

轿车空调冷凝器冷却气流数值模拟计算及优化

Numerical Simulation and Optimization of Cooling Air Flow through Automobile A/C Condenser

陈博 付杰

(奇瑞汽车股份有限公司汽车工程研究院 CAE 部)

摘 要: 本文简述了冷凝器换热理论及其数值模拟方法,并应用 STAR-CD 软件对某款轿车发动机舱内流场进行了仿真分析,研究气体通过热交换器的流动过程,根据模拟发现的问题提出了三个改进方案,与原方案进行了流场对比分析,从中选出了一个改进效果明显的方案用于指导设计。

关键词: CFD、冷却气流、冷凝器、回流、数值分析

Abstract : The theory of heat exchange of the A/C condenser and the method of numerical simulation are described. The airflow field of engine compartment is simulated by using STAR-CD software. The air flow through the heat exchanger is investigated. Based on the simulation result three improvement methods are designed and analyzed, and the most efficient method is chosen to guide the design.

Key words: CFD, Cooling air flow, A/C Condenser, Recirculation, Numerical analysis

1 引言

汽车空调作为提高乘坐舒适性的一种重要手段已成为举足轻重的汽车附件,其性能的好坏直接决定用户的满意度。其中通过空调冷凝器的冷却气流能否及时带走制冷剂放出的热量对维持空调系统正常运行起到重要作用。但是发动机舱内空间狭小,周围部件多且几何形状复杂,在这种情况下,合理地组织气流,保证充足的气流均匀地流过冷凝器^[1],减少来自于发动机舱后部的回流热空气^[2]等都是设计汽车的要点,这些都对工程师提出了巨大的挑战。

汽车开发前期,不可能进行实车状态下的换热器进风量试验。采用数值模拟技术可在设计阶段较全面地预测冷却气流通过换热器的流动情况,获得流速、流态、压力等详尽的参数,从而为换热器模块的设计和优化提供了有力的支持。

奇瑞某款新开发轿车在虚拟验证过程中发现通过冷凝器的冷却风量偏低,并且在怠速工况下热气回流的现象严重。针对此问题我们设计了几个改进方案,运用 STAR-CD 软件^[3]对各个方案进行分析,从中选取出一个最优方案。

2 理论基础

2.1 冷凝器换热理论

进入冷凝器的制冷剂是高压的过热气体,向外放出热量后,首先降温至冷凝压力下的饱和温度,仍然是气态工质。然后,在冷凝压力下,因放出热量而逐渐冷凝成液体,温度保持不变。最后,继

续放出热量，液态制冷剂温度下降，成为过冷液体。从制冷循环图得知冷凝器的热交换能力 Q_k 应是蒸发器换热量和压缩机做功之和 Q_0 ，实际上由于冷凝器布置、系统阻力等影响，汽车空调中应达到 $Q_k = (1.35 \sim 1.55)Q_0$ 。基本的换热公式表达如下：

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t \quad (1)$$

其中： Q — 换热量； F — 换热面积； Δt — 两种换热流体之间的温差； K — 传热系数

从公式 (1) 中可以看出，为了提高换热量，可以采用加大换热面积和传热温差、提高传热系数的方法。但是受汽车空间尺寸的限制，车用冷凝器的迎风面积往往不能做得足够大，传热温差也不易提高，而影响传热系数的因素比较多，其中包括增大空气流速，在冷凝器已选定的情况下，增大冷却空气通过冷凝器的流速就成为一种提高换热性能的简便有效的方法。

2.2 数值求解方法

基于所研究汽车运动的实际情况，可以认为汽车流场为三维、定常、等温、不可压粘性湍流流动，其控制方程为雷诺时均N-S方程，计算中求解连续性方程和动量方程。对于压力项和速度项之间的耦合关系采用SIMPLE算法。

