

非均匀气流与温度分布对汽车空调性能的影响

Influences of Non-Uniform Airflow and Temperature Distribution on Automotive Air Conditioning Performance

郭凯 陈明 张小矛

(上海汽车集团股份有限公司技术中心, 上海, 201804)

摘要: 冷凝器外侧的气流状态和温度分布对汽车空调系统性能有重要影响。受低温散热器、中冷器等散热元件布置位置的影响, 流经散热元件的部分区域进风温度会升高、流速降低, 从而使冷凝器外侧的风速和风速形成非均匀的分布状态。作者通过建立空调系统模型, 从制冷量、排气压力、压缩机功耗等方面对比分析了这种非均匀气流与温度分布对空调系统性能的影响, 研究了风速、风速、散热元件布置位置等因素对空调性能的影响程度。

关键词: 非均匀; 汽车空调; GT-SUITE; 制冷量

Abstract: The outer airflow and temperature distribution of condenser plays a significant role on the automotive air conditioning performance. Under the influence of the arrangement position of the low temperature radiator and charge air cooler, the air temperature increases and air velocity decreases in part of the region that air flows through those cooling components. Therefore the temperature and velocity distribution outside the condenser is non-uniform. Through establishing the air conditioning system model, the cooling capacity, discharge pressure, and compressor power are analyzed and compared with consideration of non-uniform airflow and temperature. The influences of airflow velocity, temperature and the cooling component arrangement on the air conditioning performance are studied.

Key words: Non-uniform; automotive air conditioning; GT-SUITE; cooling capacity

1 前言

空调系统是汽车重要的附件系统之一, 对汽车舒适性、经济性、动力性等方面都有重要影响^[1-2]。压缩机耗功在高速时可达5-7kw, 空调开启会使百公里燃油消耗增加29%-37%^[3], 因此, 空调系统的性能及其影响不容忽视。

在汽车空调系统的开发过程中, 需要对空调性能进行仿真和台架试验, 以此作为判断整车空调性能的初步依据。通常, 冷凝器布置在冷却模块的最前端, 因此在进行前期仿真时一般采用均匀的进风风速和温度作为边界条件, 文献[4-6]都是基于这种均匀流动来进行仿真原理和建模方法等方面的研究, 但对于某些车型(如混合动力车型), 冷凝器之前还会布置低温散热器或中冷器等散热部件, 当空气流经该散热部件时会产生空气温度升高、流速降低的变化, 从而在冷凝器表面形成非均匀的流动分布, 对空调系统性能产生一定的影响。为了研究这种前端布置形式对空调性能的影响程度,

作者首先建立了均匀流动情况下的空调系统模型，并通过台架试验对模型的可靠性进行了验证。然后基于该模型，研究了非均匀进风风速、进风温度及前端散热部件布置位置（居下、居中、居上）对空调系统制冷量、排气压力、压缩机耗功等性能的影响规律，为空调系统和前端冷却模块的设计提供了指导依据。

2 均匀流动空调模型

根据空调系统的结构布置，建立了空调系统一维仿真模型，模型中包含压缩机、冷凝器、膨胀阀、蒸发器和连接管路，如图 1 所示。压缩机为系统提供循环动力，其性能体现在三方面的效率：容积效率、等熵效率和机械效率。压缩机效率通过单体性能试验获得，在模型中以 map 形式输入压缩机效率随转速和压比的变化关系，模拟压缩机性能。

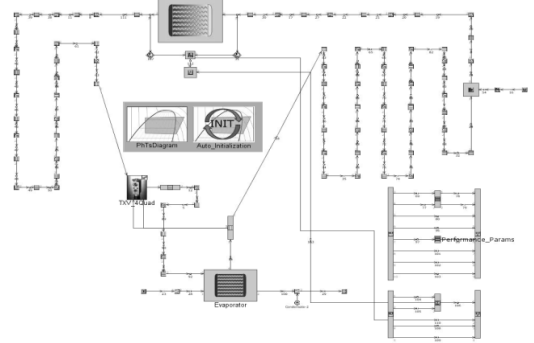


图 1 空调系统一维模型

膨胀阀根据蒸发器出口压力和温度控制针阀开度，进而控制通过蒸发器的制冷剂流量。模型中输入膨胀阀的四象限特性曲线，包括感温包压力-温度曲线、针阀开度-压力曲线和制冷剂流量-针阀开度曲线。仿真过程中，膨胀阀感知蒸发器出口压力和温度，进而控制针阀开度和制冷剂流量，模拟膨胀阀的工作过程。

