

# 湿空气在全尺寸压水堆燃料组件中的自然循环特性试验及理论研究

黎磊磊<sup>1</sup> 刘茂龙<sup>1</sup> 倪 嵩<sup>2</sup> 王小文<sup>1</sup> 刘利民<sup>1</sup> 顾汉洋<sup>1</sup>

1(上海交通大学 核科学与工程学院 上海 200240)

2(香港城市大学 机械工程系 香港特别行政区 999077)

**摘要** 为开发一种不依赖于计算流体力学(Computational Fluid Dynamics, CFD)结果的燃料组件自然循环特性分析模型,以研究乏燃料水池在发生冷却剂丧失事故后的自然循环特性,本研究基于全尺寸压水堆燃料组件降压实验结果对 Darcy-Forchheimer 模型进行了修正,以预测湿空气流过燃料组件的压降,然后建立了燃料组件自然循环流量和峰值包壳温度的分析预测模型,并考虑了空气的相对湿度对模型计算结果的影响。结果表明:该模型可较为准确地预测不同加热功率下燃料组件的自然循环流量和峰值包壳温度,与实验测量值相比误差分别在 25% 和 20% 以内。并利用该模型研究了总加热功率、环境温度和相对湿度对燃料组件自然循环流量和峰值包壳温度的影响。因此,本研究所开发的模型可用于压水堆全尺寸燃料组件的自然循环特性研究。

**关键词** 乏燃料水池, 燃料组件, 湿空气, 自然循环流量模型, 峰值包壳温度模型

**中图分类号** TL33

**DOI:** 10.11889/j.0253-3219.2024.hjs.47.080607

## Experimental and theoretical study on the natural circulation characteristics of humid air in the fuel assembly of a full-scale pressurized water reactor

LI Leilei<sup>1</sup> LIU Maolong<sup>1</sup> NI Song<sup>2</sup> WANG Xiaowen<sup>1</sup> LIU Limin<sup>1</sup> GU Hanyang<sup>1</sup>

1(School of Nuclear Science and Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

2(Department of Mechanical Engineering, City University of Hong Kong, Hong Kong SAR 999077, China)

**Abstract** [Background] Natural circulation systems are widely used in the nuclear industry for decay heat removal, post-accident containment cooling, and the cooling of radioactive waste storage facilities. Because a large number of spent fuel assemblies are densely arranged in the spent fuel pool, the spent fuel assemblies in the central area of the spent fuel pool can be approximated as having adiabatic boundary conditions. In the event of a coolant loss accident, the heat generated by the spent fuel assemblies can be exported only by the natural circulation of air. [Purpose] This study aims to develop analytical models for fuel assembly natural circulation characteristics independent of the results of computational fluid dynamics (CFD) to investigate the natural circulation characteristics of spent fuel pools following a coolant loss accident. [Methods] Based on the experimental results of a fuel assembly pressure drop of a full-scale pressurized water reactor (PWR), the Darcy - Forchheimer model was firstly revised to predict the pressure drop of humid air flowing through the fuel assembly. Models for the fuel assembly natural circulation flow rate and peak cladding temperature were then established, and the effects of the relative humidity of air on the models were considered. Finally, these models were applied to investigating effects of total heating power,

第一作者: 黎磊磊, 男, 2000 年出生, 2021 年毕业于西安交通大学, 现为硕士研究生, 研究领域为反应堆热工水力

通信作者: 刘茂龙, E-mail: maolongliu@sjtu.edu.cn

收稿日期: 2023-11-07, 修回日期: 2024-02-28

First author: LI Leilei, male, born in 2000, graduated from Xi'an Jiaotong University in 2021, master student, focusing on reactor thermal hydraulic

Corresponding author: LIU Maolong, E-mail: maolongliu@sjtu.edu.cn

Received date: 2023-11-07, revised date: 2024-02-28

ambient temperature, and relative humidity on the natural circulation flow rate and peak cladding temperature of the fuel assembly. **[Results]** The results show that the models accurately predict the natural circulation flow rate and peak cladding temperature of the fuel assembly under different heating powers, and the errors are less than 25% and 20%, respectively, as compared with the experimental measurement values. **[Conclusions]** The developed models in this study can be used to study the natural circulation characteristics of full-scale PWR fuel assemblies.

**Key words** Spent fuel pool, Fuel assembly, Humid air, Natural circulation flow rate model, Peak cladding temperature model

自然循环系统广泛应用于核工业,用于衰变热去除,事故后安全壳冷却以及放射性废物储存设施的冷却<sup>[1]</sup>。由于乏燃料水池内密集布置有大量的乏燃料组件,故乏燃料水池中心区域的乏燃料组件可近似为处于绝热边界条件。在发生冷却剂丧失事故时,乏燃料组件产生的热量只能依靠空气的自然循环来进行导出<sup>[2-3]</sup>。刘茂龙等<sup>[4-5]</sup>已经证明,流动阻力模型显著影响燃料组件的自然循环特性。因此,准确计算燃料组件的自然循环特性对于先进反应堆<sup>[6]</sup>、事故分析<sup>[7]</sup>、乏燃料水池<sup>[8]</sup>和乏燃料储存设施的设计和开发至关重要。

20世纪80年代以来,乏燃料组件运输和贮存过程的传热特性开始受到重视和研究,已进行了相关的实验研究<sup>[8-10]</sup>,并根据这些实验结果提出了分析模型。Sanchez和Hudson<sup>[10]</sup>以热传导作为燃料组件传热的唯一形式,提出了等效导热模型。Manteufel等<sup>[11-13]</sup>通过理论分析建立了新的等效导热模型。Boyd<sup>[14]</sup>将等效导热模型与多孔介质模型相结合,计算了乏燃料水池完全失水后燃料组件的加热过程。近年来,研究人员基于计算流体力学(Computational Fluid Dynamics, CFD)模拟结果提出了二维乃至三维等效导热模型<sup>[15-17]</sup>。需要注意的是,由于等效导热模型是由实验数据推导而来的,因此对燃料组件的结构有很强的依赖性,为获得这些模型的等效导热系数,一般须进行CFD模拟。对于乏燃料水池事故,其研究的时间尺度较长,可能长达几十个小时。而当网格数量较大时,CFD程序并不适合进行长时间的瞬态计算。

乏燃料水池是一种坚固的结构,在传统的情况下,冷却剂完全丧失的可能性极低。然而,在“9·11恐怖袭击”之后,Lindgren和Durbin使用最佳估计事故程序MELCOR重新评估了乏燃料水池的事故进程<sup>[18]</sup>。经济合作与发展组织(Organization for Economic Cooperation and Development, OECD)/核能机构(Nuclear Energy Agency, NEA)Sandia燃料项目在低雷诺数流动中对全长、高度原型17×17压水堆燃料组件进行了水力表征,以确定水力系数,即摩擦损失系数(Frictional Loss Coefficient,  $S_{\text{f,lm}}$ )和惯

