文章编号:1001 - 2060(2024)04 - 0061 - 08

入口压力和空气流速对喷嘴成膜特性的影响

宫传瑶[1],何　瑞[1],卢昌燊[2],丁玉栋[2]
(1. 东方电气集团东方汽轮机有限公司,四川 德阳 618000; 2. 重庆大学 能源与动力工程学院,重庆 400030)

摘　要:为了研究冷却水入口压力和空气流速对喷嘴成膜特性的影响,以喷射式凝汽器喷嘴为研究对象,采用可视化实验方法对凝汽器喷嘴出口液膜的流动形态进行了拍摄,采用数字图像处理手段提取了液膜面积与喷射长度,并与数值模拟中不同的湍流模型的计算结果进行了对比,最终选取了 Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型。基于 Fluent 求解器,耦合 Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型与 VOF 方法,数值计算了凝汽器内部的流场。结果表明:当喷嘴入口压力从 3 kPa升高到 25 kPa 时,布液板近壁面的速度随入口压力的升高逐渐增加,且液膜厚度也呈逐渐减小的趋势。对于 DN15 和 DN13 喷嘴,空气从静止状态变化到 30 m/s 流速时液膜面积略微减小,空气流速从 30 m/s 提高到150 m/s 时液膜面积迅速减小。

关　键　词:喷射式冷凝器;喷嘴;传热;入口压头;空气流速;铺展面积

中图分类号:TK432　　**文献标识码**:A　　DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2024.04.008

[**引用本文格式**]宫传瑶,何　瑞,卢昌燊,等. 入口压力和空气流速对喷嘴成膜特性的影响[J]. 热能动力工程,2024,39(4):61 - 68. GONG Chuan-yao, HE Rui, LU Chang-shen, et al. Influence of inlet pressure and air velocity on film forming characteristics of nozzles [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2024, 39(4): 61 - 68.

Influence of Inlet Pressure and Air Velocity on Film Forming Characteristics of Nozzles

GONG Chuan-yao[1], HE Rui[1], LU Chang-shen[2], DING Yu-dong[2]
(1. Dongfang Turbine Co., Ltd. of Dongfang Electric Corporation, Deyang, China, Post Code:618000;
2. School of Energy and Power Engineering, Chongqing University, Chongqing, China, Post Code:400030)

Abstract: In order to study the influence of the cooling water inlet pressure and the air velocity on the nozzle film forming characteristics, taking the jet condenser nozzle as research object, the visualization experiment method was used to capture images of the liquid film flow pattern at the condenser nozzle outlet. Through digital image processing, the liquid film area and jet length were obtained, which was compared with the calculation results of various turbulence models in numerical simulations, and the Realizable $k-\varepsilon$ turbulence model was selected. The Fluent solver was used to combine the Realizable $k-\varepsilon$ turbulence model with the VOF approach for numerical analysis of the flow field in the condenser. Results show that as the nozzle inlet pressure rises from 3 kPa to 25 kPa, the velocity near the wall of the liquid distribution plate increases steadily with the increase of the inlet pressure, while the liquid film thickness tends to decrease progressively. For DN15 and DN13 nozzles, the liquid film area reduces marginally when the air moves from a stationary condition to an air velocity of 30 m/s, and the liquid film area decreases fast when the air velocity increases from 30 m/s to 150 m/s.

Key words: jet condenser, nozzle, heat transfer, inlet pressure, air velocity, spreading area

收稿日期:2022 - 12 - 25;　**修订日期**:2023 - 02 - 19
基金项目:东方电气集团科技项目资助(2020-154600)
Fund-supported Project: Dongfang Electric Corporation Science and Technology Project (2020-154600)
作者简介:宫传瑶(1978 -),男,东方电气集团东方汽轮机有限公司高级工程师.
通信作者:丁玉栋(1976 -),男,重庆大学教授.

引 言

火力发电厂中,凝汽器是将汽轮机中做完功的乏气凝结成水的换热器。喷射式凝汽器是一种混合式凝汽器,其工作原理是将换热器中的蒸汽与喷射形成的水膜直接接触发生冷凝,因而具有较高的传热和传质效率[1]。除环境会影响凝汽器效率[2],喷嘴的成膜特性对于换热效果也具有重要影响[3]。但目前的研究多针对离心式喷嘴[4-5]。

