

平行流冷凝器空气侧结构参数研究及优化

赵兰萍^{1,2}, 顾夕涛^{1,2}, 杨晨¹, MATTHEWS Craig Ryan

(1. 同济大学机械与能源工程学院, 上海 201804; 2. 上海市地面交通工具空气动力与热环境模拟重点实验室, 上海 201804; 3. 美国丹诺公司, 密歇根州 48335, 美国)

摘要: 用正交实验法设计了平行流冷凝器空气侧数值模拟的结构方案, 对车用空调冷凝器的风速范围进行流动换热计算。在此基础上, 应用田口法分析翅片高度、百叶窗转向区长度、翅片间距、翅片宽度、百叶窗间距和百叶窗角度六个结构因素对空气侧传热和流动影响的重要性, 得到空气侧最优参数组合。结果表明: 翅片宽度是传热因子主要影响因素, 翅片间距则对摩擦因子影响最大; 翅片间距、百叶窗角度和百叶窗间距对平行流冷凝器空气侧综合性能影响起主要作用; 在雷诺数 600~1 400 范围内, 优化分析得到的最佳参数组合的平行流换热器空气侧综合性能提升了 4.03%~11.09%。

关键词: 平行流冷凝器; 田口方法; 数值模拟; 综合性能; 最优参数组合

中图分类号: TK172

文献标志码: A

Air-Side Parametric Investigation and Optimization of Parallel Flow Condenser

ZHAO Lanping^{1,2}, GU Xitao^{1,2}, YANG Chen¹, MATTHEWS Craig Ryan³

(1. College of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. Shanghai Key Laboratory of Vehicle Aerodynamics and Vehicle Thermal Management Systems, Shanghai 201804, China; 3. Danlaw, Inc., Michigan 48335, USA)

Abstract: Within the wind speed range of automotive air-conditioning condenser, the scheme of air-side parametric numerical simulation for parallel flow condenser was designed by orthogonal method, and the coefficients of flow friction and heat transfer were calculated. Moreover, the effects of fin height, overturning length, fin pitch, fin width, louver pitch and louver angle on air-side flow friction and heat transfer were analyzed by Taguchi method. Finally, the optimal air-side parametric combination of parallel flow condenser was obtained. The results show that the fin width plays an important role in heat transfer. The effect of fin pitch on flow friction is the biggest. The fin pitch, louver angle and louver

pitch of parallel flow condenser has main effect on air-side performance. Overall thermal-hydraulic performance improves by 4.03% to 11.09% for Re in the range of 600~1 400.

Key words: parallel flow condenser; Taguchi method; numerical simulation; comprehensive performance; optimal parameter combination

平行流冷凝器因其结构的紧凑性和良好的流动换热性被广泛应用于汽车空调行业。对于平行流冷凝器类的紧凑式热交换器而言, 其空气侧热阻占了总热阻的 70% 以上^[1]。平行流冷凝器的空气侧性能与它的空气侧结构参数密切相关。国内外学者对平行流冷凝器空气侧性能及影响机理进行了大量研究。对于百叶窗间距、翅片宽度、翅片间距和翅片高度对空气侧换热性能和压降的影响, 几乎所有的研究都认为: 随着百叶窗间距的增加, 传热系数和压降将同时降低^[2-3]; 随着翅片宽度的增加, 传热系数将降低, 而压降会增加^[4]; 随着翅片间距的增加, 传热系数和压降将会同时降低^[5]; 随着翅片高度的增加, 传热系数和压降将会同时降低^[6]。Chang 等^[7-8]对 91 组百叶窗翅片实验数据进行了拟合, 得到传热因子和摩擦因子的关联式。谷波等^[9]采用分布参数模型研究了翅片高度、翅片间距、百叶窗开窗间距、百叶窗开窗角度变化对多元微通道平行流冷凝器传热和流动性能的影响。由于空气侧的结构因素众多, 这些研究大多采用单因素分析方法, 没有考虑冷凝器的多个几何参数之间的交互作用, 因此从这些研究所得到的结论中通常难以获得各结构因素对流动换热的重要性排序, 也无法直接给出最优性能的结构组合。