性损失系数(Inertial Loss Coefficient,  $\Sigma k$ )的值<sup>[19]</sup>。为促进严重事故程序验证并减少程序中的建模不确定性,Sandia燃料项目采用均匀电加热方式在全尺寸燃料组件上开展了燃料组件烧毁试验(原型组件在原型乏燃料水池机架中),试验中燃料组件的最大功率为5.0 kW(乏燃料在堆外17个月后的功率值),并开展了试验与程序计算的对比分析<sup>[3]</sup>。最近,福岛第一核电站事故重新引起了国际上对事故发生后长时间失去冷却条件下储存在乏燃料水池中的乏燃料安全性的重视<sup>[20]</sup>。廖飞页等<sup>[21]</sup>基于ASTEC程序建立了某型三代核电机组乏燃料水池严重事故分析模型,根据该模型,分别对正常运行、正常换料和异常换料三种不同运行状态下的全厂断电事故(Station Blackout, SBO)和全厂断电事故叠加冷却管线破口(Loss of Coolant Accident, LOCA)(SBO+LOCA)所导致的严重事故进行了分析。Tsao等<sup>[22]</sup>设计了简单5棒束的燃料组件空气自然循环实验来对CFD模拟结果进行验证,以研究乏燃料水池的非能动空气冷却能力。陆雨洲等<sup>[23]</sup>参考CPR1000燃料厂房适度简化并保持几何相似,长度比例1:8搭建乏燃料水池模拟体及与之联通的厂房模拟体,实验研究了燃料厂房内空气自然循环及氢气分布的基本规律。然而,由于成本的限制,上述乏燃料水池失水事故的实验研究极为少见。

为开发一种不依赖于CFD结果的分析模型,本研究基于全尺寸压水堆燃料组件压降实验结果对Darcy-Forchheimer模型进行了修正,以预测湿空气流过燃料组件的压降,然后建立了燃料组件自然循环流量和峰值包壳温度的分析预测模型。首先利用实验数据对模型计算准确性进行了验证,随后利用该模型研究了不同加热功率、环境温度和相对湿度对燃料组件自然循环流量和峰值包壳温度的影响。

## 1 实验及压降模型

### 1.1 燃料组件压降及自然循环实验

刘茂龙等<sup>[5,24]</sup>在先前的研究中对全尺寸压水堆燃料组件的压降和自然循环进行了实验研究。两个

实验的试验段都是由一个内含全尺寸 AFA3G 17×17 燃料组件<sup>[25]</sup>的矩形通道组成。AFA3G 17×17 方形燃料组件和矩形通道的尺寸总结在表 1 中。使用图 1(a)所示的试验段,测量了燃料组件  $Re$  在 100~3 000 范围内的压降。然后用电加热棒代替燃料棒,开展了自然循环实验,获得了燃料组件在加热过程中的流量和温度响应,其试验段如图 1(b)所示。电加热棒的总长度为 5.300 m,下端通电加热长度为 3.658 m,其加热功率均匀分布,每根加热棒通过单独的电源线连接到直流电源。实验的详细描述分别见文献[5,24]。

## 1.2 燃料组件压降模型

对于多孔介质模型,由 Darcy-Forchheimer 定律定义的压降为:

$$\frac{\Delta P}{L} = D\mu v + C\left(\frac{1}{2}\rho v^2\right) \quad (1)$$

式中: $\Delta P$ 为压降,Pa; $L$ 为长度,m; $D$ 为黏性阻力系数, $m^{-2}$ ; $\mu$ 为动力黏度, $Pa \cdot s$ ; $v$ 为表观速度, $m \cdot s^{-1}$ ; $C$ 为惯性阻力系数, $m^{-1}$ ; $\rho$ 为密度, $kg \cdot m^{-3}$ 。

燃料组件被建模为具有导热性和压降特征的多孔介质<sup>[26]</sup>,先前实验测量的燃料组件压降数据<sup>[5]</sup>可用于验证多孔介质模型。利用实验数据将燃料组件的压降拟合为表观流速的二次函数:

$$\frac{\Delta P}{L} = 19.835\ 28\ v + 17.113\ 33\ v^2 \quad (2)$$

## 2 自然循环流量和峰值包壳温度模型

本节先给出湿空气的热物性和输运性质计算公式,随后推导湿空气的自然循环流量模型和峰值包壳温度模型。

### 2.1 湿空气物性

沈维道<sup>[27]</sup>基于理想气体的假设,给出了湿空气混合物的密度和定压比热容的计算关系式:

$$\rho_m = \rho_a + \rho_v \quad (3)$$

$$c_{pm} = c_{pa} \cdot x_{ma} + c_{pv} \cdot x_{mv} \quad (4)$$

式中: $\rho_m$ 为干空气和水蒸气混合物的密度, $kg \cdot m^{-3}$ ; $\rho_a$ 为干空气所对应分压下的密度, $kg \cdot m^{-3}$ ; $\rho_v$ 为水蒸气所对应分压下的密度, $kg \cdot m^{-3}$ ; $c_{pm}$ 为干空气和水蒸气混合物的定压比热容, $J \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$ ; $c_{pa}$ 为干空气的定压比热容, $J \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$ ; $x_{ma}$ 为干空气的质量分数; $c_{pv}$ 为水蒸气的定压比热容, $J \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$ ; $x_{mv}$ 为水蒸气的质量分数。

田立楠<sup>[28]</sup>给出了常压下气体混合物的导热系数:

$$\lambda_m = \frac{\sum \lambda_i y_i M_i^{1/3}}{\sum y_i M_i^{1/3}} \quad (5)$$

式中: $\lambda_m$ 为气体混合物的导热系数, $W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$ ; $\lambda_i$ 为常压下  $i$  组分气体的导热系数, $W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$ ; $y_i$ 为  $i$  组分气体的摩尔分数; $M_i$ 为  $i$  组分气体的分子量。

其中,干空气物性参见文献[29],水蒸气物性见文献[30]。

### 2.2 自然循环模型

#### 2.2.1 自然循环流量模型

燃料组件自然循环驱动力压差  $\Delta P_d$  来自于环境空气和燃料组件内空气的密度差:

$$\Delta P_d = \int_0^H \rho_e g dh - \int_0^H \rho_h g dh \quad (6)$$

式中: $H$ 为试验段高度,m; $\rho_e$ 为环境空气的密度, $kg \cdot m^{-3}$ ; $g$ 为重力加速度, $m \cdot s^{-2}$ ; $h$ 为高度,m; $\rho_h$ 为燃料组件内空气密度, $kg \cdot m^{-3}$ 。

