

# 水冷式表冷器的湿工况建模

周广<sup>1</sup> 叶昀暘<sup>2</sup> 左旺达<sup>2</sup> 周孝清<sup>1\*</sup>

(1. 广州大学, 广东 广州 510006, 中国; 2 科罗拉多大学博尔德分校, 科罗拉多 博尔德 80309, 美国)

**摘要** 本文首先建立了水冷式表冷器湿工况的传热数学模型。新模型的特点有: (1) 它基于干工况换热计算的集总参数法, 并结合干湿工况转换法建模。即把湿工况转换为等价的干工况, 利用现有干工况传热计算方法来计算湿工况的传热。(2) 本模型使用简单, 它无需采用换热器的几何数据来计算换热, 只需要提供在空调系统设计阶段易知的换热器名义工况参数, 就能预测换热器非名义工况下的性能。(3) 换热器的两侧的表面对流传热系数从名义工况的显热换热量导出, 无需用户提供。其次, 根据传热过程的数学描述, 采用 Modelica 语言建立了水冷式表冷器的仿真模型。最后, 采用文献中一表冷器实测数据对新模型进行了验证。结果显示新模型计算精度较高, 计算速度快。

**关键词** 水冷式表冷器, 干湿转换法, 数学模型, Modelica

## MODELLING WATER-COOLED AIR COOLERS UNDER WET-COOING CONDITIONS

ZHOU Guang<sup>1</sup> Ye Yun-yang<sup>2</sup> ZUO Wang-da<sup>2</sup> ZHOU Xiao-Qing<sup>1</sup>

(1. *Guangzhou University, Guangzhou, Guangdong, 510006, China;*

*2. University of Colorado at Boulder, CO, Boulder 80309, USA*)

**Abstract** In this paper, firstly, we built up a new mathematical model of water-cooled air cooler under wet-cooling conditions. The characteristics of the new model are: (1) It is based on lumped parameter modeling approach, using wet-dry transformation method. That is using the heat transfer calculation method of dry-cooling conditions to calculate the wet conditions; (2) The new model does not need geometrical data of the heat exchanger to calculate the heat transfer. It only uses nominal data in the design phase of air-conditioning system and can predict the performance of water-cooled air cooler under non-nominal conditions. (3) The surface convective heat transfer coefficients of two sides are deduced from nominal sensible heat transfer flow rate and do not need user to provide them. Secondly, the new water-cooled air cooler model was built up by Modelica. At Last, to validate the new model, case study was conducted with a test data. The results of validation showed that the proposed the new model provide a much quick approach in evaluating the thermal performance of the water-cooled air cooler, meanwhile, it has reasonable accuracy.

**Key words** water-cooled air cooler; wet-dry transformation method; mathematical model; Modelica

## 0 前言

在项目前期阶段, 空调系统的建模仿真对优化系统设计和控制策略具有重要意义: 有助于建筑节能和设计决策<sup>[1]</sup>。空调系统各设备的建模是空调系统的建模仿真的基础<sup>[2]</sup>。水冷式表冷器广泛用于空调系统, 如组合式空调机组, 风机盘管等。这些表冷器通常在湿工况下运行。因此, 水冷式表冷器的湿工况建模对预测其换热性能及空调系统仿真是必要的。

然而, 当采用现有的换热器模型模拟水冷式表冷器在设计阶段进行空调系统仿真时, 这些模型各自呈现出一定局限性: (1) 采用离散单元建模方法的数值计算模型需要消耗较多的计算资源和计算时间<sup>[3]</sup>。数值计算模型如文献<sup>[2, 4]</sup>中介绍的模型和 Modelica building library<sup>[5]</sup>中的 WetCoilDiscretized 换热器模型。(2) 采用如傅立叶变换, 拉普拉斯变换等复杂算法来求解换热微分方程的解析求解模型, 其计算复杂, 用户不易使用<sup>[3]</sup>。解析模型如文献<sup>[6, 7]</sup>介绍的模型。(3) 采用集总求解法的集总参数模型, 计算速度快并且具有一定的精度, 但现有的集总参数模型也存在不足: 需要提供详细的换热器几何数据, 如文献[8]介绍的模型, Energy Plus<sup>[9]</sup>中的冷冻水几何盘管模型和 TRNSYS17<sup>[10]</sup>中的换热器模型 Type32 和 Type52 等; 需要指

\* 通讯作者, E-mail: zhou\_xiaoqing03@163.com

定换热器的传热系数，如文献[11]介绍的计算模型；需要完整的换热器性能数据文献，如 TRNSYS18<sup>[12]</sup>中的换热器模型 Type137 和 TESS Library17<sup>[13]</sup>中的盘管模型 Type697 and Type995 等。上述集总参数模型需要的几何数据和传热系数，换热器厂家往往都不会提供，并不易获得。

