# 某轨道交通空调供风装置 CFD 仿真分析

浙江盾安人工环境股份有限公司　张克鹏

摘要：建立了由贯流风机、扩压器和换热器组成的某轨道交通空调供风装置的三维物理模型，在有限元前处理软件 HyperMesh 中对其进行网格划分，利用 Fluent 流体计算软件对该装置系统进行 CFD 模拟计算。分析了风机内部流速及出风口处换热器表面速度分布，为改善空调供风系统，提高空调舒适性提供理论的依据。

关键词：贯流风机，空调供风装置，HyperMesh，Fluent，CFD

**CFD Simulation Analysis of Air Supply Device for a Rail Transit Air Conditioning**

Zhang Kepeng

Zhejiang Dunan Artificial Environment Co., Ltd

Abstract: A three-dimensional physical model of an air supply device for a rail transit air conditioner was established, which was composed of a cross-flow fan, a diffuser and a heat exchanger. Its grids were divided in the finite element preprocessing software HyperMesh. Fluent fluid calculation software was used to perform CFD simulation calculation for the system of the device. The flow velocity in the fan and the surface velocity distribution of the outlet heat exchanger were analyzed, which provides theoretical basis for improving air supply system and air conditioning comfort.

Keyword: Cross Flow Fan，air conditioning supply device，HyperMesh，Fluent，CFD

## 1 引言

轨道交通空调系统主要由空调机组、供风装置、风道等组成。其中供风装置有由风机、扩压器和换热器组成，风机的性能也直接影响供风装置和空调系统的性能。文章某轨道交通空调供风装置的风机类型为贯流风机，也叫横流风机，主要由叶轮、风道和电动机三部分组成，具有结构简单、体积小、出风均匀、轴向长度不受限制，可根据需要选择任意长度等优点，但同时由于结构的特殊性，内部气流运动复杂，导致具有压头损失较大，效率较低的缺点。因此，为了确保设计性能的稳定性，通常需要进行大量的试验[1]。

随着计算机性能的提升，计算流体力学软件的不断完善，利用 CFD 商用软件进行仿真分析已经成为解决流体机械内部流动问题的重要途径。通过这种“虚拟试验”，不仅可以大幅缩短产品开发周期，而且能更加充分的认识和观察流动规律，进而进行设计改进，提升产品效率[2]。

本文利用 SolidWorks 进行某供风装置三维建模，



投稿邮箱 | cadcam@idnovo.com.cn
IMCHINA@idnovo.com.cn

HyperMesh 建立整个模型的网格模型，利用大型商用 CFD 通用软件 Fluent 进行该装置的流场分析；通过对该空调供风装置风机内部流场及换热器表面速度分布分析，了解整个装置的内部流动情况，为空调供风系统性能提升提供理论依据。

## 2 流体力学方程

计算流体力学是把描述空气运动的连续介质数学模型离散成大型代数方程组，并在计算机上求解。通过微分方程的离散化和代数化，把偏微分方程转化为代数方程，再通过适当的数值计算方法求解方程组，得到流场的数值解，然后通过不同的拟合方法把节点解拟合到网格的对应区域。

流体流动时所有介质满足物理守恒定律：质量守恒定律、动量守恒定律和能量守恒定律 [3]。在流体流动处于湍流状态时，整个体系还要遵循湍流运输方程。以上这些守恒定律的数学描述，统称为控制方程。文中选用 CFD 软件中提供的 Realizable k－ε 湍流模型进行数值计算。

湍流控制方程为三维不可压缩雷诺时均 Navier－Stokes 方程：

（1）连续方程

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i}=0 \tag{1}$$

（2）动量方程

$$\frac{\partial(u_i u_j)}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_j}[\mu_{eff}(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i})]-\frac{\partial p}{\partial x_j} \tag{2}$$

（3）能量方程

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial T}+div(\rho \vec{W})=div(\frac{k}{C_p}gradT)+S_T \tag{3}$$

式中：ui、uj——平均速度分量，m/s；xi、xj——坐标分量；p——流体微元体上的压力，N；μeff——湍流有效黏性系数，Pa · s；T——温度，K；k——流体换热系数，W/ ㎡ · K；ρ——流体密度，kg/m³；Cp——流体比热容，J/(kg · K)；ST——流体内热源和由粘性作用引起流体机械能转变为热能，J。

