

汽车空调风道 CFD 模型处理方法

CFD Model Approach of Automotive Air Conditioning Duct

李涛、吕景华、李锦锦、王丹丹

(一汽轿车股份有限公司, 长春 130011)

摘要: 近年来汽车空调风道 CFD 分析的理论方法已经逐渐成熟, 并在工程实际中得到了广泛的应用, 但计算过程中各工程应用级别的模型简化方法和参数设置对计算结果存在明显的影响, 针对不同工程背景的计算策略需要进一步完善。本文在大量的仿真计算和数据积累的基础之上, 利用仿真实验的方法研究了汽车空调风道 CFD 分析中的各种模型处理方法对计算结果的影响, 并结合工程实践, 确定了适用于不同应用背景的空调风道 CFD 模型处理方法。这些研究成果对规范汽车空调风道 CFD 计算方法和提高计算精度具有重要的意义。

关键词: 汽车空调风道 CFD 影响参数

中国分类号: U463.851

Abstract: In recent years, the theories and methods of CFD analysis on automotive air-conditioning duct have been gradually developed, and been widely used in engineering practice. But to the engineering level, methods of model simplification and parameter setting in calculating processes have a great influence on the calculated results. Further improvements should be taken to calculation strategies according to different engineering background. This article is based on plenty of simulation calculations and data accumulations, and used the simulation experiment method to study the influence of the model processing methods of automotive air-conditioning duct CFD analysis on calculation results, and ascertained the processing methods of air-conditioning duct CFD models which are appropriated for different application background combined with engineering practice. These results of the study have a great significance on the specification of automotive air-conditioning duct CFD calculation methods and improving the calculation accuracy.

Key word: Automotive air-conditioning duct CFD Parameter setting

1. 引言

随着中国轿车消费市场的日益成熟, 汽车空调系统的性能越来越受到消费者的关注。由于受到布置空间的限制, 使得空调风道的设计成为汽车空调系统设计中最为灵活的部分。并且, 空调风道的内部流场的分布, 决定了其压降、风量分配等重要性能, 并直接影响整个空调系统性能, 并进一步决定乘员舱内部流场从而决定整车乘员舒适性。

近年来在计算流体力学 (Computational Fluid Dynamics—CFD) 理论不断发展的基础之上, CFD 方法已经成为在流体机械设计初期, 进行性能评价、合理规避设计风险和寻找问题点并进行优化设计的重要工具。同样, 在汽车空调风道设计过程中, CFD 方法也得到了广泛的应用。

当前, 空调风道的 CFD 计算主要用于在设计初期, 几何设计基本完成的情况下, 研究风道的压损、风量分配和出口速度分布等性能指标, 并获得风道内部流场, 为风道的进一步优化设计提供参考。在 CFD 理论研究者 and 应用工程师的共同努力下, 空调风道 CFD 计算的理论方法已相对成熟。但是, 在实际工程应用中, 风道 CFD 计算过程中不同的模型简化方式和网

格数量等因素,都会对计算结果产生难以预计的影响。并且,不同的车型开发背景,决定了风道计算的不同关注点。所以空调风道 CFD 计算方法不能一概而论,而是需要在彻底研究各个不同细节处理方法对结果可能产生的影响的基础之上,制定适用于不同场合的计算策略。这些工作将会在进一步规范风道 CFD 计算方法和提高计算精度上,发挥重要的作用。

本文以商用 CFD 软件 STAR-CCM+为主要研究工具,在大量的数据积累和验证计算的基础之上,研究了空调风道 CFD 计算过程中风道出口和入口的模型处理、网格密度,出口格栅的处理等对计算结果的影响,并进一步规范了适用于不同开发背景的风道 CFD 仿真策略。

