

ВОЛГОГРАДСКОЕ ОБЛАСТНОЕ ПРАВЛЕНИЕ
НТО СТРОЙИНДУСТРИИ
Волгоградский отдел
ГПИ Проектпромвентиляция
Дом техники НТО

**ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ
СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ
ВОЗДУХА**

(Тезисы докладов межотраслевого
научно-технического совещания
17—18 сентября 1986 г.)

Волгоград — 1986

При заданном значении конечного состояния воздуха можно определить глубину насадки, m ,

$$x = \frac{G \cdot c_v}{\alpha \cdot \lambda \cdot H} \ln \frac{t - t_m}{t_0 - t_m} \quad (4)$$

Значение коэффициента эффективности определяется по формуле

$$E_a = 1 - \exp\left(-\frac{\alpha \cdot \lambda \cdot H \cdot x}{G \cdot c_v}\right) \quad (5)$$

В табл. I приведены результаты сравнения расчетных и экспериментальных данных. Небольшое расхождение позволяет рекомендовать полученные зависимости для практических расчетов.

Таблица I.

Экспериментальные значения				Теоретические значения			
конечная температура воздуха, °C	конечное содержание влаги в воздухе, г/кг	количество испаряющейся воды, кг/ч	коэффициент эффективности	конечная температура воздуха, °C	конечное содержание влаги в воздухе, г/кг	количество испаряющейся воды, кг/ч	коэффициент эффективности
21,85	12,65	1,756	0,79	21,38	12,74	1,95	0,83
22,65	12,9	2,47	0,81	22,3	13,22	2,78	0,82
17,8	9,4	2,165	0,79	17,4	9,76	2,48	0,83

РАСЧЕТ ВРЕМЕНИ ОБМЕРЗАНИЯ ВРАЩАЮЩИХСЯ РЕГЕНЕРАТОРОВ С НЕСОРБИРУЮЩИМИ НАСАДКАМИ

В. П. Ильин, Н. К. Шапошников

Вращающиеся регенераторы с несорбирующими насадками относятся к наиболее эффективным утилизаторам тепла вытяжного воздуха. В холодный период года теплообмен в них обычно сопровождается массообменом. При температурах наружного воздуха ниже -10°C в каналах насадки может накапливаться иней, который со временем перекрывает проход воздуху через регенератор.

Заращение инеем происходит при выпадении на поверхности насадки избыточного конденсата, то есть водяных паров, которые сконден-

сировались в удаляемом воздухе в виде жидкости или инея, но не испарились и не сублимировались полностью в потоке холодного воздуха.

В настоящее время основными способами защиты вращающихся регенераторов от обмерзания являются предварительный подогрев наружного воздуха до температуры, исключающей опасность обмерзания насадки, и перепуск части наружного воздуха в обвод регенератора [1,2,3], но это на 20-40% снижает количество утилизируемого тепла. В работах [1,3] предполагается периодическое оттаивание и просушка насадки регенератора за счет кратковременного (на 5-10 мин.) отключения подачи холодного воздуха. Тогда при эксплуатации регенератора сохраняется максимальный температурный перепад между вытяжным $t_{г1}$ и наружным воздухом $t_{х1}$, и обеспечивается максимальное количество утилизируемого тепла. При этом требуются минимальные дополнительные затраты на устройства, предохраняющие вращающийся регенератор от обмерзания.

Однако, методики расчета времени обмерзания насадки в зависимости от различных факторов не дается, приводится лишь ориентировочное время 2-4 часа между остановками для оттаивания, что затрудняет использование этого способа в практике проектирования.

Поскольку избыточный конденсат (инея) накапливается с каждым оборотом насадки, то непрерывно сужаются воздушные каналы, растет аэродинамическое сопротивление, уменьшаются расходы воздуха и изменяются параметры потоков на выходе из аппарата. В этом случае процессы теплообмена являются нестационарными.

Авторы разработали физико-математическую модель для решения нестационарной задачи обмерзания регенератора и провели теоретические и экспериментальные исследования появления и нарастания инея в регенераторе, изменения его плотности $\rho_{ин}$ в зависимости от различных факторов, что позволило разработать инженерный метод расчета времени обмерзания насадки.

Оказалось, что при равных прочих условиях регенераторы с эффективностью теплообмена $E = 0,6 - 0,85$ наиболее подвержены обмерзанию. При $E < 0,6$ возрастает температура насадки, а при $E > 0,85$ улучшаются условия для сублимации инея в наиболее холодных сечениях насадки, что замедляет процессы обмерзания.

