

# Эффективность и надежность роторных теплообменников в системах вентиляции

Статья посвящена оценке работы роторного теплообменника в условиях регенерации теплоты влажного воздуха. Составлена гипотетическая модель процесса теплообмена между массивом ротора и воздухом. Проведен анализ мероприятий, которые обеспечивают эксплуатацию роторного теплообменника без образования льда. Показано, что наиболее эффективным из них является снижение скорости вращения ротора. Дано расчетное подтверждение, что при этом эффективность регенерации и эффект энергосбережения уменьшаются.

**Ключевые слова:** роторный теплообменник, влажный воздух, теплообмен, теплопередача, лед, скорость вращения ротора, эффективность регенерации, энергосбережение.

SAVELYEV Y. L.

EFFICIENCY AND RELIABILITY OF ROTARY HEAT EXCHANGERS IN THE VENTILATION SYSTEM

*This article is on evaluation of the work of a rotary exchanger under conditions of moist air warmth regeneration. A hypothetical model of heat transfer process between the rotary and air has been made. There has been made analysis of procedures which provide the rotary exchanger exploitation without possible ice formation. It has been shown that the most effective of them is rotary speed reducing. It has been calculated and confirmed that with this the regeneration effectiveness and energy-saving effectiveness decrease.*

**Keywords:** rotary exchanger, moist air, heat exchange, heat transfer, ice, rotary speed, regeneration effectiveness, energy-saving effectiveness.



**Савельев  
Юрий  
Леонидович**

кандидат технических наук,  
профессор,  
научный консультант  
Управления капитального  
строительства  
г. Екатеринбурга  
e-mail: uls1@mail.ru

Стремление к улучшению качества жизни неизбежно порождает рост связанных с этим затрат материальных средств и энергии. В обширном перечне мероприятий, призванных сделать условия жизни людей комфортными, одно из первых мест занимает вентиляция. Обеспечивая комфортные и безопасные условия жизнедеятельности людей, системы вентиляции в то же время являются одними из самых энергозатратных, что обуславливает высокую долю систем вентиляции в объеме эксплуатационных затрат. Если сюда присоединить чрезвычайно высокую плату за подключение к тепловым и электрическим сетям, плохое состояние инженерных коммуникаций, то у инвесторов, потребителей энергии и разработчиков проектов остается один путь: минимизировать затраты энергии, требуемой для формирования комфортной среды.

Впервые мир серьезно заговорил о необходимости поиска эффективных решений, направленных на сокращение затрат теплоты в системах вентиляции и кондиционирования, во второй половине XX в., когда США и Евро-

пу поразил энергетический кризис. Уже тогда было признано, что утилизация теплоты воздуха, удаляемого системами вытяжной вентиляции, — наиболее перспективное и эффективное решение, позволяющее в разы сократить тепловые потоки и годовые расходы теплоты, связанные с функционированием вентиляционных агрегатов. В этом направлении одним из наиболее эффективных устройств являются роторные регенераторы [1].

Следует отметить, что роторные теплообменники-регенераторы первоначально нашли применение в технологических циклах металлургической промышленности и теплоэнергетике. Они были связаны с высокотемпературными циклическими процессами теплообмена [2–4]. Продолжительность циклов нагрева и охлаждения у таких роторов значительна — от нескольких минут до нескольких часов. Причем у ряда конструкций в течение каждого цикла ротор был неподвижен. В теплоэнергетике применялись роторы, которые вращались непрерывно, что позволяло стабилизировать во времени средние температуры греющей и нагреваемой сред, участвующих в теплообмене.

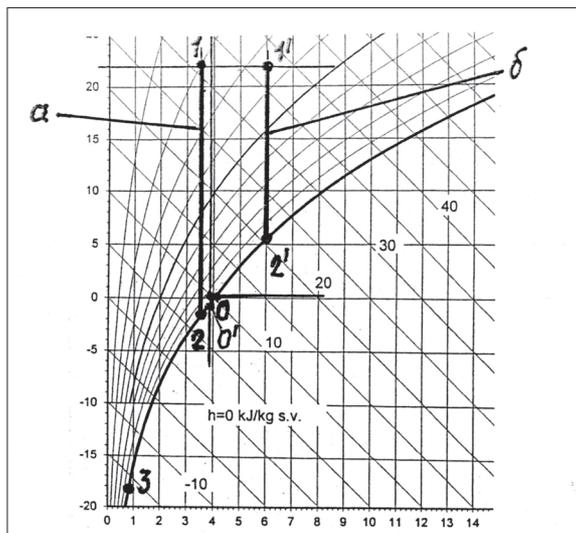


Иллюстрация 1. Процессы охлаждения удаляемого воздуха при контакте с насадкой ротора: а — при  $d < 3,8$  г/кг; б — при  $d > 3,8$  г/кг