为克服现有模型的不足，本文将建立一个新的水冷式表冷器湿工况模型。首先，基于经典的换热器干工况集总参数法 effectiveness-NTU 法<sup>[14]</sup>，结合干湿工况转换法<sup>[11]</sup>建立表冷器湿工况换热的数学模型。接着，根据数学模型，采用 Modelica 语言实现表冷器的建模。最后采用已有换热器性能数据对表冷器的 Modelica 模型进行验证。新模型使用简便，只需要用户提供名义工况参数，不需要换热器几何数据、传热系数和完整的换热器性能数据文件，也没有复杂的计算算法。新模型能根据换热器名义工况参数预测非名义工况下的性能，计算速度快，精度较高。

## 1 数学模型

### 1.1 数学建模概述

数学模型基于经典的干工况传热计算方法 effectiveness-NTU 集总参数法，采用干湿转换法求解。其目的是把湿工况转化为等价的干工况，利用现有的换热器干工况计算方法求解湿工况的传热与传质。本模型也基于传热经验关联式，因此是个半经验模型。模型假设表冷器两侧的水和空气是逆流换热形式。

### 1.2 模型的数学描述

#### 1.2.1 湿工况与其等价干工况

对于风量、水量和进水温度相同的同一表冷器，如果某一虚拟干工况的进风焓值与一湿工况的进风焓值相等，并且它们的出风焓值与接触因数也相等，则称这个干工况为该湿工况的等价干工况<sup>[11]</sup>。空气湿工况过程 1-2 与其等价干工况过程 1'-2' 在焓湿图上表达如图 1 所示。其中，1 和 1' 代表空气的进口状态，2 和 2' 代表空气的出口状态，3(3') 代表盘管表面空气的平均状态。

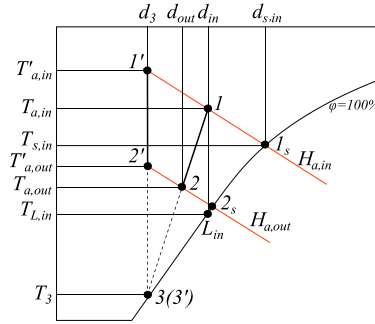


图 1 空气湿工况过程及其等价干工况过程的焓湿图表达

如图 1，根据等价干工况的定义，有： $\dot{Q} = \dot{Q}'$ ， $H_{a,in} = H'_{a,in}$ ， $H_{a,out} = H'_{a,out}$ ， $H_3 = H_3'$ ， $\dot{m}_a = \dot{m}'_a$ ， $\dot{m}_w = \dot{m}'_w$ ， $T_{w,in} = T'_{w,in}$ ， $T_{w,out} = T'_{w,out}$ ， $\varepsilon_2 = \varepsilon'_2$ 。其中，下标  $a$  代表空气侧，下标  $w$  代表水侧，下标  $in$  代表进口，下标  $out$  代表出口， $\dot{Q} (W)$  表示总的传热量； $H (J/kg_{da})$  表示空气的比焓， $\dot{m} (kg/s)$  表示质量流量， $T (^\circ C)$  表示温度， $\varepsilon_2$  表示接触因数，定义为<sup>[15]</sup>：

$$\varepsilon_2 = \frac{H_{a,in} - H_{a,out}}{H_{a,in} - H_3} = \frac{H'_{a,in} - H'_{a,out}}{H'_{a,in} - H_3'} = \frac{T'_{a,in} - T'_{a,out}}{T'_{a,in} - T_3'} \quad (1)$$

如图 1，在 HVAC 系统中，温度变化范围不大，饱和线  $1_s - 2_s - 3$  近似看成直线，利用三角形的相似性， $\varepsilon_2$  可以表示为<sup>[11, 15]</sup>：

$$\varepsilon_2 = \frac{T_{a,in} - T_{a,out}}{T_{a,in} - T_3} = \frac{T'_{a,in} - T'_{a,out}}{T'_{a,in} - T_3} = \frac{T_{s,in} - T_{s,out}}{T_{s,in} - T_3} \quad (2)$$

式中,  $T_{s,in}$ 为进口空气的湿球温度(对应图 1 中的1<sub>s</sub>点),  $T_{s,out}$ 为出口空气的湿球温度(对应图 1 中的2<sub>s</sub>点)。

