

文章编号:1000-6893(2010)03-0453-06

复合热条件下椭球形封闭腔内 低压气体的自然对流

夏新林, 李德富, 杨小川

(哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001)

Natural Convection of Low Pressure Gas in Ellipsoidal Enclosure Induced by Combined Thermal Conditions

Xia Xinlin, Li Defu, Yang Xiaochuan

(School of Energy Science and Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

摘要:以填充氦气的平流层浮空器为应用背景, 对非均匀复杂热边界条件下大尺寸椭球形封闭腔内低压气体的自然对流热特性与动力学特性进行了数值模拟。以 Fluent 软件为基础, 采用用户自定义函数(UDF)自编程序引入外部非均匀的对流-辐射耦合热边界条件, 考虑了低压气体密度对压力、温度的依赖关系。分析了不同条件下腔壁与内部气体温度、对流换热特性以及流场、压力、质心变化等动力学特性, 通过数据分析, 获得了腔内自然对流的局部对流换热系数关联式。研究表明, 在平流层环境下, 外部非均匀热边界条件及其变化对封闭腔内低压气体的自然对流热特性与动力学特性影响很大。

关键词:自然对流; 椭球形封闭腔; 低压; 复合热条件

中图分类号: V274; TK124 **文献标识码:** A

Abstract: Aiming at the application of stratospheric aerostats filled with gas helium, the natural convection of a low pressure gas inside a huge ellipsoidal enclosure is simulated numerically. The natural convection is induced by the combined thermal conditions of the airflow and radiative heat transfer outside the wall of the enclosure. Using the user-define feature (UDF), the combined thermal conditions are introduced into the numerical simulation by the Fluent, and the dependence of gas density on its pressure and temperature is considered. Thermal and dynamic characteristics are analyzed, such as the temperature field, the heat transfer coefficient distribution as well as the velocity field, the pressure field and the centroid. A correlation is presented for the local heat transfer coefficient by analyzing the numerical results. The investigation demonstrates that the varying non-uniform thermal conditions of stratospheric surroundings exert significant influences on both the thermal and dynamic characteristics of the natural convection of a low pressure gas inside an enclosure.

Key words: natural convection; ellipsoidal enclosure; low pressure; combined thermal conditions

封闭腔内的自然对流在电子冷却、太阳能集热器、飞行器热控制等领域有广泛的应用^[1-2]。对此问题, 许多学者进行了研究, 这些研究大多考虑简单的边界条件, 给定均匀的壁面热流或温度, 注重传热特性^[3-5]。近年来, 对平流层浮空器的研究引起重视^[5-9]。关于大尺寸浮空器内部自然对流的分析多针对圆球、圆柱等形状较简单的几何结构, 采用试验关联式计算^[5, 10-11]。

大型平流层浮空器一般具有双椭球型外形, 其外部热环境包括气流对流换热、太阳辐射、地球红外辐射及辐射散热等多因素耦合作用。这种外

部热环境对浮空器腔内低压气体的自然对流形成复杂的非均匀热作用, 并随时间发生变化。对此类复杂热条件下大尺寸封闭腔内低压气体的自然对流换热缺乏较细致的研究。另一方面, 以往对自然对流的研究, 侧重于换热特性, 不考虑压力、质心等动力学特性的变化。

本文以填充氦气的大型平流层浮空器为应用背景, 通过数值模拟, 研究复杂耦合热边界条件下大尺寸椭球型封闭腔内低压气体的自然对流换热特性与动力学特性, 获得量化认识。

1 物理模型与控制方程

考虑平流层环境中的一个双椭球型薄壳封闭腔, 如图 1 所示。腔内填充定质量的氦气, 其压力等于所处高度的环境压力。腔外气流温度保持不

收稿日期: 2009-01-14; 修订日期: 2009-03-26

基金项目: 国家自然科学基金(50776026); 基础科研项目(A2320061290)

