; δ_w – толщина пластины, м.

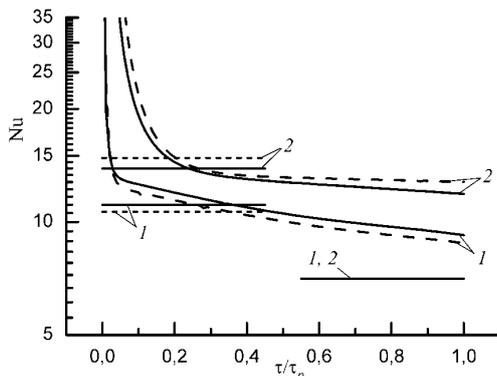


Рис. 4. Изменения числа Нуссельта во времени за период [3]: 1 – $\tau_p \approx 20$ с, $Re_{cold} = 1769$, $Re_{hot} = 1345$; 2 – $\tau_p \approx 2,5$ с, $Re_{cold} = 2089$, $Re_{hot} = 1458$; горизонтальные линии с левой стороны – измеренные средние за период значения числа Нуссельта, с правой стороны – Nu_{st} для стационарных условий теплообмена; сплошные линии – холодный период, штриховые – горячий период.

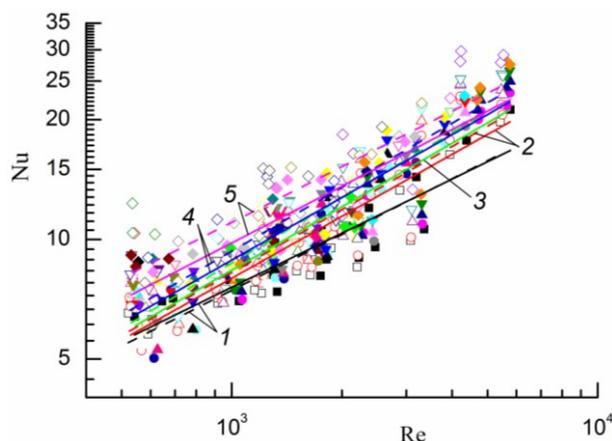


Рис. 5. Средние за период числа Нуссельта при длительностях периодов τ_p : 1 – 40 с; 2 – 20 с; 3 – 10 с; 4 – 5 с; 5 – 2,5 с.

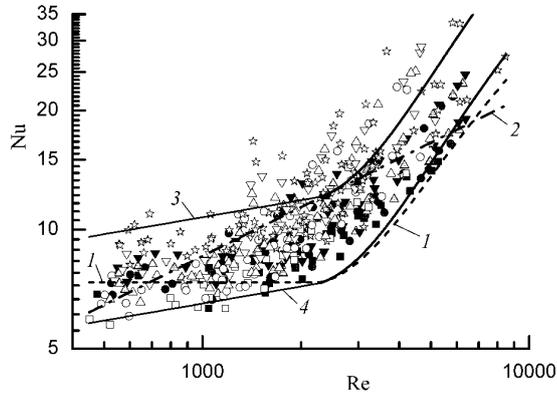


Рис. 6. Средние за период значения числа Нуссельта [3]: 1 – уравнение (1); 2 – уравнение (2); 3 и 4 – уравнение (3) при $Fo = 16,6$ и 21760 ; темные значки – холодный период; светлые значки – горячий период.

Коэффициент корреляции уравнения (3) и опытных точек составил 75 %, а среднее квадратичное отклонение отдельной точки от уравнения (3) 9 %.

Математическая модель регенеративного воздухоподогревателя. Математической моделью регенератора является решение сопряженной задачи циклического теплообмена пластин насадки с холодным и горячим теплоносителями. Сопряженная задача включает в себя краевую задачу циклического теплообмена пластины с теплоносителями, температура которых изменяется по закону

$$\theta_f(Z, t) = \theta_{f,j} + \sum_{k=0}^{k_{f,z}} Z^k \sum_{l=0}^{k_{f,t}} g_{l,k} t^l \quad (4)$$

и задачу переноса энергии потоком теплоносителя.

В уравнении (4): $\theta_f(t) = (T_f - T_{\min})/T_*$; T_f – температура теплоносителя на относительном расстоянии $Z \equiv z/l = Y_0 \pm Y$ (Y – относительное расстояние от холодного торца пластины, $Y_0 = 0$ и «+» – в холодном периоде, $Y_0 = 1$ и «-» – в горячем) в относительный момент времени $t = \tau/\tau_{p,j}$; z – расстояние от входа теплоносителя в j -м периоде ($j = 0, 1$), м; τ – время от начала j -го периода, с; $\tau_{p,j}$ – длительность j -го периода, с; T_{\min} – минимальная температура холодного теплоносителя, °C; T_* – масштаб температуры, °C; $\theta_{f,j}$ – относительная температура теплоносителя на входе в РВП в j -м периоде; $g_{l,k}$ – коэффициенты регрессии.