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u_j) = S_m \quad (2)$$

为使方程封闭，计算中采用的湍流模型为高雷诺数 $k - \varepsilon$ 湍流模型。壁面中采用非平衡态墙函数。

$$k \text{ 方程: } \rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left\langle \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right\rangle + G - \rho \varepsilon \quad (3)$$

$$\varepsilon \text{ 方程: } \rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left\langle \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right\rangle + C_{\varepsilon 1} G \frac{\varepsilon}{k} - \rho C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4)$$

式中： $G = \mu_t \left\langle \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right\rangle \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}$ ， $\mu_t = \rho C_\mu \frac{\varepsilon^2}{k}$ ， μ_t 为涡粘性系数。

为了提高计算精度，对Press、Momentum等项均使用两阶迎风格式。

3 分析模型

3.1 模型建立

整个分析模型包括前保险杠、横梁、翼子板、前悬架、副车架、动力总成、进气格栅、冷却系统等影响前舱空气流动的主要部件，其中在进气格栅、冷却系统、水箱横梁、水箱立柱等位置进行了细化处理，最终生成了约 700 万流体单元。模型如图 1 所示。

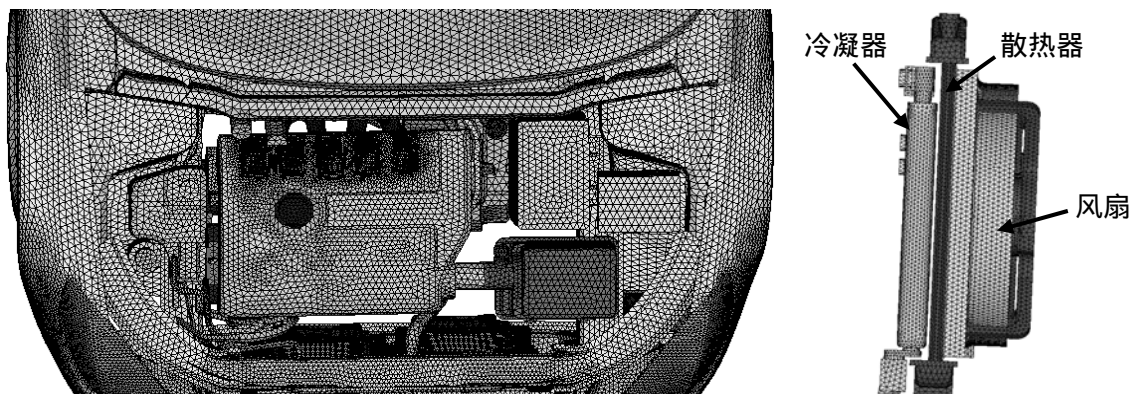


图 1 发动机舱和冷却模块示意图

3.2 边界条件

计算工况为 40km/h 和怠速工况,在怠速工况下,为了保证计算的收敛性,给定进口速度 $v=1\text{m/s}$,冷凝器和散热器均采用多孔介质模型,空气侧压力损失与空气流速的变化关系由零部件风洞试验得到的曲线给定;风扇采用 MRF 模型,转速选取该工况下的风扇额定转速。

4 计算结果

4.1 初始设计的流场分析结果

对汽车初始设计的稳态流场在 40km/h 的工况下进行详细分析,结果如图 2、3 所示:从进气格栅流入的冷却空气有相当大的一部分从发动机舱盖与水箱横梁之间的缝隙、水箱横梁与散热器之间的缝隙、水箱立柱与散热器之间的缝隙以及冷凝器与车身之间的缝隙流入发动机后舱。此外,还有部分空气没有经过冷凝器而直接从冷凝器与散热器之间的缝隙流入散热器,这些泄漏大大影响了冷凝器的有效进风量。