2. 空调风道 CFD 分析方法

2.1 计算流程及模型

空调风道是汽车空调系统的重要部件之一,视车辆类型和布置位置的不同可分为前吹面风道、前吹足风道、后吹面风道和后吹足风道等类型。其中前吹面风道是空调风道中最为典型的一类,如图 1 所示,其几何模型主要由入口、风道本体、出风口和出风口格栅组成。空调器出口与风道入口连接,空调系统启动后,空调器产生的冷/热气流在鼓风机的作用下进入空调风道,经过风道对

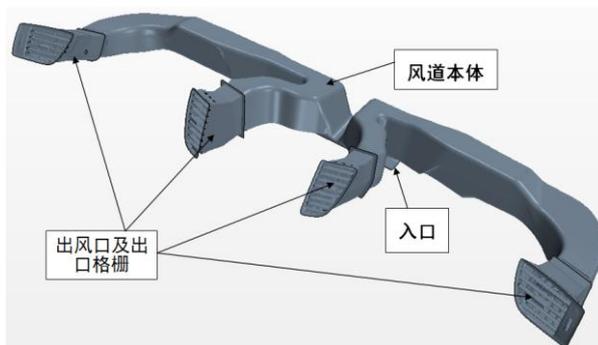


图 1 空调风道模型示意图

气流的分流和调整从出风口进入乘员舱,作用于乘员身体的不同部位,并调节乘员舱内环境。

空调风道 CFD 分析流程如图 2 所示,分析过程中首先对几何模型进行处理并生成计算网格,之后设置物理模型进行 CFD 计算,当空调风道性能计算结果不能满足标准要求时,就需要对风道内部流场进行分析,查找问题点、提出修改建议,并进行下一轮的验证计算。

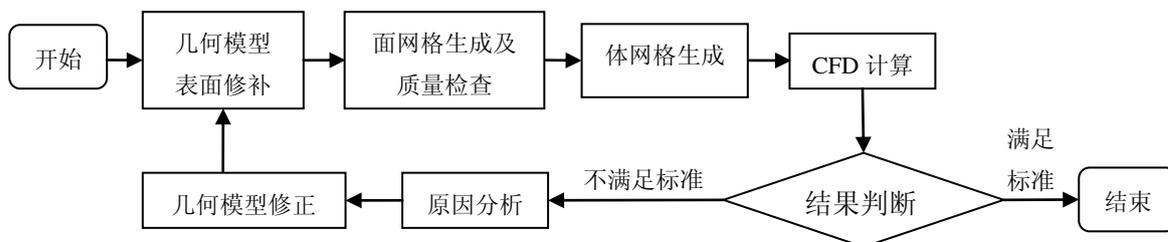


图 2 空调风道分析流程

2.2 基本理论

空调风道的 CFD 计算过程中主要关注风道内部冷流场信息,计算过程中不考虑空气压缩性及温度影响,其控制方程及湍流模型如下^[1]:

质量守恒方程:

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

x、y 和 z 三个方向的动量守恒方程:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u \mathbf{u}) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + F_x \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v \mathbf{u}) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + F_y \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho w \mathbf{u}) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + F_z \quad (4)$$

标准 k - ε 模型是典型的两方程湍流模型，该模型是目前使用最广泛的湍流模型。在标准 k - ε 模型中，湍动能 k 和湍动能耗散率 ε 为两个基本未知量，与之相对应的输运方程为：

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + r(G_k - \rho \varepsilon) + S_k \quad (5)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + r \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} G_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) + S_\varepsilon \quad (6)$$

湍动粘度 μ_t 可表示成 k 和 ε 的函数，即：

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (7)$$

方程中的五个经验常数分别为： $C_\mu = 0.09$ ， $\sigma_k = 1.00$ ， $\sigma_\varepsilon = 1.30$ ， $C_{\varepsilon 1} = 1.44$ ，

