

文章编号: 0253-4339(2012)04-0023-06

doi: 10.3969/j.issn.0253-4339.2012.04.023

空冷式换热器中两相制冷剂质量的新计算模型

林恩新 丁国良 胡海涛 赵丹

(上海交通大学制冷与低温工程研究所 上海 200240)

摘要 在制冷装置压缩机刚开机过程中,空冷式换热器两相区制冷剂质量计算需考虑干度强非线性分布。在此建立了分区集中参数换热器模型两相区质量制冷剂新计算模型。通过分布换热器模型预测两相区干度分布,引入相对长度实现通用化描述换热器结构在不同运行工况下两相区任意点位置,进而拟合基于相对长度的两相区制冷剂干度分布多项式分布模型,从而推导出两相区的平均空泡系数,最终可用于预测两相区制冷剂质量。将新模型与已有的基于干度线性分布的两相制冷剂质量计算模型进行对比,结果表明:当干度分布呈现非强非线性分布时,两种模型的预测精度的差别可忽略;但是当两相区制冷剂干度分布呈现强非线性分布时,以分布参数计算为基准,新计算模型相对于已有模型的平均误差和最大误差分别减少为原来的59%和55%,新计算模型具有很好的精度;同时两种模型的计算速度相当。

关键词 工程热物理;两相区;实际干度分布;制冷剂质量;分区换热器模型

中图分类号: TB61⁺2; TK172

文献标识码: A

Novel Calculation Method of Two Phase Refrigerant Mass in Air Cooled Heat Exchanger

Lin Enxin Ding Guoliang Hu Haitao Zhao Dan

(Inst. of Refrigeration and Cryogenics Eng., Shanghai Jiao Tong Univ., Shanghai, 200240, China)

Abstract When compressor starts and doesn't reach stable, the two phase refrigerant mass calculation should consider the affection of non-linear quality distribution. A novel refrigerant mass calculation method for phase-lumped air cooled heat exchanger model is proposed. Firstly, the refrigerant quality distribution is predicted based on distributed heat exchanger model, then the dimensionless length of arbitrary point for two phase zone is introduced to describe the point of two phase zone; and then the refrigerant quality with the dimensionless length is fitted in polynomial; lastly, the mean void fraction for predicting two-phase refrigerant mass is described. When the refrigerant quality distribution is nearly linear, the difference of predicted refrigerant mass between the novel model and the existed model is small. When the refrigerant quality distribution is intensively non-linear, comparing with the existed two-phase refrigerant mass calculation model based on linear quality distribution, the novel two-phase refrigerant mass calculation model can decrease mean deviation and max deviation respectively to the 59% and 55% of the original ones, while the calculation speeds of these two models are similar.

Keywords Engineering thermophysics; Two phase; Real quality distribution; Refrigerant mass; Phase-lumped heat exchanger model

仿真模型已广泛应用于指导制冷装置设计和性能改进^[1-2]。制冷装置仿真模型要求其部件模型包括换热器模型,同时满足速度、精度和稳定性要求。空冷式换热器为换热器的一种形式,并且作为制冷装置的组成部分,空冷式换热器模型也同样满足速度、精度和稳定性要求。空冷式换热器模型可以分为三类^[2]:一是分布参数模型,即考虑到换热器各个不同位置处的特性差异,将整个换热器划分成很多个计算控制容积,该模型可以精确计算出各个不同位置的参数;二是集中参数模型,即将空冷式换热器作为一个计算控制容积,该模型用于计算出整个换热器性能的平均值;三是分区集中参数模

型,即按照相区的不同进行参数集中(比如对于蒸发器一般只有两相和过热两个区,可按这两个相区进行参数集中),该模型可以算出换热器中各个相区的平均值。分布参数模型是最精确的;分区集中参数模型在精度上远高于集中参数模型,可与分布参数模型比较接近,在计算速度上大大快于分布参数模型,因而得以广泛应用于制冷装置系统仿真模型^[1-5]。

