

紧凑式换热器全高度传热特性研究

Study on the Heat Transfer Behavior of Compact Heat Exchanger for All Altitudes

杨 涵¹ 杨春信¹ 周亚峰² / Yang Han¹ Yang Chunxin¹ Zhou Yafeng²
(1. 北京航空航天大学, 北京 100191; 2. 沈阳发动机设计研究所, 沈阳 110015)
(1. Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;
2. Shenyang Aeroengine Research Institute, Shenyang 110015, China)

摘 要:

发展了可工程应用的紧凑式换热器传热模型,从三个层次对换热器进行讨论。针对空气循环制冷系统中的换热器,分析了二轮低压除水和二轮高压除水空气循环制冷系统中换热器的传热特性,计算结果与试验数据符合良好。该方法利用较少的实验数据即可得到全高度特性,不仅满足工程计算的要求,而且为评估换热器性能提供了理论依据。

关键词:空气循环制冷系统;换热器;传热特性;全高度

中图分类号:V245.3⁺⁴

文献标识码:A

[**Abstract**] This paper describes the heat transfer model of the compact heat exchanger in three levels. Heat transfer behavior of heat exchangers in air cycle refrigeration system is analyzed in two-wheel bootstrap air cycle system with low pressure water extraction system or with high pressure water extraction system. The agreement between the calculated results and the experimental data was very good. The results show that the behavior of compact heat exchanger under different conditions can be obtained with less experimental data. The approach can meet the requirements of engineering calculations and also provide a theoretical basis to evaluate the heat exchanger.

[**Key words**] Air Cycle Refrigeration System (ACS); heat exchanger; heat transfer behavior; all altitudes

0 引言

空气循环制冷系统(Air Cycle Refrigeration System,简称ACS)广泛应用于民用大飞机环控系统,满足座舱通风、增压及制冷等功能。ACS主要由换热器、空气循环机、水分离器三大部分构成,其中换热器承担系统的传热过程,对ACS总体性能有重要影响。如果能得到换热器性能,在搭建系统时可从货架产品中快速选型,能有效节约成本。换热器性能的研究方法包括实验研究、数值仿真及理论计算^[1-4]。在全飞行工况下,ACS中的换热器冷热边温度和压力变化范围大,完全通过实验手段得到性能参数的成本很高;CFD数值仿真计算周期长、工作量大,不适用于换热器快速性能分析;传统的理

论计算与实际运行结果则存在较大差距。本课题组曾推导换热器实际运行工况下NTU计算式,并通过某型发动机的试验验证^[5],提出基于遗传算法的板翅式换热器优化设计方法^[6],完成基于三维分布参数模型的紧凑式换热器优化^[7-8]。本文从流道、NTU、换热器三个层次对换热器展开传热分析,并利用空气循环制冷系统试验数据,得到了换热器的全高度传热特性。本文所使用的基本符号及角标符号定义如表1和表2所示。

1 理论基础

运用分层思想对换热器进行分析。分层思想的本质为问题决定本层次的答案^[9],本文从流道、NTU、换热器三个层次完成换热器的传热分析。

基金项目:国家重点基础研究发展计划(973计划)成果之一,项目编号:2012CB720106。

表 1 基本符号表

符号	名称	单位或定义	符号	名称	单位或定义
W	流体热容量	W/K	G	质量流量	kg/s
C^*	热容比	$C^* = W_{\min}/W_{\max}$	T	温度	K
c_p	定压比热容	J/(kg·K)	p	压力	Pa
η	效率		ε	误差	
Nu	努塞尔数	$Nu = hl/\lambda$	Pr	普朗特数	$Pr = \nu/\alpha$
NTU	传热单元数		N	工况数	

表 2 角标符号表

符号	意义	符号	意义
h	热流体	c	冷流体
i	入口	o	出口
max	最大值	min	最小值

1.1 流道传热特性

流体在流道中流过壁面,边界层的状况对换热器有决定性的作用。 Nu 为计算壁面换热器系数的准则式^[10]。

$$Nu = cRe^m Pr^n \quad (1)$$

式中: c, m, n 均为常数。

1.2 NTU 计算式

NTU 是表示换热器传热能力的重要无因次量,本文引入文献[5]中推导的 NTU 计算式,见式(2),式中物性参数均采用气体平均温度进行确定。

$$NTU = \frac{c_0 \frac{1}{(Gc_p)_{\min}}}{c_1 Pr_h^{m-n} \left[\frac{1}{(Gc_p)_h} \right]^m + c_2 Pr_c^{m-n} \left[\frac{1}{(Gc_p)_c} \right]^m} \quad (2)$$