田口方法^[10]是由日本著名质量管理专家田口玄一博士创立的。它的主要特点是引进质量损失函

收稿日期: 2016-08-25

基金项目: 国家国际科技合作专项(2014DFA10610)

第一作者: 赵兰萍(1967—), 女, 副教授, 工学博士, 主要研究方向为汽车空调及换热器。E-mail: lanpingzhao@tongji.edu.cn

数,并将其转化为信噪比,以正交实验设计为基础,然后通过对实验方案的统计分析,找出各参数的最佳水平组合,从而提高产品的性能和质量^[11]. 由于正交实验具有“均匀分散、整齐可比”的特点,所以应用正交表来安排实验具有代表性,能够比较全面地反映各因素各水平对指标影响的大致情况. 采用田口方法能够在节省实验和计算成本的前提下获得常规计算流体力学(CFD)方法计算和实验研究难以得到的重要信息,给这类多结构参数的换热器设计提供有用的方向性指导. Sahin^[12]实验研究了雷诺数、翅片高度和间距对一个具有圆柱销翅片的矩形通道换热器换热性能的影响,利用田口方法确定了这三个参数的最佳值. Hung 等^[13]采用模拟并结合田口方法研究了同轴换热器四个主要结构参数,给出了最优参数组合.

本文采用 CFD 数值模拟的方法,基于田口方法对平行流冷凝器几何结构参数进行优化设计. 六个结构参数被选为独立变量,传热因子、摩擦因子和综合性能视为优化目标,目的是研究出这六个结构参数对平行流换热器性能影响的相对大小和最优参数组合.

1 物理模型和控制方法

1.1 物理模型

全铝式单流道平行流冷凝器空气侧几何结构如图 1 所示. 图 1 中, F_H 为翅片高度, L_1 为百叶窗长度, S_2 为百叶窗转向区长度, S_1 为进出口区长度, T_h 为扁管厚度, T_d 为扁管宽度, F_d 为翅片宽度, L_p 为百叶窗间距, θ 为百叶窗角度, δ 为翅片厚度.

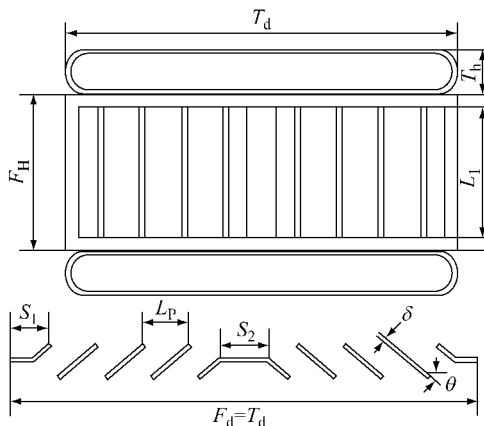


图 1 平行流冷凝器空气侧结构图

Fig.1 Air-side structure of parallel flow condenser

计算单元在空气流动方向取法如下^[14]:对一个

翅片单元内的对流换热进行研究,且只取扁管间单元的一半,中剖面为对称面,上下两个面设置为周期性边界. 为了避免进出口效应对结果的影响,进出口计算域分别延 10 mm 空气柱.

1.2 数学模型

图 2 为进行数值模拟的网格,固体区域和进出口延长的流体区域是三棱柱网格,其他区域主要采用的是四面体网格,必要的地方采用四棱锥网格过渡.

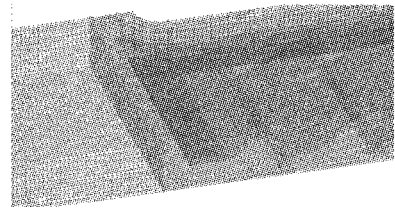


图 2 网格画法

Fig.2 Grid painting

计算采用 $k-\epsilon$ Realizable 湍流模型,壁面采用增强壁面函数处理. 边界条件:基管内壁面温度设为定值,其他所有的固体表面(即翅片表面、扁管外表面)为无滑移耦合边界条件. 进口设为速度入口,出口设为压力出口. 计算时给定空气进口速度和温度以及扁管内壁温度,考虑空气物性参数随温度的变化.

