

文章编号:0253 - 4339(2016) 06 - 0043 - 07
doi:10. 3969/j. issn. 0253 - 4339. 2016. 06. 043

地铁站台活塞风与空调送风射流非等温耦合温度场理论建模与特性分析

王丽慧¹ 杜志萍¹ 孙云雷¹ 宋洁² 郑懿² 张君瑛³

(1 上海理工大学建筑与环境学院 上海 200093; 2 上海申通轨道交通研究咨询有限公司 上海 202150;
3 上海陈家镇建设发展有限公司 上海 202150)

摘 要 本文针对非屏蔽门系统地铁站台典型气流组织,建立了站台活塞风与空调射流非等温耦合温度场理论数学模型,推导出非等温耦合射流质量平均温度和轴心温度的动态变化特性;两者随着列车进站动态过程在相同水平位移处均呈现温度值先逐渐降低(10 ~ 30 s)、保持最低值(40 ~ 70 s)和后面逐渐升高(80 ~ 105 s)的变化特点,且两股射流非等温耦合的轴心温度略低于质量平均温度。通过液体缩尺模型实验对这两股射流非等温耦合温度场理论模型进行了验证,实验结果与耦合射流轴心温度理论计算值的最大误差均在 5% 以内。

关键词 空调送风射流;站台活塞风;非等温耦合;温度场

中图分类号:TU96⁺2; U231.5

文献标识码: A

Temperature Theory Model and Characteristics Analysis on Non-isothermal Coupling between Subway Platform Piston Wind and Air Jet

Wang Lihui¹ Du Zhiping¹ Sun Yunlei¹ Song Jie² Zheng Yi² Zhang Junying³

(1. School of Environment and Architecture, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, 200093, China; 2. Shanghai Shentong Rail Transit Research & Consulting Co., Ltd., Shanghai, 202150, China; 3. Shanghai Chenjia Town Construction Development Co., Ltd., Shanghai, 202150, China)

Abstract As to the typical air-distributions in subway platforms without screen doors, the temperature mathematical model of non-isothermal coupling airflows between the platform piston wind and air-conditioning jet is established. The dynamic natures of the mass average temperature and the axial temperature of the two coupling airflows are deduced. Both of them at some horizontal offset decrease at first(10 - 30 s), keep minimal value(40 - 70 s), and increase gradually later with train-in dynamic process(80 - 105 s). And the axial temperatures of the coupling airflows are lower than their mass average temperatures. Compared with the experimental results of the liquid scale model test, the maximum error between the theoretical value and the test results are within 5%. This is a good validation to support the correctness of the theory model.

Keywords air-conditioning supply jet; platform piston wind; non-isothermal coupling; temperature field

非屏蔽门系统地铁站台受来自区间隧道站台活塞风(称为站台活塞风)影响显著,空调送风射流与站台活塞风的非等温动态耦合是地铁车站的典型气流组织。这两股气流非等温耦合温度场特性将显著影响站台冷量分配和人员动态热舒适性。本文以耦合射流的“质量平均温度”和“轴心温度”为特征参数,对站台活塞风与空调送风非等温耦合温度场进行理论建模与特性分析。

本文在非等温耦合温度场理论建模中用到的射流与周围射流温度差引起的浮射流理论,在 Montero J L 等^[1]研究房间单个射流与多个射流相互影响的特性时有所涉及。在大空间非等温空调射流中,热源引起的羽状流将改变空调射流轨迹,羽状流与空调射流非等温耦合对热环境造成影响^[2]。盐水模型实验法已被采用来研究热羽流现象所引起的自然通风^[3]。在地铁热环境的相关研究中,地铁活塞风符

基金项目:国家自然科学基金(50908147,51278302)项目资助。(The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (No. 50908147 & No. 51278302).)

收稿日期:2016 年 4 月 4 日

合附壁射流理论^[4-5],通过数值模拟得到活塞风对站台气流组织总体的影响规律^[6-7],并指出空调送风量对站台温度、速度环境影响显著。Kim J Y 等^[8]建立了 1:20 的地铁隧道模型来研究列车运行形成的活塞风,课题组搭建了 1:16 的站台活塞风与空调射流耦合的盐水实验台,用盐水浓度的变化反映耦合射流温度场的变化规律。