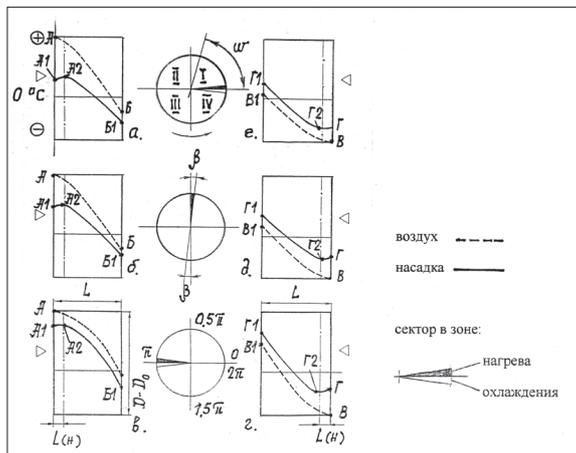


Иллюстрация 2. График изменения температур воздуха и насадок по длине каналов в зависимости от угла поворота ротора

Теплообмен между насадкой ротора и воздухом в системах вентиляции отличается от рассмотренного в [3, 4] по целому ряду особенностей:

- утилизируется низкопотенциальная теплота влажного вентиляционного воздуха, удаляемого из здания;
- для достижения максимального эффекта регенерации низкопотенциальной теплоты интенсивность теплообмена и связанные с ней конструктивные решения выбираются такими, что удаляемый теплый воздух охлаждается до температур, значительно меньших нуля;
- процесс теплообмена между насадкой ротора и воздухом сопряжен с процессом массообмена, выраженным в конденсации водяных паров на поверхности насадки, которая на некоторой своей части имеет температуру ниже точки росы и ниже нуля.

Отсутствие должного внимания к указанным особенностям создает опасность обмерзания ротора и возникновения аварийных ситуаций, вплоть до разрушения ротора.

В соответствии с действующими нормативными документами удаляемый из здания воздух в подавляющем большинстве случаев должен иметь влагосодержание  $d > 3,8$  г/кг. Граничное значение абсолютной влажности  $d = 3,8$  г/кг на  $I - d$  диаграмме влажного возду-

ха соответствует на  $P - T$  диаграмме воды и водяного пара тройной точке с параметрами: температура среды  $T_r = +0,16$  °C; парциальное давление водяного пара  $P_r = 4,58$  мм рт. ст. В области, лежащей ниже изотермы  $T_r = +0,16$  °C на  $P - T$  диаграмме, переход «пар — лед» происходит минуя жидкую фазу. На  $I - d$  диаграмме границей такого перехода (сублимации или десублимации) является линия  $\varphi = 100\%$  в области, лежащей ниже изотермы  $T_r = +0,16$  °C. Из сказанного следует вывод: если луч процесса на  $I - d$  диаграмме пересекает линию  $\varphi = 100\%$  в указанной области, конденсации водяного пара на поверхности насадки ротора не будет. Водяной пар сразу перейдет в иней.

Подобная ситуация свойственна процессам вентиляции помещений, в которых нормативный уровень влажности воздуха в холодный период года не обеспечивается. Если же в помещении поддерживаются нормативные уровни относительной влажности и температуры, то сухой переход «пар — лед» без изменения условий теплообмена между влажным воздухом и материалом ротора обеспечить не удастся. На Иллюстрации 1 показаны для примера процессы, которые характеризуют два крайних состояния ротора, упомянутые выше. Отметим, что здесь лучи процессов отражают характер теплообмена в тонком слое воздуха, непосредственно контактирующем с материалом насадки. Ход процесса по линии  $\varphi = 100\%$  от точки 2' до точки 3 на Иллюстрации 1, б показывает, что область, критическая с точки зрения обмерзания, может иметь незначительные размеры. Образование льда на поверхности насадки будет происходить на коротком участке от точки О до точки О'. Далее пойдет процесс десублимации с образованием инея.

