

文章编号:0253 – 4339(2014) 01 – 0088 – 04
doi:10. 3969/j. issn. 0253 – 4339. 2014. 01. 088

扁管和百叶窗式微通道换热器空气侧阻力的实验研究

张剑飞 秦 妍 孔祥国

(大连三洋压缩机有限公司 大连 116033)

摘 要 在迎面风速 1 ~ 4m/s、雷诺数 100 ~ 500,迎风面尺寸 600mm × 550mm 以及环境温度 20℃ 工况条件下,测试了微通道换热器空气侧阻力,对比分析了测试结果与不同关联式计算结果,表明现有不同关联式间预测结果相差较大,其中 Davenport 的关联式与实验值较为接近,但实验值也仅有其预测值的 55% ~ 66%。实验也表明微通道换热器空气阻力与换热量和迎风面积相同的平翅片圆管换热器空气阻力相当,认为独特的扁管结构和较小的换热器厚度是其减小空气阻力的有效手段。

关键词 微通道换热器;换热器空气阻力;百叶窗翅片

中图分类号: TB657. 5;TK172 **文献标识码:** A

Experimental Study of the Air Resistance of Microchannel Heat Exchanger with Flat Tube and Louver Fin

Zhang Jianfei Qin Yan Kong Xiangguo

(DalianSANYO Compressor Co. , Ltd. , Dalian , 116033 ,China)

Abstract An experimental study on the air-side resistance characteristics for micro channel heat exchanger has been performed. A series of tests were conducted at a constant surrounding temperature of 20℃ for the air velocity of 1-4m/s, Reynolds numbers of 100-500 and surface dimension of 600mm × 550mm. The data were compared with different general correlations. The results show that there is a big difference between different correlations. Davenport’s predication is the best one, but the experimental data was only 55% -66% of predicted result. The data were compared with the plain fin and round tube heat exchanger with same surface dimension and capacity. The results show that they are near. The flat tube and lesser depth are two effective ways to reduce the air resistance.

Keywords micro channel heat exchanger; exchanger air resistance; louver fin

微通道换热器以其材料消耗少、传热效率高、重量轻、结构紧凑、制冷剂充注量少等特点,已成为换热器的研究热点之一。由于换热管和翅片结构均发生较大变化,与常规的管翅片式换热器相比,微通道换热器的空气侧阻力特性发生了明显的变化,国外的一些学者对此进行了实验研究,由于空气侧阻力特性的影响因素较多,很难保持其他因素不变而对单一的因素进行研究,因此阻力特性的影响因素被归结到一个流动阻力因子 f 上,研究者大多采用 Fanning^[1] 定义。其中 chang^[2] 和 Wang^[3] 在该领域研究成果较多,2000 年,chang 等^[2] 人对自己和 Wang^[3] 之前的研究做了持续的改进,研究的样本有 91 个,计 1109 个数据,得出了新的空气侧压损关联式,并与 Davenport^[4] 和 Achaichia&Cowell^[5] 的关联式进行了对比。2002 年, Kim 和 Bullard^[6] 给出了新的空气侧阻力关联式,指出其拟合的关联式与实验数据的实测值误差在 ± 7% 以内,并对 Davenport^[4]、Achaichia & Cowell^[5] 和

Sunden&Svantesson^[7] 等人的文献做出了评价。Kim 等认为由于 Davenport^[4] 的关联式是在等温的条件下获得的,而实际上空气流过换热器时温度有变化,所以其关联式存在一定的误差;而 Sunden&Svantesson^[7] 的关联式忽视了流动加速度以及进出口的影响,但这个影响并不是很大;由于 Achaichia&Cowell^[5] 的换热器样本仅有极小的非窗长度,所以其测得的结果大于其他研究者。同时 Kim 等指出,其总结的关联式和 Sunden&Svantesson^[7] 的关联式反映出了流动深度对压损的影响,而其他关联式并没有体现,认为流动深度是一个很重要的参数。综上所述,目前不同研究者给出的关联式及实验数据偏差较大,难以在产品研发设计中应用;且虽然各研究者实验原理相同,但实验装置和测试样本各不相同,也给各自的实验结果带来了一定的不确定性。本文针对公司现有管翅式换热器产品,在保证外型尺寸和换热量基本相当的前提下对微通道换热器空气侧阻力特性进行了实验研究。

