

蒸汽直接喷射冷凝过程中两相流特性的数值研究

闫良^{1,2}，李振中^{1,2}，刘汉周^{1,2}，胡练³，步珊珊^{1,2}，陈德奇^{1,2}

(1. 重庆大学低品位能源利用技术及系统教育部重点实验室，400044，重庆；2. 重庆大学能源与动力工程学院，400044，重庆；3. 重庆科技学院机械与动力工程学院，401331，重庆)

摘要：为了获得泄压系统中蒸汽直接喷射冷凝过程两相流特征的变化规律，采用数值模拟方法，结合 VOF 两相流模型和冷凝相变模型，通过控制变量的方式研究了过冷水温和蒸汽入口压力对蒸汽喷射直接接触冷凝过程的影响，分析了不同工况下的冷凝两相流场特征。结果表明：过冷水温和蒸汽入口压力均对喷射水箱中的蒸汽羽流特征具有显著影响，更高的过冷水温和入口压力均会导致更大的蒸汽羽流长度和影响区域；当过冷水温较低时，沿喷射轴线方向上蒸汽温度逐渐减小，而在过冷水温较高时，蒸汽温度先增加然后快速降低，这是因为来不及冷凝的蒸汽滞止在两相混合区之前；随着蒸汽入口压力的降低，纯蒸汽区越短，且两相混合区的蒸汽体积分数下降速度越快。

关键词：蒸汽喷射；直接接触冷凝；VOF 模型；数值模拟

中图分类号：TL339 **文献标志码：**A

DOI：10.7652/xjtuxb202110018 **文章编号：**0253-987X(2021)10-0157-07



OSID 码

Numerical Investigation for Two-Phase Flow Characteristics in Direct Steam Injection Condensation Process

YAN Liang^{1,2}，LI Zhenzhong^{1,2}，LIU Hanzhou^{1,2}，HU Lian³，BU Shanshan^{1,2}，CHEN Deqi^{1,2}

(1. Key Laboratory of Low-Grade Energy Utilization Technologies & Systems of Ministry of Education of China, Chongqing 400044, China; 2. School of Energy and Power Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, China; 3. School of Machinery and Power Engineering, Chongqing University of Science and Technology, Chongqing 401331, China)

Abstract: To reveal two-phase flow characteristics of direct steam injection condensation process in pressure relief system, combining VOF two-phase flow model with condensation phase change model, the influences of initial subcooled water temperature and steam inlet pressure on the direct contact condensation process of steam jet are numerically simulated and the characteristics of condensation two-phase flow field in different cases are analyzed. The results show that both subcooled water temperature and steam inlet pressure significantly affect the characteristics of steam plume in tank; higher subcooled water temperature and initial steam pressure lead to larger steam plume length and influence area. When the temperature of subcooled water is low, the steam temperature along the jet axis decreases monotonically and when the temperature of subcooled water is high, the steam temperature along the jet axis first increases and then decreases rapidly, which results from stagnation of the steam before the two-phase zone. With the decreasing steam inlet pressure, the pure steam zone gets shorter and the steam volume fraction decreases faster in the two-phase mixing zone.

Keywords: steam jet; direct contact condensation; VOF model; numerical simulation

抑压水池是沸水堆核电站安全壳专设安全系统的重要组成部分。当反应堆一回路出现失水事故时,安全壳内的压力和温度会升高并威胁整个系统的安全性。通常将一回路的水以高温高压蒸汽的形式注入抑压水池来排出安全壳内多余的热量,从而减弱极端破口事故初期的安全壳压力峰值,进而保证安全壳完整性和整个系统的安全^[1]。

显然,抑压水池中的直接接触冷凝特性对整个泄压系统的正常运行具有重要影响。研究蒸汽直接喷射冷凝过程中两相流特性能为包含抑压水池在内的泄压系统的优化设计提供指导。

国内外针对蒸汽射流直接接触冷凝这一现象开展了大量的实验和数值模拟研究。在实验方面,文献[2-6]通过可视化实验,研究了不同工况下蒸汽射流在过冷水中的流动形态,并分析流动形态与工况参数的关系,绘制了蒸汽喷射直接接触冷凝流型图。总体上,蒸汽流量和池水过冷度是影响汽羽形状的主要因素。此外,人们还针对蒸汽直接喷射冷凝两相流特征进行研究,并基于实验提出了相应的经验关联式^[7-8]。由于蒸汽直接喷射冷凝涉及到蒸汽的膨胀和压缩、汽液界面传热传质、蒸汽相变冷凝、汽液界面不稳定性及湍流扩散等复杂过程,由于实验成本与现有测量手段的限制,目前主要是对该现象的宏观特性进行测量和研究,其内部的流动与相变换热细节仍难以通过实验获得。