Теоретические исследования, позволяющие определить зоны наибольшей вероятности замерзания влаги в толще ротора, сопряжены с математическими трудностями и до настоящего времени не дают исчерпывающих результатов. Это связано с нестационарным характером процессов, происходящих в роторе, и многофакторностью поставленной задачи. Известные исследования [1, 4, 5], результаты которых нашли практическое применение, базируются на ряде допущений, позволяющих рассматривать роторный регенератор как рекуператор. На их основе с привлечением экспериментальных материалов были созданы методики расчета и конструирования роторов. Однако составить прогноз возникновения и развития процесса обмерзания насадки ротора эти методики не позволяют.

Прежде чем перейти к анализу условий, при которых в толще регенератора образуется лед, составим гипотетическую физическую модель роторного теплообменника. В качестве технического образца будем рассматривать ротор, образованный путем навивания на барабан-основание двух алюминиевых лент: ровной и гофрированной. В результате формируется барабан с сотовой структурой, состоящей из множества мелких трубчатых каналов. Толщина лент обычно составляет  $\delta = (0,1 \div 0,2)$  мм. Эквивалентный диаметр трубки-канала редко превышает 2 мм.

При прогнозировании процесса теплообмена в роторном регенераторе используем следующий прием. Разделим ротор на  $N$  одинаковых секторов с центральным углом  $\beta$  и фронтальной поверхностью  $f_1$ . Количество секторов определим соотношением

$$N = \pi \times D_0 / d_0, \quad (1)$$

где  $D_0$  — диаметр барабана-основания ротора;  $d_0$  — эквивалентный диаметр канала насадки ротора.

Угол  $\beta$  определится как

$$\beta = 2\pi/N. \quad (2)$$

Подобный прием можно считать правомерным, так как между секторами можно всегда провести непроницаемую границу. Концевые эффекты на границах секторов можно считать пренебрежимо малыми. Это обусловлено спирально-сотовой конструкцией современных серийных роторов, применяемых в системах вентиляции.

Площадь фронтальной поверхности  $F_0$ , проникаемая для потока воздуха в области нагрева или охлаждения, определится в виде

$$F_0 = f_1 \times N_1 = \pi \times (D^2 - D_0^2)/8, \quad (3)$$

где  $D$  — наружный диаметр насадки ротора;  $f_1$  — площадь входного сечения сектора;  $N_1 = 0,5 \times N$  — количество секторов, находящихся одновременно в области нагрева или охлаждения, т. е. на половине ротора, обращенной к теплomu или холодному воздуху.

Допустим, что цикл нагрева (охлаждения) проходит путем ступенчатого перемещения сектора из одного положения в другое на угол  $\beta$ . Тогда время, которое сектор находится в каждом конкретном положении, будет равно:

$$\tau_1 = 30/(n \times N_1), \quad (4)$$

где  $n$  — число оборотов ротора в минуту.

Объем воздуха, поступающего внутрь насадки ротора в границах одного сектора за время  $\tau_1$ , будет равен:

$$G_1 = f_1 \times V \times \tau_1, \quad (5)$$

где  $V$  — фронтальная скорость воздуха.

В следующий промежуток времени  $\tau_1$  в выделенный сектор войдет новый объем воздуха с расходом, равным  $G_1$ . Следовательно, за время  $2\tau_1$  в выделенный сектор поступит объем воздуха, равный  $2G_1$ . В окончании цикла объем воздуха, вошедшего в сектор, составит:

$$G_r = N_1 \times G_1. \quad (6)$$

В итоге общий объем воздуха  $G(N)$ , вошедшего в каналы ротора за полное время продолжительности цикла  $\tau(N)$ , определится как сумма членов арифметической прогрессии и составит:

$$G(N) = 0,5 \times G_0 \times (1 + N_1), \quad (7)$$

где  $G_0 = F_0 \times V \times \tau_1$ .

