

文章编号:1007-6735(2012)06-0571-04

列车提速对空调机组性能的影响

姚俊豪¹, 马龙², 徐君瑜², 余敏²

(1. 上海法维莱交通车辆设备有限公司 技术部, 上海 201906; 2. 上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093)

摘要: 随着列车运行速度的不断提高, 列车车体表面空气流场发生变化, 从而改变了列车空调机组的运行工况, 使得列车空调机组的性能受到影响. 利用 FLUENT 软件对不同工况下高速列车外部流场进行数值模拟, 得出高速列车表面气流压力场分布及其表面具体位置的的压力值, 进而分析了列车提速对空调机组冷凝风压、冷凝风量、冷凝温度及制冷系数等性能的影响. 研究结果为高速列车空调机组的优化设计提供了一定的理论依据.

关键词: 高速列车; 空调机组; 提速; 冷凝温度; 制冷系数

中图分类号: TU 831 **文献标志码:** A

Effects of Raising Train Speed on the Performance of Its Air-conditioning Unit

YAO Jun-hao¹, MA Long², XU Jun-yu², YU Min²

(1. Technology Dept., Shanghai Faiveley Traffic Equipment Co., Ltd., Shanghai 201906, China;

2. College of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: With further improving the speed of high-speed train, the air flow on the train's surface is altered. The operation condition of its air-conditioning unit is also changed, which at last, will affect the performance of the air-conditioning unit. The air flows on the surface of high-speed train in different conditions were simulated by using the software of FLUENT. The distribution of the air pressure on the surface of high-speed train and the pressure values at its specific locations were obtained. The effects of raising the train speed on its air-conditioning unit's operation parameters, like the pressure of condenser fan, condensing air volume, condensing temperature and refrigeration coefficient were analysed. The conclusions provide certain theoretical basis for the optimization design of high-speed train's air-conditioning.

Key words: high-speed train; air conditioning unit; speed raising; condensing temperature; refrigeration coefficient

我国高速铁路虽起步晚, 但起点高发展快, 许多相关技术需要进一步检验. 随着我国空调列车向高

收稿日期: 2011-10-19

资助项目: 上海市宝山区科委产学研合作资助项目(CXY-2010-12)

作者简介: 姚俊豪(1976-)男, 工程师. 研究方向: 能源有效利用、热工设备测试. E-mail: 13917597285@139.com

速化发展,乘客对车厢内空气品质也提出了更高的要求.由于受到车体结构的限制,空调机组采用顶置单元式结构.列车车速提高,气流经过列车表面的流速增大,使得机组表面压力发生变化.由于客室内空气循环相对封闭,因此对列车内部影响不大,但是空调机组的冷凝器为风冷式,需通过风机吸入外界空气进行散热,车速提高势必会对列车空调机组产生一定影响^[1].本文分别模拟了列车在不同车速下的气流组织,得到列车表面压力场,从而定量地分析提速对列车空调机组性能参数的影响.

1 高速列车外表面流场的数值模拟

1.1 数学模型

由于高速列车运行速度相对较低(马赫数 $Ma < 0.3$),其外部流体可视作不可压缩定常流体,且符合 Bossinesq 假设,即流体的密度变化仅对浮升力产生影响,故列车表面空气流动性质为黏性、不可压缩、定常.目前在列车表面气流组织的模拟中,主要采用 $k-\epsilon$ 两方程三维湍流模型^[2],并取得了较好的结果,本文亦选用该模型对该问题进行模拟求解.其微分控制方程为

连续性方程

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

式中, u_i 为 u 方向的速度分量; x_i 为 x 轴坐标分量.

运动方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(u_i) + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \frac{1}{\rho} \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i \partial x_j}$$

式中, u_j 为 v 方向上的速度分量; x_j 为 y 轴坐标分量; p 为压力; ρ 为空气密度; μ 为空气动力黏度; t 为时间.

$$\text{湍流黏性系数 } \mu_t = C_\mu \frac{\rho k^2}{\epsilon}$$

式中, C_μ 为湍流常数,一般取 0.09; k 为湍流动能; ϵ 为湍流耗散率.

k 方程

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu_1 + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] +$$

$$\mu_t \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) - \rho \epsilon$$

式中, σ_k 为经验常数.

