

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF108667>

Модифицированный метод эффективность-NTU ($m-\epsilon$ -NTU) для расчёта воздухоохладителей в режиме с влаговываждением или инеевыпаждением. Часть III

В.А. Портнягин

Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет), Москва, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Разработан новый метод расчётов, применимый к воздухоохладителям, работающим в «сухом» (без влаговываждения и инеевыпаждения), «мокром» (с влаговываждением или инеевыпаждением на всей поверхности) или комбинированном (с влаговываждением или инеевыпаждением на части поверхности) режимах, как для противоточных и прямоточных воздухоохладителей без фазового перехода охлаждающей среды, так и для случаев с её фазовым переходом. К преимуществам разработанного метода можно отнести: его универсальность; учёт влияния влаговываждения и инеевыпаждения на процесс теплообмена; возможность применения как к конструкторским, так и к поверочным расчётам; низкую алгоритмическую сложность (за счёт отсутствия необходимости в разбиении теплообменного аппарата на отдельные сегменты для расчёта, а также отсутствие итеративных вычислений для определения доли сухой поверхности теплообмена в комбинированном режиме работы) и, как следствие, высокую скорость выполнения расчётных программ.

В третьей части статьи описан метод расчёта воздухоохладителей, работающих в «мокром» и комбинированном режимах. Приведён критерий перехода от «мокрого» режима работы воздухоохладителя к комбинированному. В случае с комбинированным режимом показано, что для противоточных воздухоохладителей доля сухой поверхности теплообмена может быть выражена напрямую, что помогает избежать итеративных вычислений и уменьшить время выполнения расчётных программ.

Обоснование. Имеется необходимость в наличии универсального метода расчёта воздухоохладителей, применимого как к конструкторским, так и к поверочным расчётам, учитывающего влияние влаговываждения и инеевыпаждения на процесс теплообмена и позволяющего быстро выполнять большое количество расчётов для моделирования работы систем холодоснабжения и кондиционирования воздуха без значимой потери точности. Метод расчёта, удовлетворяющий всем вышеназванным критериям, отсутствует как в отечественной, так и в зарубежной литературе.

Цель — создание универсального метода расчёта воздухоохладителей, применимого как к конструкторским, так и к поверочным расчётам, учитывающего влияние влаговываждения и инеевыпаждения на процесс теплообмена и позволяющего быстро выполнять большое количество расчётов для моделирования работы систем холодоснабжения и кондиционирования воздуха без значимой потери точности.

Методы. Разработанный метод расчёта воздухоохладителей основан на классическом подходе ϵ -NTU (эффективность — число единиц переноса теплоты) и является его адаптацией, позволяющей учесть влияние процесса влаговываждения и инеевыпаждения на процесс теплообмена, а также дополнить расчёт (в т.ч. комбинированного режима работы воздухоохладителя) без разбиения теплообменного аппарата на отдельные сегменты. Оценка погрешности расчётов, выполненных с использованием разработанного метода, производилась путём сравнения полученных расчётных величин тепловой мощности аппарата с теми же величинами, вычисленными с использованием метода посегментного разбиения, для множества режимов работы (включая комбинированный).

Результаты. Сравнение с методом посегментного разбиения теплообменного аппарата показало хорошую сходимость результатов расчётов при многократном сокращении времени их выполнения. Значение отклонения расчётной величины тепловой мощности, вычисленной с использованием разработанного метода, от той же величины, вычисленной при помощи метода посегментного разбиения, в среднем составило 3,23% по модулю и не превышало 4,5% по модулю. При разбиении теплообменного аппарата на 40 сегментов время выполнения расчётных программ возрастает приблизительно в 18 раз по сравнению с использованием разработанного метода, что можно назвать существенным преимуществом последнего.

Заключение. Разбиение теплообменного аппарата на сегменты для расчёта не приводит к значимому повышению их точности по сравнению с новым методом, благодаря чему можно заключить, что разработанный модифицированный метод эффективность-NTU ($m-\epsilon$ -NTU) может широко использоваться в целях подбора воздухоохладителей, их поверочных и конструкторских расчётов.

Ключевые слова: массообмен; воздухоохладители; трубчато-ребристые теплообменные аппараты; охлаждение влажного воздуха; влаговываждение; инеевыпаждение; метод эффективность-NTU.

