

进风条件对平行流冷凝器性能的影响

赵兰萍^{1,2}, 高磊^{1,2}, 刘彦麟^{1,2}, 杨志刚^{2,3}

(1. 同济大学机械与能源工程学院, 上海 201804; 2. 同济大学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. 北京民用飞机技术研究中心, 北京 102211)

摘要: 以平行流冷凝器为研究对象, 采用考虑制冷剂侧流量分配的数学模型, 研究了四种实际进风条件对冷凝器性能及制冷剂侧流量分配特性的影响, 这些进风条件包括: 前端遮挡、前置散热器和单双冷却风扇单双配备共三类。研究发现: 在 50% 遮挡率下, 中间遮挡方式对冷凝器的性能衰减最多, 换热量减少了 47.9%, 压降增加了 335.5%; 不同遮挡方式对制冷剂侧流量分配有不同的影响, 格栅遮挡造成的制冷剂侧流量分配不均匀程度最大。前置散热器造成的局部进风速度降低与温度升高可导致冷凝器换热量减少 24.1%, 压降增加 80%, 前置散热器只对第二流程的制冷剂侧流量分配不均匀程度有明显的影响。总风量不变时, 单、双风扇情况下的进风不均匀对整体换热与压降的影响不明显, 但是各个流程制冷剂侧流量分配不均匀程度都有明显增加。

关键词: 平行流冷凝器; 进风条件; 换热性能; 制冷剂侧压降; 流量不均匀性

中图分类号: TK172

文献标志码: A

makes the most deterioration of the performance of the condenser, heat transfer rate decreases 47.9% and refrigerant pressure drop increases 335.5%. The different blocking modes have different effects on the flow distribution of the refrigerant side, and the unevenness of the refrigerant distribution caused by grille block is the largest. The partial air velocity reduction and temperature increase caused by a front radiator results in 24.1% decrease in heat transfer and 80% increase in refrigerant pressure drop of the condenser. The front radiator only influences the refrigerant flow distribution of the second pass. When total air flow is constant, different number of cooling fans have little effect on heat transfer and pressure drop, but the unevenness of the refrigerant distribution is obviously increased.

Key words: parallel flow condenser; airflow condition; heat transfer performance; refrigerant pressure drop; refrigerant mal-distribution

Effect of Different Airflow Conditions on Performance of Condenser

ZHAO Lanping^{1,2}, GAO Lei^{1,2}, LIU Yanlin^{1,2}, YANG Zhigang^{2,3}

(1. School of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. Shanghai Key Laboratory of Vehicle Aerodynamics and Vehicle Thermal Management Systems, Tongji University, Shanghai 201804, China; 3. Beijing Aeronautical Science & Technology Research Institute, Beijing 102211, China)

Abstract: A numerical thermal-hydraulic model considering the mal-distribution of refrigerant-side is used to investigate a four passes parallel-flow condenser. The influence of different airflow conditions on the performance and refrigerant distribution characteristic of this condenser is given. The related airflow conditions are inlet blockage, front radiator and different number of cooling fans. The results are as follows. At 50% blocking rate, the middle blocking mode

空调系统的室外冷凝器, 有时候会由于使用不当, 形成进风遮挡或阻塞, 引起系统性能的降低。在汽车空调系统中, 冷凝器前端进风流场不仅随车型和车况而变化, 也受到发动机舱内元件布置的影响。例如冷凝器前端布置低温散热器、中冷器和风扇等部件, 都会对冷凝器的流动换热特性产生影响, 进而影响整个空调系统的性能。因此, 有必要对不同进风条件下的冷凝器的性能进行研究^[1-2]。

前端进风不均匀分布对冷凝器换热性能的影响已引起学者的关注。Chiou^[3]通过建立多孔扁管型冷凝器离散模型, 对 4 种来流空气分布情况进行仿真, 发现不同的进风速度分布对冷凝器的换热性能有着不同的影响, 并定义了空气不均匀因子来衡量空气不均匀性对冷凝器换热的影响程度。Rabas^[4]利用数值模拟研究了非均匀气流分布下的空冷式叉流冷凝

器的换热性能. 结果显示, 非均匀气流分布会导致冷凝器的热性能下降. 但是冷凝器由于非均匀进风引起的换热性能衰减较小, 即使在极端的非均匀气流分布下换热器的性能衰减最大只为 7%. Jugert 等^[5]通过数值模拟和试验研究了不同冷凝器迎面气流分布对汽车空调系统带来的影响, 发现不同气流分布对冷凝器的影响区别较大. 为了模拟冷凝器前不均匀气流分布, 笔者在冷凝器前方布置了一个换热器遮挡冷凝器进风进行台架试验, 并与均匀进风时的结果进行对比. 结果发现, 冷凝器的换热能力和系统性能分别下降了 7%~22% 和 15%~42%. Datta 等^[6-7]用多种挡板对冷凝器迎风表面进行 30%, 40% 与 50% 的遮挡, 试验和仿真研究的结果表明, 与均匀进风条件相比, 50% 遮挡率时冷凝器换热衰减了 3.2%. Mao 等^[8]建立了制冷剂侧均匀分配的冷凝器离散仿真模型, 假设了 4 种不均匀进风情况, 研究了空气侧不均匀对换热能力的影响. 仿真结果表明空气侧的不均匀会导致换热量减少, 压降增加, 并且不同的空气侧不均匀分布对换热性能和整体压降影响程度不同.

极大多数冷凝器仿真模型都假设制冷剂在从集管进入扁管时为均匀分配^[3, 7-8], 实际冷凝器中的制冷剂侧分配不均会带来一定的性能衰减^[9]. Wang 等^[10]利用压降相等原理, 建立了考虑制冷剂分配的平行流冷凝器模型. 该模型相对于均匀模型, 在换热量与压降的预测上更加准确, 能更好地反映平行流冷凝器的实际换热情况, 同时可以反映制冷剂侧的分配情况.