空调射流与站台活塞风非等温耦合建模将基于课题组前期对送风射流与站台活塞风等温耦合的速度场建模。前期已经借助横流理论对两者等温耦合的轨迹、轴心速度和质量平均速度进行了理论建模与实验验证^[9],并推导了非等温耦合下的速度场数学模型^[10],其中站台活塞风引起的动态扰流阻力是引起空调射流轨迹偏转的动力。

1 站台活塞风与空调射流耦合流线特征描述

列车在区间隧道内产生的活塞风,由于站台几何结构,从隧道出口到站台层的运动过程中,一侧受到区间壁面的限制,另一侧由于站台层内空间较大而自由扩散,是一个沿列车运行方向和垂直列车方向的二维贴附射流流动,如图 1 所示。其中 b_0 为隧道宽度, m ; u_0 为隧道出口处活塞风风速, m/s ; u_m 为断面最大流速, m/s ; δ 为边界层厚度, m 。隧道口是贴附射流的出口,站台活塞风沿列车运行方向分为起始段和主体段;沿垂直列车方向又可分为起始段、势流核心区(起始段部分)和自由剪切区。

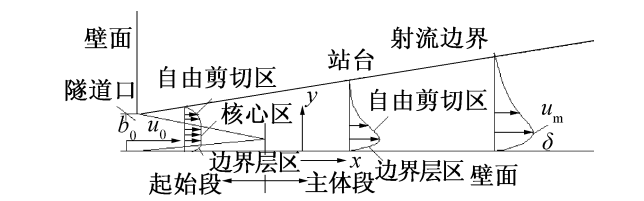


图 1 站台活塞风附壁效应示意图

Fig. 1 Schematic of the wall jet of platform piston wind

间歇性非稳态站台活塞风速度理论模型已由站台活塞风贴附射流原理推导得到^[11],图 2 给出根据此原理计算得到的站台活塞风起始段典型点 A ($x = 17.5\text{ m}$, $y = 6.0\text{ m}$) 和主体段测点 B ($x = 60\text{ m}$, $y = 6.0\text{ m}$) 及隧道口速度在列车进站过程中的周期性变化结果。A 点和 B 点处风口、站台和区间隧道的相对位置见图 3,图中 b_0 为隧道宽度, m ; u_0 为隧道出口处活塞风风速, m/s 。

图 4 所示为依据横流理论两股射流非等温耦合流线轨迹示意图^[12]。图中 I 为从射流出口到势流核

心区末端的起始段,II 为射流弯曲段,III 为射流贯穿段。 $u_{\text{轴心}}$ 为耦合射流的轴心速度, m/s 。

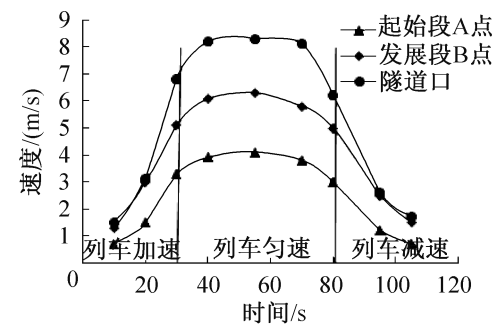


图 2 活塞风速动态变化

Fig. 2 Platform piston winds dynamic variations during train-in

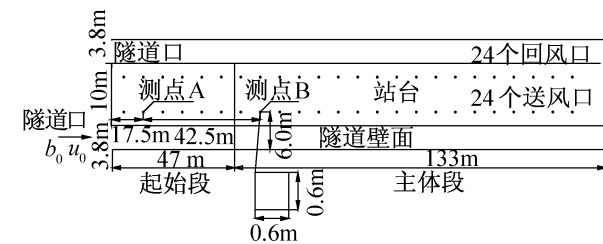


图 3 风口、站台和区间隧道相对位置

Fig. 3 Relative positions of outlets, platform and tunnel

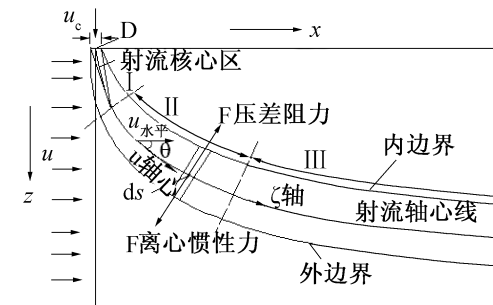


图 4 站台活塞风作用下送风轨迹偏转

Fig. 4 Deflected track of the supply air jet under the platform piston wind

2 站台活塞风与空调射流非等温耦合温度场理论建模

根据浮力射流基本原理^[13]与射流能量守恒定律,等压条件下,以周围气体焓值为起算点,单位时间内射流各横截面上通过空气的相对焓值不变。以这一热力特征为基础,推导站台活塞风与空调送风射流非等温耦合温度场理论模型的典型参数:耦合射流质量平均温度和轴心温度。