Как цитировать:

Портнягин В.А. Модифицированный метод эффективность-NTU ($m-\epsilon$ -NTU) для расчёта воздухоохладителей в режиме с влаговываждением или инеевыпаждением. Часть III // Холодильная техника. 2021. Т. 110, № 3. С. 155–162. DOI: <https://doi.org/10.17816/RF108667>

Рукопись получена: 09.06.2022

Рукопись одобрена: 14.09.2022

Опубликована онлайн: 28.10.2023

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF108667>

Modified efficiency-NTU method ($m-\epsilon$ -NTU) for calculating air coolers in dehumidifying or frost conditions. Part III

Vladimir A. Portyanikhin

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

ABSTRACT

A new calculation method that is applicable to air coolers operating in «dry» (without dehumidification and frosting), «wet» (with dehumidification or frosting on the entire surface), or combined (with dehumidification or frosting on part of the surface) conditions has been developed for counterflow and parallel-flow air coolers without phase transition of the cooling fluid and for cases with phase transition. The advantages of the developed method include the following: its versatility; consideration of the effect of dehumidification and frosting on the heat exchange process; the possibility of application to design and verification calculations; and low algorithmic complexity (due to the absence of the need to divide the heat exchanger into separate segments for calculation, as well as the absence of iterative calculations to determine the proportion of the dry heat exchange surface in the combined operating mode), resulting in the high speed execution of calculation programs.

The third part of the article describes a method for calculating air coolers operating in «wet» and combined conditions. The transition criterion from the «wet» operating mode of the air cooler to the combined mode is provided. In the case of the combined operating mode, for counterflow air coolers, the proportion of the dry heat exchange surface can be directly expressed, which helps to avoid iterative calculations and reduce the execution time of calculation programs.

BACKGROUND: A universal method for calculating air coolers that is applicable to design and verification calculations is necessary. The method considers the influence of dehumidification and frosting on the heat exchange process and allows the quick performance of a large number of calculations to simulate the operation of refrigeration and air conditioning systems without significant loss of accuracy. A calculation method that addresses all the above-mentioned criteria is unavailable in domestic and foreign literature.

AIMS: This study aims to develop a universal method for calculating air coolers that is applicable to design and verification calculations. This method considers the influence of dehumidification and frosting on the heat exchange process and allows the quick performance of a large number of calculations to simulate the operation of refrigeration and air conditioning systems without significant loss of accuracy.

MATERIALS AND METHODS: The developed method of calculating air coolers is based on the classical approach of ϵ -NTU (efficiency – the number of heat transfer units) and is its adaptation, allowing to consider the influence of dehumidification and frosting on the heat exchange process and perform the calculation (including the combined operating mode of the air cooler) without dividing the heat exchanger into separate segments. The estimation of the error of calculations performed using the developed method was conducted by comparing the calculated values of the thermal power of the device with the same values calculated using the segmented division method for a variety of operating modes (including combined).

RESULTS: Comparison with the segmented division method of the heat exchanger demonstrated good convergence of the calculation results with multiple reductions in their execution time. The deviation value of the calculated value of the thermal power computed using the developed method from the same value computed using the segmented division method averaged 3.23% modulo and did not exceed 4.5% modulo. When the heat exchanger is divided into 40 segments, the execution time of the calculation programs increases approximately 18 times compared to using the developed method, which can be called a significant advantage of the latter.

CONCLUSION: The division of the heat exchanger into segments for calculation does not lead to a significant increase in their accuracy compared to the new method. Therefore, the developed $m-\epsilon$ -NTU method can be widely used for the selection of air coolers, their verification and design calculations.

Keywords: heat transfer; mass transfer; air coolers; fin-and-tube heat exchangers; cooling of humid air; dehumidifying conditions; frost conditions; efficiency-NTU method.

To cite this article:

Portyanikhin VA. Modified efficiency-NTU method ($m-\epsilon$ -NTU) for calculating air coolers in dehumidifying or frost conditions. Part III. *Refrigeration Technology*. 2021;110(3):155–162. DOI: <https://doi.org/10.17816/RF108667>

Received: 09.06.2022

Accepted: 14.09.2022

Published online: 28.10.2023

ВВЕДЕНИЕ

В предыдущей части статьи [1] приведены основные расчётные зависимости, а также описан метод расчёта воздухоохладителей, работающих в «сухом» режиме (без влаговыпадения и инеевыпадения). На практике гораздо чаще встречаются режимы работы, сопровождающиеся массообменом — «мокрый» (с влаговыпадением или инеевыпадением на всей поверхности) или комбинированный (с влаговыпадением или инеевыпадением на части поверхности), о которых и пойдёт речь в настоящей статье.

Процесс массообмена «забирает на себя» часть тепловой мощности ТООА, называемой — *скрытой* теплотой, которая идёт на изменение агрегатного состояния водяного пара, растворённого в воздухе. Таким образом, *полная* тепловая мощность ТООА формируется из *явной* и *скрытой* теплоты. Первая часть характеризует снижение температуры влажного воздуха, а вторая — снижение его абсолютного влагосодержания.

Как упоминалось ранее, при температуре теплообменной поверхности ниже или равной температуре точки росы влажного воздуха на входе происходит процесс конденсации водяных паров (влаговыпадение), а при температуре поверхности ниже или равной 0,01 °С (температура тройной точки воды) начинается кристаллизация водяного конденсата или же десублимация водяных паров (инеевыпадение). Влаговыпадение и инеевыпадение значительно влияет на процесс теплообмена в первую очередь из-за огромной теплоты парообразования воды — около 2500 кДж/кг.