在数值研究方面,Gulawani等采用CFD软件对不同工况下的直接接触冷凝进行了数值模拟研究,并与实验结果进行比较,验证了数值模拟方法的有效性^[9]。Tanskanen模拟了POOLEX设施中不同雷诺数下的直接接触冷凝实验,发现Lakehal冷凝模型以及Coste和Lavi'eville冷凝模型能够准确地预测冷凝速度^[10]。Li等对T形管内蒸汽直接接触冷凝特性进行了实验和模拟研究,发现在特定的蒸汽流量下,不同的过冷水温下分别出现剧烈Chugging、轻微Chugging和泡状流等现象^[11]。张孟超分别用总能模型和热能模型作为传热模型研究了喷嘴喷放冷凝和喷孔喷放冷凝,发现喷嘴喷放中所形成的蒸汽羽流先收缩再发散,而喷孔喷放中的羽流则直接发散^[12]。Ji等结合基于气体动理论的相变模型和Mixture模型,对过冷水中蒸汽射流冷凝进行了瞬态模拟,并对比验证了该方法的可行性^[13]。王洪彬研究了喷嘴直径、水温、喷射方向和双喷嘴等因素对蒸汽射流冷凝的影响,同时采用修

正的冷凝模型考虑空气的影响,发现空气的存在会增强射流的扩散程度^[14]。

人们对蒸汽喷射直接接触冷凝已开展了较多的实验和模拟研究,并取得了丰富的研究成果。然而,在泄压系统工作时,抑压水池中的蒸汽入口压力逐渐降低,同时水池中的水温逐渐上升。因为对这一动态过程进行模拟研究难度较大,所以目前相关的研究结果仍比较缺乏。

本文结合VOF(Volume of Fluid)模型和相变模型对过冷水中蒸汽喷射冷凝的两相流场进行数值模拟,通过控制变量的方式研究过冷水温和蒸汽入口压力对蒸汽直接喷射冷凝两相流场特征的影响,以了解蒸汽直接喷射冷凝过程中的冷凝两相流特征的变化趋势。

1 研究对象

如图1所示,本文的模拟对象是喷射冷凝水箱内的单喷孔射流,喷嘴直径为25 mm。由于蒸汽经过圆形喷嘴进入喷射水箱内冷凝的过程类似于大空间射流,为了减少计算量,将计算区域选取为直径等于400 mm、长度为875 mm的圆柱体(下文的模拟结果表明此计算域足够大)。在图1中, x 和 y 方向分别表示下文中的轴向方向和径向方向。

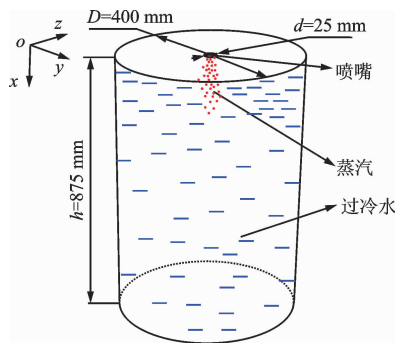


图1 喷射水箱内单喷孔计算模型

Fig.1 Schematic diagram of single orifice jet in water tank

蒸汽喷射冷凝的典型工况是0.8 MPa下的饱和蒸汽从喷嘴处喷射入充满30℃过冷水的冷凝水箱,并形成汽羽。在水的冷却作用下,蒸汽冷凝为水。蒸汽的质量流量为0.5 kg/s。为了研究蒸汽喷射冷凝过程中过冷水温和蒸汽入口压力变化对直接喷射两相流特性的影响,分别改变过冷水温和蒸汽入口压力进行变工况模拟。表1给出了本文模拟计算工况,可以看到,过冷水温从20℃增加到50℃,蒸汽入口压力从0.8 MPa减小到0.2 MPa。

表 1 本文模拟计算工况表
Table 1 Numerical simulation conditions

工况特征	入口温度 /℃	入口压力 /MPa	质量流量 /(kg·s ⁻¹)	水池温度 /℃
典型工况	170	0.8	0.5	30
	170	0.8	0.5	20
变过冷水温	170	0.8	0.5	40
	170	0.8	0.5	50
变蒸汽压力	120	0.2	0.5	30
	143	0.4	0.5	30
	158	0.6	0.5	30