$C_{\varepsilon 2} = 1.92$ 。

2.3 结果评价指标

对空调风道的性能要求，主要包括压损和风量分配等内容。其中，压损的定义如式 (8) 所示。风道压力损失主要由管道沿程压损和形状压损两部分组成，由于空气粘性较小所以风道形状压损是其主要部分。因此，通过考证风道压损数值，可以对风道总体形状和倒角、连接部位等细节结构进行总体评价。

$$\Delta P = P_{in} - P_{out} \quad (8)$$

其中： ΔP 为风道压损 (Pa)；

P_{in} 为风道入口平均压力 (Pa)；

P_{out} 为风道出口平均压力 (Pa)。

风道风量分配的计算公式如式 (9) 所示，它表征了风道各出风口空气流量占总流量的比例。

$$A_i = \frac{B_i}{B_{all}} \times 100\% \quad (9)$$

其中： A_i 为第 i 个出风口的风量分配值， $i=1, 2, 3, 4$ ；

B_i 为第 i 个出风口的出风量 (kg/s)， $i=1, 2, 3, 4$ ；

B_{all} 为空调风道的总出风量 (kg/s)。

风量分配决定了各出风口的流量比例，是考证空调系统对乘员舱整体作用效果的重要参数。

3. 不同模型处理方法对计算结果的影响

一般情况下,为了节省计算资源提高计算速度,空调风道 CFD 计算只截取风道部分作为计算域,不考虑上游空调器及下游机舱内各部件的影响。由于得到风道入口处(空调器出口处)速度分布相对困难,因此在设计初期一般假设风道入口为垂直速度入口。另外,风道出口格栅结构复杂,为降低工作量一般会对其进行一定的简化处理。

但是对空调风道不同部位的模型简化方法、边界条件处理和网格密度等因素,都将对 CFD 计算结果产生难以预计的影响,以下将对不同问题点分别从压损和风量分配两方面进行细化讨论。

3.1 入口处理方法

吹面风道入口与空调器连接,空调器出口的速度分布有可能直接影响风道内部流场,因此空调风道的入口处理方法的合理性,是决定风道风量分配计算结果是否准确的重要决定因素之一。以下将重点考证不同入口处理方法对风道风量分配计算结果的影响。

