

# 车用微小通道蒸发器一维仿真与试验

刘 研<sup>1,2</sup>, 韩艳辉<sup>2</sup>, 徐云轩<sup>3</sup>, 孙柏林<sup>2</sup>

(1. 吉林大学 汽车仿真与控制国家重点实验室, 吉林 长春 130025; 2. 吉林大学 汽车工程学院, 吉林 长春 130025; 3. 上海交通大学 机械与动力工程学院, 上海 200240)

**摘要:** 通过蒸发器制冷能力、通风阻力、蒸发器内阻一维仿真结果与试验值比较,发现制冷剂两侧相换热区、过热区、空气侧分别采用已有的换热关联式计算时,计算值与试验值吻合度较好,误差控制在 5% 以内。研究了百叶窗翅片的百叶窗开角、翅片间距、翅片高度以及扁管的通道宽度、通道数对蒸发器性能的影响。对蒸发器进行了结构优化,选取了一个综合性能最优的方案,使得通风阻力下降 19%,蒸发器内阻下降 8.4%,制冷能力提高 130 W。

**关键词:** 车用微小通道蒸发器;一维仿真;结构优化

**中图分类号:** U464.138

**文献标志码:** A

## One Dimensional Simulation and Experimental Study of Vehicle Micro Channel Evaporator

LIU Yan<sup>1,2</sup>, HAN Yanhui<sup>2</sup>, XU Yunxuan<sup>3</sup>, SUN Bolin<sup>2</sup>

(1. State Key Laboratory of Automotive Simulation and Control, Jilin University, Changchun 130025, China; 2. College of Automotive Engineering, Jilin University, Changchun 130025, China 3. Institute of Engineering Thermophysics, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

**Abstract:** By comparing the one dimensional simulation results of the evaporator refrigeration capacity, ventilation resistance and evaporator internal resistance with the experimental values, it is found that the Kew-Cornwell heat exchange correlation in the two phase heat exchange zone of the refrigerant side, the Ditus-Boeleter heat transfer correlation in the superheated area, and the Dong Junqi model in the air side are appropriate. The error is controlled within 5%. The influence of the opening angle of blinds, the spacing of fins and the height of fins, the width of the tube, the number of channels and the number of flat tubes in each process of evaporator on the performance of the evaporator are studied. According to the above analysis, the structure of the evaporator is optimized. Finally, a scheme with the best comprehensive performance is selected, which makes the

ventilation resistance drop by 19%, the internal resistance of the evaporator drop by 8.4%, and the refrigeration capacity is increased by 130 W.

**Key words:** vehicle micro channel evaporator; one dimensional simulation; structural optimization

车用空调蒸发器作为直接向车内提供冷量和调节湿度的部件,其性能对于车内环境的舒适性有着至关重要的影响<sup>[1]</sup>。因此,对蒸发器传热及流动的特性研究以及蒸发器结构的优化就成了汽车空调领域研究的重要方向。本文汽车空调系统采用微通道换热器,在满足换热量的前提下,能够提高设备紧凑性,减轻设备重量,也使得制造成本降低。

本文从换热器稳态特性出发,基于有限体积法,采用稳态模型中的分布参数模型<sup>[2]</sup>,针对制冷剂的液态过冷区、两相区、汽态过热区分别建立集中参数模型。使用效能-传热单元数法,采用合适的换热及压降关联式,通过编程进行迭代计算,对平行流蒸发器的性能进行仿真研究分析。

## 1 平行流蒸发器模型建立

### 1.1 蒸发器几何模型建立

图 1 为平行流蒸发器结构示意图。它具有 4 个流程,各个流程的扁管数分别为 9、12、15、18,共 54 根扁管。扁管通道内制冷剂蒸发换热后从集流管流出,扁管通道外侧为百叶窗翅片,空气从翅片侧流过被冷却。

### 1.2 一维数学模型

基于此物理模型,假设:①蒸发器翅片侧空气、微通道内的制冷剂均为一维流动;②同一流程内各个扁管、各个微通道内的制冷剂均匀分配,各通道之

间没有热传导;③忽略散热损失.因此,每个流程可以取 1 根扁管进行计算.沿扁管长度方向,每 6 mm 取为 1 个计算单元,1 根扁管共 37 个计算单元,将每个小单元看作 1 个换热器,采用效能单元数模型进行计算.