本文将在采用考虑制冷剂侧流量分配的冷凝器模型的基础上, 就不同前端进风条件对平行流冷凝器性能的影响进行研究, 同时揭示进风条件对制冷剂侧流量分配产生的影响.

1 冷凝器模型建立

1.1 平行流冷凝器结构

本文的研究对象是轿车空调系统中所使用的微通道冷凝器, 该冷凝器共 4 个流程, 结构如图 1 所示. 制冷剂通过进口集管进入第一流程后沿扁管流动, 重新汇合于出口集管后进行分配, 流入下一个流程. 冷凝器各个扁管间采用波纹型百叶窗翅片结构. 冷凝器具体结构参数见表 1, 制冷剂使用 R134a.

1.2 平行流冷凝器模型建立

采用分布参数法将整个冷凝器划分成多个微

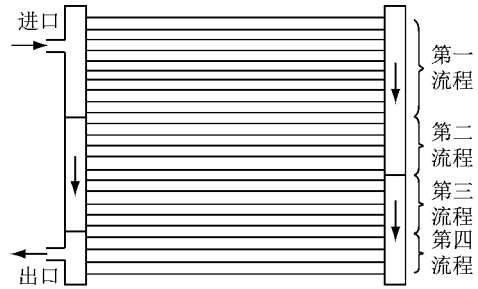


图 1 微通道冷凝器结构示意图

Fig.1 Schematic diagram of the parallel flow condenser

表 1 冷凝器结构参数

Tab.1 Detailed structural parameters of the condenser

项目	值	项目	值
翅片高度	8 mm	扁管宽度	16 mm
翅片宽度	16 mm	小孔数	10
翅片厚度	0.1 mm	微通道宽	1.3 mm
翅片间距	1.3 mm	微通道高	1.6 mm
百叶长度	6.8 mm	扁管壁厚	0.1 mm
百叶间距	1.3 mm	扁管长度	606 mm
百叶角度	27°	集管内径	18 mm
扁管厚度	1.8 mm	流程管数	15, 7, 5, 4

元. 扁管与集管的划分方法如图 2 和图 3 所示. 扁管沿管长方向划分为多个微元, 集管的划分根据模型的要求, 分别将两个相邻扁管中心线之间的集管划分为一段. 建模过程中, 做以下假设:

(1) 制冷剂在各个流程的流动和换热相互独立.

(2) 进出口集管简化为一系列 T 型结构, 忽略制冷剂在相邻 T 型结构之间的回流和流态变化, 同时不考虑换热^[10-11].

(3) 制冷剂在集管中混合均匀, 认为每根扁管入口焓值相等.

(4) 扁管各小孔内制冷剂具有相同的质量流量和温度分布.

(5) 忽略微通道内的制冷剂轴向导热, 扁管内制冷剂的流动简化为沿管长方向的一维流动.

(6) 平行流冷凝器稳态工作, 每一个微元内制冷剂和空气的状态参数不随时间变化.

(7) 忽略不凝性气体和管内外污垢热阻对换热的影响.

1.2.1 制冷剂分配不均下的压降相等原理^[10]

如图 2 所示, 制冷剂进入进口集管后, 经过分配进入该流程的各个扁管中参与流动换热. 根据压降相等的原理, 在一个流网中, 两个节点之间的压降应该相等. 本文所研究的平行流换热器的第一流程的进口集管和第四流程的出口集管上进出管位置不是在集管的顶端位置, 与参考文献中的换热器结构^[10]

上有一些差别, 因此这里以第一流程为例, 简要说明一下该种建模方法。

如图 2 所示, 制冷剂入口管在进口集管上中部位置。在入口管之上的扁管与集管内制冷剂的压降关系如下:

$$\Delta P_{\text{ihd}, j} + \Delta P_{\text{tube}, j} + \Delta P_{\text{ehd}, j} = \Delta P_{\text{tube}, j+1} \quad (1)$$

式中: $\Delta P_{\text{ihd}, j}$ 为当前流程第 j 个进口集管微元段的压降; j 为当前流程的扁管编号, $j=1, 2, \dots, m, m$ 为当前流程的扁管总数; $\Delta P_{\text{tube}, j}$ 为当前流程第 j 根扁管的压降; $\Delta P_{\text{ehd}, j}$ 为当前流程第 j 个出口集管微元段的压降; $\Delta P_{\text{tube}, j+1}$ 为当前流程第 $j+1$ 根扁管的压降。

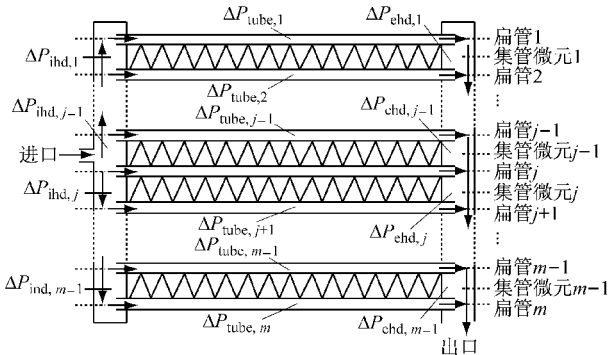


图 2 微通道冷凝器集管划分(第一流程)

Fig.2 Discretization of headers of the condenser

在进口管位置以及下方的扁管与集管内制冷剂的压降关系如下:

$$\Delta P_{\text{ihd}, j} + \Delta P_{\text{tube}, j+1} = \Delta P_{\text{ehd}, j} + \Delta P_{\text{tube}, j} \quad (2)$$

1.2.2 微元内换热及压降计算方法

冷凝器中制冷剂分为过热、两相和过冷三种状态, 换热和压降根据制冷剂不同状态选择不同的换热关联式与压降关联式进行计算, 模型计算中所采用的计算关联式见表 2。模型计算时, 集管内只考虑压降。扁管内考虑换热和压降, 扁管压降包括扁管内部的摩擦压降、加速压降、扁管进出口的突缩压降和突扩压降, 扁管换热计算采用传热单元数法, 空气与制冷剂流动方式为叉流^[11-12]。