## 3 模型建立及计算条件

### 3.1 模型建立

在建立 CFD 分析模型之前，首先需要确认空调供风装置的 3D 几何模型，几何模型是建立 CFD 仿真分析模型的基础，根据设计和布置空间，在 SolidWorks 中建立如图 1 所示的供风装置几何模型，其中与供风系统性能有关的模型提取如图 2 所示，主要由风机叶片、蜗壳、扩压器和换热器组成。几何模型生成后，为了建立有限元模型，需要将模型从 SolidWorks 中导出为 .stp 格式。

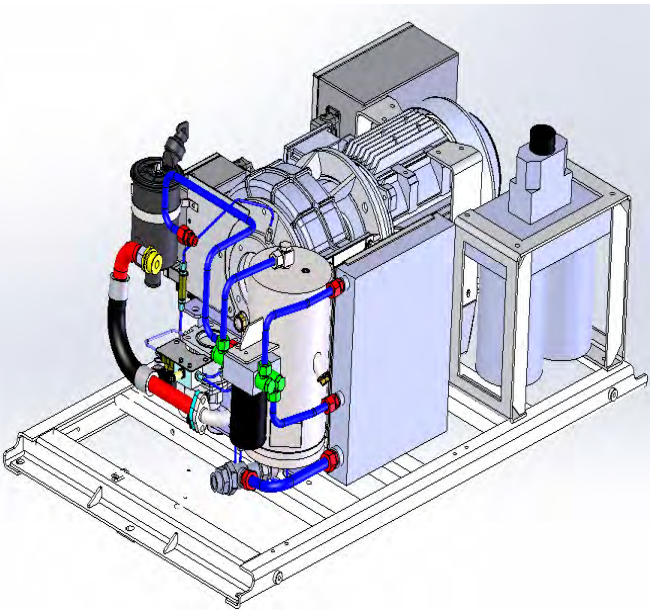

图 1 某轨道交通空调供风装置原始模型

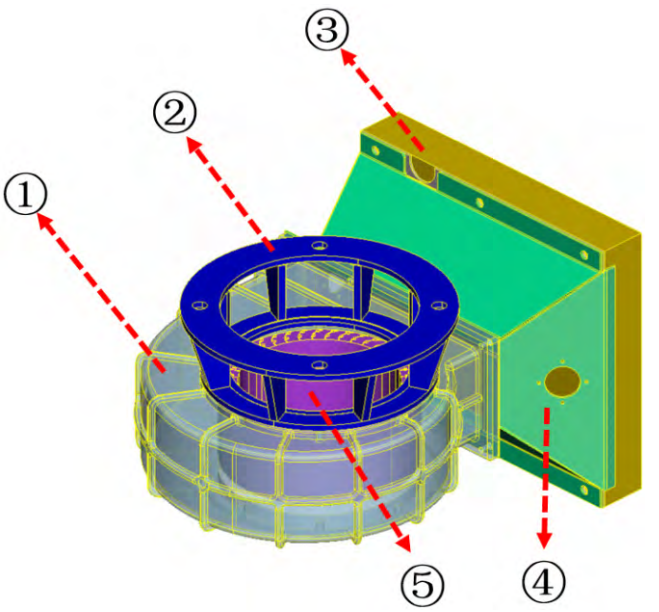


图 2 空调供风装置性能相关模型

图 2 中，供风装置各个主要部件为：①风机蜗壳；②中间托架；③换热器；④扩压器；⑤风机叶轮。

### 3.2 网格模型的建立

针对该空调供风装置，文章采用主流 CFD 前处理软件 HyperMesh 进行网格划分。在进行网格划分时，使用四面体单元，单元类型为 CTETRA，网格尺寸设置为 4mm。由于计算模型比较复杂，采用分区域划分网格的方式，把计算模型分为进口区域、风机叶轮旋转区域、蜗壳区域和换热器、出口区域 4 个部分，如图 3 所示。由于空调供风装置的复杂性，尤其是贯流风机叶轮部分，结构尺寸较小，必须保证网格尺寸较小，而为了降低网格数量，有必要对叶轮部分做加密处理，设置叶轮网格尺寸为 2mm，图 4 为风机叶轮区域网格，总体网格约为 1200 万，网格质量基本都在 0.5 以上，网格质量检查情况如图 6 所示，网格质量较好，满足计算要求。