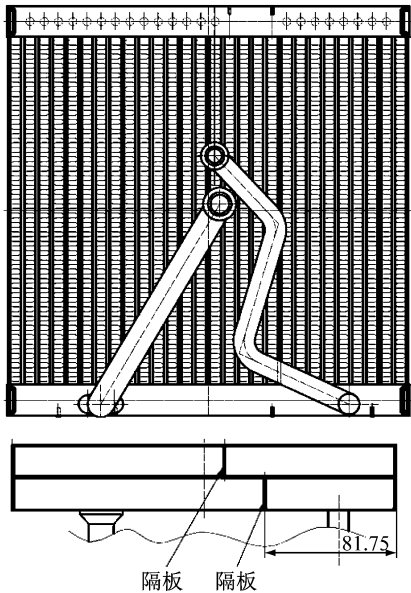


图 1 平行流蒸发器示意图

Fig.1 Schematic diagram of parallel flow evaporator

任意取其中 1 个计算单元作为 1 个基本控制体,传热过程示意图可简化成图 2.

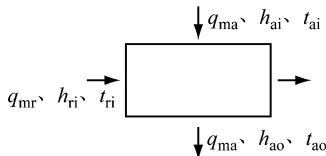


图 2 控制体内传热示意图

Fig.2 Illustration of control unit

由于将每个控制体都看作 1 个换热器,根据换热器基本计算公式,数学方程可表示为传热方程:

$$\Phi = kA\Delta t_m$$

热平衡方程:

$$\Phi = q_{ma}c_{pa}(t_{ao} - t_{ai}) = \xi q_{mr}c_{pr}(t_{ro} - t_{ri})$$

式中: $\Phi$  为换热量, W;  $k$  为传热系数,  $W \cdot (m^2 \cdot K)^{-1}$ ;  $A$  为换热面积,  $m^2$ ;  $\Delta t_m$  为对数平均温差,  $^{\circ}C$ ;  $q_{ma}$  为空气侧质量流量,  $kg \cdot s^{-1}$ ;  $c_{pa}$  为空气定压比热,  $kJ \cdot (kg \cdot K)^{-1}$ ;  $t_{ai}$ 、 $t_{ao}$  分别为空气进、出口温度,  $^{\circ}C$ ;  $\xi$  为漏热系数,本文中假设没有漏热,  $\xi$  为 1;  $q_{mr}$  为制冷剂质量流量,  $kg \cdot s^{-1}$ ;  $c_{pr}$  为制冷剂定压比热,  $kJ \cdot (kg \cdot K)^{-1}$ ;  $t_{ri}$ 、 $t_{ro}$  分别为制冷剂进、出口温度,  $^{\circ}C$ .

沿着流动方向,若流体流动结束一个流程要进入下一个流程时,每根扁管中的制冷剂流量会发生改变,并且在每次转弯时,都会产生局部阻力,示意图见图 3 所示.图中: $G_{r1}$ 、 $G_{r2}$ 、 $G_{r3}$ 、 $G_{r4}$  分别为制冷剂 1、2、3、4 流程流量,  $m^3 \cdot s^{-1}$ ;  $\Delta P_1$ 、 $\Delta P_2$ 、 $\Delta P_3$  分别为 1、2、3 流程中局部阻力损失, Pa.

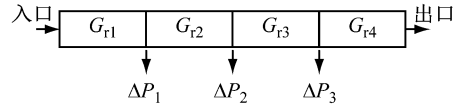


图 3 流体流动示意图

Fig.3 Schematic diagram of flow

在建立模型时,编程应实现自动控制流量的改变,以及计算各控制体的局部阻力损失.

## 2 传热及压降关联式

### 2.1 制冷剂侧传热及压降关联式

在流经换热器的过程中,制冷剂经历相变过程,相态不同换热及压降关联式就不同.在蒸发器的一维模拟计算中按照制冷剂的相态区分,在过冷液体区、两相区、过热区三段控制体模块内采用不同的关联式来计算.

#### 2.1.1 过冷液体区

过冷液体区属于单相区,有层流与湍流之分,对于微小通道内流动采用 Bhatti 等<sup>[3]</sup>给出的方程作为判别标准

$$Re_c = \frac{4650}{V_r}$$

式中: $Re_c$  为临界雷诺数;  $V_r$  采用 Purday<sup>[4]</sup> 总结式

$$V_r = \frac{m+1}{m} \frac{n+1}{n}$$

$m$ 、 $n$  与微通道的纵横比  $\alpha$  (为通道的高度与宽度之比)有关,  $m=1.7+0.5\alpha^{-1.4}$ . 当  $\alpha < 1/3$  时,  $n=2$ ; 当  $\alpha \geq 1/3$  时,  $n=2+0.3(\alpha-1/3)$ .

通过计算,本文蒸发器内制冷剂流动为湍流流动.针对湍流流动,文献[5-7]分别给出了传热关联式.通过试验对比,文献[7]给出关联式的计算结果最为接近,故本文采用此预测关联式,即

$$Nu = \frac{(f/2)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7 \sqrt{f/2}(Pr^{2/3} - 1)} \left[ 1 + \left( \frac{D_{h,r}}{L_j} \right)^{2/3} \right]$$

$$f = \frac{1}{4} (0.790 \ln Re - 1.64)^{-2}$$

式中: $Nu$  为努塞尔数;  $f$  为摩擦因子;  $Pr$  为普朗特数;  $D_{h,r}$  为微通道当量直径, m;  $L_j$  为管长, m.