冷凝器和蒸发器是空调系统中的 2 个换热元件，建模时基于其几何形状参数和性能试验数据进行模拟。由于冷凝器和蒸发器的建模过程类似，此处仅介绍笔者重点关注的冷凝器的建模过程。冷凝器内的制冷剂流通管路共由 64 个平行扁管组成，并分为 4 排，每一排管路中的扁管数目和制冷剂流动方向如图 2 所示。制冷剂在进入第 1 排管路前为气态，随着冷凝过程的进行，制冷剂逐渐液化并处于气液两相混合状态，经过储液器后，第 4 排管路内完全处于液态。根据该结构分布，对冷凝器模型进行单元离散，得到 9×9 个离散单元，如图 3 所示。

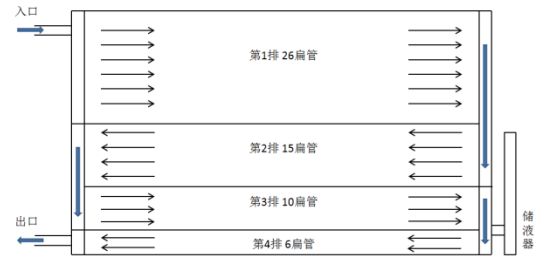


图 2 冷凝器管排布置

在每个离散单元内分别进行热平衡计算，对于内侧对流换热，制冷剂经历气态-气液两相-液态的相变过程。

单相区内对流系数采用 Dittus-Boelter 模型：

$$h_c = 0.023 \cdot \text{Re}^{0.8} \cdot \text{Pr}^{0.4} \cdot k_{\text{ref}} / D \quad (1)$$

式中：Re 为雷诺数，Pr 为普朗特数， k_{ref} 为制冷剂传热系数， D 为特征长度。

两相区内对流系数采用 Shah 模型：

$$h_c = \text{Nu} \cdot \left((1-x)^{0.8} + \frac{3.8 \cdot x^{0.76} \cdot (1-x)^{0.04}}{(p/p_{\text{cr}})^{0.38}} \right) \cdot k_{\text{ref}} / D \quad (2)$$

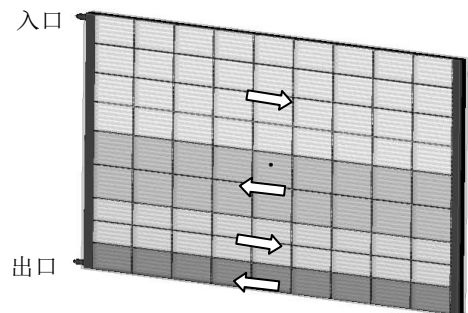


图 3 冷凝器离散模型

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \quad (3)$$

式中： Nu 为努赛尔数， p 为两相区压力， p_{cr} 为饱和压力， x 为两相区内的气态质量分数，由离散单元内的热平衡迭代结果决定。

对于外侧空气对流换热，其对流系数可表示为

$$h_c = Nu \cdot k_{air} / D \quad (4)$$

式中： k_{air} 为空气传热系数。 Nu 与 Re 之间存在如下关系：

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \quad (5)$$

式中：系数 C 和 m 可由冷凝器单体实验数据拟合得到。基于冷凝器单体性能试验环境，包括环境温度、风速、制冷剂流量及压力等，对模型的制冷量和压降进行校核，调节模型中的换热因子与压降因子，使冷凝器单体的模拟结果与试验结果一致，然后将校核后的冷凝器加入系统模型进行空调性能模拟。