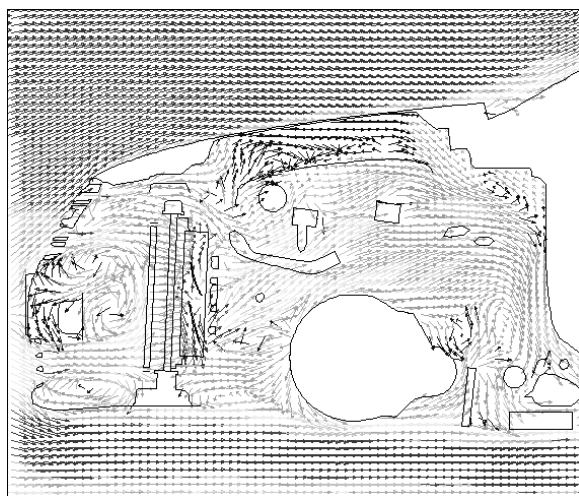


图 2 Y=-100 发动机舱内速度矢量图

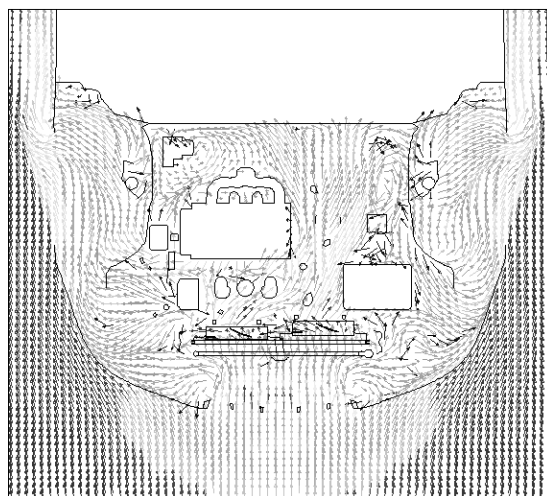


图 3 Z=250 发动机舱内速度矢量图

4.2 三个改进方案流场分析结果

为了增加冷凝器的进风量，提出了三个改进方案，并对各个方案进行流场分析，以下为三个改进方案的详细描述：

方案 1：冷凝器与散热器之间完全密封，水箱横梁与发动机舱盖之间进行密封；

方案 2：在方案 1 的基础上增设前端导流罩；

方案 3：在方案 2 的基础上对导流罩的形状进行优化。

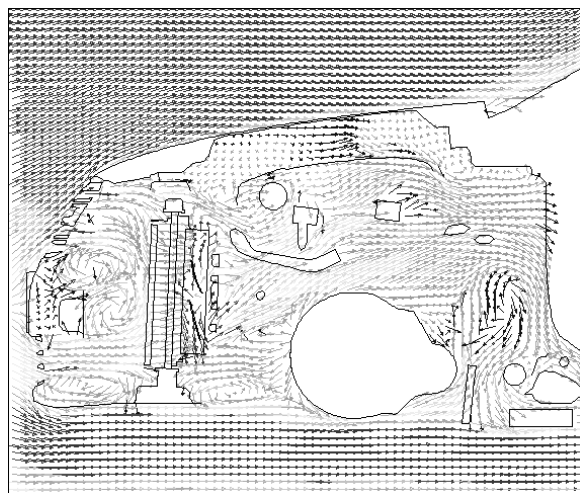


图 4 Y=-100 方案 1 速度矢量图

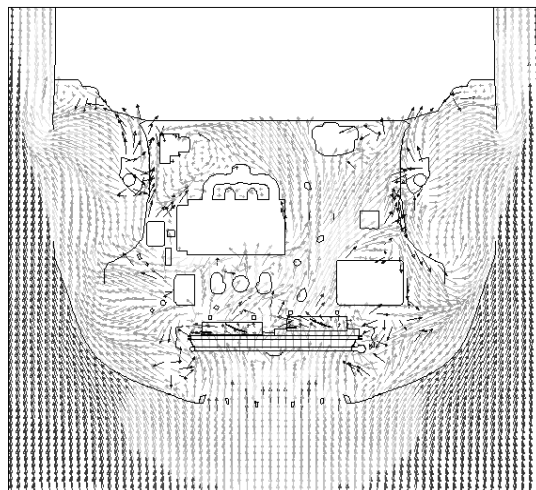


图 5 Z=250 方案 1 速度矢量图

从图 4、5 中看出，由于冷凝器与散热器之间密封条的阻碍作用，气流不再直接流入散热器，从而强迫气流更多的通过冷凝器，这种处理方式具有较好的防止热气回流至散热器的效果，特别是怠速运转时，防止热气回流的效果更加明显。此外可以看到水箱横梁与发动机舱盖的密封隔断了气流直接进入后舱的通路。图 6、7 所示的方案二中，导流板有效地防止了气流从水箱纵梁与散热器之间缝隙的泄漏，但是由于导流罩形状设计不合理，导致图 7 所示的区域形成滞止区，这不仅使导流罩的作用大打折扣，也强烈地影响整车的空气动力学性能。图 8、9 展示了优化导流罩并在散热器与水箱横梁增加密封条后的流场情况，气流较均匀地通过冷凝器，并且基本消除了泄漏现象。