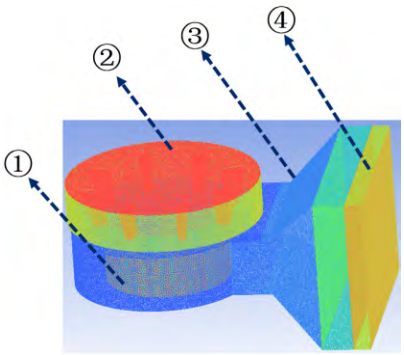


图 3 空调供风装置网格模型

图 3 中，供风装置网格模型为：①风机叶轮区域；②进口区域；③蜗壳区域和换热器；④出口区域。

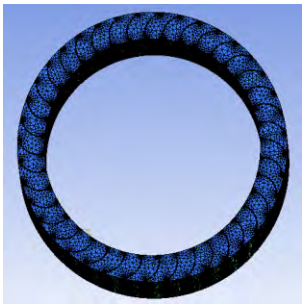

图 4 叶轮旋转区域网格

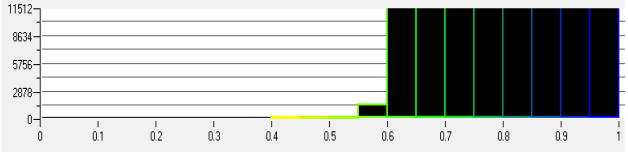


图 5 计算网格质量

### 3.3 计算条件的设定

对该供风装置系统内部流动情况的研究，仅考虑流场内空气的流动特性，对温度场的变化情况不做考察，不考虑空气流经换热器时的换热问题。设置流动工质为空气，温度为 25℃，空气密度 ρ =1.18kg/m$^3$。整个流动区域分为旋转区域和静止区域，贯流风机及其内部流体区域为旋转区域，采用旋转坐标系，坐标轴为风机中心轴，其余为静止区域，具体设置如下。

①流体为空气，不考虑能量转化，仅作流场分析。采用稳态计算，湍流模型选择 RNG k–e 模型，进出口边界条件选择压力进口、速度出口，换热器采用多孔介质模型。压力速度耦合采用 SIMPLEC 算法，离散格式采用二阶迎风格式。

② 由于贯流风机有一定速度的旋转，故将贯流风机所在流体域外边界包裹的所有体域设为旋转区域，转速为 n=3600r/min。

③进口边界条件湍流定义方法为湍流强度 + 水力直径，压力进口设置为 P=2000Pa，湍流强度为 5%，水力直径为 0.2m。出口边界条件湍流定义方法也为湍流强度 + 水力直径，出口速度为 10m/s，湍流强度为 5%，水力直径为 0.36m。

④换热器翅片阻力较大，对贯流风机吸气口有一定的影响，根据试验压力压降计算结果，设定换热器在主流方向上惯性阻力系数为 220.68(1/m)，粘性阻力系数为 1070000(1/m² )，孔隙率为 0.4。

## 4 CFD 计算结果分析

### 4.1 风机内部流场分析

图 6 为空调供风装置内部的流场分布，从图中可以看出，流线分布比较顺畅，流场分布相对比较均匀，流线没有明显的中断，在机组内部不存在速度死区。

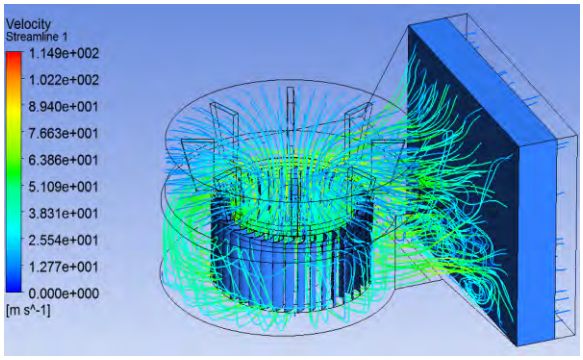


图 6 空调供风装置内部流线图 ( 速度 /m/s)

图 7、图 8 为空调供风装置内部横截面的速度等值云图和速度矢量图。



投稿邮箱 | cadcam@idnovo.com.cn
IMCHINA@idnovo.com.cn

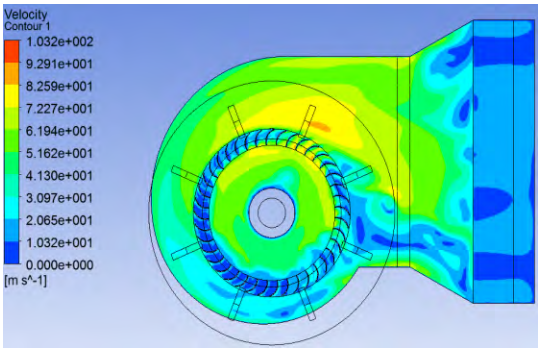


图 7 空调供风装置横截面速度等值云图 ( 速度 /m/s)