通讯作者: 夏新林 E-mail: xiaxl@hit.edu.cn

变,并以恒定的速度沿轴线流过壁面,但太阳辐射方向在一天内缓慢变化。由于壁面很薄,忽略其热阻,可视为外部热环境直接作用于腔体内壁面,形成随时间变化的非均匀热边界条件,引起腔内气体的自然对流。由于腔外热环境变化缓慢,在足够长的时间段内(1~2 h),腔内壁热边界条件可视为不变,腔内自然对流在如此长的时间段内非常接近稳态状况。因此,可将一昼夜内腔内的自然对流过程离散为不同热边界条件下的多个稳态过程。考虑气体的可压缩性及物理性质随温度的变化,则双椭球形封闭腔内三维稳态可压缩自然对流通用控制方程为

$$\text{div}(\rho \mathbf{U} \varphi') = \text{div}(\Gamma \text{grad} \varphi') + S \quad (1)$$

式中: ρ 为密度; \mathbf{U} 为速度矢量; φ' 为广义变量; Γ 为广义扩散系数; S 为广义源项。式(1)中各符号的具体形式见表1。表中: u, v, w 为速度在3个坐标轴的分量; T 为温度; Pr 为普朗特数; g 为重力加速度; μ_t 为湍流动力黏度; μ_{eff} 为有效动力黏度; σ_t 为湍流常数; p 为压力。

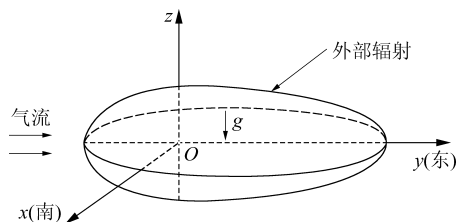


图1 物理模型

Fig. 1 Physical model

表1 通用方程中各符号的具体形式

Table 1 Expressions for universal equation

方程	φ'	Γ	S
连续	1	0	0
	u	$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t$	$-\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial x} (\mu_{\text{eff}} \text{div} \mathbf{U})$
动量	v	$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t$	$-\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial y} (\mu_{\text{eff}} \text{div} \mathbf{U})$
	w	$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t$	$-\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial z} (\mu_{\text{eff}} \text{div} \mathbf{U}) - \rho g$
能量	T	$\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_t}$	0

腔内低压氦气满足理想气体状态方程:

$$p = \rho R T \quad (2)$$

式中: R 为气体常数。

氦气动力黏度 μ_g 和热导率 λ_g 随氦气温度 T_g 的变化关系为^[10]

$$\mu_g = 1.895 \times 10^{-5} \times (T_g/273.15)^{0.647} \quad (3)$$

$$\lambda_g = 0.144 \times (T_g/273.15)^{0.7} \quad (4)$$

根据瑞利数 Ra 确定流态,湍流采用RNG $k-\epsilon$ 湍流模型计算。另外,考虑内壁面的辐射。

2 边界条件和数值方法

2.1 边界条件

椭球形封闭腔外部非均匀的对流-辐射耦合热边界条件用热流表示,包括:太阳直接辐射、地球反照辐射、地-气红外辐射、腔壁外表面辐射和外部对流换热等,用下式计算:

$$q = \delta_s \alpha_s \tau E_s \cos \beta + \alpha_s E_s \rho_e \tau'_s F_{w,e} + \alpha_1 \tau_{\text{atm}} q_e F_{w,e} - \epsilon_1 \sigma T_w^4 + h_1 (T_a - T_w) \quad (5)$$

式中: δ_s 为壁面单元的朝向标识量; α_s 为壁面太阳辐射吸收率; τ 为大气对太阳辐射的透射率; E_s 为太阳辐射常数; β 为表面外法线与太阳光线的夹角; ρ_e 为地球反照率; τ'_s 为地球反照效应的综合透射率; $F_{w,e}$ 为外表面对地球的角系数; α_1 为外表面的红外辐射吸收率; τ_{atm} 为大气对地-气红外辐射的透射率; q_e 为地球-大气的红外辐射热流; T_w 为壁面温度; ϵ_1 为外表面发射率; σ 为Stefan-Boltzmann常数; h_1 为外部对流换热系数; T_a 为大气温度。

太阳方位由高度角 ϕ 和方位角 α 确定,其计算方法见文献[12]。

大型椭球形封闭腔外部局部强制对流换热系数可用以下经验关联式计算^[13]:

$$h_1 = \begin{cases} 0.332 Re^{1/2} Pr^{1/3} \lambda / l & Re \leq Re_c \\ h_c + (h'_c - h_c)(Re - Re_c) / (Re'_c - Re_c) & Re_c < Re < Re'_c \\ 0.029 6 Re^{0.8} Pr^{0.6} \lambda / l & Re \geq Re'_c \end{cases} \quad (6)$$

