

文章编号: 1000-8055(2023)10-2305-12

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20210661

空间热循环系统带载降温工况参数化分析

廖达雄^{1,2}, 张婉雨¹, 李春煜¹, 吴静怡¹

(1. 上海交通大学 机械与动力工程学院, 上海 200240;

2. 中国空气动力研究与发展中心, 四川 绵阳 621000)

摘 要: 用数值模拟的方法, 以承载和转运飞行器模型的模型车及其温度调节室为例, 进行了大空间热循环系统带载降温工况入口参数的优化与分析。优化与分析的变量包括了低温流体的入口速度、入口温度和入口角度, 优化目标为获得更高的模型车降温速率和温度均匀度。结果表明: 模型车平均温度及温度标准差随入口速度的增大而逐渐减小, 但变化率有所减缓。本研究所制定的降温策略 1, 即入口温度随降温时间的变化速率先快后慢, 可获得最佳的降温速率和温度均匀度。入口角度对降温速率和温度均匀的影响相对较小。当入口角度变化范围处于 $-15^{\circ}\sim 15^{\circ}$ 时, 模型车降温速率和温度均匀度基本维持不变, 而在其他入口角度区间变化较大。

关 键 词: 传热; 瞬态过程; 参数化研究; 热循环系统; 带载降温

中图分类号: V216.5

文献标志码: A

Parametric analysis of cooling process with load in large-space thermal cycle system

LIAO Daxiong^{1,2}, ZHANG Wanyu¹, LI Chunyu¹, WU Jingyi¹

(1. School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China;

2. China Aerodynamics Research and Development Center, Mianyang Sichuan 621000, China)

Abstract: Parameter optimization and analysis of cooling process with load in large-space thermal cycle system were carried out with numerical simulation methodology. A model car to carry and transfer the model and its temperature control chamber were taken as an example. The parameters for optimization and analysis consisted of inlet velocity, temperature and angle. The optimization was to obtain higher cooling rate and temperature uniformity. Results showed that the variation rate of average temperature and standard deviation of temperature of the model car increased with the inlet velocity, but the increment was decreased. According to the Strategy 1 proposed, in which inlet temperature decreased faster first and then slower, the optimal cooling rate and temperature uniformity could be obtained. The effect of the inlet angle on the cooling rate and temperature uniformity was less than the other two parameters. When the inlet angle varied between $-15^{\circ}\sim 15^{\circ}$, the cooling rate and temperature uniformity of the model car barely changed, while it varied more in other angle ranges.

Keywords: heat transfer; transient process; parametric analysis; thermal cycle system; cooling with load

收稿日期: 2021-11-21

基金项目: 国家自然科学基金重点资助项目(51936006)

作者简介: 廖达雄(1963—), 男, 研究员, 博士, 主要从事空气动力学相关研究。

通信作者: 吴静怡(1963—), 女, 教授, 博士, 主要从事空气动力学相关研究。E-mail: jywu@sjtu.edu.cn

引用格式: 廖达雄, 张婉雨, 李春煜, 等. 空间热循环系统带载降温工况参数化分析[J]. 航空动力学报, 2023, 38(10): 2305-2316. LIAO Daxiong, ZHANG Wanyu, LI Chunyu, et al. Parametric analysis of cooling process with load in large-space thermal cycle system[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(10): 2305-2316.

随着我国航空航天技术的蓬勃发展,不仅在探月工程、深空计划、空间站等深空探测上取得重大突破,在航空航天飞行机构的研制方面也取得了长足进步,如全面覆盖的北斗组网卫星、顺利试飞的C919大飞机^[1-2]等。自1970年发射首颗“东方红一号”卫星以来,我国已经发射了近90个相关飞行机构,功能涵盖国防、科研、通讯、导航等多个方面,极大地方便了国民生活^[3]。

由于航空航天飞行机构结构复杂、造价昂贵,且一旦发射进入运行轨道,难以进行实时监测与诊断维修,这对其研制过程中加工工艺以及质量检测提出了很高的要求^[4]。据统计,在全球发射后出现失效或发生事故的航空航天飞行机构中约有70%是由空天特殊环境引起的^[3]。因此为确保飞行机构能够平稳安全地执行任务,需要在飞行机构全生命周期对其进行充分的地面空间环境试验^[5]。目前低温风洞作为一种重要地面试验设备,广泛应用于飞机等航空器的高雷诺数试验中。为提高低温风洞试验效率并保证飞行器模型安全与可靠性,在进行风洞试验之前,一般需要在模型进出系统的温度调节间对模型进行预冷降温以达到以上目的。模型进出风洞采用模型车作为运输机构进行承载和转运。为确保飞行器风洞试验的准确性和安全性,在试验前需对模型车进行同样的温度处理以消除这部分温度差。

在整个降温过程中,考虑到试验系统空间较大,因此其内部是以混合对流-热传导为主的多种传热方式耦合传热。由于多种耦合传热方式的普遍性及其应用的广泛性,近十年来许多学者针对多传热方式共同作用下的耦合传热问题展开了一系列研究^[6-15]。Kaminski和Prakash研究了封闭空间中热传导与自然对流间耦合传热问题,着重分析了这种耦合传热对空间中流动结构及流动形态的影响,结果表明流-固交界面上温度分布的不均匀性会导致封闭空间内流场的不对称分布^[6];Lee和Ha就含有内热源的二维热传导与自然对流耦合传热问题进行了研究,最终得到不同瑞利数、流-固热导率之比和温差情况下的流动和传热的相关参数^[7]。Mai等人则研究了入口温度以及壁面与流体间热容量之比(a^*)对对流换热的影响,研究发现对于层流中的对流换热来说,当 $a^* < 100$ 时非稳定的涡街在壁面附近起着很大的作用^[8]。而针对强制对流-自然对流耦合下的混合对流问题,目前的文献研究表明,在混合对流状态

下,影响换热的主要因素有流动状态(层流或者湍流,通过雷诺数进行判定)、浮升力(受传热温差、流体物性影响,通过瑞利数体现)以及试验空间几何尺寸等^[16-25]。Metals和Eckert对大量对流相关研究进行分析和总结,得出不同雷诺数下自然对流、混合对流以及强迫对流三种流动机理的分界线^[16]。Jackson等人则针对混合对流问题进行了较为全面的总结。他们依据浮升力与气体流动方向间夹角,将通道内混合对流划分为同向流动、逆向流动和交叉流动^[17]。Chong人等则将研究重点放在混合对流对压降以及摩擦因数的影响上,并拟合出相应关联式^[19]。当试验空间中流动雷诺数较低时,研究表明,混合对流过程中流-固传热系数之比、壁面厚度等对试验空间内流场结构与温度分布有着重大的影响^[19-20]。通过对上述研究总结可以看出,此前对耦合传热的研究多基于二维或三维的稳态传热。而在热循环试验系统中,试验空间内耦合传热与流动多为三维非稳态。因此,目前的研究结论难以直接应用于模型车等大尺寸模型的瞬态降温过程。

本文通过数值模拟方法对模型车这一承载和转运设备在热循环试验空间内耦合降温过程进行研究,计算并分析不同运行参数下试验空间内流体域和模型车的温度场分布情况,得到不同运行参数下试验空间内模型车在时空维度上的传热特性,在此基础上提出优化方案,为热循环试验系统运行参数选取及优化提供指导。

