

汽车通风盖板通风量的 CFD 仿真计算

The CFD Simulation of Vehicle's Vent Board Mass Flow

夏广飞 邓玉伟

(安徽江淮汽车股份有限公司技术中心, 安徽 合肥 230601)

摘要: 汽车空调系统中的循环空气主要是通过安装在引擎盖和前风窗之间的通风盖板从大气中获得的。优秀的通风盖板的设计可以使空调系统有足够的空气可以利用; 而通风盖板设计不当可能导致空调系统供风不足, 影响乘员舱的舒适性。

关键词: 汽车空气动力学, CFD, 通风盖板

ABSTRACT: The circular airflow comes from vent board between hood and front window. A good vent board design provides enough airflow for HVAC; and an improper design of vent board may cause lack of airflow for HVAC, which affects the passenger compartment comfort.

Keywords: aerodynamics, CFD, vent board

1. 前言

随着汽车工业的不断发展与壮大, 科学技术在汽车设计上面的作用也越来越重要。另外, 随着汽车行驶速度的不断提升, 本来应用于航天方面的 CAE 仿真分析现在正越来越频繁地、越来越高效地应用于汽车工业。

CFD——计算流体力学在现代汽车设计中的地位越来越显著, 特别是在跑车、赛车等车型中的应用最为突出。

2. 计算模型的建立及方案确立

2.1 基本理论

控制所有流体流动的基本定律是: 质量守恒定律、动量守恒定律和能量守恒定律。由它们可以分别导出连续性方程、动量方程和能量方程。

由质量守恒导出的连续性方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho v) = 0 \quad (1)$$

由动量守恒导出的运动方程

$$\rho \frac{dv}{dt} = \rho F + \text{div} P \quad (2)$$

由能量守恒导出的能量方程

$$\rho \frac{dU}{dt} = P : S + \text{div}(k \text{grad} T) + pq \quad (3)$$

状态方程

$$p = f(\rho, T) \quad (4)$$

以及本构方程

$$P = -pI + 2\mu(S - \frac{1}{3}I \text{div} V) + \mu' I \text{div} V \quad (5)$$

其中 ρ 、 F 、 V 、 P 、和 U 分别代表流体的密度、力、速度、压力和总能量。 μ 、 μ' 为粘性系数， k 为热传导系数， T 代表温度， S 为变形速度张量。

对上述控制方程采用有限体积法进行求解计算，压力项和速度项之间的耦合计算采用SIMPLE算法。由于 $\kappa - \varepsilon$ 模型只适用于离开壁面一定距离的湍流流域，因此对于壁面附近的区域，采用壁面函数法处理。

2.2 计算模型建立

根据造型的需要，设计人员将某车型的通风盖板进行了重新设计，为了保证重新设计的通风盖板通风量部受影响，现根据该车型的三维 CAS 模型和通风盖板模型，在 UG 中进行模型的前处理。由于汽车车身表面存在大量细小特征，这是生成质量较好网格的一大障碍，也是需要很多时间和更多工作量的，且本次分析主要针对通风盖板，所以，车身方面只需要保留车头、前风窗以及 A 柱特征即可，对其他特征不予考虑；通风盖板特征，特别是通风孔，完全保留，如图 1、图 2 所示。



图 1 原方案模型



图 2 新方案模型

2.3 网格生成

网格生成采用贴体网格，由于主要关心通风盖板处的流场变化，所以细化通风盖板周围的网格（单元大小应模拟车身附近气体小漩涡的尺寸），随着远离车身外表面适当放宽网格的大小，以控制网格的规模。故将车身的外表面生成为非结构化的三角形网格，单元大小为 8~20mm 左右；车身外的空气域生成为非结构化的四面体网格，基本尺寸 400mm。



图 3 原方案网格模型



图 4 新方案网格模型

2.4 边界条件

设风洞入口边界条件为 $u_0 \equiv 40\text{m/s}$ ，出口边界条件为自由条件；空气的密度为 1.18415kg/m^3 ；计算中不考虑温度的影响；由于计算机硬件条件的限制，采用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模式和 non-equilibrium wall functions 壁面函数；紊动能 k_{in} 和紊动能的耗散率 ε_{in} 由经验公式计算确定；计算选择二阶迎风格式；收敛判断条件的所有物理量的容差为 1.0E-4 。