式中: Re 为雷诺数; l 为腔体前端到所计算单元的曲线长度; λ 为热导率; h_c 和 h'_c 分别为临界雷诺数 Re_c 和 Re'_c 对应的对流换热系数; $Re_c = 5 \times 10^5$; $Re'_c = Re_c + 60 Re_c^{2/3}$ 。

2.2 数值方法

采用非结构化网格,壁面网格与内部网格匹配,通过用户自定义函数(UDF)自编程技术引入外部非均匀的对流-辐射耦合热边界条件。内壁面辐射用离散传递法计算。

采用RNG $k-\epsilon$ 湍流模型,近壁用增强壁面处理($y^+ \approx 1.0$)。密度项使用Ideal-gas模型,动量、

能量、压力及密度项均采用二阶迎风格式。

3 计算结果与分析

封闭腔长为 150 m,最大直径为 37.5 m。计算参数分别为: $\alpha_s = 0.12$, $\alpha_1 = \epsilon_1 = 0.53$, $\rho_e = 0.35$ 。气流速度为 10 m/s,气流温度为 216.65 K,气压为 5 500 Pa。模拟了北纬 40°某地上空 20 km 处,春分和夏至各时刻腔内的自然对流。

为分析方便,图 2 示意了对应坐标系下的太阳高度角和方位角。高度角为太阳直射点与 z 轴负向的夹角。方位角为太阳直射点在水平面的投影与正南方向(x 正向)所成的夹角。

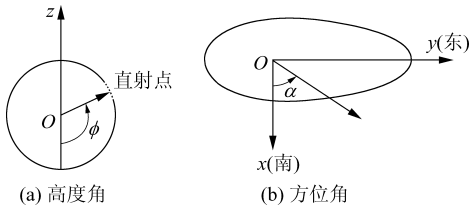


图 2 高度角和方位角

Fig. 2 Altitude angle and azimuth angle

定义内表面对流换热系数为

$$h = \frac{|q_{tot} - q_{rad}|}{|T_w - T_{ref}| + c} \quad (7)$$

式中: q_{tot} 为总热流; q_{rad} 为辐射热流; T_{ref} 为参考温度(氦气平均温度); $c=0.01$ K。由于个别单元会出现 $|T_w - T_{ref}| < 0.0001$ K 的情况(甚至更小),使个别单元换热系数非常高,引入 c 可以消除这种现象,但求得的换热系数稍偏小。

3.1 模型验证

为验证模型的可靠性,对稳态和非稳态情况下腔壁温度进行了对比,如图 3 所示。由图可见,每一时间步内迭代步数越多,非稳态计算结果与稳态结果越接近。每一时间步内迭代 200 步时,非稳态结果与稳态结果几乎重合,所以可以将一

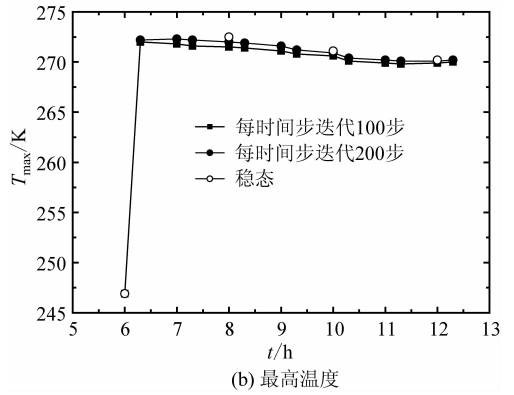


图 3 稳态和非稳态温度对比

Fig. 3 Comparison of temperatures of steady and unsteady states

昼夜内腔内的自然对流过程离散为不同热边界条件下的多个稳态过程。

另外,对相同条件下的平均自然对流换热系数 h_{ave} 与文献[10]和文献[11]进行了对比,如表 2 所示。由表 2 可知,本文结果介于两文献之间,低于文献[10],略高于文献[11]。这说明了本文模型的合理性。