1 物理模型与数学模型

1.1 热循环系统空间及降温负载

本文所研究的热循环系统温度调节室和用于承载和转运飞行器模型的模型车的三维布局图如图1所示。在进行风洞升降温试验时,需在温度调节室内预先使模型车达到一定的温度。温度调节室分为三个长方体空间,尺寸分别为 $11\text{ m} \times 4.2\text{ m} \times 5.9\text{ m}$ 、 $3.8\text{ m} \times 1.8\text{ m} \times 5.9\text{ m}$ 和 $0.9\text{ m} \times 1.0\text{ m} \times 2.7\text{ m}$ 。为进行快速均匀地降温,该温度调节室共设置送风口16个(对称面不可见的8个送风口在图中未画出),单口尺寸为 $320\text{ mm} \times 250\text{ mm}$;回风口4个,单口尺寸为 $800\text{ mm} \times 500\text{ mm}$ 。送回风口的位置如图1(a)所示。模型车上部为移动和承载结构,下部为用于支撑和旋转飞机模型的弯刀,其简化模型如图1(b)所示。模型车主框架尺寸为 $9.9\text{ m} \times$

4.1 m × 3.4 m。弯刀内外半径差为 1.5 m, 厚度为 140 mm。试验空间可以划分为两个部分, 模型车内部为固体域, 温度调节室其他部分为流体域。两个计算域间交界面为模型车的各个表面。在整个计算过程中, 低温流体通过位于壁面上的送风口进入到空间中, 通过对流换热的方式与模型车表面进行换热。与此同时, 由于模型车外壁面温度的逐渐降低, 模型车内部产生温度差而出现热传导现象。在两种传热方式的共同作用下, 模型车温度最终达到目标温度。

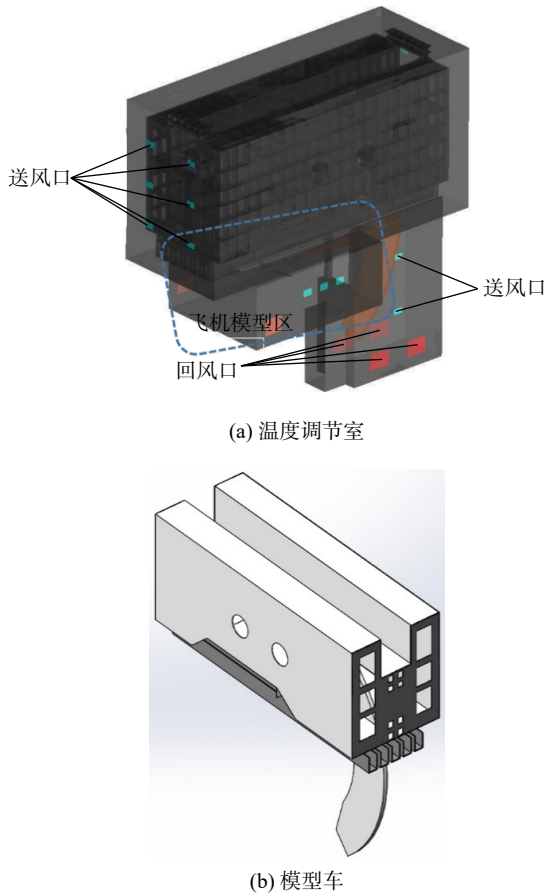


图 1 热循环系统的温度调节室和模型车三维示意图

Fig. 1 3-D diagrams of temperature control chamber and model car

该试验系统要求在 12 h 内将模型车的平均温度从室温(293 K)降至 150 K。同时, 为保护模型车, 在降温过程中模型车的温差控制得尽可能小。本文将以此为目标, 对试验系统进行运行参数的优化。

1.2 数学模型的建立

本文主要针对温度调节室中流场及温度场进行仿真分析, 因此为了更好地对温度场及流场进行分析, 假定温度调节室中流体的密度符合

Boussinesq 假设, 其他物性参数不随温度变化, 在流动过程中忽略黏滞耗散的影响。因此, 控制流体流动和传热过程基本方程的三维表达式如式(1)~式(5)所示。

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

$$\rho \frac{\partial v_x}{\partial t} + \text{div}(\rho v_x \mathbf{V}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} \quad (2)$$

$$\rho \frac{\partial v_y}{\partial t} + \text{div}(\rho v_y \mathbf{V}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} \quad (3)$$

$$\rho \frac{\partial v_z}{\partial t} + \text{div}(\rho v_z \mathbf{V}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho g \quad (4)$$

$$\rho \frac{\partial T}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{V} T) = \text{div} \left(\frac{\lambda}{c_p} \text{grad } T \right) \quad (5)$$

其中 x 、 y 、 z 为三个坐标轴的方向, t 为时间, T 为温度, ρ 为密度, τ_{ij} 为各个方向上的剪切力, λ 为有效热导率, c_p 为比定压热容, g 为重力加速度, 其方向竖直向下, $\mathbf{V}$ 表示速度矢量, v 表示速度标量, 其下标表示不同方向。

此外, 为了更好地对不同工况下温度场与流场进行对比, 特引入以下变量进行描述。当降温时刻为 i 时, 模型的平均温度、温度标准差与温度极差可分别由式(6)~式(8)得出:

$$T_{\text{avg}}^i = \frac{\int T dV}{V} \quad (6)$$

$$\sigma^i = \sqrt{\frac{\int (T^i - T_{\text{avg}}^i)^2 dV}{V}} \quad (7)$$

$$\Delta T^i = T_{\text{max}} - T_{\text{min}} \quad (8)$$

其中 V 为体积。而在整个降温过程中, 最大温度标准差与最大温度极差则分别通过式(9)和式(10)计算得出。

$$\max \sigma_T = \max_{0 < i \leq 24} \{\sigma_T^i\} \quad (9)$$

$$\max \Delta T = \max_{0 < i \leq 24} \{\Delta T^i\} \quad (10)$$

在进行网格无关性验证时, 使用到无量纲温度与无量纲标准差两个物理量。其表达式如下:

$$\theta = \frac{T - T_{\infty}}{T_{\text{in}} - T_{\infty}} \quad (11)$$

$$\sigma_{\theta}^i = \frac{\sigma^i}{T_{in} - T_{\infty}} \quad (12)$$

其中 T_{in} 为入口温度, T_{∞} 为无穷远端温度, 这里可指环境温度。

本文利用 ANSYS 平台下的 FLUENT 19.0 进行瞬态仿真计算。通过计算确定仿真工况的入口雷诺数范围为 $8.65 \times 10^3 \sim 3.46 \times 10^4$, 因此入口流动状态为湍流, 故以 transition SST- k - ω 模型作为湍流计算模型。

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k v_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k \quad (13)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega v_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_{\omega} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_{\omega} - Y_{\omega} + D_{\omega} \quad (14)$$

其中 k 为湍动能的速度梯度; ω 为比耗散率的速度梯度; Γ_k 和 Γ_{ω} 分别为 k 和 ω 的有效扩散系数; G_k 为湍动能的速度梯度; G_{ω} 为比耗散率的速度梯度; Y_k 和 Y_{ω} 分别为关于 k 和 ω 的湍流耗散项; D_{ω} 为交叉扩散项, x 为坐标, 下标 i, j, k 分别代表三个轴。

在模型车表面与试验空间壁面处均采用无滑移边界条件。其材质为不锈钢, 密度设为恒定值 $\rho_s = 7700 \text{ kg/m}^3$, 比定压热容为 $500 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$ 。试验空间中气体为干燥空气, 流速较低, 视为不可压流体。干燥空气比定压热容在计算中设为恒定值 $1006 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$ 。其他物性(如热导率、运动黏度、热膨胀系数等)在仿真计算中视为温度的单值函数, 按照拟合曲线进行选取。由于模型车结构较为复杂, 因此划分网格时以非均匀网格为主, 同时依据 y^+ 规则对模型车附近边界层进行加密处理, 从而满足边界层网格需求, 提高对流场和温度场的模拟精度。