本文采用有限体积法建立离散方程,其中,控制方程的对流项采用二阶迎风格式进行离散,扩散项采用线形插值多项式进行离散. 速度和压力耦合采用 SIMPLEC 算法处理.

1.3 数据处理

为了量化平行流冷凝器空气侧性能,定义以下特征参数和量纲一参数:

(1) 基于扁管基表面积的空气侧对流传热系数 h_a

$$h_a = \frac{Q}{A \Delta t} \quad (1)$$

$$\Delta t = \frac{(T_w - T_{in}) - (T_w - T_{out})}{\ln \frac{T_w - T_{in}}{T_w - T_{out}}} \quad (2)$$

式中: Q 为换热量, W ; A 为扁管基表面积, m^2 ; T_w 为管内壁温度, K ; T_{in} 为空气进口温度, K ; T_{out} 为空气出口温度, K .

(2) 基于空气侧表面积的空气侧对流传热系数 h

$$h_a = \eta_a \frac{(F_H + F_p - 2\delta)h}{F_p - \delta} \quad (3)$$

$$\eta_a = 1 - \frac{F_H - \delta}{F_H + F_p - 2\delta} (1 - \eta_{fa}) \quad (4)$$

$$\eta_{ia} = \frac{\tan\left(h \frac{F_H - \delta}{2} \sqrt{\frac{2h}{\lambda_{Al}\delta}}\right)}{\frac{F_H - \delta}{2} \sqrt{\frac{2h}{\lambda_{Al}\delta}}} \quad (5)$$

式中: λ_{Al} 为铝的导热系数, $W \cdot (m \cdot K)^{-1}$; η_a 为空气侧翅化效率; η_{ia} 为空气侧翅片效率; F_p 为翅片间距,mm.

(3) 传热因子 j 和摩擦因子 f

$$j = \frac{hPr^{\frac{2}{3}}}{\rho u_c c_p} \quad (6)$$

$$f = \frac{A_c}{A_o} \frac{\rho}{\rho_i} \left[\frac{2\rho_i}{(\rho u_c)^2} - (K_c + 1 - \sigma^2) - 2\left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1\right) + \left(1 - \sigma^2 - K_e \frac{\rho_i}{\rho_o}\right) \right] \quad (7)$$

$$\sigma = \frac{(F_H - \delta)(F_p - \delta)}{(F_H + T_h)F_p} \quad (8)$$

$$u_c = \frac{u}{\sigma} \quad (9)$$

式中: A_c 为空气侧最小流通面积, m^2 ; K_c 和 K_e 分别为冷凝器进、出口压力损失系数; ρ 为进出口空气平均温度对应的密度, $kg \cdot m^{-3}$; Pr 为进出口空气平均温度对应的普朗特数; c_p 为进出口空气平均温度对应的比定压热容, $J \cdot (kg \cdot K)^{-1}$; ρ_i 和 ρ_o 分别为空气进、出口密度, $kg \cdot m^{-3}$; u 为空气迎风速, $m \cdot s^{-1}$; A_o 为百叶窗表面换热总面积, m^2 .

1.4 网格无关性检验和模型验证

为了验证数值解的网格无关性,采用网格数量为 84 万、119 万、190 万这三套网格进行计算. 表 1 为网格无关性检验的平行流冷凝器空气侧几何参数. 模拟计算所得传热系数的偏差都不超过 1%,表示网格数量超过 84 万时,网格进一步加密对计算结果没有影响. 因此,为了节约计算时间和减小对计算机的要求,本结构采用数量为 84 万的网格进行模拟计算.