3 均匀流动模型验证

搭建空调系统台架试验装置，系统布置如图 4 所示。冷凝器和蒸发器布置在两个环境室内，环境室 1 模拟车辆外部自然环境，环境室 2 模拟车内乘员舱环境，环境室可控制并提供恒定的风速(V_c , V_e)、温度(T_c , T_e)和相对湿度(rh_e)条件，压缩机由电机驱动且转速可调，在管路中布置压力传感器($P_1 \sim P_6$)与温度传感器($T_1 \sim T_6$)，流量计测量制冷剂在系统中的循环流量。根据压力 $P_3 \sim P_6$ 、温度 $T_3 \sim T_6$ 及制冷剂流量测量结果，可计算出蒸发器制冷量、冷凝器散热量等换热数值，以便于与计算结果进行对比。

结合车辆试验规范，选取 4 个典型工况进行模拟计算和台架试验，包括怠速、50km/h、80km/h、110km/h 车速对应的空调运行工况，通过仿真计算得到空调系统运行的压焓图，如图 5 所示。

提取模型中的制冷量、冷凝器散热量、压缩机进排气压力、制冷剂循环流量及压缩机功率的计算结果，并与试验值对比，得到系统模拟与试验偏差如表 1 所示。对于制冷量和散热量的计算偏差在 5% 以内，低速时误差略大。制冷剂循环流量偏差较大，因为试验中测得的流量为制冷剂和润滑油的总流量，而模型中只计算制冷剂流量，但该项误差并不影响制冷性能的计算。压缩机功率与压缩机效率的 map 数据相关，可通过调整压缩机效率数据进一步提高计算精度。经验证，模型计算趋势与试验结果相同，关键参数的整体计算误差在 7% 以内，部分工况误差在 3% 以内，认为可以满足对比分析需求。

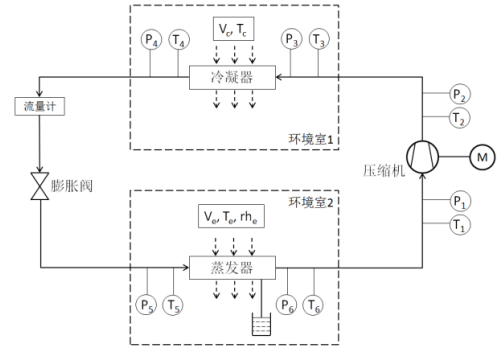


图 4 空调系统试验台架布置

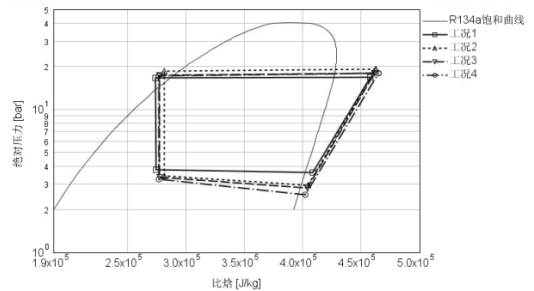


图 5 空调系统压焓图

表 1 模拟与实验偏差

误差	工况	1	2	3	4
制冷量		-4.9%	-0.8%	-0.8%	1.6%

冷凝器散热量	-4.7%	-2.7%	-1.9%	-1.3%
进气压力	-6.8%	-1.9%	-0.8%	-1.4%
排气压力	-1.4%	-0.3%	1.1%	2.3%
循环流量	-10.8%	-5.6%	-4.4%	-2.5%
压缩机功率	-0.9%	-6.4%	-4.3%	-6.5%

4 非均匀流动建模分析

4.1 非均匀风速与温度的影响比较

以均匀流动模型为基础，考虑在冷凝器前端布置其他散热部件后产生的非均匀气流和温度分布对空调系统的影响。设置散热部件的布置位置如图 6 所示，当气流在流经散热部件后，被遮挡区域的风速下降，同时由于其散热作用，被遮挡区域的风温升高，因此，散热部件对空调系统的影响分为风速降低和风温升高两个方面。