制冷剂流动过程中的压降分为 3 个部分:由工

质的位能变化引起的重力压降;由工质动能和压力能间的转化而引起的加速压降;由工质与管壁间的摩擦引起的摩擦压降.通常加速压降及重力压降很小可忽略不计,故制冷剂总压降为摩擦压降.本文中过冷区压降关联式采用 Blasius 预测关联式

$$\Delta P_r \approx 4f_1 \frac{L}{D_{h,r}} \frac{\rho_r v_r^2}{2}$$

$$f_1 = \begin{cases} 16/Re, & 0 < Re \leq 2\,500 \\ 0.079Re^{-0.25}, & 2\,500 < Re \leq 20\,000 \\ 0.460Re^{-0.20}, & Re > 20\,000 \end{cases}$$

式中: $f_1$  为单相区摩擦因子; $L$  为扁管长度,m; $\rho_r$  为制冷剂密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ; $v_r$  为制冷剂流速, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

### 2.1.2 两相区

两相区传热系数关联式采用 Kew-Cornwell 关联式

$$h_{tp} = 30Re_{lo}^{0.857} B_o^{0.714} (1-x)^{-0.143} \lambda_l / D_h$$

式中: $Re_{lo} = G_r D_h / \mu_l$ ;  $G_r$  为制冷剂质量流量, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ; $D_h$  为水力直径,m; $\mu_l$  为液体区动力黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$ ;  $B_o = q / G_r h_{fg}$ ,表征相变过程中汽化潜热对换热系数的影响; $x$  为干度; $\lambda_l$  为液体区导热系数, $\text{W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$ ; $h_{fg}$  为汽化潜热, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ .

压降关联式采用文献[8]推荐的摩擦因子关联式

$$f = 0.435Re_{eq}^{0.12} f_1$$

$$\Delta P = 4f \frac{L}{D_{h,r}} \frac{Re_{eq}^2 f_1}{2\rho_l}$$

式中: $Re_{eq}$  为两相区雷诺数; $\rho_l$  为液体区密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ .

### 2.1.3 过热区

本文中制冷剂在过热区的对流换热关联式采用 Ditus-Boeletter 关联式

$$Nu = \frac{h_r D_{h,r}}{\lambda_r} = 0.023Re^{0.8} Pr^{0.3},$$

$$10^4 < Re < 1.2 \times 10^5$$

式中: $h_r$  为制冷剂侧对流换热系数, $\text{W} \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{K})^{-1}$ ; $\lambda_r$  为制冷剂导热系数, $\text{W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$ . 雷诺数  $Re = \rho_r v_r D_{h,r} / \mu_r$ ;  $\rho_r$  为过热区密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ; $v_r$  为过热区运动黏度, $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ; $\mu_r$  为液体区动力黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$ .

过热区压降关联式采用与过冷区相同的压降关联式.

## 2.2 空气侧传热及压降关联式

文献[9-11]在大量的试验数据及文献库中已有的关联式的基础上总结出了通用性较强并得到广泛认可的关联式.本文采用文献[9]的关联式进行计

算,即

$$j = 0.267\,12Re_a^{-0.194\,4} (\theta_1/90)^{0.257} (F_p/L_p)^{-0.517\,7} \cdot (T_p/L_p)^{-1.904\,5} (L_1/L_p)^{1.715\,9} (F_b/L_p)^{-0.214\,7} (\delta/L_p)^{-0.05}$$

式中: $j$  为因子; $Re_a$  为空气侧临界雷诺数; $\theta_1$  为百叶窗角度; $F_p$  为百叶窗肋片间距,m; $L_p$  为百叶窗间距,m; $T_p$  为百叶窗高度,m; $L_1$  为百叶窗长度,m; $F_b$  为百叶窗肋片长度,m; $\delta$  为百叶窗肋片厚度,m.

## 3 结构参数及进口工况对蒸发器性能的影响

蒸发器的结构参数设计对蒸发器的整体性能影响重大,是换热器设计的重要内容.本文从蒸发器的百叶窗翅片及蒸发器扁管出发,研究结构尺寸对蒸发器性能参数的影响,对平行流蒸发器进行结构优化.蒸发器进口工况参数见表 1.