由于液体的物性参数(表面张力和粘度等)会影响液膜的流动和展布特性,而喷射式液膜的湍流度又较高,这使得液膜的流动更加复杂。因此,不少学者对喷射式液膜的流体力学展开了研究。Kedzierski M 等人[6-8]研究表明,喷射流体周围气体的密度对射流破碎有较大影响,当气体惯性力与界面上的表面张力相比足够大时,射流流体在气-液界面处更易于产生直径较小的液滴,导致产生泰勒模式的射流破碎。郭振市等人[9]通过大量调研归纳出各因素对喷射式凝汽器换热效果的具体影响规律。喷射式凝汽器中的冷却水由喷嘴喷出与汽轮机排气混合换热。因此,液膜的质量及喷嘴的布膜特性极大影响着凝汽器的换热性能。喷嘴的布膜特性又受到冷却水压力,喷射角度和布膜板面积的影响。王颖等人[10]结合凝汽器具体的运行情况开展喷嘴成膜实验,主要针对喷嘴的喷射角度和喷嘴的数量进行调整,获取最佳的成膜特性,最终取得良好的换热效果。Weinberg 等人[11-12]研究高冷却水流速下蒸汽与冷水喷雾相变换热时将喷雾区域分成液膜区和液滴区,通过理论分析和实验对比发现,液膜区虽然较短,却是换热的主要区域,液膜区传热系数远远大于液滴区,换热量可高达 96%,说明了液膜面积是影响换热的关键因素。因此,通过增加喷嘴数量或者减小喷嘴尺寸来获得更小喷雾液滴的方法并不能明显改善换热效果。蒋欣军等人[13]改变喷射式凝汽器的不同循环水量,同时设计出了一种水室分层布置的喷射式凝汽器,最终改善了成膜效果,在一定程度上减小传热端差,最终降低汽轮机功耗。

本文以 DN15 和 DN13 两种不同型号的喷射式凝汽器喷嘴为研究对象,采用实验和数值模拟的方法,研究了冷却水入口压力和空气流速对喷嘴成膜特性的影响。

1 喷射式冷凝器模型介绍

1.1 喷嘴几何模型

喷嘴的物理模型如图 1 所示。液相水从喷嘴的两个进口流入,撞击在两侧的布液板上形成液膜。DN15 和 DN13 喷嘴内径 D 分别为 15 和 13 mm,外径 D_0 分别为 20 和 18 mm,宽度 B 为 115 mm,高度 H 为 80 mm,长度 L 为 135 mm。

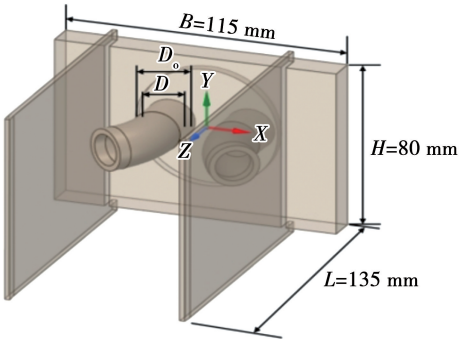
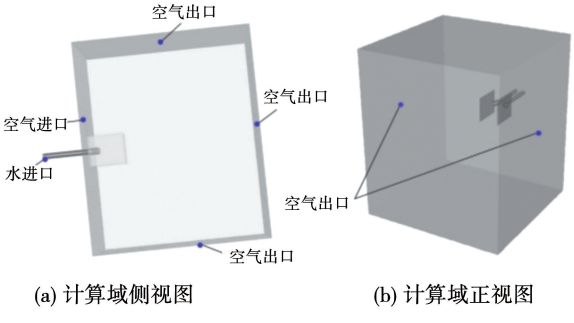


图 1 DN15 喷嘴几何模型

Fig. 1 DN15 nozzle geometry model

图 2 为喷嘴的计算域模型,X 轴沿水平方向,Y 轴沿喷嘴高度方向,Z 轴沿喷嘴长度方向。相比物理模型计算域在 X 方向两侧各延展 200 mm,在 Y 方向两侧各延展 300 mm,沿 Z 轴正方向延展 500 mm。



(a) 计算域侧视图 (b) 计算域正视图

图 2 喷嘴计算域模型

Fig. 2 Nozzle computational domain models

1.2 数值计算模型及边界条件

计算中不考虑温度的影响,由于凝汽器内部压力变化相对较低可不考虑气相密度的变化,固体壁面视为无滑移边界。

模型的连续性控制方程,即单位时间内流体区

域内每个流体微元中质量的增加量与相对应时间段内流入微元的净质量相平衡,表达式为:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{u}) = 0 \tag{1}$$

式中:ρ—流体密度,kg/m^3。

VOF 模型可以追踪一组共用动量方程和计算区域内每一相的体积分数,实现对每个计算单元相界面的捕捉。在 VOF 模型中,每个控制体积中各相的体积分数总和等于 1,即:

$$\alpha_f + \alpha_g = 1 \tag{2}$$

式中:α_f,α_g—液相和气相的体积分数;下标 f,g—液相和气相。

通过求解每一相的连续性方程追踪气液相界面,液相和气相的体积分数方程分别为:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_f \rho_f) + \nabla(\alpha_f \rho_f \vec{u}) = S_f \tag{3}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_g \rho_g) + \nabla(\alpha_g \rho_g \vec{u}) = S_g \tag{4}$$

式中:ρ_f,ρ_g—液相和气相的密度,kg/m^3;S_f,S_g—液相和气相的质量源项,kg/s。

动量方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{u}) + \nabla \cdot (\rho \vec{u}\vec{u}) = -\nabla p + \nabla \cdot [\mu(\nabla \vec{u} + \nabla \vec{u})] + \rho \vec{g} + \vec{F}_\sigma \tag{5}$$