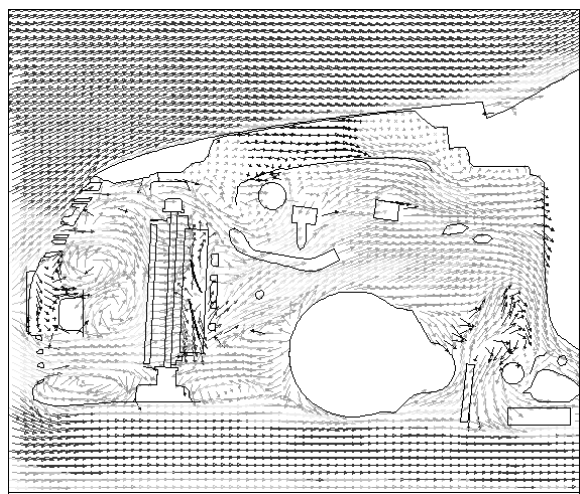


图 6 Y=-100 方案 2 速度矢量图

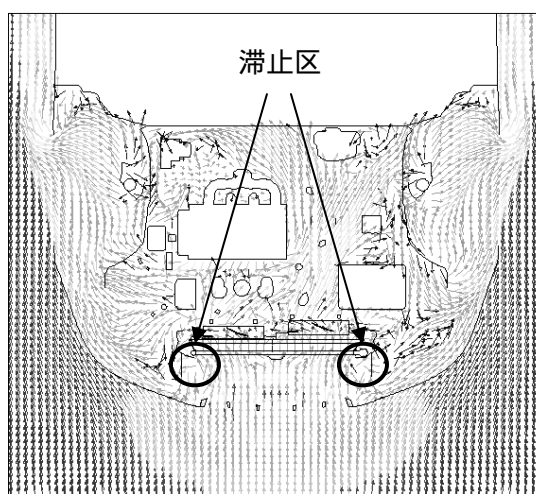


图 7 Z=250 方案 2 速度矢量图



图 8 Y=-100 方案 3 速度矢量图

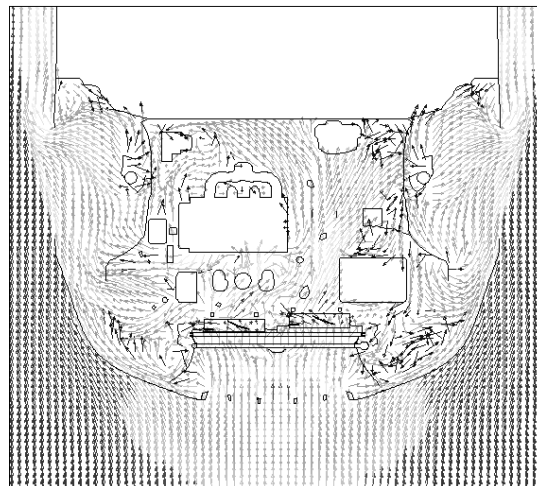


图 9 Z=250 方案 3 速度矢量图

表 1 统计出各个方案下通过冷凝器、散热器的平均风速，单位为 m/s。

表 1 各个方案通过换热器的平均风速对比表

	原方案	方案 1	方案 2	方案 3
冷凝器	1.73	2.00	2.03	2.16
散热器	2.14	2.11	2.14	2.18

分析结果表明方案 3 相对于原设计通过冷凝器的平均风速提高了近 25%，改善效果明显。通过散热器的平均风速也略有增加。

4.3 怠速工况流场分析结果

为了验证方案 3 在热气回流方面的改善，作者对原设计和方案 3 的怠速工况进行了模拟，分析结果如图 10、11 所示：

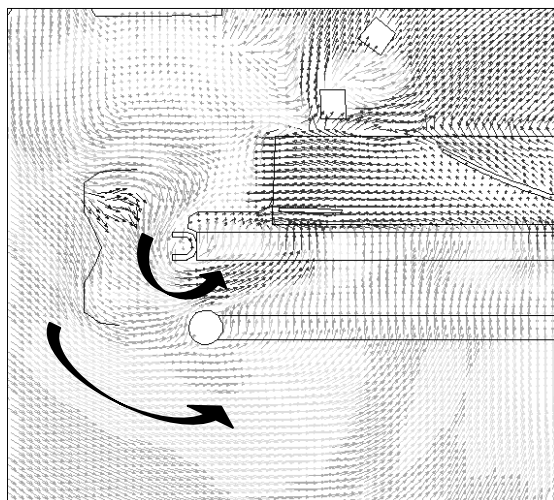


图 10 Z=250 原设计局部速度矢量

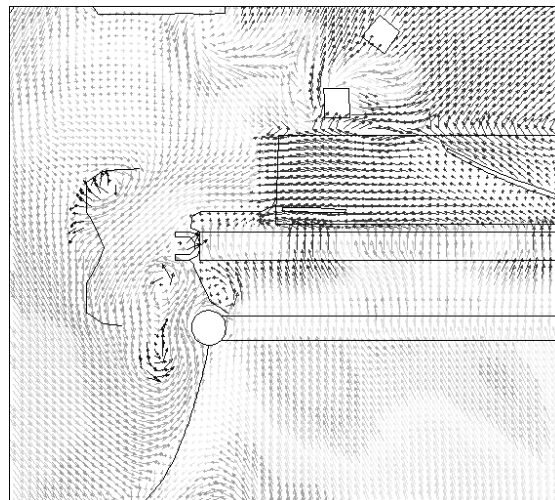


图 11 Z=250 方案 3 局部速度矢量图

图10表明在未采取密封和导流措施之前的热气回流情况，图中箭头代表回流发生的位置和方向，