表 1 网格无关性检验的平行流冷凝器空气侧几何参数

Tab. 1 Air-side geometric parameters of parallel flow condenser for grid-independency test

S_1	L_p	S_2	δ	θ	F_d	T_h	L_1	F_H
0.7	1.7	1.0	0.1	27	16	1.6	6.5	7.8

为了验证计算模型和数值方法的可靠性,数值方法得到的基于扁管基表面的传热系数和压降与参考文献[15]给出的实验值进行比较. 误差 ϵ 计算方法如下:

$$\epsilon = \frac{V_A - V_E}{V_E} \quad (10)$$

式中: V_A 是模拟值; V_E 是实验值.

如图 3 和 4 所示,总共六种不同结构(a~f)的平行流冷凝器,空气流速从 $2 m \cdot s^{-1}$ 到 $7 m \cdot s^{-1}$,每种结构做两次实验,模拟计算得出的传热系数和压降各 36 个数据与相对应的 72 个实验数据相比较. 计算结果得到,89%的传热系数数据在 $\pm 15\%$ 误差线内,97%的压降数据在 $\pm 15\%$ 误差线内,平均偏差分别为 -5.45% 和 3.81% ,表明数值模型可靠,可以用于接下来的研究.

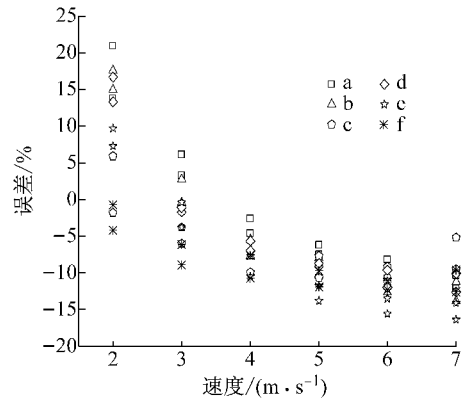


图 3 空气侧传热系数模拟值与实验值比较

Fig. 3 Comparison of simulation and experiment results of air-side heat-transfer coefficient

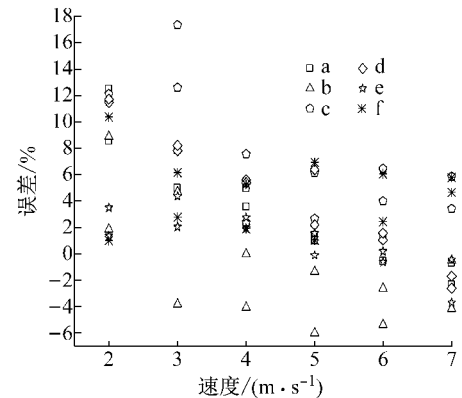


图 4 空气侧压降模拟值与实验值比较

Fig. 4 Comparison of simulation and experiment results of air-side pressure drop

2 田口方法

田口方法的基本思想是用正交表安排实验方案,以目标函数值转换的信噪比(ξ_{SNR})作为衡量性能特性的指标. 对于换热器而言,人们总是希望换热性能高而阻力损失小,所以采用量纲一 σ_{JF} 作为衡量综合性能的目标函数,如下所示:

$$\sigma_{JF} = \frac{j}{f^{1/3}} \quad (11)$$

本文考虑的影响平行流冷凝器空气性能的可控因素有翅片高度 F_H 、百叶窗转向区长度 S_2 、翅片间距 F_p 、翅片宽度 F_d 、百叶窗间距 L_p 、百叶窗角度 θ 。当其他结构参数确定时,进出口区长度和百叶窗转向区长度具有尺寸相关性;百叶窗开窗长度一般为翅片高度的 80%~85%,认为它与翅片高度是关联尺寸。为了合理减少数值模拟工作量,考虑采用正交实验,最终使用 $L_{25}(5^6)$ 正交表确定结构参数进行数值模拟,具体正交表可参考文献[16]。如表 2 所示,以 A、B、C、D、E 和 F 表示 F_H 、 S_2 、 F_p 、 F_d 、 L_p 和 θ ,各结构参数结合实际情况选取五个水平。数值模拟时空气入口速度取 $4.5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 。