制冷剂质量的预测是制冷装置仿真模型的重要组成部分,而在实际制冷系统运行中,大部分制冷剂位于换热器中,并且相当多的制冷剂处于两相状态。单相制冷剂密度可通过相关物性软件精确查

取,使得换热器中单相制冷剂质量比较容易准确计算;因此空冷式换热器内两相制冷剂质量是否可以准确预测成为换热器制冷剂质量预测的关键,也成为影响制冷装置仿真精度的重要因素^[1-2]。两相制冷剂质量计算精度取决于两相区制冷剂密度计算精度,而两相制冷剂密度计算精度依赖于两相区制冷剂干度分布的准确性,因此空冷式换热器中制冷剂质量预测精度与两相区制冷剂干度分布预测的准确性密切相关。

在分区集中参数的空冷式换热器模型中,不能像分布参数模型一样可以直接预测制冷剂干度分布^[1-2],而必须要对干度的分布作一定的估计,目前广泛采用的方法是干度线性分布假定^[4-5]。空冷式换热器虽然空气侧换热系数可认为保持不变,但是两相区换热系数随两相区制冷剂干度的变化而变化,因而空冷式换热器总换热系数仍可能随干度变化而变化,从而造成两相区制冷剂干度是非线性分布。假定两相区制冷剂干度为线性分布的已有干度线性分布法不能准确反映实际空冷式换热器两相区制冷剂干度非线性分布,将会导致预测两相区制冷剂质量预测偏差。

为了在分区集中参数的空冷式换热器模型中准确计算两相制冷剂质量,需要在保持计算速度的同时,较好地反映实际两相区制冷剂干度非线性分布,为此提出空冷式换热器模型的两相制冷剂质量新计算模型。

1 已有分区换热器模型两相区制冷剂质量计算方法及其问题分析

1.1 预测换热器的两相区质量

对于如图1所示的制冷换热器,两相区制冷剂质量的计算方法,可一般性地用式(1)表示。

$$M_{tp} = M_f + M_g = \int_{l_b}^{l_c} \rho_f dV_f + \int_{l_b}^{l_c} \rho_g dV_g \quad (1)$$

$$= \rho_f A_c \int_{l_b}^{l_c} (1 - \alpha(x)) dl + \rho_g A_c \int_{l_b}^{l_c} \alpha(x) dl$$

其中

$$\alpha(x) = 1 / \left[1 + \left(\frac{1}{x} - 1 \right) S \frac{\rho_g}{\rho_f} \right] \quad (2)$$

按照式(3)定义平均空泡系数,则式(1)所示的制冷剂两相区质量计算式可用式(4)更为简洁地表达。

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{l_c - l_b} \int_{l_b}^{l_c} \alpha(x) dl \quad (3)$$

$$M_{tp} = V_{tp} [\rho_g \bar{\alpha} + \rho_f (1 - \bar{\alpha})] \quad (4)$$

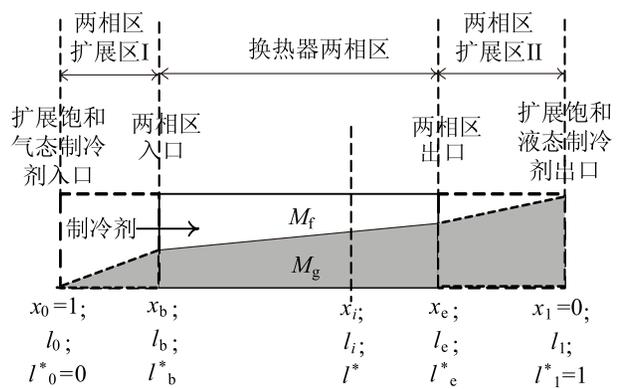


图1 换热器两相区示意图

Fig.1 Schematic of two phase region of heat exchanger

制冷剂干度的分布可用式(5)一般性地表示,能否采用上面两个公式进行两相制冷剂质量计算,关键是能否精确而又方便地确定式(5)的具体形式。

$$x = f(l) \quad (5)$$

式(1)~(5)中: M —制冷剂质量; A_c 、 l 、 V —换热器制冷剂侧流通截面积、长度、体积; ρ 、 x 、 α 、 S —制冷剂密度、干度、空泡系数、滑移率;下标b、e、f、g、tp分别代表两相开始饱和点、两相结束饱和点、液体、气体和两相。