如图 1(b)所示的试验段的自然循环压降  $\Delta P_u$  包括:燃料组件的压降  $\Delta P_f$ 、燃料组件下端入口段圆管的摩擦压降  $\Delta P_{tf}$ 、燃料组件进出口的局部压降  $\Delta P_{fin}$  和  $\Delta P_{fout}$ 、入口段圆管的进出口局部压降  $\Delta P_{tin}$  和  $\Delta P_{tout}$ ,和通过燃料组件的加速压降  $\Delta P_a$ :

$$\Delta P_u = \Delta P_f + \Delta P_{tf} + \Delta P_{fin} + \Delta P_{fout} + \Delta P_{tin} + \Delta P_{tout} + \Delta P_a \quad (7)$$

燃料组件的压降可利用多孔介质模型进行计算:

$$\Delta P_f = \int_0^H \frac{\Delta P}{L} dh \quad (8)$$

将式(2)代入式(8),以计算燃料组件的压降,其中的表观速度按如下公式计算:

$$v_h = \frac{m}{A_b \rho_h} \quad (9)$$

式中: $v_h$ 为高度  $h$  处的表观速度, $m \cdot s^{-1}$ ; $m$ 为湿空气的质量流量, $kg \cdot s^{-1}$ ; $A_b$ 为燃料组件的横截面积, $m^2$ 。

空气的实际流速可计算为:

$$u_h = \frac{m}{A_f \rho_h} \quad (10)$$

式中: $u_h$ 为高度  $h$  处空气的实际流速, $m \cdot s^{-1}$ ; $A_f$ 为矩形通道内空气的实际流通面积, $m^2$ 。

入口段圆管的摩擦压降可利用 Darcy-Weisbach 公式<sup>[31]</sup>进行计算:

$$\Delta P_{tf} = f_t \frac{L_t}{D_t} \frac{1}{2} \rho_e u_t^2 \quad (11)$$

$$f_t = \frac{0.316}{Re^{0.25}} \quad (12)$$

$$u_t = \frac{m}{A_t \cdot \rho_e} \quad (13)$$

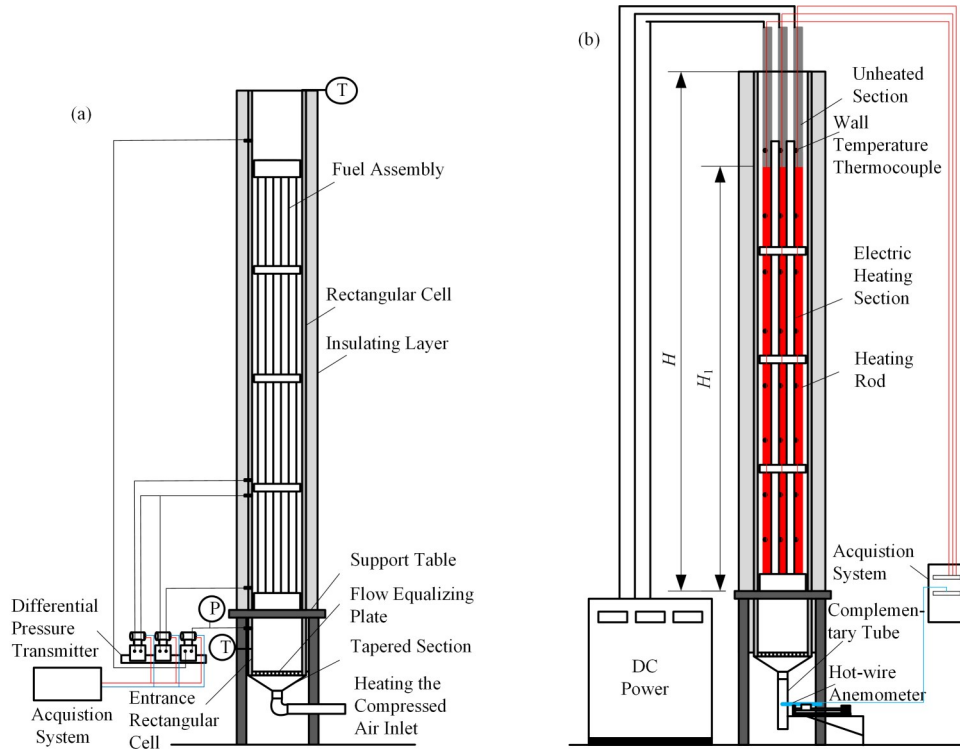


图1 燃料组件压降和自然循环实验装置示意图 (a) 压降试验段, (b) 自然循环试验段

Fig.1 Diagram of fuel assembly pressure drop and natural circulation test facility

(a) Pressure test section, (b) Natural circulation test section

表1 燃料组件和矩形通道的尺寸<sup>[24]</sup>Table 1 Dimensions of fuel assembly and rectangular cells<sup>[24]</sup>

| 参量 Parameter                                | 尺寸 Dimension    |
|---------------------------------------------|-----------------|
| 棒束布置 Rod bundle arrangement                 | 17×17           |
| 电加热棒外径 Fuel rod outer diameter / m          | 0.009 5         |
| 节距 Rod pitch / m                            | 0.012 6         |
| 电加热棒数目 Number of fuel rods                  | 264             |
| 控制棒导向管数目 Number of guide tubes              | 24              |
| 中心仪表管数目 Number of instrument tube           | 1               |
| 定位格架数目 Number of spacer grids               | 8               |
| 搅浑格架数目 Number of mixing grids               | 3               |
| 水力学直径 $D_e$ Hydraulic diameter $D_e$ / m    | 0.010 07        |
| 燃料组件外围尺寸 Size of the bundle arrangement / m | 0.214 0×0.214 0 |
| 矩形通道内壁尺寸 Size of the rectangular cell / m   | 0.215 0×0.215 0 |
| 流通面积 $A_t$ Flow area $A_t$ / m <sup>2</sup> | 0.024 469       |

$$A_t = \frac{\pi}{4} D_t^2 \quad (14)$$

$$Re = \frac{\rho_e u_t D_t}{\eta_e} \quad (15)$$

别为:

$$\Delta P_{fin} = K_{fin} \frac{\rho_0}{2} u_0^2 = K_{fin} \frac{m^2}{2\rho_0 A_f^2} \quad (16)$$

$$\Delta P_{fout} = K_{fout} \frac{\rho_H}{2} u_H^2 = K_{fout} \frac{m^2}{2\rho_H A_f^2} \quad (17)$$

式中:  $f_t$  为达西摩擦因子, 用 Blasius 公式<sup>[31]</sup> 计算;  $L_t$  为圆管长度, m;  $D_t$  为圆管直径, m;  $\rho_e$  为空气的密度, kg·m<sup>-3</sup>;  $u_t$  为圆管内空气流速, m·s<sup>-1</sup>;  $Re$  为雷诺数;  $A_t$  为圆管横截面积, m<sup>2</sup>;  $\eta_e$  为空气的黏度, Pa·s。

燃料组件进出口处的局部压降计算公式分

式中:  $K_{fin}$  为燃料组件进口处的阻力系数, 取为 0.5<sup>[32]</sup>, 下标 0 与  $H$  分别指代进口和出口;  $K_{fout}$  为燃料组件出口处的阻力系数, 取为 1.0<sup>[32]</sup>。