1 实验

1.1 实验原理及装置

实验原理及装置根据国家标准^[8]执行,其装置

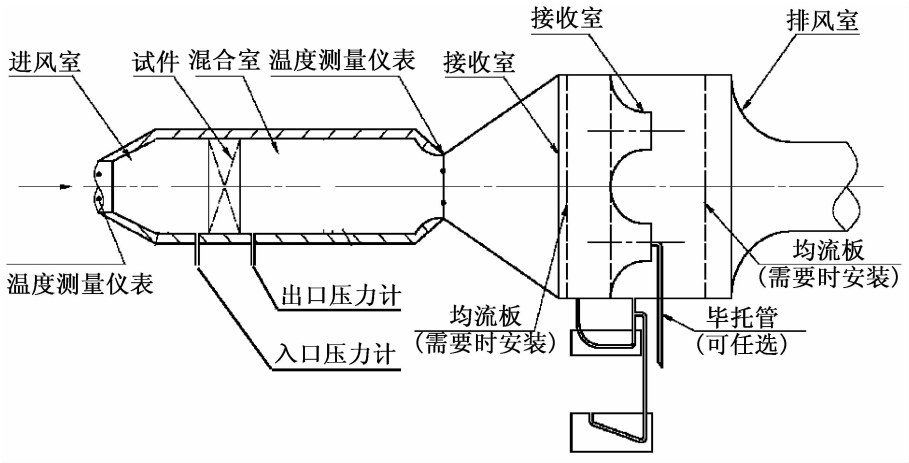


图 1 实验装置图
Fig.1 The equipment figure of experimentation

1.2 实验方法

实验为确保实验原理及装置的准确性,同时为了对原有翅片管式换热器和现有微通道换热器的空气阻力特性进行对比,分别对两者做了测试。

1)对比条件:两者换热量相同,迎风面高度和长度尺寸均相同,换热器厚度由各自换热特性决定。

2)实验条件:两者在不同迎面风速条件下进行空气阻力特性,环境温度为 20℃。

1.3 实验样本

原有普通的翅片管式换热器和现有微通道换热器外观图分别如图 2、图 3 所示。

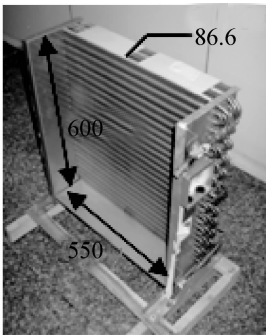


图 2 原有换热器
Fig.2 Normal heat exchanger

原有普通的翅片管式换热器规格参数见表 1,现有微通道换热器规格参数为国内产品中应用较多的规格,具有一定的代表性,具体参数如图 4、图 5 所示。

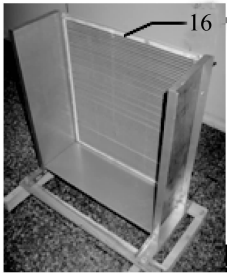


图 3 微通道换热器
Fig.3 Microchannel heat exchanger

表 1 原有换热器规格
Tab.1 Specification of the normal heat exchanger

管径/ mm	垂直管间 距/mm	水平管间 距/mm	片距/ mm	片厚/ mm	管排数	翅片 类型
9.52	25	21.65	3	0.17	4	平片

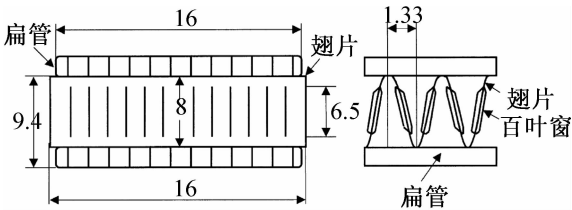


图 4 微通道换热器几何参数图
Fig.4 Geometrical parameters for microchannel heat exchanger

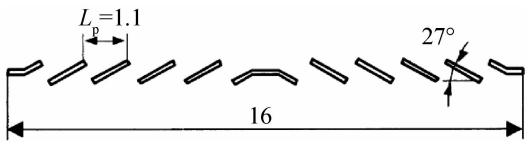


图 5 微通道换热器百叶窗翅片剖面图
Fig. 5 Cross-section of louver fin geometry

2 实验结果与讨论分析

2.1 原有翅片管式换热器实验结果

普通平翅片管式换热器,由于其结构简单,可变参数少,且已经有很长的应用历史,其空气阻力关联式的精确度已经很高,在此选用我国教材^[9]中给出的空气阻力关联式与实验结果进行对比分析。