2 数值方法

2.1 控制方程

本文采用 VOF 方法对两相流场进行模拟,相应的质量、动量和能量守恒方程组为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_l \rho_l) + \nabla \cdot (\alpha_l \rho_l \mathbf{V}) = \dot{m} \tag{1}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \mathbf{V}) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{V} \mathbf{V}) = -\nabla p + \nabla \cdot [\mu(\nabla \mathbf{V} + \nabla \mathbf{V}^T)] + \rho \mathbf{g} + \mathbf{F} \tag{2}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\mathbf{V}(\rho E + p)) = \nabla \cdot (k_{\text{eff}} \nabla T + \bar{\boldsymbol{\tau}}_{\text{eff}} \cdot \mathbf{V}) + S_h \tag{3}$$

式中: α 和 ρ 分别表示体积分数和密度; $\mathbf{V}$ 为控制体内的速度; $\dot{m}$ 是相间质量交换源项; t 为时间;下标 i 为液相 l 或汽相 v ; p 为压力; μ 为动力黏度; $\mathbf{g}$ 为重力加速度; $\mathbf{F}$ 为表面张力; k_{eff} 是有效导热系数; $\bar{\boldsymbol{\tau}}_{\text{eff}}$ 是采用控制体内混合黏度计算的应力张量; S_h 表示体积热源。在 VOF 模型中,通过体积加权平均的方式来获得控制体内的密度 ρ 和黏度,而能量 E 和温度 T 则按照质量平均来处理。

采用湍流模型来反映流场中湍流脉动的影响。因为 RNG $k-\epsilon$ 模型能有效地解决高应变率和流线弯曲程度较大的流动问题,适用于处理分离流和射流等中等复杂度的流动问题^[15],所以本文在进行蒸汽喷射冷凝时选择 RNG $k-\epsilon$ 模型作为湍流模型。湍动能 k 和耗散率 ϵ 的控制方程如下

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{\text{eff}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \epsilon \tag{4}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\epsilon \mu_{\text{eff}} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon}^* \rho \frac{\epsilon^2}{k} \tag{5}$$

式中: α_k 和 α_ϵ 分别表示湍动能 k 和耗散率 ϵ 的逆有效 Pr 数; μ_{eff} 是有效黏度; G_k 表示平均速度梯度引起的湍流动能产生项; G_b 是浮力引起的湍流动能产生项; $C_{1\epsilon}$ 、 $C_{2\epsilon}^*$ 和 $C_{3\epsilon}$ 是方程中的系数。上述参数的具体计算式详见软件的理论文档^[15]。

2.2 相变模型

合理地模拟冷凝相变是整个两相流场数值模拟的关键。在 VOF 模型中,主要采用 Lee 模型来模拟相变过程^[16]。在 Hertz-Knudsen 气液相界面净质量通量方程的基础上,经过一系列简化可得到 Lee 模型。在该模型中,蒸汽输运方程的源项 $\dot{m}$ 可以通过 $\dot{m}_{l \rightarrow v} - \dot{m}_{v \rightarrow l}$ 来确定,其中 $\dot{m}_{l \rightarrow v}$ 和 $\dot{m}_{v \rightarrow l}$ 分别表示蒸发和冷凝速率,其具体计算式为

$$\dot{m}_{l \rightarrow v} = c_{\text{oeff}} * \alpha_l \rho_l \frac{(T_l - T_{\text{sat}})}{T_{\text{sat}}}, \quad T_l > T_{\text{sat}} \tag{6}$$

$$\dot{m}_{v \rightarrow l} = c_{\text{oeff}} * \alpha_v \rho_v \frac{(T_{\text{sat}} - T_v)}{T_{\text{sat}}}, \quad T_v < T_{\text{sat}} \tag{7}$$

式中: T_{sat} 表示饱和温度; c_{oeff} 是一个需要微调的系数,可以认为是弛豫时间。 c_{oeff} 的值在使用时需根据具体工况来定,对于冷凝过程的数值模拟, c_{oeff} 的取值存在较大的差异且没有取值标准^[17-18]。本文基于 Kim 等实验^[19] 的模拟验证,在应用 Lee 模型时将 c_{oeff} 的值设为 2 000。

2.3 定解条件

由于结构的对称性,采用 1/2 的计算区域进行计算(即实际计算域为半圆柱),剖面处采用对称边界条件。入口采用饱和蒸汽的参数,因为仅计算图 1 所示区域的一半,故入口质量流量等于 0.25 kg/s。蒸汽入口压力根据具体工况而定,整个计算域的出口采用压力出口边界条件。初始时刻水箱内全是液相且速度为 0,温度根据工况而定,回流温度的设置与液相初始温度相同。蒸汽和水的导热系数、密度和焓等物性参数取自 IAPWS 水和水蒸气热力性质 1997 工业用公式(IAPWS-IF97 模型)^[20]。该公式是国际水和水蒸气性质学会(IAPWS)于 1997 年通过并发表的水和水蒸气热力性质工业用标准。