ϵ 方程

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu_1 + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] +$$

$$C_1 \mu_t \frac{\epsilon}{k} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) - C_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k}$$

式中, μ_t 为层流黏性系数; C_1 、 C_2 、 σ_ϵ 为经验常数.

1.2 列车模型

目前,我国最高时速的列车均采用 CRH3 型高速列车,以目前计算机的硬件条件对空调客车外流场进行模拟计算,尚不能完全模拟列车的真实情况,诸如由于门的把手、车灯、窗户等凸出物外形非常复杂,若不对其进行简化,势必会使计算网格数急剧增加,给计算带来困难.因此,需对列车外表面进行简化.

由于距车头一定距离后,车身流场结构基本稳定,缩短的列车模型和完整模型相比,其流场基本特征变化不大.故本文采用三节车模型进行模拟,即整个模型由一节头车、一节中间车和一节尾车组成,头车和尾车具有相同的外形,如图 1 所示.此类模型简化方式也是目前国内外处理相同问题最常用手段.

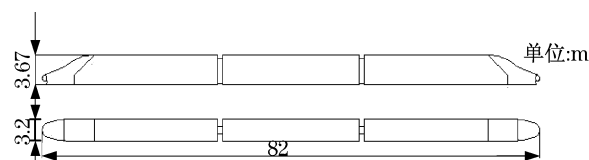


图 1 高速列车物理模型

Fig.1 Physical model of high-speed train

1.3 计算域及网格

从理论上讲,高速列车车身的绕流对空气来流的影响是无穷的,但由于计算条件受到计算机容量等限制,只能取有限远代替无穷远.列车的流场相对车身中央平面左右对称,本文只计算半车身的流场,从而减少计算量.经研究设定计算域大小为 $150 \text{ m} \times 12 \text{ m} \times 10 \text{ m}$,计算流域见图 2.

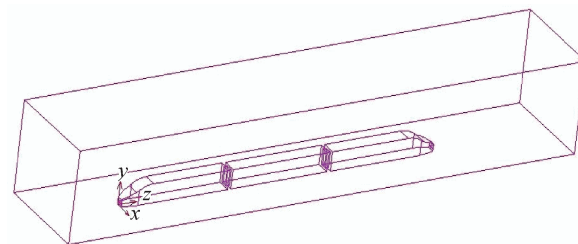


图 2 列车模型计算域

Fig.2 Calculated domain of the model

据大量前期研究,对具有复杂几何外形的实车模型,混合网格方案兼顾了计算精度和计算速度,是最高效的网格方案.故采用混合网格方案,使用三棱柱、四面体单元.为能捕捉到车体壁面附面层的流动,对列车近壁层采用棱柱单元进行细化,对尾流区域网格进行了加密.图 3 为列车车身处网格.

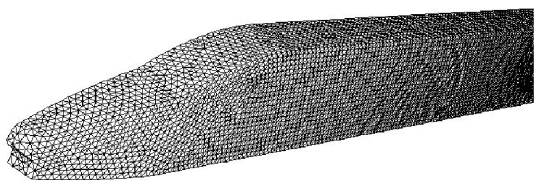


图3 列车车身网格

Fig.3 Grid of the train body

1.4 边界条件

入口边界条件为气流速度,用于定义在流动进口处的流动速度及相关其它标量型条件;出口边界条件为压力,其数值上与大气压相同;列车对称面两侧气流流场相同。

2 数值计算结果及列车表面压力分析

图4为高速列车车速为350 km/h时,列车外表面压力分布图。经计算发现,其中车头迎风面处表面压力均为正压,且最高可达5 907 Pa,车头与车身过渡处压力为负压,此处负压值最大,可达-2 903 Pa。车身处压力较为均匀,冷凝风机处压力为-1 168 Pa。