### 1.2.2 表面对流传热系数之间的关系

对于等价干工况过程1'-2', 空气侧某一微小面积 $dA$ 与换热量 $d\dot{Q}'$ 存在以下关系式:

$$d\dot{Q}' = \eta_t h'_a (T' - T_3) dA \quad (3)$$

式(3)中 $\eta_t$ 为肋片总效率<sup>[14]</sup>,  $h'_a$ 为过程1'-2'的表面传热系数。同时, 在过程1'-2'中, 某一微小面积 $dA$ 内空气的热量变化为:

$$d\dot{Q}' = -\dot{m}'_a c_{p,a} dT' \quad (4)$$

上式中,  $c_{p,a}$ (J/(kgK))为空气的定压比热。由式(3)和式(4)得:

$$\frac{dT'}{T' - T_3} = -\frac{\eta_t h'_a dA}{\dot{C}'_a} \quad (5)$$

上式(4)中, 热容 $\dot{C}' = \dot{m} c_p$ (后文亦同),  $T_3$ 在管外面积上处处相等, 因此,  $T_3$ 可做常数处理。则式(4)在整个换热面积 $A$ 上积分整理得:

$$\frac{T'_{a,in} - T'_{a,out}}{T'_{a,in} - T_3} = 1 - \exp\left[-\frac{(\eta_t hA)'_a}{\dot{C}'_a}\right] \quad (6)$$

由式(2)和式(6)得:

$$\varepsilon_2 = 1 - \exp\left[-\frac{(\eta_t hA)'_a}{\dot{C}'_a}\right] \quad (7)$$

因为等价干工况的空气侧流量与湿工况相同, 因此可以认为等价干工况换热器空气侧的表面对流传热系数与湿工况的显热对流换热系数近似相等。有如下关系式:

$$(\eta_t hA)'_a = (\eta_t hA)_a \quad (8)$$

由式(8)可知, 只要求出湿工况过程 1-2 的 $(\eta_t hA)_a$ , 便能求出等价干工况过程1'-2'的 $(\eta_t hA)'_a$ , 进而根据式(7)能得到 $\varepsilon_2$ 的值。

对于换热器水侧, 根据, 湿工况过程 1-2 和等价干工况过程1'-2'的换热量、水流量和进、出水温度相同, 因此, 二者具有完全一致的水侧工况。从而湿工况过程 1-2 和等价干工况过程 1'-2'的水侧对流传热系数也相等:

$$(hA)'_w = (hA)_w \quad (9)$$

接下来介绍求取非名义工况下的 $(\eta_t hA)_a$ 和 $(hA)_w$ 的过程。

### 1.2.3 非名义工况下表面对流传热系数的计算

根据文献[16], 空气侧非名义工况下的 $(\eta_t hA)_a$ 和名义工况下 $(\eta_t hA)_0$ (注: 本文中下标 0 表示名义工况)之间存在以下关系式:

$$(\eta_t hA)_a = \chi_a(T_{a,in}) \left(\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{a,0}}\right)^{n_a} (\eta_t hA)_{a,0} \quad (10)$$

式中,  $n_a$ 为空气侧对流传热关联式 $Nu = cRe^{n_a}$ 的指数。其中,  $Nu$ 为努塞尔数,  $Re$ 为雷诺数,  $c$ 为常数。通常情况下,  $n_a$ 取值在 0~1 之间<sup>[17, 18]</sup>。 $\chi_a(T_{a,in})$ 为空气的物性修正系数, 表示为温度的函数<sup>[16]</sup>:

$$\chi_a(T_{a,in}) = \frac{c_1 + c_2 T_{a,in}}{c_1 + c_2 T_{a,in,0}} \left(\frac{c_3 + c_4 T_{a,in,0}}{c_3 + c_4 T_{a,in}}\right)^{n_a} \quad (11)$$

式中,  $c_1 = 2.453 \times 10^{-2}$ ,  $c_2 = 7.320 \times 10^{-5}$ ,  $c_3 = 1.706 \times 10^{-5}$ ,  $c_4 = 4.529 \times 10^{-8}$ 。

对式(11)做关于 $T_{a,0} = 25^\circ\text{C}$ ( $25^\circ\text{C}$ 位于空调系统常见空气温度区间 $5^\circ\text{C} \sim 45^\circ\text{C}$ 的中间值)的一阶泰勒级数展开, 并舍去二阶及以上项, 得到式(11)的近似表达式如下:

$$\chi_a(T_{a,in}) \approx 1 + (2.7769 \times 10^{-3} - 2.4895 \times 10^{-3} n_a)(T_{a,in} - T_{a,in,0}) \quad (12)$$

对于水侧,  $(hA)_w$ 可以通过如下公式求出<sup>[16]</sup>,

$$(hA)_w = \chi_w(T_{w,in}) \left(\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_{w,0}}\right)^{n_w} (hA)_{w,0} \quad (13)$$