表 1 蒸发器进口工况参数

制冷剂入口		空气入口	
参数	数值	参数	数值
质量流量/ $(\text{kg} \cdot \text{h}^{-1})$	129.80	质量流量/ $(\text{kg} \cdot \text{h}^{-1})$	600.00
焓值/ $(\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1})$	276.27	干球温度/ $^{\circ}\text{C}$	11.15
压力/kPa	412.52	除湿量/ $(\text{kg} \cdot \text{h}^{-1})$	1.83

### 3.1 百叶窗翅片对流动及换热性能的影响

百叶窗翅片属于间断式翅片表面,百叶窗破坏表面空气层流边界层的发展,减小边界层的厚度,达到强化传热的目的<sup>[12]</sup>. 早在上世纪 50 年代,工程上就已出现了百叶窗结构在换热器上的应用.这种结构极大地提高了空气侧的换热性能.近年来,国内外很多学者对百叶窗的流动和传热特性进行了大量的试验研究,并在试验的基础上整理得到了一些计算流动和传热性能的经验关联式.本文采用 Dong Junqi<sup>[9]</sup>的关联式.

如图 4 所示,在百叶窗开度为  $25^{\circ} \sim 40^{\circ}$  的范围内,随着百叶窗开度的增加,通风阻力增加,增加规律呈线性变化,百叶窗开度每增加  $1^{\circ}$ ,通风阻力平均约增加 3.1 Pa,总变化由 128.6 Pa 增加到 158.4 Pa. 而随着开度的增加,空气出口温度降低,下降趋势也几乎呈线性变化,百叶窗开度每增加  $1^{\circ}$ ,空气出口温度平均降低  $0.082^{\circ}\text{C}$ ,总变化由  $12.22^{\circ}\text{C}$  降低到  $10.99^{\circ}\text{C}$ . 降低的通风阻力及降低的出口温度(在空气进口温度不变的情况下,出口温度越低表示蒸发器的制冷能力越高)是需要同时优化的目标,而这两者间又存在矛盾.这就需要根据实际工程需求选择百叶窗角度,使得通风阻力及制冷能力都在设计

需求范围内.

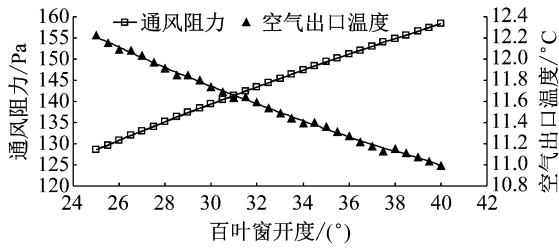


图 4 百叶窗开度对流动及换热性能的影响  
Fig.4 Influence of Louver opening degree on evaporator performance

如图 5 所示,翅片间距在 1.5~6.5 mm 的范围内,随着翅片间距的增加,蒸发器的通风阻力降低,但下降率逐渐降低,开始下降很快,在翅片间距为 1~3 mm 时,翅片间距每增加 1 mm,通风阻力降低 58 Pa 左右;而翅片间距达到 5.0~6.5 mm 时,通风阻力下降很少,1.5 mm 的变化范围才下降了 2 Pa 左右.而相反地,随着翅片间距的增加,空气出口温度呈现上升的趋势,但增加率也逐渐降低,开始增长很快,翅片间距从 1 mm 增加到 3 mm 时,空气出口温度增加了 6.89 °C;而从 5.0 mm 增加到 6.5 mm 时,温度仅增加了 1.09 °C.

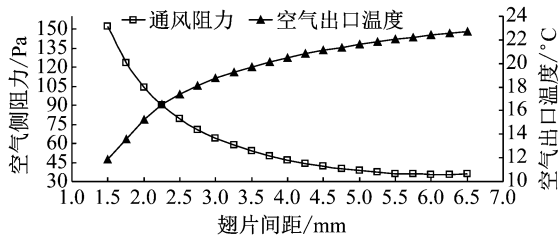


图 5 翅片间距对流动及换热性能的影响  
Fig.5 Influence of fin spacing on evaporator performance

如图 6 所示,随着翅片高度的增加,通风阻力及空气出口温度均降低.但要考虑到,翅片高度的增加,对应的扁管间距也相应增加,若不减小换热面积,即不减少扁管数,那么整个蒸发器的体积将会随

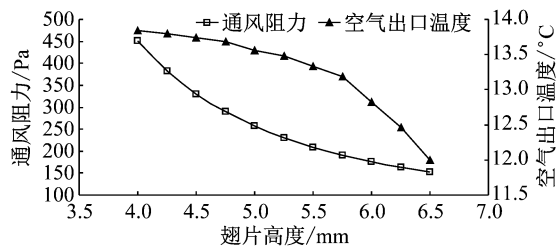


图 6 翅片高度对流动及换热性能的影响  
Fig.6 Influence of fin height on evaporator performance

之增加,这又与换热器的紧凑性相矛盾.因此,在设计需求蒸发器体积范围一定时,这种降低阻力增加换热能力的方法也有很大的限制.