式中:p—压力,Pa;$\rho\vec{g}$—重力体积力,N;$\vec{F}_\sigma$—表面张力源项,N/m。

考虑表面张力的影响,采用连续表面张力(CSF)模型,将作用于气液相界面的表面张力作为体积力,其表达式为:

$$\vec{F}_\sigma = \sigma_{fg} \kappa_f \nabla \alpha_f \rho / \frac{1}{2}(\rho_f + \rho_g) \tag{6}$$

式中:κ_f—曲率,通过气液界面法线的局部梯度计算而得;σ_{fg}—气液表面张力,N/m。

当主流气体较高时,流动状态会从层流转变为湍流,这时需要在控制方程上添加湍流方程。本研究中采用 $k-\varepsilon$ 湍流模型,该模型可以精确地预测射流的传播,且对包括旋转、有大压力梯度的边界层、分离及回流等现象有更好的预测效果。k 方程为:

$$\frac{\partial(\rho_g k_g)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_g \vec{w}_{g,j} k_g)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i}\left[(\mu_g + \frac{\mu_{g,t}}{Pr_{g,k}})\frac{\partial k_g}{\partial x_i}\right] + P_{g,k} + G_{g,b} - \rho_g \varepsilon_g - Y_{g,M} \tag{7}$$

式中:k—湍动能,m^2/s^2;x_i—坐标轴分量,m;$\mu_{g,t}$—湍流动力粘度,Pa·s;$Pr_{g,k}$—湍动能普朗特数,m^2/s^2;ε—湍流耗散率,m^2/s^2。

ε 方程为:

$$\frac{\partial(\rho_g \varepsilon_g)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_g \vec{w}_{g,j} \varepsilon_g)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i}\left[(\mu_g + \frac{\mu_{g,t}}{Pr_{g,\varepsilon}})\frac{\partial \varepsilon_g}{\partial x_i}\right] + \rho_g C_1 \bar{S}_g \varepsilon_g - \rho_g C_2 \frac{\varepsilon_g^2}{k_g + \sqrt{v_g + \varepsilon_g}} + C_{\varepsilon 1}\frac{\varepsilon_g}{k_g} C_{\varepsilon 3} G_{g,b} \tag{8}$$

式中:$Pr_{g,\varepsilon}$—湍流耗散率普朗特数;C_1,C_2,$C_{\varepsilon 1}$,$C_{\varepsilon 3}$—常数,其值分别为 0.09,1.44,1,92,1.0;$\bar{S}_g$—平均应变力张量;v—运动粘度,m^2·s。

1.3　网格划分

由于喷嘴撞击成膜喷射流动的空间复杂性,需要对计算域局部加密。非结构化网格容易控制网格大小和节点密度,利于局部加密。并且非结构化网格采用随机的数据结构有利于进行网格自适应。因此,采用非结构化网格对计算域进行网格划分,并且对喷嘴出口、布膜板处进行局部加密。网格划分结果如图 3 所示。

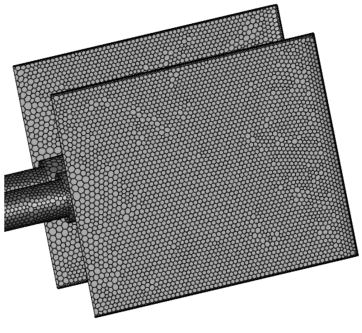


图 3　网格划分示意图

Fig. 3 Schematic diagram of grid division

为分析布膜板上液膜的速度的分布,提取了水膜距布膜板 0.5 mm 处的平面,将此平面速度当作近壁面的速度。布液板近壁面速度分布如图 4 所示。由图 4 可以看出,板中间处液膜速度较大,靠近板边缘液膜速度逐渐变小,在布膜板上液膜速度较大,离开板面后液膜速度逐渐降低。

采用不同数量网格时布液板近壁面轴向速度分布如图 5 所示。由图 5 可知,四面体网格与多面体

网格在近壁面速度差异明显,并且四面体网格的速度分布沿 Z 方向波动较大,而多面体网格近壁面的速度分布较为平滑。当多面体网格数达到 243 万时其结果与 211 万网格数量时的结果偏差很小。综合考虑计算量与计算时间,选取 211 万网格数的多面体网格进行了数值计算。

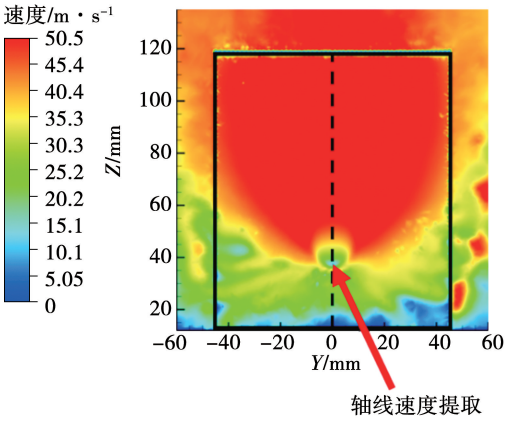


图 4　布液板近壁面速度提取示意图

Fig. 4 Schematic diagram of velocity extraction near wall of liquid distribution plate

