

文章编号:0253-4339(2020)01-0068-06
doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2020.01.068

浸没发热球体冷冻水绕流作用下水体温度稳定性分析

赵文萱¹ 张旭¹ 叶蔚^{1,2} 吴超¹

(1 同济大学机械与能源工程学院 上海 201804; 2 同济大学 工程结构性能演化与控制教育部重点实验室 上海 201804)

摘 要 本文通过推导在冷冻水绕流发热球体传热过程中,水池内水体平均温度随时间的变化公式,研究冷冻水理论降温所需最小流量、水体稳定温度和所需稳定时间的主要影响因素,分析水池内所容纳水体质量及初始温度、冷冻水流量及温度等参数对水体温度稳定性的影响。根据某工程实际情况确定冷冻水温度、流量等参数,运用理论推导公式和 CFD 模拟技术计算水体温度稳定性。结果表明:当冷冻水温度为 17 ℃ 时,理论最小质量流量为 83.7 t/h。经过 6~7 个月后水体温度将达到稳定,稳定温度为 22.4 ℃。

关键词 温度稳定性;集总参数法;CFD 模拟;发热球体;冷冻水参数

中图分类号:TB61⁺1;TB69 **文献标识码:**A

Analysis on the Temperature Stabilities for Chilled Water Flow Passing a Submerged and Heated Sphere

Zhao Wenxuan¹ Zhang Xu¹ Ye Wei^{1,2} Wu Chao¹

(1. School of Mechanical and Energy Engineering, Tongji University, Shanghai, 201804, China; 2. Key Laboratory of Performance Evolution and Control for Engineering Structures of Ministry of Education, Tongji University, Shanghai, 200092, China)

Abstract In this paper, the design of the chilled water system that is used to neutralize the internal heating sources was investigated as follove. Firstly, the stability of the water temperature was defined as: 1) The steady-state temperature; and 2) the time to reach steady-state temperature distribution in the pool. Secendly, a formula was deduced, by considering the heat transfer between the chilled water and heat sources, to represent the average temperature of the water in the pool over time. The main influencing factors of the theoretical minimum flow for cooling, steady-state temperature, required time, (e.g., initial water temperature in the pool) mass flow rate, and temperature of the chilled water, were also analyzed. Finally, by determining key parameters, such as the mass flow rate and temperature of the chilled water in accordance to the need practical in a red projects, the temperature distribution of the pool water was examined using both computational fluid dynamics (CFD) simulation and theoretical calculation. The results showed that when the temperature of the chilled water was 17 ℃, the theoretical minimum flow was calculated as 83.7 t/h. After 6-7 months, the average temperature of the water in the pool could reach the steady-state temperature of 22.4 ℃.

Keywords temperature stability; lumped parameter method; CFD simulation; the heated sphere; the parameters of chilled water

将圆球状有机玻璃体浸没在一地下密闭水池中,用来阻挡来自岩石、空气及灰尘等的天然放射性。其上附着有发热体探测器,需要不断向水池提供冷冻水以带走热量。该实验装置对冷却降温系统有较严格的要求,如果不组织好其降温手段,实验装置的正常运行将受到影响。

诸多学者通过理论和试验方法对流体绕流球体、圆柱体等的流动阻力和传热传质特性进行研究^[1-7]。J. B. Will 等^[1]实验研究了不同空气流速下,不同直径光滑球体强迫对流传热过程,得到了在一定雷诺数

Re 范围内平均努塞尔系数 *Nu* 经验关系式,发现临界 *Re* 为 2.9×10⁵ 时,*Nu* 突然增加。S. G. Musong 等^[2]通过模拟技术研究了流体流过发热球体 *Nu* 随入射角 θ 和 *Re* 变化的经验关系式,发现随着入射角 θ 的增加,*Nu* 呈二次方下降趋势。D. Sarkar 等^[3]提出了针对流体通过球体热传递问题温度稳态分布的级数解,与有限元模拟结果吻合较好。刘涛等^[4]通过实验测量了空气绕流球形发热体的温度场,获得了球体局部 *Nu* 沿极角 θ 的分布和受来流速度、温度影响的经验关系式。李国能等^[5]通过实验研究脉动气流横

