内部结构对微通道平行流蒸发器性能的影响

刘 巍 朱春玲

(南京航空航天大学航空宇航学院,南京,210016)

摘要:试验研究了不同风量下微通道平行流蒸发器内部结构的变化对其流动和传热性能的影响。结果表明:去除 出口前的分流板后,蒸发器在实验风量下的制冷能力比原蒸发器提高了9.59%~10.56%,而阻力损失减小了 12.5%左右,其性能显著提高。在此基础上,继续增大两流程连接处的流通面积后,蒸发器内的压力降几乎无变 化,但制冷能力明显减小,蒸发器性能下降。增大集流管内部的流通面积时,由于流通面积的位置不同,对蒸发器 性能的影响也不同,在保证制冷剂流量分配均匀性不降低的前提下,增大流通面积可以减小蒸发器内的流动阻 力,提高制冷能力。

文章编号:1005-2615(2012)06-0893-05

Effects of Inner Structure on Performance of Micro-channel Parallel Flow Type Evaporator

Liu Wei, Zhu Chunling

(College of Aerospace Engineering, Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, Nanjing, 210016, China)

Abstract: In experimental air flow conditions, the effects of inner structure on the heat transfer and flow characteristics of micro-channel parallel flow type evaporator are investigated. The results indicate when the deflector in front of the evaporator outlet is removed, the cooling capacity in different air flow is increased by $9.59\% \sim 10.56\%$ than the original evaporator, and the resistance coefficient is reduced about 12.5%, thus the evaporator performance is improved significantly in different conditions. While the circulation area of the connections between the two flow processes is increased on the basis of the above, there is no influence on the pressure drop of evaporator, but the cooling capacity is reduced significantly. So the evaporator performance is decreased. When increasing the inner circulation area of manifold, the different position of the circulation area produces different impact on the refrigeration capacity of the evaporator. In the condition of flow distribution of refrigerant being not decreased, the increase of circulation area can decrease the pressure drop and improve cooling capacity. **Key words**; micro-channel evaporator; deflector; circulation area

微通道平行流蒸发器体积小,重量轻,结构紧 凑,在汽车空调上有广泛的应用前景。制冷剂在平 行通道内并联流动,普遍认为各通道内的流量分配 不均是影响平行流蒸发器性能的主要因素。文献 [1]运用数值方法对平行流蒸发器进行了研究,认 为流量分配不均会严重影响蒸发器的换热性能。与 锅炉内水的流量分配^[2]不同,进入平行流蒸发器内 的制冷剂是气液两相流,由于制冷剂的物性较特 殊,因此很难直接进行试验和观察。影响平行流蒸 发器流量分配的因素很多,前人通过间接的试验和

收稿日期:2011-12-09;修订日期:2012-06-06

通讯作者:朱春玲,女,教授,博士生导师,1968年出生,E-mail:clzhu@nuaa.edu.cn。

数值模拟方法对两相流的流量分配做了大量的研究。结果表明:两相流的含气率和流速、流体的入口 位置、支管的数量、位置、几何尺寸及插入深度,集 流管的几何形状,集流管内部的压力梯度^[3-9]等均 对换热器的流量分配产生影响。文献[10]改变了平 行流蒸发器的内部结构,在蒸发器的集流管内布置 不同结构的分流板来改善蒸发器的流量分配,并以 制冷剂 R134a 对微通道平行流蒸发器进行了性能 试验。研究表明:合理的分流板结构能使蒸发器的 换热性能提高,同时蒸发器内部的流量分配均匀性 变好。可见,流量分配的均匀性与流体的入流条件 和换热器的内部结构有关。尤其是换热器的内部结 构,对流量分配的均匀性影响很大,进而影响蒸发 器的性能。

目前平行流蒸发器的结构形式多样,没有统一的规范,存在着结构不合理的现象。蒸发器内部结构的变化对其性能的影响还需进行深入研究。本文 对平行流蒸发器的内部结构进行试探性的改变,通 过性能试验来研究内部结构变化对微通道平行流 蒸发器的流动和换热性能的影响。

1 研究对象

某型微通道平行流蒸发器的原理图如图1(a, b)所示,蒸发器由集流管、扁管、百叶窗翅片和分 流板组成。扁管和百叶窗翅片是主要的换热部件, 具体结构见图1(c),而集流管和分流板的作用是对 流体进行引导和分流,使各扁管内的流量趋于均 匀,集流管两端均采用盖帽进行密封。