1.2 已有的基于干度线性分布的两相区制冷剂质量计算模型及存在问题分析

已有的基于干度线性分布的两相区制冷剂质量计算模型,干度分布采用如式(6)所示的干度线性分布假定,空泡系数采用式(7)(由式(6)代入式(3)所得),质量计算则将式(7)代入式(4)完成。

$$x = \frac{x_e - x_b}{l_c - l_b} (l - l_b) + x_b \quad (6)$$

$$\bar{\alpha} = -\frac{1}{d} - \frac{b}{d^2 c_{20} (l_c - l_b)} \times (\ln |b - dc_{10} - dc_{20} l_c| - \ln |b - dc_{10} - dc_{20} l_b|) \quad (7)$$

$$\text{其中: } b = S \frac{\rho_g}{\rho_f}, c_{10} = x_b - \frac{x_e - x_b}{l_c - l_b} l_b,$$

$$c_{20} = \frac{x_e - x_b}{l_c - l_b}, d = b - 1。$$

干度线性分布的假定,使得两相区制冷剂计算模型不需要计算两相区内具体制冷剂干度分布,因此具有计算速度快的优点。

但是绝对的干度线性分布,在实际中几乎不存在,因此上面计算公式必定是有误差的,甚至可能误差很大。只有在热阻沿程变化不大的场合,如空气侧自然对流的冰箱换热器,其干度的分布与线

性比较接近些。但如果不假定干度线性分布,须在仿真中每一时刻严格预测计算干度分布,则需要的计算时间较长。

2 分区换热器模型两相区制冷剂质量新计算模型

2.1 建模思路

分区集中参数的空冷式换热器两相区制冷剂质量新计算模型,应当具有良好计算速度并能反映两相区干度非线性分布的特点。新计算模型应能克服基于干度线性分布的两相区制冷剂质量计算模型不能反映两相区干度非线性分布的缺点,并保留速度快的优点。

为了确保新计算模型具有计算速度快和反应两相区干度分布的优点,新计算模型首先利用分布换热器模型预测两相制冷剂干度分布并拟合干度分布关联式,此过程中得到的干度分布拟合式将具有形式简单并可反映两相区制冷剂干度分布的优点;然后推导计算两相区制冷剂质量所需要平均空泡系数解析表达式,此过程将利用上一步骤得到干度分布关联式,避免反复调用分布参数模型,从而可提高计算速度。

新计算模型建模思路可分为两步:

Step 1 建立两相制冷剂干度实际分布模型:

1) 通过分布参数模型预测两相区任意点制冷剂干度及其分布;

2) 引入两相区的相对长度的概念描述换热器两相区任意点位置,从而实现通用化描述换热器结构在不同运行工况下两相区任意点位置;

3) 采用多项式拟合两相区制冷剂干度与两相区相对长度间的关联式;

Step 2 建立考虑制冷剂干度实际分布的两相制冷剂质量计算模型:

1) 求取基于制冷剂干度与长度间拟合的多项式预测两相区的平均空泡系数,此平均空泡系数要反应两相区中制冷剂干度实际分布;