«МОКРЫЙ» РЕЖИМ

«Мокрый» режим сопровождается влаговыпадением или инеевыпадением на всей теплообменной поверхности аппарата со стороны воздушного потока. Зависимости, представленные в данной части, получены при следующих предположениях:

- критерий Льюиса для воздуха, определяющий соотношение тепло- и массоотдачи — $Le \equiv \alpha / \beta / \bar{c}_p = 1$, где β — коэффициент массоотдачи, кг/с/м²;
- тепловой поток в результате слива конденсата с поверхности теплообмена в окружающую среду пренебрежимо мал и не учитывается в уравнениях теплового баланса.

В «сухом» режиме движущим потенциалом теплообмена является разность температур, а в «мокрый» режиме — разность энтальпий [2]. Данный подход позволяет корректно учитывать влияние влаговыпадения и инеевыпадения на процесс теплообмена.

Тогда основное уравнение теплопередачи для «мокрого» режима, где все энтальпии являются *локальными* по ходу сред, можно принять в виде:

$$\frac{h_{s,wall,c} - h_{s,c}}{R_{c,wet}} = \frac{h_{s,wall,h} - h_{s,wall,c}}{R_{wall,wet}} = \frac{h_h - h_{s,wall,h}}{R_{h,wet}}, \quad (III.1)$$

где $h_{s,c}$, $h_{s,wall,c}$ и $h_{s,wall,h}$ — удельные энтальпии влажного воздуха на линии насыщения при температурах T_c , $T_{wall,c}$ и $T_{wall,h}$, соответственно, Дж/кг; h_h — удельная энтальпия влажного воздуха, Дж/кг.

Уравнение для определения коэффициента теплопередачи для «мокрого» режима [2]:

$$\frac{1}{k_{wet} A} = \frac{1}{k_{c,wet} A_c} = \frac{1}{k_{h,wet} A_h} = \frac{R_{c,wet}}{\frac{b'_c}{\alpha_c A_c} + \frac{b'_c R_{f,c}}{A_c} + \underbrace{\frac{b'_{wall} \ln(D_o/D_i)}{2\pi \lambda_i L} + \frac{b'_{wall} \ln(D_c/D_o)}{2\pi \lambda_f L}}_{R_{wall,wet}} + \underbrace{\frac{b'_h R_{f,h}}{\eta_{h,wet} A_h} + \frac{b'_h}{\alpha_{h,wet} \eta_{h,wet} A_h}}_{R_{h,wet}}}, \quad (III.2)$$

где $\alpha_{h,wet}$ — коэффициент теплоотдачи воздуха в «мокрый» режиме, Вт/м²/К; $\eta_{h,wet}$ — КПД оребренной поверхности в «мокрый» режиме; b'_c , b'_{wall} и b'_h — частные производные удельной энтальпии влажного воздуха на линии насыщения по температуре при постоянном давлении $\left(\frac{\partial h_s}{\partial T}\right)_p$, взятые следующим обра-

зом: b'_c — на отрезке $[\bar{T}_c; \bar{T}_{wall,c}]$, b'_{wall} — на отрезке $[\bar{T}_{wall,c}; \bar{T}_{wall,h}]$, а b'_h — в точке $\bar{T}_{wall,h}$, Дж/кг/К; $\bar{T}_c$, $\bar{T}_{wall,c}$ и $\bar{T}_{wall,h}$ — средние значения T_c , $T_{wall,c}$ и $T_{wall,h}$, соответственно, К.

Значения $\bar{T}_{wall,c}$ и $\bar{T}_{wall,h}$ не могут быть известными заранее, поэтому их необходимо определять итеративно, используя формулы (III.8) и (III.9).

Так как нелинейность зависимости удельной энтальпии насыщенного влажного воздуха от температуры на небольших отрезках пренебрежимо мала:

$$b'_c = \frac{h_s(\bar{T}_{wall,c}) - h_s(\bar{T}_c)}{\bar{T}_{wall,c} - \bar{T}_c}; \quad (III.3)$$

$$b'_{wall} = \frac{h_s(\bar{T}_{wall,h}) - h_s(\bar{T}_{wall,c})}{\bar{T}_{wall,h} - \bar{T}_{wall,c}}; \quad (III.4)$$

$$b'_h = \lim_{\Delta T \rightarrow 0} \frac{h_s(\bar{T}_{wall,h} + \Delta T) - h_s(\bar{T}_{wall,h})}{\Delta T}, \quad (III.5)$$

где h_s — уд. энтальпия влажного воздуха на линии насыщения при заданной температуре (в скобках), Дж/кг.