在仿真计算过程中, 依据网格的尺寸并通过时间步长的无关性验证, 将时间步长确定为 0.1 s , 每个时间步长内迭代 20 次。在仿真计算的过程中, 当 energy 的残差小于 10^{-6} , 其他(如分速度、湍动能等)残差小于 10^{-3} 时, 即可认为本次迭代达到收敛标准。

1.3 优化变量

本文主要研究进入温度调节室内气体的入口速度、入口温度和入口角度三个运行参数, 对降温过程中各主要变量的影响。以上各变量的变化情况如下:

1.3.1 入口速度

入口速度的变化范围设置为 $2 \sim 8 \text{ m/s}$ 。入口速度在单个工况下保持恒定。此时, 入口温度按降温策略 S1(文中第 1.3.2 节介绍)变化, 入口角度取为 0° 。

1.3.2 入口温度

为同时保证一定的降温速率和降温温差, 入口温度随着降温进行呈下降趋势。主要考察 4 种不同降温策略, 如图 2 所示。降温策略 S1: 入口温度降低速率先快后慢; 降温策略 S2: 入口温度以恒定的速率下降; 降温策略 S3: 入口温度分多个阶段呈阶梯状下降, 在每个阶段温度恒定, 然后降低至下一阶段; 降温策略 S4: 入口温度降低速率先慢后快。以入口温度为变量时, 入口速度取中间值为 4 m/s , 入口角度取为 0° 。从图中还可以看出, 当降温时间达到 12 h 时, 所有降温策略的温度均达到了 93 K , 且维持了 1 h 。因此选用该时刻作为温度场评价的一个重要时刻。在仿真计算过程中, 利用 UDF 编写在降温过程中入口温度与降温时间的函数关系。通过编译之后作为边界条件参与计算。

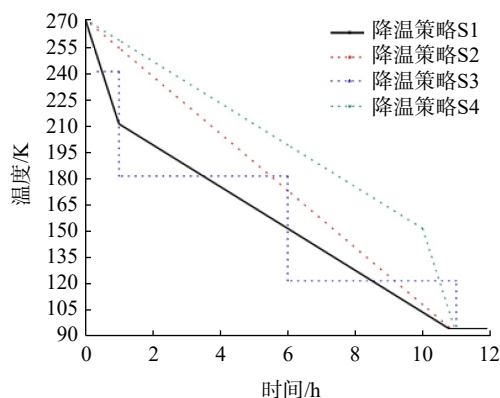


图 2 4 种不同的降温策略

Fig. 2 Four different cooling strategies

1.3.3 入口角度

入口角度为低温气体进入温度调节室时的流动方向与送风口平面间夹角。这里定义低温气体垂直于平面流入温度调节室时的角度为 0° ; 当低温气体向上倾斜流入, 即与重力方向间的夹角为钝角时的角度定为正值; 反之, 当低温气体向下倾斜流入, 即与重力方向间夹角为锐角时的角度定义为负值, 如图 3 所示。入口角度的变化范围为 $-45^\circ \sim +45^\circ$ 。入口温度按降温策略 S1 降低。

除入口边界条件外, 其余边界条件在仿真计

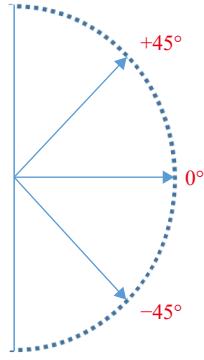


图 3 入口角度符号示意图

Fig. 3 Schematic diagram of entrance angle symbol

算过程中均保持不变。各主要边界条件的定义如下:

出口边界

$$p_g = 0 \text{ Pa}, \quad T_{\text{outlet}} = 293 \text{ K} \quad (15)$$

试验空间壁面

$$v_x = v_y = v_z = 0, \quad q_{\text{wall}} = 40 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (16)$$

模型车表面

$$v_x = v_y = v_z = 0, \quad k_f \frac{\partial T_f}{\partial n} \Big|_{\Omega} = k_s \frac{\partial T_s}{\partial n} \Big|_{\Omega} \quad (17)$$

其中 p_g 为仪表压力, q_{wall} 为壁面漏热量, n 代表法向, Ω 代表流固交界面, 下标 f 和 s 分别代表流体和固体。

1.4 模型验证

1.4.1 网格无关性验证

为了确定划分好的网格质量足以反应真实的降温过程, 需要先对划分好的网格进行网格无关性验证。将不同网格数下的降温过程进行仿真模拟, 通过仿真结果的比较在确保较高准确度的情况下, 兼顾计算效率, 进而确定后续仿真中用到的网格数量。以入口速度为 4 m/s, 入口温度为 110 K, 垂直进入温度调节室的仿真工况进行网格无关性验证。利用 ICEM CFD 软件分别将模型的网格数划分为 100 万~400 万之间, 不同网格数的仿真结果在图 4 中示出。从图中可以看出, 随着网格数量的增加, 模型及模型车的平均温度均有所上升, 而温度标准差有所减小; 但三个变量的变化趋势有所减缓, 尤其是在网格数量达到 280 万(第三个数据点的网格数)之后各变量相对偏差在 3% 以内, 因此在准确性及快速性两方面的综合考量之下, 以 280 万的网格数作为后续仿真计算的网格数量及划分标准。

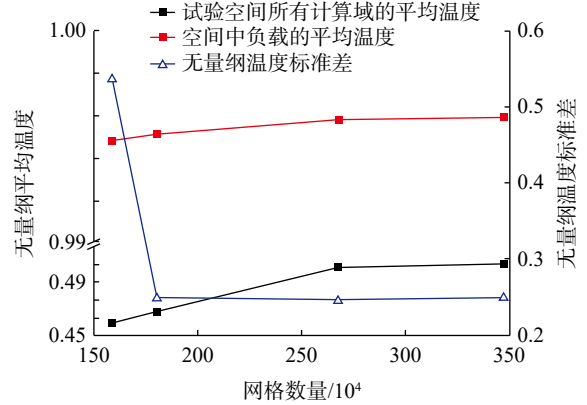


图 4 网格无关性验证结果

Fig. 4 Results of grid independence verification

1.4.2 模型有效性验证

为保证优化的有效性, 将对本文中的模型进行有效性验证。利用本文所选用模型对空箱及存在模型情况下的结果与试验和仿真结果进行对比^[26-27]。其中 I 为空箱, II 和 III 为带载工况。空箱工况下, 箱体尺寸为 10 m×6 m×8 m。带载工况下, 在箱体中心布置一个厚度为 10 mm, 高度与底面半径均为 1 m 的圆柱。用于验证的试验工况中, 入口速度为 0.023 m/s, 温度为 137.33 K, 壁面温度为 177.18 K。监测点位置如图 5 所示, 点 1 与点 2 位于试验空间中线上, 与上下两个面距离为高度的 10%; 点 3 与点 4 高度上与点 1、点 2 保持一致, 与侧壁面距离分别为长与宽的 10%。通过计算得到与本文仿真计算工况相似尺寸与相似雷诺数下的结果, 如图 6 所示^[26-27]。由此可以看出, 当采用本文所选用模型进行仿真模拟时与其他文献中结果误差均保持在 5% 以内。因此本文中的模型有效性得到验证。

