

DOI: 10.7652/xjtuxb201805006

空心静叶蒸汽加热除湿传热特性的研究

邹佳生^{1,2}, 吴晓明³, 李亮^{1,2}, 杨建道³

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院叶轮机械研究所, 710049, 西安; 2. 陕西省叶轮机械与装备工程实验室, 710049, 西安; 3 上海汽轮机厂有限公司, 200240, 上海)

摘要: 针对空心静叶蒸汽加热除湿过程中加热蒸汽侧凝结换热、叶片固壁热传导以及主流蒸汽侧沸腾换热的传热特性,开展了平板蒸汽加热除湿实验和一维理论分析。研究了主流蒸汽马赫数和加热温差对传热特性的影响,并基于实验数据拟合了蒸汽加热除湿过程的综合传热系数关联式。研究表明,一维理论分析得到的综合传热系数与实验值偏差小于 10%,可用于汽轮机空心静叶蒸汽加热除湿的方案设计中。主流蒸汽马赫数的增大有利于叶片外表面的水膜蒸发,从而增大主蒸汽侧的沸腾换热传热系数,马赫数为 0.28、0.31 时,主流蒸汽沸腾换热的热阻最大;马赫数为 0.42 时,固壁导热过程的热阻最大。主流马赫数是影响综合传热系数的主要因素,加热温差的影响很小,马赫数为 0.42 时的综合传热系数达到马赫数为 0.28、0.31 时的 2 倍左右。

关键词: 空心静叶;蒸汽加热除湿;传热特性;一维分析;实验研究

中图分类号: TK474.7 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2018)05-0044-06

Study on the Heat Transfer Characteristics of Moisture Removal for Hollow Stationary Blade by Steam Heating

ZOU Jiasheng^{1,2}, WU Xiaoming³, LI Liang^{1,2}, YANG Jiandao³

(1. Institute of Turbomachinery, School of Energy & Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Shaanxi Engineering Laboratory of Turbomachinery and Power Equipment, Xi'an 710049, China;

3. Shanghai Turbine Company, Ltd., Shanghai 200240, China)

Abstract: Experimental study and one-dimensional (1D) analysis are conducted to investigate the heat transfer characteristics of moisture removal for hollow stationary blade by steam heating, which involves the condensation heat transfer on heating steam side, the blade wall heat conduction and the boiling heat transfer on main steam side. The influences of the Mach number of main steam and the heating temperature difference are studied, and the comprehensive heat transfer coefficient of the moisture removal by steam heating is fitted according to the experimental data. It indicates that the deviation of comprehensive heat transfer coefficient between the experimental data and the prediction results based on 1D analysis is less than 10%, which could be applied to the engineering design. The increase in the main steam Mach number is favorable for evaporation of the water film on the outer blade surface and hence increases the boiling heat transfer coefficient. When the Mach number is 0.28 or 0.31, the thermal resistance in the main steam boiling process reaches its maximum. When the Mach number is 0.42, the thermal resistance of the solid wall heat conduction becomes the biggest. The comprehensive heat transfer coefficient is mainly affected by the main steam Mach number rather than the heating

收稿日期: 2017-10-22。 作者简介: 邹佳生(1992—),男,硕士生;李亮(通信作者),男,副教授,博士。

网络出版时间: 2018-03-14

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20180314.1516.014.html>

temperature difference, and it doubles when the Mach number increases from 0.28 to 0.42.

Keywords: hollow blade; moisture removal by steam heating; heat transfer characteristics; one-dimensional analysis; experimental study

低压汽轮机中水蒸气凝结产生液态水滴,造成动叶片的水蚀损坏,因此除湿是汽轮机设计中的一项重要内容,利用空心静叶进行除湿在汽轮机中得到广泛应用^[1]。目前,空心静叶除湿大多采用缝隙抽吸的方法,即在空心静叶表面开设缝隙,利用静叶内外压差将叶片表面的水膜及部分蒸汽吸入静叶内部空腔,从而达到除湿的目的^[2-5]。在空心静叶内部通入热蒸汽加热叶片外表面水膜使其蒸发是另一种高效的空心静叶除湿方法。