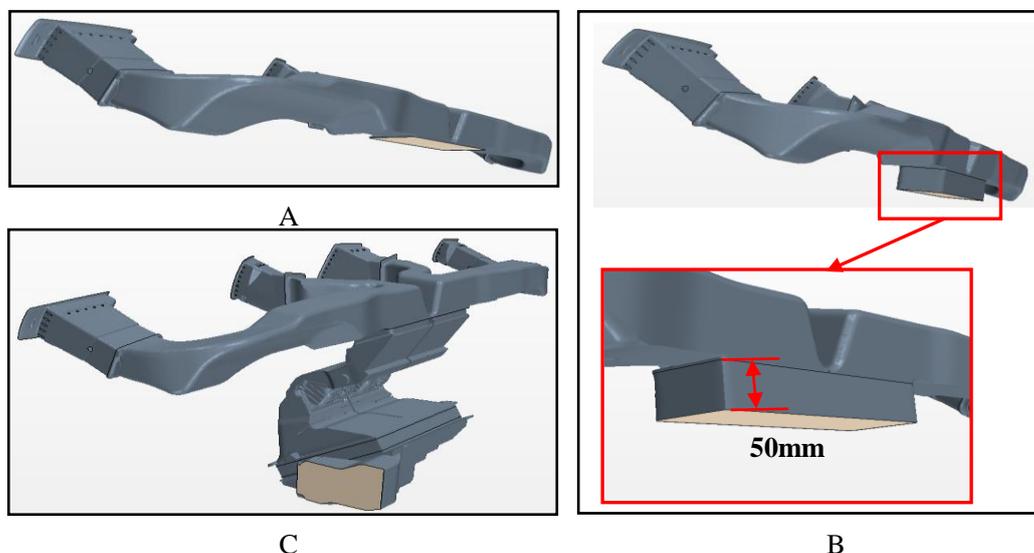


图 4 风道入口不同处理方法示意图

表 1 不同入口处理方法风量分配结果对比

计算方法	出风口位置	出口流量 (kg/s)	风量分配 (%)	相对于方法 C 的计算差异	
				绝对误差(kg/s)	相对误差(%)
A	左	0.0397	24.09	0.0025	5.92
	中—左	0.0427	25.91	0.0026	6.48
	中—右	0.0444	26.97	0.0034	8.29
	右	0.0380	23.04	0.0034	8.21
B	左	0.0405	24.59	0.0017	4.03
	中—左	0.0431	26.23	0.003	7.48
	中—右	0.0457	27.72	0.0047	11.46
	右	0.0353	21.45	0.0061	14.73
C	左	0.0422	25.64	—	—
	中—左	0.0401	24.31	—	—
	中—右	0.0410	24.88	—	—
	右	0.0414	25.16	—	—

为寻找合理的风道入口处理方法,以某款车型前吹面风道为基础,考证了三种不同入口

处理方法。计算模型简图如图 4 所示,其中:方法 A 选取风道与空调器交接面为计算域入口,入口速度方向垂直入口面,如图 4-A 所示;方法 B 将风道与空调器交接面法相拉伸 50mm 后作为计算域入口,入口速度方向垂直入口面,如图 4-B 所示;方法 C 模型包含风道前端空调器,空调蒸发器采用多孔介质模型进行处理,将空调器与鼓风机的交接面作为计算域入口,入口速度方向垂直入口面,如图 4-C 所示。

三种不同入口处理方法的风量分配计算结果如表 1 所示,对比结果表明,入口拉伸方法和删除空调器的入口处理方法有可能导致风量分配的计算结果产生超过 8%和 14%的误差,且对于本次计算所应用的特定风道和空调器,方法 B 的计算差异大于方法 A。

3.2 出口处理方法

风道出口与乘员舱联通,因为风道 CFD 计算主要关注的是空调风道性能(不考证空调系统对乘员的影响),所以主要的出口处理方法包括两种。其中:方法 1 将风道出风口与乘员舱交接面线性尺寸增加一倍,法相拉伸 200-250mm,增加喇叭口型计算域,出口采用压力出口,增加壁面为滑移壁面,如图 4-B、4-D 所示;方法 2 选取风道出风口与乘员舱交接面为计算域出口,边界条件为压力出口,如图 4-A、4-C 所示。以下以 C-I 和 C-II 两款前吹面风道为基础,分别应用两种不同出口处理方法进行了计算,考证两种处理方法对风量分配和压损的影响。