整个计算过程如图 2 与图 3 所示, 第 $j(i)$ 个集管(扁管)微元出口状态为第 $j+1(i+1)$ 个微元的进口状态。图 3 中, $\Delta P_{\text{tube}, c, j}$ 是第 j 根扁管的进口突缩压降, $\Delta P_{\text{tube}, e, j}$ 是第 j 根扁管的进口突缩压降, $m_{r, j+1, i}$ 为第 $j+1$ 根扁管的第 i 微元内流过的制冷剂质量流量, $m_{r, \text{unit}, j+1, i+1}$ 为第 $j+1$ 根扁管的第 $i+1$ 微元内流过的制冷剂质量流量, n 为扁管划分的总微元数, $P_{\text{in}, j+1, i+1}$ 为第 $j+1$ 根扁管的第 $i+1$ 微元的进口压力, $P_{\text{out}, j+1, i}$ 为第 $j+1$ 根扁管的第 i 微元的出口压力, $h_{\text{in}, j+1, i+1}$ 为第 $j+1$ 根扁管的第 $i+1$ 微元的进

表 2 关联式选择^[11]

Tab.2 Correlations of heat transfer and pressure drop

项目	关联式出处
空气侧传热及压降	Chang 和 Wang ^[13]
制冷剂侧换热系数	单相: Gnielinski ^[14]
	两相: Dobson 和 Chato ^[15]
制冷剂压降	单相: Blasius ^[12]
	两相: Yang 和 Webb ^[16]
重力压降	均匀模型
加速压降	均匀模型
空泡系数	Zivi ^[16]
突缩压降	单相: Idelchik ^[17]
	两相: Coleman 和 Krause ^[18]
突扩压降	单相: Idelchik ^[17]
	两相: 忽略
集管局部压降	Yin 等 ^[19]

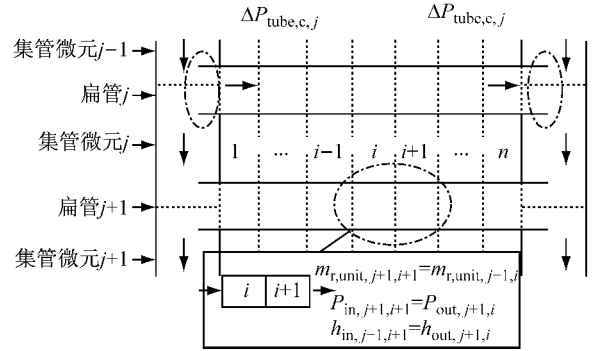


图 3 集管和扁管微元划分

Fig.3 Discretization of tubes and headers of the condenser

口压力, $h_{\text{out}, j+1, i}$ 为第 $j+1$ 根扁管的第 i 微元的出口压力。

1.3 计算流程

制冷剂在扁管和集管内压降可以认为是制冷剂质量流量的非线性函数, 通过第 1.2.1 节中的压降相等原理和质量守恒定律可以在一个流程中建立 N_p 个非线性方程组成的非线性方程组 (N_p 是第 P 流程的扁管数, P 为流程数), 通过求解后最终可以得到 N_p 个扁管的质量流量, 本文中 $P=1, 2, 3, 4$, 模型计算步骤如下:

(1) 输入冷凝器几何尺寸, 空气侧进风速度和温度分布, 冷凝器进口压力、进口温度和制冷剂总质量流量。

(2) 预设第一流程每根扁管制冷剂质量流量 $m_{r, 1, j} = G/N_1$, G 为总质量流量, 扁管编号 $j=1, 2, \dots, N_1$ 。将预设流量作为迭代初始值, 输入非线性方程求解器中求解, 迭代求解过程中压降收敛的精度控制在 10^{-4} 以内。然后得到该流程的制冷剂分配情况、换热量、压降和制冷剂侧与空气侧出口状态等。

(3) 第二流程的制冷剂入口状态为第一流程制

冷剂的出口状态,计算过程同步骤(2).

(4)依次按照流程进行计算,直至第四流程计算结束,整个冷凝器的仿真计算结束,输出计算结果.

2 台架试验验证

利用上海某空调设备有限公司的汽车空调系统试验台对模型进行试验测试,该试验台采用空气焓差法原理设计,如图 4 所示.试验过程中使用的测量仪表精度见表 3.冷凝器台架试验工况参数见表 4.

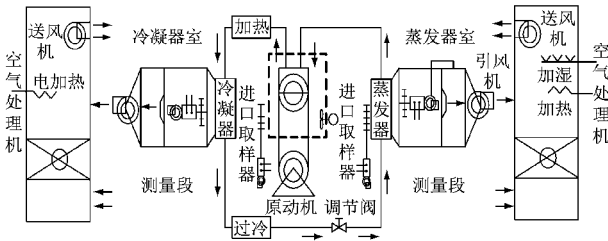


图 4 汽车空调系统焓差室装置原理图

Fig. 4 Schematic of the air condition performance test facility

表 3 测量使用仪表参数

Tab. 3 Parameters of measuring instruments

测量项目	仪表设备	仪表精度	分辨率
制冷剂温度	热电偶	$\pm 0.5^{\circ}\text{C}$	$< 0.2^{\circ}\text{C}$
制冷剂压力	压力传感器	0.1%	$< 30\text{ Pa}$
空气温度	PT100	$\pm 0.2^{\circ}\text{C}$	$< 0.1^{\circ}\text{C}$
空气压差	微压差变送器	$> 0.25\%$	$< 10\text{ Pa}$
大气压力	绝对压力变送器	0.1%	$< 30\text{ Pa}$

图 5 是 4 个工况条件下平行流冷凝器换热量和压降的模拟值与实验值的对比情况,在不同的工况下换热量与实验值相对误差都在 $\pm 5\%$ 以内,制冷剂侧压降与实验值偏差都在 $\pm 10\%$ 以内.说明考虑制冷剂侧流量分配后,较好地改变了以往该类冷凝器压降仿真误差偏大的局面^[10-12].

