

发动机舱过热仿真分析研究

Research of heat management under hood

刘鹏 刘二宝 周丹丹 昃强 朱志峰

(长城汽车股份有限公司技术研究院 CAE 部 071000)

摘要：应用 STAR-CD 软件对某款轿车机舱过热现象进行了仿真分析，分析结果显示在散热器、冷凝器和风扇处存在严重的回流现象，且经过排气歧管的热气流经其它部件的遮挡而流向右大灯处，造成了该处温度过高；通过设置导流通道来增加进风量和减小回流，并验证了该方案的有效性和可行性。

Abstract：This paper presents the result of cold flow analysis for engine room by using STAR-CD. The result of cold flow is shown that there is serious circumfluence between the radiator condenser and fan. And the hot air that is heat by the exhaust pipes flows to the right lamp obstructed from other components. These make the right lamp have a high temperature. Then set a channel to add air inlet and reduce the circumfluence. It is effective and viable by test.

关键词：轿车 发动机舱热管理 冷态模拟 湍流 回流

Key words：Sedan Heat management under hood Cold flow analysis Turbulence Circumfluence

1 引言

在整车开发过程中，如果在设计阶段没有充分考虑发动机舱的布置对发动机舱内流的影响，就很可能形成机舱内冷却空气的严重回流，甚至是局部的流动“死区”，形成机舱内的气体被循环加热，造成机舱整体或局部温度过高，影响车辆的正常使用性能，严重的可能会引起车辆的自燃^[1]；后期问题的解决也可能会引起机舱空间布置的重新更改，造成设计周期的延长和开发成本的巨大浪费。

长城某轿车在室温 37℃全负荷工作后怠速开空调情况下，机舱内温度偏高，特别是右大灯处，密封胶条发生明显的软化现象。针对该问题，我们将运用 STAR-CD 软件，通过冷态模拟，分析在发动机怠速状况下机舱内的流场分布，以寻求解决问题的根源。

2 模型建立

由于机舱热管理分析是涉及整车的分析项目，部件众多，特别是机舱内发动机、变速器及其附件等的结构形状十分复杂，在建立模型时要充分考虑部件间的位置关系和连接关系，结构形状的保持和单元数量间的关系等，合理调节单元数量和计算精度间的关系。

2.1 理论基础

轿车周围的流体是空气，对于空气来说，当风速小于三分之一声速时，也就是在风速小于 408km/h 时，可以认为是不可压缩气体，因此机舱热管理研究可以把周围的气体考虑成不可压缩的^[2]。

描述定常不可压粘性流体的基本方程是Navier-Stokes方程,要完全求解N-S方程,由于计算机技术的限制,目前还不能实现。现在工程中应用最广泛的是雷诺时均N-S方程:

$$(\bar{u}_i)_t + \bar{u}_j (\bar{u}_i)_{x_j} + \frac{(p)_{x_i}}{\rho} - \gamma \cdot \nabla^2 \cdot (\bar{u}_i) + \frac{(\rho \bar{u}_j \bar{u}_i)_{x_j}}{\rho} = 0 \quad (1)$$

$$(\bar{u}_j)_{x_j} = 0 \quad (2)$$

其中, $i=1, 2, 3$ 表示坐标轴的三个方向, x_i 是坐标的三个分量。

但此方程引入了关联项 $\rho \bar{u}_i \bar{u}_j$, 这需要引入相应湍流模型来使方程封闭, 对机舱内空气流动分析, 可用高雷诺数k- ϵ 湍流模型:

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

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

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

对于“标准”的k- ϵ 模型, 其常数值为:

$$\sigma_k = 1.0, \sigma_\epsilon = 1.3, C_{\epsilon 1} = 1.44, C_{\epsilon 2} = 1.92, C_\mu = 0.09$$

2.2 计算模型及边界设定^[3]

由于发动机舱热分析比整车外流场的网格规模要大很多, 在充分考虑硬件配置的基础上, 流体分析区域的大小基本上参照了整车外流场分析的相关标准, 对流域最大单元尺寸、最小单元尺寸、边界层的层数和大小都作了适当的调整, 整个模型流体单元数为 6,642,979 个, 机舱部分体网格如图 1 所示。

散热器和冷凝器采用多孔介质 (porous medium) 来模拟气流在其厚度方向上的压力降, 阻力系数 α 、 β 可通过试验测定; 风扇采用 MRF 隐式算法, 转速为 2250 rpm。对模型进行物性设置, 37°C 时空气的密度为 1.14 kg/m³, 运动粘度为 1.888×10^{-5} m²/s。