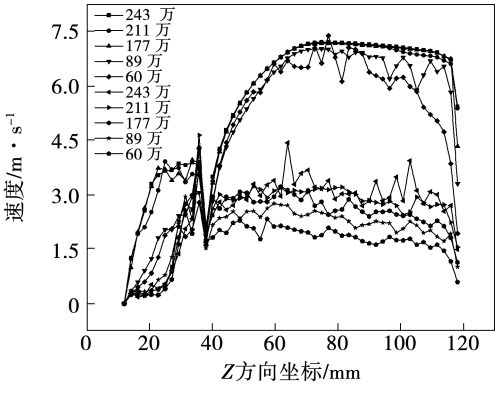


图 5　采用不同数量网格时布液板近壁面轴线速度分布

Fig. 5 Axis velocity distribution near wall of liquid distribution plate with different numbers of grids

2　湍流模型选取

2.1　实验装置

喷嘴流动特性实验平台如图 6 所示。平台主要包括水箱、水泵、流动管道、流量计、压力表、喷嘴和布膜板 6 个部分。水箱的作用是实验用水的提供与存放,水泵的作用是提供入口压力,流动管道的作用是引导水流至喷嘴处,流量计用来测量当前管道内的流量,压力表用来测量流动管道内的静压,喷嘴及布膜板用来喷射撞击成膜。潜水泵扬程 12 m,流量 9 m^3/h;涡轮流量计流量范围 1 ~ 10 m^3/h,精度等级 1.0 级;数显压力表量程 30 kPa,精度等级 0.2 级。为了调节管道内的流量,在流动管道上布置了主路阀门与支路阀门。为使喷嘴进口的压力保持稳定,在流动管道上设置了稳压管。

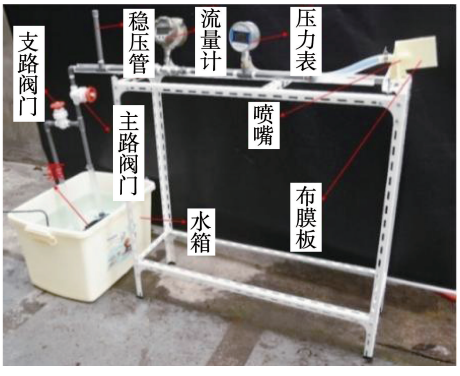


图 6　喷嘴流动特性实验平台

Fig. 6 Experimental platform for nozzle flow characteristics

2.2　不同湍流模型模拟值与实验值比较

采用不同模型时,进口压力对液膜喷射长度影响的模拟结果与实验结果对比如图 7 所示。与实验结果相比,所有湍流模型计算的液膜喷射长度都偏小,SST $k-\omega$模型的误差最小,但随进口压力的变化趋势与实验相差较大。Splart-Allmaras 模型和 Realizable $k-\varepsilon$ 模型、RNG $k-\varepsilon$ 模型所得液膜喷射长度接近,并且随喷嘴进口压力变化的规律与实验相符,而 Standard $k-\varepsilon$ 模型所得液膜喷射长度过小。

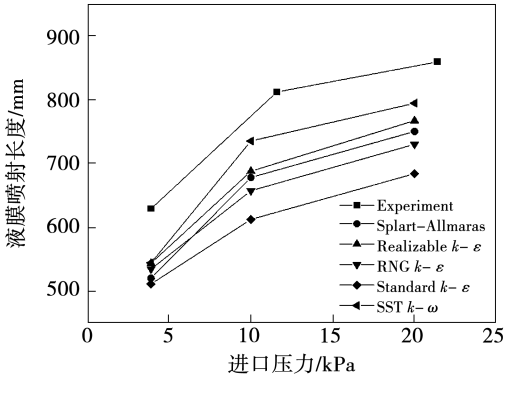


图 7　各湍流模型模拟值与实验值对比

Fig. 7 Comparison of experimental value and simulated value of each turbulence model

综合来看,Realizable $k-\varepsilon$ 模型在计算液膜面积和喷射长度两方面都具有较好的精度,故选择 Realizable $k-\varepsilon$ 模型作为计算所需的湍流模型。

3　静止空气条件下成膜特性

3.1　喷射式凝汽器速度分布

图 8 为计算域中心水平面上的速度分布。由图可知,液相水从喷嘴出来后,在壁面附近处具有较高的速度。离开喷嘴后沿喷射方向的锥形区域有较高的速度,表明液相水带动周围的空气一起向前运动。

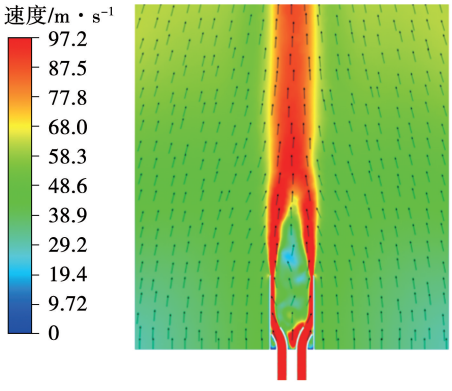


图 8　计算域中心水平面上的速度分布

Fig. 8 Velocity distribution on horizontal plane at the center of computational domain