从表 2 中可以看出实验结果与经典关联式计算值非常吻合,从而证明该实验方法与装置以及该关联式的准确性。

表 2 测试结果
Tab. 2 Test result

迎面风速/(m/s)	计算值/ Pa	测试值/ Pa
1	8. 1	8. 1
1. 5	16. 1	15
2	26. 2	26
3	52. 3	52. 8

2.2 微通道换热器空气阻力 f 因子关联式回顾

Davenport^[4]给出的关联式

$$f = 5.47Re_{Lp}^{-0.72}(L_t/F_l)^{0.89}F_l^{0.23}L_p^{0.2}L_h^{0.37}$$

$$70 < Re_{Dh} < 900$$

$$f = 0.494Re_{Lp}^{-0.39}(L_h/L_p)^{0.33}(L_t/F_l)^{1.1}F_l^{0.46}$$

$$1000 < Re_{Dh} < 4000$$

Chang^[2]等人给出的关联式

$$f = f_1 \cdot f_2 \cdot f_3$$

$$f_1 = 14.39Re_{Lp}^{-0.805F_p/F_l}(\log_e(1.0 + (F_p/L_p)))^{3.04}$$

$$Re_{Lp} < 150$$

$$f_1 = 4.97Re_{Lp}^{0.6049-1.064/\theta^{0.2}}(\log_e((F_l/F_p)^{0.5} + 0.9))^{-0.527}$$

$$150 < Re_{Lp} < 5000$$

$$f_2 = (\log_e((F_l/F_p)^{0.48} + 0.9))^{-1.435}$$

$$(D_h/L_p)^{-3.01}(\log_e(0.5Re_{Lp}))^{-3.01}$$

$$Re_{Lp} < 150$$

$$f_2 = ((D_h/L_p)\log_e(0.3Re_{Lp}))^{-2.966}$$

$$(F_p/L_l)^{-0.7931(T_p/T_h)}$$

$$150 < Re_{Lp} < 5000$$

$$f_3 = (F_p/L_l)^{-0.308}(F_d/L_l)^{-0.308}(e^{-0.1167T_p/D_m})\theta^{0.35}$$

$$Re_{Lp} < 150$$

$$f_3 = (T_p/D_m)^{-0.0446}\log_e(1.2 + (L_p/F_p)^{1.4})^{-3.553}\theta^{-0.477}$$

$$150 < Re_{Lp} < 5000$$

Kim 和 Bullard^[6]给出的关联式

$$f = Re_{Lp}^{-0.781}(\frac{L_\alpha}{90})^{0.444}(\frac{F_p}{L_p})^{-1.682}(\frac{H}{L_p})^{-1.22} \times$$

$$(\frac{F_d}{L_p})^{0.818}(\frac{L_l}{L_p})^{1.97}$$

$$100 < Re_{Lp} < 600$$

2.3 微通道换热器空气阻力实验结果及分析

实验测试结果见表 3,实验结果与其他关联式计算值的对比见图 6,其中雷诺数 Re 的特征尺寸是 Lp 值(见图 5)。从图 6 中可以看出:

表 3 微通道换热器测试结果
Tab. 3 Test result

迎面风速/ (m/s)	雷诺数	入口静压 值/Pa	出口静压 值/Pa	阻力/Pa
1	116	-2. 9	-12. 7	9. 8
1. 5	174	-4. 6	-22. 1	17. 5
2	232	-7	-33. 5	26. 5
2. 5	290	-10. 2	-46. 7	36. 5
3	349	-13. 8	-61. 6	47. 8
3. 5	407	-17. 8	-75. 8	58
4	465	-22. 4	-93. 2	70. 8

1)不同关联式在相同样本条件下的理论计算值本身存在较大差异,其中 Davenport^[4]的计算值最小, Kim 和 Bullard^[6]的计算值最大,其计算值约为前者的 1.7 倍。

表 4 对比表
Tab. 4 Comparison tab

迎面风速/ (m/s)	原平翅片管式换热器		微通道换热器	
	阻力/ Pa	最窄截面 风速/(m/s)	阻力/ Pa	最窄截面 风速/(m/s)
1	8. 1	1. 81	9. 8	1. 85
2	26	3. 62	26. 5	3. 7
3	52. 8	5. 42	47. 8	5. 54