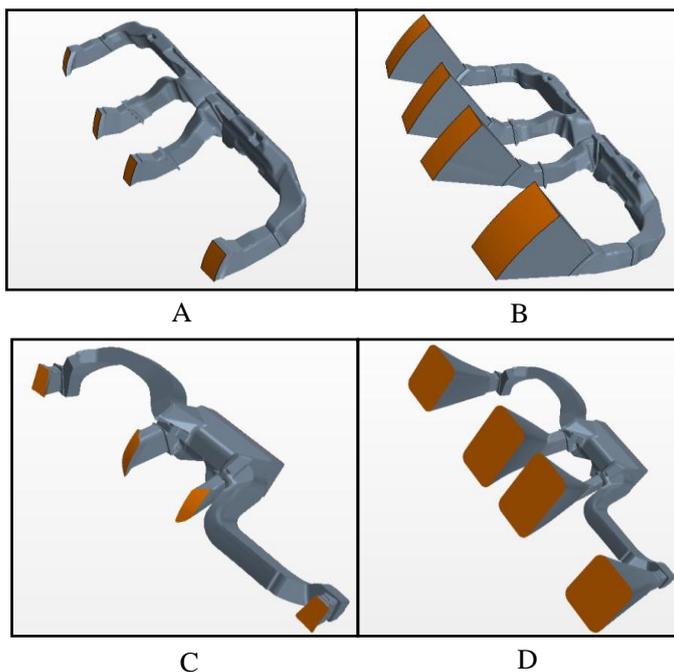


图 5 风道出口不同处理方法示意图

表 2 不同出口处理方法压损计算结果对比

车型	出口位置	方法 1			方法 2			计算差异	
		入口 (pa)	出口 (pa)	压损 (pa)	入口 (pa)	出口 (pa)	压损 (pa)	绝对值 (pa)	相对值 (%)
C-I	左		31.08	92.52		33.96	90.93	1.59	1.75
	中-左	123.6	44.41	79.19	124.89	47.8	77.09	2.1	2.72
	中-右		48.17	75.43		51.24	73.65	1.78	2.42
	右		30.96	92.64		33.51	91.38	1.26	1.38
C-II	左		28.34	95.74		32.62	100.05	4.31	4.31
	中-左	124.08	34.53	89.55	132.67	44.99	87.68	1.87	2.13
	中-右		43.49	80.59		53.12	79.55	1.04	1.31
	右		19.14	104.94		31.85	100.82	4.12	4.09

不同出口处理方法的计算结果如表 2 和表 3 所示。由计算结果可知,不同的出口处理方法对计算结果的影响较小。对风道出口进行拉伸之后,一般会使计算压损偏小,但差异在

5% 以下，并且不同方法对风量分配计算结果的影响在 3% 以下。

表 3 不同出口处理方法风量分配结果对比

车型	出口位置	方法 1		方法 2		计算差异	
		出口流量 (kg/s)	流量分配 (%)	绝对值 (kg/s)	相对值 (%)	绝对值 (kg/s)	相对值 (%)
C-I	左	0.041099	24.91	0.041043	24.85	5.55E-05	0.13
	中-左	0.040942	24.81	0.041156	24.92	0.00021	0.52
	中-右	0.042204	25.58	0.042317	25.62	0.00011	0.27
	右	0.040579	24.59	0.040664	24.62	8.5E-05	0.21
C-II	左	0.035159	23.22	0.036209	23.91	0.00105	2.99
	中-左	0.039415	26.03	0.039289	25.95	0.000126	0.32
	中-右	0.041466	27.38	0.041425	27.36	4.1E-05	0.10
	右	0.03539	23.37	0.034488	22.78	0.000902	2.55

3.3 出口格栅简化方法

风道出口格栅结构复杂，几何简化和网格生成工作量大，且在空调风道开发初期往往需要在格栅模型不具备时，便进行空调风道 CFD 计算以提早规避设计风险。因此，对比不同格栅简化方法对计算结果的影响具有重要的实际意义。本文共考证三种空调风道出口格栅处理方法。其中：方法 1 将出口格栅完全简化，如图 6-A 所示；方法 2 对风道出口格栅进行强简化（将大部分格栅细节特征删除），如图 6-B 所示；方法 3 对风道出口格栅进行弱简化（保留大部分格栅细节特征），如图 6-C 所示。