2.4 数值方法验证

基于 Kim 等^[19] 的实验工况对本文数值方法进行验证。在验证模拟中,选用 10.15 mm 的喷嘴作为蒸汽喷嘴,长度为 150 mm。流体区域为直径等于 300 mm、长度为 875 mm 的圆柱。蒸汽入口设置为压力入口边界条件,壁面为绝热边界条件,其他表面设置为压力出口。蒸汽的质量流量为 600 kg/(m²·s),假设喷嘴喉部流动状态达到临界状态。

图2为数值模拟得到的蒸汽羽流与相应实验结果比较,从图中可以看出,模拟所得的蒸汽羽流形状与实验观测到的羽流形状类似。图3给出了轴向温度分布的比较,可以看到,尽管模拟值与实验值之间存在一定的差异,但是轴向温度的变化趋势一致,均呈现先减小后增加然后逐渐减小的过程。需要说明的是,在Kim等的实验中没有给出喷嘴出口处的压力^[19],在本文的模拟中,假设喷嘴出口处达到临界状态,得到该处的压力为410 kPa。在该压力下的饱和蒸汽温度约为145℃,而实验中测量的喷嘴出口附近的温度约为116℃,这个区别是造成模拟值与实验值之间差异的主要原因。通过上述对比表明,本文的数值模拟能合理地反映蒸汽直接喷射冷凝过程,可以用来模拟研究喷射水箱内的两相流场。

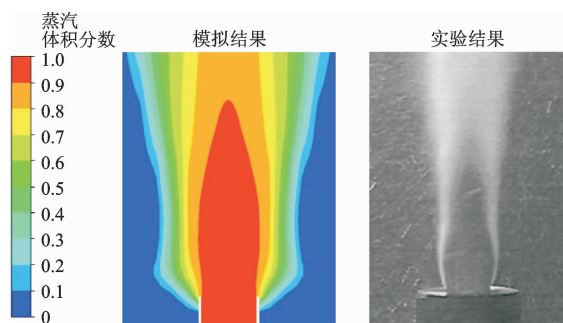


图2 CFD模拟结果与实验结果对比

Fig. 2 Comparison between CFD and experimental results

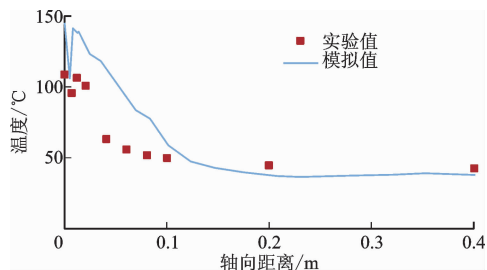


图3 轴向温度模拟值与实验值的对比

Fig. 3 Comparison of axial temperature distribution between CFD and experimental results

3 结果与讨论

3.1 过冷水温的影响

在实际蒸汽直接喷射冷凝过程中,水池中的水温不断上升。为了分析水温变化时喷射冷凝两相流特征的变化,本节研究过冷水温对直接喷射冷凝两相流特性的影响。蒸汽入口压力为0.8 MPa时,不同过冷水温下喷射水箱内对称截面上的蒸汽羽流的速度矢量分布如图4所示。需要说明的是,由于过冷水温为50℃工况下的蒸汽羽流速度矢量与其他

工况的速度矢量分布类似,因此图4中仅给出过冷水温为20、30、40℃工况下的结果。从图中可以看到,在蒸汽羽流速度场界面处呈现出一种波浪状,这表明,界面处两相流的湍流较为剧烈,使得蒸汽与水之间的动量与能量传递增强,这一现象与Xu等的实验结果^[21]一致。在两相流区,由于界面处的波浪状流动,蒸汽的速度急剧下降。高温蒸汽进入水箱后,过冷水流向蒸汽侧并将高温蒸汽冷凝。当过冷水温从20℃变化到40℃时,蒸汽周围的过冷水也越来越多。这是因为随着过冷度的降低,蒸汽的冷凝速率会降低,根据热平衡理论,蒸汽需要扩大面积来达到新的平衡,因此蒸汽射流影响的区域也随之变大。在蒸汽羽流的两侧和末端,情况更为复杂,部分因冷凝或加热所产生的水向侧上方流动,同时有大量的过冷水流向蒸汽侧。从图4中还可以看到,由于羽流附近的水吸收了蒸汽的热量,因此过冷度和冷却能力都下降,随着时间的延长,蒸汽羽流的影响范围也越来越大。