文献[10]和文献[11]分别采用式(8)和式(9)计算浮空气球内部平均自然对流换热系数。

$$h_{ave} = 0.13\lambda_g \left(\frac{\rho_g^2 g |T_w - T_g| Pr_g}{T_g \mu_g^2} \right)^{1/3} \quad (8)$$

式中: ρ_g 为氦气密度; T_g 为氦气温度; μ_g 为氦气动力黏度; Pr_g 为氦气的普朗特数。

$$Nu = \begin{cases} 2.5(2.0 + 0.6Ra^{1/4}) & Ra \leq 1.3468 \times 10^8 \\ 0.325Ra^{1/3} & Ra > 1.3468 \times 10^8 \end{cases} \quad (9)$$

式中: Nu 为努塞尔数。

表 2 平均自然流换热系数对比

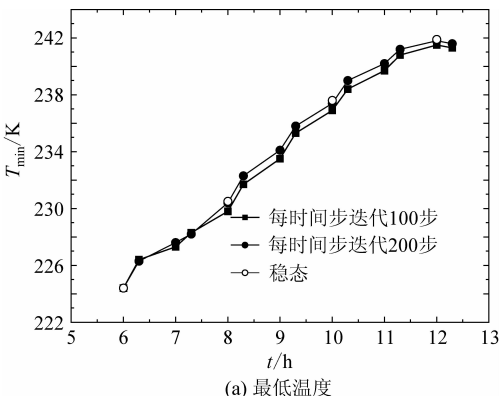
Table 2 Comparison of average heat transfer coefficients

不同文献	$Ra/10^{10}$	$h_{ave}(\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$
文献[10]		0.96~1.39
文献[11]	0.66~3.73	2.41~3.48
本文		1.08~1.95

3.2 腔壁温度

一天内,太阳高度角和方位角随时间变化,见图 4。腔壁极值温度的变化如图 5 所示,腔壁温度分布(在 Oyz 平面的投影)如图 6 所示。

由图 4 可知,高度角以 12:00 近似成对称分布,方位角以 12:00 点近似成点对称分布。由图 5 可知,腔壁最高温度以中午 12:00 近似成对称



(a) 最低温度

分布,腔壁最高温度主要受高度角的影响,高度角越大,腔壁最高温度越大。夜间温度低于白天温度,最高温度出现在 12:00 左右,壁面温度在 224~273 K 之间变化,壁面温差在 22~46 K 之间变化。由图 6 可见,腔壁温度分布在不同时刻相差很大,随高度角和方位角变化。以春分日为例,10:00 和 14:00 时的高度角都分别基本相同,但方位角相反,高温区分别在腔体两端。