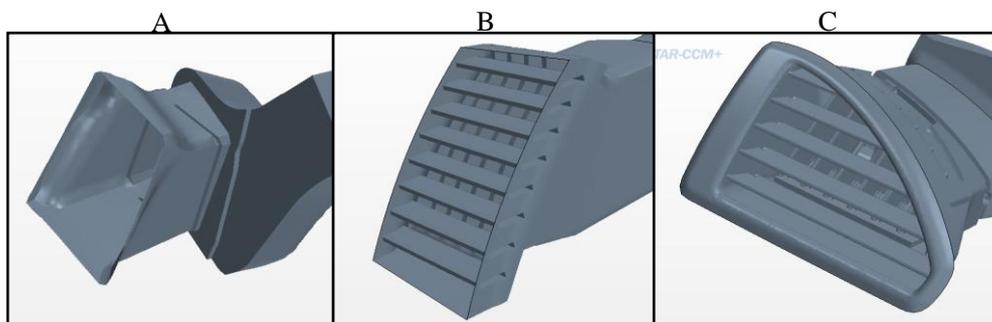


图 6 不同风道出口格栅处理方法示意图

表 4 是否保留出口格栅压损计算结果对比

车型	出口位置	方法 1 (无格栅)			方法 2 (有格栅)			差异	
		入口 (pa)	出口 (pa)	压损 (pa)	入口 (pa)	出口 (pa)	压损 (pa)	绝对值 (pa)	相对值 (%)
G-I	左		25.03	80.57		33.61	137.65	57.08	70.85
	中	105.6	37.09	68.51	171.26	48.87	122.39	53.88	78.65
	右		25.07	80.53		33.02	138.24	57.71	71.66
G-II	左	128.73	15.56	113.17	142.08	11.41	130.67	17.5	15.46

中	22.64	106.09	21.82	120.26	14.17	13.36
右	16.01	112.72	13.28	128.8	16.08	14.27

表 5 是否保留出口格栅风量分配结果对比

车型	出口位置	方法 1 (无格栅)		方法 2 (有格栅)		差异	
		出口流量 (kg/s)	流量分配 (%)	出口流量 (kg/s)	流量分配 (%)	绝对值 (kg/s)	相对值 (%)
G—I	左	0.040633	24.63	0.042738	25.93	0.0021	5.18
	中	0.0833	50.48	0.079339	48.14	0.003962	4.76
	右	0.041071	24.89	0.042744	25.93	0.00167	4.07
G—II	左	0.034981	23.09	0.033491	22.10	0.00149	4.26
	中	0.082169	54.23	0.081723	53.93	0.000446	0.54
	右	0.03436	22.68	0.036323	23.97	0.001963	5.71

首先, 考证是否保留出口格栅对计算结果的影响, 以 G—I、G—II 两款前吹面风道模型为基础, 分别进行了保留、删除格栅后网格模型的计算, 并进行了对比分析。计算结果如表 4 和表 5 所示。对比结果表明, 是否保留出口格栅对压损计算结果的影响最大可达 70%, 且影响的大小与风道及格栅结构形式有很大关系。增加格栅会使各风道压损增加, 同一风道各段压损的增加量基本相当, 增加值在 14-58pa 之间。计算结果表明, 是否保留出口格栅对风量分配计算结果影响不大, 计算差异峰值在 5% 左右。

表 6 格栅强/弱简化方法压损计算结果对比

出口位置	方法 B-1 格栅强简化			方法 B-2 格栅弱简化			差异	
	入口 (pa)	出口 (pa)	压损 (pa)	入口 (pa)	出口 (pa)	压损 (pa)	绝对值 (pa)	相对值 (%)
左	167.77	14.99	152.78	166.08	11.81	154.27	1.49	0.98
中	168.77	20.82	147.95	167.8	21.32	146.48	1.47	0.99
右	165.42	16.89	148.53	163.9	14.08	149.82	1.29	0.87

表 7 格栅强/弱简化方法风量分配计算结果对比

出口位置	方法 B-1 格栅强简化		方法 B-2 格栅弱简化		差异	
	出口流量 (kg/s)	流量分配 (%)	出口流量 (kg/s)	流量分配 (%)	绝对值 (kg/s)	相对值 (%)
左	0.0324248	21.57	0.033491	22.10	0.0010662	3.29
中	0.08378823	55.73	0.082723	54.59	0.00106523	1.27
右	0.0341359	22.70	0.035323	23.31	0.0011871	3.48

另外, 为考察格栅简化强度对计算结果的影响, 以某车型前吹面风道为基础, 分别进行了格栅强简化和弱简化的计算。计算结果如表 6 和表 7 所示, 计算结果表明, 不同格栅简化强度对计算结果的影响较小 (均在 4% 以下)。可以初步断定格栅强简化对计算结果的影响不大。