式(2)可进一步变化成:

$$\frac{1}{NTU} = \frac{\left(k_1 Pr_h^{m-n} \left[\frac{1}{(Gc_p)_h} \right]^m + k_2 Pr_c^{m-n} \left[\frac{1}{(Gc_p)_c} \right]^m \right)}{\left[\frac{1}{(Gc_p)_{\min}} \right]} \quad (3)$$

式中, m, n 是 Nu 的指数,通常 m 取 0.8, n 取 0.3; k_1, k_2 由换热器结构尺寸确定。

在一定的流动形式下,换热器效率仅为 NTU 和 C^* 的函数。本文中空气循环制冷系统中的换热器均采用单流程叉流板翅式换热器,其效率计算公式为^[11]:

$$\eta = 1 - \exp \left\{ (NTU)^{0.22} \left[\exp(-C^* NTU^{0.78}) - 1 \right] \right\} C^{*-1} \quad (4)$$

1.3 换热器效率

换热器的传热效率为实际传热热流量与理论最大可能的传热热流量之比,通过换热器进出口温度及流体热容量计算得到,如式(5)所示。

$$\eta = \frac{W_h(t_{h,i} - t_{h,o})}{W_{\min}(t_{h,i} - t_{c,i})} = \frac{W_c(t_{c,o} - t_{c,i})}{W_{\min}(t_{h,i} - t_{c,i})} \quad (5)$$

通过层次划分,将问题限制在本层次可处理的范围内。换热器的三个层次(流道、NTU、换热器)分别满足能量守恒,从而保证换热器的传热分析过程遵循能量守恒。

将(3)代入(4)中,建立目标函数(6)。根据特定换热器的实验数据求得目标函数的极小值,可得到(3)中待拟合参数 k_1, k_2 。将拟合出的公式(3)代入效率计算公式(4)中即可得到效率推算值,还可以通过(5)得到换热器出口温度。

$$f = \left| \eta - 1 + \exp \left\{ \frac{NTU^{0.22} \left[\exp(-C^* NTU^{0.78}) - 1 \right]}{C^*} \right\} \right| \quad (6)$$

2 模型应用

2.1 二轮低压除水制冷系统

图 1 为某飞机机载二轮低压除水制冷系统流程图,冲压空气同时流入初散及次散的冷边,其中次散冷边流量略大于初散的冷边流量。随飞机实际飞行测量了不同飞行高度(0~13 000m)、不同马赫数(0~0.85)共 47 个工况下制冷系统的运行参数^[11]。

从上述 47 个工况中选择 4 个工况点,见表 3。分别建立初级散热器和次级散热器的 NTU 计算公式,得到传热模型。实验数据见表 4,拟合出的传热模型系数如图 2 所示。

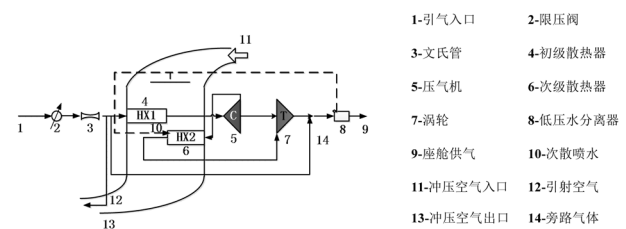


图 1 二轮低压除水制冷系统流程图

表 3 二轮低压除水系统计算工况点

序号	工况点	序号	工况点
1	飞行高度 0m, 马赫数 0	2	飞行高度 0m, 马赫数 0
3	飞行高度 0m, 马赫数 0.59	4	飞行高度 6 827.5m, 马赫数 0.244

表 4 二轮低压除水制冷系统初级及次散工况点实验数据

序号	G_h	$T_{h,i}$	$T_{h,o}$	$P_{h,i}$	$P_{h,o}$	G_c	$T_{c,i}$	$T_{c,o}$	$P_{c,i}$	$P_{c,o}$	
初级散热器	1	0.100	469.8	365.4	242.5	230.1	0.082	312.5	442.0	100.6	99.9
	2	0.026	335.4	227.6	128.2	126.1	0.048	222.0	281.5	101.3	100.6
	3	0.142	420.9	252.6	293.5	277.7	0.335	237.7	309.3	113.0	108.2
	4	0.096	482.6	406.5	219.8	206.0	0.035	267.6	479.3	43.4	42.0
次级散热器	1	0.101	432.8	332.0	361.7	354.8	0.103	302.5	396.5	100.6	99.9
	2	0.026	240.7	224.3	143.3	142.6	0.064	223.9	230.9	101.3	100.6
	3	0.142	299.3	241.5	435.4	428.6	0.406	237.9	258.2	113.0	108.2
	4	0.096	511.3	422.6	385.2	377.6	0.037	277.7	507.6	43.4	42.0