Оценивая характер теплообмена между воздухом и насадкой ротора, следует учесть, что в ряде секторов после их входа в область цикла нагрева (охлаждения) каналы насадки лишь частично заполняются удаляемым (приточным наружным) воздухом. Такая ситуация сохраняется до тех пор, пока не будет выполняться равенство

$$\tau_2 = \tau_1 \times P_i, \quad (8)$$

где  $\tau_2$  — время, за которое поток воздуха со скоростью  $V$  заполнит канал насадки по всей длине  $L$ :

$$\tau_2 = L/V; \quad (9)$$

$P_i$  — число положений сектора, которое он занимает за период от  $\tau = 0$  до  $\tau = \tau_2$ .

Подставляя (4) и (9) в (8), получим:

$$P_i = (L \times n \times N)/(30 \times V). \quad (10)$$

При этом угол, на который повернется ротор, будет равен:

$$\beta_i = \beta \times P_i. \quad (11)$$

При осредненных оптимальных параметрах серийных роторов, наиболее широко применяемых в практике вентиляции:  $V \approx 2$  м/с;  $L \approx 0,2$  м;  $n \approx 6$  об/мин;  $N = 120$ , — величина угла  $\beta_i$  составит  $3,6^\circ$ . Во всем рабочем диапазоне изменения значений  $V$ ,  $n$  и  $N$  величина угла  $\beta_i$  лежит в диапазоне  $\beta \approx (0,9 \div 12)^\circ$ . Приведенные в качестве примера данные показывают, что основная часть ротора находится в зоне активного взаимодействия воздушного потока с материалом насадки.

Переходя к рассмотрению процесса теплообмена, учтем, что скорость и температура воздуха на входе в каждый канал насадки одинаковы. Исходя из конструктивных особенностей ротора и малых размеров сектора допустим, что средние температуры материала и воздуха в границах сектора в каждом его поперечном сечении постоянны и равны средним температурам, относящимся к отдельному каналу. Кроме того, покажем, что в поперечных сечениях каналов температуры на поверхности материала и в центре можно считать равными. Действительно, при  $\delta = 0,1$  мм,  $V = 2$  м/с,  $L = 0,2$  м,  $d_0 = 0,002$  м и ламинарном режиме ( $Re = 308$ ) критерий  $Bi = 0,000936$ , что существенно меньше 0,1. Поэтому, согласно [4], можно считать, что  $Bi \rightarrow 0$ . При тех же параметрах и  $\tau_2 = 0,1$  с критерий  $Fo = 3652$ . Воспользуемся уравнением, приведенным в [4] для случая  $Bi < 0,1$ :

$$\theta_1/\theta_2 = \exp(-Bi \times Fo)/(\cos(\sqrt{Bi}) \times \exp(-Bi \times Fo)). \quad (12)$$

Здесь  $\theta_1$  и  $\theta_2$  — относительные температуры на поверхности и в центре фольги. Подстановка в (12) значений критериев  $Bi$  и  $Fo$  дает:

$$\frac{\theta_1}{\theta_2} \rightarrow 1.$$

Результат справедлив для ламинарного режима течения. Но, как отмечалось в [1], на входе в каналы ротора, изготовленного из тонкой фольги, генерируются мелкие вихри, порождающие турбулентный режим. Кроме того, в настоящее время выпускаются роторы, в которых турбулентность потока вызывается искусственным путем. Выполненный расчет показал, что величины критериев  $Bi$  для турбулентного и ламинарного режимов в нашем случае отличаются не более чем на 1,5%. Это значит, что полученный выше результат справедлив во всех случаях. Следовательно, в каждом поперечном сечении канала температуры на поверхности материала насадки и в центре с точностью, достаточной для инженерных расчетов, могут приниматься равными. Но они изменяются от сечения к сечению, что определяется нестационарным характером процесса.