为对比不同进口压力条件下流动特征,提取 DN15 喷嘴距布膜板 0.5 mm 处的轴线速度分布,结果如图 9 所示。

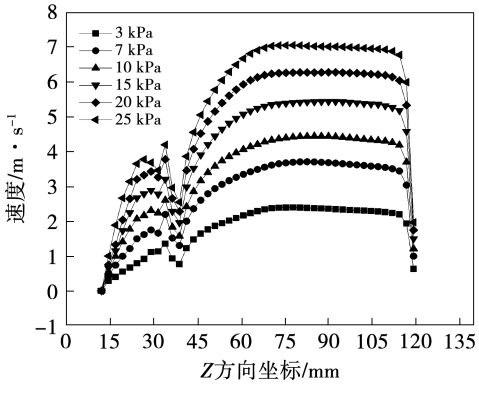


图 9　布液板近壁面轴线流体速度分布($Y=0$)

Fig. 9 Axis fluid velocity distribution near wall of liquid distribution plate ($Y=0$)

由图 9 可知,不同压力下流体速度沿着喷射方向即 Z 轴方向呈先增加后降低的趋势,脱离碰嘴后速度逐渐增加并达到一个稳定的值。速度先增长是因为沿着喷射方向靠近壁面流动的液相逐渐增多,在喷嘴出口迅速下降是因为这里高速流动的液体撞击到壁面,阻碍了流体的运动。在布膜板上,由于流体粘性力的作用,速度逐渐增加并达到稳定值。

此外,喷嘴入口压力从 3 kPa 逐渐提高到 25 kPa 时,近壁面轴线流体速度逐渐增大,并且呈相似的变化趋势。表明,入口压力提高时只是增加了流量,而近壁面流动特性是相似的。

3.2　液膜面积分布

空气静止条件下液膜表面积随入口压力的变化如图 10 所示。从图 10 可知,当入口压力从 3 kPa 增加到 25 kPa 时,液膜面积总体在同一数量级水平,并且呈先下降后上升并稳定的趋势。此外,DN13 喷嘴的变化趋势更为明显。这样的变化趋势可能是因为,当入口压力较低时在重力作用下液膜面积沿重力方向上扩展了,而当入口压力升高时重力对液膜面积的扩展作用减弱,于是液膜面积减小,最后达到平稳水平。相对于 DN15 喷嘴,DN13 喷嘴液膜面积的变化趋势更明显。这可能是因为,本算例采用的是速度进口,相对于 DN15 喷嘴,DN13 喷嘴在同样的入口压力下流量更小,重力的作用相对放大。此外,由于喷嘴喷射成膜是强烈的瞬态过程,液膜面积的提取可能存在一定的误差。

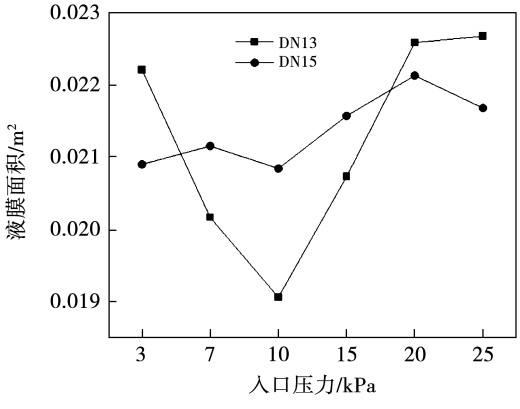


图 10　液膜面积随入口压力的变化

Fig. 10 Variation of liquid film area with inlet pressure

3.3　液膜厚度

图 11 显示了在喷嘴中心水平面的液膜厚度的提取范围,从喷嘴出口开始到布膜板边缘为止。提取的液膜厚度随 Z 方向坐标的变化趋势如图 12 所

示。由图 12 可知,在喷嘴出口液膜厚度约 14.9 mm,随着流动液膜厚度逐渐减小,最后稳定在约 2.4 mm。当喷嘴的入口压力从 3 kPa 逐渐增加到 25 kPa 时,同一位置的液膜厚度略微减小,表明其流动特性变化不大。