### 3.2 不同扁管尺寸对制冷剂侧流动及制冷能力的影响

微通道换热器的换热优势体现在微通道扁管上,因此本文对微通道及扁管的尺寸对制冷剂侧流动及换热的影响进行分析,以得到优化结构.在扁管宽度、高度及壁厚不变的条件下,针对不同通道数及不同通道宽度对制冷剂侧的压降及换热能力进行分析.

考虑到扁管的宽度不变,因此在通道宽度不变的条件下,通道数目不能无限增加.本文中扁管宽度为 17.4 mm,通道宽度为 0.96 mm,考虑极限情况,通道数最多只能是 17 个,因此本文对 5~17 个通道结构进行分析.如图 7 所示,制冷剂流量不变时,随着通道数增加,单个通道内的制冷剂流量降低,流速下降,而通道高宽不变,因此制冷剂侧压降降低,但下降率逐渐减小.在通道数由 5 个增加到 8 个时,压力下降很快,压降减小 176.1 kPa,而之后下降趋势趋于平缓;在由 14 个增加到 17 个时,压降只减小 10 kPa.制冷能力随着通道数的增加呈现先增加后下降的趋势,在通道数为 14 个时,制冷能力达到峰值 4 602 W.这是因为,通道数的增加,换热面积相应增加,使得制冷剂的流速降低,导致换热系数下降.因此,制冷能力不是一直上升或一直降低,而是在两种因素的作用下,存在一个最优点.

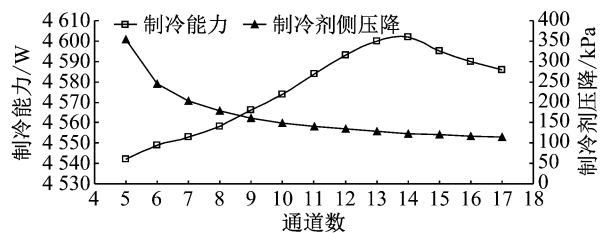


图 7 微通道数对制冷能力及制冷剂侧压降影响  
Fig.7 Influence of the number of mini-channel on evaporator performance

同样,在通道个数不变的条件下,通道的宽度也不能无限增加,考虑到极限情况,通道宽度最大为 1.15 mm.本文对通道宽度在 0.65~1.15 mm 变化范围进行分析.由图 8 可知,若制冷剂流量不变,随着通道宽度增加,制冷剂侧压降降低,但下降率逐渐减小,原因与前面分析通道个数增加时相同.制冷能力也随着通道宽度的增加而先增加后降低,在通道宽度为 1.01 mm 时,达到峰值 4 535 W.分析原因认

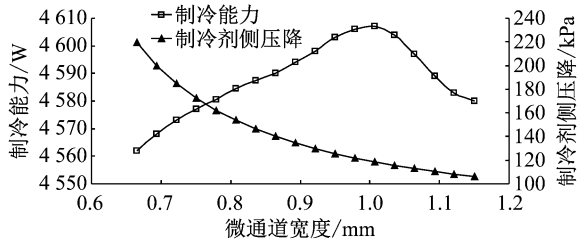


图 8 微通道宽度对制冷能力及制冷剂侧压降的影响  
 Fig.8 Influence of the width of mini-channel on evaporator performance

为,通道数增加,换热面积增加,但当通道宽度增加到一定值时,传热机理可能就不再符合微小通道的传热机理,强化传热的作用减弱,再加上流速降低,使得换热系数下降,从而导致制冷能力开始下降。

## 4 平行流微小通道蒸发器的试验研究

本文在一维仿真计算中,假设微通道中制冷剂均匀分配,因此需要通过不同结构及工况的试验数据来验证所建立的仿真模型的准确性与实用性。

### 4.1 试验系统介绍

本文试验系统采用空气焓差法,这种方法的测试原理是根据通过进出口处空气的干湿球温度及空气压力确定的进出风的焓差来计算制冷量<sup>[13]</sup>。这种试验方法试验费用相对较低,试验时间短,目前在汽车空调试验中已普遍应用。试验系统如图 9 所示。