3.4 网格数量的影响

网格密度是数值计算中需要关注的重要参数之一,合理的网格密度有助于提高计算精度并节省计算资源。为考证网格密度在空调风道分析这一类特定计算中的影响,分别以 W-I 和 W-II 两款前吹面风道模型为基础,考证了不同网格密度对计算结果的影响。

表 8 验证计算网格模型信息

车型	网格模型编号	面网格尺寸范围	体网格数量
W-I	I-A	3-5mm	2236218
	I-B	0.5-3mm	5479797
W-II	II-A	3-5mm	3233788
	II-B	0.5-3mm	7369021

所用网格模型基本信息如表 8 所示,每版风道制作了两套网格模型,并严格控制网格数量使 B 组网格数量为 A 组网格数量的 2.2~2.4 倍左右。

不同网格数量模型的计算结果如表 9 和表 10 所示。由对比结果可知,压损是网格密度的敏感项,稀疏的网格模型会预测较高的压损,在数值试验所在的网格密度范围之内,网格密度差异引起的压损误差最大可能达到 9% 左右。相对压损而言,风量分配受网格密度的影响较小计算差异在 3% 以下。

表 9 不同网格密度模型压损计算结果对比

车型	出口位置	A 版网格模型			B 版网格模型			差异	
		入口 (pa)	出口 (pa)	压损 (pa)	入口 (pa)	出口 (pa)	压损 (pa)	绝对值 (pa)	相对值 (%)
W-I	左		33.02	155.35		34.86	144.4	10.95	7.58
	中	188.37	45.87	142.5	179.26	47.72	131.54	10.96	8.33
	右		33.61	154.76		36.13	143.13	11.63	8.13
W-II	左		11.32	150.95		14.99	146.78	4.17	2.84
	中	162.27	19.54	142.73	161.77	20.82	140.95	1.78	1.26
	右		12.28	149.99		16.89	144.88	5.11	3.53

表 10 不同网格密度模型风量分配计算结果对比

车型	出口位置	A 版网格模型		B 版网格模型		差异	
		出口流量 (kg/s)	流量分配 (%)	出口流量 (kg/s)	流量分配 (%)	绝对值 (kg/s)	相对值 (%)
W-I	左	0.042744	25.93	0.043337	26.29	0.000593	1.37
	中	0.079339	48.14	0.078616	47.69	0.000723	0.92
	右	0.042738	25.93	0.042899	26.02	0.000161	0.37
W-II	左	0.031743	21.00	0.030925	20.57	0.000818	2.65
	中	0.083949	55.55	0.084788	56.39	0.000839	0.99
	右	0.035432	23.45	0.034636	23.04	0.000796	2.30

4. 不同分析背景的模型处理策略

针对不同的车型开发背景,风道 CFD 分析主要应用于三个不同的场合,分别为针对新开发车型和对标车型之间的对比分析、涉及到空调风道变动的改型车与原型车对比分析和完

全正向开发车型的风道性能评测。开发车与对标车之间的对比分析，主要关注两款风道性能之间的相对值，为保证计算结果的可对比性，模型处理过程中应保证模型处理方法一致。改型车的开发过程，往往不涉及空调器本体结构的变更，只对风道部分做必要调整，分析过程中可适当放宽对空调器部分模型的要求。另外，对于正向开发车型的风道 CFD 分析，主要关注其风道性能绝对值，因此模型处理方法应尽量贴近真实情况。

从前文的研究结果出发，结合不同的车型开发背景，最终确定模型处理的基本准则如下：

(1) 入口空调器的处理。从仿真试验应尽量与真实情况一致的原则出发，完全保留风道前端的空调器与真实情况最为接近。因此，在空调系统开发的特定阶段，不具备提供空调器模型的情况下，进行的不考虑空调器部分的初步计算结果，应该作为参考值。并且在制定计算策略过程中，在空调器模型完备的情况下，应充分考虑空调器内部结构的影响。