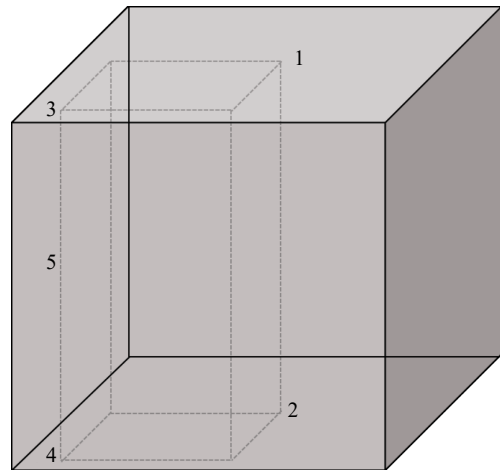
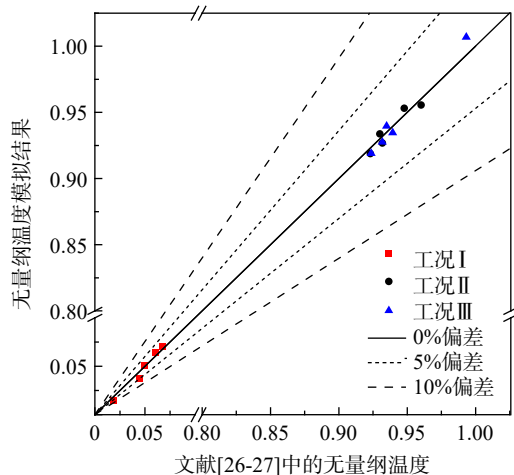


图 5 温度监测点位置示意图

Fig. 5 Schematic diagram of temperature monitoring points

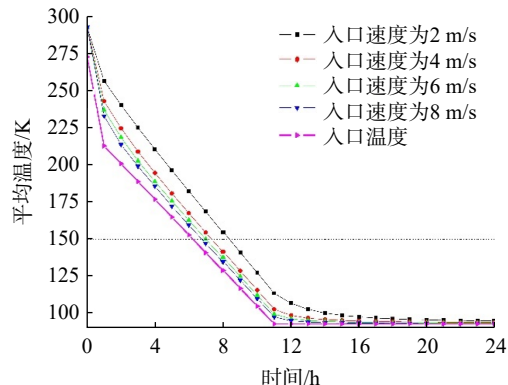
图 6 模型有效性验证结果^[26-27]Fig. 6 Validation results of the model^[26-27]

2 仿真结果分析

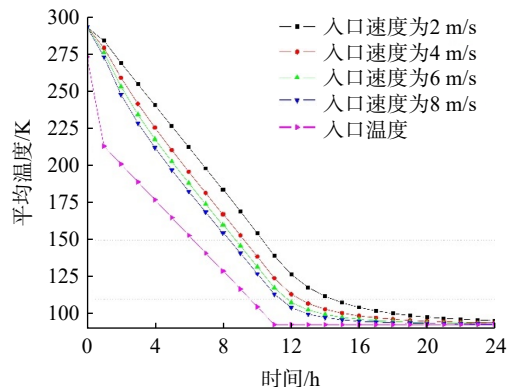
2.1 入口速度对温度分布影响

为了研究入口速度对温度调节室内温度分布的影响,采取相同的入口温度及入口角度,改变低温气体的入口速度,获得温度调节室与模型车内平均温度的时间曲线,如图 7 所示。从图 7 可以看出,温度调节室中流体平均温度与模型车平均温度随时间推进而逐渐降低,且温度变化趋势与入口温度的变化趋势基本相同。而通过纵向比较可以看出,随着入口速度的增加,降温速率越来越快但同时降温速率的增大幅度有所减缓。以 6 h 时降温情况为例,当速度由 2 m/s 向 4 m/s 变化时同时刻温度调节室内平均温度降低了 14.8 K,而当速度由 6 m/s 增大到 8 m/s 时同时刻的平均温度仅降低了 3.4 K,小于前者的 1/4,增大降温速率的能力逐渐减弱。

由于 12 h 时入口温度已经稳定在 93 K,因此以 12 h 为关键时间节点,获得 12 h 时不同入口速度下的温度调节室内对称面区域的温度场分布(见图 8)。当降温过程进行 12 h 时温度调节室中流体区域的温度基本已经达到入口温度,温度梯度主要存在于模型车内部,其中在弯刀与模型车框架接触的两个部位的温度最高,模型车框架的温度最低,在弯刀的下部也出现了温度较低的区域。随着入口速度的增加,模型车中最高温度逐渐降低,温度梯度越来越集中。这是由于模型车框架以及弯刀下部可被送风口处低温气体直接冲击到,而又因为模型车框架的厚度小于弯刀,所以模型车框架的温度最低。而随着入口速度的加



(a) 温度调节室流体平均温度-时间曲线



(b) 模型车平均温度-时间曲线

图 7 不同入口速度下温度随时间变化曲线

Fig. 7 Variation of temperatures versus time with different inlet velocities

快,低温气体与模型车表面的换热更加剧烈,模型车的最高温度有所降低,其余区域的降温条件优于这两个区域,因此温度梯度越来越集中。

不同入口速度时模型车中最大温度标准差与最大温度极差的变化如图 9 所示。从图中可以看出,最大温度标准差及最大温度极差与入口速度间呈现负相关,且相关系数基本为-1。即随着入口速度的增大,模型车中最大温度标准差、最大温度极差逐渐减小。在入口速度小于等于 6 m/s 时,最大温度标准差的下降速度较快;而当速度大于 6 m/s 时,最大温度标准差的下降速度有所减缓。这是由于在速度很小时,低温气体与模型车间表面传热系数也很小,而随着速度的增加,表面传热系数也随之增加,模型车表面降温速率的加快也促进了模型车内部的导热进程。因此当速度增加时,模型车中间位置的温度能够更快降低。由于模型车最低温度位于壁面位置,且数值基本与低温气体入口温度相同,而速度增加降低了模型车的最高温度,因此随着入口速度的增加,模型车内最大温度极差降低,温度标准差也随之