表 4 试验工况

Tab. 4 Test conditions of the condenser

迎面风速/ ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)	进风干球 温度/ $^{\circ}\text{C}$	制冷剂质量流量/ ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)	入口温度/ $^{\circ}\text{C}$	入口压力/ kPa
2.5	35	0.03~0.06	83.70	1 525
3.5	35	0.03~0.06	83.39	1 518
4.5	35	0.03~0.06	83.62	1 526
5.0	35	0.03~0.06	83.45	1 522

3 结果与分析

3.1 遮挡方式对冷凝器性能的影响

平行流冷凝器在实际应用的多种场合中,有些

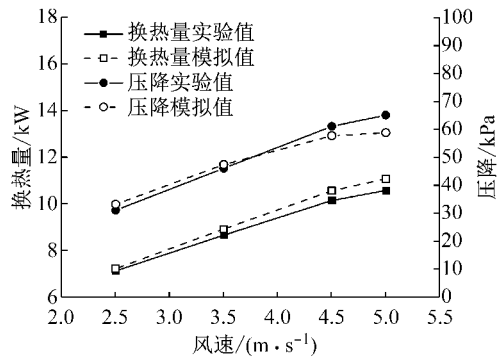


图 5 模型计算结果与实验结果对比

Fig. 5 Comparison of experimental data and predicted data

安装条件下冷凝器前端会有不可避免的遮挡,或者长时间使用后翅片间隙被灰尘堵塞和翅片变形都会造成冷凝器产生不同类型和不同程度的遮挡效果.如图 6 所示,假设了 3 种冷凝器前端进风遮挡方式.图中阴影部分为前端遮挡区域,三种遮挡方式的遮挡率都为 50%.图 6 中 4 种情况空气侧进风温度都为 35°C ,考虑到冷凝器进风遮挡时,冷凝器的背面存在由于自然对流而产生的换热,因此在这里假设未遮挡部分进风速度为 $4.5\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$,遮挡部分进风速度为 $0.1\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.对上述遮挡条件下的平行流冷凝器性能和制冷剂侧质量流量分配情况进行研究,制冷剂进口状态选取试验中风速为 $4.5\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 工况时的进口状态.

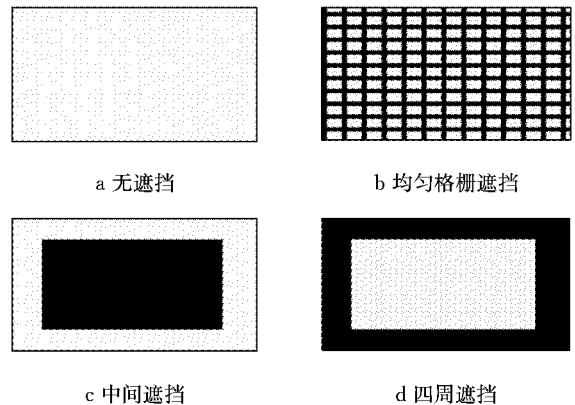


图 6 冷凝器前端理想遮挡方式

Fig. 6 Different types of frontal blockage

图 7 是未遮挡情况与三种遮挡情况下的冷凝器性能对比.从图中可以看到,格栅遮挡时换热量减少 47.1%,压降增加 299%;中间遮挡时式换热量减少 47.9%,压降增加 335.5%;四周遮挡时换热量减少 45.6%,压降增加 246.4%.三种遮挡方式中,中间遮挡造成的冷凝器性能衰减最多.

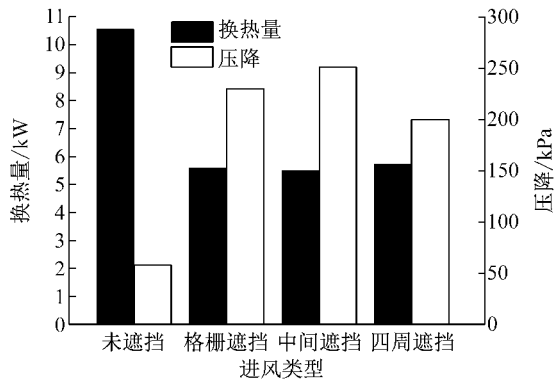


图 7 遮挡方式对换热量和压降的影响

Fig. 7 Heat transfer and refrigerant pressure drop varied with different types of frontal blockage

从图 8 可以看出, 三种遮挡方式下, 冷凝器中受到遮挡的流程的换热系数相对于未遮挡情况下的对应的流程换热系数均有所减小. 图 9 的冷凝器各流程制冷剂干度分布(图中将各流程入口设定在坐标轴左侧)表明, 只有未遮挡情况时, 制冷剂在冷凝器第四流程达到了过冷状态, 而中间遮挡情况下冷凝器第四流程中的制冷剂干度最大.

从图 10 的冷凝器各个流程的压降对比可以看出, 三种遮挡方式下, 冷凝器制冷剂在第二、第三和第四流程内的压降要大幅大于未遮挡时对应流程的压降. 中间遮挡情况时由于制冷剂在第三和第四流程时干度较大, 密度较小, 因此总压降最大.