入口段圆管进出口处的局部压降计算公式分

别为：

$$\Delta P_{\text{tin}} = K_{\text{tin}} \frac{\rho_c}{2} u_t^2 = K_{\text{tin}} \frac{m^2}{2\rho_c A_t^2} \quad (18)$$

$$\Delta P_{\text{tout}} = K_{\text{tout}} \frac{\rho_c}{2} u_t^2 = K_{\text{tout}} \frac{m^2}{2\rho_c A_t^2} \quad (19)$$

式中： $K_{\text{tin}}$ 为入口段圆管进口处的阻力系数，取为1.4<sup>[33]</sup>（考虑了入口处的加速压降）； $K_{\text{tout}}$ 为入口段圆管出口处的阻力系数，取为0.5<sup>[33]</sup>。

通过燃料组件的加速压降为：

$$\Delta P_a = \frac{m^2}{A_t^2} \left( \frac{1}{\rho_H} - \frac{1}{\rho_0} \right) \quad (20)$$

对于达到流动稳态的自然循环流动，自然循环驱动力压差等于自然循环压降，即：

$$\Delta P_d = \Delta P_u \quad (21)$$

将式(6)、(8)、(11)、(16)、(17)、(18)、(19)、(20)代入式(21)，可得到稳态自然循环流动时的压降平衡关系式：

$$\int_0^H \rho_c g dh - \int_0^H \rho_h g dh = \int_0^H \frac{\Delta P}{L} dh + \quad (22)$$

$$\Delta P_{\text{tf}} + \Delta P_{\text{fin}} + \Delta P_{\text{fout}} + \Delta P_{\text{tin}} + \Delta P_{\text{tout}} + \Delta P_a$$

式(22)是空气物性和质量流量 $m$ 的函数，而空气的物性与温度、压力和相对湿度直接相关。空气在上升过程中被电加热棒加热，温度升高，故物性在变化。为求得质量流量 $m$ ，先做出如下假设：1)由于试验段的高度不大，可忽略外部环境空气的温度分层，即同一时刻外界环境温度相同；2)由于自然循环流动中压降很小，可忽略压力的变化，将压力视为定值，取为101 325.0 Pa；3)燃料组件加热过程中只计算空气对流换热，试验段轴向和径向散热损失占比为19%；4)将空气对流换热过程视为一维换热过程，即只考虑轴向方向上的换热；5)忽略非加热段的散热，即认为非加热段的温度、密度等参数不变，等于加热段末端的值；6)湿空气在被加热过程中，相对湿度随着温度的升高而下降，但是水蒸气的分压力不变。基于以上假设，当试验段内到达稳态时，在燃料组件高度为 $h$ 处取一微元段 $dh$ ，有：

$$q_1 dh = mc_p dT \quad (23)$$

式中： $q_1$ 为燃料组件加热段的线功率密度， $\text{W} \cdot \text{m}^{-1}$ ； $c_p$ 为空气的定压比热容， $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$ ； $T$ 为空气的温度， $^\circ\text{C}$ 。

在微元 $dh$ 内，可认为空气的物性不变，且取为 $T_h$ 温度下的物性，则 $dh$ 高度内空气温度被加热到：

$$T_{h+dh} = T_h + \frac{q_1 dh}{mc_{p,h}} \quad (24)$$

式中： $T_{h+dh}$ 为高度 $h+dh$ 处的温度， $^\circ\text{C}$ ； $c_{p,h}$ 为高度 $h$ 处的定压比热容， $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$ 。

利用式(24)，已知某一高度处的温度，并求出其物性，则可求出经过高度 $dh$ 后的温度。由此可知，给定环境条件即燃料组件入口空气温度和相对湿度，以及总加热功率后，便可求出空气在加热过程中的温度以及物性，再将式(22)化积分为求和，则可求出质量流量 $m$ ，实际的计算过程如图2所示。

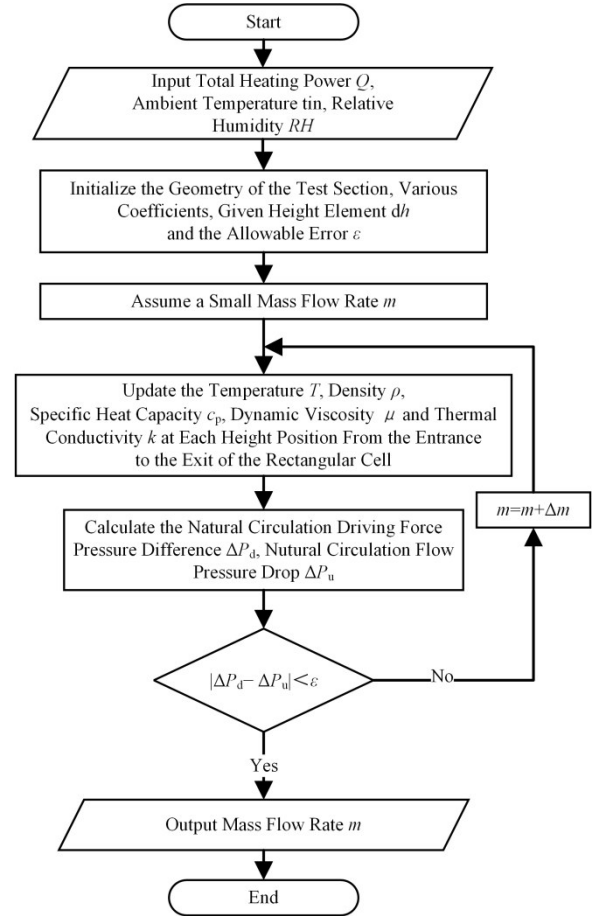


图2 自然循环流量求解流程图  
Fig.2 Flow of natural circulation flow rate solution

## 2.2.2 包壳温度模型

对于棒束层流对流换热，Moorthi等<sup>[34]</sup>发现棒束通道层流的努塞尔数( $Nu$ )仅与几何结构有关。对于方形布置的燃料棒束，当轴向和周向热流密度一定时，棒束的 $Nu$ 可通过下式计算：

$$Nu = \frac{51.20 \frac{P}{D} - 51.22}{\frac{P}{D} + 1.358} \quad (25)$$

式中： $P$ 为燃料棒节距， $m$ ； $D$ 为燃料棒直径， $m$ 。

空气与燃料棒表面对流换热的表面传热系数 $h_c$ 为：

$$h_c = \frac{Nu \cdot k_h}{D_c} \quad (26)$$

式中： $k_h$ 为空气的导热系数， $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$ ； $D_c$ 为燃料组

件等效直径, m。

则电加热棒表面温度可计算为:

$$T_c(h) = T_h + \frac{q}{h_c} \quad (27)$$

$$q = \frac{Q}{N\pi DH_1} \quad (28)$$

式中:  $T_c$  为电加热棒表面温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $T_h$  为空气温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $q$  为热流密度,  $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$ ;  $Q$  为总加热功率,  $\text{W}$ ;  $N$  为电加热棒根数;  $H_1$  为加热段长度,  $\text{m}$ 。