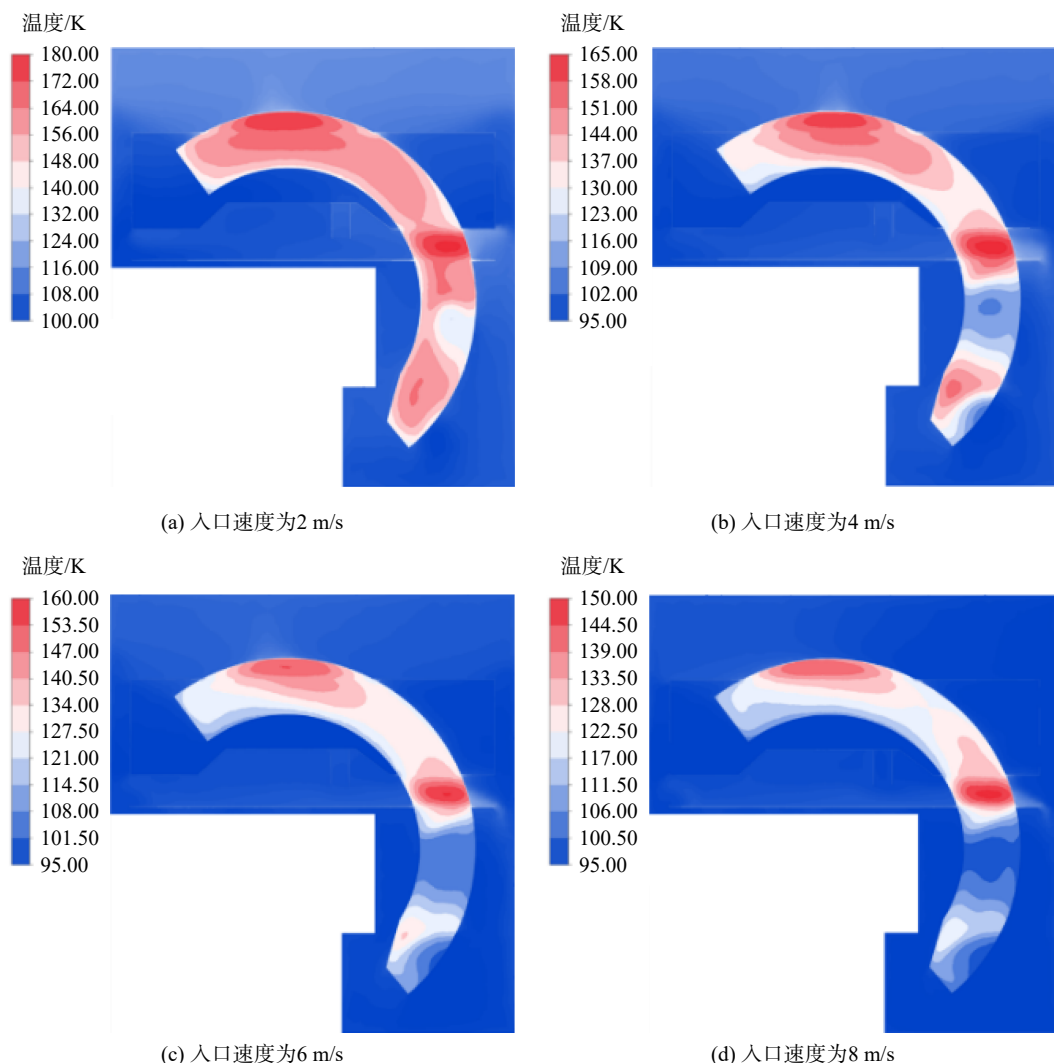


图 8 12 h 时不同速度下温度调节室对称面温度云图

Fig. 8 Contours of temperature on the symmetry plane of the temperature control chamber with different inlet velocities at 12 h

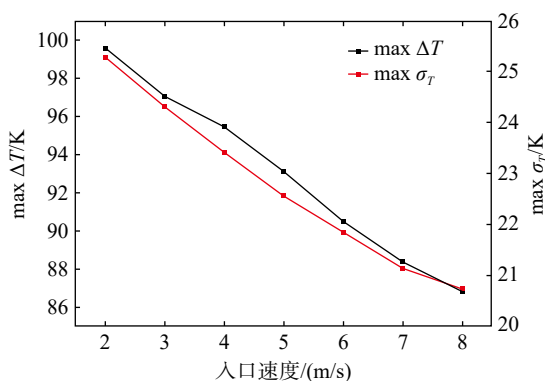


图 9 最大温度标准差、最大温度极差随入口速度变化曲线

Fig. 9 Standard and the maximum temperature difference with different inlet velocities

减小。而当速度增大到一定程度时,其对表面传热系数的影响开始减弱,随之带来的一系列效应也随之减弱,因此速度的增加对温度标准差及最大温度极差的削弱作用小于小速度时,最大温度

标准差曲线出现拐点。

2.2 入口温度对温度分布影响

除了送风口的气流速度对降温过程产生的影响之外,低温气体的入口温度也是影响降温过程的又一重要因素。因此对低温气体入口温度进行相关仿真分析。为了研究入口温度对温度调节室内温度分布的影响,采取相同的入口速度及入口角度,改变低温气体的入口温度-时间曲线,获得 12 h 时不同入口温度曲线下的温度调节室内对称面区域的温度场分布(见图 10)。不同入口温度-时间曲线带来的温度调节室中温度分布大致相同。当降温过程进行 12 h 时,虽然此时的入口温度均已经达到 93 K,但是温度调节室中流体区域的温度出现差异。其中 S1 流体区域温度最低, S4 流体区域温度最高。这种温度差异同样出现在模型车内部。从图 11 中可以看到 4 种不同的温度-时间曲线,虽然它们是利用相同的时间从 273 K 降

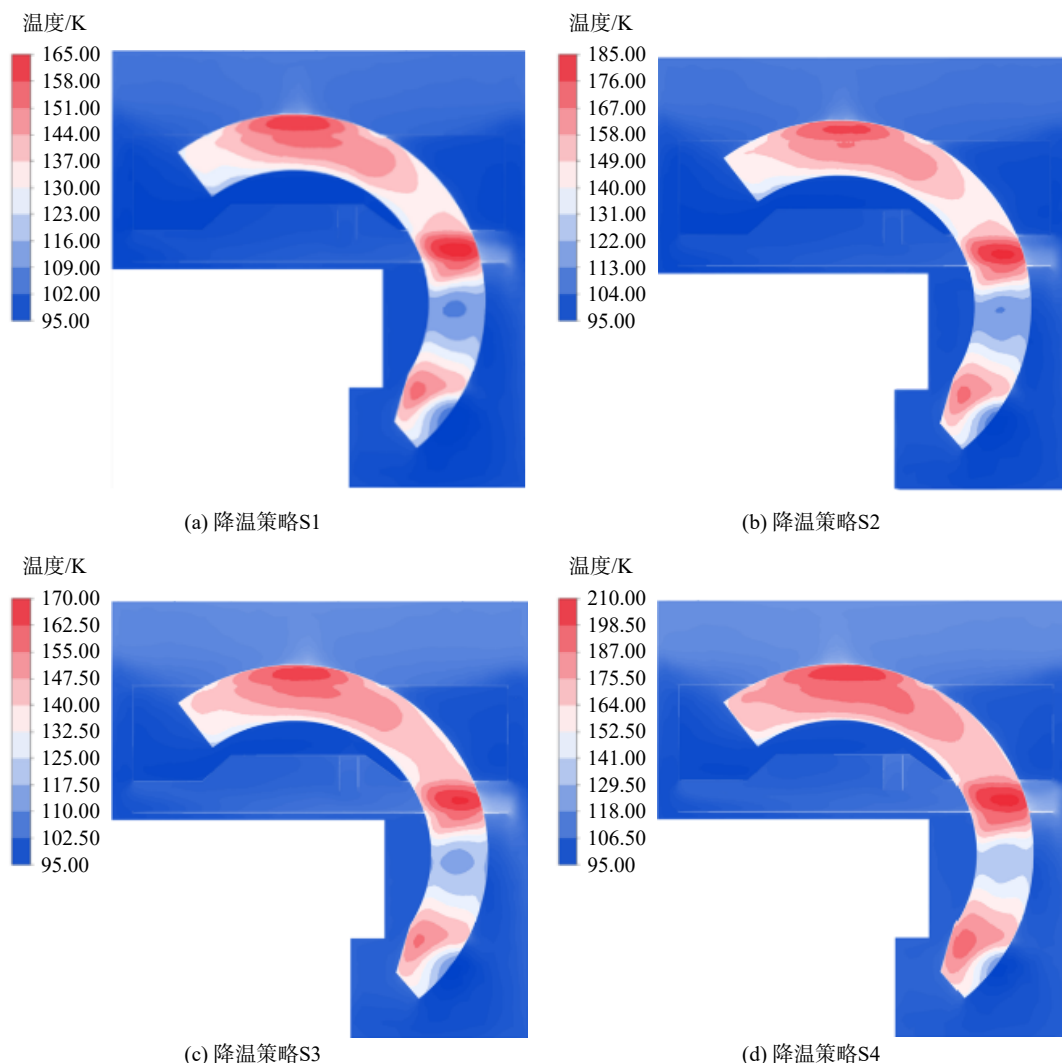


图 10 12 h 时不同降温策略下温度调节室对称面温度云图

Fig. 10 Contours of temperature on the symmetry plane of the temperature control chamber under different strategies at 12 h