2.5 计算过程

本次 CFD 分析过程主要包括建立数学物理模型、数值算法求解及结果可视化三部分，如图 3 所示。

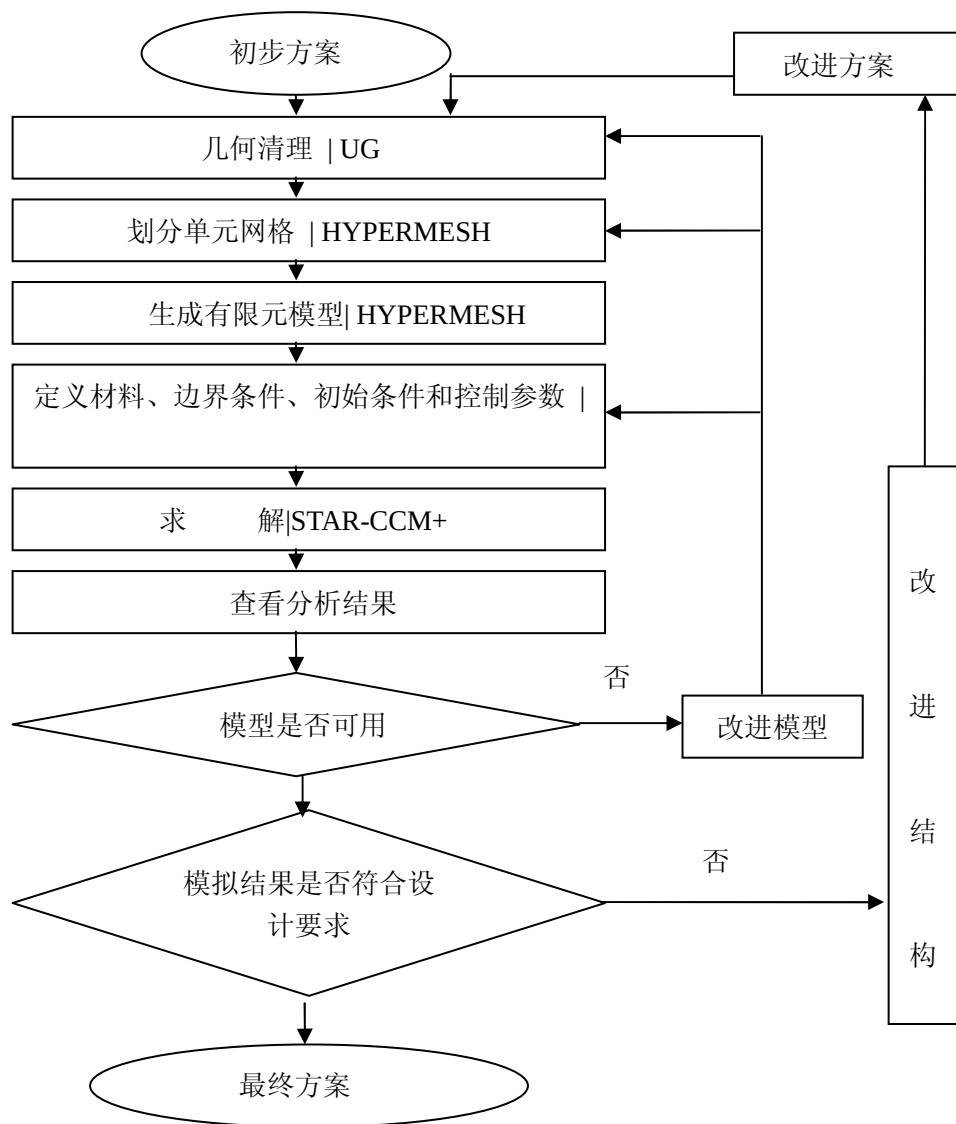


图 5 CFD 分析流程

3. 计算结果分析

通过计算，得到了对称面上的压力和速度分布等结果云图以及通风孔通风量等参数，以此作为分析、优化的依据。

3.1 结果对比

表 1 结果对比

	新方案	原方案
孔数/个	114	194
通风孔总面积/mm ²	2868.24	4746.21
流量 Kg/s	0.019	0.018
通风孔总面积/mm ²	2868.24	4746.21