掠等热流密度圆柱体的换热特性,发现脉动气流能大幅度提高等热流密度圆柱体的换热性能。张耀华^[6]对具有内置发热体的三维半封闭空间内的复合换热进行了数值研究和实验。李安桂^[7]研究了单列线热源在较大间距下强化区中的自然对流计算方法,得到尾流场的特征流速及特征温度。孟繁孔等^[8]建立了设备与舱体动态耦合换热集总参数模型,用于判定航天器热平衡试验温度稳定性。罗群生等^[9]分别用集中参数法和有限元法计算、分析试件的温度稳定时间,并进行对比。在冷冻水参数优化方面,很多学者致力于基于能耗的冷冻水系统优化控制^[10-15]。M. Ali 等^[11]介绍了冷冻水系统设计优化方法的逐步发展,通过 3 种控制策略的分析研究,证明基于自动仿真的优化方法的有效性。孟华等^[13]对冷冻水供水温度、冷冻水供回水压差和冷冻水供回水温差 3 个参数进行优化分析,最优流量控制方法的节能率可达 2.48%~5.61%。刘剑等^[14]通过实验研究冷冻水流量与温度变化对基于大滑移温度非共沸工质双温冷水机组性能的影响规律。

以上研究侧重流体绕流球体、柱体等的流动阻力和传热传质特性和基于各项指标如能耗、热舒适等的冷冻水参数优化,较少从宏观热平衡角度出发,研究余热排除冷冻极限和流体温度稳定性影响因素。本文基于集总参数法,研究在浸没发热球体冷冻水绕流传热过程中,水池内水体温度稳定性和冷冻水理论降温所需最小流量,即冷冻水温度和流量等参数对水体最终稳定温度、所需稳定时间的影响。在保证实验装置运行良好的情况下,优化冷冻水系统,实现能源利用最大化,为实际工程冷冻水系统参数选择指明方向。

1 研究对象

图 1 所示为实验装置在水池内布局。水池位于

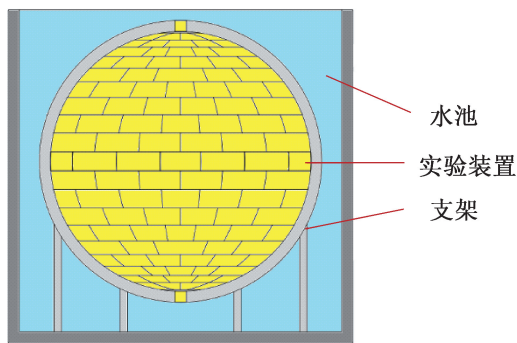


图 1 实验装置在水池内布局
Fig.1 The layout of the experimental device in the pool

地下 700 m,形状为直径 43.5 m、高度 44 m 的圆柱体,直径为 35.4 m、质量为 2 万吨的圆球状实验装置浸泡其中。水池内充满 41 000 t 超纯水,初始温度为 21 ℃。实验装置表面安装有发热量为 400 kW 的发热体,通过冷冻水带走热量以保证实验装置的正常运行。

由于水池内超纯水量较大,研究其温度场、速度场的分布往往需要采用数值模拟的方法。本文通过理论推导,将水池内超纯水视为一个控制体,分析控制体的降温特性与水体质量及初始温度、冷冻水参数和内部发热量的关系。该控制体如图 2 所示。

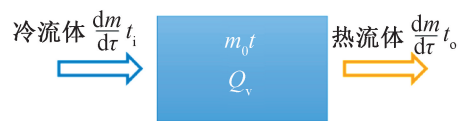


图 2 控制体
Fig.2 The control volume

2 水体理论模型热平衡推导

2.1 模型的假设简化

定义水体质量平均温度 t 为水池内超纯水温度在质量下的平均值。理论推导基于 5 点假设^[16]:1) 由于水池内初始水体和循环冷冻水为超纯水,类比理想气体焓的表示方法,近似认为超纯水的焓值为定压比热与温度的乘积,即 $h = c_p t$, h 为超纯水焓值, kJ/kg; c_p 为超纯水定压比热容, kJ/(kg·℃); t 为水体质量平均温度,℃;2) 忽略循环水泵对冷冻水做功而引起的冷冻水能量变化和重力提升所消耗的能量;3) 忽略超纯水热物性参数随温度和压力的变化;4) 由于圆柱水池周围敷设保温材料,认为水池不与周围土壤进行热湿交换;5) 水池出口温度近似等于水体质量平均温度。