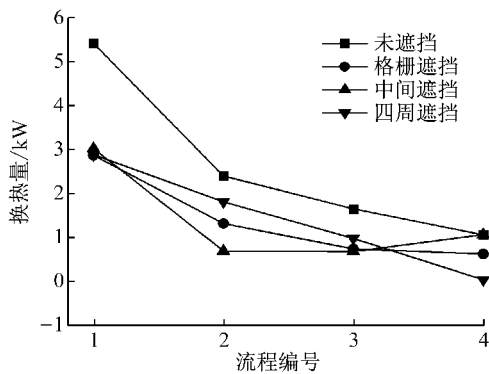


图 8 不同遮挡条件下各流程换热系数对比

Fig. 8 Comparison of heat transfer of each pass under different blockage conditions

图 11 是未遮挡情况与三种遮挡方案的扁管内制冷剂流量分配情况对比, 图中 $m_{r,P,j}$ 是第 P 流程中第 j 扁管的质量流量, $m_{r,P,u}$ 对应第 P 流程每根扁管内的平均质量流量. 相对于未遮挡情况, 三种遮挡情况下冷凝器的扁管内制冷剂质量流量分配受到了遮挡的影响. 同一个流程中, 被遮挡的扁管与未被遮挡的扁管内的制冷剂流量有差别, 第一流程内, 被遮挡

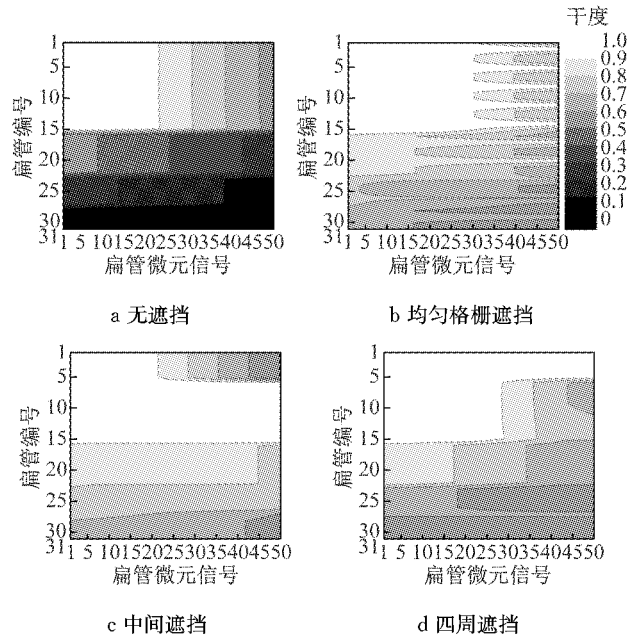


图 9 遮挡方式对制冷剂干度分布的影响

Fig. 9 Influence of different blockage types on the quality distribution of refrigerant

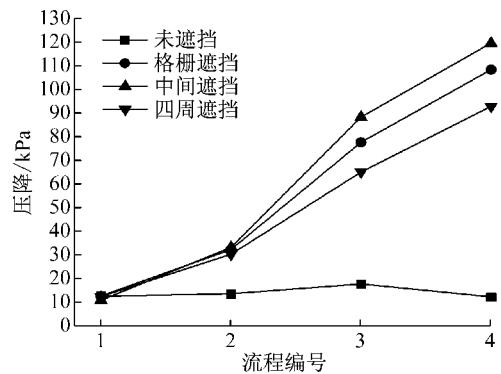


图 10 不同遮挡方式下各流程压降对比

Fig. 10 Comparison of pressure drop of each pass under different blockage conditions

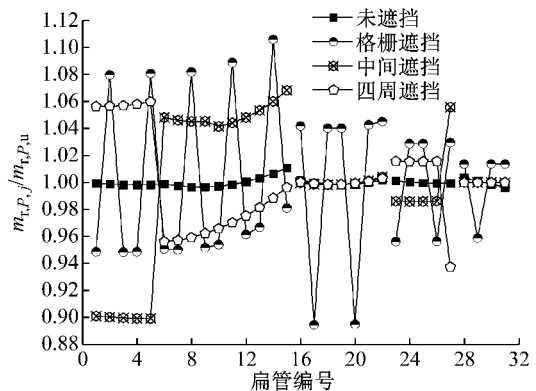


图 11 遮挡方式对制冷剂流量分配影响

Fig. 11 Influence of different blockage types on the mass flow rate distribution among each tube in every pass

的扁管内制冷剂质量流量较大,第二流程、第三流程、第四流程内时情况则相反,进风被遮挡的扁管内制冷剂质量流量较小。

为了说明造成遮挡后冷凝器扁管内的制冷剂流量分配情况的原因,图 12 将格栅遮挡情况下冷凝器第一流程的扁管 1(未被遮挡)与扁管 2(被遮挡)的微元内干度与压降变化进行了对比。因为扁管内的压降由制冷剂质量流量及制冷剂状态共同决定,扁管 1 与扁管 2 由于空气侧进风情况不同,导致制冷剂状态不同,因此为了满足压降相等原理,扁管 1 与扁管 2 内的制冷剂质量流量有所不同,扁管 2(被遮挡)内的制冷剂质量流量较大。

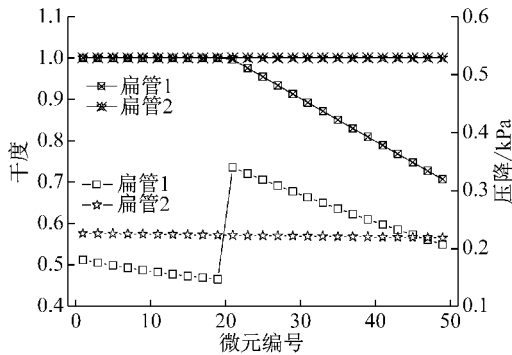


图 12 格栅遮挡第一流程第 1 根扁管与第 2 根扁管干度及压降对比

Fig. 12 Comparison of quality and pressure drop of tube 1 and tube 2 of pass 1 under the grille blockage condition

对平行流冷凝器每个流程扁管内制冷剂分配的不均匀程度用标准差 σ_P 值衡量,公式如下:

$$\sigma_P = \sqrt{\sum_{j=1}^{N_P} \left(\frac{m_{r,P,j} - m_{r,P,u}}{m_{r,P,u}} \right)^2} / N_P \quad (3)$$

对平行流冷凝器整体的制冷剂分配不均匀程度用 $\sigma_{cond}^{[10]}$ 定义:

$$\sigma_{cond} = \sum_{P=1}^4 \left(\sigma_P \cdot \frac{N_P}{N_{cond}} \right) \quad (4)$$