Установлено, что время обмерзания можно подразделить на три периода: первый - продолжительностью около половины общего времени обмерзания, в течение которого происходит интенсивное отложение инея на поверхности регенератора и наблюдается небольшое, до 0,8,

по сравнению с первоначальным, уменьшение расходов воздуха; второй-продолжительность около четверти общего времени обмерзания, в течение которого наблюдается быстрое уменьшение расходов воздушных потоков до 0,1, и третий, в течение которого расходы воздуха уменьшаются практически до нуля. Эксплуатировать регенератор до полного обмерзания нецелесообразно. Лучше ограничиться первым периодом, когда расходы воздуха уменьшаются до 0,8±0,7 от первоначальных, и расчет выполнять для этих условий.

Было установлено, что плотность инея в регенераторе зависит от температуры поверхности насадки t_n , скорости удаляемого воздуха V_r и мало зависит от влагосодержания удаляемого воздуха d_{r1} . На рис.1 приведены зависимости $\rho_{ин}$ от t_n и V_r в наиболее опасном сечении регенератора - на входе холодного воздуха, а на рис.2 представлены значения остаточной разности влагосодержаний $\Delta d_{и} = (d_{r1} - d_{r2}) - (d_{x2} - d_{x1})$ характеризующей количество избыточного конденсата (инея), в зависимости от влагосодержания удаляемого воздуха и температуры холодного воздуха при равных расходах воздуха через регенератор $G_r = G_x$ и эффективности теплообмена $E = 0,75$.

Данный метод расчета может применяться при $0,85 \leq G_r / G_x \leq 1,15$; $0,6 \leq E \leq 0,85$; $16 \leq t_{r1} \leq 25^\circ\text{C}$ и при относительной влажности холодного воздуха $\varphi_{x1} = 80 \pm 100\%$. Расчет заключается в следующем: по существующим методам теплового расчета вращающихся регенераторов, например [2], рассчитывают температуры воздушных потоков на выходе из аппарата t_{r2} и t_{x2} и температуру поверхности в наиболее холодном сечении t_n . Затем по рис.1 определяют плотность инея $\rho_{ин}$. Далее по рис.2 определяют величину $\Delta d_{и}$ и время замерзания регенератора в часах:

$$\tau_3 = \frac{A \cdot 0,01 \cdot f_{ж} \cdot \rho_{ин}}{\Delta d_{и} \cdot G_r}$$

где: $f_{ж}$ - площадь живого сечения всей насадки регенератора, м^2 ;

G_r - расход удаляемого воздуха, кг/ч ; значения коэффициента A : при $d_{r1} = 3 \pm 6 \text{ г/кг}$ $A = 0,679$; при $d_{r1} = 6 \pm 10 \text{ г/кг}$ $A = 0,523$; при $d_{r1} = 10 \pm 14 \text{ г/кг}$ $A = 0,367$.

Л и т е р а т у р а

1. Богословский В.Н., Поз М.Я. Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. М., Стройиздат 1982.

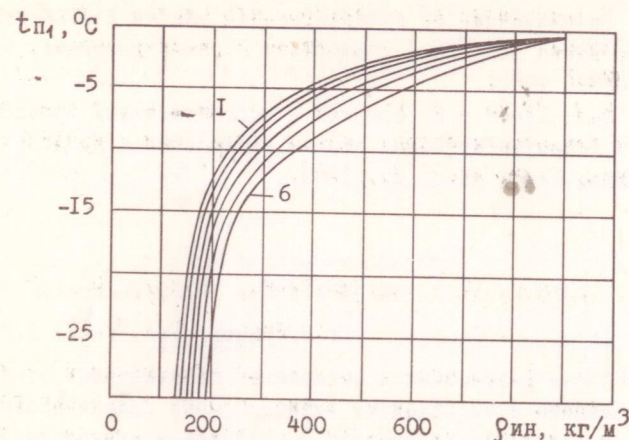


Рис.1. Плотность инея в зависимости от минимальной температуры насадки и скорости воздуха в каналах насадки от 1 до 6 м/с.

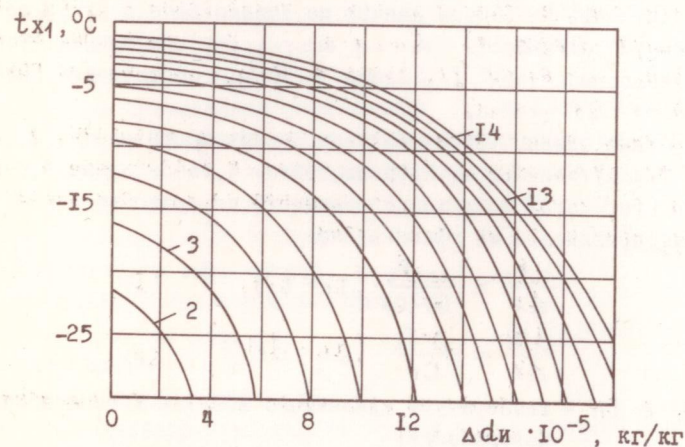


Рис.2. Изменение остаточной разности влагосодержаний в зависимости от температуры холодного воздуха на входе и влагосодержания d_{r1} от 2 до 14 г/кг.