已知换热器冷热边入口温度,通过传热模型分别计算冷热边出口温度,并与实验值对比,结果如图 2 所示。对初级散热器的 47 个工况点进行了校核。次级散热器由于水分离器出口喷水的存在,校核了热量平衡的 30 个工况点。出口温度计算误差及平均误差如式(7)、(8)所示,误差计算结果见表 5。

$$\varepsilon_i = \left| \frac{T_{o,计算} - T_{o,实验}}{T_{o,实验} - T_{i,实验}} \right| \quad (7)$$

$$\bar{\varepsilon} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \varepsilon_i \quad (8)$$

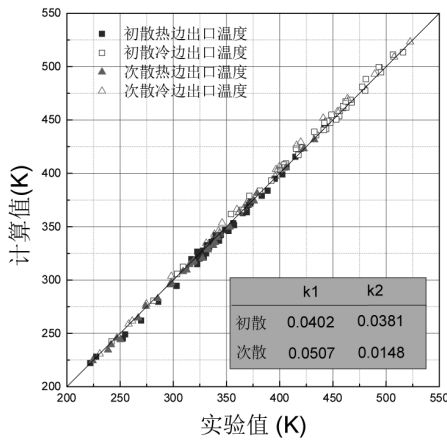


图 2 二轮低压除水制冷系统换热器出口温度

表 5 二轮低压除水系统换热器出口温度计算误差

	初级散热器		次级散热器	
	热边	冷边	热边	冷边
T_i	299 ~ 548	213 ~ 344	241 ~ 525	222 ~ 338
P_i	112 ~ 305	18 ~ 119	143 ~ 500	21 ~ 119
ε_{max}	5.45%	5.80%	7.71%	9.22%
$\bar{\varepsilon}$	2.06%	2.03%	2.57%	4.02%

2.2 二轮高压除水制冷系统

图 3 为实验室搭建的二轮高压除水制冷系统流程图。与二轮低压除水制冷不同,该系统中冲压空气依次流入次级散热器、初级散热器的冷边。该系统实验在地面进行,测量了制冷系统不同入口流量(0.056kg/s ~ 0.158kg/s)、入口温度(295K ~ 370K)、入口压力(230kPa ~ 445kPa)共 6 个工况下制冷系统的运行参数,本文选取实验数据较稳定的次级散热器和回热器进行分析。

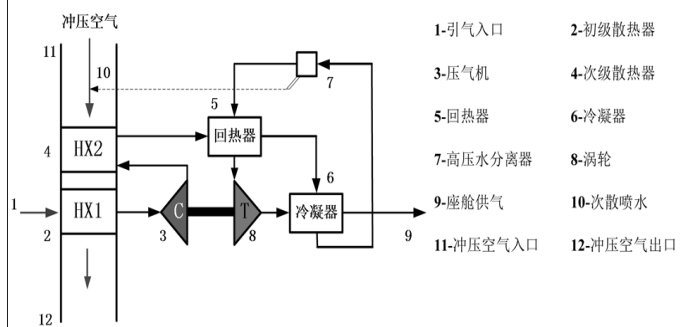


图 3 二轮高压除水制冷系统流程图

从上述 6 个工况中选择 2 个工况点,见表 6。分别建立次级散热器和回热器的 NTU 计算公式,得到传热模型,实验数据见表 7,拟合出的传热模型系数如图 4 所示。

次级换热器与回热器的传热模型校核结果如图 4 所示,误差计算结果见表 8。

表 6 二轮高压除水系统计算工况点

序号	工况点	序号	工况点
1	制冷系统入口流量 0.056kg/s, 入口温度 295K, 入口压力 230kPa	2	制冷系统入口流量 0.113kg/s, 入口温度 346K, 入口压力 360kPa

表 7 二轮高压除水制冷系统次散及回热器工况点实验数据

序号	G_h	$T_{h,i}$	$T_{h,o}$	$P_{h,i}$	$P_{h,o}$	G_c	$T_{c,i}$	$T_{c,o}$	$P_{c,i}$	$P_{c,o}$	
次散	1	0.056	340.4	311.4	291.8	287.9	0.111	292.6	307.3	102.4	102.2
	2	0.113	420.6	361.8	534.6	527.2	0.104	292.4	355.0	102.5	102.3
回热器	1	0.056	311.4	284.5	287.9	287.3	0.056	272.8	300.6	283.9	282.1
	2	0.113	361.9	310.7	527.2	525.9	0.113	287.7	339.2	519.4	515.7