式中: N_{cond} 为冷凝器扁管总数。

图 13 为不同遮挡情况下制冷剂流量分配 σ_P 值与 σ_{cond} 对比。未遮挡时,平行流冷凝器各个流程扁管制冷剂流量的 σ_P 值相对较小。由于格栅遮挡方式在每个流程中都遮挡了部分扁管,因此每个流程的 σ_P 值都较大。中间遮挡方式与四周遮挡方式只造成了第一流程与第三流程中扁管的换热不同,因此第一流程与第三流程的 σ_P 值较大,两种遮挡下第四流程的扁管压降远大于集管压降,因此制冷剂分配接近均匀,图中已经无法明显显示对应的 σ_P 。最后从 σ_{cond}

值可以看出格栅遮挡方式下制冷剂流量分配的不均匀程度最大。

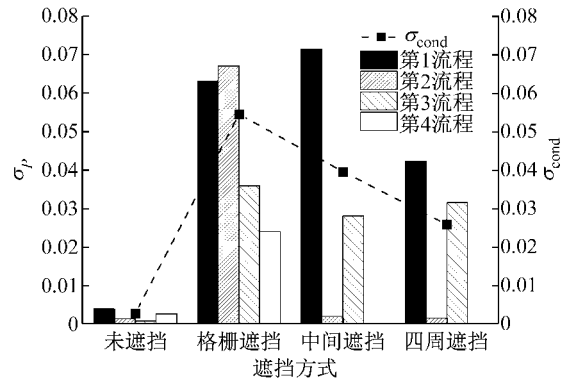


图 13 不同遮挡情况下 σ_P 对比与 σ_{cond} 对比
Fig. 13 Comparison of σ_P and σ_{cond} under different blockage conditions

3.2 前置散热器对冷凝器性能的影响

有些汽车的冷凝器前端安装有低温散热器和中冷器等散热部件,冷却空气经过散热部件后速度和温度上都会发生变化。如图 14 所示,为了接近汽车前端实际进风情况,人为假设了三种进风条件,图中 t_a 为来流空气温度, v_a 为来流风速。图 14 中,未放置散热器时整体进风均匀,速度为 $4.5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$,进风温度为 35°C ,冷凝器下部 12 根扁管前方设置了一个散热器,经过该散热器的空气有以下三种变化:① 速度降低 50%,温度不变,即局部风速降低;② 温度增加 10°C ,速度不变,即局部风温升高;③ 速度降低 50% 和温度增加 10°C ,即局部风速降低且风温升高。对上述三种进风条件下的平行流冷凝器性能和制冷剂侧质量流量分配进行研究,制冷剂进口状态取试验中 $4.5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 工况时的进口状态。

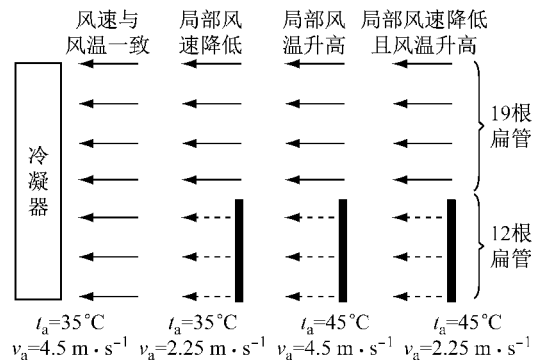


图 14 冷凝器前置散热器造成的进风变化
Fig. 14 Inlet airflow changes caused by the radiator placed in front of the condenser

图 15 对比了 4 种进风条件下换热器的换热量与压降的差别。相对于未放置散热器的情况,局部风

速降低时冷凝器换热量减少了 12%，压降增加了 37.7%；局部风温升高时冷凝器换热量减少了 16.9%，压降增加了 53%；局部风速降低且风温升高时冷凝器换热量减少了 24.1%，压降增加了 80%。在所研究的条件下，相对于局部风速降低，局部风温升高对换热器换热性能的衰减和压降的增加影响更大。

图 16 和图 17 分别对 4 种进风条件下冷凝器各个流程的换热量和压降进行了对比。可以看出冷凝器前端放置散热器时空气进风状态不一致影响了第二流程的部分扁管，以及第三流程和第四流程的所有扁管，导致冷凝器第三流程的换热量减少最多，第四流程压降增加最多。

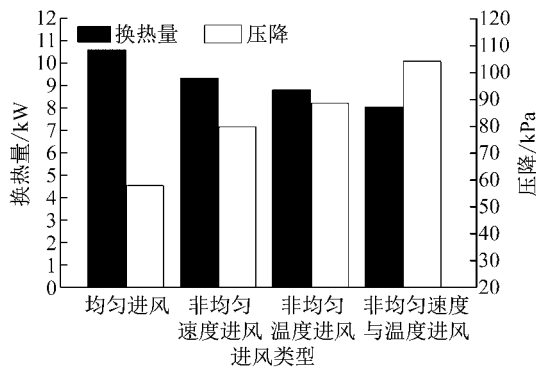


图 15 4 种进风条件下冷凝器换热量与压降对比

Fig.15 Comparison of heat transfer and pressure drop under four airflow conditions

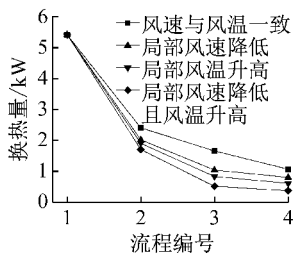


图 16 4 种进风条件下冷凝器各流程换热量对比

Fig.16 Comparison of heat transfer of each pass under four airflow conditions

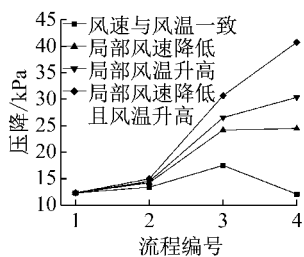


图 17 4 种进风条件下冷凝器各流程压降对比

Fig.17 Comparison of pressure drop of each pass under four airflow conditions

空气侧进风状态不一致对制冷剂侧流量分配也产生了影响。图 18 为 4 种进风条件下的扁管内制冷剂质量流量分配对比。与未放置散热器时不同，冷凝器前端放置散热器时，第二流程的下部 3 根扁管和上部 4 根扁管的来流空气速度或温度存在差别，根据第 3.1 节中的分析可以知道，同一流程的扁管之间换热情况不同将会影响制冷剂侧流量的分配情况。从图 18 中可以明显看到前端放置散热器增加了平行流冷凝器第二流程的制冷剂侧流量分配的不均匀程度，局部风速降低且风温升高的情况下整体的制冷剂分配不均匀程度最大。