2. Ильин В.П. Рекомендации по проектированию систем вентиляции и кондиционирования воздуха с вращающимися регенераторами. Ташкент, ТашЗНИИЭП 1982.
3. Грановский В.Л. Тепло - массообмен в регенеративных вращающихся сорбирующих теплоутилизаторах систем вентиляции и кондиционирования воздуха. Канд. дисс. М., 1983.

ПЛАСТИНЧАТЫЙ РЕКУПЕРАТИВНЫЙ ТЕПЛОУТИЛИЗАТОР

А.В.Буснов, А.А.Ерзин, Р.Р.Кадыров

В ТашЗНИИЭП был разработан и исследован пластинчатый рекуперативный теплообменник с насадкой из винипластовой каландрированной пленки, который может использоваться в системах приточно-вытяжной вентиляции с агрессивными вредностями. Исследования проводились в режимах сухого теплообмена и с конденсацией влаги.

Экспериментально подтверждено, что коэффициент теплоотдачи по полному теплу удаляемого воздуха d_n в режимах с массообменом можно рассчитывать на основе данных по теплоотдаче в сухом режиме d , используя зависимость $d_n = \xi \cdot d$, которая принимается в расчетах теплообменников /1/. Здесь $\xi = Q_n/Q_a$ - соотношение полного Q_n и явного Q_a тепла.

Разработана физико-математическая модель противоточного пластинчатого теплоутилизатора. Процесс тепло- и массообмена в потоке удаляемого (горячего) воздуха для элемента поверхности описан следующими дифференциальными уравнениями:

$$\frac{dtr}{dx} = \frac{d_r \cdot F_L}{G_r \cdot C_p} \cdot (t_n - tr); \quad (1)$$

$$\frac{ddr}{dx} = \frac{\beta \cdot F_L}{G_r} \cdot (d_n - d_r). \quad (2)$$

- Здесь tr и t_n - температура удаляемого воздуха и теплообменной поверхности;
- d_r и β - коэффициенты тепло- и массообмена в потоке удаляемого воздуха;
- F_L - удельная теплообменная поверхность;
- G_r и C_p - массовый расход и удельная теплоемкость удаляемого воздуха;
- d_r и d_n - влагосодержание удаляемого воздуха в ядре потока и насыщенного на теплообменной поверхности.

Уравнение (1) описывает процесс теплообмена, уравнение (2) - массаобмена на каждом элементе поверхности. Уравнением связи (1) и (2) является зависимость

$$d_n = a + \beta \cdot t_n, \quad (3)$$

β - эмпирические коэффициенты. Теплообмен в потоке приточного (холодного) воздуха на элементе поверхности описывается начальным уравнением

$$\frac{dtx}{dx} = \frac{d_x \cdot F_L}{G_x \cdot C_p} \cdot (t_x - t_n). \quad (4)$$

Уравнениями (1) - (4) решали методом конечных разностей с использованием кусочно-линейной аппроксимации линии насыщенных водян. Результаты расчетов по данной модели, проведенные на ЭВМ, хорошо согласуются с результатами исследований лабораторного образца пластинчатого теплоутилизатора. Разработанная инженерная методика расчета пластинчатых теплоутилизаторов основывается на расчете теплообмена на сухой части теплообменной поверхности и тепло- и массообмена на поверхности, покрытой конденсатом. Предлагаемая методика исключает необходимость применения метода последовательного приближения и графические построения на $T-d$ диаграмме. Результаты расчетов по данной методике и математической модели совпадают в пределах $\pm 5\%$.

На основе проведенной оптимизации /2/ и лабораторных исследований была разработана конструкторская документация на опытные образцы противоточного воздухо-воздушного пластинчатого теплоутилизатора ТП - 5 со следующими техническими характеристиками:

номинальный расход воздуха, м ³ /ч	5000
эффективность теплообмена	0,6
аэродинамическое сопротивление, Па	180
габаритные размеры, мм	2235x1040x841
масса, кг	352
теплообменная поверхность, м ²	195,2

Теплоутилизатор представляет собой противоточный одноходовой теплообменник с плоскопараллельными щелевыми вертикальными каналами шириной 5 мм. Каналы образуются гладкими пластинами и продольными дистанционными прокладками. Теплообменник является модулем, с помощью которого можно компоновать теплоутилизаторы с различной пропускной способностью по воздуху. Сравнительно малое аэродинамическое сопротивление позволяет устанавливать теплоутилизаторы