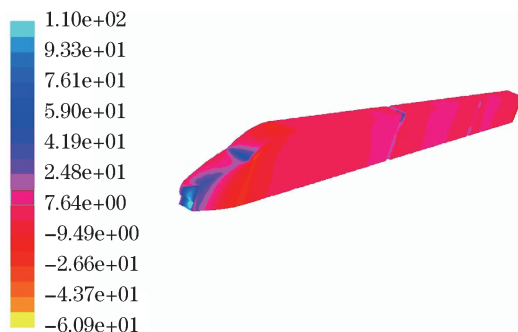


图4 列车外部气流压力分布图

Fig.4 Pressure distribution of the external airflow

经过模拟高速列车不同运行工况,得出列车表面压力 p 随列车车顶位置 H 的变化情况。由图5可见,随着列车速度不断提高,列车上表面压力呈有规律变化,车头为正压且随着车速增大压力值呈上升趋势,车头与车身过渡处负压达到最大值,车身均为负压,且车速越高负压越大。

CHR3型列车组客室空调系统冷凝风机安装在车顶^[3],列车提速后,冷凝风机处压力 p 随车速 v 变化情况如图6所示。

随着车速的提高,列车车体表面受空气动力学影响越发明显,其外表面负压值逐渐增大。由于空调机组的新风口设置在车顶侧面,所以受车外负压的影响,其进风量也有所减少,对空调室内环境将产生

不利影响。

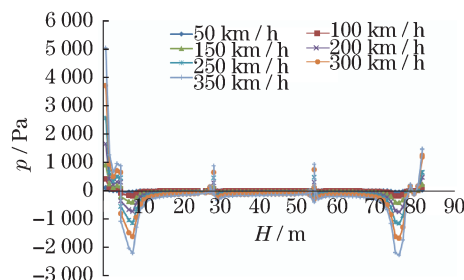


图5 变工况下列车车顶不同位置处压力值

Fig.5 Pressure of roof at different locations under variable conditions

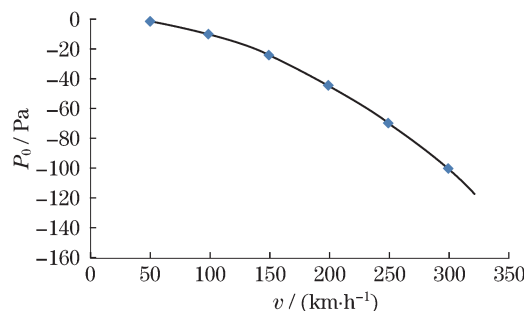


图6 车速与冷凝风机处负压的关系曲线

Fig.6 Curve of the negative pressure at condensing fan and speed

3 列车空调性能参数随车速的变化

高速列车运行速度的提高,使整个列车内外空气动力学性能发生了改变,气流组织相应发生变化,从而对其空调系统的各项主要参数也产生了影响。

3.1 对风压与冷凝风量的影响

由于车速提高,引起冷凝风机处形成负压,故冷凝风机的风压 p_0 就会变化,从而导致冷凝风量 Q_v 发生改变。工作中的风机,即使转速相同,在不同阻力的系统中所输送的风量也可能不相同。由资料可知,CHR3型高速列车中冷凝风机性能曲线见下页图7。

根据空调设备风机性能曲线,随着风压的增大,风量逐渐减小。在列车运行时,空调机组冷凝风机吸入空气,由于产生负压,导致风压增大。车速对冷凝风机进口风量的影响情况见下页图8。