2.2 模型的建立

根据热力学第一定律,建立了控制体能量平衡方程^[17]:

$$Q_v + c_p t_i \frac{dm}{d\tau} - c_p t_o \frac{dm}{d\tau} = m_0 c_p \frac{dt}{d\tau} \quad (1)$$

式中: $\frac{dm}{d\tau}$ 为进、出口冷冻水质量流量, kg/s; t_i 和 t_o 分别为进、出口冷冻水温度,℃; m_0 为水池内所容纳水体质量, kg; Q_v 为内热源发热量, kW; τ 为时间, s。如 1 小节所述,本文根据集总参数法将水池内超纯水视为一个控制体,则水池出口温度近似等于水体质量平均温度(见 2.1 节),即 $t_o = t$ 。则将式(1)变换

为式(2):

$$Q_v + c_p t_i \frac{dm}{d\tau} = c_p t \frac{dm}{d\tau} + m_0 c_p \frac{dt}{d\tau} \quad (2)$$

该水体理论模型热平衡问题的控制方程的初始条件:

$$t|_{\tau=0} = t_0 \quad (3)$$

式中: t_0 为水池内所容纳水体初始温度, $^{\circ}\text{C}$ 。由于计算时忽略超纯水热物性参数随温度的变化, 认为超纯水的热物性参数中, $\rho = 998.2 \text{ kg/m}^3$; $c_p = 4183 \text{ J/(kg}\cdot^{\circ}\text{C)}$ 。

2.3 模型的求解

令 $Q_v + c_p t_i \frac{dm}{d\tau}$ 为常数 C_0 , $c_p \frac{dm}{d\tau}$ 为常数 a , $m_0 c_p$ 为常数 b , t 为因变量, τ 为自变量。

控制式(2)化简为微分方程:

$$\frac{dt}{d\tau} + \frac{a}{b}t = \frac{C_0}{b} \quad (4)$$

通过假定函数法解得水体质量平均温度 t 随时间 τ 变化的关系式如下:

$$t = Ce^{-\frac{a}{b}\tau} + \frac{C_0}{a} \quad (5)$$

C 为常数, 代入定解条件式(3)求得:

$$C = t_0 - \frac{C_0}{a} \quad (6)$$

水体质量平均温度 t 随时间 τ 变化:

$$\begin{aligned} t &= (t_0 - \frac{C_0}{a})e^{-\frac{a}{b}\tau} + \frac{C_0}{a} \\ &= (t_0 - \frac{Q_v + c_p t_i \frac{dm}{d\tau}}{c_p \frac{dm}{d\tau}})e^{-\frac{(\frac{dm}{d\tau})}{m_0}\tau} + \frac{Q_v + c_p t_i \frac{dm}{d\tau}}{c_p \frac{dm}{d\tau}} \\ &= (t_0 - t_i - \frac{Q_v}{c_p \frac{dm}{d\tau}})e^{-\frac{(\frac{dm}{d\tau})}{m_0}\tau} + t_i + \frac{Q_v}{c_p \frac{dm}{d\tau}} \end{aligned} \quad (7)$$

2.4 结果分析

2.4.1 公式各参数物理意义

指数项:

$$\frac{a}{b} = \frac{(\frac{dm}{d\tau})}{m_0} \quad (8)$$

进口冷冻水质量流量越大, 水体温度变化速率越快。水池内水体质量越大, 水体温度变化速率越慢。

乘积项:

$$C = t_0 - \frac{C_0}{a} = t_0 - t_i - \frac{Q_v}{c_p \frac{dm}{d\tau}} \quad (9)$$

水体初始温度越高、进口冷冻水质量流量越大, 水体温度变化速率越快; 进口冷冻水温度越高, 水体温度变化速率越慢。

原项:

$$\frac{C_0}{a} = \frac{Q_v + c_p t_i \frac{dm}{d\tau}}{c_p \frac{dm}{d\tau}} = t_i + \frac{Q_v}{c_p \frac{dm}{d\tau}} \quad (10)$$

2.4.2 水体温度变化速率

式(7)中对时间 τ 求导, 可以得到水体温度的变化速率:

$$\begin{aligned} \frac{dt}{d\tau} &= - (t_0 - t_i - \frac{Q_v}{c_p \frac{dm}{d\tau}}) \frac{(\frac{dm}{d\tau})}{m_0} e^{-\frac{(\frac{dm}{d\tau})}{m_0}\tau} \\ &= - \left[(t_0 - t_i) \frac{(\frac{dm}{d\tau})}{m_0} - \frac{Q_v}{c_p m_0} \right] e^{-\frac{(\frac{dm}{d\tau})}{m_0}\tau} \end{aligned} \quad (11)$$