至 93 K, 但是不同的曲线使得降温过程中给温度调节室带入的冷量有所区别。S1 与 S3 带入的冷量最多, 所以其降温过程进行得最快。而 S2 的冷量最少, 这使得采用 S2 进行降温时模型车中温度最高。

温度调节室与模型车内平均温度的时间曲线如图 11 所示。从图 11 中可以看出, S1 与 S2 得到的降温曲线比较平滑, 降温速率连续减小; S3 的降温曲线出现多个奇点, 在某些时刻 S3 的降温速率出现突然增加的现象; S4 中降温速率出现先增加后减小的现象。这是由于图 11 中温度-时间曲线显示 S1 入口温度随时间的变化呈现折线状态, 入口温度变化速率一开始为 60 K/h 而后降为 12 K/h, S2 入口温度随时间变化呈现直线状态, 入口温度变化速率恒定为 16.4 K/h。这种先快后慢或者速率恒定的情况, 使得模型车温度可以实现

平稳下降。S3 的入口温度-时间曲线为阶梯状, 在一段时间内入口温度保持恒定, 而后在某一时刻出现温度阶跃。当入口温度出现阶跃时, 模型

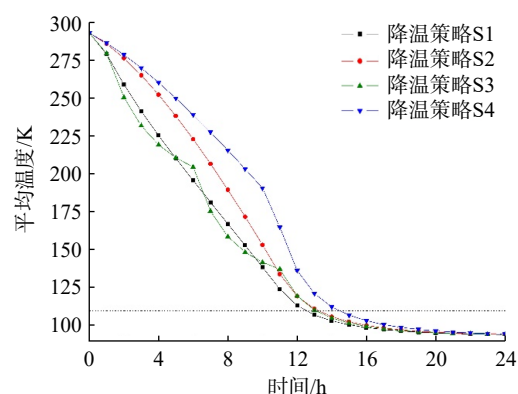


图 11 不同温度下模型车平均温度随时间变化规律

Fig. 11 Variation of average temperature of the model car versus time

车周围流体域温度骤然降低, 这加快了模型车的降温速率。而在阶跃后一段时间, 由于入口温度的变化速率为 0, 使得模型车的降温速率开始减小, 直到下一个温度阶跃的出现, 反复如此, 出现图中的四次降温速率间断变化。S4 的入口温度-时间曲线变化与 S1 刚好相反, 入口温度变化速率初始时为 12 K/h, 而后增加至 60 K/h。在一开始入口温度变化速率恒定时, 模型车的降温速率也连续减小, 而后在入口温度变化速率增加时, 由于模型车周围流体域温度变化速率的加快, 模型车的降温速率也出现加快的趋势, 但由于此时入口温度仍为连续变化, 故模型车降温速率变化没有 S2 那么剧烈。通过图 11 中不同曲线的纵向比较可以看出, S1 的降温速率最快, S3 次之, S4 的降温速率最慢。

不同入口温度时模型车中温度标准差随时间的变化规律如图 12 所示。从图中可以看出, 由于入口温度-时间曲线的不同, 也使得温度标准差的变化规律略有差异。其中 S1、S2、S4 的温度标准差曲线出现一个极大值点, 而 S3 的温度标准差曲线在降温中期出现振荡现象, 由此产生多个极值点。这是由于不同的入口温度变化速率导致的。S1 的入口温度变化速率采取先快后慢的方式, 所以在降温前期, 温度标准差增加较快。而当入口温度变化速率减小之后, 温度标准差增幅明显减小, 在约 6 h 处达到温度标准差最大值。S2 的入口温度变化速率处于恒值, 所以在降温前期温度标准差增幅基本呈现直线状态。到了降温中期, 随着模型车中温度梯度的增加, 温度标准差也在 11 h 左右达到最大值。

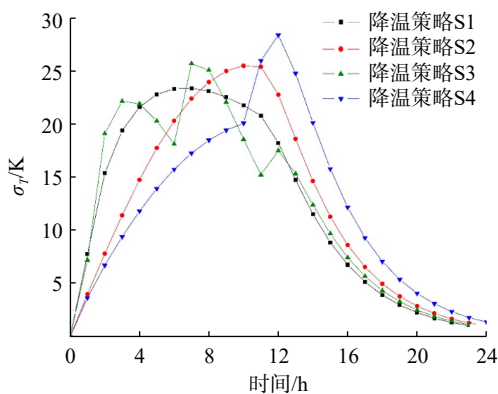


图 12 温度标准差随时间变化规律

Fig. 12 Variation of temperature standard deviation versus time

2.3 入口角度对温度分布影响

从文中第 2.2 节得知, 在相同入口速度下, 降

温策略 S1 的降温速率更快, 且温度均匀性较好。同时在工程实践中, 其可实现性更高。因此选取降温策略 S1 作为入口角度研究的边界条件。

一般而言, 对于降温过程来说, 反向浮升力较之同向浮升力具有更好的降温效果。出于成本考虑, 本文通过改变低温气体入口角度调节浮升力作用范围。为了研究入口角度对温度调节室内温度分布的影响, 采取相同的入口速度及入口温度-时间曲线, 改变低温气体的入口角, 获得 12 h 时不同入口角度时温度调节室的速度场及温度场分布。

以入口角度为 -45° 、 0° 和 45° 为例, 不同入口角度时的温度调节室送风口中心位置所在 XZ 平面的速度场及温度场分布如图 13 和图 14 所示。从图 13 中可以看出不同入口角度的速度分布, 当

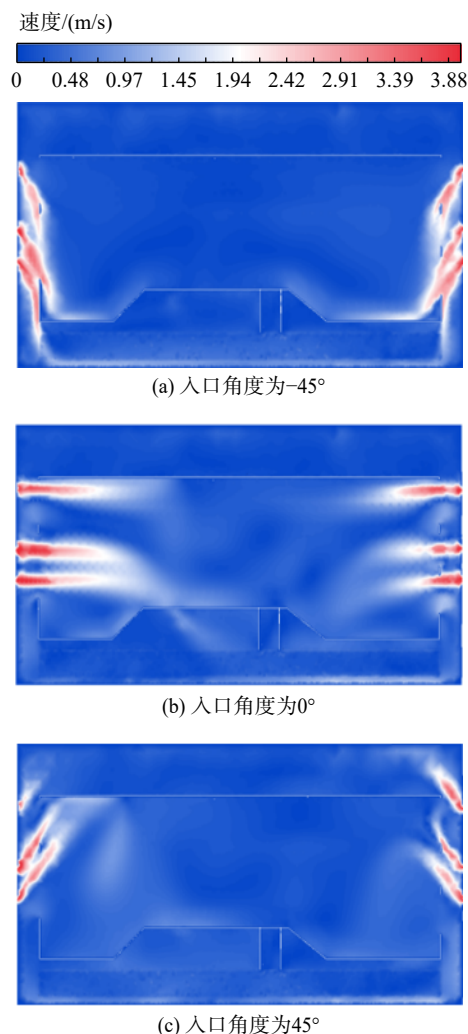


图 13 12 h 时不同入口角度下送风口中心面(XZ 平面)速度云图

Fig. 13 Contours of velocity at middle XZ surface with different inlet angles at 12 h