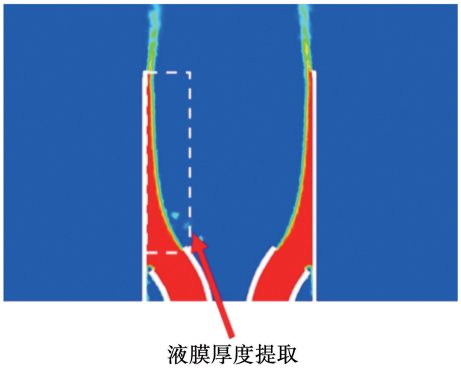


图 11　液膜厚度提取示意图

Fig. 11 Schematic diagram of liquid film thickness extraction

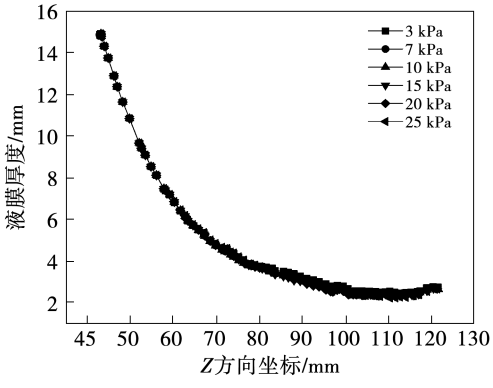


图 12　液膜厚度沿 Z 方向的变化

Fig. 12 Variation of liquid film thickness in the *z*-direction

4　流动空气条件下成膜特性

4.1　液膜面积

图 13 为喷嘴进口压力在 25 kPa 情况下液膜面积随空气流速变化的折线图。从图 13 中可知,空气速度从 0 m/s 逐渐提高到 30 m/s 时液膜面积缓慢下降,空气流速从 30 m/s 逐渐提高到 150 m/s 时液膜面积迅速下降。这是因为,空气从静止状态逐渐变化到 30 m/s 流速时,尽管受空气直接冲击的地方液膜厚度增加,不利于成膜,但总体保持着液膜的形态,具有较大的表面积。当空气流速从 30 m/s 增加到 150 m/s 时,空气的作用逐渐增强,水膜还未在壁面充分铺展时已经在空气的作用下团聚,甚至被空气吹散、带走,液膜表面积迅速减小。

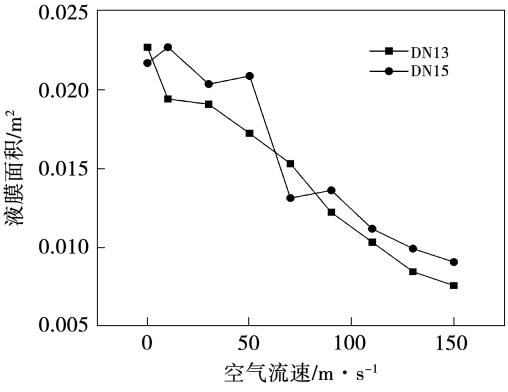


图 13　液膜表面积随空气流速的变化

Fig. 13 Variation of surface area of liquid film with air velocity

图 14、图 15 为 DN15 和 DN13 喷嘴在不同进口压力和空气流速下的液膜面积云图。由图可知,随着工质进口压力增加液膜面积先增加后减小,随着空气流速增加液膜面积呈减小趋势。此外,可以明显看出,在喷嘴进口压力为 15 ~ 25 kPa,空气从静止到 30 m/s 流速时具有较好的成膜特性。在所有模拟工况下,DN15 喷嘴在 15 kPa 进口压力、10 m/s 空气流速时液膜面积最大,为 0.024 812 m^2,DN13 喷嘴在 25 kPa 进口压力、空气静止时液膜面积最大,为 0.022 667 m^2。

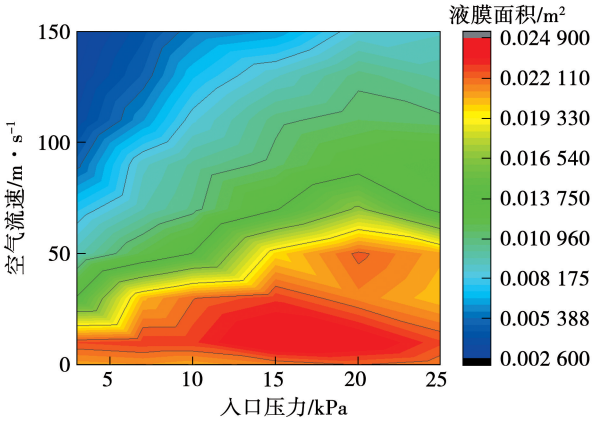


图 14　DN15 喷嘴液膜面积随入口压力和空气流速的变化云图

Fig. 14 Cloud image of DN15 nozzle liquid film area varing with inlet pressure and air velocity

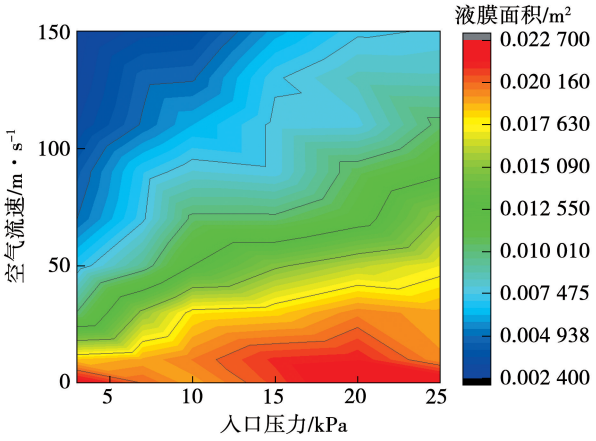


图 15　DN13 喷嘴液膜面积随入口压力和空气流速的变化云图

Fig. 15 Cloud image of DN13 nozzle liquid film area varing with inlet pressure and air velocity