表 2 因素水平配置表
Tab.2 Levels of each factor

水平	各因素取值					
	A	B	C	D	E	F
1	7.4	0.7	1.0	16	1.3	15
2	7.6	0.8	1.2	18	1.4	20
3	7.8	0.9	1.4	20	1.5	25
4	8.0	1.0	1.6	22	1.6	30
5	8.2	1.1	1.8	24	1.7	35

信噪比代表的性能特性可分为望小特性、望大特性和望目特性。当研究目的是减少围绕规定目标值的变异时,用望目特性;当系统响应最大时优化,用望大特性;当系统响应最小时优化,则用望小特性。传热因子 j 和 σ_{jF} 都是越大越好,应采用望大特性进行研究;摩擦因子 f 是越小越好,应采用望小特性进行研究。

$$\xi_{\text{SNR,L}} = -10 \log \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{1}{Y_i^2} \right) \quad (12)$$

$$\xi_{\text{SNR,S}} = -10 \log \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{1}{Y_i} \right) \quad (13)$$

式中: $\xi_{\text{SNR,L}}$ 和 $\xi_{\text{SNR,S}}$ 分别为望大特性和望小特性的信噪比; Y 为模拟结果(本文指 j 、 f 和 σ_{jF})。

3 结果与讨论

3.1 对 j 和 f 的参量分析

使用田口方法时,直观分析通常是来研究每一个因素影响大小及其贡献率。在直观分析中,平均信噪比表示各因素各水平信噪比的算术平均值。每个因素五水平的平均信噪比值的极差(最大值与最小值之间的差值)越大,说明该因素对产品性能的影响就越大。各因素传热因子和摩擦因子平均信噪比见表 3 和 4。

贡献率的定义如下:

表 3 各因素传热因子 j 平均信噪比

Tab.3 Factorial effect for ξ_{SNR} of j

水平	各因素平均信噪比					
	A	B	C	D	E	F
1	-37.28	-37.65	-37.37	-37.02	-37.52	-37.58
2	-37.55	-37.41	-37.50	-37.30	-37.68	-37.54
3	-37.49	-37.75	-37.54	-37.63	-37.54	-37.53
4	-37.80	-37.47	-37.70	-37.93	-37.59	-37.58
5	-37.74	-37.57	-37.75	-37.98	-37.53	-37.62
极差	0.52	0.34	0.38	0.96	0.16	0.09
排序	2	4	3	1	5	6

表 4 各因素摩擦因子 f 平均信噪比

Tab.4 Factorial effect for ξ_{SNR} of f

水平	各因素平均信噪比					
	A	B	C	D	E	F
1	19.28	19.60	15.64	18.18	20.92	21.21
2	19.68	19.28	17.77	19.25	20.87	20.49
3	19.52	20.06	19.84	19.74	19.36	19.71
4	19.95	19.38	21.57	20.56	18.96	18.65
5	19.44	19.52	23.02	20.11	17.74	17.80
极差	0.67	0.78	7.38	2.38	3.18	3.41
排序	6	5	1	4	3	2

$$\lambda_{\text{CR},i} = \frac{\xi_{\text{SNR,max},i} - \xi_{\text{SNR,min},i}}{\sum_{i=1}^n (\xi_{\text{SNR,max},i} - \xi_{\text{SNR,min},i})} \quad (14)$$

式中: $\lambda_{\text{CR},i}$ 表示第 i 个因素的贡献率; $\xi_{\text{SNR,max},i}$ 表示第 i 个因素五个水平中最大平均信噪比; $\xi_{\text{SNR,min},i}$ 表示第 i 个因素五个水平中最小平均信噪比。

对于热交换器, j 和 f 分别描述传热特性和阻力特性,了解每一个因素对它们影响是非常重要的。由图 5 可知,所研究的六个因素对 j 的影响由大到小 $D>A>C>B>E>F$,尤其是翅片宽度对 j 影响最大,贡献率达到了 39.39%;翅片高度和翅片间距对 j 影响较大,贡献率分别达到了 21.25%和 15.45%。翅片宽度增大,导致扁管的翅化率增加明显,有利于整个换热器换热性能的提高。