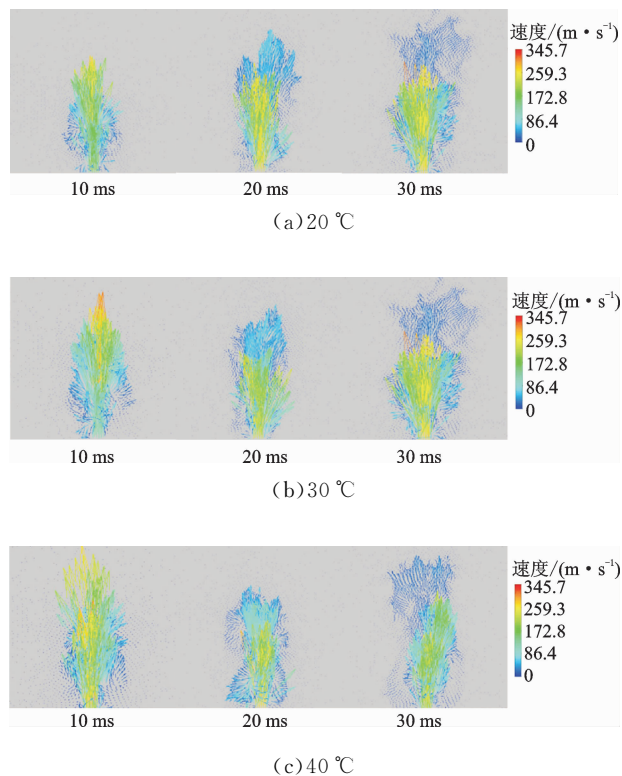


图4 不同初始水温工况下喷射水箱内蒸汽羽流速度分布
Fig. 4 Vector distribution of steam plume in tank at different initial water temperatures

当 $t=30$ ms时,两种不同水温(20℃和50℃)工况下在轴向方向上距离喷孔10 mm和400 mm截面上的径向温度分布见图5、图6。因为实际的计算域是半圆柱,所以在垂直于对称面的径向方向上

的总长度依然等于 400 mm。又因为远离喷嘴的区域受到蒸汽射流的影响很小,图中仅给出径向方向上左右两边离喷嘴中心 150 mm 范围内的温度分布。从图 5 和 6 中可以看到,在靠近蒸汽喷嘴出口的区域,两种工况下的径向温度分布相差不大。在离喷嘴轴线的距离小于 0.012 5 m 内的区域,温度约为蒸汽饱和温度,沿着径向方向温度迅速降至过冷水温。在径向方向上离喷嘴中心距离大于 0.05 m 的区域,温度变化已不明显。这是由于通过喷嘴的蒸汽具有较高的质量流量,在离喷嘴较近的区域内,蒸汽所携带的大量热量还未能释放到过冷水中。然而,在离蒸汽喷嘴 400 mm 的截面上的径向温度分布受过冷水温的影响很大。在 20 ℃ 工况下,该截面上的温差为 5 K,而在 50 ℃ 工况下的温差不到 1 K。这是因为不同温度下,过冷水与蒸汽的换热系数相差很大。通过观察径向温度分布,可以发现不同过冷水温下径向分布的形状是类似的,在蒸汽羽流中心线处达到最大值,并向外径向方向逐渐减小。由于不同过冷水温工况下的蒸汽羽流的长度和形状均不一样,因此最高温度对应的位置存在差异。

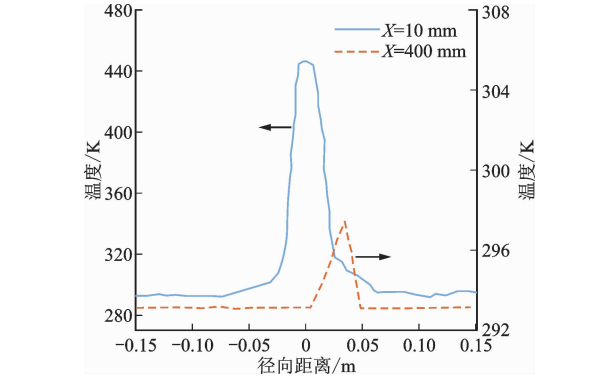


图 5 初始水温为 20 ℃、 $t=30$ ms 时不同截面处温度分布
Fig. 5 Temperature distribution at differet cross-sections
(initial temperature=20 ℃, $t=30$ ms)

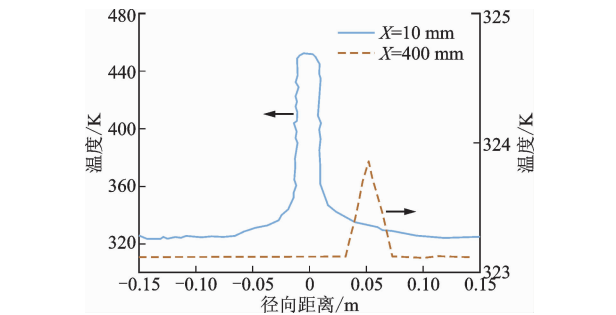


图 6 初始水温为 50 ℃、 $t=30$ ms 时不同截面处温度分布
Fig. 6 Temperature distribution at different cross-sections
(initial temperature=50 ℃, $t=30$ ms)