4.2　液膜平均速度

空气速度除了对液膜面积产生不利影响外,还会影响液膜的表面流速。在与空气换热时较高的液膜速度意味着较高的表面传热系数。通过 Fluent 提取液膜表面的平均流速来表征液膜的流动特性。DN15 和 DN13 喷嘴在不同喷嘴进口压力和空气流速下的液膜平均速度云图如图 16 和图 17 所示。从图中可知,随着工质水进口压力增加,液膜平均流速基本呈增加趋势,随着空气流速增加,液膜平均流速呈增加趋势。DN15 和 DN13 喷嘴分别在 15 kPa 和 25 kPa 进口压力、150 m/s 空气流速时取得最高液膜平均流速。

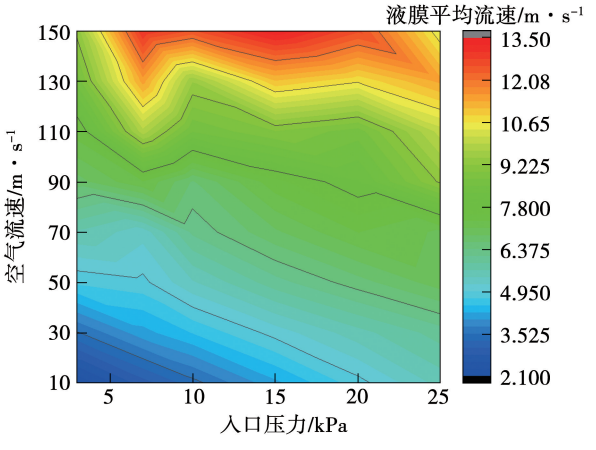


图 16　DN15 液膜平均流速随入口压力和空气流速的变化云图

Fig. 16 Cloud image of DN15 nozzle liquid film average velocity varing with inlet pressure and air velocity

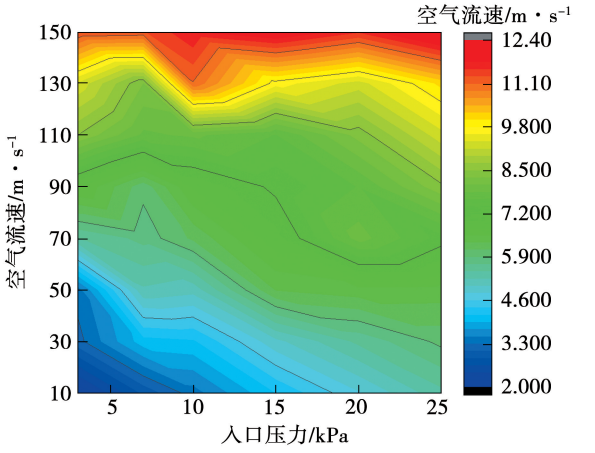


图 17　DN13 液膜平均流速随入口压力和空气流速的变化云图

Fig. 17 Cloud image of DN13 nozzle liquid film average velocity varing with inlet pressure and air velocity

较高的液膜面积和较高的液膜平均流速均对换热有利,但随着空气流速的增加液膜面积和液膜流速有逐渐降低的趋势。为了综合考虑进口压力和空气流速对喷嘴成膜特性的影响,用液膜平均流速与液膜面积之积作为评价指标。

DN15 和 DN13 喷嘴在不同喷嘴进口压力和空气流速下的液膜平均流速与液膜面积之积云图,如图 18 和图 19 所示。

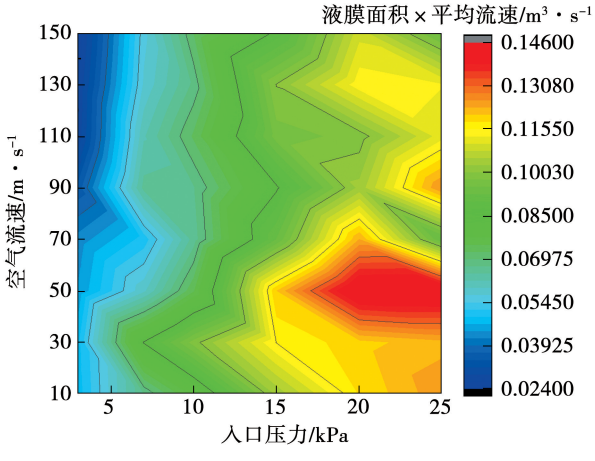


图 18　DN15 液膜面积与液膜平均流速之积随入口压力和空气流速的变化云图

Fig. 18 Cloud image of the product of DN15 nozzle liquid film area and average velocity varing with inlet pressure and air velocity