2.1 非等温耦合射流质量平均温度

站台活塞风 u 与空调送风射流 u_c 非等温耦合

的示意图 5,以空调送风射流出口中心为原点,沿耦合射流发展方向, z 轴为竖直方向, x 轴为水平方向。图中: T_p 、 T_0 、 T_e 分别为耦合射流轨迹某截面质量平均温度、送风射流出口断面空气温度和耦合射流周围环境温度, $^{\circ}\text{C}$; ΔT_p 和 ΔT_0 分别为耦合射流的质量平均温度与环境温度之差,送风射流喷口断面空气温度与环境温度之差, $^{\circ}\text{C}$,即 $\Delta T_p = T_e - T_p$, $\Delta T_0 = T_e - T_0$ 。 Q_0 、 Q 分别为空调射流喷口和射流任一截面上的体积流量, m^3/s ; ρ_0 、 ρ 分别为空调射流喷口和射流任一截面上的空气密度, kg/m^3 ; c 为空气比热, $\text{J}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})$ 。

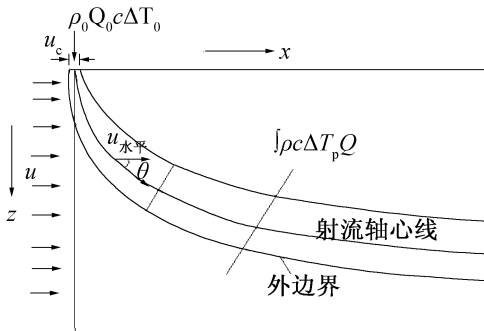


图 5 非等温耦合射流温度场建模机理

Fig. 5 Temperature model mechanism schematic of non-isothermal coupling jets

由温差射流^[14]的描述可知,射流喷口断面上单位时间空气的相对焓值与射流任意截面上单位时间空气的相对焓值相等,即:

$$\rho_0 c Q_0 \Delta T_0 = \Delta T_p \rho c Q \quad (1)$$

$$\rho_0 / \rho = T_p / T_0 \quad (2)$$

进一步简化得到:

$$T_p = \frac{T_e}{\frac{\Delta T_0 Q_0}{T_0 Q} + 1} \quad (3)$$

耦合射流的起始段由于势流核心区的存在,与充分发展段断面速度不同,导致其流量不同^[15]。把活塞风与空调送风耦合射流分为起始段和发展段,耦合射流轨迹临界核心长度为:

$$s_n = \frac{0.671 r_0}{\alpha} \quad (4)$$

式中: s_n 与 s 分别为耦合射流轨迹临界核心长度和轨迹长度, m ; α 为由实验条件决定的空气紊流系数,本文取 0.076^[13]; r_0 为空调送风口半径, m 。

由圆断面射流流量方程^[15]可知,耦合射流任意截面上流量与空调射流喷口处圆截面上流量之比满足如下规律:

$$\frac{Q}{Q_0} = 1 + 0.76 \frac{\alpha s}{r_0} + 1.32 \left(\frac{\alpha s}{r_0} \right)^2 \quad (\text{起始段}) \quad (5)$$

$$\frac{Q}{Q_0} = 2.2 \left(\frac{\alpha s}{r_0} + 0.294 \right) \quad (\text{发展段}) \quad (6)$$

由式(3)、式(5)和式(6)得出非等温耦合射流段面质量平均温度分别见式(7)和式(8):

耦合射流起始段:

$$T_{p1} = \frac{T_e}{\frac{\Delta T_0}{T_0 \left[1 + \frac{0.76 \alpha s}{r_0} + 1.32 \left(\frac{\alpha s}{r_0} \right)^2 \right]} + 1} \quad (7)$$

耦合射流发展段:

$$T_{p2} = \frac{T_e}{\frac{\Delta T_0}{2.2 T_0 \left(\frac{\alpha s}{r_0} + 0.294 \right)} + 1} \quad (8)$$