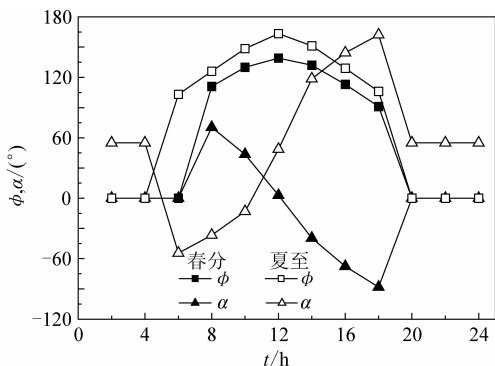


图 4 高度角和方位角的变化

Fig. 4 Variation of altitude angle and azimuth angle

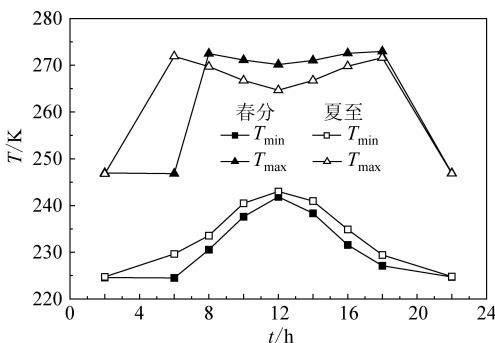


图 5 腔壁最高温度和最低温度的变化

Fig. 5 Variation of maximum and minimum temperatures

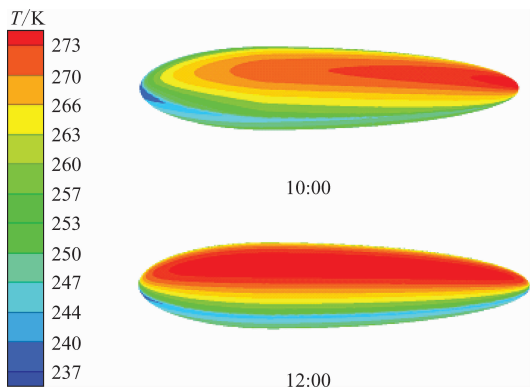


图 6 春分日腔壁温度分布

Fig. 6 Wall temperature on Spring Equinox

3.3 流场和平均对流换热系数

考虑到春分和夏至相同时刻流场的相似性,

以春分日 10:00 和 12:00 为例进行分析,如图 7 所示。由图可知,12:00 内部流动较强,在周向形成大的环流,此时对流换热较强;10:00 流速比 12:00 低。10:00 和 12:00 的速度小于 1.2 m/s,而一昼夜腔内氦气最大速度小于 2 m/s。

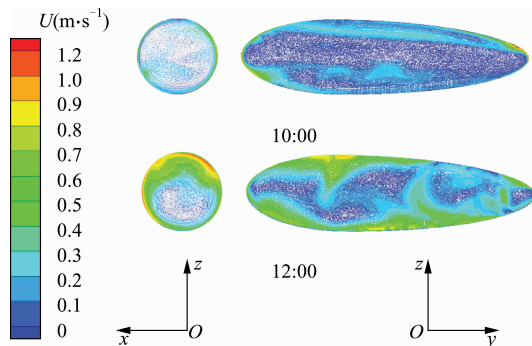


图 7 春分日腔内流场分布

Fig. 7 Flow field in cavity on Spring Equinox

定义无量纲平均对流换热系数 H_{ave} 和无量纲氦气温差 Θ 分别为

$$H_{ave} = h_{ave}/h_{ref} \quad (10)$$

$$\Theta = \Delta T/\Delta T_{ref} \quad (11)$$

式中: h_{ref} 和 ΔT_{ref} 分别为 2:00 的参考平均对流换热系数和参考温差,如表 3 所示。

表 3 春分和夏至 2:00 平均对流换热系数和氦气温差
Table 3 Average heat transfer coefficient and helium temperature difference

节气	$h_{02}/(W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1})$	$\Delta T_{02}/K$
春分	1.49	22.3
夏至	1.81	22.0

图 8 给出了无量纲平均对流换热系数和氦气温差的变化曲线。由图可知,平均对流换热系数在中午 12:00 最高,此时 $\alpha=0^\circ$,壁温主要沿周向

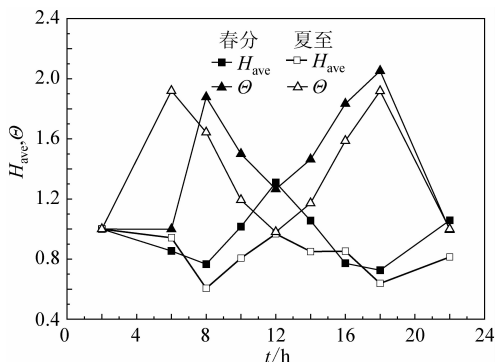


图 8 无量纲平均对流换热系数和温差的变化

Fig. 8 Variation of dimensionless average heat transfer coefficient and temperature difference

分布,有利于在周向形成较强的流动,换热较强,氦气温差较小。定点过程中, $h_{ave} = 1.08 \sim 1.95 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。通过分析,可将无量纲局部对流换热系数拟合为一关联式,在第 4 节讨论。

3.4 氦气压力和质心不均匀性

同一时刻,氦气压力非均匀性很小(见图 9),可以忽略压力的三维分布。在定点过程中,环境压力仅随高度变化,可认为整个定点过程中腔内压力不变。

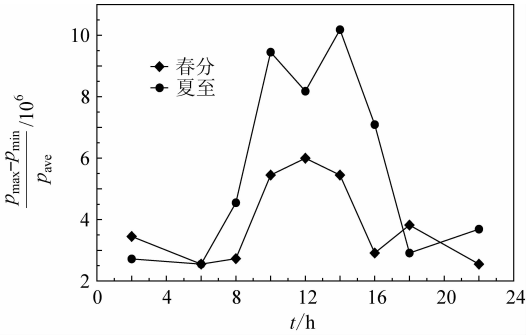


图 9 腔内压力不均匀性
Fig. 9 Pressure fluctuation

氦气温度分布不均且随时间变化,引起氦气密度变化,使质心改变。用 x_c, y_c 和 z_c 表示氦气质心在 3 个轴向的偏移量,见图 10。可见,氦气质心在 x 方向的偏移很小, y 向偏移较大,最大近 60 mm, z 向偏移量最大,高达 120 mm。