由式(11)可知, 水体温度变化速率与进口冷冻水质量流量和温度、水体初始温度、水池容纳超纯水质量和内热源发热量均有关。

2.4.3 理论最小质量流量

假设水池内超纯水不蓄热(维持 21°C , 即 $t = 21^{\circ}\text{C}$), 则进口冷冻水冷量将全部用于冷却水池内发热体, 可以实现进口冷冻水温度、流量参数选择的最优化设计。

$$Q_v + c_p t_i \frac{dm}{d\tau} = c_p t \frac{dm}{d\tau} \quad (12)$$

上述方程为 t_i 和 dm/dt 双变量方程。维持进口冷冻水温度一定, 可以确定理想情况下所需冷冻水质量流量, 即为超纯水蓄热情况下冷冻水理论最小质量流量。即当进口冷冻水温度一定时, 冷冻水流量大于理论最小质量流量才可能实现发热体散热需求。同理, 维持进口冷冻水质量流量一定, 可以确定理想情况下所需冷冻水温度, 即为超纯水蓄热情况下冷冻水理论最高温度。由于该实验装置冷冻水系统达百吨级, 优化质量流量参数更为重要。

图 3 所示为不同内热源发热量下, 冷冻水理论最小质量流量随冷冻水进口温度的变化, 可为冷冻水系统参数选择提供依据。由图 3 可知, 冷冻水理论所需最小质量流量仅与内热源发热量、冷冻水进口温度有关。内热源发热量越大、冷冻水进口温度越高, 冷冻水理论所需最小质量流量越大。当内热源发热量为 400 kW , 冷冻水进口温度为 17 、 18 、 19°C 时, 冷冻水理论所需最小质量流量分别为 83.7 、 111.6 、 167.3 t/h 。

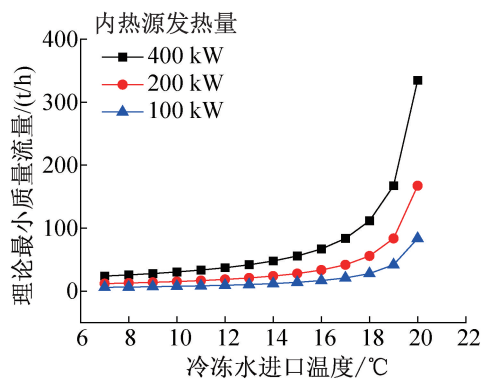


图 3 不同内热源发热量下,冷冻水理论最小质量流量随冷冻水进口温度的变化

Fig.3 The theoretical minimum mass flow rate for cooling changes with the inlet temperature of chilled water under different heat of internal heat source

2. 4. 4 水体稳定温度

式(7) 中对时间求极限,得到水体最终稳定温度:

$$t_{\infty} = \frac{C_0}{a} = \frac{Q_v + c_p t_i \frac{dm}{d\tau}}{c_p \frac{dm}{d\tau}} = t_i + \frac{Q_v}{c_p \frac{dm}{dt}} \tag{13}$$

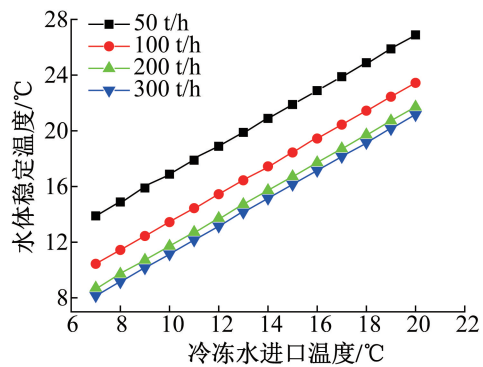


图 4 不同进口冷冻水质量流量下,水体稳定温度随冷冻水进口温度的变化

Fig.4 The final stable temperature of the water in pool changes with the inlet temperature of chilled water under different inlet mass flow rate of chilled water