2.2 非等温耦合射流轴心温度

由自由射流理论知,射流初始段轴心温度与射流出口处的温度近似相等^[12],即:

$$T_{m1} = T_0 \quad (9)$$

假设射流任意断面上气体密度相等,根据喷口断面上流体流量的相对焓值与射流任意截面上流量的相对焓值相等原理,则有:

$$\rho_0 c Q_0 \Delta T_0 = \int_0^L \rho c \Delta T_2 \pi y dy \quad (10)$$

$$\left(\frac{r_0}{L} \right)^2 \frac{v_0}{v_m} \frac{\Delta T_0}{\Delta T_m} \frac{\rho_0}{\rho_m} = 2 \int_0^L \left(\frac{v}{v_m} \right)^{1.5} \frac{y}{L} d \left(\frac{y}{L} \right) \quad (11)$$

式中: L 为耦合射流任意段截面射流半径, m ; v , v_m 和 v_0 分别为耦合射流发展段任意截面平均流速,轴心速度和喷口处速度, m/s ; ΔT_m 为耦合射流轴心温度与环境温度差值, $^{\circ}\text{C}$ 。由耦合射流速度场分析知^[9],发展段射流断面轴心速度为:

$$v_m = \frac{0.965 v_0}{\frac{\alpha s}{r_0} + 0.294} \quad (12)$$

又知射流卷吸基本公式^[16]:

$$\frac{L}{r_0} = 3.4 \left(\frac{\alpha s}{r_0} + 0.294 \right) \quad (13)$$

由式(11)、式(12)和式(13)得出轴心温度与射流周围环境温度差值,进而得到耦合射流发展段轴心温度表达式为:

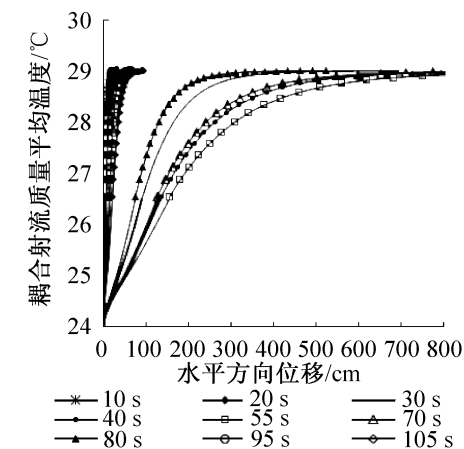
$$T_{m2} = T_e - \frac{1.54 T_e \Delta T_0}{\Delta T_0 + 2.2 T_0 N}, N = \frac{\alpha s}{r_0} + 0.294 \quad (14)$$

上述质量平均温度和轴心温度表达式中的轨迹 s 为动态活塞风与空调射流耦合的射流轨迹,耦合过程中对应同样水平位置,轨迹长度 s 随时间动态周期性变化。

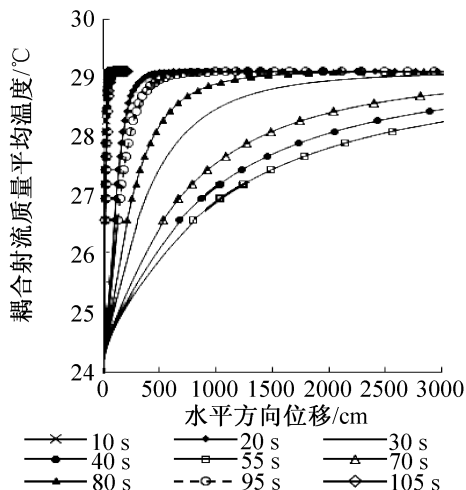
3 求解两股射流非等温耦合温度场特征参数特性

3.1 两股射流非等温耦合质量平均温度特性

针对分别位于站台活塞风的起始段与发展段的A、B两点选取对象喷口,根据站台活塞风与空调射流耦合温度场的理论模型进行典型参数特性数学求解。此处选择空调送风速度为4 m/s,温度为24℃,活塞风送风与站台周围温度均为29℃,A、B点站台活塞风风速的动态变化参见图2。求解点A、B两处活塞风与空调送风耦合射流质量平均温度随 x 方向变化曲线,见图6(图中耦合射流起始段没有数据标记,发展段带有数据标记,以示区分)。