Теплофизические свойства влажного воздуха можно определить с помощью открытой библиотеки CoolProp [3], которая использует зависимости из стандарта ASHRAE RP-1485 [4]. С другой стороны, можно напрямую применить уравнения состояния, рассматривающие влажный воздух как идеальную [5,6], так и реальную смесь газов (более точно) [4].

КПД оребренной поверхности при влаговыпадении $\eta_{h,wet}$ можно определить, используя формулы для «сухого» режима работы, однако параметр ребра m вычисляется уже с использованием $\alpha_{h,wet}$:

$$\alpha_{h,wet} = \begin{cases} \left(\frac{\bar{c}_{p,h}}{b'_h \alpha_{h,dry}} + \frac{\delta_{water}}{\lambda_{water}} \right)^{-1}, & \text{при влаговыпадении;} \\ \left(\frac{\bar{c}_{p,h}}{b'_h \alpha_{h,dry}} + \frac{\delta_{frost}}{\lambda_{frost}} \right)^{-1}, & \text{при инссыпадении.} \end{cases} \quad (III.6)$$

В (III.6) δ_{water} и λ_{water} — толщина водяной плёнки и её средняя теплопроводность при температурах стенки соответственно. Согласно [7] δ_{water} обычно составляет около 0,005–0,1 мм; а величина $\delta_{water}/\lambda_{water}$ — около 0,5–5 % от $\bar{c}_{p,h}/b'_h/\alpha_{h,dry}$, поэтому зачастую ей пренебрегали в предыдущих исследованиях. А δ_{frost} и λ_{frost} — толщина слоя инея, которая существенно зависит от режима работы установки и цикла оттайки, и его средняя теплопроводность соответственно. В соответствии с [8] величина λ_{frost} находится в диапазоне от 0,15 до 0,3 Вт/м/К, а при частых оттаиваниях её можно принимать равной 0,15 Вт/м/К.

Водяные эквиваленты в «мокрое» режиме вычисляются согласно:

$$\begin{aligned} C_{h,wet} &\equiv m_h; \\ C_{c,wet} &\equiv \frac{m_c \bar{c}_{p,c}}{b'_c}. \end{aligned} \quad (III.7)$$

По аналогии с «сухим» режимом работы, из основного уравнения теплопередачи (III.1) и определения чисел единиц переноса теплоты, температура стенки в «мокрое» режиме со стороны воздушного потока и охлаждающей среды соответственно (в любой точке по ходу сред) может быть определена по соответствующей ей удельной энтальпии насыщенного влажного воздуха (с помощью [3], [5,6] или [4]):

$$\begin{aligned} h_{s,wall,h} &= h_h - \frac{C_{min,wet}}{C_{h,wet}} \frac{NTU_{wet}}{NTU_{h,wet}} (h_h - h_{s,c}) F; \\ h_{s,wall,c} &= \\ &= h_h - \frac{C_{min,wet}}{C_{h,wet}} \frac{NTU_{wet}}{NTU_{h,wet}} \frac{R_{h,wet} + R_{wall,wet}}{R_{h,wet}} (h_h - h_{s,c}) F. \end{aligned} \quad (III.9)$$

Тепловая мощность в «мокрое» режиме:

$$Q_{wet} = \varepsilon_{wet} C_{min,wet} (h_{h,1} - h_{s,c,1}), \quad (III.10)$$

где $h_{h,1}$ — удельная энтальпия влажного воздуха на входе в ТОА, Дж/кг; $h_{s,c,1}$ — удельная энтальпия влажного воздуха на линии насыщения при температуре $T_{c,1}$, Дж/кг.

Параметры рабочих веществ на выходе из аппарата:

$$\begin{aligned} h_{h,2} &= h_{h,1} - \frac{Q_{wet}}{m_h} = \\ &= \begin{cases} h_{h,1} - \varepsilon_{wet} (h_{h,1} - h_{s,c,1}), & C_{min,wet} = C_{h,wet}; \\ h_{h,1} - \varepsilon_{wet} C_{r,wet} (h_{h,1} - h_{s,c,1}), & C_{min,wet} = C_{c,wet}; \end{cases} \end{aligned} \quad (III.11)$$

$$\begin{aligned} T_{c,2} &= T_{c,1} + \frac{Q_{wet}}{m_c \bar{c}_{p,c}} = \\ &= \begin{cases} T_{c,1} + \varepsilon_{wet} \frac{m_h}{m_c \bar{c}_{p,c}} (h_{h,1} - h_{s,c,1}), & C_{min,wet} = C_{h,wet}; \\ T_{c,1} + \varepsilon_{wet} \frac{h_{h,1} - h_{s,c,1}}{b'_c}, & C_{min,wet} = C_{c,wet}; \end{cases} \end{aligned} \quad (III.12)$$

где $h_{h,2}$ — удельная энтальпия влажного воздуха на выходе из ТОА, Дж/кг.