由于要模拟发动机怠速下的机舱流场分布, 对于整个流场区域的进风口 (inlet) 应设

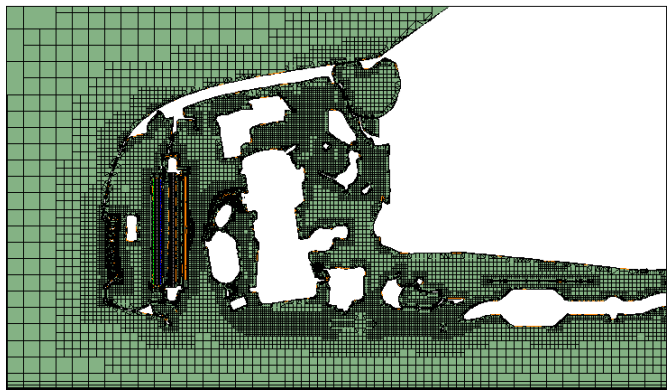


图 1 机舱部分体网格剖面图

为 0 m/s,但考虑到计算模型的收敛性,在不影响模拟状态的情况下可以给进风口一个合适的初速度,湍流强度一般在 1%~10%范围内,车身表面和地面均为无滑移壁面 (no slip wall),其它流域边界设为滑移壁面 (slip wall),出口为 1 标准大气压的压力 (Pressure) 条件,差分格式选择要根据模型的网格质量和计算的精度要求来选择,湍流模型选择推荐的 $k-\varepsilon$ 高雷诺数模型。

3 结果分析

对整车速度场进行详细分析,发现造成右侧大灯处温度偏高主要有两个原因:

第一:在垂直地面 $x=-300$ 位置的剖面处,如图 2 所示,经过散热器、冷凝器初步加热的冷却空气由冷却风扇吹向高温的排气歧管,高温气体沿机体上升,进入右大灯处,高温气体到达该部位后流速较低,扩散缓慢,于是造成了该部位的温度偏高;

第二:在平行地面 $z=500$ 位置的剖面处,如图 3 所示,经过散热器、冷凝器的冷却空气被风扇吹到发动机表面后产生反射回流,又进入散热器、冷凝器被循环加热,造成了机舱温度的升高。

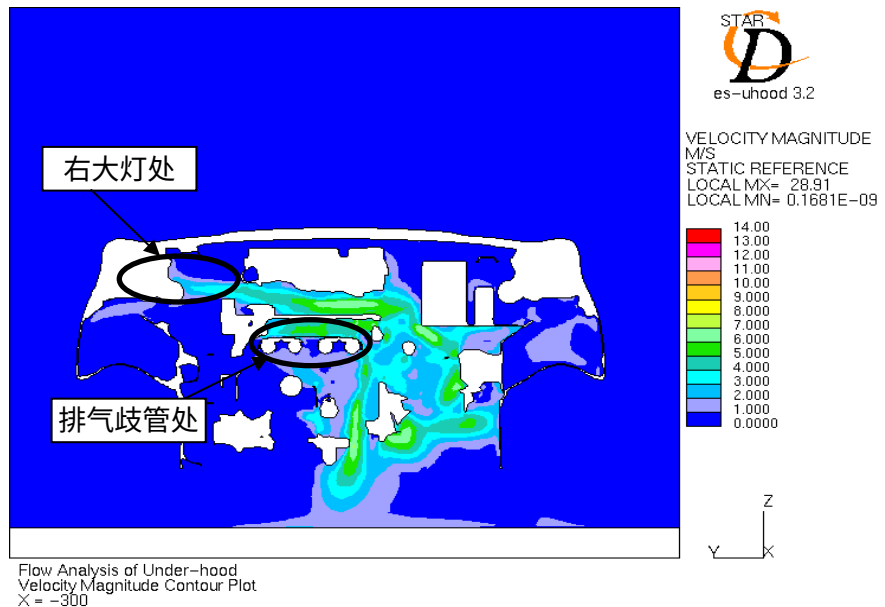


图 2 在 $x=-300$ 处的速度场剖面图

由于冷却风扇不是安装在正对散热器的位置,而是偏左 120 mm,且左边的部件相对右边较少,空间较大,空气流动较为顺畅,流速也较大,散热较为充分,所以机舱左部分的温度比右部的温度稍低。

针对上述问题,制定以下方案:

一、重新对机舱部件进行布置,特别是排气歧管和冷却风扇的安装位置,该方

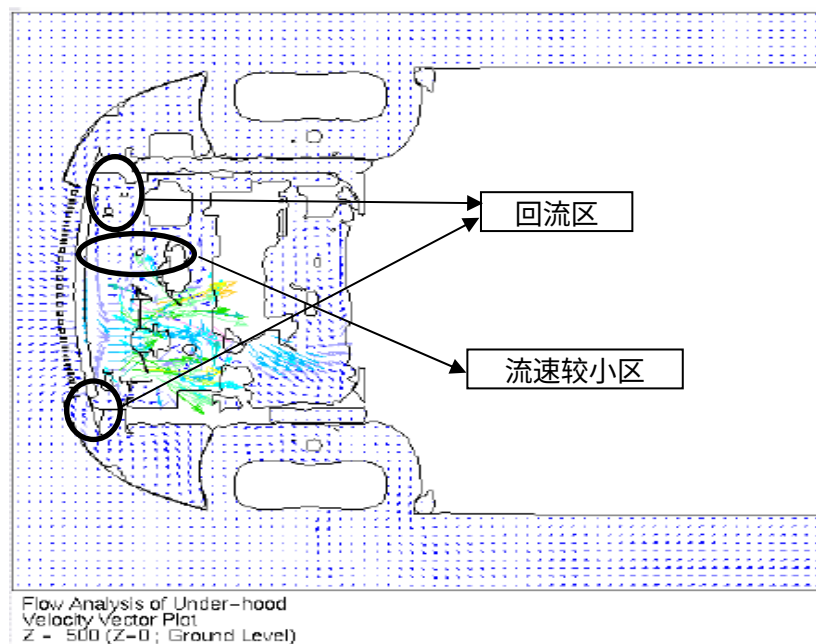


图 3 在 $z=500$ 处的速度矢量剖面图

案能彻底解决问题，但代价巨大；

二、在局部设置挡板，将高温气流的通道隔断，避免对该部位进行加热，该方案由于空间限制和部件间的干涉，不易实施；

三、改用更大功率的高效风扇，增大冷却空气的进风量，但是影响了整车的动力性和经济性，局部结构需要一定修改，整车成本也有一定增加；

四、在进气格栅、散热器、冷凝器和风扇间设置密封性比好的导流通道，阻止回流，增加冷却空气的进气量。

4 改进方案验证

综合成本、周期和达到的效果考虑，有针对性地第四种方案进行验证，首先由设计部门设计出切实可行的散热器、冷凝器和风扇整个冷却系统的密封导流通道，如图 4 所示；然后再进行新状态下的机舱流场分析，同时由试制部门制作试制件，进行试验验证。

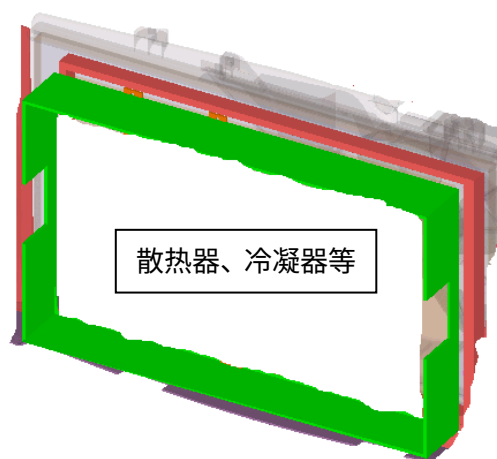


图 4 导流通道结构

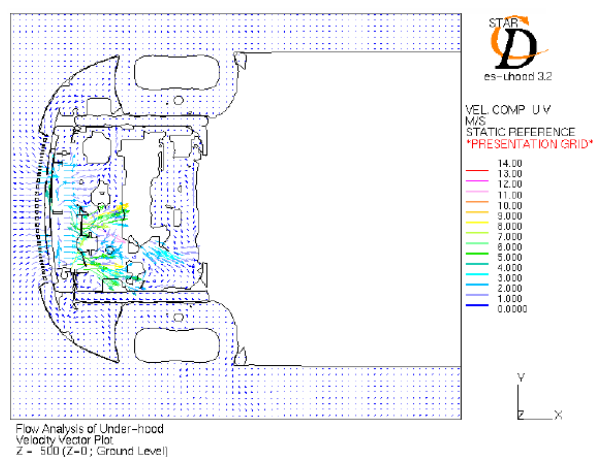


图 5 加导流通道后 $z=500$ 处的速度矢量剖面图

通过分析图 3 相同位置的速度矢量图，如图 5 所示，发现回流区域基本消除，通过散热器和冷凝器空气流速有了整体的改善，速度较小区域的流速有较大的提升，从分析结果来看达到了预期的目的。为验证该方案的有效性，进行了 37°C 恒温室内的机舱温度测试试验，试验数据如下：

表 1 原状态和改进状态下机舱内测点温度对比表

位置 °C	发动机前	发动机后	发动机左	发动机右	ECU	转向泵处	护风圈处	右大灯后
原状态温度	108.7	85.5	75.2	84.3	77.1	80	91.6	93.4
改进后温度	94.5	83.2	73.7	84	68.1	82	81.5	88.2

试验结果表明：

第一、机舱整体温度有了较大的下降，特别是发动机前面的温度有 14.2°C 的降低，ECU 处有 12

°C 的降低，右大灯处也有 5.2°C 的降低，均满足了使用要求；

第二、局部温度有小幅上升，如助力转向泵处，这是由于结构改进后，更多的经过排气歧管的热空气流过助力转向泵，但该处的温度仍然在其工作温度允许范围内。

5 结论

分析结果和试验结果表明，可以运用机舱冷态分析，来研究机舱内的空气流动状况，根据流场信息分析设计缺陷，达到为机舱布置和设计提供理论指导的实际意义。

散热器、冷凝器和冷却风扇间的合理密封，可以保证更多的冷却空气经过散热器和冷凝器，并能成功减小或避免回流的发生，对机舱内的冷却起着重要作用。

6 参考文献

- [1] 姚仲鹏 王新国著.《车辆冷却传热》. 北京理工大学出版社. 2001.
- [2] 扶原放.《轿车外流场的数值模拟》. 吉林大学. 2002.
- [3] STAR—CD V3.26 help 文档.