图 4 所示为不同进口冷冻水质量流量下,水体稳定温度随冷冻水进口温度的变化。由图 4 可知,水体最终稳定温度仅与进口冷冻水温度及质量流量、内热源发热量有关,与水池容纳超纯水质量和初始温度无关。当进口冷冻水质量流量一定时,冷冻水温度越高、内热源发热量越大,水体稳定温度越大;当进口冷冻水温度、内热源发热量一定时,冷冻水质量流量越大,水体稳定温度越小。

2. 4. 5 水体温度稳定时间

由式(7)可知,经过无穷大的时间后水体温度将达到平衡。定义水体温度稳定时间为 τ_x ,当无量纲温度 $\frac{t_x - t_{\infty}}{t_0 - t_{\infty}} = t^*$ (t^* 为一较小量)时,认为水体温度场不再变化。无量纲温度表达式为:

$$t^* = \frac{t_x - t_{\infty}}{t_0 - t_{\infty}} = \frac{(t_0 - \frac{C_0}{a})e^{-\frac{a}{b}\tau} + \frac{C_0}{a} - \frac{C_0}{a}}{t_0 - \frac{C_0}{a}} = e^{-\frac{a}{b}\tau_x} \tag{14}$$

则水体温度稳定时间为:

$$\tau_x = -\frac{b \ln d}{a} = -\frac{m_0 \ln d}{(\frac{dm}{dt})} \tag{15}$$

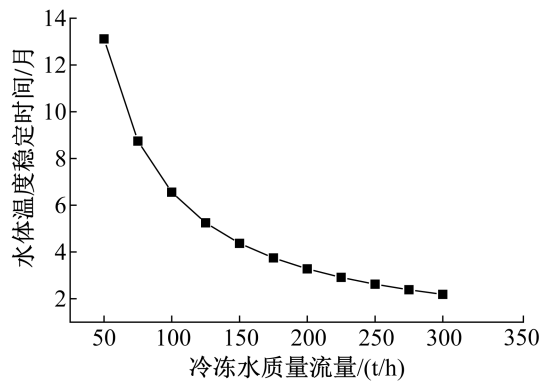


图 5 水体温度稳定时间随进口冷冻水质量流量的变化

Fig.5 The required stable time for cooling changes with the inlet mass flow rate of chilled water changes

图 5 所示为水体温度稳定时间随进口冷冻水质量流量的变化。由图 5 可知,水体温度稳定时间仅与进口冷冻水质量流量、水池容纳超纯水质量有关,与冷冻水温度、水体初始温度无关。进口冷冻水质量流量越大,水体温度变化速率越快,稳定时间越短;水池容纳超纯水质量越大,水体温度越难变化,稳定时间越长。

3 案例分析

已知水池内充满 41 000 t、初始温度为 21 ℃的超纯水,实验装置表面发热体发热量为 400 kW。结合工程实际,考虑到冷冻水需经过多级换热输送至地下 700 m,确定冷冻水进口温度为 17 ℃。根据式(14)可知,当冷冻水进口温度为 17 ℃时,理论最小质量流量为 83.7 t/h。考虑到超纯水制备能力有限,确定冷冻水质量流量为 100 t/h。

3. 1 理论计算

根据式(13)~式(15)理论计算结果如表 1 所

示。根据式(7)绘制水体质量平均温度随时间的变化如图 6 所示,其中冷冻水进口温度为 17 ℃,质量流量为 100 t/h。

表 1 理论计算结果
Tab.1 Results of theoretical calculation

参数	数值	依据
冷冻水质量流量 $m/(t/h)$	100	—
冷冻水进口温度 $t_i/^\circ\text{C}$	17	—
水池容纳超纯水质量 m_0/t	41 000	—
水体初始温度 $t_0/^\circ\text{C}$	21	—
发热体 Q_v/kW	400	—
水体稳定温度/ $^\circ\text{C}$	20.44	式(13)
水体温度稳定时间/月	6.56	式(15)令 $d = 1 \times 10^{-5}$

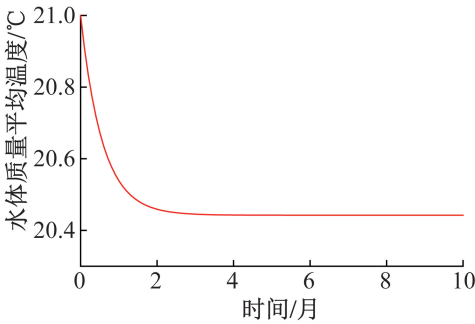


图 6 水体质量平均温度随时间的变化
Fig.6 The average temperature of the water in pool changes with time