Введём величину «эффективной» температуры стенки $T_{wall,e}$, которая неизменна по ходу воздуха. Так как $T_{wall,e} = const$, удельная энтальпия насыщенного влажного воздуха, соответствующая эффективной температуре стенки:

$$\begin{aligned} Q_{wet} &\equiv m_h (h_{h,1} - h_{h,2}) = \\ &= [1 - \exp(-NTU_{h,wet})] m_h (h_{h,1} - h_{s,wall,e}) \Leftrightarrow \\ &\Leftrightarrow h_{s,wall,e} = h_{h,1} - \frac{h_{h,1} - h_{h,2}}{1 - \exp(-NTU_{h,wet})} \end{aligned} \quad (III.13)$$

Найдя $h_{s,wall,e}$ по (III.13), можно определить и $T_{wall,e}$, прибегнув к упомянутым ранее способам ([3], [5,6] или [4]).

Справедливы следующие выражения:

$$\begin{aligned} Q_{wet} &= m_h \left(\frac{\partial h_h}{\partial T} \right)_p (T_{h,1} - T_{h,2}) = \left(\frac{\partial h_h}{\partial T} \right)_p \frac{\Delta T_{ln,wall}}{R_{h,wet}}, \\ \Delta T_{ln,wall} &= \frac{T_{h,1} - T_{h,2}}{\ln \left(\frac{T_{h,1} - T_{wall,e}}{T_{h,2} - T_{wall,e}} \right)}, \end{aligned} \quad (III.14)$$

где $\left(\frac{\partial h_h}{\partial T}\right)_p$ — частная производная удельной энтальпии

по температуре при постоянном давлении (изобарная теплоемкость воздуха при влаговывападении), Дж/кг/К; $\Delta T_{ln,wall}$ — средняя логарифмическая разность между температурами воздуха и эффективной температурой стенки $T_{wall,e}$, К.

Из (III.14) и определения чисел единиц переноса теплоты получим температуру воздуха на выходе:

$$NTU_{h,wet} = \frac{T_{h,1} - T_{h,2}}{\Delta T_{ln,wall}} = \ln \left(\frac{T_{h,1} - T_{wall,e}}{T_{h,2} - T_{wall,e}} \right) \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow T_{h,2} = T_{wall,e} + (T_{h,1} - T_{wall,e}) \exp(-NTU_{h,wet}) \quad (III.15)$$

Найдя удельную энтальпию влажного воздуха на выходе по (III.11) и его температуру по (III.15), можно вычислить относительную влажность с целью определения объема выпавшей влаги в процессе охлаждения. Альтернативно параметры влажного воздуха на выходе из ТОА можно определить с помощью его абсолютного влагосодержания:

$$d_{h,2} \cong d_{s,wall,e} + (d_{h,1} - d_{s,wall,e}) \exp(-NTU_{h,wet}), \quad (III.16)$$

где $d_{h,1}$ и $d_{h,2}$ — абсолютные влагосодержания воздуха на входе и выходе из ТОА, соответственно, кг/кг с.в.; $d_{s,wall,e}$ — абсолютное влагосодержание насыщенного влажного воздуха, соответствующее $T_{wall,e}$, кг/кг с.в.

Далее необходимо вычислить температуру стенки со стороны воздушного потока на его входе и выходе по формуле (III.8), учитывая схему течения. Если хотя бы одна из полученных температур выше температуры точки росы воздуха на входе, какая-то часть поверхности ТОА остается сухой, при этом оставшаяся часть — мокрой. В таком случае после-

дующие расчеты необходимо проводить для комбинированного режима работы.

КОМБИНИРОВАННЫЙ РЕЖИМ

В комбинированном режиме на части поверхности теплообмена происходит процесс конденсации водяных паров, а оставшаяся часть — остается сухой.

Определение доли сухой поверхности теплообмена $f_{dry} \equiv A_{h,dry}/A_h$ сводится к нахождению её точки с температурой, равной температуре точки росы влажного воздуха на входе. Очевидно, что в общем случае $0 \leq f_{dry} \leq 1$. По определению, доля мокрой поверхности теплообмена: $f_{wet} \equiv 1 - f_{dry}$.

Браун в своей диссертации [9] и статье [10] показал, что комбинированный режим предполагает итеративные вычисления, что неизбежно увеличивает время выполнения расчетных программ. Во избежание этого им предлагается заменить комбинированный режим на «сухой» или «мокрый» (с наибольшей тепловой мощностью), что приводит к удовлетворительной погрешности расчетов.

Как будет показано далее, значение f_{dry} может быть выражено напрямую для ТОА с противоточной схемой течения или кипящей при постоянной температуре охлаждающей средой, так как сухой участок поверхности теплообмена в таком случае гарантированно будет находиться на входе воздушного потока. В остальных случаях f_{dry} необходимо определять итеративно или следовать рекомендациям Брауна, описанным выше.