Построенный с учетом изложенного выше график, прогнозирующий ход процесса теплообмена в роторном регенераторе применительно к системам вентиляции, представлен на Иллюстрации 2. Здесь соотношение начальных и конечных температур воздуха и порядок их величины соответствуют результатам расчетов, выполненных по программам ряда европейских фирм-производителей приточно-вытяжных агрегатов с роторным регенератором. Точки А-А1, Б-Б1, В-В1, Г-Г1 относятся к областям контакта потоков воздуха с материалом

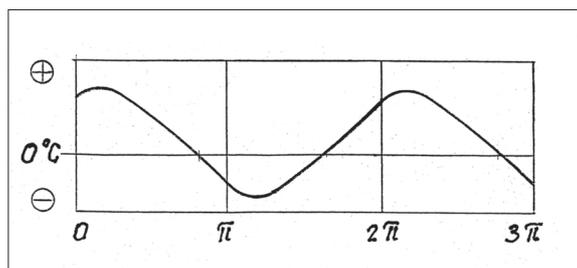


Иллюстрация 3. Температурный график ротора в диапазоне углов поворота от 0 до  $3\pi$

насадки на входе в ротор и выходе из него. Точка А — температура удаляемого воздуха на входе в ротор. Точка Б — температура отработанного воздуха после ротора на выбросе из здания. Точка В — температура наружного воздуха на входе в ротор. Точка Г — температура приточного воздуха на выходе из ротора. Точки А1, Б1, В1, Г1 соответственно характеризуют уровень температур насадки ротора.

Рассмотрим первую половину цикла теплообмена — нагрев насадки.

В начале цикла (Иллюстрация 2, а) разность температур воздуха и материала насадки и интенсивность процесса максимальные. Это объясняется тем, что на начальном участке коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  имеет максимальное значение, которое понижается до постоянной величины на участке стабилизированного теплообмена. За счет этого температура насадки повышается от уровня в точке А1 до некоторого максимального уровня А2. Отметим, что для серийных роторов длина начального участка  $L(n)$ , согласно [4], может составлять в среднем (10÷14) % от толщины ротора  $L$ . Охлаждение удаляемого воздуха приводит к снижению интенсивности теплообмена и смене знака кривизны линии графика температуры ротора в точке А2. Далее (Иллюстрация 2, б, в) идет монотонное понижение обеих температур и сближение линий их графиков до точек Б и Б1. Из графиков Иллюстрации 2, а, б, в следует, что в толще ротора в направлении движения воздуха некоторая часть объема насадки (ближняя ко входу удаляемого воздуха в ротор) всегда имеет положительную температуру. В оставшейся части температуры отрицательные. Соотношение размеров этих зон зависит от соотношения скорости вращения ротора и скорости потока воздуха в каналах насадки.

В точках В и В1 начинается вторая половина цикла — охлаждение насадки ротора и нагрев наружного приточного воздуха (Иллюстрация 2, г, д, е). В этой части характер графиков аналогичен рассмотренному выше. Первоначально наружный воздух охлаждает ближнюю по ходу часть ротора от температуры в точке Г до некоторой минимальной температуры Г2. Далее в направлении до точки Г1 температура насадки повышается. Линия В–Г характеризует нагрев воздуха, так как в этой области второй части цикла температура насадки всегда выше температуры воздуха. Далее начинается новый цикл.

Представленный на Иллюстрации 2 график дает только самое общее представление о характере изменения температур ротора и воздуха. Тем не менее из этой общей картины следуют выводы:

- в границах полного оборота ротора в его толще всегда есть участки, где насадка имеет отрицательную температуру; этот вывод имеет силу при низких отрицательных температурах наружного воздуха;
- график изменения температуры насадки ротора за полный период обращения не претерпевает разрывов

и имеет вид, по форме близкий к синусоиде, как это показано, для примера, на Иллюстрации 3;

- график изменения температуры воздуха за полный период претерпевает разрывы в переходах между циклами нагрева и охлаждения, что и определяет отличие реального ротора от идеального.

Количественной характеристикой этого различия является коэффициент температурной эффективности, рассчитываемый по следующей формуле:

$$\eta = (T - T_1)/(T_2 - T_1), \quad (13)$$

где  $T$  — температура приточного воздуха после регенератора, °С;  $T_1$  — температура наружного приточного воздуха на входе в регенератор, °С;  $T_2$  — температура удаляемого воздуха на входе в регенератор, °С.