3.2 CFD 模拟

3.2.1 模拟方法

运用 Workbench 建立模型,圆柱水池底面和顶面分别设置进出水口,循环质量流量为 100 t/h、进口温度为 17 ℃冷冻水。运用 Meshing 划分网格,设置全局网格尺寸为 1 m,细化进出水口,网格数总量为 120 万,并完成独立性检验。采用 Fluent 进行稳态模拟计算;考虑重力,采用 Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型,近壁面处采用增强壁面函数法处理;对于温差引起的浮升力,密度采用分段线性假设。

3.2.2 模拟结果与分析

图 7 所示为当冷冻水进口温度为 17 ℃,质量流量为 100 t/h 时,水体的温度场。

由图 7 可知,水体温度场上下分层,最高温度出现在发热体靠近出口附近。模拟结果计算得水体最终稳定温度为 20.35 ℃,与理论计算结果基本一致。说明理论计算结果可以用于对地下空间实验装置降

温过程所需冷冻水温度和流量等参数进行预判断,进而为实际工程冷冻水系统设计提供理论依据。

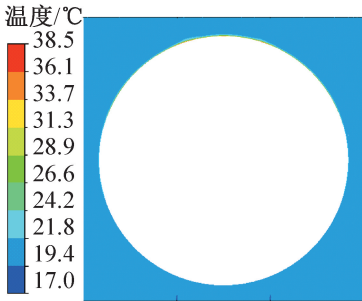


图 7 水体温度场
Fig.7 The temperature field of the pool water

4 结论

本文提出一种用于地下空间实验装置降温系统设计的预判断方法,针对浸没发热球体冷冻水绕流传热过程,从集总参数法角度定义水体质量平均温度,推导其随时间变化的公式,分析各参数对水体温度稳定性的影响,得到理论最小质量流量、水体最终稳定温度、稳定时间表达式及影响因素,并运用 CFD 软件模拟水体稳定温度场,得到如下结论:

- 1)影响水体温度变化速率的主要因素有进口冷冻水质量流量、水体初始温度、水池容纳超纯水质量和内热源发热量。
- 2)得到冷冻水进口温度一定时理论最小流量表达式;当冷冻水进口温度为 17 ℃时,理论最小质量流量为 83.7 t/h。
- 3)水体最终稳定温度与冷冻水进口质量流量及温度和内热源发热量有关,与水池容纳超纯水质量和初始温度无关;冷冻水进口温度越高、内热源发热量越大,水体稳定温度越大;冷冻水进口质量流量越大,水池稳定温度越小。
- 4)水体温度稳定时间与冷冻水进口质量流量、水池容纳超纯水质量有关,与冷冻水进口温度、水体初始温度无关;冷冻水进口质量流量越大,稳定时间越短;水池容纳超纯水质量越大,稳定时间越长;经过 6~7 个月,水体温度将达到稳定,稳定温度为 22.4 ℃。
- 5)CFD 模拟水体稳定温度与理论推导结果一致,认为理论推导结果可以用于指导实际工程设计。

本文受中央高校基本科研业务费专项资金项目(22120180567)资助。(The project was supported by the Fundamental Research Funds for the Central Universities (No. 22120180567).)