其中,  $n_w$  为水侧对流传热系数关联式中水流速度的指数。一般情况下, 对与管内强迫对流换热,  $n_w$  取 0.8<sup>[14]</sup> 或 0.85<sup>[16]</sup>。  $(hA)_{w,0}$  为名义工况下水侧的表面对流传热系数与面积的乘积。  $\chi_w(T_{w,in})$  为水的物性修正系数, 表示为温度的函数<sup>[16]</sup>:

$$\chi_w(T_{w,in}) = 1 + \frac{0.014}{1 + 0.014T_{w,in}}(T_{w,in} - T_{w,in,0}) \quad (14)$$

#### 1.2.4 名义工况下表面对流传热系数的计算

名义工况下的  $(\eta_t hA)_{a,0}$  值可以通过名义参数求出<sup>[16]</sup>:

$$(\eta_t hA)_{a,0} = (UA)_0(r + 1) \quad (15)$$

其中,  $(UA)_0$  为从名义显热量  $\dot{Q}_{s,0}$  导出的总对流传热系数与面积的乘积。  $r$  的定义如下:

$$r = \frac{(\eta_t hA)_{a,0}}{(hA)_{w,0}} \quad (16)$$

$r$  值为需要用户给定的参数,  $r$  的选取方法请参考文献[16]的论述, 一般  $r$  的取值在 0.1~0.5 之间。下面介绍  $(UA)_0$  的求解过程。

$(UA)_0$  为从名义显热量  $\dot{Q}_{s,0}$  导出的总对流传热系数与面积的乘积。因此, 我们采用计算干工况的 effectiveness-NTU 方法求解。设传热量为  $\dot{Q}_{s,0}$  的干工况的传热效能为  $\varepsilon_0$ :

$$\varepsilon_0 = \frac{\dot{Q}_{s,0}}{\dot{Q}_{max,0}} \quad (17)$$

其中,  $\dot{Q}_{max,0}$  为这个干工况的最大可能换热量,

$$\dot{Q}_{max,0} = \dot{C}_{min,0} |T_{w,in,0} - T_{a,in,0}| \quad (18)$$

其中,  $\dot{C}_{min,0}$  为名义工况下水侧热容  $\dot{C}_{w,0}$  与空气侧热容  $\dot{C}_{a,0}$  中的较小值。令:

$$R_{C,0} = \frac{\dot{C}_{min,0}}{\dot{C}_{max,0}} \quad (19)$$

其中,  $\dot{C}_{max,0}$  为名义工况下水侧热容  $\dot{C}_{w,0}$  与空气侧热容  $\dot{C}_{a,0}$  中的较大值。则传热量为  $\dot{Q}_{s,0}$  的干工况的传热单元数  $NTU_0$  为:

$$NTU_0 = f(\varepsilon_0, R_{C,0}, flow\ arrangement) \quad (20)$$

其中,  $flow\ arrangement$  是换热器的流动布置。本文假设为逆流布置。式 (20) 的具体形式见表 1。求出  $NTU_0$  后, 通过下式可以求出  $(UA)_0$ :

$$(UA)_0 = \dot{C}_{max,0} NTU_0 \quad (21)$$

现在我们求出了  $(UA)_0$ , 这样可按式 (15) 和式 (16) 求出  $(\eta_t hA)_{a,0}$  和  $(hA)_{w,0}$ , 进而根据式 (10) (12) 和式 (13) (14) 分别求出  $(\eta_t hA)_a$  和  $(hA)_w$ , 最后通过式 (8) 和式 (9) 分别求出等价干工况下的  $(\eta_t hA)'_a$  和  $(hA)'_w$ 。当  $(\eta_t hA)'_a$  已知, 则通过式 (7) 求得  $\varepsilon_2$ 。

表 1 逆流布置时  $\varepsilon$  与  $NTU$  之间的关系式<sup>[14]</sup>

$\varepsilon = f(NTU, R_C, flow\ arrangement)$	$NTU = f(\varepsilon, R_C, flow\ arrangement)$
$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - R_C)]}{1 - R_C \exp[-NTU(1 - R_C)]}$	$NTU(R_C \neq 1) = \frac{1}{R_C - 1} \ln\left(\frac{1 - \varepsilon}{1 - \varepsilon R_C}\right)$
	$NTU(R_C = 1) = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon}$

#### 1.2.5 等价干工况的传热计算

忽略管壁和污垢的热阻, 等价干工况过程 1'-2' 的  $UA'$  值可通过下面公式求出:

$$UA' = \left[ \frac{1}{(hA)'_w} + \frac{1}{(\eta_t hA)'_a} \right]^{-1} \quad (22)$$