基于§2.2.1中建立的自然循环流量模型可求得燃料组件内的自然循环流量、温度以及热物性, 根据式(27), 可直接求得每一高度位置处的包壳温度, 随即可确定峰值包壳温度。

### 3 结果和讨论

#### 3.1 模型验证

依据已开展的自然循环实验对模型的准确性进行验证。模型预测值与实验测量值的对比如表2、图3和图4所示, 模型预测的自然循环流量均大于实测自然循环流量, 在电加热段靠近末端位置处, 预测

的温度均大于实测温度, 这使得预测的峰值包壳温度大于实测峰值包壳温度, 但在之前的位置处, 预测的温度均小于实测温度。自然循环流量和轴向温度预测值与实验值的相对误差比较如图5和图6所示, 分别在25%和20%以内。整体而言, 模型预测的温度要高于燃料组件内径向平面平均温度, 这会高估自然循环驱动力压差, 进而高估自然循环流量。忽略了非加热段的散热, 也会使得预测的自然循环流量偏大。一方面是由于模型预测的自然循环流量大于实测自然循环流量, 另一方面, 模型是将导热占比约19%惩罚到加热段上部, 而实验中热量会从高温区域传至低温区域, 这两方面共同导致了较低轴向高度位置处模型预测的温度低于实测温度。而在较高加热段位置处, 由于壁面温度高, 辐射换热非常强烈, 此时的电加热功率大部分会以辐射的形式传到外矩形通道和上部未加热段, 所以此时的实测温度值增加极为缓慢, 而模型没有考虑辐射, 只是将导热占比功率平均惩罚到上部加热段, 故预测的温度仍在较快增加, 这导致了此段位置较末端的温度预测值大于实验测量值。

表2 湿空气自然循环模型预测误差

Table 2 Prediction errors of humid air natural circulation model

| 功率<br>Power<br>/ kW | 环境温度<br>Ambient<br>temperature<br>/ $^{\circ}\text{C}$ | 相对湿度<br>Relative<br>humidity<br>/ % | 自然循环流量<br>Natural circulation flow rate / slpm |                           | 相对误差<br>Relative<br>error<br>/ % | 峰值包壳温度<br>Peak cladding temperature / $^{\circ}\text{C}$ |                           | 相对误差<br>Relative<br>error<br>/ % |
|---------------------|--------------------------------------------------------|-------------------------------------|------------------------------------------------|---------------------------|----------------------------------|----------------------------------------------------------|---------------------------|----------------------------------|
|                     |                                                        |                                     | 实验值<br>Experimental<br>value                   | 预测值<br>Predicted<br>value |                                  | 实验值<br>Experimental<br>value                             | 预测值<br>Predicted<br>value |                                  |
| 0.8                 | 18.7                                                   | 77.8                                | 154.9                                          | 189.1                     | 22.1                             | 148.5                                                    | 176.1                     | 18.6                             |
| 1.5                 | 18.0                                                   | 78.0                                | 188.8                                          | 219.3                     | 16.2                             | 250.2                                                    | 270.9                     | 8.3                              |
| 2.0                 | 17.2                                                   | 78.2                                | 201.7                                          | 230.2                     | 14.1                             | 298.5                                                    | 336.6                     | 12.8                             |
| 2.5                 | 10.9                                                   | 96.4                                | 212.3                                          | 243.3                     | 14.6                             | 353.6                                                    | 387.2                     | 9.5                              |
| 3.0                 | 24.0                                                   | 39.1                                | 182.7                                          | 228.1                     | 24.8                             | 417.2                                                    | 499.6                     | 19.8                             |

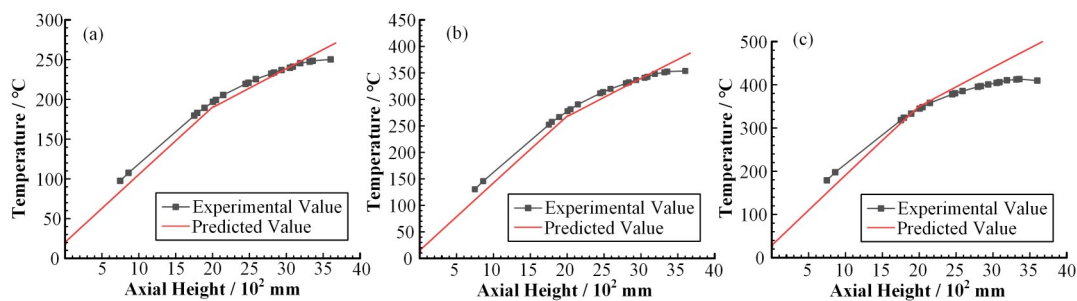


图3 不同加热功率下模型预测温度与实验值的比较 (a) 1.5 kW, (b) 2.0 kW, (c) 3.0 kW

Fig.3 Comparison of temperatures predicted by the model and experimental values under different heating powers (a) 1.5 kW, (b) 2.5 kW, (c) 3.0 kW

总的来说, 由于自然循环流量和峰值包壳温度预测值与实验值的相对误差不大, 同时模型可准确预测轴向升温趋势, 故本研究开发的预测模型可用

于乏燃料水池在发生冷却剂丧失事故后的自然循环特性研究。由于衰变功率、环境温度和相对湿度无法人为控制, 接下来重点研究这三个因素对自然循

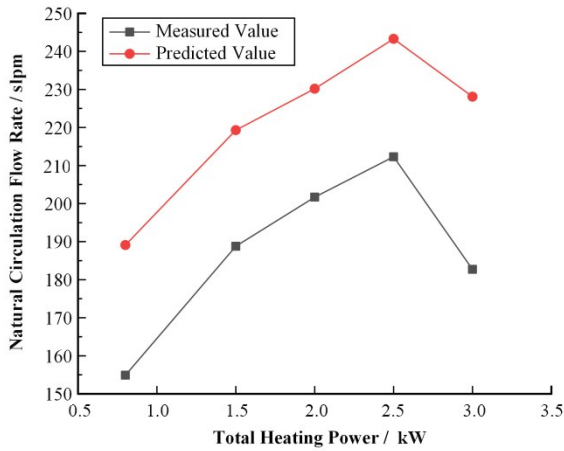


图4 实验测量自然循环流量与模型预测值的比较

Fig.4 Comparison of natural circulation flow rate measured by the experiment and predicted by the model under different heating powers