2) 基于平均空泡系数预测两相区制冷剂质量。

利用新计算模型计算同一型号换热器中两相区制冷剂质量过程,只需执行一次(Step 1)计算任务,来建立两相制冷剂干度实际分布模型。

2.2 数学模型

新计算模型的数学模型将按照建模路线图分成两部分: Step1建立两相制冷剂干度实际分布模

型; Step2建立考虑制冷剂干度实际分布的两相制冷剂质量新计算模型。其中Step1是Step2的基础。

2.2.1 两相制冷剂干度实际分布模型

两相区干度实际分布可以采用式(8)所示的多项式进行描述,式中系数可通过分布换热器模型预测两相区的制冷剂干度分布拟合得到。

$$x = \sum_{i=1, \dots, n} c_i'(l)^{i-1} \quad (8)$$

为了通用化描述换热器结构在不同运行工况下的两相区制冷剂干度分布,两相区相对长度被引入可实现通用化描述换热器两相区任意点位置。两相区相对长度定义为两相区某点距两相开始饱和点的距离与两相区饱和起始点和饱和终止点的距离比值,如式(9)所示。

$$l^* = l/L \quad (9)$$

其中, $l = l_i - l_0$, $L = l_1 - l_0$, 这些参量见图1。

将式(9)代入式(8)可得到通用化两相区制冷剂干度分布关联式:

$$x = \sum_{i=1, \dots, n} c_i(l^*)^{i-1} \quad (10)$$

式(8)~(10)中: c_i 和 c_i' 一拟合的多项式的系数; l —距两相起始饱和状态点的距离; L —两相区理论长度,即两相起始和终点的饱和状态点间距离; l^* —两相区相对长度。

2.2.2 考虑干度实际分布的两相制冷剂质量计算新模型

考虑干度实际分布的两相区制冷剂质量新计算模型也采用式(4)预测两相区制冷剂质量,新模型关键是式(4)中两相区平均空泡系数反应干度实际分布。下面将具体介绍如何计算考虑干度实际分布的两相区平均空泡系数。

对式(9)求导,并代入式(3)可得到基于相对长度的换热器的平均空泡系数表达式:

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{l_c^* - l_b^*} \int_{l_b^*}^{l_c^*} \alpha(x) dl = \frac{1}{l_c^* - l_b^*} \int_{l_b^*}^{l_c^*} \alpha(x) dl^* \quad (11)$$

将式(2)和式(10)联立代入式(11)可得到换热器的平均空泡系数表达式:

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{l_c^* - l_b^*} \int_{l_b^*}^{l_c^*} \left\{ 1 + \left[\frac{1}{\sum_{i=1, \dots, n} c_i(l^*)^{i-1}} - 1 \right] S \frac{\rho_g}{\rho_f} \right\}^{-1} dl^* \quad (12)$$

式中: l_b^* 和 l_c^* —实际两相区开始和结束时相对长度。

制冷系统中换热器两相区的起始点和终点并非都处于饱和状态,而式(10)相对距离是以距起始

饱和状态点距离除以两相区理论长度，因此需要预测换热器非饱和状态点的两相区起始点和终点的相对长度。它们的相对长度可由已知的两相区起始点或终点的制冷剂干度，通过式(10)计算。

$$\bar{\alpha} = \begin{cases} -\frac{1}{d} + \frac{b}{d(l_c^* - l_b^*)} \frac{1}{\sqrt{q}} \left(\ln \left| \frac{-2dc_3 l_c^* - dc_2 - \sqrt{q}}{-2dc_3 l_c^* - dc_2 + \sqrt{q}} \right| - \ln \left| \frac{-2dc_3 l_b^* - dc_2 - \sqrt{q}}{-2dc_3 l_b^* - dc_2 + \sqrt{q}} \right| \right) & q > 0 \\ -\frac{1}{d} + \frac{b}{c_3 d^3 (l_c^* - l_b^*)} \left(\frac{1}{-c_3 l_c^* - 0.5c_2} - \frac{1}{-c_3 l_b^* - 0.5c_2} \right) & q = 0 \\ -\frac{1}{d} + \frac{b}{d(l_c^* - l_b^*)} \frac{2}{\sqrt{-q}} \left(\arctan \frac{-2dc_3 l_c^* - dc_2}{\sqrt{-q}} - \arctan \frac{-2dc_3 l_b^* - dc_2}{\sqrt{-q}} \right) & q < 0 \end{cases} \quad (13)$$