集流管的结构如图 2 所示,分流板平行于流体 的入流方向安插在集流管内,扁管垂直插入集流管 内,插入深度为 4.5 mm,扁管上端面距离分流板 1 mm。分流板上布置有节流孔,通过改变孔的尺寸 和位置来调节制冷剂的流量分配。平行流蒸发器有 两个流程,每个流程有24 排扁管。流程图如图1(b) 所示,制冷剂首先从进口处流入右上侧集流管内, 经过分流板 1 后,流入对应的 24 排扁管,而后在图 中左上侧的集流管内汇合,完成一个流程;左侧两 集流管的顶端用盖帽连接,使得制冷剂从上侧集流 管的顶部首先流进分流板 2 所在的左下侧,然后经 分流板 2 分流后流入相应的 24 排扁管,进入右下侧 集流管汇合,接着经分流板 3 分流,最后从蒸发器 出口处流出,完成第二个流程。





图2 集流管结构图

微通道平行流蒸发器的详细尺寸见表1。

蒸发器中3个分流板的结构如图3所示,尺寸 参数见表2。

表1 蒸发器的几何参数

蒸发器参数	数值		
总体尺寸/(mm×mm×mm)	$200 \times 240 \times 40$		
扁管尺寸/(mm×mm)	17×1.4		
扁管数量/(根×排)	24×2		
扁管间距/mm	9.4		
分流板1,3尺寸/(mm×mm)	239×18.7		
分流板2尺寸/(mm×mm)	231×18.7		
翅片尺寸/(mm×mm×mm)	$156 \times 38 \times 8$		
翅片间距/mm	1.3		
百叶窗角度/(°)	38		





图 3 分流板结构图

表 2 分流板尺寸

分流板	孔数	形状	直径/mm	孔间距/mm
1	12	圆孔	2.2	18.8
2	48	圆孔	1.8	18.8
3	8	6个矩形 W	$3 \times L15.4, 1$	个矩形 W3×
		L6,1个圆 I	D4.4,矩形圆形	半径为R3

2 研究内容

现有的图 1 和文献[10]中的平行流蒸发器在 出口处均布置了分流板,即分流板3,这样会增大制 冷剂的流动阻力损失。文献[10]中第一和第二流程 的串联方式是通过在集流管的中间隔板上开凹槽。 文献[10]中两个蒸发器样件 V 和 VI 的区别是中间 隔板上的凹槽数量和位置不同(具体见文献[10]中 表 2)。通过比较可以推测:有规律地增加凹槽的数 量和面积,能提高蒸发器的制冷量。于是将本文中 蒸发器的两流程之间的连接方式,改为在集流管中 间隔板上开凹槽的方式,以增大连接处的流通面 积。下面尝试去除出口处的分流板3 和增大中间隔 板的流通面积,以期提高蒸发器的性能。

按照上述思路,提出两种优化蒸发器的结构, 如图4所示:方案一是拆除分流板3,其他结构保持 不变,如图4(b)所示;方案二是在方案一的基础上 开凹槽,将左侧集流管的中间隔板全部打通,凹槽 长231 mm,宽4 mm,如图4(c)所示。

按图4加工得到3个蒸发器a,b和c,并在相同的试验条件下分别进行性能试验。



图4 蒸发器A-A 剖面图

3 试验研究

3.1 试验装置和方法

蒸发器的性能试验依据QC/T657—2000 汽车 空调制冷装置试验方法,采用空气焓差法在豫新公 司的汽车空调系统性能试验台上完成。测试系统由 蒸发器、冷凝器、压缩机、电子膨胀阀以及辅助设备 组成,关于焓差法和试验台的介绍分别见文献[10] 和文献[11]。制冷工质为R134a。

试验参数和精度如表3所示。蒸发器制冷量的 相对误差≪2.5%,具体计算方法可参考文献[12]。

表 3 测量参数和精度

参数	精度
制冷剂压力降/kPa	± 10
温度/K	\pm 0.05
制冷剂质量流量 $/(kg \cdot h^{-1})$	± 1
喷管压力降/Pa	± 2.0
压缩机转速/(r•min ⁻¹)	± 10

试验工况如表4所示,可控制参数包括:蒸发 器入口空气干球温度,相对湿度,膨胀阀入口压力 (表压),膨胀阀入口过冷度,蒸发器出口压力(表 压)、蒸发器出口过热度,流经蒸发器的空气体积流 量。

表4 试验工况

参数	数值
进口空气干球温度/C	27
相对湿度/%	50
空气体积流量/(m ³ •h ^{−1})	380,420,480
膨胀阀入口压力/kPa	1 600
膨胀阀入口过冷度/°C	5
蒸发器出口压力/kPa	290
蒸发器出口过热度/℃	5