(a) 站台活塞风起始段代表点A



(b) 站台活塞风发展段代表点B

图6 空调射流与站台活塞风耦合质量平均温度动态变化

Fig. 6 Mass average temperatures variations of the two coupling airflows

由图6可知,随着列车进站,站台活塞风随时间从小到大、维持最大至逐渐减小的动态变化,点A和点B相同水平位移处(如200 cm处)对应的耦合射

流质量平均温度值均出现先降低(10~30 s)、维持较低值(40~70 s)、再逐渐升高(80~105 s)的过程,这主要与耦合过程中相同水平位置对应的耦合射流偏转角度逐渐增加(对应的轨迹减小,即距离喷口位置的长度减小,温度降低),保持不变(对应的轨迹长度不变,温度不变),和逐渐减小(对应的轨迹增大,温度升高)的过程相呼应。可见耦合射流质量平均温度动态变化过程体现了站台活塞风对空调射流的周期性作用。

同时,对比图6(a)、图6(b)可见,同一时刻同一水平位移处,点A处的质量平均温度高于点B处,如:水平方向200 cm处30 s时刻,点A、B两处的质量平均温度分别约为28.5℃、25.9℃。这主要因为相同时刻下,站台活塞风发展段B点处的风速大于起始段A点,空调送风受到来自站台活塞风的绕流阻力变大,使B点耦合射流轨迹比A点弯曲快,同一 x 方向坐标下耦合射流轨迹A点比B点长,对应的空调射流卷吸周围空气质量大,故A点相同水平位移下对应的空气质量平均温度较B点高,且A点比B点更快进入耦合射流轨迹发展段。

3.2 两股射流非等温耦合轴心温度特性

由射流基本规律知,耦合射流起始段轴心速度和轴心温度与射流喷口处的初始处基本相似。故站台活塞风与空调送风耦合射流起始段的轴心温度,可近似认为与空调射流喷口温度相等。图7所示为A点和B点耦合射流发展段轴心温度理论求解结果。

由图7可知,在列车运行前30 s,站台活塞风速度逐渐变大,A点和B点站台活塞风与空调送风耦合射流轴心温度曲线随时间逐渐变低;在列车运行40 s、55 s和70 s,站台活塞风的速度到达最大且变化较小,所以同一 x 坐标下耦合射流轴心温度较低且随时间变化不大;而在列车运行70 s之后,同一 x 坐标下耦合射流轴心温度曲线逐渐升高,这是由于站台活塞风速度不断减小,其对空调射流轨迹绕流阻力减小,射流轨迹弯曲变小,同一 x 坐标下射流轨迹变长,耦合射流的轴心温度不断升高。

同理,站台活塞风发展段代表点B的轴心温度比相同水平位移处点A的偏低。

此外,相比于A点和B点相同水平位移处的理论模型求解结果可知,轴心温度略低于质量平均温度,这是因为质量平均温度考虑了射流截面卷吸空气后的平均值,其温度值比轴心温度偏高。

实际地铁站台因为一些不可控的复杂实际情况,站台活塞风与空调射流的实际耦合温度场与上述理论温度场之间可能存在着一定偏差,具体体现在:1)

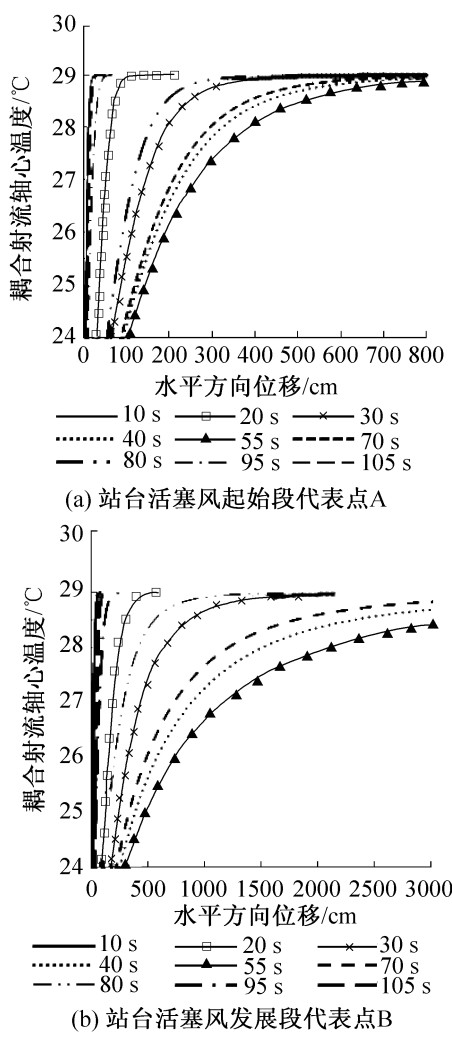


图 7 空调射流与站台活塞风耦合轴心温度动态变化
Fig. 7 Axial temperatures variations of the two coupling airflows