(2) 出口处理。出口处理对压损和风量分配的计算结果影响较小，但是由于出口拉伸方法提供了附加的出口计算域，气流离开风道之后可充分发展，便于收集出口格栅附近流场信息，因此实际工作之中，应采用出口拉伸方法作为基本的计算方法。

(3) 格栅处理。在主要关注风道性能，或者改型车格栅变化不大的情况下，制定计算策略时，可以考虑将格栅删除以减少工作量（对计算结果中压损一项做适当修正）。但是，在考察新车型的风道性能的计算中，应合理考虑出口格栅的影响。由于格栅形式对压损具有决定性的影响，所以对于两款车型的对比计算，应进一步规定格栅角度等细节信息，以保证计算结果的可对比性。另外由于格栅强简化方法对计算结果影响较小，因此在时间紧迫或几何模型不够完整时，可以考虑应用格栅强简化方法。

(4) 网格密度。对于关注相对值的对比分析，应明确规定两版模型网格数量相近以确保结果的可对比性。对于主要关注绝对值的计算，应针对具体几何模型，在数值试验的基础之上，将网格数量控制在计算结果的不敏感区间之内。

根据以上准则，不同分析背景的风道模型处理标准如表 11 所示

表 11 不同分析目的的模型处理方法

分析目的	模型处理方法			
	入口处理	出口处理	格栅处理	网格数量
开发车与对标车的对比分析	入口保留空调器	出口线性尺寸增加一倍拉伸 200-250mm	格栅角度相同且垂直于出风口出流方向；可进行格栅强简化	200~300 万之间
改型车与原型车的对比分析	如改型车空调器部分没有变动，且空调器为左右对称结构可对空调器进行适当简化	同上	同上	同上
正向开发车型的性能评测	入口保留空调器	同上	出口格栅弱简化	通过验证计算，确定合理网格数量

5. 结论

本文以轿车空调前吹面风道 CFD 仿真方法为主要研究对象，应用数值试验的方法，分别研究了入口处理、出口处理、出口格栅简化和网格密度等因素对计算结果的影响。并以此为基础，根据不同的车型开发背景制定了相应的 CFD 模型处理方法。具体结论包括如下两部分。

(1) 不同模型处理方法对计算结果的影响。

入口处理: 入口拉伸方法和空调器的入口处理方法有可能导致风量分配的计算结果产生超过 8% 和 14% 的计算差异。

出口处理: 不同的出口处理方法对压损和风量分配计算结果的影响在 5% 和 3% 以下, 影响较小。

出口格栅处理: 将出口格栅完全简化主要影响压损的计算结果, 格栅部分产生的压损平均值为 36pa, 格栅对风量分配的影响最大在 5% 左右。格栅细节结构的简化, 对压损和风量分配的影响分别在 1% 和 4% 以下。

网格密度: 压损是网格密度的敏感项, 稀疏的网格可能会得到较高的压损, 在数值试验所在的网格密度范围之内, 网格密度的变化可能会引起压损和风量分配产生 9% 左右和 3% 以下的计算差异。

(2) 从工程实际出发, 针对不同背景的风道 CFD 计算的模型处理策略。

开发车与对标车的对比分析: 入口保留空调器部分, 出口线性尺寸增加一倍拉伸 200-250mm, 出口格栅可采用强简化方法, 要求各对比模型格栅角度均为垂直于出风口出流方向, 网格数量 200~300 万之间。

改型车与原型车的对比分析: 如改型车空调器部分没有变动, 且空调器为左右对称结构可对空调器进行适当简化。其它部分处理同上。

正向开发车型的性能评测: 入口完全保留空调器, 出口格栅弱简化, 出口线性尺寸增加一倍拉伸 200-250mm, 具体网格数量应通过验证计算确定。

6. 参考文献

[1] R. Rahimi, D. Abbaspour, Determination of pressure drop in wire mesh mist eliminator by CFD[J]. Chemical Engineering and Processing, 47 (2008) 1504 - 1508.

[2] 傅立敏. 汽车空气动力学[M]. 机械工业出版社, 1997