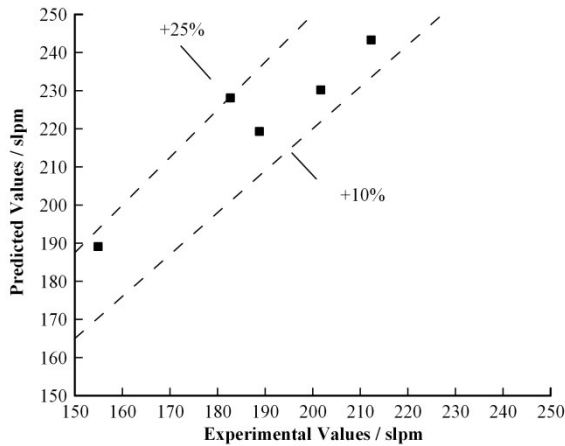


图5 自然循环流量预测值与实验值的比较

Fig.5 Comparison of predicted natural circulation flow rate and experimental value

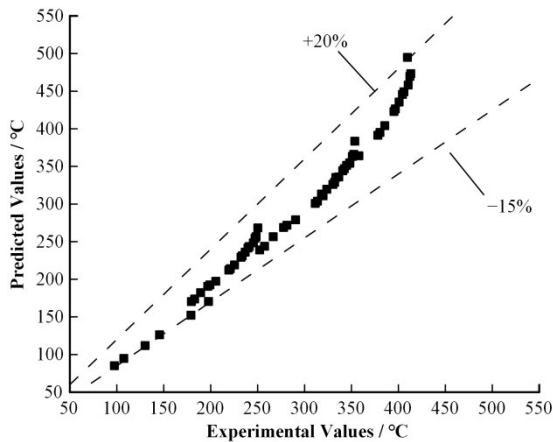


图6 轴向温度预测值与实验值的比较

Fig.6 Comparison of predicted axial temperature and experimental values

环流量和峰值包壳温度的影响。

### 3.2 总加热功率的影响

如图7所示,自然循环流量随总加热功率的增大呈现先上升后下降的趋势,且在总加热功率为2.5 kW时达到最大,其中的环境温度均取20 °C,相对湿度取70%。随着加热功率的升高,自然循环驱动力压差增大,与之相平衡的燃料组件的压降也相应增大,而燃料组件的压降与空气的自然循环流量和密度均相关,如式(2)、(9)所示,在较低加热功率时,密度降低的效应较小,自然循环流量增加;而在较高加热功率时,密度降低的效应很大,此时的自然循环流量反而下降。峰值包壳温度随总加热功率的增加而增加,并且总加热功率越大,峰值包壳温度增加越快,这是由于较高加热功率下,自然循环流量下降,导致了被加热空气温度升高加快,进而导致了峰值包壳温度增加更快。

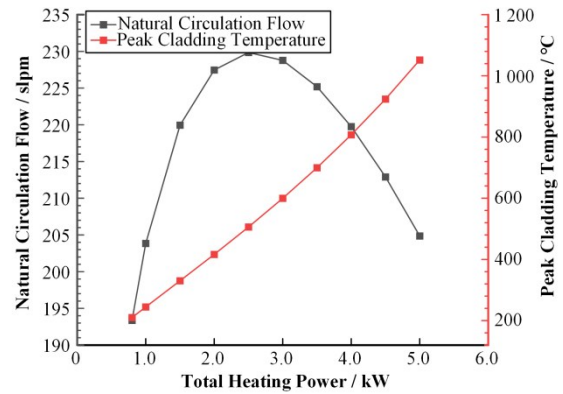


图7 自然循环流量和峰值包壳温度随总加热功率的变化关系

Fig.7 Variations of natural circulation flow rate and peak cladding temperature with total heating power

### 3.3 环境温度的影响

如图8所示,自然循环流量随环境温度的升高呈现下降的趋势,其中的加热功率均取2.0 kW,相对湿度取70%,这是因为随着环境温度的升高,自然循环驱动力压差减小,故自然循环流量下降。峰值包壳温度随环境温度的升高而增大,随着环境温度的升高,燃料组件进口空气温度升高且自然循环流量下降,这导致了峰值包壳温度更高,在2.5 kW加热功率以上,环境温度每升高10 °C,峰值包壳温度升高30 °C以上。

### 3.4 相对湿度的影响

相对湿度是指单位体积空气中,实际水蒸气的分压与相同温度和体积下水饱和蒸气压的百分比,因此,比较相对湿度的影响时,应首先指明温度。

湿空气自然循环流量随相对湿度的变化关系如图9所示,其中的加热功率均取2.0 kW,可见在较低

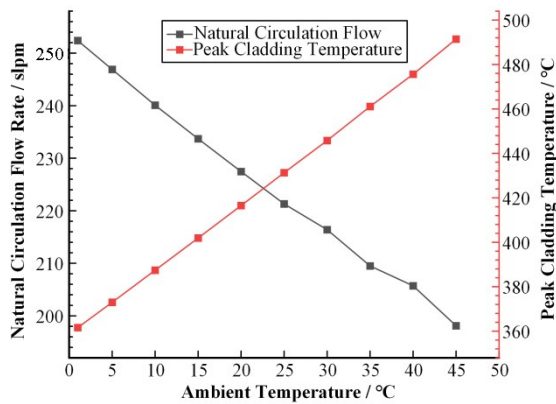


图8 自然循环流量和峰值包壳温度随环境温度的变化关系  
Fig.8 Variations of natural circulation flow rate and peak cladding temperature with ambient temperature

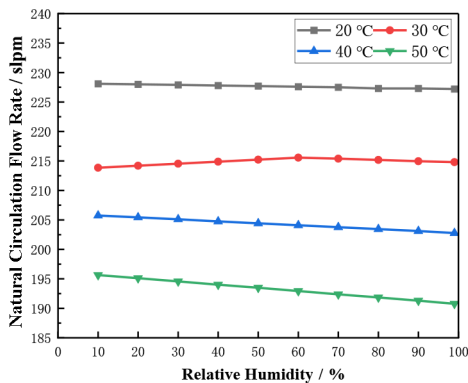


图9 自然循环流量随相对湿度的变化关系  
Fig.9 Variation of natural circulation flow rate with relative humidity

环境温度时,相对湿度对自然循环流量几乎没有影响,而在较高环境温度时,自然循环流量随相对湿度的增大而减小。水蒸气的饱和蒸气压随温度的变化关系如图10所示,在较低温度时,水蒸气的饱和蒸气压很小,那么此时无论相对湿度如何变化,空气中的水蒸气分压仍然很小,即空气中的水蒸气含量极少,故这时自然循环流量几乎不受相对湿度的影响;而在环境温度较高时,水蒸气的饱和蒸气压也较高,这时改变相对湿度,湿空气中水蒸气的实际分压会有较为明显的改变,即水蒸气的含量有明显改变,但水蒸气的密度小于干空气的密度,相对湿度越大,水蒸气含量越高,湿空气的密度越低,这使得自然循环驱动力压差减小,故自然循环流量下降。峰值包壳温度随相对湿度的变化关系如图11所示,可见峰值包壳温度几乎不受相对湿度的影响。环境温度较低时与自然循环流量的分析同理;而在较高环境温度时,由于水蒸气的定压比热容比干空气大,故此时湿空气的定压比热容随相对湿度的增加而增大,定压比热容的增大会抵消一部分自然循环流量下降的影响,使得燃料组件内空气升温几乎不受相对湿度影