通过计算结果的对比,可以看出修改前后的通风量几乎相同,但修改后的模型通风孔面积与原模型相比减小了 40%。

3.2 原方案分析结果

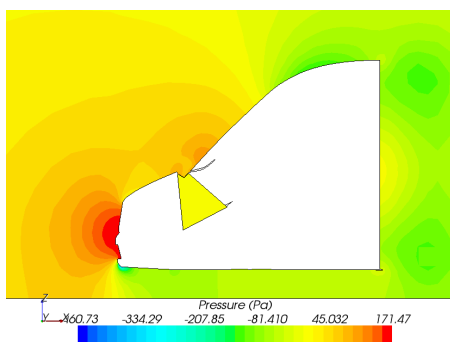


图 6 原方案对称面压力图

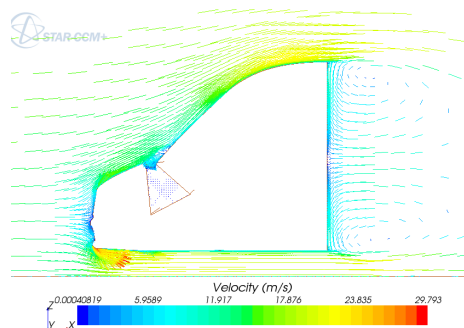


图 7 原方案对称面速度矢量图

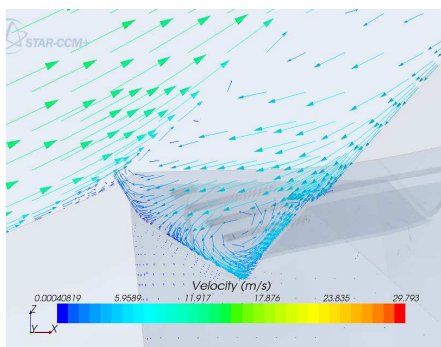


图 8 原方案对称面局部速度矢量图

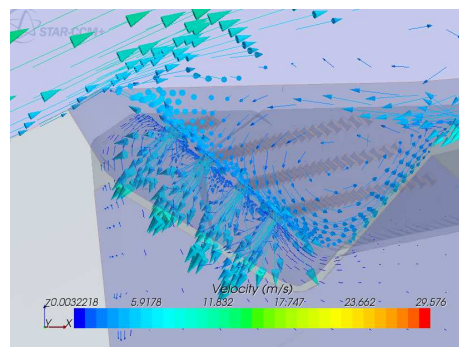


图 9 原方案 Y=129mm 孔截面局部速度矢量图

由图 8、图 9 可以看出,由于原方案的通风孔布置在背风面,所以通过通风孔的气流的主要组成是来流在通风盖板处分离产生的回流。

3.3 新方案分析结果

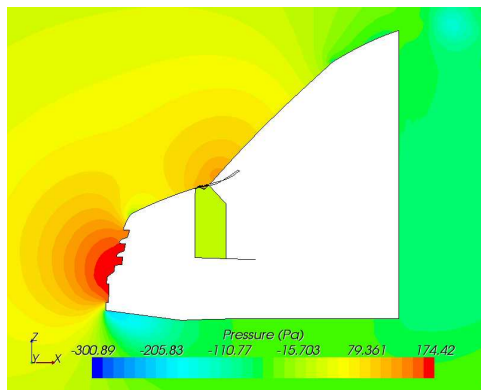


图 9 新方案对称面压力图

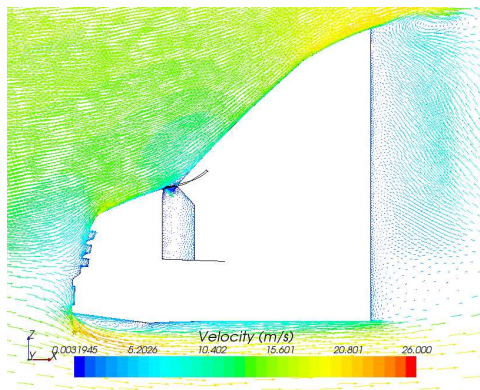


图 10 新方案对称面速度矢量图

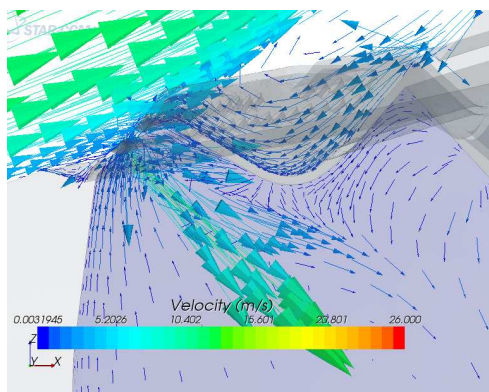


图 11 新方案对称面局部速度矢量图

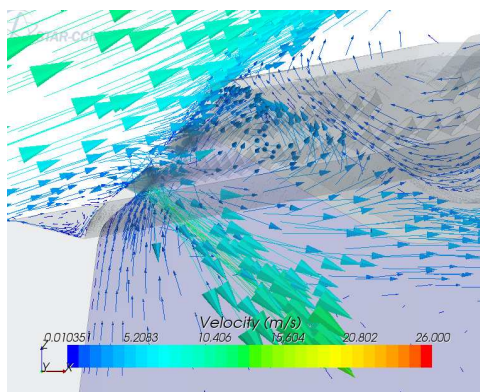


图 12 新方案 Y=-20mm 孔截面局部速度矢量图

由图 11、图 12 可以看出，由于新方案的通风孔布置在迎风面，所以来流可以直接进入通风孔，其进风效率要高于原方案。

4. 结论

(1) 应用 CFD 方法对某车型的通风盖板流场及通风量进行了分析。分析结果表明，虽然新方案的通风孔面积只有原方案的 60%，但由于布置形式不同，其通风量却增加了 5.6%，故满足开发要求。

(2) 应用 CFD 方法在产品开发阶段，可以大大缩短开发周期，节省开发费用，分析结果对于设计开发人员优化产品设计具有重要参考价值。

(3) 分析结果还需要进行实验验证。

5. 参考文献：

- [1] 付立敏. 汽车空气动力学. 长春: 机械工业出版社[a], 2005. 33~47
- [2] Werner Seibert, Marco Lanfrit. A Best-Practice for High Resolution Aerodynamic Simulation around a Production Car Shape. The 4th MIRA International Vehicle Aerodynamics Conference, 2002
- [3] User Guide of Computational Fluid Dynamics Software STAR-CCM+ version 4.02