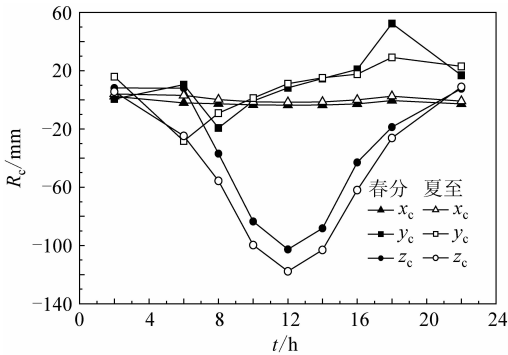


图 10 氦气质心的变化
Fig. 10 Variation of helium centroid

4 局部对流换热系数关联式

定义无量纲局部对流换热系数 $H(\phi, \alpha, \Theta)$ 和无量纲温差 Θ 分别为

$$H(\phi, \alpha, \Theta) = \frac{h(\phi, \alpha, \Theta)}{h_{ave}(\phi, \alpha)} \quad (12)$$

$$\Theta = \frac{|T_w - T_{ave}|}{\max(|T_w - T_{ave}|)} \quad (13)$$

式中: T_{ave} 为气体质量加权平均温度, $T_{ave} = \int_V \rho_i T_i dV / \int_V \rho_i dV$; $h(\phi, \alpha, \Theta)$ 为局部对流换热系数随 ϕ, α 和 Θ 变化。

经过计算分析,可知腔内局部对流换热系数与高度角、方位角和绝对温差之间没有明显的规律性。而在不同 ϕ 和 α 情况下,局部对流换热系数随无量纲温差 Θ 的变化具有相似的变化趋势,如图 11 所示。由图 11 可见,局部对流换热系数 $h(\phi, \alpha, \Theta)$ 随无量纲温差 Θ 的增加先急剧减小,在 $\Theta=0.3$ 附近后变得平缓。

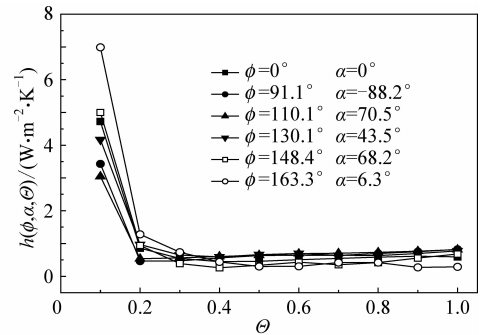


图 11 局部对流换热系数随无量纲温差的变化
Fig. 11 Local heat transfer coefficient varies with dimensionless temperature difference

对 n 个不同 ϕ 和 α 的 $H(\phi, \alpha, \Theta)$ 取平均,即

$$H(\Theta) = \sum_{i=1}^n H(\phi_i, \alpha_i, \Theta) / n \quad (14)$$

可得到无量纲局部对流换热系数 $H(\Theta)$ 随 Θ 的变化曲线,如图 12 所示。图中 $f(\Theta)$ 是拟合曲线,则无量纲局部对流换热系数 $H(\Theta)$ 满足如下公式:

$$H(\Theta) = A \exp(-\Theta/B) + C \quad (15)$$

式中: A, B 和 C 均为常数。

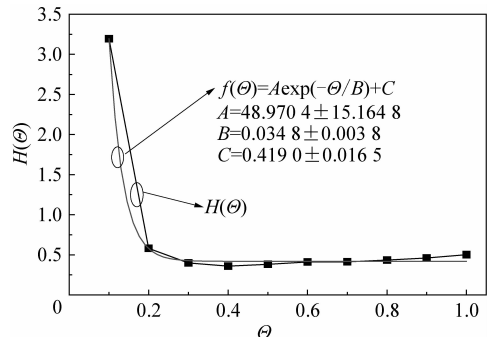


图 12 无量纲局部对流换热系数随无量纲温差的变化
Fig. 12 Dimensionless local heat transfer coefficient varies with dimensionless temperature difference