其中： $b = S \frac{\rho_g}{\rho_f}$, $d = b - 1$, $q = -(dc_2)^2 - 4dc_3(b - dc_1)$ 。

3 两种计算模型适用范围评估

考虑干度实际分布的两相制冷剂质量新计算模型(新计算模型)是从基于干度线性分布的两相区制冷剂质量计算模型(已有模型)基础上进行改进而获得，为了评估改进的效果，下面将分析新计算模型与已有模型的适用范围，以及评估新计算模型是否可以替代已有模型。

由计算两相区制冷剂质量式(4)可知，两相区制冷剂质量预测的误差主要取决于两相区平均空泡系数的误差，因此将采用两相区平均空泡系数误差评估两种计算模型适用范围。由于基于分布参数模型两相区制冷剂质量计算方法可将两相区划分非常多个控制容积，可准确预测两相区的制冷剂干度及其分布，从而能准确预测平均空泡系数。因此基于分布参数两相区制冷剂质量计算方法所预测的平均空泡系数被选为新计算模型和已有模型比较基准。新计算模型和已有模型预测平均空泡系数相对于分区换热器模型两相区平均空泡系数的误差分别用式(14.a)和(14.b)表示。

$$\delta \bar{\alpha}_{\text{linear}} = \frac{|\bar{\alpha}_{\text{linear}} - \bar{\alpha}_{\text{dis}}|}{\bar{\alpha}_{\text{dis}}} \times 100\% \quad (14.a)$$

$$\delta \bar{\alpha}_{\text{real}} = \frac{|\bar{\alpha}_{\text{real}} - \bar{\alpha}_{\text{dis}}|}{\bar{\alpha}_{\text{dis}}} \times 100\% \quad (14.b)$$

式中： $\bar{\alpha}_{\text{dis}} = \sum_{i=1}^n V_{\text{dis},i} \alpha_{\text{dis},i} / \sum_{i=1}^n V_{\text{dis},i}$ ； n 、 $V_{\text{dis},i}$ 、 $\alpha_{\text{dis},i}$ —两相区控制容积个数、控制容积体积、控制容积空泡系数； $\bar{\alpha}_{\text{linear}}$ 、 $\bar{\alpha}_{\text{real}}$ —已有模型和新计算模型预测的平均空泡系数，分别用式(7)和式(13)计算。

对于空冷式换热器来讲，如果其两相区各个位置的传热系数保持不变，则制冷剂干度分布是线性的；两相区各个位置的传热系数差别越大，则制

当描述两相区制冷剂干度分布式(10)退化为两次多项式时，即 $x = c_1 + c_2 l^* + c_3 (l^*)^2$ ，代入式(12)，可得到考虑干度实际分布的两相区平均空泡系数一式(13)：

制冷剂干度分布与线性分布的偏离可能就越大。对于空冷式制冷换热器，其传热系数主要取决于空气侧换热系数和制冷剂侧的换热系数。而对于空冷式换热器的空气侧换热系数基本不随位置变化而变化，但制冷剂换热系数则变化很大，因此可以想到，如果制冷剂侧的热阻在整个热阻中的影响比较大时，则换热器中干度的非线性分布比较明显。

为了表述在制冷剂侧与空气侧热阻在总的热阻中的作为，定义式(15)来表述空气侧与制冷剂侧的热阻之比 β 。从式(15)可知， β 是无量纲数，反应了换热器结构参数和运行工况的影响。

$$\beta = \frac{\alpha_{\text{ref}} A_{\text{ref}}}{\alpha_{\text{air}} A_{\text{air}}} \quad (15)$$

以无管路分歧和汇合的冰箱风冷式丝管式冷凝器为例来计算。图2(a)和(b)分别给出了随两相区位置变化的两相区制冷剂干度分布和空泡系数分布。如前面设想的一致，图2(a)显示，当 β 越大时，两相区内制冷剂干度分布越接近于线性分布；当 β 越小时，两相区制冷剂干度分布与线性分布的偏离越大。图2(b)给出不同 β 下，两相区制冷剂空泡系数的分布，反映两相区干度分布影响着两相区空泡系数分布，进而影响到两相区平均空泡系数。