Для процессов с конденсацией пользуются коэффициентом энтальпийной эффективности, который определяется по аналогичной (13) формуле:

$$\eta^i = (i - i_1)/(i_2 - i_1), \quad (14)$$

где  $i$  — энтальпия приточного воздуха после регенератора, °С;  $i_1$  — энтальпия приточного воздуха на входе в регенератор, °С;  $i_2$  — энтальпия удаляемого воздуха на входе в регенератор, °С.

При практических расчетах чаще всего пользуются формулой (13), которая обеспечивает приемлемую точность. Справедливость такого подхода объясняется тем, что объемная теплоемкость воздуха в характерном для систем вентиляции диапазоне температур изменяется очень слабо. Кроме того, потоки скрытой теплоты парообразования на сторонах нагрева и охлаждения считаются сбалансированными и потому могут не учитываться.

Современные роторы, выпускаемые различными заводами, характеризуются высокой степенью утилизации теплоты, при которой расчетный коэффициент температурной эффективности может достигать величины  $\eta = (0,7 \div 0,85)$ .

Формулу (13) можно преобразовать с помощью уравнения теплового баланса:

$$Q_1 = Q_2, \quad (15)$$

где  $Q_1 = M_e \times c \times (T_2 - T_3)$ ;  $Q_2 = M_a \times c \times (T - T_1)$ ;  $Q_1$  — количество теплоты, отданное удаляемому воздухом, кДж/с;  $Q_2$  — количество теплоты, воспринятое наружным приточным воздухом, кДж/с;  $M_e$  — масса удаляемого воздуха, кг/с;  $M_a$  — масса приточного воздуха, кг/с;  $c$  — средняя объемная теплоемкость воздуха (кДж/кг × °С);  $T_3$  — температура отработанного удаляемого воздуха после ротора, °С.

В итоге получаем уравнение:

$$\eta = (T_2 - T_3)/(T_2 - T_1), \quad (16)$$

из которого следует:

$$T_3 = T_2 - \eta \times (T_2 - T_1). \quad (17)$$

Формула (16) позволяет оценить целесообразность, возможности и эффективность ряда предложений по обеспечению защиты ротора от обмерзания. Производители и поставщики оборудования зачастую ограничивают информацию о технических характеристиках самыми общими сведениями, не уделяя должного внимания специфике эксплуатации агрегатов с роторным регенератором теплоты при его работе с влажным воздухом

в условиях холодного периода года. В сопроводительной технической документации к поставляемой продукции чаще всего можно встретить лишь рекомендации по защите ротора путем предварительного подогрева холодного приточного воздуха. Это мероприятие у многих компаний, которые производят роторы, упоминается как основное. Причем чаще всего в качестве основного параметра указывается температура наружного воздуха. Диапазон граничных значений составляет  $(-10... -20)$  °С. Компания CLIVET граничные условия предлагает определять для каждого конкретного случая по формуле

$$0,5(T_2 + T_1) \leq 0 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Роль термодинамических параметров удаляемого воздуха никак не оговаривается. Все это создает определенные трудности при проектировании систем и эксплуатации оборудования.

Оценим изменение характеристик роторного регенератора при использовании следующих рекомендуемых мероприятий: предварительный нагрев наружного приточного воздуха, нагрев воздуха, удаляемого из помещения. По аналогии с методикой расчета рекуператоров [6] примем в качестве основного условия обеспечение положительной температуры отработанного воздуха ( $T_3$ ). По рекомендациям [6] эта температура должна составлять:  $T_3 = +2$  °С. Тогда формула (16) принимает вид

$$\eta = (T_2 - 2)/(T_2 - T_1). \quad (18)$$

Зададим начальные условия:  $M_e = M_a = 1$  кг/с; температура наружного воздуха (параметр Б)  $T_a = -32$  °С; температура приточного воздуха, подаваемого в помещение  $T(n) = +20$  °С.