3.2 试验结果分析

试验过程中,制冷剂在调节阀入口前的过冷度 和入口处的压力、蒸发器出口压力和出口过热度都 是定值,因此蒸发器的进出口焓差是确定的,即相 同测试条件下,3个蒸发器内单位质量制冷剂的换 热能力是相同的。若除去测量误差的影响,蒸发器 的制冷量与制冷剂的质量流量成正比。

3 个蒸发器的内部结构略有不同,但总的外形 尺寸和换热面积是相同的,所以在相同的试验条件 下,蒸发器的制冷量越大,压力降越低,就代表其换 热效率高、性能好。试验结果如表5 所示。

耒	5	试	验	结	果
~~	-	110	-	-н	~~

	q/	$P_{\rm Val,out}/$	$P_{\rm Eva,out}/$	Q/	m/	$P_{ m drop}/$
(m ³	• h ⁻¹)	kPa	kPa	W	$(\text{kg} \cdot \text{h}^{-1})$	kPa
a	380	369	300	3 746	114	69
	420	379	300	4 026	122.4	79
	480	392	300	4 309	132	92
b	380	377	304	4 137	123.6	73
	420	385	305	4 412	130.8	80
	480	398	303	4 764	141	95
с	380	369	300	4 025.8	121.2	69
	420	380	300	4 320	130.2	80
	480	389	298	4 657	136.8	91

注:q为空气流量,p为压强,Q为制冷量,m为制冷剂质量流量,下标drop为压力降,下标Eva,out为蒸发器出口,下标val.out为膨胀 阀出口。

3 个蒸发器在不同试验风量下的压力降随制 冷剂质量流量的变化如图 5 所示,压降与制冷剂的 流速的平方成正比^[10],图5 中的虚线和实线分别是 按蒸发器a 和b 的平均阻力系数拟合的压降随质量 流量变化的曲线。可见,蒸发器a 中的阻力系数是 最大的,比b 和c 平均高出12.5%左右,而b 和c 之 间的区别很小。可见,方案一中在弃用分流板3 后, 蒸发器内部的阻力系数明显减小;而增大一二两流 程连接处的流通面积后,阻力系数没有明显变化。 分流板3 在蒸发器的出口位置,除去了分流板3 后, 该处的流通面积增大了12 倍,而凹槽在蒸发器的 中间位置,改变连接方式后,该处的流通面积增大 了 6.7 倍。可见,阻力系数主要是与流通面的位置 有关。

图6 给出了3 个蒸发器的制冷量随空气侧风量 的变化关系,由图可知,蒸发器的制冷量随着空气 流量的增大而增加。蒸发器b 的换热效果最好,c 次 之,a最差。相比于蒸发器a,b和c在风量分别为



图5 压力降随制冷剂质量流量的变化图



图 6 蒸发器的制冷量变化图

380,420,480 m³ • h⁻¹时,制冷量的上升幅度分别 为 10.4%,9.59%,10.56%和 7.47%,7.3%, 8.08%。可见,弃用分流板3后,蒸发器的换热能力 大幅提高,而增大两流程连接处的流通面积后,相 比于蒸发器b,在不同风量下蒸发器c的换热能力 分别下降了2.93%,2.29%,2.48%。安装分流板3 既增加了系统的阻力损失,又抑制了蒸发器换热能 力的提高,对蒸发器的性能有负面影响,故此结构 的平行流蒸发器中,不用安装分流板3。

方案二是在方案一的基础上,继续增加两流程 连接处的流通面积后,蒸发器的阻力系数几乎没有 变化,但制冷能力却明显下降。而且连接处的流通 面积增大,还会削弱蒸发器的结构强度。

分析图 4 中蒸发器 3 种结构的区别:方案一去 除了分流板 3,分流板 3 位于第二流程的尾部,对制 冷剂在蒸发器内的流动方向没有影响,流量分配与 原蒸发器一致,分流板 3 的存在增加了流动阻力。 方案二增大了两流程连接处的流通面积,结合图 2 可知,凹槽位于第二流程的入口处,在入口处开凹 槽后,制冷剂的流动方向和流速都会发生变化。由 文献[4,5]的结论可知,制冷剂的入流方向和入口 流速变化都会影响流量分配的均匀性,所以第二流 程入口处制冷剂的流量分配的均匀性受到了影响。相 比于文献[10]中的蒸发器,本文中在第二流程的入 口处增加了分流板 2,可见文献[10]中提高制冷量 的方法不适用于本蒸发器。