2)由于空气流动阻力与雷诺数成幂指数关系,

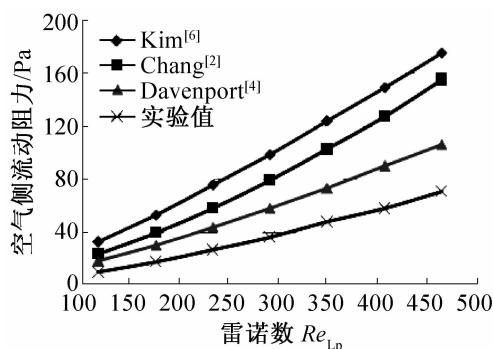


图 6 实验结果与其他关联式计算值对比

Fig. 6 Comparison of experimental data and other correlations

所以雷诺数大小对不同关联的计算值大小起主导作用,在雷诺数较小时,不同关联式计算差值也相对较小;随着雷诺数的增加,不同关联式计算差值明显增大。

3) 本文实验结果低于各关联式计算值,测试值仅有 Davenport^[4] 计算值的 55% ~ 66%,造成如此大差异可能是各研究者所采用的实验装置、方法和样本不同造成。此实验依据国家标准^[8] 执行,样本也来自国内主要微通道换热器生产厂家的成型产品,认为测试结果具有一定的参考意义。

4) 为了提高传热效率,微通道换热器采用了高传热系数且空气阻力相对大的百叶窗型翅片,以及采用为了增加换热面积的小翅片间距结构,以上两个措施均会加大空气流动阻力。但从表 4 可以看出,现有的微通道换热器空气阻力与原有的普通平翅片管式换热器相比基本相同。认为是因为微通道换热器独特的扁管结构与圆管相比大大减少了此部分的空气阻力,这一点从计算的最窄截面风速两者基本相当可以得到验证。同时换热器的厚度大大减少,也进一步减小了空气阻力。

3 结论

1) 通过对普通平翅片管式换热器的实验和经典关联式的计算对比,两者数据非常吻合。认为本次所采用的空气阻力测试方法可行,同时验证了教材^[9] 中给出的空气阻力关联式具有很高的精确度,认为完全可以满足日常工程设计的需要。

2) 现有的不同微通道换热器空气阻力关联式之间差异较大,不同关联式的预测结果可能相差近一倍且预测值都偏大。认为 Davenport^[4] 的关联式与实验值最为接近且其计算公式也最为简单,但实验值也仅

有其预测值的 60% 左右。

3) 在满足迎风面外型尺寸和换热量相同的条件下,微通道换热器与原平翅片管式换热器的空气阻力基本相同。认为微通道换热器独特的扁管结构和相对小的换热器厚度是其降低空气阻力的有效手段。

参考文献

- [1] 张会勇,李俊明,王补宣. 微通道换热器在家用空调中的应用[J]. 暖通空调, 2009, 39 (9): 80-85. (Zhang Huiyong, Li Junming, Wang Buxuan. Application of micro channel heat exchangers in resident air conditioners [J]. Journal of HVAC, 2009, 39 (9): 80-85.)
- [2] Chang Y, Hsu K, Lin Y, et al. A generalized friction correlation for louvered fin geometry [J]. Int J Heat Mass Transfer, 2000, 43 (12): 2237-2243.
- [3] Chang Y J, Wang C C. A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry [J]. Int J Heat Transfer, 1997, 40(3): 533-544.
- [4] Davenport C J. Correlation for heat transfer and flow friction characteristics of louvered fin [J]. AIChE Symp, 1983: 19-27.
- [5] Achaichia A, Cowell T A. Heat transfer and pressure drop characteristics of flat and louvered plate fin surfaces [J]. Exp Therm Flu Sci, 1988, 1 (2): 147-157.
- [6] Kim M H, Bullard C W. Air-side thermal hydraulic performance of multi-louvered fin aluminum heat exchangers [J]. International Journal of Refrigeration, 2002, 25 (3): 390-400.
- [7] Sunden B, Svantesson J. Correlation of j- and f-factors for multilouvered heat transfer surfaces [C]//The 3rd UK National Heat Transfer ConS, 1992: 805-811.
- [8] 中国国家标准化管理委员会. GB/T 23130-2008 房间空调器用热交换器[S]. 北京: 中国标准出版社, 2008.
- [9] 吴业正, 韩宝琦. 制冷原理及设备[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2008: 233.

作者简介

张剑飞, 男 (1983 -), 工程师, 大连三洋压缩机有限公司, (0411) 62658762, E-mail: zlktyeah@163.com. 研究方向: 制冷、空调系统研究。

About the author

Zhang Jianfei (1983 -), male, engineer, Dalian SANYO Compressor Co., Ltd., (0411) 62658762, E-mail: zlktyeah@163.com. Research fields: Research for refrigeration & air conditioning system.