Краевая задача теплопроводности пластины формулируется в относительных переменных и включает в себя систему уравнений :

$$\frac{\partial \theta_{w,j}}{\partial t} = Fo_{p,j} \left(\frac{\partial^2 \theta_{w,j}}{\partial X^2} + \frac{1}{L^2} \frac{\partial^2 \theta_{w,j}}{\partial Y^2} \right), \quad 0 < t < 1, \quad 0 < X < 1, \quad 0 < Y < 1; \quad (5)$$

$$\theta_{w,j}(X, Y, 0) = \theta_{w,j-1}(X, Y, 1); \quad (6)$$

$$\partial \theta_{w,j}(0, Y, t) / \partial X = 0; \quad (7)$$

$$\frac{\partial \theta_{w,j}(1, Y, t)}{\partial X} = -Bi_{x,j} [\theta_{w,j}(1, Y, t) - \theta_{f,j}(Y, t)]; \quad (8)$$

$$\frac{\partial \theta_{w,j}(X, 0, t)}{\partial Y} = Bi_{Y=0,j} [\theta_{w,j}(X, 0, t) - \theta_{f,j}(0, t)]; \quad (9)$$

$$\frac{\partial \theta_{w,j}(X, 1, t)}{\partial Y} = -Bi_{Y=1,j} [\theta_{w,j}(X, 1, t) - \theta_{f,j}(1, t)]. \quad (10)$$

Здесь $\theta_w(X, Y, t) = (T_w - T_{\min})/T_*$ – относительная температура пластины на расстоянии x , м, от средней плоскости и y , м, – от холодного торца пластины; $X = 2x/\delta_w$, $L = 2l/\delta_w$; l и δ_w – длина и толщина пластины, м; $Fo_{p,j} = 4a_w \tau_{p,j} / \delta_w^2$ – предельное число Фурье j -го периода; a_w –

коэффициент температуропроводности тела, $\text{м}^2/\text{с}$; $Bi_{x,j} = \alpha_{x,j} \delta_w / (2\lambda_w)$ – число Био боковой поверхности пластины; $\alpha_{x,j}$ – коэффициент теплоотдачи боковой поверхности, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$; λ_w – коэффициент теплопроводности тела, $\text{Вт}/(\text{м К})$; $Bi_{Y=0,j} = \alpha_{Y=0,j} l / \lambda_w$ и $Bi_{Y=1,j} = \alpha_{Y=1,j} l / \lambda_w$ – числа Био торцов пластины; $\alpha_{Y=0,j}$ и $\alpha_{Y=1,j}$ – коэффициенты теплоотдачи торцов пластины, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$. Температуры потоков в граничных условиях (8)-(10) задаются уравнением (4).

Уравнение (3) было применено в тепловом расчете парогенератора ТГМ-84 Б, в составе которого работают два параллельно установленных регенератора РВВ-54 М. Тепловой расчет парогенератора произведен по нормативному методу [5] с использованием математической модели многосекционного регенератора [2]. Парогенератор рассчитывался с двумя вариантами используемого топлива: природного газа Ново-Уренгойского месторождения ($Q_{\text{н}}^{\text{п}} = 34,23 \text{ МДж}/\text{м}^3 = 8176 \text{ ккал}/\text{м}^3$) и мазута-100 ($Q_{\text{н}}^{\text{п}} = 40,28 \text{ МДж}/\text{кг}$). При расчетах РВВ-54 М Nu_{st} рассчитывался по уравнению подобия для теплоотдачи штатной насадки в стационарных условиях [5].

Оказалось, что с учетом влияния длительности периодов регенерации, то есть согласно уравнению (3), теплоотдача поверхностей насадки в РВВ-54 М протекает интенсивнее теплоотдачи в стационарных условиях на 37 - 41 % в холодной части регенератора и на 20 - 21 % в горячей. Это позволило точнее рассчитать минимальную температуру насадки и минимальную температуру предварительного подогрева воздуха в калорифере, при которой конденсации паров серной кислоты на поверхности насадки и ее преждевременного разрушения из-за коррозии не происходит.

Расчет минимальной температуры насадки произведен по математической модели многосекционного регенератора [2]. Результаты расчетов показаны на рис. 7 в виде распределения температур насадки и теплоносителей по высоте ротора РВВ-54 м в конце холодного и горячего периодов.