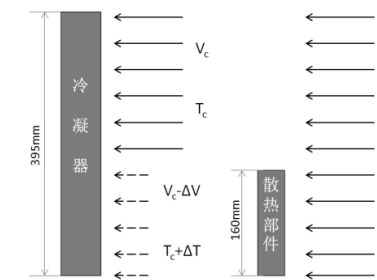


图 6 流速与温度非均匀分布示意图

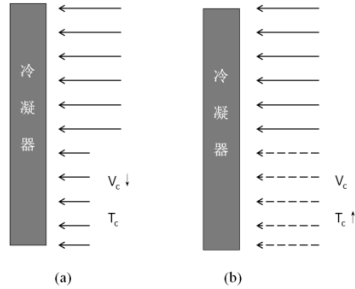


图 7 非均匀边界条件设置

以工况 2 为例，比较风速和风温的影响程度。散热部件的散热量为 2~4kW，则对应的进风温度升高约 30%~50%，比较风速降低 30%~50%时，两者影响程度的大小。图 7(a)表示只考虑进风温度升高 50%后的冷凝器边界设置，图 7(b)表示只考虑风速降低 50%后的冷凝器边界设置。运行模型后得到系统压焓图比较如图 8 所示。与均匀流场结果相比，降低风速与升高风温均使排气压力升高，过冷度降低，蒸发器前后焓差即制冷量减小，制冷性能降低。同时，风温升高所导致的影响程度高于风速降低的影响程度。

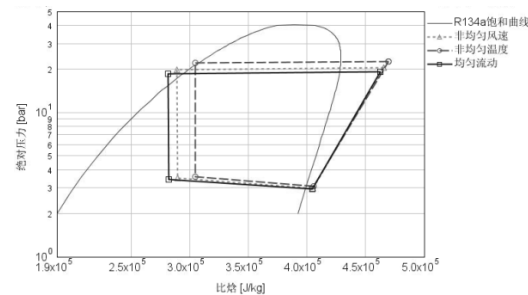


图 8 压焓图比较

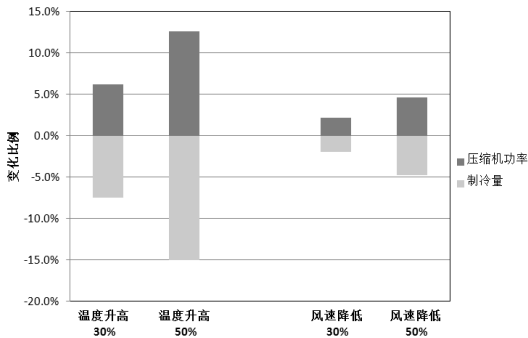


图 9 非均匀风速与风温的影响程度比较

图 9 表示了风温和风速对制冷量和压缩机耗功的影响大小比较，与均匀流场相比，非均匀风速与温度均使空调制冷量下降，且压缩机功耗升高。当风温升高 50%时，制冷量降低了 15%，同时压缩机功率升高了 12.6%；而当风速降低 50%时，制冷量降低 4.8%，压缩机功率升高 4.6%。因此风温的影响程度更明显，即空调系统性能受环境温度的敏感度更高，环境风速的影响相对较小。对于其他工况的分析显示出相同的趋势。

4.2 散热元件布置位置的影响比较

由于冷凝器内部制冷剂产生从气态到液态的相变过程，冷凝器表面的热流密度也随之变化，因此

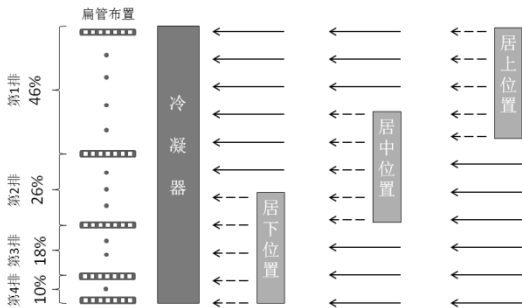


图 10 散热部件布置位置示意图

不同的散热部件布置位置会对空调性能产生不同程度的影响。比较研究散热部件三种布置位置对空调系统性能的影响程度，如图 10 所示，分别称之为“居下”、“居中”、“居上”位置。当散热部件布置在居下位置时，遮挡第 2、3、4 排扁管，其中第 4 排内为液态制冷剂；当位于居中位置时，遮挡第 1、2 排扁管（气态制冷剂）；当位于居上位置时，遮挡第 1 排扁管（气态制冷剂）。