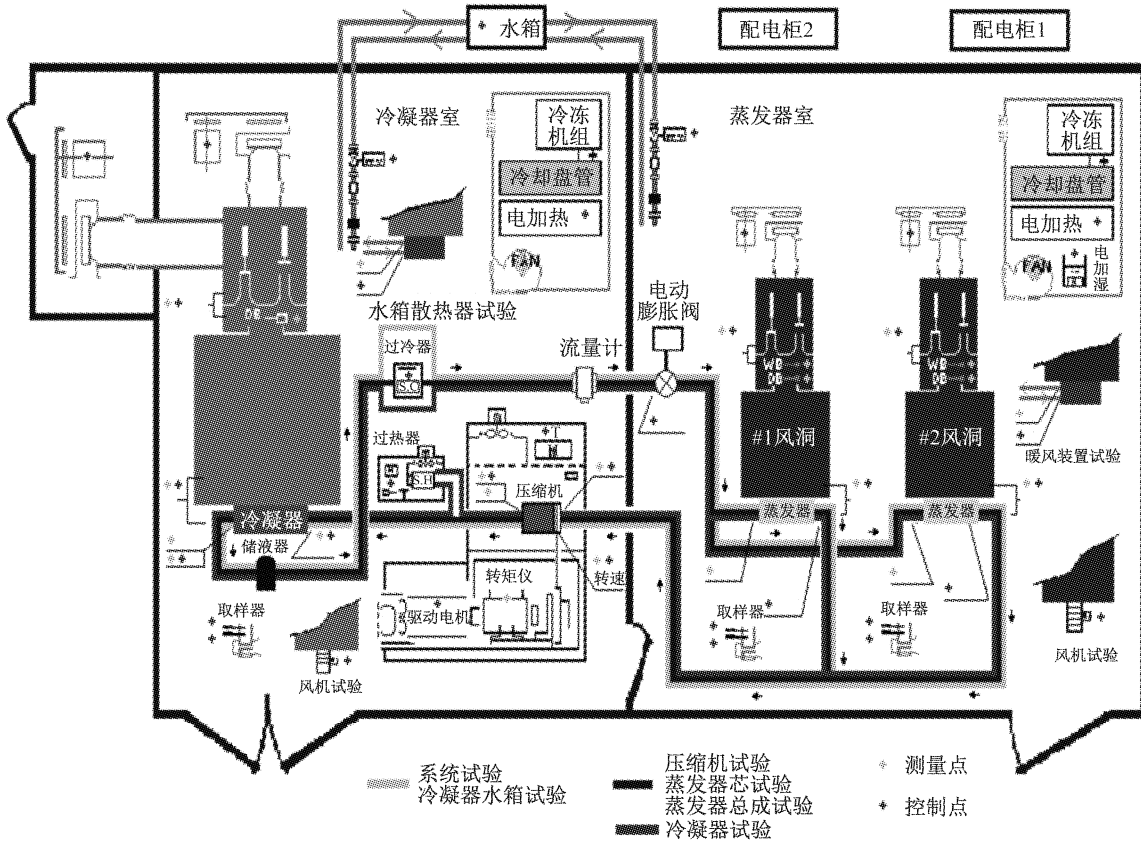
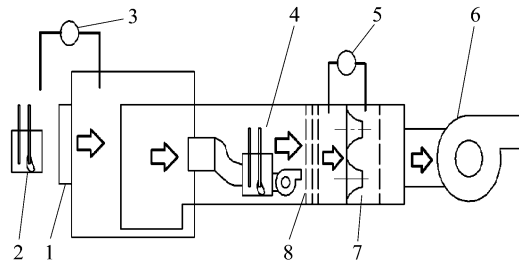


图 9 汽车空调系统性能试验台  
 Fig.9 Test bench for automotive air conditioning system performance

试验时蒸发器安装在蒸发器风洞的前端,风洞的尾端装有引风机,用于向风洞内引风并调节蒸发器风量。蒸发器前后端装有温度测量装置及空气压差计,用于测量蒸发器进出口的干球温度、湿球温度及蒸发器空气侧压降。风洞内设有格栅来平稳风洞内的气流。风洞内的喷管压差计通过测量喷管两侧压差来测量风洞内的空气流量。蒸发器风洞及主要测量设备示意图如图 10 所示。

在蒸发器的进出口都设有压电传感器,用于测量蒸发器进出口压力。在膨胀阀进口也设有压电传感器,并且还有铂电阻温度计,这样通过膨胀阀进口温度及压力就可以知道膨胀阀进口制冷剂的焓值,忽略膨胀阀热损失,认为其为绝热节流,则膨胀阀进口焓值即为蒸发器进口焓值。再根据蒸发器进口压力即可判定蒸发器进口的热力学状态。制冷剂由安装在蒸发器室外的压缩机注入蒸发器,制冷剂流量



1—试验用蒸发器;2—蒸发器前空气取样器;3—蒸发器两侧压差计;4—蒸发器后空气取样器;5—喷管压差计;6—风机;7—喷管;8—格栅

图 10 蒸发器风洞及主要测量设备示意图

Fig.10 Schematic diagram of evaporator wind tunnel and measuring equipment

可通过阀门控制,精确数值由液体流量计测量.