В комбинированном режиме необходимо рассмотреть оба участка аппарата по отдельности, как два установленных друг за другом ТОА. Число единиц переноса теплоты прямо пропорционально площади теплообменной поверхности, поэтому для сухого и мокрого участков оно может быть определено с помощью умножения NTU_{dry} и NTU_{wet} , отнесенных к полной поверхности, на f_{dry} и f_{wet} соответственно.

Тогда выражения, определяющие эффективность процесса теплообмена, преобразуются следующим образом для сухой части поверхности:

$$\varepsilon_{dry} = \begin{cases} \frac{1 - \exp[-f_{dry} NTU_{dry} (1 - C_{r,dry})]}{1 - C_{r,dry} \exp[-f_{dry} NTU_{dry} (1 - C_{r,dry})]}, & C_{r,dry} < 1; \\ \frac{f_{dry} NTU_{dry}}{1 + f_{dry} NTU_{dry}}, & C_{r,dry} = 1; \end{cases} \quad (III.17)$$

$$\varepsilon_{dry} = 1 - \exp(-f_{dry} NTU_{dry}). \quad (III.18)$$

Аналогично, — для мокрой части поверхности:

$$\varepsilon_{wet} = \begin{cases} \frac{1 - \exp[-f_{wet} NTU_{wet} (1 - C_{r,wet})]}{1 - C_{r,wet} \exp[-f_{wet} NTU_{wet} (1 - C_{r,wet})]}, & C_{r,wet} < 1; \\ \frac{f_{wet} NTU_{wet}}{1 + f_{wet} NTU_{wet}}, & C_{r,wet} = 1; \end{cases} \quad (III.19)$$

$$\varepsilon_{wet} = 1 - \exp(-f_{wet} NTU_{wet}). \quad (III.20)$$

Тепловая нагрузка сухой части поверхности вычисляется согласно:

$$\begin{aligned} Q_{dry} &= \varepsilon_{dry} C_{min,dry} (T_{h,1} - T_{c,x}); \\ T_{h,x} &= T_{h,1} - \frac{Q_{dry}}{C_{h,dry}}; \quad T_{c,x} = T_{c,2} - \frac{Q_{dry}}{C_{c,dry}}, \end{aligned} \quad (III.21)$$

где $T_{h,x}$ и $T_{c,x}$ — температуры воздуха и охлаждающей среды в точке, где начинается процесс влаговыпадения, соответственно, К.

Так как изначально они не известны, дальнейшие зависимости целесообразно выражать без их прямого использования.

Из (III.21) получим:

$$Q_{dry} = \frac{\varepsilon_{dry} C_{min,dry} (T_{h,1} - T_{c,2})}{1 - \varepsilon_{dry} \frac{C_{min,dry}}{C_{c,dry}}}. \quad (III.22)$$

Из (III.21) и формулы для определения температуры стенки со стороны влажного воздуха для «сухого» режима можно также выразить тепловую нагрузку сухой части поверхности:

$$\begin{aligned} Q_{dry} &= \frac{(y-1) T_{h,1} - y T_{c,2} + T_{dew}}{\frac{y-1}{C_{h,dry}} - \frac{y}{C_{c,dry}}}, \\ y &= \frac{C_{min,dry} NTU_{dry}}{C_{h,dry} NTU_{h,dry}}, \end{aligned} \quad (III.23)$$

где T_{dew} — температура точки росы воздуха на входе, К.

Приравняв выражения (III.22) и (III.23), получим ε_{dry} для противоточной схемы течения:

$$\varepsilon_{dry} = \frac{(y-1) T_{h,1} - y T_{c,2} + T_{dew}}{C_{min,dry} \left[(y-1) \frac{T_{h,1} - T_{c,2}}{C_{h,dry}} - \frac{T_{h,1} - T_{dew}}{C_{c,dry}} \right]}. \quad (III.24)$$

В случае кипения охлаждающей среды при постоянной температуре ($T_c = T_{c,1} = T_{c,2}$) её водяной эквивалент стремится к бесконечности ($C_{c,dry} \rightarrow \infty$). Следовательно, $(T_{h,1} - T_{dew})/C_{c,dry} = 0$ и $C_{min,dry} = C_{h,dry}$.

Тогда (III.24) преобразуется следующим образом:

$$\varepsilon_{dry} = \frac{(y-1) T_{h,1} - y T_c + T_{dew}}{(y-1)(T_{h,1} - T_c)}. \quad (III.25)$$

Из (III.17) и (III.18) выразим f_{dry} для ТОА с противоточной схемой течения и ТОА с кипящей при постоянной температуре охлаждающей средой соответственно:

$$f_{dry} = \begin{cases} \frac{\ln \left[\frac{1 - \varepsilon_{dry} C_{r,dry}}{1 - \varepsilon_{dry}} \right]}{NTU_{dry} (1 - C_{r,dry})}, & C_{r,dry} < 1; \\ \frac{\varepsilon_{dry}}{NTU_{dry} (1 - \varepsilon_{dry})}, & C_{r,dry} = 1; \end{cases} \quad (III.26)$$

$$f_{dry} = \frac{\ln[1 - \varepsilon_{dry}]}{-NTU_{dry}}. \quad (III.27)$$

Подставив эффективность процесса теплообмена на сухой части поверхности ε_{dry} , вычисленную по (III.24) или (III.25) в зависимости от схемы течения, в выражения (III.26) или (III.27), можно вычислить долю сухой поверхности теплообмена f_{dry} .