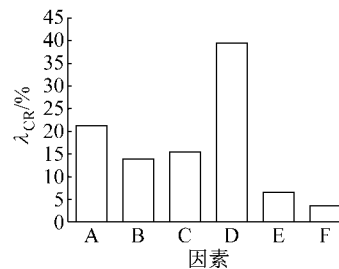


图 5 各因素对 j 贡献率

Fig.5 Contribution ratio for j of each factor

由图 6 可知,所研究的六个因素对 j 的影响由大到小是 $C>F>E>D>B>A$,尤其是翅片间距对 j 影响最大,贡献率达到了 41.49%;百叶窗角度和

百叶窗间距对 j 影响较大,贡献率分别达到了 19.14%和 17.87%。翅片间距变小,使流体在狭小区域里流动速度变大,阻力明显增加。

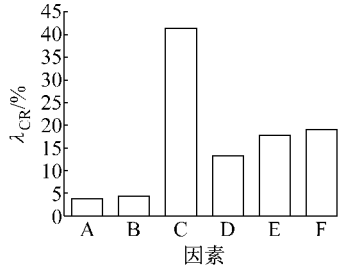


图 6 各因素对 f 贡献率

Fig.6 Contribution ratio for f of each factor

根据田口方法知道,具有最大信噪比的水平是因素的最佳水平.各因素水平对 j 和 f 最大信噪比组合分别作为传热特性和摩擦特性最优组合.如图 7 和 8 所示, j 最佳组合为 A1B2C1D1E1F3, f 最佳组合为 A4B3C5D4E1F1. j 和 f 最优水平组合之间的差异表明传热特性和摩擦特性不能同时优化.因此,同时考虑传热与流阻特性 σ_{JF} 作为评估和优化平行流冷凝器综合性能的目标函数。

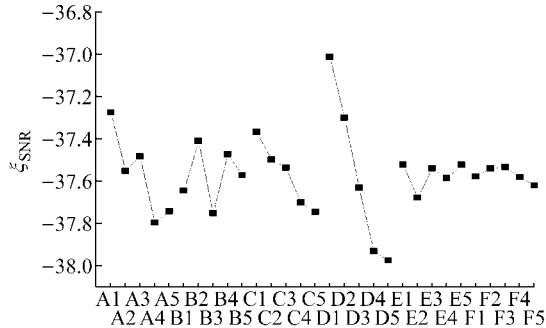


图 7 各因素对 j 信噪比

Fig.7 ξ_{SNR} for j of each factor

3.2 对 σ_{JF} 的参量分析

σ_{JF} 是本文研究平行流冷凝器综合性能的评价标准.表 5 为各因素综合性能的平均信噪比.所研究的六个因素对 σ_{JF} 的影响由大到小的顺序为 $C > F > E > A > D > B$ (见图 9)。

图 9 表明,翅片间距对平行流冷凝器综合性能影响最大,百叶窗转向区长度对综合性能影响最小.翅片间距、百叶窗角度和百叶窗间距的贡献率之和高达 82.36%,这使得这三个参数对平行流换热器的优化设计意义重大。