入口角度为正值时,低温气体的速度向上方倾斜;当入口角度为负值时,低温气体的速度向下倾斜。从图14中可以得出,当速度向上倾斜流入时,流体域的最高温度出现在模型车的主框架中,当速度垂直或者向下倾斜流入时,流体域的最高温度出现在模型车上方区域。这是由于在浮升力的作用下,冷的低温气体向下流动,而温度调节室中存在的温度较高气体则向上流动,因此温度较高的气体聚集在了模型车的上部,在模型车上部形成较高温度流体域。而当干燥空气向上倾斜流入时,干燥空气直接吹到模型车上部区域,对模型车上部区域的低温气体进行降温,从而降低了模型车上部区域的流体域温度。但同时由于入口角度的倾斜,使得低温气体水平方向速度分量变小,因此流入模型车主框架内的流体质量流量减少,对模型车内部降温不足,使得此时流体域的最高温度出现在模型车主框架内。

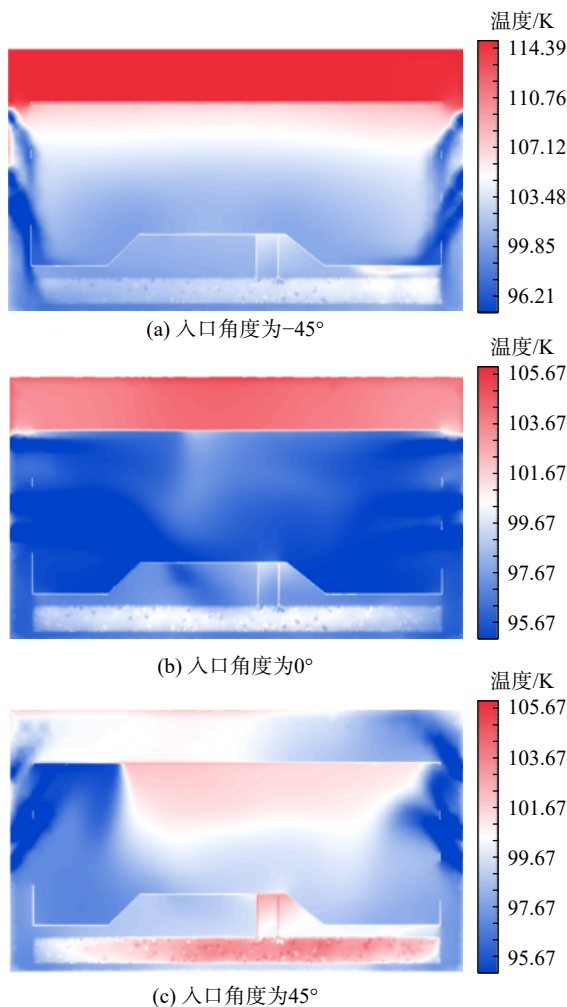


图14 12 h时不同入口角度下送风口中心面(XZ平面)温度云图

Fig. 14 Contours of temperature at middle XZ surface with different inlet angles at 12 h

温度调节室中模型车平均温度随入口角度的变化规律如图15所示。从整体看出,在降温的不同时刻,模型车平均温度随入口角度基本呈现先减小后增大的趋势,但极值点所处角度有所不同。当入口速度为2 m/s时,入口角度为 0° 时模型车平均温度最低,即低温气体垂直流入温度调节室时降温效果最好。而当入口速度大于2 m/s时,当入口角度向上倾斜 15° 流入温度调节室时降温的效果最好,但入口角度位于 $-15^\circ \sim 15^\circ$ 范围内时平均温度的区别不大,在这一范围内曲线基本呈现水平状态。这是由于当小速度下低温气体向上倾斜流入时,质量流量水平分量少于垂直流入的同时,还使得另一部分流入气体没有对模型车上部区域产生足够的扰动。水平分量损失带来的不利影响大于竖直分量带来的有利扰动影响,两者比较中弊大于利,因此入口角度为 0° 时的降温效果最好。随着入口速度的逐渐增大,速度的竖直分量对模型车上部的扰动作用越来越强,这使得在低温气体稍向上倾斜流入时,模型车平均温度有所降低,但随着入口角度的逐渐增大,水平分量损失造成的不利影响逐渐占据上风,因此模型车的平均温度重新回升。

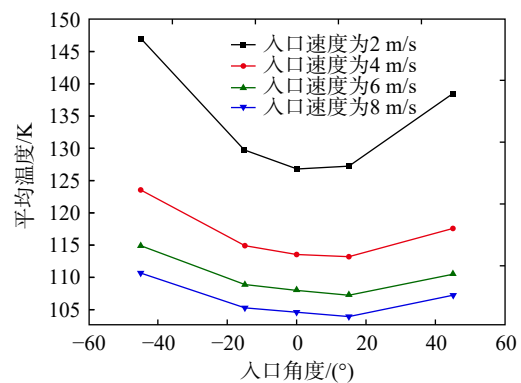


图15 降温12 h时模型车平均温度随入口角度变化
Fig. 15 Average temperature of the model car with respect to the inlet angle at 12 h

整个降温过程中,模型车的最大温度标准差、最大温度极差随角度的变化规律如图16所示。从图16中可以看出,总体上模型车的最大温度极差随着入口角度增加基本呈现单调递减的趋势,模型车的最大温度标准差随着入口角度增加基本呈现先减小后增大的趋势。综合两个方面考虑 $0^\circ \sim 15^\circ$ 范围为各工况下最佳角度范围。基于之前的分析,这是由于倾斜流入产生了竖直流量分量造成的。当速度较小时,入口方向的倾斜使得

气流的水平分量减小而垂直分量也没有足够大到能够直接冲击到模型车最高温度处,因此垂直流入时最大温度极差最小。而随着入口速度的增大,低温气体竖流量分量逐渐增大,弯刀两侧送风口流入的低温气体可以直接冲击到模型车最高温度处,这使得模型车中温度均匀性随着角度的增加有所恶化。

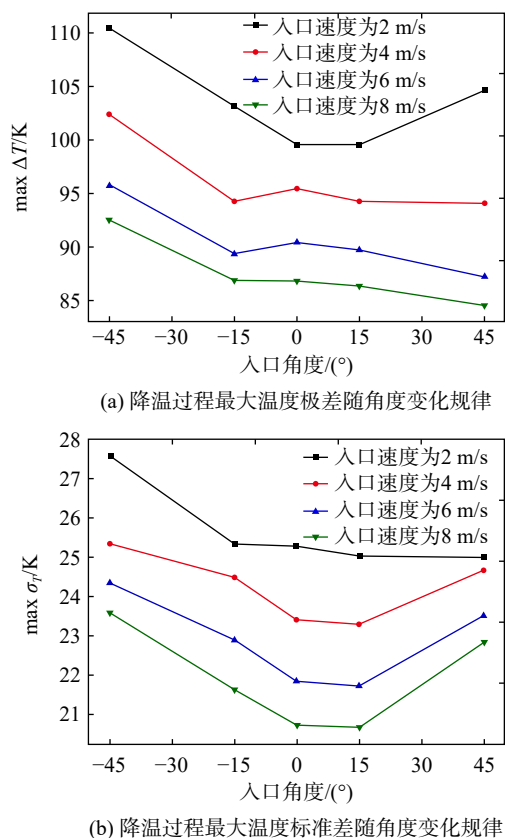


图16 不同角度下温度均匀性变化规律

Fig. 16 Temperature uniformity parameters with different inlet angles

3 结 论

本文针对承载和转运飞行器模型的模型车及其温度调节室温度调节问题,进行了大空间热循环系统带载降温工况入口参数优化与分析。针对不同运行参数下模型车热试验系统内的降温过程进行了三维数值模拟,定量分析了入口速度、入口温度与入口角度变化时模型车的平均温度与温度标准差随时间变化曲线,并进一步对模型车降温过程中平均温度及温度标准差随运行参数变化规律定量分析,得出以下结论:

1) 当对模型车进行降温时,模型车主框架及下部槽道等区域由于厚度较薄在降温前期即达到

送风温度,而弯刀部分尤其是弯刀与主框架连接区域由于较厚,其温度明显高于其他区域,温差也主要集中于此。

2) 相同入口温度与入口角度下,温度调节室及模型车平均温度随时间变化曲线与入口温度变化曲线基本一致。模型车平均温度及温度标准差随入口速度的增大而逐渐减小,但变化速率有所减缓。

3) 相同入口速度与入口角度下,温度调节室及模型车平均温度随时间变化曲线受到降温策略的影响。降温速率与不同降温策略提供冷量大小成正相关。因此,相较于其他降温策略,S1拥有最快的降温速率与最佳温度均匀性。

4) 入口角度对模型车温度的作用相较于其他两个因素影响较小。在不同入口速度下,当入口角度变化范围处于 $-15^{\circ} \sim 15^{\circ}$ 时,基本维持不变,而在其他区域变化较大。结合温度标准差综合分析:当速度较小时,入口角度为 0° 与 15° 时的温度均匀性较好;当入口速度逐渐增大后, 15° 时的温度均匀性逐渐优于 0° 。

5) 考虑到更小的流动速度与更高的入口温度可以减少液氮用量,节约能源,同时降低试验噪声。因此,综合经济、时间、能效、噪声等多个工程设计主要参考因素,在可以顺利完成降温过程的前提下,以降温策略S1作为入口温度-时间曲线同时采用微微向上倾斜(倾斜角度小于 15°)的中等风速($4 \sim 6$ m/s)最好。

参考文献:

- [1] 庄敏. C919: 国之重器 创新无界[J]. 大飞机, 2017(5): 48-57.
ZHUANG Min. C919: the innovation of the country's heavy weapon is unbounded[J]. Jetliner, 2017(5): 48-57. (in Chinese)
- [2] 颜维琦. C919: 开启大飞机新时代[J]. 中国品牌, 2016(8): 20-21.
YAN Weiqi. C919: opening a new era of large aircraft[J]. China Brand, 2016(8): 20-21. (in Chinese)
- [3] HONEYCUTT J, CIANCIOLO C, CREECH S, et al. NASA's space launch system progress report[R]. Washington, US: 70th International Astronautical Congress, 2019.
- [4] CASTET J F, SALEH J H. On the concept of survivability, with application to spacecraft and space-based networks[J]. Reliability Engineering & System Safety, 2012, 99: 123-138.
- [5] 李洪勋. 热循环试验对提高空间飞行器可靠性的作用[J]. 环境技术, 1992, 10(2): 8-13.
LI Hongxun. The role of thermal cycle test in improving the reliability of space spacecraft[J]. Environmental Technology, 1992, 10(2): 8-13. (in Chinese)
- [6] KAMINSKI D A, PRAKASH C. Conjugate natural convection in a square enclosure: effect of conduction in one of the vertical walls[J].

- International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1986, 29(12): 1979-1988.
- [7] LEE J R, HA M Y. Numerical simulation of natural convection in a horizontal enclosure with a heat-generating conducting body[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2006, 49(15/16): 2684-2702.
- [8] MAI T, POPA C, KHOLAI O. Combined effects of the inlet temperature and the wall thermal capacitance on the laminar mixed convection in a vertical pipe[J]. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 2008, 18: 83-101.
- [9] BALAJI C, VENKATESHAN S P. Combined conduction, convection and radiation in a slot[J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 1995, 16(2): 139-144.
- [10] NOUANEGUE H F, MUFTUOGLU A, BILGEN E. Heat transfer by natural convection, conduction and radiation in an inclined square enclosure bounded with a solid wall[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2009, 48(5): 871-880.
- [11] LONDHE S D, RAO C G. Mixed convection with conduction and surface radiation from a vertical channel with discrete heating[J]. *Journal of the Institution of Engineers (India): Series C*, 2013, 94(3): 213-223.
- [12] MARTYUSHEV S G, SHEREMET M A. Conjugate natural convection combined with surface thermal radiation in an air filled cavity with internal heat source[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2014, 76: 51-67.
- [13] CHIU H C, YAN W M. Mixed convection heat transfer in inclined rectangular ducts with radiation effects[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2008, 51(5/6): 1085-1094.
- [14] SAKURAI A, MATSUBARA K, TAKAKUWA K, et al. Radiation effects on mixed turbulent natural and forced convection in a horizontal channel using direct numerical simulation[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2012, 55(9/10): 2539-2548.
- [15] MISHRA S C, SAHAI H. Analysis of non-Fourier conduction and radiation in a cylindrical medium using lattice Boltzmann method and finite volume method[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2013, 61: 41-55.
- [16] METAIS B, ECKERT E R G. Forced, mixed, and free convection regimes[J]. *Journal of Heat Transfer*, 1964, 86(2): 295-296.
- [17] JACKSON J D, HALL W B. Influences of buoyancy on heat transfer to fluids flowing in vertical tubes under turbulent conditions[C]// *Turbulent Forced Convection in Channels and Bundle*. New York, US: Hemisphere Publishing Corporation, 1979: 613-640.
- [18] MOUTSOGLU A, KWON Y D. Laminar mixed convection flow in a vertical tube[J]. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 1993, 7(2): 361-368.
- [19] CHONG Daotong, LIU Jiping, YAN Junjie. Effects of duct inclination angle on thermal entrance region of laminar and transition mixed convection[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2008, 51(15/16): 3953-3962.
- [20] INGHAM D B, KEEN D J, HEGGS P J. Two dimensional combined convection in vertical parallel plate ducts, including situations of flow reversal[J]. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 1988, 26(7): 1645-1664.
- [21] BARLETTA A. Fully developed mixed convection and flow reversal in a vertical rectangular duct with uniform wall heat flux[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2002, 45(3): 641-654.
- [22] JACKSON J D, COTTON M A, AXCELL B P. Studies of mixed convection in vertical tubes[J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 1989, 10(1): 2-15.
- [23] CHOI S K, KIM S O. Turbulence modeling of natural convection in enclosures: a review[J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2012, 26(1): 283-297.
- [24] WANG Jinlei, LI Jiankang, JACKSON J D. A study of the influence of buoyancy on turbulent flow in a vertical plane passage[J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2004, 25(3): 420-430.
- [25] SCHMELING D, WESTHOFF A, KÜHN M, et al. Large-scale flow structures and heat transport of turbulent forced and mixed convection in a closed rectangular cavity[J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2011, 32(5): 889-900.
- [26] 黄一也, 杨光, 吴静怡. 以最佳温度均匀度和最小熵产为目标的航天器热循环试验系统运行参数优化[J]. *化工学报*, 2016, 67(10): 4086-4094.
- HUANG Yiye, YANG Guang, WU Jingyi. Operation parameters optimization of spacecraft thermal cycling test system based on temperature uniformity and entropy generation[J]. *CIESC Journal*, 2016, 67(10): 4086-4094. (in Chinese)
- [27] 张婉雨, 吴静怡, 李春煜, 等. 以最佳温度均匀度为目标的常压热循环系统结构参数优化[J]. *真空与低温*, 2021, 27(1): 73-81.
- ZHANG Wanyu, WU Jingyi, LI Chunyu, et al. Structural parameters optimization of thermal cycle system based on temperature uniformity[J]. *Vacuum and Cryogenics*, 2021, 27(1): 73-81. (in Chinese)

(编辑: 秦理曼)