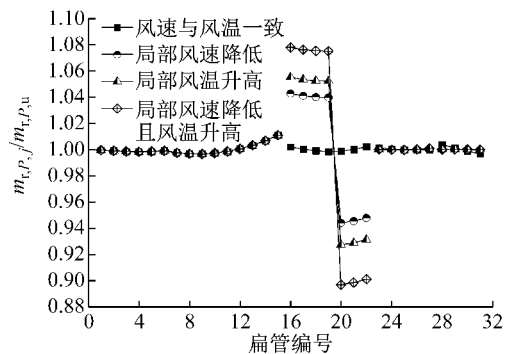


图 18 4 种进风条件下冷凝器各流程扁管流量分配情况

Fig.18 Influence of four airflow types on the mass flow rate distribution among each tube in every pass

3.3 冷却风扇布置对冷凝器性能的影响

本节研究冷凝器冷却风扇单、双布置对冷凝器性能产生的影响。人为假设进风速度分布如图 19 所示。两种气流分布分别是空间抛物面型的气流分布和双峰面型气流分布，等速线接近圆形，尽可能接近实际风扇送风分布。两种风扇布置方式，保持通过冷

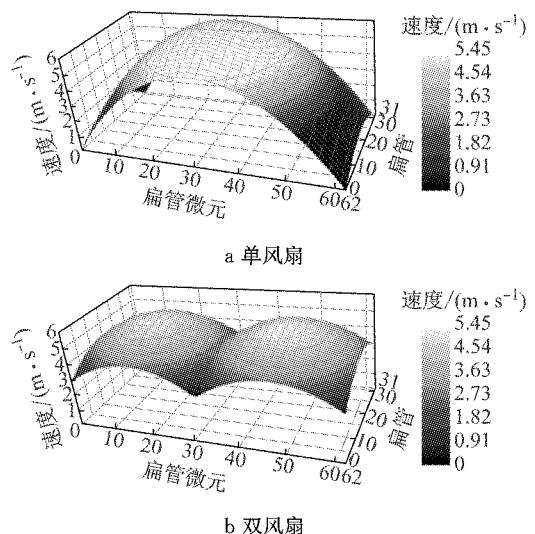


图 19 模拟风扇速度分布

Fig.19 Simulated fan speed distributions

凝器的总风量不变,平均风速为 $4.5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. 制冷剂进口状态取试验中风速为 $4.5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 的工况的进口制冷剂状态.

从图 20 中可以看出,与均匀进风相比,单风扇进风情况下,换热量比均匀进风时少了 0.17 kW ,压降增加了 2 kPa ;双风扇进风情况下,换热量与均匀进风时无明显差别,而压降减小了 1.3 kPa 左右. 单风扇情况时进风速度不均匀程度较双风扇情况下的进风速度不均匀程度为大,因此对冷凝器性能产生的影响相对较大.

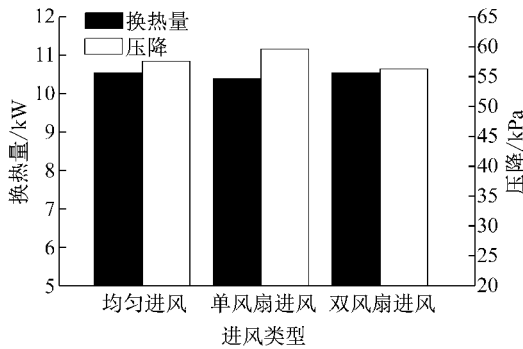


图 20 单、双风扇布置与均匀进风情况下性能对比

Fig. 20 Comparison of performance of the condenser under the single fan, double fans and uniform airflow conditions

图 21 是两种风扇布置方式与均匀进风时的平行流冷凝器扁管制冷剂质量流量分配情况对比. 单风扇与双风扇情况下,冷凝器的风速峰值在第 16 根集管上,单风扇与双风扇的空气来流使得第一流程靠近下部分的扁管换热性能较好,因此下部分扁管内的制冷剂流量较大,第二流程、第三流程和第四流程中的制冷剂流量则是流程中靠上的扁管内制冷剂流量较多.

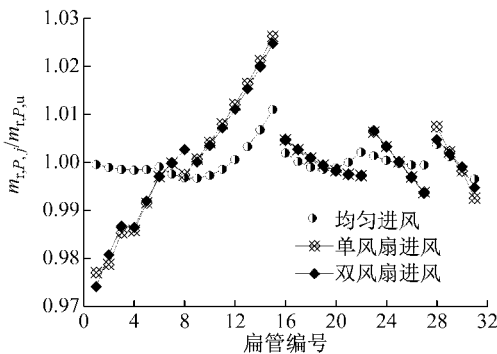


图 21 单、双风扇布置与均匀进风情况下流量分配情况对比

Fig. 21 Comparison of the mass flow rate distribution among each tube in every pass under the single fan, double fans and uniform airflow conditions

图 22 为单、双风扇进风和均匀进风时冷凝器各个流程扁管流量的 σ_P 值对比与整体制冷剂分配不均匀程度 σ_{cond} 对比. 可以看到单、双风扇进风条件下平行流冷凝器各个流程的制冷剂侧不均匀程度都大于均匀进风情况,单风扇进风形式由于空气侧的不均匀程度大于双风扇进风形式,因此其冷凝器整体制冷剂流量分配 σ_{cond} 值最大.