#### А. Предварительный нагрев наружного воздуха

Примем значение температуры удаляемого воздуха равным  $+22$  °С. Рассчитаем параметры регенератора при условии предварительного нагрева наружного воздуха до  $-20$  °С. Подставляя заданные значения в (18), получим:  $\eta = (22 - 2)/(22 + 20) = 0,476$ , что примерно в 1,5 раза ниже максимальной расчетной величины  $\eta$ . Подстановка этого результата в (13) и решение его относительно  $T$  дает:  $T = 0,476 \cdot (22 + 20) - 20 = -0,008$  °С  $\approx 0$  °С. Следует отметить, что приведенная эффективность  $K$ , учитывающая затраты энергии на предварительный нагрев приточного воздуха, будет ниже расчетной величины  $\eta$ . Действительно, согласно расчету, тепловой поток на нагрев приточного воздуха без утилизации теплоты составит при заданных условиях  $Q_0 = 52$  кВт. Тепловой поток на предварительный нагрев наружного воздуха равен  $Q(n) = 12$  кВт. Тепловой поток на нагрев приточного воздуха после ротора  $Q(n) = 20$  кВт. Суммарный тепловой поток имеет величину 32 кВт. Снижение затрат теплоты составит 18 кВт. Приведенный коэффициент эффективности утилизации при предварительном нагреве наружного воздуха определится как  $K = (Q_0 - Q(n) - Q(n))/Q_0 = (18/52) = 0,385$ . Расчеты, сделанные для условий предварительного нагрева до  $-10$  °С и  $-2$  °С, приводят к такому же значению коэффициента  $K$ . Но к такому же результату приходим и тогда, когда предварительный нагрев вообще отсутствует, как это показано в Таблице 1 (значения температур и тепловых потоков округлены до целых единиц).

#### Б. Нагрев удаляемого воздуха перед ротором

Начальные условия такие же, как и в предыдущем случае. Значение температуры удаляемого воздуха при его

Таблица 1

$T_1, ^\circ\text{C}$	$T_3, ^\circ\text{C}$	$\eta$	$Q(n), \text{кВт}$	$Q(n), \text{кВт}$	$Q_0, \text{кВт}$	$Q(n) + Q(n)$	$K$
-32	+2	0,385	0	32	52	32	0,385
-20	+2	0,476	12	20	52	32	0,385
-10	+2	0,625	22	10	52	32	0,385
-2	+2	0,830	30	2	52	32	0,385

Таблица 2

$\eta$	$T_2, ^\circ\text{C}$	$T, ^\circ\text{C}$	$Q(y), \text{кВт}$	$Q(n), \text{кВт}$	$Q_0, \text{кВт}$	$Q(y) + Q(n)$	$K_1$
0,385	23	-11	1	31	52	32	0,385
0,476	33	-1	11	21	52	32	0,385
0,615	54	+20	32	0	52	32	0,385

Таблица 3

$T_1, ^\circ\text{C}$	$T_3, ^\circ\text{C}$	$T, ^\circ\text{C}$	$\eta$	$Q(n), \text{кВт}$	$Q_0, \text{кВт}$	$Q(o) + Q(n)$	$K_2$
-32	+2	-12	0,385	32	52	20	0,385
-20	+2	0	0,476	20	40	20	0,5
-10	+2	+10	0,625	10	30	20	0,667
0	+2	+19,99	0,909	0,01	52	51,99	0,999

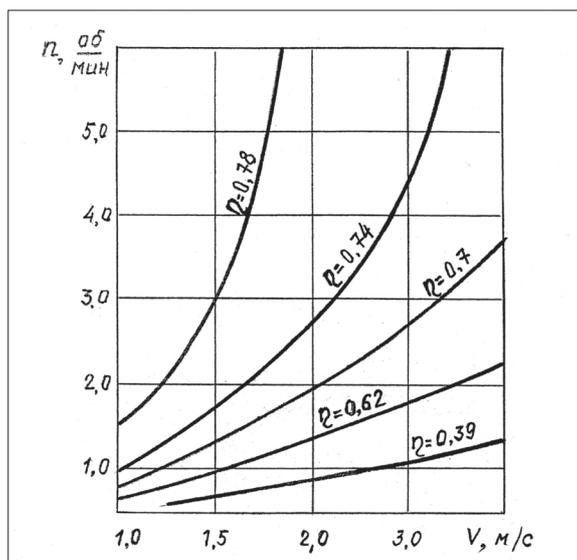


Иллюстрация 4. Изменение коэффициента температурной эффективности регенератора (η) от скорости вращения ротора (n) и фронтальной скорости воздуха (V)

нагреве перед входом в ротор определим из уравнения (17):

$$T_2 = (T_3 - \eta \times T_a) / (1 - \eta). \quad (19)$$

При нагреве удаляемого воздуха перед ротором приведенный коэффициент эффективности утилизации теплоты определяется в виде

$$K_1 = (Q(y) + Q(n)) / Q_0, \quad (20)$$

где  $Q(y)$  — тепловой поток на нагрев удаляемого воздуха.

