

机舱热管理气流流动分析与试验相关性研究

Correlation research of underhood airflow analysis and test

刘鹏 冯伟 刘二宝 赵欢欢 刘成文

长城汽车股份有限公司技术中心 河北省汽车工程技术研究中心 保定 071000

摘 要 针对某三厢轿车,测试了怠速、最大扭矩和 120kph 三种工况下通过冷凝器、散热器的空气流速和流量,建立了整车状态下的机舱热管理分析模型,进行了试验与仿真分析的相关性研究,其中模型关键区域的网格大小及不同工况下风扇转速是影响分析结果的主要原因。

关键词: 汽车、热管理、相关性、Star cm 软件

Abstract: This paper presented the correlation of underhood thermal management test and simulation. The cooling air velocity through the condenser and radiator was tested and simulated for three cases of idle maximum torsion and 120kph. The error came from the main region mesh size and fan rotation speed.

Key words: Vehicle, Thermal management, Correlation, Star-CCM+

1 引言

在整车性能开发过程中,发动机冷却是影响其使用寿命、排放及油耗的重要因素,冷凝器散热对驾驶室空调降温性能有重要影响;试验表明,要保证发动机冷却和空调降温性能,首先应保证有适量的冷却空气流过冷却模块,将热量带走,同时保证冷却空气在机舱内的合理流动,避免回流和涡流产生。在设计阶段,准确计算流过散热器、冷凝器、中冷器、油冷器等部件的冷却空气的流量,对机舱内的各部件进行合理布置,提出合理的性能参数,是保证车辆散热性能的重要前提。

2 机舱热管理试验研究

针对公司的某款三厢轿车,在上海同济大学地面交通工具风洞中心进行了机舱热管理和空调降温性能试验测试,如图 1 所示,了解车辆发动机的散热和空调制冷效果。

根据车辆发动机、变速器及空调系统的配置,共进行了三种工况的测试如表 1,在冷凝器与散热器中间位置布置了 16 个风速流量计如图 2 和图 3 所示,详细测取流过冷凝器和散热器的风速和流量。



图 1 机舱热管理测试

表 1 机舱热管理试验工况

试验工况和环境条件	怠速	最大扭矩工况	70%最高车速
档位或车速	0	2 档 4000rpm, 6%坡度	120 kph
环境温度	45	40	40
光照强度	1000 W/m ²	1000 W/m ²	1000 W/m ²

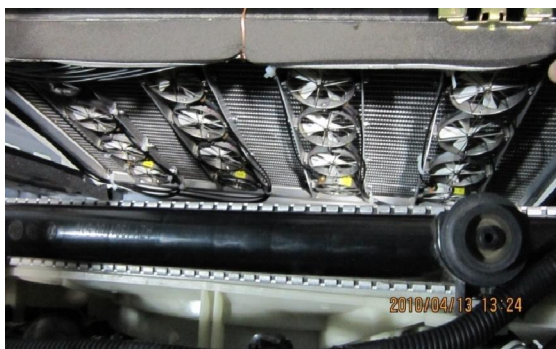


图 2 冷凝器风速仪测点布置

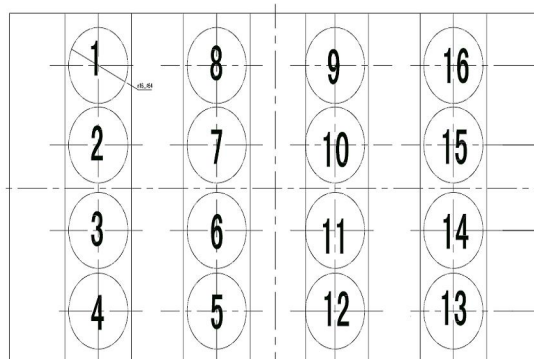


图 3 风速仪测点布置编号

怠速、最大扭矩、120kph工况下通过冷凝器的风速结果如表 2、表 3、表 4 及表 5 所示（列表中的值与图 3 风速仪测点布置编号相对应）。

怠速时通过冷凝器的风速（平均风速 2.81 m/s）：

表 2 怠速时通过冷凝器的风速（单位：m/s）

1.23	1.51	1.51	1.66
3.4	3.48	3.33	3.81
3.93	3.32	3.23	4.53
2.45	2.5	2.62	2.44

最大扭矩时通过冷凝器的风速（平均风速 3.02 m/s）：

表 3 最大扭矩时通过冷凝器的风速（单位：m/s）

1.47	1.65	1.52	2.48
3.75	3.52	3.45	4.09
3.56	3.33	3.24	5.13
3.25	2.48	2.36	2.99

120kph时通过冷凝器的风速（平均风速 4.46 m/s）：

表 4 120kph时通过冷凝器的风速（单位：m/s）

2.11	2.36	1.87	4.54
5.52	4.96	4.92	6.39
5.06	4.46	4.22	7.96
6.07	3.25	3.23	4.52

3 模型建立

机舱热管理分析中，对进入机舱的冷却空气影响比较大的重要部件有前保险杠、中网、散热器、

冷凝器、风扇、冷却系统导流板、发动机、变速器、机舱钣金件等, 这些部件的结构形状均较复杂, 建立模型时较为困难, 在分析模型建立时需要重点关注, 需要考虑模型的细节保持和流体网格尺寸大小等因素对计算结果的影响, 需要考察各部件的形状、位置关系、性能参数等对机舱散热的影响。