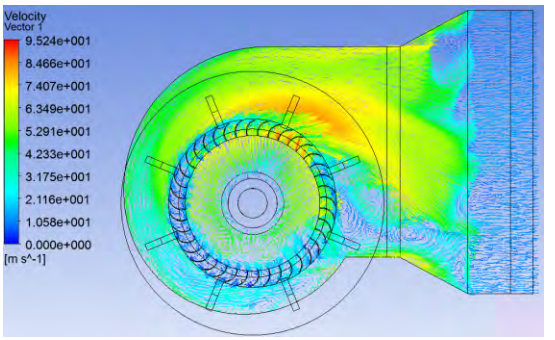


图 8 空调供风装置横截面速度矢量图 ( 速度 /m/s)

从图 7 和图 8 可以看出，风机出口处除了蜗舌区域，其他部分出风速度相对比较均匀，流经扩压器段时，在扩压器上、下两侧由于截面积突然增大，流速减小造成局部压力升高，再加上风机出风的旋转效应，在这两个区域会产生图 8 中局部的漩涡，进而影响风机的性能。

### 4.2 换热器表面速度分布

图 9 和图 10 为换热器进口表面的速度等值云图和速度矢量图。

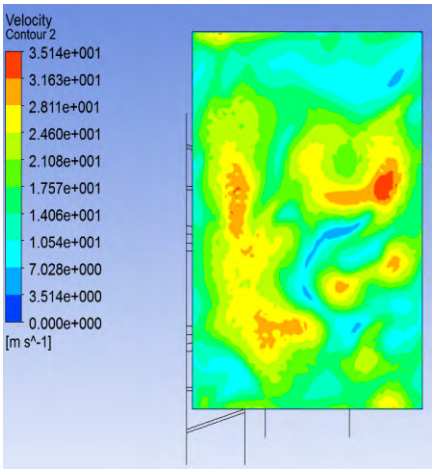


图 9 换热器进口表面速度云图 ( 速度 /m/s)

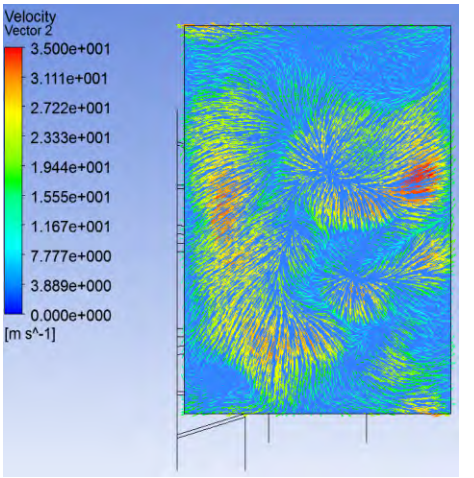


图 10 换热器进口表面速度矢量图 ( 速度 /m/s)

从图 9 和图 10 的换热器进口表面速度云图和速度矢量图上可以看出，整个换热器表面速度分布相对比较均匀，没有明显的速度死区，在靠近换热器上侧部分由于漩涡的存在，速度与换热器表面其他区域相比稍低。

## 5 结论及建议

利用 CFD 软件 Fluent 对轨道交通空调供风装置进行仿真分析研究，通过分析发现，整个换热器表面速度无死区，在换热器上侧区域由于漩涡的存在，速度相比其他区域较低。

在后续设计优化过程中，考虑把扩压器的扩压角适当减小，或者在扩压器出口靠近两侧壁面位置处增加导流板，延缓此处气流速度的急剧变化程度，减小涡流的区域，有效提升整个供风装置的性能。

参考文献

[1] 区颖达，吴克启．横流风机特征参数的实验研究及统计分析 [J]．流体机械，2000:18（12）：5-6

[2] 田铖，张欢，由世俊等．利用 FLUENT 软件模拟地铁专用轴流风机的内部流场 [J]．流体机械，2003:31（11）：13-15

[3] 陶文铨．数值传热学 [M]．西安：西安交通大学出版社，2001：1-5.