过程 1'-2' 的传热单元数为  $NTU'$  为:

$$NTU' = \frac{UA'}{\dot{C}'_a} = \frac{UA'}{\dot{C}'_a} \quad (23)$$

传热效能  $\varepsilon'$  可以表示为:

$$\varepsilon' = f(NTU', R'_C, \text{flow arrangement}) \quad (24)$$

式中,

$$R'_C = \frac{\dot{C}'_{min}}{\dot{C}'_{max}} = \frac{\dot{C}'_{min}}{\dot{C}'_{max}} \quad (25)$$

这样, 可以根据  $R'_C, NTU'$  和式 (24) 表 1, 从选择  $\varepsilon - NTU$  的关联式, 便计算出  $\varepsilon'$ 。根据传热效能的定义,  $\varepsilon'$  又可以表示为:

$$\varepsilon' = \frac{\dot{Q}'}{\dot{Q}'_{max}} \quad (26)$$

式中, 等价干工况过程 1'-2' 的实际传热量  $\dot{Q}'$  为:

$$\dot{Q}' = \dot{C}'_a (T'_{a,in} - T'_{a,out}) \quad (27)$$

等价干工况过程 1'-2' 的最大可能换热量  $\dot{Q}'_{max}$  可表示为:

$$\dot{Q}'_{max} = \dot{C}'_{min} (t'_{a,in} - t'_{w,in}) = \dot{C}'_{min} (t'_{a,in} - t'_{w,in}) \quad (28)$$

把式 (27) 和式 (28) 代入式 (26) 得:

$$\varepsilon' = \frac{\dot{C}'_a (t'_{a,in} - t'_{a,out})}{\dot{C}'_{min} (t'_{a,in} - t'_{w,in})} \quad (29)$$

由式 (2) 得:

$$T'_{a,out} = T'_{a,in} - \varepsilon_2 (T'_{a,in} - T_3) \quad (30)$$

把式 (30) 代入式 (29) 得:

$$T'_{a,in} = \frac{\dot{C}'_{min} \varepsilon' T'_{w,in} - \dot{C}'_a \varepsilon_2 T_3}{\dot{C}'_{min} \varepsilon' - \dot{C}'_a \varepsilon_2} \quad (31)$$

前面我们已经求出了  $\varepsilon'$  和  $\varepsilon_2$ , 由式 (30) 和式 (31) 可知, 只要求出  $T_3$ , 便能求得  $T'_{a,out}$  和  $T'_{a,in}$ 。

### 1.2.6 输出变量

3 点为饱和状态, 其饱和含湿量  $d_3$  和饱和温度  $T_3$  之间存在下面的关系式<sup>[19]</sup>:

$$d_3 = \frac{622}{7.5B \cdot \exp \left[ -18.5916 + \frac{3991.11}{(T_3 + 233.84)} \right]} - 1 \quad (32)$$

式中, B 为当地大气压, 本文中,  $B = 101325 \text{ Pa}$ 。

$H'_{a,in}$  的含湿量为  $d_3$ , 温度为  $T'_{a,in}$ , 有如下关系式<sup>[20]</sup>:

$$H_{a,in} = H'_{a,in} = 1.006 \cdot T'_{a,in} + (2501 + 1.86 \cdot T'_{a,in}) d_3 \quad (33)$$

联立式 (31) (32) 和 (33), 便可解出  $T_3$ 。接着根据式 (31) 和 (30) 可以分别求出  $T'_{a,in}$  和  $T'_{a,out}$ 。最后根据式 (27) 得到  $\dot{Q}'$ 。根据等价干工况的定义, 湿工况过程 1-2 的全热量  $\dot{Q} = \dot{Q}'$ 。

由式 (2) 得湿工况 1-2 的出口温度  $T_{a,out}$ :

$$T_{a,out} = T_{a,in} - \varepsilon_2 (T_{a,in} - T_3) \quad (34)$$

下面求凝结水量  $\dot{m}_v$ 。因为知道了全热量  $\dot{Q}$  的值, 便可根据下式求出湿工况 1-2 的出口焓值  $H_{a,out}$ :

$$H_{a,out} = H_{a,in} - \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_a} \quad (35)$$

进而可以求得湿工况 1-2 的出口空气含湿量  $d_{out}$  如下<sup>[20]</sup>:

$$d_{out} = \frac{0.001 H_{a,out} - 1.006 T_{a,out}}{2501 + 1.86 T_{a,out}} \quad (36)$$