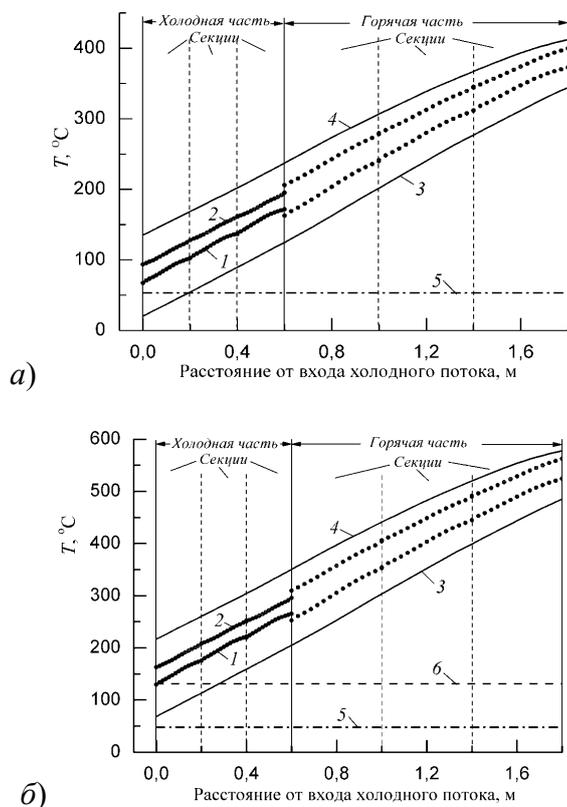


Рис. 7. Температуры насадки и теплоносителей в РВВ-54 М в конце периодов при частоте вращения ротора 2 об/мин: 1 – температура насадки в холодном периоде; 2 – то же в горячем; 3 – температура воздуха; 4 – температура дымовых газов; 5 – точка росы паров воды; б – то же серной кислоты; а) – при работе котла на природном газе; б) – то же на мазуте-100.

Продукты сгорания природного газа содержат пары водяного пара, точка росы которых составляет $T_{s,H_2O} = 53,04 \text{ }^\circ\text{C}$ ¹. Воздух температурой $20 \text{ }^\circ\text{C}$ подается на вход регенератора без опасения конденсации паров воды на поверхностях насадки, так как минимальная температура насадки заметно выше $53 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. рис. 7.а). Продукты сгорания мазута-100 помимо паров водяного пара с точкой росы $T_{s,H_2O} = 47,72 \text{ }^\circ\text{C}$ содержат также и пары серной кислоты с точкой росы $T_{s,H_2SO_4} = 131,23 \text{ }^\circ\text{C}$ (рис. 7.б). В этом случае для предотвращения сернокислотной коррозии насадки необходимо, чтобы ее минимальная температура была не ниже T_{s,H_2SO_4} , для чего требуется предварительный подогрев воздуха в калорифере. Отсюда следует, что температура подогрева воздуха в калорифере должна быть такой, чтобы выполнялось условие: $T_{w.\min} \geq T_{s,H_2SO_4}$, где $T_{w.\min}$ – минимальная температура насадки.

Предотвращение сернокислотной коррозии насадки позволяет значительно повысить рабочий ресурс РВП, снизить капитальные затраты и предотвратить простой котлотурбинного агрегата. Экономический эффект, достигаемый благодаря этому, по скромным оценкам составляет более 21 млн. руб.

Список использованной литературы:

1. Кирсанов Ю.А. Влияние нестационарности на теплоотдачу в регенеративном воздухоподогревателе // Изв. вузов. Авиационная техника. 2003. № 1. С. 31-34.
2. Кирсанов, Ю.А. Циклические тепловые процессы и теория теплопроводности в регенеративных воздухоподогревателях – М.: Физматлит, 2007. 240 с.
3. Кирсанов Ю.А., Макарушкин Д.В. Влияние частоты вращения ротора регенератора на теплоотдачу насадки и показатели работы парогенератора // Труды Академэнерго. 2018. № 3. С. 60-71.
4. Кирсанов Ю.А., Макарушкин Д.В. Теплоотдача пластинчатой насадки в регенеративном воздухоподогревателе / Материалы Международной научно-практической конференции "Альтернативная и интеллектуальная энергетика" [Электронный ресурс]. – Электрон. текстовые, граф. Данные (10 Мб). – Воронеж: ФГБОУ ВО «Воронежский государственный технический университет», 2018. 268 с. / С. 227-228.
5. Тепловой расчет котлов (Нормативный метод). Издание 3-е, переработанное и дополненное. СПб.: Изд. НПО ЦКТИ, 1998. 256 с.

¹ Расчеты выполнены для влагосодержания 16 г/кг сухого атмосферного воздуха.