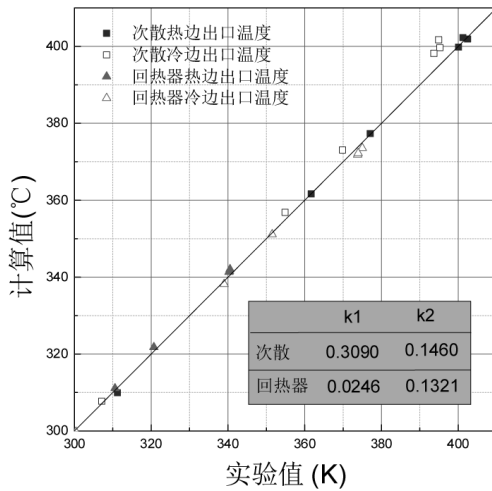


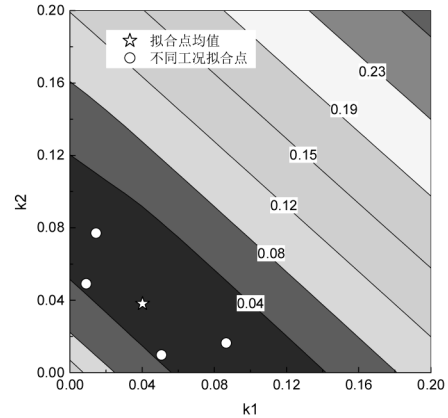
图 4 二轮高压除水制冷系统换热器出口温度

表 8 二轮低压除水系统换热器出口温度计算误差

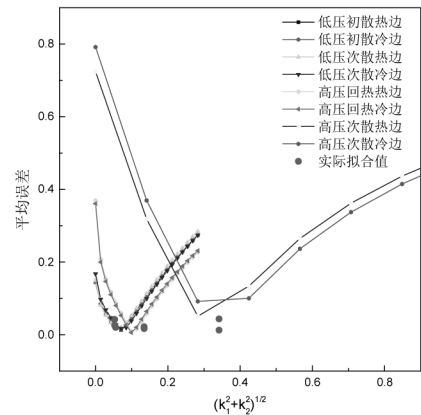
	次级散热器		回热器	
	热边	冷边	热边	冷边
T_i	340 ~ 472	293	311 ~ 402	273 ~ 313
P_i	291 ~ 735	102	288 ~ 724	284 ~ 714
ε_{\max}	4.21%	6.32%	2.51%	2.84%
$\bar{\varepsilon}$	1.26%	4.35%	1.69%	2.20%

2.3 误差分析

本文拟合 k_1 、 k_2 时分别选取了 4 个(低压系统)和 2 个(高压系统)工况点,计算平均误差在 5% 以内(表 5 和表 8)。以二轮低压除水制冷系统中初级散热器为例,将 k_1 、 k_2 在一定范围内任意取值,得到换热器出口温度所有工况的平均误差,如图 5(a) 所示。图中平均误差呈带状分布,不同工况 k_1 、 k_2 拟合结果均分布在最小误差带内,说明任意样本均可得到换热器的传热特性。见图 5(b),取 $k_1 = k_2$ 时的二范数,得到不同换热器平均误差随该范数的变化趋势。文中各换热器传热模型均分布在平均误差最小处或附近($k_1 \neq k_2$ 时分布在曲线下)。