则凝结水量为,

$$\dot{m}_v = \dot{m}_a (d_{in} - d_{out}) \quad (37)$$

至此, 整个数学模型推导完毕。

## 2 Modelica 实现

### 2.1 Modelica 简介

根据上述水冷式表冷器传热过程的数学描述，我们选择 Modelica 语言来实现水冷式表冷器湿工况的建模。Modelica 是基于方程、面向对象的建模语言<sup>[21]</sup>。它是建筑能源系统建模、仿真和优化的新的手段<sup>[22]</sup>。相比于传统的建筑模拟软件，基于 Modelica 语言建模和仿真具有计算效率高、能动态模拟大规模复杂系统及结合优化算法模拟等优势<sup>[23]</sup>。美国劳伦斯伯克利国家实验室基于 Modelica 语言开发了 Modelica Buildings Library<sup>[5]</sup>。这个模型库有传热模型包、流体模型包、控制系统模型包等供用户免费使用。这给大规模建筑能源系统仿真带来极大的便利。接下来的要展示的水冷式表冷器的 Modelica 模型，就是建立在这个模型库的基础之上。

### 2.2 Modelica 模型

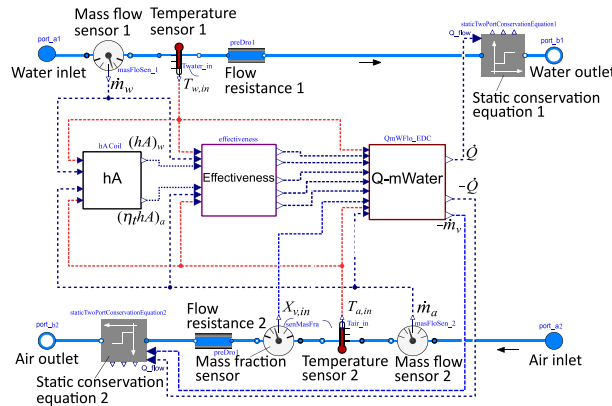


图 2 水冷式表冷器的 Modelica 新模型

图 2 为水冷式表冷器的 Modelica 新模型。Water inlet, Water outlet, Air inlet 和 Air outlet 这四个模块是新模型与空调系统的接口。Mass flow sensor1, Mass flow sensor 2, Temperature sensor 1 和 Temperature sensor 2 这四个传感器模块分别用来测量换热器两侧的质量流量  $\dot{m}_w$ ,  $\dot{m}_a$  和入口温度  $T_{w,in}$ ,  $T_{a,in}$ ，并输出这些数据到 hA 模块、Effectiveness 模块或 Q-mWater 模块。质量分数传感器模块 Mass fraction sensor 用来测量空气中水蒸气的质量分数  $X_{v,in}$ 。在 Q-mWater 模块中， $X_{v,in}$  用来计算空气入口的含湿量  $d_{in}$ 。hA 模块用来计算换热两侧的对流传热系数  $(hA)_w$  和  $(\eta_t hA)_a$ ，并输出数据至 Effectiveness 模块。Effectiveness 模块用来计算接触系数  $\varepsilon_2$  和传热效能  $\varepsilon'$ 。Q-mWater 模块获取从 Effectiveness 模块传来的数据  $\varepsilon_2$  和  $\varepsilon'$ 。利用它们计算非名义工况下的  $T_3$ ,  $T'_{a,in}$ ,  $T'_{a,out}$ ,  $\dot{Q}$  和  $\dot{m}_v$ 。传热量  $\dot{Q}$  值输入到 Static conservation equation 1 模块（水侧）； $-\dot{Q}$  和  $-\dot{m}_v$  的值输入 Static conservation equation 2（空气侧）模块。因为空气被冷却除湿，因此  $-\dot{Q}$  和  $-\dot{m}_v$  在 Modelica 里定义为负值。Static conservation equation 模块的作用是利用能量守恒方程和质量守恒方程，根据本模块的输入参数和进口的流体状态参数，求出换热器出口的流体状态参数。

## 3 模型验证

### 3.1 模型验证系统

图 3 为采用 Modelica 建立的验证系统模型。图中，WCAC 为水冷式表冷器的 Modelica 封装模型图块，WCAC 的详细模型如图 2 所示。Sink\_1 和 Sink\_2 模块是两个理想的无限大的热汇模型，用来模拟环境状态。它们的绝对压力为  $101325 \text{ Pa}$ 。Pump 和 Fan 模块是理想的流体源模块，分别用来模拟水泵和风机。Mass flow rate setting of air 和 Mass flow rate setting of water 分别用来设置  $\dot{m}_a$  和  $\dot{m}_w$ 。Temperature setting of air 和 Temperature setting of water 分别用来设置  $T_{a,in}$  和  $T_{w,in}$ 。Mass fraction setting of water vapor 和 Mass fraction

setting of air 分别用来设置  $X_{v,in}$  和  $X_{a,in}$ 。温度传感器模块 T\_water sensor 和 T\_air sensor 分别用来测量换热器出口温度  $T_{a,out}$  和  $T_{w,out}$ 。