远期运营的地铁,站台活塞风的实际温度会高于理论模型算例中的 29℃;2) 地铁列车实际运行的早晚高峰时段列车行车密度较大,站台活塞风作用的周期长度和幅度更加复杂;3) 目前的理论求解只考虑了一列列车进站过程中站台活塞风动态变化规律下的耦合效果,未考虑列车离站过程中的负压抽吸的站台活塞风作用;4) 车站热环境的人流密度随列车周期性变化,理论建模中未考虑站台人员热量对应的热羽流对温度场的影响;5) 对于岛式站台,站台温度场不可避免受到对面列车进出站的耦合作用,理论模型中未考虑对面列车的作用。上述五个方面的因素,是本文理论结果与实际耦合温度场偏差的主要原因。

4 缩尺模型实验对理论模型的验证

采用液体缩尺模型实验验证了站台活塞风与空调射流非等温耦合温度场理论模型。模型实验研究

的对象为:抽象出来的周期性动态横流与单一喷口下方稳定送风射流耦合后的温度场变化特性。液体缩尺模型实验的几何尺寸比例为 1:16,选用雷诺数与阿基米德数分别作为模型与原型速度场和温度场的相似准则。依据盐水溶液的电导率跟密度的线性对应关系,用测点的电导率所反馈的液体密度来表征原型的空气温度。测试电导率仪的型号为雷磁 DDSJ-308A,其精度为 ±0.5 FS。有关液体缩尺模型实验台的原理见文献[9]。

为验证理论建模中耦合射流轴心温度计算结果的正确性,分别从三个典型工况对比模型实验和理论建模耦合射流轴心温度结果,空调送风速度分别取 2 m/s,4 m/s 和 6 m/s,站台活塞风风速均为 5 m/s,温度均为 29℃,空调送风温度均为 24℃。为清晰看出耦合射流轨迹,在盐水中加入了胭脂色染色剂,实验箱体上标有刻度线。图 8 所示为盐水实验过程中站台活塞风与空调送风射流耦合射流迹。图 9 所示为不同空调送风速度下耦合射流轴心温度理论值与实验值的对比情况。

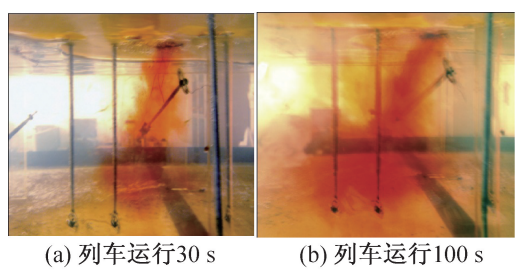


图 8 盐水实验中耦合射流轨迹及轴心位置
Fig. 8 Coupled jet axis positions and trajectory in salt water test

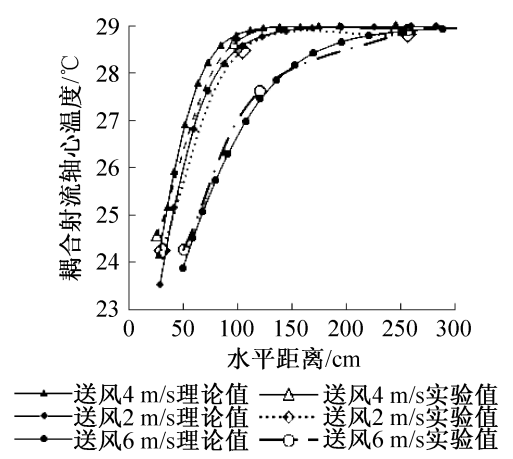


图 9 不同空调风速下耦合射流轴心温度理论求解与实验结果对比
Fig. 9 Axial temperatures comparison between experimental data and theoretical results

由图9可知,空调送风2 m/s、4 m/s、6 m/s工况下,耦合射流轴心温度实验值与理论值最大相对偏差为分别为2.55%、3.47%、2.80%。可见,耦合射流轴心温度实验值与理论值偏差均在5%以内,两种方法得到的结果比较吻合,证明送风射流与站台活塞风作用下非等温耦合温度场理论建模的准确性。

5 结论

1) 本文基于浮射流理论和既有的站台活塞风与送风射流耦合速度场建模结果,建立了站台活塞风与空调射流非等温耦合温度场理论模型,得出耦合射流质量平均温度和轴心温度在耦合射流起始段和发展段的数学表达。