3.1 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:

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

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

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 $k - \varepsilon$ 湍流模型:

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

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

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

对于“标准”的 $k - \varepsilon$ 模型, 其常数值为:

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

3.2 计算模型及边界设定

应用 Star cm 软件建立计算模型, 设定流体计算域车前 2 倍车长, 车后 4 倍车长, 宽度共 6 倍车宽, 高度为 5 倍车高; 边界层 2 层, 总厚度为 4.6mm; 中网部分做出详细的特征线, 保持形状特征, 网格大小在 2mm 左右, 对冷凝器、散热器、风扇等部件进行网格加密, 对发动机和变速进行包面处理, 保持相对完整的结构特征,

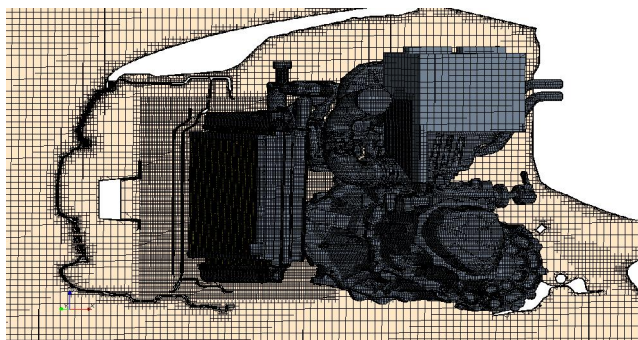


图 4 机舱热管理分析模型

整个模型流体单元数为 1000 万个，机舱部分体网格如图 4 所示。

对于散热器和冷凝器的风阻特性采用多孔介质 porous medium 属性来模拟 根据实际工况和相关工程经验，测试在 2m/s、4m/s、6m/s、8m/s、10m/s 下通过冷凝器和散热器在其厚度方向上的压力降，试验数据如图 5；风扇模拟采用 MRF 隐式算法，湍流模型选择推荐的 $k-\varepsilon$ 高雷诺数模型，出口采用 outlet 边界。

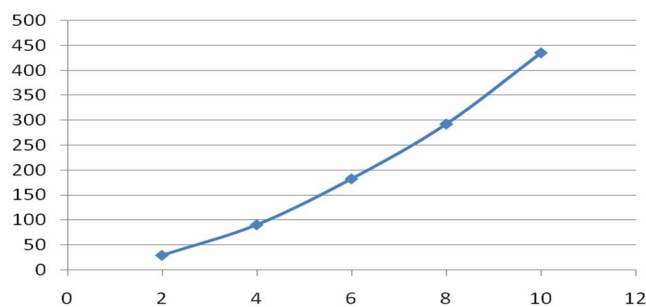


图 5 散热器的风阻曲线

4 结果分析

对上述三种工况在理论状态下的情况进行了首轮分析，统计了流过冷凝器、散热器的冷却空气的流速和流量，发现仿真分析结果与试验结果存在一定的误差如表 6。针对此误差，首先对风扇转速进行了实际测试，测试数据如表 7 所示，从测试结果来看在三个工况下风扇转速与设计值均存在不同程度的偏差；针对此转速偏差，需要进一步的修正分析。对风扇转修正后的分析结果与试验结果如表 8 所示。

表 6 风扇设计转速下通过冷凝器风速与流量

体积流量	总速 风扇 2400	最大扭矩 风扇 2400	车速 120 kph 风扇 0
试验 (m^3/h)	1446.27	1566.28	2298.58
仿真 (m^3/h)	1495.27	1764.00	2798.62
误差	3.39%	12.62%	21.75%

表 7 风扇设计转速与工作转速

		风扇低转速	风扇高转速
风扇设计转速 rpm		1750± 250	2400± 250
温度		93-98	>99
风扇实测转速	总速	/	2400 rpm
	最大扭矩	/	2200 rpm
	车速 120kph	1000 rpm(被动)	/

表 8 修正风扇转速后的流过冷凝器风速与流量

体积流量	总速 风扇 2400 rpm	最大扭矩 风扇 2200 rpm	车速 120 kph 风扇 1000 rpm
试验 (m^3/h)	1446.27	1566.28	2298.58
仿真 (m^3/h)	1495.27	1668.94	2506.60
误差	3.39%	6.55%	9.05%

从分析和试验的误差分析来看，在总速时，由于车辆处于静止状态，流过冷凝器和散热器的冷

却空气只有风扇来驱动，没有额外因素对风扇的转速产生影响，风扇转速稳定在 2400rpm 左右，设计转速与工作转速接近，分析与试验的误差在 3% 左右，分析结果较为理想；在最大扭矩和 120kph 工况下，流过冷凝器的空气流速与风扇和车速有关，同时车辆行驶时产生的空气流动对风扇转动有扰动影响，如果不对风扇转速做修正分析结果会产生较大的误差。

5 结论

（1）仿真模型中的中网、风扇及周边部件的网格尺寸对计算结果有明显的影响，需要在模型建立过程中重点研究和控制；

（2）测试和仿真结果表明，在不同的工况下风扇的实际转速与设计转速有一定的差距，特别是车辆在高速行驶工况下的风扇反拖，这些误差对冷却空气流量有较大影响，在分析中需要重点考虑和识别。

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 CCM+ help 文档.