以无管路分歧和汇合的冰箱风冷式丝管式冷凝器为例进行计算。图2(a)和(b)分别给出了随两相区位置变化的两相区制冷剂干度分布和空泡系数分布。同前面设想的一致，图2(a)显示，当 β 越大时，两相区内制冷剂干度分布越接近于线性分布；当 β 越小时，两相区制冷剂干度分布与线性分布的偏离越大。图2(b)给出不同 β 下，两相区制冷剂空泡系数的分布，反映两相区干度分布影响着两相区空泡系数分布，进而影响到两相区平均空泡系数。

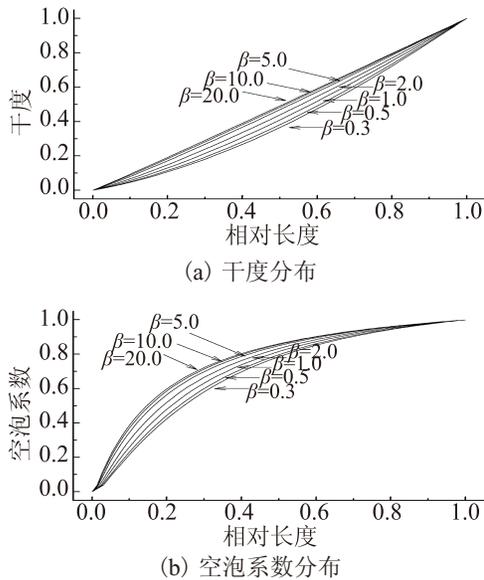


图2 不同空气侧与制冷剂侧热阻下两相区干度和空泡系数分布

Fig.2 Refrigerant quality and void fraction distribution under different heat transfer resistance ratio of air-side to refrigerant-side

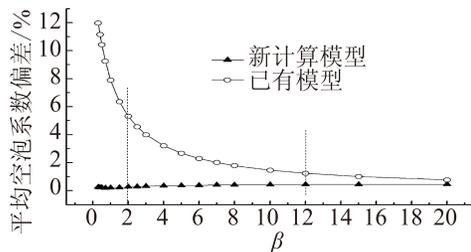


图3 换热器平均空泡系数误差随换热器空气侧与制冷剂的热阻之比的变化

Fig.3 Heat exchanger mean void fraction deviation versus different heat transfer resistance ratio of air-side to refrigerant-side

图3给出了两种模型预测平均空泡系数误差随 β 值变化。两种模型的平均空泡系数的误差分别采用式(14.a)和式(14.b)预测,此过程并采用Zivi^[6]两相区滑移模型。由图中可知,新计算模型预测的平均空泡系数相对于分布参数的偏差均明显小于已有模型,但是当 β 大到一定值时,已有模型仍然可用。具体情况可分为:1)当 $\beta \geq 12$ 时,由于两相区的制冷剂干度分布为近似线性分布,通过式(14.a)和(14.b)计算的新计算模型和已有模型的平均空泡系数误差都不大,在此区域内它们平均误差分别为0.4%和1.0%,但是新计算模型平均误差仍明显小于已有模型;2)当 $2 < \beta < 12$ 时,因为是两相区的制冷剂干度分布为呈现弱线性分布,此区域内新计算模型平均误差仍保持原来的较小值(0.4%),但是已有模型在此区域内平均误差则有明显增加(增加到2.7%),但仍属于可接受范围;3)当 $\beta \leq 2$ 时,由

于已有模型不能像新计算模型那样反映强非线性干度分布,此区域内其平均误差快速增长到比较大的值(8.9%),而新模型在此区域内平均误差仍然很小(0.3%),此时只宜采用新计算模型而不能再用已有的模型。此分析中无量纲 β 具有普遍性,也可应用于其它空冷式换热器。在制冷装置压缩机刚开机运行过程时,空冷式换热器的 β 值小于2,换热器内两相区的制冷剂干度分布呈现非线性分布。