2) 由站台活塞风与空调送风非等温耦合温度场数学模型求解结果可知,随着站台活塞风的动态变化过程,耦合射流的质量平均温度和轴心温度对应相同的水平位移处,均呈现先逐渐降低(10~30 s),保持较低温度(40~70 s)和逐渐回升(80~105 s)的过程;且站台活塞风发展段B处的温度均低于站台活塞风起始段A处。对比A点和B点耦合射流的质量平均温度和轴心温度可知,轴心温度略低于质量平均温度。

3) 液体缩尺模型选用雷诺数和阿基米德作为相似准则,研究对象为单一送风喷口与站台活塞风的耦合。实验台由电导率反馈出盐水浓度以表征原型气体温度变化。在空调送风速度分别为2 m/s、4 m/s和6 m/s,站台活塞风风速均为5 m/s,温度均为29℃,空调送风温度均为24℃的工况下开展对比实验,从站台活塞风与空调送风射流耦合射流轴心温度的理论模型求解和模型实验结果验证来看,最大相对误差均在5%以内,从而验证了两股射流非等温耦合温度场理论建模的正确性。

本文受上海市沪江基金(D14003)项目资助。(The project was supported by the Hujiang Found of Shanghai (No. D14003).)

参考文献

[1] Montero J L, Anton A, Kamaruddin R, et al. SE—structures and environment: analysis of thermally driven ventilation in tunnel greenhouses using small scale models[J]. Journal of Agricultural Research, 2001, 79(2): 213-222.

[2] 富宇莹,王昕,黄晨,等.羽状流作用下的非等温空调射流运动研究[J].上海理工大学学报,2008,30(4): 387-391. (FU Yuying, WANG Xin, HUANG Chen, et al. Study on the motion of non-isothermal jet under the action of plumes[J]. Journal of University of Shanghai for Science and Technology, 2008, 30(4): 387-391.)

[3] 王磊,高军,赵加宁.采用盐水模型实验法研究自然通风[J].建筑热能通风空调,2007,26(5): 20-24. (WANG Lei, GAO Jun, ZHAO Jianing, Analys is of natural ventilation using salt-bath scaled model[J]. Building Energy & Environment, 2007, 26(5): 20-24.)

[4] 王丽慧,王维,杜晓明,等.站台活塞风附壁射流理论建模与求解[J].制冷学报,2013,34(3): 96-102. (WANG Lihui, WANG Wei, DU Xiaoming, et al. The theory model and solution of the wall jet of platform piston wind[J]. Journal of Refrigeration, 2013, 34(3): 96-102.)

[5] 王丽慧,杜晓明,任俊,等.地铁站台活塞风附壁射流起始段的实测和实验验证[J].制冷学报,2014,35(3): 65-70. (WANG Lihui, DU Xiaoming, REN Jun, et al. The field measurement and experimental verification of subway platform piston wind attached jet theory[J]. Journal of Refrigeration, 2014, 35(3): 65-70.)

[6] 李涛.活塞风对地铁站内环境的影响[D].天津:天津大学,2005.

[7] 辛伟宁.活塞风与机械风耦合作用下的地铁站台热环境研究[D].西安:西安建筑科技大学,2009.

[8] Kim J Y, Kim K Y. Experiment and numerical analyses of train-induced unsteady tunnel flow in subway[J]. Tunneling and Underground Space Technology Research, 2007, 22(2): 166-172.

[9] 王丽慧,吴喜平,宋洁,等.地铁区间隧道速度场温度场特性研究[J].制冷学报,2010,31(3): 55-62. (WANG Lihui, WU Xiping, SONG Jie, et al. Study on velocity field and temperature field in subway tunnel[J]. Journal of Refrigeration, 2010, 31(3): 55-62.)

[10] 孙云雷.地铁站台活塞风与空调送风非等温耦合特性研究[D].上海:上海理工大学,2013.

[11] Wang L H, Tao H, Du X M, et al. Theoretical modeling of the platform piston wind wall jet using field measurements and model testing[J]. Tunneling and Underground Space Technology, 2015, 45: 1-9.

[12] 余常昭.紊动射流[M].北京:高等教育出版社,1993.

[13] 李炜,槐文信.浮力射流的理论及应用[M].北京:科学出版社,1997: 56-78.

[14] 蔡增基,龙天渝.流体力学泵与风机[M].北京:中国建筑工业出版社,1999: 112-245.

[15] 平浚.射流理论基础及应用[M].北京:宇航出版社,1995: 34-80.