### 4.2 试验方案

为了验证所建立的数学模型的准确性,本文从不同结构蒸发器及不同试验工况入手,确定试验方案.对于蒸发器结构选取两种流程布置进行试验,分别定义为方案一及方案二,流程布置如表 2 所示,进口工况参数设置如表 3 所示.本文还取方案一中的蒸发器试验件,设置制冷剂进口质量流量为  $164.0 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ ,其他条件相同,定义为方案三.

表 2 不同流程布置试验方案

Tab.2 Flow arrangements of experimental program

方案	流程布置	制冷剂进口质量流量/ $(\text{kg} \cdot \text{h}^{-1})$
方案一	9-12-15-18	129.8
方案二	6-11-16-21	129.8
方案三	9-12-15-18	164.0

试验时,保持蒸发器室内干球温度  $30.00 \text{ }^\circ\text{C}$ 、湿球温度  $20.00 \text{ }^\circ\text{C}$ 、膨胀阀进口温度  $53.00 \text{ }^\circ\text{C}$ 、蒸发器进口压力  $1.52 \text{ MPa}$ (表压)、膨胀阀进口过冷度  $5.4 \text{ }^\circ\text{C}$ 、蒸发器出口压力  $0.19 \text{ MPa}$ (表压),测量当地大气压力为  $97.52 \text{ kPa}$ .

### 4.3 仿真结果与试验数据对比分析

将一维仿真计算结果与试验数据对比,两种不同流程布置对比结果如表 3 所示.两种方案中各个蒸发器性能参数的计算结果与试验值的误差均在 5%内,属于工程中可接受误差范围.其中,制冷剂出口温度误差与空气出口温度误差都在 2%内,制冷剂侧阻力及通风阻力误差都在 4%内,制冷能力计算值比试验值偏大,误差最大的方案二计算值比试验值大  $57 \text{ W}$ ,误差为 1.2%.分析表明,Kew-Cornwell、Ditus-Boeletter 和 Dong 传热数学模型的精确度高.一维仿真结果与试验数据对比结果表明,本文建立

表 3 一维计算结果与试验值比较

Tab.3 Comparison of one-dimensional calculation results with experimental value

方案	对比	制冷能力/W	制冷剂出口过热度/ $^\circ\text{C}$	制冷剂测压降/kPa	空气出口干球温度/ $^\circ\text{C}$	通风阻力/Pa
方案一	仿真值	4 602.0	4.236	121.7	10.96	151.7
	试验值	4 533.4	4.170	125.0	11.15	156.0
	误差%	1.51	1.58	2.64	1.71	2.70
方案二	仿真值	4 679.0	5.263	132.8	11.02	158.7
	试验值	4 622.0	5.200	138.0	10.85	163.2
	误差%	1.2	1.1	3.7	1.5	2.6
方案三	仿真值	5 763.0	0.920	133.7	7.84	157.7
	试验值	5 720.0	0.770	139.0	8.07	162.3
	误差%	0.7	1.9	3.8	2.8	2.8

的数学模型虽然进行了一定的假设及简化,但在工程应用的许可范围内,是可信的.

## 5 结论

本文基于有限体积法,把蒸发器简化为一维流动,将扁管划分成多个控制体单元,对每个控制体单元采用效能-传热单元数法,进行编程迭代计算.应用前人的流动换热关联式计算主要性能参数(制冷能力、通风阻力、蒸发器内阻),并与试验值比较,发现制冷剂侧两相换热区采用 Kew-Cornwell 换热关联式,过热区采用 Ditus-Boeletter 换热关联式,空气

侧采用 Dong 换热关联式计算时,与试验值吻合度较好,误差均控制在 5%以内.

本文还研究了结构参数——百叶窗翅片的百叶窗开角、翅片间距、翅片高度,以及扁管的通道宽度、通道数对蒸发器性能的影响.综合分析后,对蒸发器进行了结构优化,最后选取一个综合性能最优的方案,使得通风阻力下降 19%,蒸发器内阻下降 8.4%,制冷能力提高 130 W.