Следует отметить, что полученные выше зависимости для противоточной схемы течения могут быть использованы без применения итеративных вычислений только при условии, что температура охлаждающей среды на выходе $T_{c,2}$ известна заранее. На практике это условие выполняется всегда, так как $T_{c,2}$ регулируется с помощью средств автоматики. К примеру, для ТОА с охлаждающей средой в виде воды или незамерзающих растворов — система управления со смесительным узлом, трёхходовым клапаном и датчиком температуры на её выходе; а для испарителя¹ — тер-

¹ В данном примере речь идет об участке перегрева хладагента в испарителе-воздухоохладителе, который следует рассматривать отдельно от участка кипения. Температура перегретого пара на выходе поддерживается путем постепенного открытия или закрытия расширительного вентиля.

морегулирующий (ТРВ) или электронный расширительный вентиль (ЭРВ).

Имея f_{dry} и ε_{dry} , получим Q_{dry} по (III.22), $T_{h,x}$ и $T_{c,x}$ по (III.21). Тогда, учитывая, что процесс охлаждения влажного воздуха в сухой части ТОА будет проходить при постоянном влагосодержании, можно найти его уд. энтальпию $h_{h,x}$, соответствующую точке ТОА, в которой начинается процесс влаговыпадения.

Тепловая мощность мокрой части поверхности²:

$$Q_{wet} = \varepsilon_{wet} C_{min,wet} (h_{h,x} - h_{s,c,1}), \quad (III.28)$$

где $h_{h,x}$ — удельная энтальпия влажного воздуха в начале процесса влаговыпадения, Дж/кг.

Удельная энтальпия воздуха на выходе из аппарата:

$$h_{h,2} = h_{h,x} - \frac{Q_{wet}}{m_h} = \begin{cases} h_{h,x} - \varepsilon_{wet} (h_{h,x} - h_{s,c,1}), & C_{min,wet} = C_{h,wet}; \\ h_{h,x} - \varepsilon_{wet} C_{r,wet} (h_{h,x} - h_{s,c,1}), & C_{min,wet} = C_{c,wet}; \end{cases} \quad (III.29)$$

Тогда согласно (III.13):

$$h_{s,wall,e} = h_{h,x} - \frac{h_{h,x} - h_{h,2}}{1 - \exp[-f_{wet} NTU_{h,wet}]} \quad (III.30)$$

Найдя $h_{s,wall,e}$ по (III.30), можно определить $T_{wall,e}$, прибегнув к упомянутым ранее способам ([3], [5,6] или [4]). В соответствии с (III.15) температура воздуха на выходе определяется зависимостью:

$$T_{h,2} = T_{wall,e} + (T_{h,x} - T_{wall,e}) \exp[-f_{wet} NTU_{h,wet}] \quad (III.31)$$

Найдя удельную энтальпию влажного воздуха на выходе по (III.29) и его температуру по (III.31), можно вычислить и относительную влажность с целью определения объема выпавшей влаги в процессе охлаждения. Альтернативно параметры влажного воздуха на выходе

из ТОА можно определить с помощью его абсолютного влагосодержания:

$$d_{h,2} \cong d_{s,wall,e} + (d_{h,1} - d_{s,wall,e}) \exp[-f_{wet} NTU_{h,wet}] \quad (III.32)$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработанный модифицированный метод эффективности-NTU (m - ε -NTU) расчёта воздухоохладителей можно назвать универсальным, так как с его помощью можно описать как «сухой» (без влаговыпадения и инеевыпадения) и «мокрый» (с влаговыпадением или инеевыпадением на всей поверхности), так и комбинированный (с влаговыпадением или инеевыпадением на части поверхности) режимы работы — как для противоточных и прямоточных воздухоохладителей без фазового перехода охлаждающей среды, так и для случаев с её фазовым переходом. При этом с использованием данного метода пропадает необходимость в итеративных вычислениях для определения доли сухой поверхности в случае с комбинированным режимом работы воздухоохладителя, что способствует упрощению алгоритма и снижению времени выполнения расчётных программ.

В следующей части статьи будет пошагово изложен алгоритм применения разработанного метода, а также будет приведено его сравнение с методом посегментного разбиения теплообменного аппарата.

ДОПОЛНИТЕЛЬНО

Конфликт интересов. Автор заявляет об отсутствии конфликта интересов.

Источник финансирования. Автор заявляет об отсутствии внешнего финансирования.