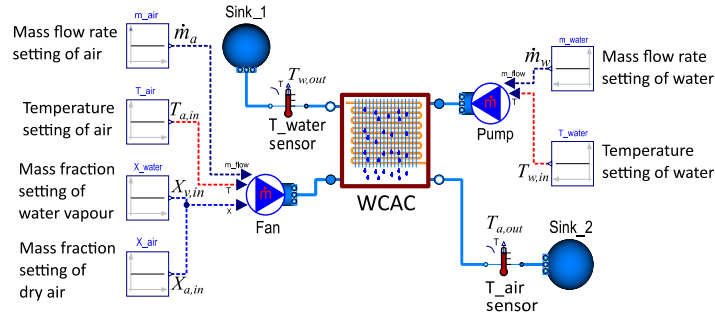


图 3 水冷式表冷器湿工况模型验证的系统图

### 3.2 测试数据与参数设置

验证数据（见）来自文献[24]的风机盘管性能测试数据。模拟中，名义参数设置为： $\dot{Q}_{s0} = 4.019kW$ ,  $\dot{m}_{a,0} = 0.339kg/s$ ,  $\dot{m}_{w,0} = 0.255kg/s$ ,  $T_{a,in,0} = 27^\circ C$ ,  $T_{w,in,0} = 7^\circ C$ ,  $n_a = 0.65$ ,  $n_w = 0.8$ ,  $r = 0.498$ 。

表 2 风机盘管性能测试数据<sup>[24]</sup>

Case	$\dot{m}_a$ (kg/s)	$\dot{m}_w$ (kg/s)	$T_{a,in}$ (°C)	$X_{v,in}$	$T_{w,in}$ (°C)	$T_{a,out}$ (°C)	$T_{w,out}$ (°C)	$\dot{Q}$ (kW)
1	0.303	0.258	27.20	0.0112	7.10	14.85	12.00	5.192
2	0.303	0.258	27.00	0.0110	8.00	15.20	12.50	4.778
3	0.303	0.258	28.20	0.0118	9.90	16.65	14.30	4.635
4	0.301	0.254	26.95	0.0122	7.00	15.30	12.25	5.499
5	0.298	0.254	25.40	0.0117	7.00	14.80	11.80	4.990
6	0.304	0.253	27.00	0.0110	6.10	14.40	11.40	5.487
7	0.301	0.254	27.90	0.0109	8.50	15.75	12.90	4.596
8	0.303	0.253	27.00	0.0112	9.50	16.10	13.70	4.372
9	0.307	0.253	27.00	0.0112	12.00	17.10	15.35	3.482
10	0.247	0.254	27.00	0.0109	7.00	14.60	11.20	4.243

### 3.3 验证结果

表 3 验证结果

Case	$T_{a,out}$ (°C)			$T_{w,out}$ (°C)			$\dot{Q}$ (kW)		
	测量值	模拟值	偏差	测量值	模拟值	偏差	测量值	模拟值	偏差
1	14.85	15.71	5.79%	12.00	11.58	3.50%	5.192	4.846	6.67%
2	15.20	15.99	5.20%	12.50	12.11	3.12%	4.778	4.446	6.96%
3	16.65	17.48	4.98%	14.30	13.81	3.43%	4.635	4.229	8.75%
4	15.30	15.91	3.99%	12.25	11.84	3.35%	5.499	5.151	6.33%
5	14.80	15.19	2.64%	11.80	11.45	2.97%	4.990	4.730	5.20%
6	14.40	15.21	5.63%	11.40	10.86	4.74%	5.487	5.038	8.19%
7	15.75	16.49	4.70%	12.90	12.56	2.64%	4.596	4.316	6.09%
8	16.10	16.76	4.10%	13.70	13.23	3.43%	4.372	3.948	9.70%
9	17.10	17.91	4.74%	15.35	14.91	2.87%	3.482	3.080	11.54%
10	14.60	14.65	0.34%	11.20	11.03	1.52%	4.243	4.289	1.08%

从表 3 可见, 换热出口温度的模型计算值与测量很接近, 偏差在 6%以内。总热量的模型计算值与测量之间的偏差基本在 10%以内。另外, 在计算机配置为: CPU Inter Xeon E5-2609, 2.4GHz, 内存 24 GB 的情况下, 每计算一个 Case 只需要 10 秒钟左右的时间。因此, 新的水冷式表冷器模型具有较高的计算精度, 并且计算速度快, 满足空调系统仿真要求的计算速度快、计算精度在合理范围之内的建模要求。