### 参考文献:

[1] 赵宇,祁照岗,陈江平.微通道平行流蒸发器流程布置研究与

- 分析[J]. 制冷学报, 2009, 30(1):25.
- ZHAO Yu, QI Zhaogang, CHEN Jiangping. Flow configuration fin micro-channel parallel flow evaporator [J]. Journal of Refrigeration, 2009, 30(1):25.
- [ 2 ] 丁国良,张春路. 制冷空调装置仿真与优化[M]. 北京:北京科学出版社,2002.
- DING Guoliang, ZHANG Chunlu. Simulation and optimization of refrigeration air-conditioning device[M]. Beijing: Beijing Science Press, 2002.
- [ 3 ] BHATTI M S, SHAH R K. Turbulent and transition flow convective heat transfer in ducts [M]. New York: [s. n.], 1987.
- [ 4 ] PURDAY H F P. An introduction to the mechanics of viscous flow; film lubrication, the flow of heat by conduction and conduction and heat transfer by convection[M]. New York: Dover, 1949.
- [ 5 ] CHURCHILL S W. Comprehensive correlating equations for heat, mass and momentum transfer in fully developed flow in smooth tubes [J]. Industrial & Engineering Chemistry, Fundamentals, 1977, 16(1):109.
- [ 6 ] AGOSTINI B, WATEL B, BONTEMPS A, *et al.* Friction factor and heat transfer coefficient of R134a liquid flow in mini-channels [J]. Applied Thermal Engineering, 2002, 22 (16):1821.
- [ 7 ] GNIELINSKI Y. Laminar forced convection heat transfer of a non-newtonian fluid in a square duct [J]. Int J Heat Mass Transfer, 1976, 19:123.
- [ 8 ] YANG C Y, SHIEH C C. Flow pattern of air-water and two-phase R134a in small circular tubes [J]. International Journal of Multiphase Flow, 2001, 27(7):1163.
- [ 9 ] DONG J, CHEN J, CHEN Z, *et al.* Heat transfer and pressure drop correlations for the multi-louvered fin compact heat exchangers[J]. Energy Conversion and Management, 2007, 48(5):1506.
- [10] 杨世铭,陶文铨. 传热学[M]. 北京:高等教育出版社,2004.
- YANG Shiming, TAO Wenquan. Heat transfer[M]. Beijing: Higher Education Press, 2004.
- [11] 彭波,张兴娟. 管带式冷凝器替代窗式空调器中管片式冷凝器可行性研究[J]. 科技经济市场, 2006(2):57.
- PENG Bo, ZHANG Xingjuan. Easibility study on replacing tube condenser with belt condenser in window air conditioner[J]. Science and Technology Economy Market, 2006(2):57.
- [12] STHAPAK B K, VARMA H K, GUPTA C P. Heat transfer coefficients in the dry-out region of horizontal tube water heated R-12 evaporator[J]. Ashare Journal, 1976, 82:47.
- [13] GROMOLL B. Micro cooling systems for high density packaging[J]. Rev Gen Therm, 1998, 37:7812.
- 69:402.
- [11] BRENDEL A B, BRAUER B, HILDEBRANDT B. Toward user-based relocation information systems in station-based one-way car sharing[C]// Twenty-second Americas Conference on Information System. San Diego: [s. n.], 2016: 1-10.
- [12] CAO G, WANG L, JIN Y, *et al.* Determination of the vehicle relocation triggering threshold in electric car-sharing system [C] // Proceedings of 2016 Chinese Intelligent Systems Conference. Singapore :Springer, 2016: 11-22.
- [13] CLEMENTE M, FANTI M P, IACOBELLIS G, *et al.* A decision support system for user-based vehicle relocation in car sharing systems[J]. IEEE Transactions on Systems Man & Cybernetics Systems, 2018, 48(8):1.
- [14] BARDHI F, ECKHARDT G M. Access-based consumption: the case of car sharing[J]. Journal of Consumer Research, 2012, 39(4): 881.
- [15] GOLDBERG D E, GOLDBERG D M, GOLDBERG D E, *et al.* Genetic algorithm is search optimization and machine learning [J]. Machine Learning, 1989(7):2104.

~~~~~

(上接第 1675 页)

- [ 5 ] KEK A G H, CHEU R L, MENG Q, *et al.* A decision support system for vehicle relocation operations in carsharing systems [J]. Transportation Research Part E Logistics & Transportation Review, 2009, 45(1):149.
- [ 6 ] JORGE D, CORREIA G, BARNHART C. Testing the validity of the MIP approach for locating carsharing stations in one-way systems[J]. Procedia - Social and Behavioral Sciences, 2012, 54(54):138.
- [ 7 ] NOURINEJAD M. Dynamic optimization models for ridesharing and car-sharing[D]. Toronto: University of Toronto, 2014.
- [ 8 ] NOURINEJAD M, ZHU S, BAHRAMI S, *et al.* Vehicle relocation and staff rebalancing in one-way carsharing systems [J]. Transportation Research Part E Logistics & Transportation Review, 2015, 81(7):98.
- [ 9 ] BRUGLIERI M, PEZZELLA F, PISACANE O. Heuristic algorithms for the operator-based relocation problem in one-way electric carsharing systems[J]. Discrete Optimization, 2017, 23:56.
- [10] SAADI I, MUSTAFA A, TELLER J, *et al.* Forecasting travel behavior using Markov chains-based approaches [J]. Transportation Research Part C Emerging Technologies, 2016,