Расчеты проведем, задавая значения коэффициента эффективности регенератора в пределах, указанных в Таблице 1. Полученные результаты сведены в Таблицу 2 (значения температур и тепловых потоков округлены до целых единиц).

Оба рассмотренных варианта характеризуются тем, что ни в одном из них гарантированная защита от замерзания не обеспечивается без необходимого снижения эффективности регенерации теплоты. Снижение эффективности достигается, прежде всего, уменьшением числа оборотов ротора. Эта функция в алгоритме управления ротором упоминается, например, в технической документации оборудования фирм REMAK и SWEGON. На Иллюстрацию 4 приведен график зависимости коэффициента температурной эффективности от скорости вращения ротора и фронтальной скорости воздуха, предоставленный компанией SWEGON.

#### В. Без дополнительных тепловых потоков

Рассмотрим отдельно вариант работы роторного регенератора без дополнительного подогрева воздуха. Здесь будем оценивать влияние только изменения числа оборотов. Начальные условия примем те же, что и выше. Приведенный коэффициент эффективности в этом случае имеет вид:  $K_2 = (Q_0 - Q(n)) / Q_0$ . Результаты расчетов приведены в Таблице 3 (значения температур и тепловых потоков округлены до целых единиц).

Данные Таблицы 3 убедительно доказывают оптимальность последнего варианта защиты ротора от об-

мерзания. При известной зависимости  $\eta = \Phi(n; V; T_a)$  реализация алгоритма управления скоростью вращения ротора не представит особых сложностей.

#### Заключение

В заключение сформулируем выводы:

- 1 При работе роторного регенератора в условиях отрицательных температур наружного воздуха и влажносте содержания удаляемого воздуха выше 3,8 г/кг в первой четверти оборота ротора (угол поворота  $\omega = [0 \div 0,5\pi]$ ) наиболее вероятно опасность образования наледи на поверхности материала насадки. У роторов с гигроскопичным покрытием в зону повышенного риска попадает и 3-я четверть. Возможные зоны обмерзания располагаются ближе к плоскости входа наружного воздуха в ротор. Протяженность этих зон незначительна.
- 2 Предварительный подогрев наружного воздуха или перегрев удаляемого воздуха не могут гарантировать безусловную защиту ротора от обмерзания. В качестве дополнительной меры в этих случаях необходимо предусматривать снижение числа оборотов ротора. При этом приведенная (реальная) эффективность регенератора не зависит от величины дополнительных тепловых потоков и находится на минимальном уровне.
- 3 Снижение числа оборотов ротора может рассматриваться как необходимое и достаточное условие для защиты ротора от обмерзания. При снижении числа оборотов объем приточного воздуха может быть сохранен на расчетном уровне. Температурный и приведенный коэффициенты эффективности в этом случае практически одинаковы и изменяются от минимальных до максимальных значений в зависимости от температуры наружного воздуха. Средняя за отопительный сезон энергетическая эффективность этого варианта гораздо выше, чем у вариантов с дополнительными тепловыми потоками.
- 4 Реализация решения по защите ротора от обмерзания путем снижения числа оборотов возможна, если установлена зависимость температурной эффективности регенератора от скорости вращения ротора, фронтальной скорости воздуха и температуры наружного воздуха.

#### Список использованной литературы

- 1 Баркалов Б. В., Карпис Е. Е. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях (основы проектирования и расчета). М., 1971.
- 2 Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. М., 1973.
- 3 Мигай В. К. и др. Регенеративные вращающиеся воздухонагреватели. Л., 1971.
- 4 Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. М., 1969.
- 5 Эксплуатация и обслуживание агрегата GOLD RX/PX/CX/SD, версия D. RU. Инструкция завода SWEGON (Швеция). 2012. С. 37.
- 6 Кокорин О. Я. Современные системы кондиционирования воздуха. М., 2003.