响,而湿空气与包壳表面之间的膜温差很小,进而使得峰值包壳温度随相对湿度的变化不明显改变。

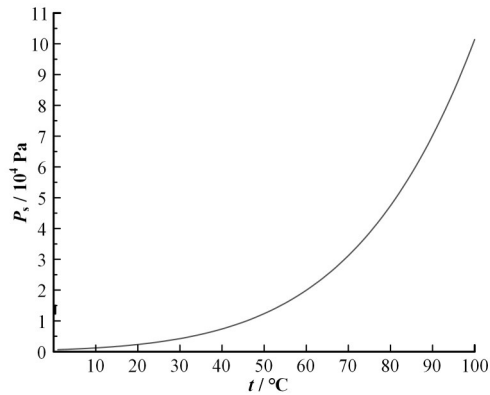


图10 水蒸气饱和蒸气压与温度的变化关系  
Fig.10 Variation of saturated vapor pressure of steam with temperature

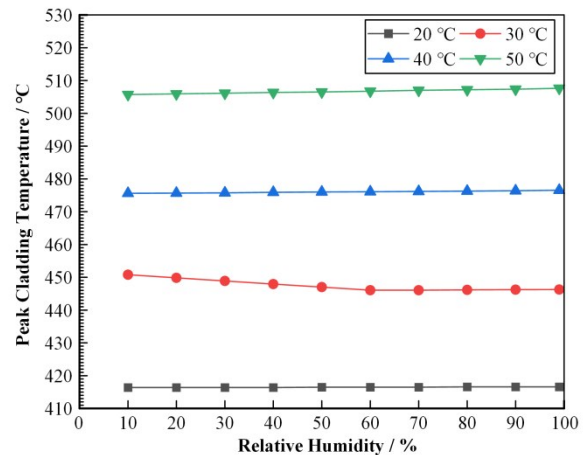


图11 峰值包壳温度随相对湿度的变化关系  
Fig.11 Variations of peak cladding temperature with relative humidity under different temperatures

## 4 结语

本研究基于全尺寸压水堆燃料组件压降实验结果对Darcy-Forchheimer模型进行了修正,以预测湿空气流过燃料组件的压降,进而开发了全尺寸压水堆燃料组件自然循环流量模型和峰值包壳温度模型。首先利用自然循环实验数据对模型计算准确性进行了验证,随后利用该模型研究了不同加热功率、环境温度和相对湿度对燃料组件自然循环流量和峰值包壳温度的影响,有以下结论:

1)模型预测的自然循环流量大于实测自然循环流量,相对误差在25%以内;模型预测的峰值包壳温度大于实测峰值包壳温度,预测误差在20%以内,而且偏保守估计。总的来说,由于预测误差不大,验证了所开发模型的准确性,故本研究开发的预测模型可用于压水堆全尺寸燃料组件的自然循环特

性研究。

2) 自然循环流量随总加热功率的增大呈现先上升后下降的趋势,且在总加热功率为 2.5 kW 时达到最大,而峰值包壳温度随总加热功率而增大,并且总加热功率越大,峰值包壳温度增加越快。

3) 自然循环流量随环境温度的升高而下降,而峰值包壳温度随环境温度的升高而增大,2.5 kW 加热功率以上时,环境温度每升高 10 °C,峰值包壳温度升高 30 °C 以上。

4) 在环境温度较低时,自然循环流量和峰值包壳温度随相对湿度变化无明显改变,而在环境温度较高时,自然循环流量随相对湿度的增大而减小,但峰值包壳温度随相对湿度的增大仍无明显变化。

**作者贡献声明** 黎磊磊负责具体的公式推导,求解计算和初稿撰写;刘茂龙负责提供研究思路,稿件修改;倪嵩负责公式推导,初稿撰写;王小文负责提供试验对比数据;刘利民负责稿件修改和编辑;顾汉洋负责稿件修改。

## 参考文献

- Vijayan P K, Nayak A K. Natural circulation systems: advantages and challenges[R]. International Centre for Theoretical Physics, 2005.
- Durbin S, Lindgren E R. Summary of zirconium fire investigations during spent fuel pool complete LOCAs [R]. Sandia National Laboratory (SNL-NM), Albuquerque, NM (United States), 2017.
- Adorni M, Herranz L E, Hollands T, *et al.* OECD/NEA Sandia Fuel Project phase I: Benchmark of the ignition testing[J]. Nuclear Engineering and Design, 2016, **307**: 418–430. DOI: 10.1016/j.nucengdes.2016.07.016.
- Ni S, Liu M L, Gu H Y. Modeling and validation of RELAP5 for natural circulation flow in a single PWR fuel assembly[J]. Annals of Nuclear Energy, 2021, **151**: 107940. DOI: 10.1016/j.anucene.2020.107940.
- Liu M L, Wang L, Ni S, *et al.* Experimental investigation on pressure drop of a PWR fuel assembly under low Re conditions[J]. Annals of Nuclear Energy, 2022, **167**: 108768. DOI: 10.1016/j.anucene.2021.108768.
- Skolik K, Trivedi A, Perez-Ferragut M, *et al.* Assessment of RELAP/SCDAPSIM for turbine trip transient in NuScale-SMR[C]. Proceedings of 2018 26th International Conference on Nuclear Engineering, July 22–26, 2018, London, England. 2018. DOI: 10.1115/ICONE26-81861.
- Liu M L, Brown N R, Terrani K A, *et al.* Potential impact of accident tolerant fuel cladding critical heat flux characteristics on the high temperature phase of reactivity initiated accidents[J]. Annals of Nuclear Energy, 2017, **110**: 48–62. DOI: 10.1016/j.anucene.2017.06.016.
- McKinnon M A, Michener T E, Jensen M F, *et al.* Testing and analyses of the TN-24P PWR spent-fuel dry storage cask loaded with consolidated fuel[R]. Electric Power Research Institute, Palo Alto, CA (United States); Pacific Northwest National Laboratory, Richland, WA (United States); EG and G Idaho, Inc., Idaho Falls, ID (United States), 1989. DOI: 10.2172/6372210.
- Bates J M. Single PWR spent fuel assembly heat transfer data for computer code evaluations[R]. Pacific Northwest Laboratory, Richland, WA (United States), 1986. DOI: 10.2172/6263991.
- Sanchez L C, Hudson M. Determination of effective thermal conductivities for a full-scale mock-up of a 217-element breeder reactor fuel assembly subjected to normal shipping conditions[R]. Sandia National Laboratory, Albuquerque, NM (United States), 1986. DOI: 10.2172/7039593.
- Manteufel R D. Heat transfer in an enclosed rod array[D]. Massachusetts Institute of Technology, 1991.
- Manteufel R D, Todreas N E. Analytic formulae for the effective conductivity of a square or hexagonal array of parallel tubes[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1994, **37**(4): 647–657. DOI: 10.1016/0017-9310(94)90136-8.
- Manteufel R D, Todreas N E. Effective thermal conductivity and edge conductance model for a spent-fuel assembly[J]. Nuclear Technology, 1994, **105**(3): 421–440. DOI: 10.13182/nt94-a34941.
- Boyd C F, Nuclear Regulatory Commission Division of Systems Analysis and Regulatory Effectiveness U S. Predictions of spent fuel heatup after a complete loss of spent fuel pool coolant[M]. Washington, DC: Division of Systems Analysis and Regulatory Effectiveness, Office of Nuclear Regulatory Research, Nuclear Regulatory Commission: Superintendent of Documents., U.S. G.P.O., 2000.
- Venigalla V V R, Greiner M. Use of geometrically accurate fuel models to predict cladding and basket temperatures within a truck cask during normal transport [J]. Nuclear Technology, 2009, **167**(2): 313–324. DOI: 10.13182/nt09-a8966.
- Kamichetty K K, Venigalla V, Greiner M. Development, use, and accuracy of a homogenized fuel region model for thermal analysis of a truck package under normal and fire accident conditions[J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 2014, **136**(2): 021208. DOI: 10.1115/