## 4 结论

本文首先建立的水冷式表冷器的湿工况数学模型。新模型基于干工况的集总参数计算方法, 并结合了干湿工况转换法建模。新模型只需要用户提供名义工况参数, 就能预测换热器非名义工况下的性能。换热器两侧的表面传热系数从换热器名义工况的显热换热量导出, 无需用户指定换热系数值或提供计算传热的几何数据。基于模型的数学描述, 采用 Modelica 语言实现的水冷式表冷器的湿工况建模。最后, 采用文献中的表冷器实测数据对新模型进行了验证。结果显示新模型计算精度较高, 计算速度快。

## 参考文献:

1. Trčka, M. and J.L. Hensen, Overview of HVAC system simulation. *Automation in Construction*, 2010. 19(2): p. 93-99.
2. Wetter, M., Modelica library for building heating, ventilation and air-conditioning systems. Lawrence Berkeley National Laboratory, 2010.
3. Mansour, M.K. and M. Hassab, Novel approach of thermal modeling of partially dry-wet chilled water cooling coil under unit and nonunit Lewis number conditions. *Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals*, 2016. 70(2): p. 164-181.
4. Pirompugd, W., S. Wongwises, and C.-C. Wang, 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): p. 756-765.
5. Wetter, M., et al., Modelica buildings library. *Journal of Building Performance Simulation*, 2014. 7(4): p. 253-270.
6. Kabashnikov, V.P., et al., Analytical and numerical investigation of the characteristics of a soil heat exchanger for ventilation systems. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2002. 45(11): p. 2407-2418.
7. Bandyopadhyay, G., W. Gosnold, and M. Mann, Analytical and semi-analytical solutions for short-time transient response of ground heat exchangers. *Energy and Buildings*, 2008. 40(10): p. 1816-1824.
8. Pirompugd, W., C.-C. Wang, and S. Wongwises, The New Mathematical Models for Plain Fin-and-Tube Heat Exchangers With Dehumidification. *Journal of Heat Transfer*, 2015. 137(3): p. 031801.
9. DoE, U., EnergyPlus Engineering Reference. US Department of Energy. 2016.
10. Klein, S., et al., TRNSYS 17. A TRAnnsient SYstem Simulation Program; Mathematical Reference. Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison: Madison, WI, USA, 2014. 4.
11. 王晋生, 水冷式表冷器传热研究(1): 用干湿转换法计算湿工况. *暖通空调*, 2000. 30(4): p. 78-80.
12. Klein, S., et al., TRNSYS 18. A TRAnnsient SYstem Simulation Program; Standard Component Library Overview. Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison: Madison, WI, USA, 2017. 3.
13. Thornton, J., et al., TESSLibs 17 HVAC Library Mathematical Reference. Thermal Energy System Specialists, Madison, Wisconsin, 2014.
14. 杨世铭, 陶文铨, 传热学(第四版). 2007, 北京: 高等教育出版社.
15. 连之伟, 热质交换原理与设备(第三版). 2011, 北京: 中国建筑工业出版社.
16. Wetter, M., Simulation Model: Finned Water-to-Air Coil without Condensation. LBNL-42355. 1999.



17. Kumar, A., et al., A review on the thermal hydraulic characteristics of the air-cooled heat exchangers in forced convection. *Sadhana*, 2015. 40(3): p. 673-755.
18. 刘建, 魏文建, 丁国良, 张春路, 翅片管式换热器换热与压降特性的实验研究进展 — 关联式. *制冷学报*, 2003. (4): p. 21-27.
19. 李从来, et al. 湿空气参数计算方法的分析研究. in *湖北省暖通空调制冷及热能动力学术年会*. 2007.
20. Handbook, A., *Fundamentals*, SI ed. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers: Atlanta, GA, USA, 2009.
21. Mattsson, S.E., H. Elmqvist, and J.F. Broenink, Modelica—An international effort to design the next generation modeling language. *Journal A, Benelux Quarterly Journal on Automatic Control*, 1997. 38(3): p. 16-19.
22. Wetter, M., M. Bonvini, and T.S. Noudui, Equation-based languages - A new paradigm for building energy modeling, simulation and optimization. *Energy and Buildings*, 2016. 117: p. 290-300.
23. Wetter, M., Modelica-based modelling and simulation to support research and development in building energy and control systems. *Journal of Building Performance Simulation*, 2009. 2(2): p. 143-161.
24. 倪美琴, 马荣生, 谢治祥, 风机盘管干湿工况等价法热力计算研究. *扬州大学学报 (自然科学版)*, 2005. 8(4): p. 70-74.