(a) 低压系统初散热边误差分布



(b) $k_1 = k_2$ 时换热器误差曲线

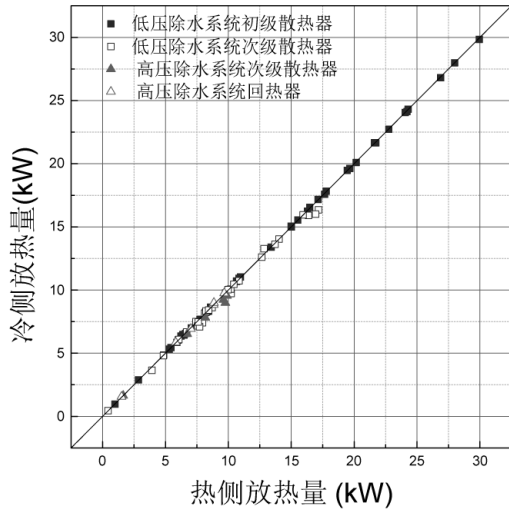
图 5 k_1 、 k_2 变化时出口温度平均误差分布

3 讨论与结论

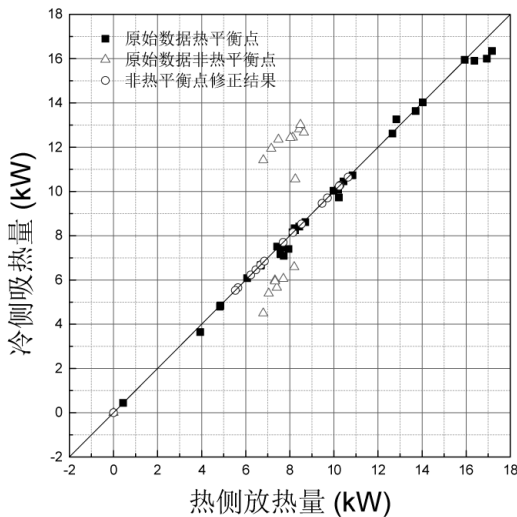
3.1 热平衡校核

热量平衡是换热器传热分析的基础,也是检验实验有效性的标准之一。图 6(a) 为文中所采用实验数据的热平衡曲线。前文已述及两轮低压除水制冷系统的次级换热器包含热量不平衡的数据点。当空气循环制冷系统在地面或低空应用时,水分离器中有水分出,通常将分出的水喷射到次级散热器的冲压空气侧,降低冲压空气温度。实验过程中水分的存在使换热器两侧进出口空气换热量不相等。

图6(b)为二轮低压除水制冷系统次级散热器热平衡关系图,图中的原始数据存在热不平衡点,说明本次实验中有水分喷入次级散热器。前文在进行次散的传热分析时,已剔除热量不平衡率超过10%的数据点。另一方面,利用已得到的次级散热器效率模型,计算换热器喷水工况,即可得到对应干工况出口温度。



(a) 制冷系统换热器



(b) 低压系统次级散热器

图6 换热器热平衡曲线

3.2 结论

(1) 本文从流道、NTU、换热器三个层次对换热器的传热分析方法重新进行了梳理,正确分层是传热分析方法可靠的前提。

(2) 将模型应用于二轮低压除水制冷系统及二轮高压除水制冷系统中的多个换热器,证明该方法可进行不同压力及温度下的传热分析。

(3) k_1, k_2 在一定范围内任意变化,换热器出口温度平均误差呈带状分布;不同工况点拟合出的 k_1, k_2 对应的平均误差均处于最小误差带。

(4) 可利用推导出的 NTU 计算式对换热器热量不平衡的数据点进行修正。

本文发展了换热器传热分析方法,验证了该方法宽广的适用范围。目前的工作均为稳态干工况的结果,没有考虑热惯性的影响。在以后的研究中还要考虑换热器的动态特性及湿工况传热特性。

参考文献:

- [1] W. M. Kays, A. L. London. Compact Heat Exchangers [M]. (Third Edition). Malabar: Krieger Publishing Company, 1998.
- [2] T. S. Khan, et al. Experimental investigation of single phase convective heat transfer coefficient in a corrugated plate heat exchanger for multiple plate configurations [J]. Applied Thermal Engineering, 2010, 30: 1058-1065.
- [3] H. Bhowmik, Kwan-Soo Lee. Analysis of heat transfer and pressure drop characteristics in an offset strip fin heat exchanger [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2009, 36: 259-263.
- [4] A. Alebrahim, A. Bejan. Entropy generation minimization in a ram-air cross-flow heat exchanger [J]. International Journal of Applied Thermodynamics, 1999, 2(4): 145-157.
- [5] 杨春信, 张丽娜, 郭晖. 发动机润滑油散热系统性能研究 [J]. 航空动力学报, 2003, 18(6): 813-818.
- [6] 张丽娜, 杨春信, 王安良. 应用遗传算法优化设计板翅式换热器 [J]. 航空动力学报, 2004, 19(4): 530-535.
- [7] 张丽娜, 杨春信. 基于三维分布参数模型的紧凑式换热器优化 [J]. 航空动力学报, 2008, 23(4): 618-622.
- [8] Lina Zhang, Chunxin Yang, Jianhui Zhou. A distributed parameter model and its application in optimizing the plate-fin heat exchanger based on the minimum entropy generation [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2010, 49: 1427-1436.
- [9] Novak Zuber. The effect of complexity, of simplicity and of scaling in thermal-hydraulics [J]. Nuclear Engineering and Design, 2001, 204: 1-27.
- [10] 章熙民, 任泽霏, 梅飞鸣. 传热学 [M]. 第五版. 北京: 中国建筑工业出版社, 2007.
- [11] 张皓. 基于有限实验数据的环控系统仿真 [D]. 北京: 北京航空航天大学, 2003.