由此可见,在保证流量分配均匀性不下降的前 提下,减小蒸发器的内部阻力能提高其换热性能, 增加一、二两流程连接处的流通面积会降低第二流 程的流量分配均匀性,从而导致蒸发器的制冷能力 下降。

897

微通道平行流蒸发器的结构优化设计有两个 指导方向:(1)提高流量分配的均匀性;(2)降低 蒸发器内部的流动阻力损失。在蒸发器内部安装结 构合理的分流板,提高流量分配均匀性的同时,会 增加流动阻力损失。若提高流量分配均匀性对蒸发 器的换热性能的提高大于流动阻力损失带来的负 面影响,则安装分流板是有利的。

4 结 论

对平行流蒸发器的内部结构进行了尝试性地 改进,结果表明:

(1) 弃用分流板 3 之后,在不同风量下蒸发器的制冷能力分别提高了 10.4%,9.59%,10.56%, 阻力系数减少了12.5%左右,蒸发器的流动和换热性能均提高了。方案一既改善了蒸发器的性能,又 节约了材料。因此,在蒸发器出口处不用布置分流板。

(2)方案二中,增大了两流程连接处的流通面积之后,蒸发器的阻力系数没有变化,但制冷能力却明显减小,蒸发器的流动和换热性能降低了,而且增大开口面积会降低蒸发器的结构强度。

(3)增大集流管内部的流通面积,由于流通面的位置不同,对蒸发器性能的影响也各异。保证流量分配均匀性不降低的前提下增大流通面积,可以减小蒸发器内的流动阻力,提高制冷能力。

参考文献:

- Julio C P, Carlos A D. A study of the effect of flow maldistribution on heat transfer performance in evaporators[J]. Nuclear Engineering and Design, 2010, 240(11): 3868-3877.
- [2] Kulkarni T, Bullard C W, Cho K. Header design tradeoffs in microchannel evaporators [J]. Applied Thermal Engineering, 2004, 24(5/6): 759-776.
- 【3】 张魏静,杨冬,黄莺,等. 超临界直流锅炉螺旋管圈水 冷壁流量分配及壁温计算[J]. 动力工程,2009,29
 (4): 342-347.

Zhang Weijing, Yang Dong, Huang Ying, et al. Calculation on flow rate distribution and wall temperature of water wall with spiral tube coils of supercvitical once-through boilers [J]. Journal of Power Engineering, 2009, 29(4): 342-347.

[4] 李夔宁,吴小波,尹亚领.平行流蒸发器内气液两相流

分配均匀性实验研究[J]. 热能动力工程,2009,24(6):759-765.

Li Kuining, Wu Xiaobo, Yin Yaling. Experimental investigation on uniformity of gas-liquid two phase flow distribution in parallel flow type evaporator[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2009, 24(6): 759-765.

- [5] Mohammad A, Georges B, Pierre M. General characteristics of two-phase flow distribution in a compact heat exchanger [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009, 52(1/2): 442-450.
- [6] Habib M A, Ben-Mansour R, Said S A M, et al. Evaluation of flow maldistribution in air-cooled heat exchangers[J]. Computers & Fluids, 2009, 38(3): 677-690.
- Lee J K, Lee S Y. Distribution of two-phase annular flow at header-channel junctions [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2004, 28 (2/3): 217-222.
- [8] Kim S, Choi E, Cho Y I. The effect of header shapes on the flow distribution in a manifold for electronic packaging applications[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 1995, 22 (3): 329-341.
- [9] Horiki S, Nakamura T, Osakabe M. Thin flow header to distribute feed water for compact heat exchanger [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2004, 28(2/3): 201-207.
- [10] Shi Junye, Qu Xiaohua, Qi Zhaogang, et al. Investigating performance of microchannel evaporators with different manifold structures[J]. International Journal of Refrigeration, 2011, 34(1): 292-302.
- [11] 彭明,张雪平.不同流程布置的平流式冷凝器试验研究[J].制冷与空调,2008,22(2):1-5. Peng Ming, Zhang Xueping. Experimental investigation of parallel-flow type condenser with various vefrigerant circulation[J]. Refrigeration and Air Conditioning, 2008, 22(2):1-5.
- [12] 张恺,张小松,陈向阳,等. 空调器空气焓差法性能测 试不确定度分析[J]. 流体机械,2006,34(11):72-75.

Zhang Kai, Zhang Xiaosong, Chen Xiangyang, et al. Analysis on uncertainty in testing of air conditioner by means of enthalpy method [J]. Fluid Machinery, 2006, 34(11): 72-75.