以均匀流动模型为基准，设置散热部件散热量 3kW，风速降低 30%，分析比较了散热部件分别处于居下、居中、居上三种位置时的非均匀流动对空调性能的影响。冷凝器外侧出风温度的变化云图如图 11 所示，被散热部件遮挡区域的温度明显升高，处于居上位置时高低温差别最大，分布最不均匀；居中与居上位置时最低温度均对应第四排管路，且温度相近。但当处于居下位置时，第三、四排管路对应的温度明显升高，甚至高于一、二排的大部分区域，而第四排为制冷剂过冷区域，这种温度分布将对过冷度产生严重影响，进而影响系统制冷性能。

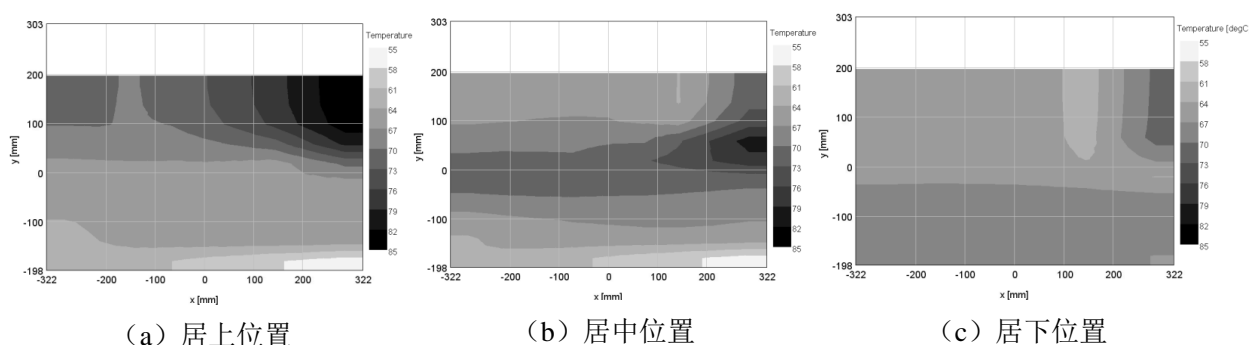


图 11 冷凝器外侧温度分布云图

图 12 显示了三种布置位置下的制冷量、过冷度、排气压力、压缩机功率四项指标的变化情况。

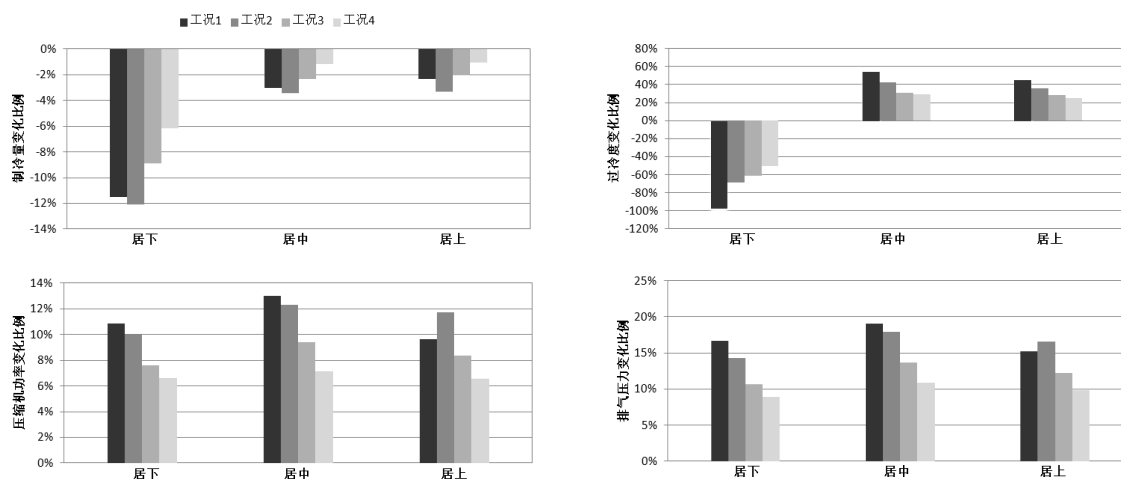


图 12 三种位置下的空调性能比较

由图可见，当散热部件处于居下位置时，制冷量降低最多，因为此时冷凝器的第四排管路被遮挡，该段冷凝器处于过冷状态，散热部件的散热作用使冷凝器出口过冷度明显减小，蒸发器制冷量显著降低，最高可达 12.1%；而当位于居中和居上位置时，由于排气压力升高，使过冷度略有提高，但制冷量仍然降低 1.1%~3.4%，降低程度较小。随着发动机转速的提高，制冷量降低幅度有所降低，因为高转速时对应压缩机转速高，系统制冷量较大，风速和风温的影响程度被减弱。

无论散热部件处于何种位置，系统排气压力均有所升高，约 15% 左右，排气压力升高使压缩机

压比增大,效率降低,消耗功率增大,约10%左右。因此散热部件的存在使空调系统功耗增加,对发动机的动力性和经济性造成一定影响。当散热部件处于居中位置时,排气压力和压缩机功率升高比例最大。

综合制冷量和压缩机功率的影响程度,居下位置时制冷量显著降低,居中与居上位置对制冷量影响程度接近,而居上位置对系统排气压力和压缩机功率的影响较小,因此,在冷凝器前端布置散热元件时应尽量选择靠上位置,以减小对空调系统性能的影响。

5 结论

(1) 冷凝器前端散热部件的布置导致流经冷凝器的风速和风温为非均匀分布状态,该状态使空调系统制冷量降低、排气压力升高、压缩机耗功增大。被散热部件遮挡部分的风速降低和风温升高是影响空调系统性能的两个方面,其中风温的影响程度高于风速。

(2) 冷凝器前端散热部件的布置位置对空调系统的影响程度不同,当布置于居下位置时制冷量降低程度最为严重,对于文中所给的工况分析结果显示制冷量最高降低12.1%。当布置于居中和居上位置时,对制冷量影响程度较小,约1.1%~3.4%。

(3) 冷凝器前端散热部件的存在使空调系统排气压力升高15%左右,压缩机功率升高10%左右,处于居上位置时对压缩机功率和排气压力的影响相对较小。因此,为了减小冷凝器前端散热部件对空调系统的综合影响,散热部件应选择布置在尽量靠上的位置。

参考文献