可以看出热气回流现象比较严重，冷凝器前面的空气温度随怠速运转时间的加长而升高，这对怠速运转时空调制冷性能的影响相当大。图11展示了采取密封和导流措施之后的怠速流场情况，密封和导流起到了防止热气回流的明显效果，通过冷凝器和散热器的空气流速分布也有较大的改善。

5 结论

分析结果表明：方案3不但最大程度地提高了冷凝器的进风量，而且有效地防止热气回流现象的发生，为最优方案。计算结果还需要通过试验进行验证。

利用CFD技术，能够在汽车设计的初期阶段对不同设计方案进行比较分析，预测性能，从中选出最优的方案进行产品设计，避免开发后期出现难以解决的问题，从而加快开发速度，减少试验次数与费用。

6 参考文献

- [1] Francesco Fortunato , Fulvio Damiano , Luigi Di Matteo and Paolo Oliva , Underhood Cooling Simulation for Development of New Vehicles , SAE Paper 2005-01-2046 , 2005
- [2] Zhigang Yang , Jeffrey Bozeman , and Fred Z. Shen , CFD for Flow Rate and Air Re-Circulation at Vehicle Idle Conditions , SAE Paper 2004-01-0053 , 2006
- [3] User Guide of Computational Fluid Dynamics Software STAR-CD version 3.2,2004