ADDITIONAL INFORMATION

Competing interests. The author declares no conflict of interest

Funding source. This study was not supported by external sources of funding.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Портянихин В.А. Модифицированный метод эффективности-NTU (m - ε -NTU) для расчёта воздухо-охладителей в режиме с влаговыпадением или инеевыпадением. Часть II // Холодильная техника. 2021. Т. 110, № 2. С. 71–76. doi: 10.17816/RF108666

2. Threlkeld J. L. Thermal environmental engineering. Columbia: Prentice Hall, 1970.

3. Bell I.H. Wronski J., Quoilin S., et al. Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library CoolProp // Ind. Eng. Chem. Res. 2014. № 6 (53). P. 2498–2508. doi: 10.1021/ie4033999

4. Herrmann S., Kretschmar H.J., Gatléy D.P. Thermodynamic properties of real moist air, dry air, steam, water, and ice

² Здесь ε_{wet} вычисляется по формулам (III.19) или (III.20) в зависимости от схемы течения.

(RP-1485) // HVAC and R Research. 2009. № 5 (15). P. 961–986. doi: 10.1080/10789669.2009.10390874

5. ASHRAE Fundamentals Handbook (SI Edition). Georgia: ASHRAE, 2017.

6. Бурцев С.И., Цветков Ю.Н. Влажный воздух. Состав и свойства: Учеб. пособие. СПб.: СПбГАХПТ, 1998.

7. Pirompugd W., Wongwises S., Wang C.C. A tube-by-tube reduction method for simultaneous heat and mass transfer characteristics for plain fin-and-tube heat exchangers in dehumidifying

conditions // Heat and Mass Transfer. 2005. № 8 (41). P. 756–765. doi: 10.1007/s00231-004-0581-x

8. Данилова Г.Н., Богданов С.Н., Иванов О.П., и др. Теплообменные аппараты холодильных установок. Л.: Машиностроение, 1986.

9. Braun J.E. Methodologies for the Design and Control of Chilled Water Systems. Wisconsin, 1988.

10. Braun J.E., Klein S.A., Mitchell J.W. Effectiveness Models for Cooling Towers and Cooling Coils // ASHRAE Transactions. 1989. № 2 (95). P. 164–174.

REFERENCES

1. Portyanikhin VA. Modified efficiency-NTU method (m-ε-NTU) for calculating air coolers in dehumidifying or frost conditions. Part II. *Refrigeration Technology*. 2021;110(2):71–76. (In Russ). doi: 10.17816/RF108666

2. Threlkeld J.L. *Thermal Environmental Engineering*. Columbia: Prentice Hall; 1970.

3. Bell IH, Wronski J, Quoilin S, et al. Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library CoolProp. *Ind. Eng. Chem. Res.* 2014;53(6):2498–2508. doi: 10.1021/ie4033999

4. Herrmann S, Kretzschmar HJ, Gatléy DP. Thermodynamic properties of real moist air, dry air, steam, water, and ice (RP-1485). *HVAC and R Research*. 2009;15(5):961–986. doi: 10.1080/10789669.2009.10390874

5. ASHRAE. *Fundamentals Handbook (SI Edition)*. ASHRAE; 2017.

6. Burcev SI, Cvetkov JuN. *Vlazhnyj vozduh. Sostav i svoystva: Ucheb. posobie*. Saint Petersburg: SPbGAHPT; 1998. (In Russ).

7. Pirompugd W, Wongwises S, Wang CC. A tube-by-tube reduction method for simultaneous heat and mass transfer characteristics for plain fin-and-tube heat exchangers in dehumidifying conditions. *Heat and Mass Transfer*. 2005;41(8):756–765. doi: 10.1007/s00231-004-0581-x

8. Danilova GN, Bogdanov SN, Ivanov OP, et al. *Teploobmennye apparaty holodil'nyh ustanovok. 2nd ed. (Danilova GN, ed.)*. Leningrad: Mashinostroenie; 1986. (In Russ).

9. Braun JE. Methodologies for the Design and Control of Chilled Water Systems [dissertation] Wisconsin; 1988.

10. Braun JE, Klein SA, Mitchell JW. Effectiveness Models for Cooling Towers and Cooling Coils. *ASHRAE Transactions*. 1989;95(2):164–174.

ОБ АВТОРЕ

Владимир Алексеевич Портянихин;

адрес: Российская Федерация, 105005, Москва,

Лефортовская наб, д. 1;

ORCID: 0000-0003-4616-074X;

eLibrary SPIN: 6267-7392;

e-mail: v.portyanikhin@ya.ru

AUTHOR'S INFO

Vladimir A. Portyanikhin;

address: 1 Lefortovskaja naberezhnaja, 105005 Moscow,

Russian Federation;

ORCID: 0000-0003-4616-074X;

eLibrary SPIN: 6267-7392;

e-mail: v.portyanikhin@ya.ru