由此可知,随着高速列车车速的增加,冷凝器的运行环境逐渐恶化,风压逐渐增大,从而导致风机风量随之减少。

3.2 对冷凝温度的影响

冷凝风量减少,高速列车冷凝器的换热量必随

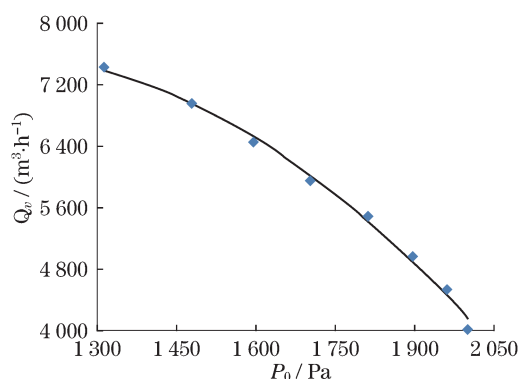


图7 风机性能曲线

Fig.7 Fan performance curve

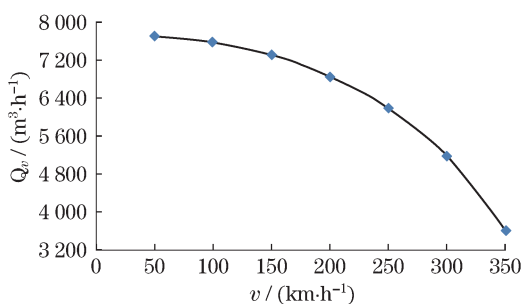


图8 列车车速与冷凝风量的关系曲线

Fig.8 Curve of condensing air volume and speed

之改变. 据资料显示, 高速列车空调单台机组制冷量为 22 kW, 热负荷 Q 为 31 kW, 静止状态风机风量 Q_v 为 7 500 m³/h.

a. 对数平均温差

$$\Delta t_m = (t_2 - t_1) / \ln \frac{t_k - t_1}{t_k - t_2}$$

式中, t_1 , t_2 为空气进出口温度; t_k 为冷凝温度.

b. 冷凝负荷

$$Q = kA\Delta t_m = \dot{m}c_p(t_2 - t_1)$$

式中, k 为传热系数; A 为传热面积; $\dot{m}$ 为空气的质量流量; c_p 为空气的比定压热容. 经研究, 随着冷凝风量的减少, 冷凝器总传热系数降低, 同时冷凝温度及空气出口温度均会受到影响, 具体影响情况见图 9.

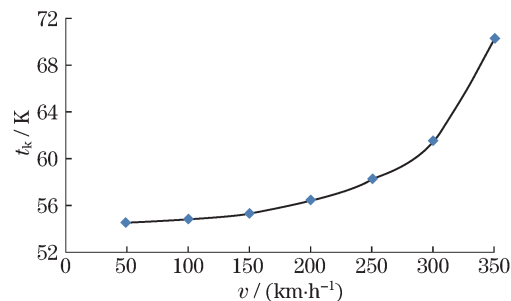


图9 列车提速对冷凝温度的影响

Fig.9 Impact of speed on the condensing temperature

由此可知, 随着车速增大, 冷凝温度增加, 导致冷凝器的一部分热量不能排出, 最终必将影响空调机组的制冷效率.

3.3 对制冷系数的影响

根据文献可知, 高速列车空调的蒸发温度为 2°C, 冷凝压力的提高必然会导致压缩机压缩功增大, 制冷量下降(见图 10).

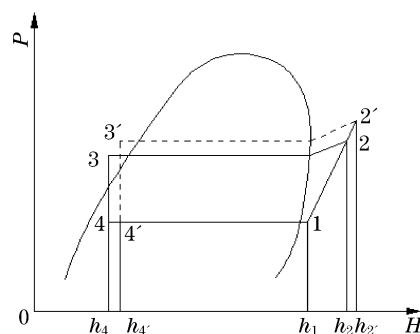


图10 制冷循环压焓图

Fig.10 Pressure-enthalpy diagram

图中, 1-2-3-4-1 为静止状态下列车制冷工况, 1'-2'-3'-4'-1 为列车提速后制冷工况. 取过热度、过冷度均为 5°C, 且假定压缩机为绝热理想压缩, 忽略不可逆损失, 制冷系数为

$$COP = \frac{q_0}{w_0} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

式中, q_0 为单位制冷量; w_0 为单位耗功量; h_1 , h_2 , h_4 分别为 1, 2', 4' 点处的焓值.

经计算, 在不同冷凝温度下制冷循环的制冷系数, 结果见图 11.

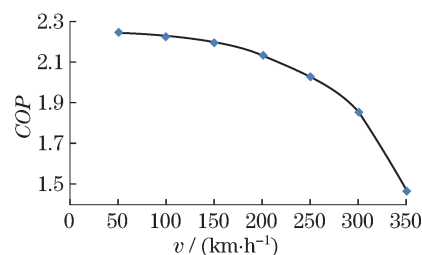


图11 列车提速对空调制冷系数的影响

Fig.11 Impact of speed on COP

由图可知, 随着车速的增加, 制冷系数逐渐降低, 若考虑不可逆因素的影响, 制冷系数变化将更大. 所以, 在列车不断提速阶段, 列车设计中必须考虑列车提速对空调性能的影响, 以降低能耗同时保证旅客舒适度.

(下转第 579 页)