4 考虑干度实际分布的两相制冷剂质量新计算模型速度和精度验证

下面验证分区换热器模型两相区制冷剂质量新计算模型的精度和速度。两相区滑移模型采用Zivi^[6]模型,基于此验证新计算模型的速度和精度。由于基于分布参数模型两相区制冷剂质量计算方法可将两相区划分非常多个控制容积,可准确预测两相区的制冷剂干度及其分布,从而能准确预测换热器两相区的制冷剂质量,因此将其选为精度和速度分析的基准。两相区制冷剂质量新计算模型只考虑无管路分歧和汇合的换热器,因此无管路分歧和汇合的冰箱风冷式丝管式冷凝器被选为验证的标本。

模型验证工况中环境温度为冰箱测试工况^[7],冷凝温度在环境温度基础上调整,风速以冰箱运行风速工况为参考点,制冷剂流量取值范围以便于确保能覆盖整个空气侧与制冷剂侧热阻之比 β 。模型验证工况共864个冰箱运行工况(=4×3×4×18),如表1所示。

当两相区制冷剂干度分布呈现非强非线性分布(近似线性分布或弱线性分布)时,或者换热器空气侧与制冷剂侧的热阻之比 β 满足 $\beta \geq 12$ 或 $2 < \beta < 12$ 条件时,新计算模型与已有模型预测的两相制冷剂平均空泡系数误差可忽略,如表2所示。当两相区制冷剂干度分布呈现强非线性分布时,或换热器空气侧与制冷剂侧的热阻之比 β 满足 $\beta \leq 2$ 时,新计算模型由于能反应两相区制冷剂干度非线性分布,因此新计算模型相对于已有模型的平均误差和最大误差分别减少为原来的59%(=2.19%/3.72%)和55%(=4.26%/7.81%),如表2所示。表2的结果与第3节的分析结果相吻合。

考虑干度实际分布的两相制冷剂质量新计算模型计算速度和基于干度线性分布的两相制冷剂质量计算模型计算速度相当,但比基于分布换热器模型两相制冷剂计算方法快了3个数量级,速度比较结果如表3所示。

表1 模型验证工况列表
Tab.1 Validation conditions

$T_{air}/^{\circ}C$	$T_{ref}/^{\circ}C$	$u_{air}/(m/s)$	$m_{ref}/(g/s)$
12.8;			1.5; 1.2; 1.0; 0.7; 0.4; 0.3;
21.1;	$T_{ref}=T_{air}+5;$	0.5, 1.0;	0.2; 0.1; 0.09; 0.08; 0.07;
32.2;	10; 15	1.5; 2.0	0.06; 0.05; 0.04; 0.03;
43.3			0.02; 0.015; 0.01

表2 新计算模型和已有模型的误差分析对比
Tab.2 Comparison of the deviation of the novel model and existed model

	已有分区换热器模型两相区制冷剂质计算模型	考虑干度实际分布的两相区制冷剂质计算模型	考虑干度实际分布的两相区制冷剂质计算模型
$\beta \leq 2$	平均误差 ^a	3.72%	2.19%
	最大误差 ^b	7.81%	4.26%
$2 < \beta < 12$	平均误差	0.87%	0.23%
	最大误差	1.90%	0.51%
$\beta \geq 12$	平均误差	0.85%	0.18%
	最大误差	1.50%	0.38%

注: a 平均误差 $=1/n \sum_{i=1}^n \left| \frac{\bar{\alpha}_{sim} - \bar{\alpha}_{dis}}{\bar{\alpha}_{dis}} \right| \times 100\%$, 其中 $\bar{\alpha}_{dis}$ 和 $\bar{\alpha}_{sim}$ 分别为基于分布参数模型两相区制冷剂质量计算方法预测两相制冷剂平均空泡系数和已有模型或新计算模型预测的两相区制冷剂平均空泡系数, n 为样本个数; b 最大误差 $=\max(\sum_{i=1}^n \left| \frac{\bar{\alpha}_{sim} - \bar{\alpha}_{dis}}{\bar{\alpha}_{dis}} \right|) \times 100\%$ 。