参考文献

- [1] WILL J B, KRUYT N P, VENNER C H. An experimental study of forced convective heat transfer from smooth, solid spheres[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017, 109: 1059–1067.
- [2] MUSONG S G, FENG Z G. Mixed convective heat transfer from a heated sphere at an arbitrary incident flow angle in laminar flows[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2014, 78: 34–44.
- [3] SARKAR D, HAJI-SHEIKH A, JAIN A. Thermal conduction in an orthotropic sphere with circumferentially varying convection heat transfer[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2016, 96: 406–412.
- [4] 刘涛, 王补宣. 发热球体绕流的强迫对流传热试验研究[J]. *机械工程学报*, 1996, 32(5): 52–57. (LIU Tao, WANG Buxuan. Experimental study of forced convection heat transfer around heated sphere[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 1996, 32(5): 52–57.)
- [5] 李国能, 郑友取, 胡桂林. 层流脉动流横掠圆柱体强化传热研究[J]. *热力发电*, 2012, 41(9): 19–23. (LI Guoneng, ZHENG Youqu, HU Guilin. Heat transfer enhancement a cylinder in cross pulsating laminar flow[J]. *Thermal Power Generation*, 2012, 41(9): 19–23.)
- [6] 张耀华. 内置发热体半封闭空间内复合换热[D]. 天津: 天津大学, 2007. (ZHANG Yaohua. Conjugate heat transfer in a partially open cubic enclosure with a heat-generating conducting body[D]. Tianjin: Tianjin University, 2007.)
- [7] 李安桂. 单列线热源自然对流换热预测[J]. *制冷学报*, 1997, 18(4): 1–5. (LI Angui. Prediction on natural heat transfer from an array of line heat sources[J]. *Journal of Refrigeration*, 1997, 18(4): 1–5.)
- [8] 孟繁孔, 赵亮, 卿恒新, 等. 一种航天器热平衡试验温度稳定判据确定方法[J]. *宇航学报*, 2016, 37(10): 1263–1270. (MENG Fankong, ZHAO Liang, QING Hengxin, et al. A thermal stabilization criterion determination method for spacecraft thermal balance test[J]. *Journal of Astronautics*, 2016, 37(10): 1263–1270.)
- [9] 罗群生, 史光梅, 陈均, 等. 温度环境试验中试件温度稳定时间估算方法[J]. *装备环境工程*, 2012, 9(6): 117–122. (LUO Qunsheng, SHI Guangmei, CHEN Jun, et al. Estimation method of specimen temperature stabilization time in temperature environmental test[J]. *Equipment Environmental Engineering*, 2012, 9(6): 117–122.)
- [10] 刘志斌. 大型商场建筑中央空调冷冻水系统运行能效及参数优化研究[D]. 广州: 华南理工大学, 2016. (LIU Zhibin. Study of operation efficiency and parameter optimization for chilled water system of central air-conditioning of the large-scale shopping malls building[D]. Guangzhou: South China University of Technology, 2016.)
- [11] ALI M, VUKOVIC V, SAHIR M H, et al. Energy analysis of chilled water system configurations using simulation-based optimization[J]. *Energy and Buildings*, 2013, 59: 111–122.
- [12] YU F W, CHAN K T. Optimization of water-cooled chiller system with load-based speed control[J]. *Applied Energy*, 2008, 85(10): 931–950.
- [13] 孟华, 龙惟定, 王盛卫. 基于遗传算法的空调水系统优化控制研究[J]. *建筑节能*, 2007, 35(1): 39–42. (MENG Hua, LONG Weiding, WANG Shengwei. Study on optimal supervisory control in a central chilled water system based on genetic algorithm[J]. *Building Energy Efficiency*, 2007, 35(1): 39–42.)
- [14] 刘剑, 张小松. 冷冻水流量和温度对基于混合工质的双温冷水机组性能影响[J]. *制冷学报*, 2015, 36(6): 83–89. (LIU Jian, ZHANG Xiaosong. Effect of variable chilled water flow rates and temperature on performance of double temperature chiller with large temperature glide zeotropic refrigerant[J]. *Journal of Refrigeration*, 2015, 36(6): 83–89.)
- [15] CHEN Q, XU Y C. An entransy dissipation-based optimization principle for building central chilled water systems[J]. *Energy*, 2012, 37: 571–579.
- [16] LIN Jie, BUI D T, WANG Ruzhu, et al. On the fundamental heat and mass transfer analysis of the counter-flow dew point evaporative cooler[J]. *Applied Energy*, 2018, 217: 126–142.
- [17] 廉乐明, 谭羽非, 吴家正, 等. 工程热力学[M]. 6版. 北京: 中国建筑工业出版社, 2016: 50–54. (LIAN Yueming, TAN Yufei, WU Jiazheng, et al. *Engineering thermodynamics*[M]. 6th ed. Beijing: China Construction Industry Press, 2016: 50–54.)

通信作者简介

张旭,男,教授,博士生导师,同济大学机械与能源工程学院, (021)65983605, E-mail: xuzhang@tongji.edu.cn. 研究方向: 空调热湿交换理论及复杂通风技术。

About the corresponding author

Zhang Xu, male, professor, Ph. D. superrisor, School of Mechanical Engineering, Tongji University, +86 21-65983605, E-mail: xuzhang@tongji.edu.cn. Research fields: theory of heat and mass transfer of air conditioning and complex ventilation technologies.