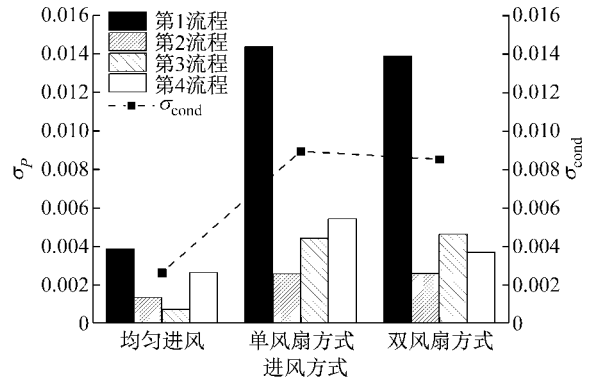


图 22 单、双风扇布置与均匀进风情况下流量分配 σ_P 值对比和 σ_{cond} 对比

Fig. 22 Comparison of σ_P and σ_{cond} under the single fan, double fans and uniform airflow conditions

4 结论

(1) 平行流冷凝器前端遮挡率为 50% 时,本文所研究三种遮挡方式中,中间遮挡方式时平行流冷凝器的换热性能衰减最多,压降增加最大,换热量减少了 47.9%,压降增加了 335.5%. 不同遮挡方式下制冷剂侧流量分配情况不同,格栅遮挡方式下制冷剂侧流量的分配不均匀程度最大.

(2) 平行流冷凝器前端放置散热器时的三种进风条件下,局部风温增加 10°C 对冷凝器性能衰减的影响大于局部风速降低 50%. 局部进风风速降低且风温升高造成冷凝器的性能衰减最大,换热量减小 24.1%,制冷剂侧压降增加 80%. 散热器的遮挡导致平行流冷凝器在第二、第三和第四流程的换热量衰减较大,第三和第四流程的压降增加较多. 冷凝器前端放置散热器只造成了第二流程制冷剂侧流量分配不均匀程度增加.

(3) 总风量不变时,相对于均匀进风情况,单双风扇进风对平行流冷凝器整体的换热与压降影响较小,但是制冷剂侧的流量分配不均匀性程度增加较多.

参考文献:

- [1] BULTMAN D H, BURMEISTER L C, BORTONE V. Effects of condenser air flow blockage on vapor-compression refrigerator performance[J]. Journal of Energy Resources Technology, 1995, 117(4): 349.
- [2] 郭凯,陈明,张小矛,等.非均匀气流与温度分布对汽车空调性能的影响[J].制冷与空调, 2015, 35(1): 38.
GUO Kai, CHEN Ming, ZHANG Xiaomao, *et al.* Influences of non-uniform airflow and temperature distribution on automobile air-conditioning's performance [J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2015, 35(1): 38.
- [3] CHIOU J P. The effect of the air flow nonuniformity on the thermal performance of automobile air Conditioning condenser [R]. Detroit: SAE, 1983.
- [4] RABAS T J. Effect of no uniform inlet flow and temperature distributions on the thermal performance of air-cooled condensers, Maldistribution of flow and its effect on heat exchanger performance[C]//The 24th national heat transfer conference and exhibition. New York: ASME, 1987 (8): 29-35.
- [5] JUGERT R, MARTIN K, MONKEDIEK T, *et al.* Influences of non-uniform airflow on the performance of a R134a mobile air conditioning system[R]. Detroit: SAE, 2009.
- [6] DATTA S P, DAS P K, MUKHOPADHYAY S. Obstructed airflow through the condenser of an automotive air conditioner-Effects on the condenser and the overall performance of the system[J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 70(1): 925.
- [7] DATTA S P, DAS P K, MUKHOPADHYAY S. Performance of a condenser of an automotive air conditioner with maldistribution of inlet air-Simulation studies and its experimental validation[J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2016, 98: 367.
- [8] MAO J N, CHEN H X, JIA H, *et al.* Effect of air-side flow maldistribution on thermal-hydraulic performance of the multi-louvered fin and tube heat exchanger[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2013, 73: 46.
- [9] ZOU Y, TUO H, HRNJAK P S. Modeling refrigerant maldistribution in microchannel heat exchangers with vertical headers based on experimentally developed distribution results [J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 64(1/2): 172.
- [10] WANG T, GU B, WU B, *et al.* Modeling for multi-pass parallel flow condenser with the effect of refrigerant maldistribution[J]. International Journal of Refrigeration, 2015, 60(6): 234.
- [11] 杨世铭,陶文铨.传热学[M].第4版.高等教育出版社,2006.
YANG Shiming, TAO Wenquan. Heat Transfer[M]. 4th ed. Beijing: Higher Education Press, 2006.
- [12] 祁照岗.汽车空调部件及系统性能优化研究[D].上海:上海交通大学,2008.
QI Zhaogang. Performance optimization of mobile air conditioning components and system[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2008.
- [13] CHANG Y J, WANG C C. A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry[J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 1997, 40(3): 533.
- [14] GNIELINSKI V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel Flows[J]. Nasa Sti/recon Technical Report A, 1976, 75(2): 8.
- [15] DOBSON M K, CHATO J C. Condensation in Smooth Horizontal Tubes[J]. Journal of Heat Transfer, 1998, 120(1):193.
- [16] YANG C Y, WEBB R L. Friction pressure drop of R-12 in small hydraulic diameter extruded aluminum tubes with and without micro-fins[J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 1996, 39(4): 801.
- [17] IDELCHIK I E. Handbook of hydraulic resistance[M]. 4th ed. New York: Begell House, 2007.
- [18] COLEMAN J W, KRAUSE P E. Two phase pressure losses of R134a in microchannel tube headers with large free flow area ratios[J]. Experimental Thermal & Fluid Science, 2004, 28(2/3): 123.
- [19] YIN J M, BULLARD C W, HRNJAK P S. Single-phase pressure drop measurements in a microchannel heat exchanger [J]. Heat Transfer Engineering, 2002, 23(4): 3.