- [1] Andreas Kemle, Ralf Manski, Harald Riegel, et al. Reduction of Fuel Consumption in Air Conditioning Systems [C]. SAE Paper 2008-28-0025.
- [2] William Hill, Stella Papasavva. Life Cycle Analysis Framework; A Comparison of HFC-134a, HFC-134a Enhanced, HFC-152a, R744, R744 Enhanced, and R290 Automotive Refrigerant Systems [C]. SAE Paper 2005-01-1511.
- [3] Luigi Orofino, Fabrizio Amante, Stefano Mola, et al. An Integrated Approach for Air Conditioning and Electrical System Impact on Vehicle Fuel Consumption and Performances Analysis: DrivEM 1.0 [C]. SAE Paper 2007-01-0762.
- [4] 刘向农,唐景春,吴宝志. 基于Simulink的汽车空调稳态仿真研究[J]. 流体机械, 2003, 31(z1): 318-321. (Liu Xiangnong, Tang Jingchun, Wu Baozhi. Utilizing Simulink Tool for Steady Simulation Researches of Automobile Air-conditioning[J]. Fluid Machinery. 2003, 31(z1): 318-321.)
- [5] 祁照岗,陈江平,陈芝久. 汽车空调系统热力性能仿真与验证[J]. 系统仿真学报, 2005, 17(9): 2251-2254. (Qi Zhaogang, Chen Jiangping, Chen Zhijiu. Performance Simulation and Experimental Evaluation for Mobile Air Conditioning System[J]. Journal of System Simulation. 2005, 17(9): 2251- 2254.)
- [6] Shankar Natarajan, Sathish Kumar S, Ricardo Amaral, et al. 1D Modeling of AC Refrigerant Loop and Vehicle Cabin to Simulate Soak and Cool Down [C]. SAE Paper 2013-01-1502.