当 $t=30$ ms 时,初始水温为 20 ℃ 和 50 ℃ 这两个工况下沿汽羽轴线方向上的温度变化如图 7 所示。总体上看,水温为 20 ℃ 时,轴向温度沿轴线方向单调地减小,从 443 K 逐渐减小到 293 K。然而,当初始过冷水温等于 50 ℃ 时,轴向温度的变化趋势与前者存在显著差异。沿轴向方向,温度先增加至 460 K 而后快速降低,并逐渐趋向于过冷水温 323 K。出现这种现象的原因是,当喷射水箱中的水温较高时,大量的蒸汽来不及冷凝,在受到两相混合物的阻挡后并滞止在喷嘴附近区域,导致该区域的蒸汽产生某种程度上的压缩,从而使得蒸汽温度上升。当初始水温较低时,过冷水的冷凝能力较强,因此不会出现该现象。

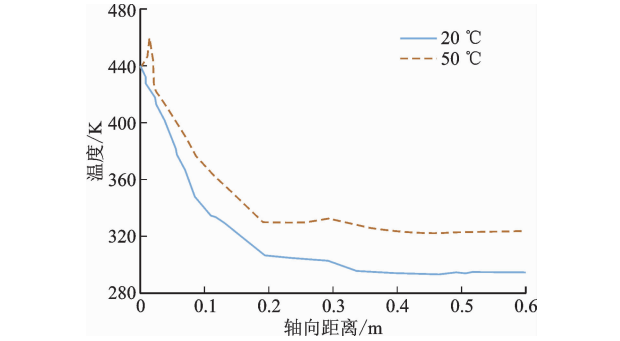


图 7 $t=30$ ms 时汽羽轴线方向上的温度分布
Fig. 7 Axial temperature distribution under different conditions ($t=30$ ms)

3.2 蒸汽入口压力的影响

在泄压系统的蒸汽喷射冷凝过程中,蒸汽的入口压力逐渐下降^[1]。本小节主要讨论蒸汽入口压力逐渐降低时的两相流场特征的变化。过冷水温为 30 ℃、 $t=30$ ms 时,不同蒸汽入口压力下的汽相体积分数云图如图 8 所示。蒸汽入口压力越高,蒸汽羽流的长度和影响区域也越大,两相界面也更加破碎。这是因为,压力越高的蒸汽所具有的惯性和热量越大,蒸汽可以运动到离喷嘴更远的区域。在过冷水的冷却和掺混作用下,部分蒸汽冷凝成水,从而在羽流末端出现蒸汽与水的两相混合物。这种两相混合物的出现能增大蒸汽与过冷水的接触面积,从而增大冷凝换热系数。从图 8 中还可以发现,在较低压力($P=0.2$ MPa)时,蒸汽羽流的长度和影响区域比较小,蒸汽进入过冷水中后迅速冷凝。

当 $t=30$ ms 时,不同入口压力工况下距离喷嘴 10 mm 位置处的径向压力分布见图 9。与图 5 和 6 一样,图中仅给出径向左两边离喷嘴中心 150 mm 范围内的压力分布。从总体上看,径向的压力

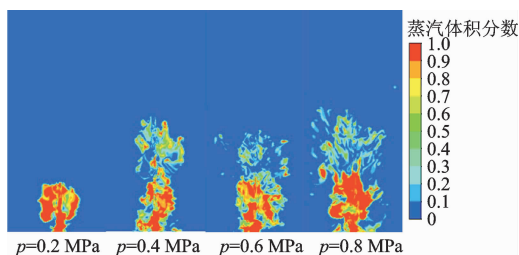


图8 $t=30$ ms、初始水温为 $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时不同压力下的蒸汽相分布图

Fig. 8 Volume fraction of steam under different pressures (initial water temperature= $30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t=30$ ms)

中间高两边低,喷嘴轴线附近区域是蒸汽区域,因此压力比其他区域更高。从图中还可以看到,蒸汽喷射入过冷水中后,压力迅速下降,例如初始入口压力为 0.8 MPa 的蒸汽,在离喷嘴 10 mm 处的压力衰减至约为 0.25 MPa 。此外,在喷嘴轴线附近区域不仅存在压力峰值,同时也存在谷值。谷值产生的原因主要是,蒸汽的射流卷吸作用使该处的换热被强化,从而使局部压力下降。此外,从图9中还可以看出,压力峰值随着蒸汽入口压力的减小而降低,且影响区域也逐渐变小。