表3 新计算模型和已有模型的速度比较
Tab.3 Comparison of the calculation speed of the novel model and existed model

	基于分布参数模型两相区制冷剂质计算方法	已有分区换热器模型两相区制冷剂质计算模型	考虑干度实际分布的两相区制冷剂质计算模型
时间/s ^a	55.625	0.03016	0.03375
速度提升 ^b	1	1844	1648

注: a 时间是基于1000次计算统计得到; b 速度比较是以基于分布参数模型两相区制冷剂质量计算方法的计算速度为基准。

5 结论

1) 建立了分区空冷式换热器模型两相区制冷剂质量新计算模型。首先通过分布参数模型预测两相区任意点制冷剂干度及其分布, 引入相对长度实现通用化描述不同换热器结构和不同运行工况下两相区任意点位置, 从而拟合基于相对长度的两相区制冷剂干度分布多项式分布模型, 并推导出两相区的平均空泡系数, 最终可用于预测两相区制冷剂质量。

2) 干度实际分布的两相制冷剂质量新计算模型与基于干度线性分布的两相制冷剂质量计算已有模型进行对比结果表明: 当干度分布呈现非强非线性分布时, 两种模型的预测精度的差别可忽略; 但是当两相区制冷剂干度分布呈现强非线性分布时, 以分布参数计算为基准, 新计算模型相对于已有模型的平均误差和最大误差分别减少为原来的59%和55%, 新计算模型具有很好的精度。在制冷装置压缩机刚开机运行过程中, 空冷式换热器内制冷剂质量计算需考虑干度强非线性分布。

3) 考虑干度实际分布的两相制冷剂质量新计算模型计算速度和基于干度线性分布的两相制冷剂质量计算模型计算速度相当, 但比分布换热器模型两相制冷剂计算方法快了约3个数量级。

参考文献

- [1] 丁国良, 张春路. 制冷空调装置仿真与优化 [M]. 北京: 科学出版社, 2001.
- [2] Ding G L. Recent developments in simulation techniques for vapour-compression refrigeration systems [J]. International Journal of Refrigeration, 2007, 30 (7): 1119-1133.
- [3] M L Martins Costa, J A R Parise. A three-zone simulation model for a air-cooled condensers [J]. Heat Recovery Systems and CHP, 1993, 13 (2): 97-113.
- [4] Hermes C J L, Melo C. A first-principles simulation model for the start-up and cycling transients of household refrigerators [J]. International Journal of refrigeration, 2008, 31 (8): 1341-1357.
- [5] Ding G L, Zhang C L, Lu Z L. Dynamic simulation of natural convection bypass two-circuit cycle refrigerator-freezer and its application Part I: component model [J]. Applied Thermal Engineering, 2004, 24 (10): 1513-1524.
- [6] Zivi S M. Estimation of steady-state stem void-fraction by means of the principle of minimum entropy production [J]. Journal of Heat Transfer, 1964, 86: 247-252.
- [7] ANSI/AHAM HRF-1-203, Energy, performance and capacity of household refrigerators, refrigerator-freezers and freezers [S]. Washington: American National Standards Institute, 2003.

作者简介

丁国良, 男(1966-), 教授, 博导, 上海交通大学机械与动力工程学院制冷所, (021) 34206378, E-mail: glding@shtu.edu.cn. 研究方向: 制冷空调装置的仿真、优化与新工质应用。

About the author

Ding Guoliang (1966-), male, Ph. D./Professor, School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, (021) 34203278, E-mail: glding@shtu.edu.cn. Research fields: Simulation and optimization research for room air conditioner and utilization of new refrigerant.