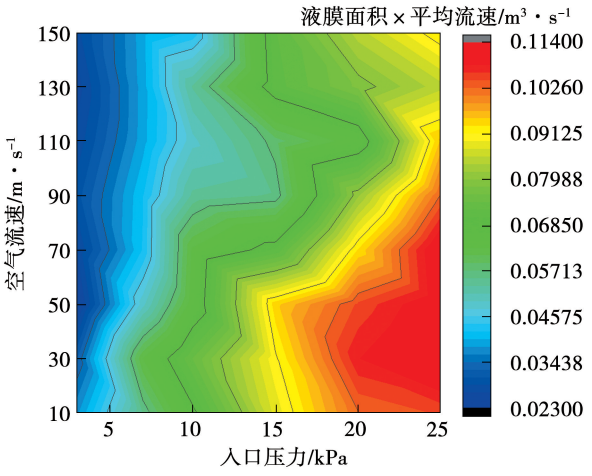


图 19　DN13 液膜面积和液膜平均流速之积随入口压力和空气流速的变化云图

Fig. 19 Cloud image of the product of DN13 nozzle liquid film area and average velocity varing with inlet pressure and air velocity

从图中可以看出,DN15 喷嘴在 20 ~ 25 kPa 进口压力、50 m/s 的空气流速下有较高的液膜平均速度与液膜面积之积,DN13 喷嘴在 25 kPa 进口压力、30 ~ 70 m/s 的空气流速下有较高的液膜平均速度与液膜面积之积。

5　结　论

通过实验研究了单边喷嘴在静止空气条件下的成膜特性、喷嘴喷射成膜的流动特性及喷嘴入口压力和空气流速对其的影响,得到结论如下:

(1) 静止空气条件下,液膜面积随进口压力的升高呈先降低后增加并趋于稳定的趋势。喷嘴出口液膜主要有 3 种不同形态,紧靠喷嘴出口的液膜区、远离喷嘴出口的液滴区以及布膜板边缘附近液膜与液滴交替出现的区域。DN13 喷嘴的液膜面积与长度通常小于 DN15。

(2) 静止空气条件下,当喷嘴入口压力从 3 kPa 升高到 25 kPa 时,布液板近壁面的速度分布规律相似,并且随着入口压力的升高,近壁面的速度升高。当喷嘴入口压力从 3 kPa 升高到 25 kPa 时,液膜面积和液膜厚度大致在同一数量级水平。布液板近壁面速度、液膜面积和液膜厚度随喷嘴入口压力的变化表明,水膜流动速度随入口压力增加逐渐提高,但成膜特性相似。

(3) 流动空气条件下,对于 DN15 和 DN13 喷嘴,空气从静止状态变化到 30 m/s 流速时,液膜面积略微下降,空气流速从 30 m/s 增加到 150 m/s 时液膜面积迅速下降。对于 DN15 和 DN13 喷嘴,随着喷嘴进口压力和空气流速的增加,液膜平均流速总体上呈增加趋势。DN15 喷嘴在 20 ~ 25 kPa 进口压力、50 m/s 的空气流速条件下具有较高的液膜平均速度与液膜面积之积,DN13 喷嘴在 25 kPa 进口压力、30 ~ 70 m/s 的空气流速条件下有较高的液膜平均速度与液膜面积之积。

参考文献:

[1] 阙雄才,陈江平. 汽车空调实用技术[M]. 北京:机械工业出版,2003.
QUE Xiong-cai, CHEN Jiang-ping. Practical technology of automobile air conditioning[M]. Beijing: China Machine Press, 2003.

[2] LEE G H, YOO J Y. Performance analysis and simulation of automobile air conditioning system[J]. International Journal of Refrigeration, 2000, 23(3): 243 - 254.

[3] 付家兴. 喷射式凝汽器用于空冷机组尖峰冷却的理论与实验研究[D]. 北京:华北电力大学,2019.
FU Jia-xing. Theoretical and experimental study on jet type condenser used in peak cooling of air cooling unit[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2019.

[4] 邱庆刚,贾丹丹,朱晓静,等. 结构参数对离心喷嘴出口液膜厚度的影响[J]. 江苏大学学报(自然科学版),2015,36(3):271 - 275.
QIU Qing-gang, JIA Dan-dan, ZHU Xiao-jing, et al. Effect of structural parameters on film thickness at centrifugal nozzle outlet[J]. Journal of Jiangsu University (Natural Scieace Edition), 2015, 36(3): 271 - 275.

[5] 刘赵淼,郑会龙,林家源,等. 双路离心式喷嘴液膜形态的实验研究[J]. 北京工业大学学报,2020,46(5):431 - 439.
LIU Zhao-miao, ZHENG Hui-long, LIN Jia-yuan, et al. Experimental study on liquid film morphology of the dual-orifice swirl nozzle[J]. Journal of Beijing University of Technology, 2020, 46(5): 431 - 439.

[6] KEDZIERSKI M A, KIM M S. Convective boiling and condensation heat transfer with a twisted-tape insert for R12, R22, R152a, R134a, R290, R32/R134a, R32/R152a, R290/R134a, R134a/R600a[J]. Thermal Science and Engineering, 1998, 6(1): 113 - 122.

[7] YU J H, SUH J D, JU H K, et al. Apparatus and method for preventing moisture condensation: US10847819B2[P]. 2020.

(下转第 95 页)