- 1.4026065.
- 17 Greiner M, Gangadharan K K, Gudipati M. Use of fuel assembly/backfill gas effective thermal conductivities to predict basket and fuel cladding temperatures within a rail package during normal transport[J]. Nuclear Technology, 2007, **160**(3): 325–336. DOI: 10.13182/nt07-a3903.
- 18 Lindgren E, Durbin S. Characterization of thermal-hydraulic and ignition phenomena in prototypic, full-length boiling water reactor spent fuel pool assemblies after a complete loss-of-coolant accident[R]. Sandia National Laboratory (SNL-NM), Albuquerque, NM (United States), 2007. DOI: 10.2172/1250761.
- 19 Lindgren E R, Durbin S G. Laminar hydraulic analysis of a commercial pressurized water reactor fuel assembly[R]. Division of Systems Analysis Office of Nuclear Regulatory Research U. S. Nuclear Regulatory Commission, 2013.
- 20 Adorni M, Esmaili H, Grant W, *et al.* Status report on spent fuel pools under loss-of-cooling and loss-of-coolant accident conditions-final report[R]. Organisation for Economic Co-Operation and Development, 2015.
- 21 廖飞页, 陈文虎, 郭超, 等. 基于 ASTEC 程序的乏燃料水池严重事故研究[J]. 核科学与工程, 2022, **42**(1): 199–206. DOI: 10.3969/j.issn.0258-0918.2022.01.029.  
LIAO Feiye, CHEN Wenhui, GUO Chao, *et al.* Study on severe accident occurred in spent fuel pool based on ASTEC code[J]. Nuclear Science and Engineering, 2022, **42**(1): 199 – 206. DOI: 10.3969/j. issn. 0258-0918.2022. 01.029.
- 22 Tsao P C, Hsieh K T, Lee D S, *et al.* Investigation of passive air cooling capacity for spent fuel pool[C]. Proceedings of the 2013 World Congress on Advances in Nano, Biomechanics, Robotics, and Energy Research (ANBRE13), Seoul, Korea, F, 2013.
- 23 陆雨洲, 贡相羽, 张会勇, 等. 失水事故后燃料厂房空气自然循环及氢气分布实验研究[J]. 原子能科学技术, 2020, **54**(5): 916–922. DOI: 10.7538/yzk.2019.youxian.0391.  
LU Yuzhou, YUN Xiangyu, ZHANG Huiyong, *et al.* Experimental research of air natural circulation and hydrogen distribution in fuel building after loss of coolant accident[J]. Atomic Energy Science and Technology, 2020, **54**(5): 916–922. DOI: 10.7538/yzk.2019.youxian.0391.
- 24 Liu M L, Ni S, Wang X W, *et al.* Experimental study on the natural circulation behavior of a full-scale PWR fuel assembly[J]. Annals of Nuclear Energy, 2022, **174**: 109172. DOI: 10.1016/j.anucene.2022.109172.
- 25 Forat C, Florentin F. The AFA 3G fuel assembly: a proven design for high burnups[M]. Paris (France): Societe Francaise d'Energie Nucleire (SFEN), 1999: 73–82.
- 26 Herranz L E, Penalva J, Feria F. CFD analysis of a cask for spent fuel dry storage: model fundamentals and sensitivity studies[J]. Annals of Nuclear Energy, 2015, **76**: 54–62. DOI: 10.1016/j.anucene.2014.09.032.
- 27 沈维道. 工程热力学[M]. 2版. 北京: 高等教育出版社, 1983.  
SHEN Weidao. Engineering thermodynamics[M]. 2nd ed. Beijing: Higher Education Press, 1983.
- 28 田立楠. 纯气体、混合气体及液体导热系数的计算[J]. 氮肥设计, 1996, **34**(4): 19–22, 3.  
TIAN Li'nan. Calculation of thermal conductivity of pure gas, mixed gas and liquid[J]. Chemical Fertilizer Design, 1996, **34**(4): 19–22, 3.
- 29 Lemmon E W, Jacobsen R T, Penoncello S G, *et al.* Thermodynamic properties of air and mixtures of nitrogen, argon, and oxygen from 60 to 2 000 K at pressures to 2 000 MPa[J]. Journal of Physical and Chemical Reference Data, 2000, **29**(3): 331 – 385. DOI: 10.1063/1.1285884.
- 30 Wagner W, Pruß A. The IAPWS formulation 1995 for the thermodynamic properties of ordinary water substance for general and scientific use[J]. Journal of Physical and Chemical Reference Data, 2002, **31**(2): 387 – 535. DOI: 10.1063/1.1461829.
- 31 Kiijarvi J. Darcy friction factor formulae in turbulent pipe flow[J]. Lunowa Fluid Mechanics Paper, 2011, **110727**: 1–11.
- 32 孔珑. 工程流体力学[M]. 4版. 北京: 中国电力出版社, 2014.  
KONG Long. Engineering fluid mechanics[M]. 4th ed. Beijing: China Electric Power Press, 2014.
- 33 于平安, 朱瑞安, 喻真烷, 等. 核反应堆热工分析[M]. 3版. 上海: 上海交通大学出版社, 2002.  
YU Ping'an, ZHU Rui'an, YU Zhenwan, *et al.* Thermal analysis of nuclear reactors[M]. 3rd ed. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University Press, 2002.
- 34 Moorthi A, Sharma A K. Laminar fluid flow and heat transfer in non-circular sub-channel geometries of nuclear fuel bundle[J]. Progress in Nuclear Energy, 2018, **103**: 243–253. DOI: 10.1016/j.pnucene.2017.10.009.