如图 10 所示,比较各因素在不同水平的 σ_{JF} 信噪比值,得出平行流冷凝器空气侧最佳参数组合为

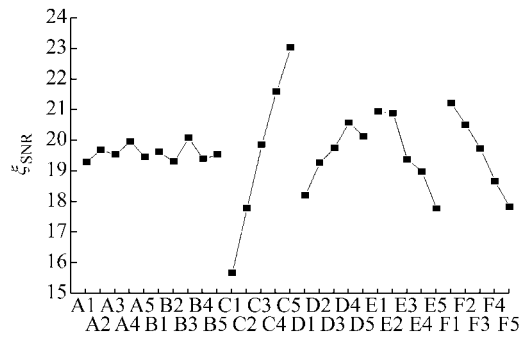


图 8 各因素对 f 信噪比

Fig.8 ξ_{SNR} for f of each factor

表 5 各因素 σ_{JF} 值信噪比

Tab.5 Factorial effect for ξ_{SNR} of σ_{JF}

水平	各因素平均信噪比					
	A	B	C	D	E	F
1	-30.85	-31.11	-32.16	-30.95	-30.55	-30.51
2	-31.00	-30.99	-31.58	-30.88	-30.72	-30.71
3	-30.98	-31.07	-30.92	-31.05	-31.09	-30.97
4	-31.15	-31.01	-30.51	-31.08	-31.27	-31.37
5	-31.26	-31.07	-30.07	-31.27	-31.61	-31.69
极差	0.41	0.13	2.08	0.39	1.06	1.18
排序	4	6	1	5	3	2

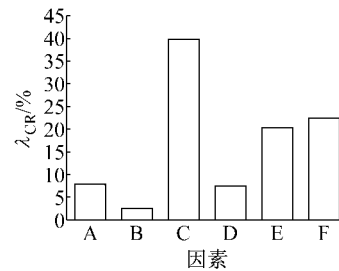


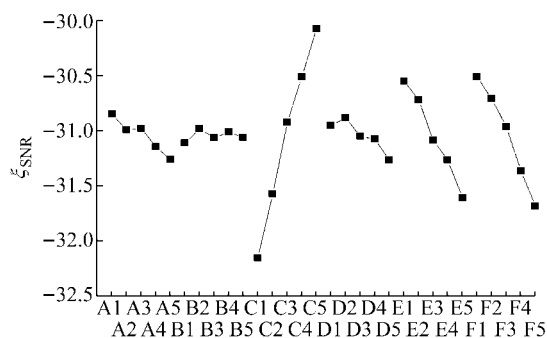
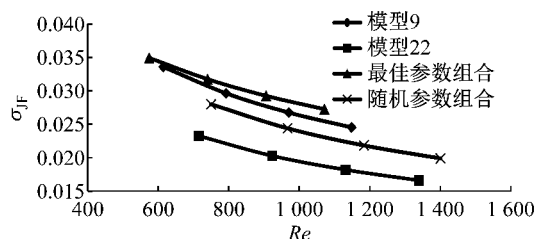
图 9 各因素对 σ_{JF} 贡献率

Fig.9 Contribution ratio for σ_{JF} of each factor

A1B2C5D2E1F1,其综合性能要优于正交表给出的 25 种参数组合。

3.3 最优组合验证

入口空气流速恒定为 $4.5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时选择的最佳参数组合为 A1B2C5D2E1F1. 为了得到最佳参数组合的可靠性,需要在更广的雷诺数范围进行验证.为了保证验证结果具有代表性,从正交表 25 种组合中选出 σ_{JF} 值最大和最小的两种组合模型 9 和模型 22. 为了保证验证结果的普遍性,随机选出一种组合且不在正交表的 25 种组合中.计算结果如图 11 所示,最佳参数组合在更广的雷诺数范围都比其他三种组合具有更大 σ_{JF} 值.雷诺数在 600~1 400 之间时,最佳参数组合的 σ_{JF} 值比模型 9 的 σ_{JF} 值高 4.03%~11.09%。

图 10 各因素对 σ_{JF} 信噪比Fig. 10 ξ_{SNR} for σ_{JF} of each factor图 11 不同参数组合 σ_{JF} 与 Re 关系Fig. 11 Variations of σ_{JF} with Re for different parametric combinations

4 结论

(1) 在优化设计中考虑几何参数包括翅片高度、百叶窗转向区长度、翅片间距、翅片宽度、百叶窗间距和百叶窗角度,结果表明,翅片宽度对平行流冷凝器空气侧的传热因子影响最大,贡献率达到了 39.39%;翅片间距对平行流冷凝器空气侧的摩擦因子影响最大,翅片高度和百叶窗转向区长度对其影响较小。