[16] 王峰,赵耀华,胡定科.地铁隧道活塞风的简化计算[J].铁道建筑,2012(5): 41-43. (WANG Feng, ZHAO Yaohua, HU Dingke, Simplify the calculation of the subway tunnel piston wind[J]. Railway Engineering, 2012(5): 41-43.)

(下转第96页)

- (ZHANG Jun, ZHU Yuqun, GENG Wei, et al. The low frequency vibration of rolling piston inverter-compressor and its control[J]. *Fluid Machinery*, 2002, 30(2): 27-29.)
- [7] 郑学鹏, 高秀峰, 黄允东, 等. 变频滚动转子式压缩机热力性能分析[J]. *流体机械*, 1999, 27(1): 48-51. (ZHENG Xuepeng, GAO Xiufeng, HUANG Yundong, et al. The analysis for the thermal performance of frequency vibration of rolling piston inverter-compressor[J]. *Fluid Machinery*, 1999, 27(1): 48-51.)
- [8] 张华俊, 袁秀玲, 刘勇, 等. 滚动转子式变频压缩机的实验研究[J]. *制冷与空调(北京)*, 2004, 4(2): 14-16. (ZHANG Huajun, YUAN Xiuling, LIU Yong, et al. Experimental study of performance of rolling piston type rotary inverter compressor[J]. *Refrigeration and Air-conditioning*, 2004, 4(2): 14-16.)
- [9] 田晓亮, 王兆俊, 赵先星. 常规 50 Hz 压缩机变频性能试验[J]. *青岛大学学报(工程技术版)*, 1998, 13(4): 59-62. (TIAN Xiaoliang, WANG Zhaojun, ZHAO Xianxing. Frequency conversion characteristics for 50 Hz compressor[J]. *Journal of Qingdao University (Engineering & Technology Edition)*, 1998, 13(4): 59-62.)
- [10] 赵力, 张启. 关于压缩机频率和热泵主要参数之间的关联[J]. *太阳能学报*, 2003, 24(3): 311-315. (ZHAO Li, ZHANG Qi. Corelation with frequency of compressor and key parameters of heat pumps[J]. *Acta Energiæ Solaris Sinica*, 2003, 24(3): 311-315.)
- [11] 石文星, 彦启森, 陈华俊, 等. 论变频空调器性能评价体系[J]. *暖通空调*, 2004, 34(5): 52-58. (SHI Wenxing, YAN Qisen, CHEN Huajun, et al. Discussion on performance evaluation system of inverter air conditioners[J]. *Journal of HV & AC*, 2004, 34(5): 52-58.)
- [12] 李松波, 刘湘云, 樊胜华. 变频压缩机频率与热泵空调各参数关联的研究[J]. *建筑热能通风空调*, 2014, 33(1): 36-38. (LI Songbo, LIU Xiangyun, FAN Shenghua. The associated research of inverter compressor frequency and heat pump air condition parameters[J]. *Building Energy and Environment*, 2014, 33(1): 36-38.)
- [13] 韩磊, 陶乐仁, 郑志皋, 等. 变频空调制冷系统流量调节性能分析和实验研究[J]. *低温与超导*, 2009, 38(2): 39-42. (HAN Lei, TAO Lenren, ZHENG Zhigao, et al. Performance analysis and experimental study for refrigerant flux adjusting in inverter aided air-conditioning system[J]. *Cryogenics and Superconductivity*, 2009, 38(2): 39-42.)

通信作者简介

陶乐仁,男,教授,上海理工大学能源与动力工程学院,制冷与低温工程研究所,13916356948, E-mail: cryo307@usst.edu.cn。研究方向:低温制冷系统,低温生物医学技术。

About the corresponding author

Tao Leren, male, professor, Institute of Refrigeration and Cryogenics, School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, + 86 13916356948, E-mail: cryo307@usst.edu.cn. Research fields: low temperature refrigeration system, cryobio-medical technology.

(上接第 48 页)

通信作者简介

王丽慧,女,博士,副教授,上海理工大学建筑与环境学院,13816498129, E-mail: 66amy99@126.com。研究方向:地铁等地下空间室内热环境及节能研究。

About the conresponding author

Wang Lihui, female, Ph. D., associate professor, School of Environment and Architecture, University of Shanghai for Science and Technology, + 86 13816498129, E-mail: 66amy99@126.com. Research fields: subway and other underground space indoor thermal environment and energy-saving