5 结 论

(1) 平流层环境中,大型椭球形封闭腔外的非均匀辐射-对流复合热条件及其变化对腔内低压氦气的自然对流特性有重要影响。

(2) 腔壁与内部气体温度非常不均匀,并随外部热边界条件的昼夜变化而大幅度改变。壁面温度变化范围约为 224~273 K,同时时刻表面温差约为 22~46 K。

(3) 腔内低压氦气的自然对流温度场与速度场分布非常复杂,但流速很低、换热能力很弱。最大流速不超过 2 m/s,平均对流换热系数在 1.08~1.95 W/(m²·K)之间变化。

(4) 腔内表面自然对流换热系数分布没有明显的规律性,但无量纲局部对流换热系数与无量纲温差存在关系式: $H(\Theta) = A \exp(-\Theta/B) + C$ 。

(5) 腔内同一时刻气体压力的非均匀性很小,可视为等压腔;不同时刻,气体质心主要沿重力方向移动,最大移动距离可达 120 mm。

参 考 文 献

- [1] Darbandi M, Hassanzadeh H, Schneider G E. Numerical study of buoyancy-driven turbulent flow in square cavity with large temperature differences[R]. AIAA-2007-4142, 2007.
- [2] Xamán J, Arce J, Álvarez G, et al. Laminar and turbulent natural convection combined with surface thermal radiation in a square cavity with a glass wall[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2008, 47(12): 1630-1638.
- [3] Ramesh N, Venkateshan S P. Effect of surface radiation on natural convection in a square enclosure[J]. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 1999, 13(3): 299-301.
- [4] Sharma A K, Velusamy K, Balaji C, et al. Conjugate turbulent natural convection with surface radiation in air filled rectangular enclosures[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2007, 50(3/4): 625-639.
- [5] Henze M, Weigand B, von Wolfersdorf J. Natural convection inside airships[R]. AIAA-2006-3798, 2006.
- [6] Jones W V. Recent developments in scientific research

ballooning[J]. Nuclear Physics B—Proceedings Supplements, 2007, 166: 217-222.

- [7] Yoshida T, Akita D, Fuke H, et al. Ballooning activities in Japan[J]. Advances in Space Research, 2008, 42(10): 1619-1623.
- [8] 夏新林, 李德富, 杨小川. 平流层浮空器的热特性与研究现状[J]. 航空学报, 2009, 30(4): 1-7.
Xia Xinlin, Li Defu, Yang Xiaochuan. Thermal characteristics of stratospheric aerostats and their research[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2009, 30(4): 1-7. (in Chinese)
- [9] 李德富, 夏新林, 杨小川. 球形浮空器升空过程中的瞬态热响应[J]. 工程热物理学报, 2009, 30(1): 108-110.
Li Defu, Xia Xinlin, Yang Xiaochuan. Transient thermal response of spherical aerostats in rising process[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2009, 30(1): 108-110. (in Chinese)
- [10] Rodger E F. Balloon ascent: 3-D simulation tool for the ascent and float of high-altitude balloons[R]. AIAA-2005-7412, 2005.
- [11] Das T, Mukherjee R, Cameron J. Optimal trajectory planning for hot-air balloons in linear wind fields[J]. Journal of Guidance, Control, and Dynamics, 2003, 26(3): 416-424.
- [12] Sheng H J. Solar energy engineering[M]. New Jersey: Prentice-Hall, Inc., 1986: 12-17.
- [13] 王启杰. 对流传热传质分析[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1991: 267-273.
Wang Qijie. Analysis of convective heat and mass transfer [M]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 1991: 267-273. (in Chinese)

作者简介:

夏新林(1966—) 男,博士,教授,博士生导师。主要研究方向:热辐射、辐射-对流-相变耦合换热、红外特性与传输。

Tel: 0451-86412148

E-mail: xiaxl@hit.edu.cn

李德富(1981—) 男,博士研究生。主要研究方向:浮空器热分析和热控制、辐射-对流耦合换热。

Tel: 0451-86412148

E-mail: hitldefu@163.com

(编辑:赵利)