(2) 各种参数对平行流冷凝器空气综合性能的研究结果表明,占主导地位的参数是翅片间距,百叶窗间距和百叶窗角度,这三个参数影响贡献率总和占 82.36%。

(3) 所研究的六个参数对平行流冷凝器整体性能影响由大到小的排序为:翅片间距 > 百叶窗角度 > 百叶窗间距 > 翅片宽度 > 翅片高度 > 百叶窗转向区长度。在 600~1400 的雷诺数范围内,用田口方法选出的平行流冷凝器空气侧最优参数组合具有最高的综合性能。

参考文献:

[1] 张轶. 基于 CFD 的汽车空调平行流冷凝器的仿真试验研究[D]. 扬州:扬州大学,2013.
ZHANG Yi. Simulation test research on parallel flow condenser of automobile air conditioner based on CFD[D]. Yangzhou: Yangzhou University, 2013.

[2] LEU J S, LIU M S, LIAW J S, *et al.* A numerical investigation of louvered fin-and-tube heat exchangers having circular and oval tube configurations[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2001, 44(22): 4235.

[3] LIU M S, LEU J S, LIAW J S, *et al.* 3-D simulation of thermal-hydraulic characteristics of louvered fin-and-tube heat exchangers with oval tubes[J]. ASHRAE Transactions, 2000, 106: 849.

[4] 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.

[5] HA M Y, KIM K C, KOAK S H, *et al.* Fluid flow and heat transfer characteristics in multi-louvered fin heat exchanger [R]. Detroit: SAE, 1995.

[6] 张兴群, 袁秀玲, 黄东. 平行流式冷凝器的热力性能研究[J]. 流体机械, 2005, 33(12): 65.
ZHANG Xingqun, YUAN Xiuling, HUANG Dong. Study on the heat transfer performance of the parallel flow condenser[J]. Fluid Machinery, 2005, 33(12): 65.

[7] CHANG Y J, WANG C C. A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1997, 40(3): 533.

[8] CHANG Y J, HSU K C, LIN Y T, *et al.* A generalized friction correlation for louver fin geometry[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2000, 43(12): 2237.

[9] 谷波, 方继华, 赵鹏程. 空气侧结构对多元微通道平行流冷凝器传热流动性能的影响[J]. 制冷学报, 2014, 35(6): 9.
GU Bo, FANG Jihua, ZHAO Pengcheng. Effects of air-side structure on heat transfer and flow performance of multiple micro-channel parallel flow condenser [J]. Journal of Refrigeration, 2014, 35(6): 9.

[10] TAGUCHI G. Introduction to quality engineering: designing quality into products and processes [M]. Tokyo: Asian Productivity Organization, 1986.

[11] 韩之俊, 章渭基. 质量工程学[M]. 北京: 科学出版社, 1991.
HAN Zhijun, ZHANG Weiji. Quality engineering[M]. Beijing: Science Press, 1991.

[12] SAHIN B. A Taguchi approach for determination of optimum design parameters for a heat exchanger having circular-cross sectional pin fins [J]. Heat and Mass Transfer, 2007, 43 (5): 493.

[13] HUNG T C, CHEN H C, LEE D S, *et al.* Optimal design of a concentric heat exchanger for high-temperature systems using CFD simulations[J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 75: 700.

[14] 成亮. 高效微通道平行流换热器翅片结构参数研究设计[D]. 武汉: 华中科技大学, 2013.
CHENG Liang. Structural parameters of radiating fin for highly efficient micro-channel parallel flow heat exchanger [D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2013.

[15] 田晓虎. 平行流冷凝器空气侧换热性能和压降的 CFD 仿真及试验研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2007.
TIAN Xiaohu. CFD and test study on air side heat transfer performances and pressure drops of parallel flow condensers [D]. Chongqing: Chongqing University, 2007.

[16] 侯化国, 王玉民. 正交试验法 [M]. 长春: 吉林人民出版社, 1985.
HOU Huaguo, WANG Yumin. Orthogonal test method [M]. Changchun: Jilin People's Press, 1985.