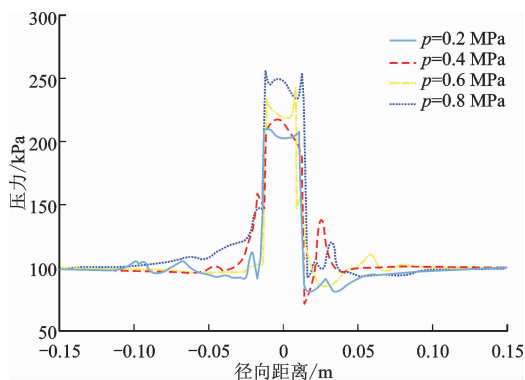


图9 $t=30$ ms 时不同压力工况下的径向压力分布
Fig. 9 Pressure distribution in radial direction under different inlet pressures ($t=30$ ms)

当 $t=30\text{ ms}$ 时,不同蒸汽入口压力工况下沿中心轴线上的蒸汽体积分数变化如图10所示。与已有的研究结论类似,从轴向方向可以将蒸汽冷凝过程划分为3个区域,即纯蒸汽区域、蒸汽水两相混合区域及完全冷凝湍流区域。在喷嘴附近的小范围内,蒸汽体积分数会保持为 100% 。当蒸汽入口压力为 0.2 MPa 和 0.6 MPa 时,纯蒸汽区域分别为 0.1 m 和 0.17 m 。由于蒸汽的冷凝和过冷水的卷吸作用,蒸汽沿轴向方向的体积分数不断减小。在蒸汽羽流的前半部分,由于凝结速率较大,蒸汽的体

积分数迅速降低。在蒸汽羽流末端,蒸汽的体积分数下降速率越来越小。当蒸汽沿轴向喷射到 0.5 m 左右的位置时蒸汽完全冷凝,蒸汽体积分数减小至0。从图10中还可以看到,不同蒸汽入口压力时蒸汽体积分数下降的速率不同,随着入口压力的降低,蒸汽体积分数分布的下降速率也变得更慢,从而使蒸汽羽流的长度减小。

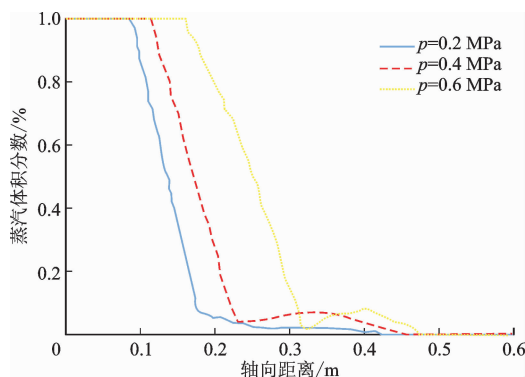


图10 $t=30$ ms 时不同压力工况下的轴向蒸汽体积分数分布

Fig. 10 Axial distribution of steam volume fraction under different inlet pressures ($t=30$ ms)

4 结论

本文采用VOF模型,结合冷凝相变模型对过冷水中的蒸汽喷射直接接触冷凝过程开展了数值研究,得出的主要结论如下。

(1)过冷水温对蒸汽羽流的长度及其内部温度分布具有显著影响。在一定的蒸汽入口压力下,随着过冷度的降低,蒸汽冷凝能力逐渐下降,使得蒸汽羽流越来越长。当过冷度较大时,轴向温度沿羽流轴向单调减小,然而在过冷水温为 $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,轴向的蒸汽温度先增加而后快速降低,这是由于未冷凝的蒸汽会滞止在两相混合区之前。

(2)当过冷水温不变时,随着蒸汽入口压力的降低,蒸汽羽流的长度和影响区域也逐渐减小。由于蒸汽的射流卷吸作用,在喷嘴轴线区域的压力峰值附近也存在谷值。蒸汽入口压力越低,蒸汽区域越短,而且蒸汽水两相区的蒸汽体积分数下降速度也越快。

通过控制变量的方式研究过冷水温和蒸汽入口压力对蒸汽直接喷射冷凝两相流场的影响,有助于理解蒸汽直接喷射冷凝过程中的两相流场特征变化。然而,在泄压系统的蒸汽直接喷射冷凝过程中,蒸汽入口压力降低的同时,水池水温也逐渐上升。在后续的工作中,需建立耦合蒸汽入口压力变化和

水池水温变化的数值模拟模型,研究蒸汽直接喷射冷凝过程中的动态特征,为核能系统中泄压系统的优化设计提供指导。

参考文献:

- [1] 臧金光,毕景良,张妍,等. 抑压水池热工水力特性数值模拟研究 [C]//第十五届全国反应堆热工流体学术会议暨中核核反应堆热工水力技术重点实验室学术年论文集. [S.l.]: 中国核学会, 2017: 1159-1164.
- [2] CHAN C K, LEE C K B. A regime map for direct contact condensation [J]. *International Journal of Multiphase Flow*, 1982, 8(1): 11-20.
- [3] CHUN M H, KIM Y S, PARK J W. An investigation of direct condensation of steam jet in subcooled water [J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 1996, 23(7): 947-958.
- [4] CHO S, SONG C H, PARK C K, et al. Experimental study on dynamic pressure pulse in direct contact condensation of steam discharging into subcooled water [C]// *Proceedings of 1st Korea-Japan Symposium on Nuclear Thermal Hydraulics and Safety*. Pusan, Korea: [s. n.], 1998: 291-298.
- [5] DE PETROVIC WITH A, CALAY R K, DE WITH G. Three-dimensional condensation regime diagram for direct contact condensation of steam injected into water [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2007, 50(9/10): 1762-1770.
- [6] WU Xinzhuang, YAN Junjie, LI Wenjun, et al. Experimental study on sonic steam jet condensation in quiescent subcooled water [J]. *Chemical Engineering Science*, 2009, 64(23): 5002-5012.
- [7] KIM Y S, YOUN Y J. Experimental study of turbulent jet induced by steam jet condensation through a hole in a water tank [J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2008, 35(1): 21-29.
- [8] 武心壮,邱斌斌,种道彤,等. 单喷嘴蒸汽射流凝结引起的压力振荡研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2014, 48(1): 48-52.
WU Xinzhuang, QIU Binbin, CHONG Daotong, et al. Pressure oscillation induced by steam jet condensation in water through a nozzle [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2014, 48(1): 48-52.
- [9] GULAWANI S S, JOSHI J B, SHAH M S, et al. CFD analysis of flow pattern and heat transfer in direct contact steam condensation [J]. *Chemical Engineering Science*, 2006, 61(16): 5204-5220.
- [10] TANSKANEN V. CFD modelling of direct contact condensation in suppression pools by applying condensation models of separated flow [D]. Lappeenranta, Finland: Lappeenranta University of Technology, 2012: 89-95.
- [11] LI S Q, WANG P, LU T. Numerical simulation of direct contact condensation of subsonic steam injected in a water pool using VOF method and LES turbulence model [J]. *Progress in Nuclear Energy*, 2015, 78: 201-215.
- [12] 张孟超. 蒸汽与过冷水直接接触冷凝特性研究 [D]. 北京: 华北电力大学, 2015: 36-47.
- [13] JI Yu, ZHANG Haochun, TONG Jianfei, et al. Entropy assessment on direct contact condensation of subsonic steam jets in a water tank through numerical investigation [J]. *Entropy*, 2016, 18(1): 21.
- [14] 王洪彬. 含空气的蒸汽射流直接接触冷凝特性研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2018: 39-60.
- [15] ANSYS Inc. *Fluent theory guide* [Z/OL]. [2021-03-01]. https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v212/en/flu_th/flu_th.html.
- [16] 王丽雯. 蒸汽-喷雾液膜直接接触冷凝过程二维数值模拟 [D]. 天津: 天津大学, 2016: 29-31.
- [17] LIU Zhenyu, SUNDEN B, YUAN Jinliang. VOF modeling and analysis of filmwise condensation between vertical parallel plates [J]. *Heat Transfer Research*, 2012, 43(1): 47-68.
- [18] YIN Zhan, WEN Jianjun, WU Yining, et al. Effect of non-condensable gas on laminar film condensation of steam in horizontal minichannels with different cross-sectional shapes [J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2016, 70: 127-131.
- [19] KIM H Y, BAE Y Y, SONG C H, et al. Experimental study on stable steam condensation in a quenching tank [J]. *International Journal of Energy Research*, 2001, 25(3): 239-252.
- [20] 苏明旭,蔡小舒. 新的水和水蒸气热力性质国际标准 IAPWS—IF97 及计算软件 [J]. *锅炉制造*, 2000(2): 45-48.
SU Mingxu, CAI Xiaoshu. Introduction of new water and steam properties IAPWS-IF97 and the software [J]. *Boiler Manufacturing*, 2000(2): 45-48.
- [21] XU Qiang, GUO Liejin, ZOU Suifeng, et al. Experimental study on direct contact condensation of stable steam jet in water flow in a vertical pipe [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2013, 66: 808-817.

(编辑 杜秀杰 亢列梅)