徐连青等指出加热叶片能保证叶片外表面的水膜蒸发之后不会再次形成水膜和水滴^[6]。王松涛等指出,前苏联在透平旋转实验台上观察到加热表面具有非浸润的特性,一次水滴不能在叶片表面稳定驻留形成水膜^[7]。Ryley等研究了叶片加热对一次雾滴沉积的影响,发现适度的加热可以抑制水滴沉积^[8]。Akhtar等指出静叶空腔内部加热能抑制叶片表面附近的蒸汽凝结^[9]。

上述文献均讨论热表面对抑制水膜形成的作用,对于指导工程设计并无明确结论。蒸汽加热除湿涉及复杂的相变换热过程,在加热蒸汽侧蒸汽凝结放出潜热,而在主流蒸汽侧叶片表面的水膜吸热蒸发为水蒸气。影响两个相变换热过程的实际因素众多^[6]、关系复杂,确定两个相变换热过程换热系数的大小是应用蒸汽加热除湿技术的前提,所以合理选择加热蒸汽的参数十分重要。

本文针对空心静叶蒸汽加热除湿过程中的传热特性,对加热蒸汽侧凝结传热、空心静叶片导热、主流蒸汽侧沸腾传热3个过程进行了一维分析,并在湿蒸汽两相流动实验台上开展了相应的实验研究,掌握了空心静叶蒸汽加热除湿过程的传热特性,为该技术的工业应用提供了依据。

1 一维分析模型与实验方案

1.1 蒸汽加热除湿传热过程的一维分析

设 Q_1 为空心静叶外表面水膜的体积流量, Q_2 为通入加热蒸汽后叶片外表面剩余水膜的体积流量,则水膜蒸发所需的热量为

$$Q_h = \rho(Q_1 - Q_2)(i_1 - i_2) \quad (1)$$

式中: ρ 为主流蒸汽侧饱和水的密度; i_1 为主流蒸汽侧饱和蒸汽的焓值; i_2 为主流蒸汽侧饱和水的焓值。

据 Rohsenow 的核态沸腾的实验关联式^[10],有

$$Q_h = q_m A = C \Delta t^3 = h A_0 \Delta t \quad (2)$$

式中: q_m 为热流密度; A 、 A_0 为传热面积; C 为常数,取值0.958 41; h 为传热系数; Δt 为传热温差。由式(2)可得沸腾传热系数

$$h_1 = \frac{Q_h}{A_0 \Delta t} \quad (3)$$

根据热通量守恒条件,可计算主流蒸汽侧的壁面温度

$$T_{hw} = \frac{Q_h \delta}{\lambda A_m} + T_{mw} \quad (4)$$

式中: δ 为空心叶片厚度; λ 为叶片材料的导热系数; A_m 为导热面积; T_{mw} 为加热蒸汽侧壁面温度。

壁面导热的热传导系数为

$$h_2 = \frac{q_h}{T_{hw} - T_{mw}} = \lambda / \delta \quad (5)$$

加热蒸汽侧为膜状凝结放热过程,由膜状凝结表面传热系数的分析解和热流守恒条件,可得平均表面传热系数关系

$$\left. \begin{aligned} Q_h &= h_3 A (T_{h0} - T_{hw}) \\ h_3 &= B \left[\frac{g r \rho_l^2 \lambda_l^3}{\mu_l (T_{h0} - T_{hw})} \right]^{1/4} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

式中: T_{h0} 为加热蒸汽静温; B 为常数,取值0.865; g 为重力加速度; r 为汽化潜热; ρ_l 为饱和液体密度; λ_l 为导热系数; μ_l 为饱和液体的动力黏度。

1.2 实验方案

沿空心叶片弦长的水膜流量和主流参数均发生变化,如果直接用空心叶片进行实验,很难获得蒸汽加热除湿过程中各参数之间的影响关系。因此,实验中采用了更为简单的平板实验段,通过对比实验段表面抽吸的水量差异来获得蒸汽加热除湿的参数关系,并与一维理论分析得到的结果进行比较。

图1给出了实验方案的设计,方案主要包括蒸汽发生系统、压力调节系统、实验段、冷凝真空系统、水膜抽吸与收集系统等。在图1所示的位置分别布置了温度传感器和压力传感器,用于测量主流蒸汽的总压 P_{mt} 、总温 T_{mt} 、静压 P_{m0} 、静温 T_{m0} ,主流蒸汽侧的壁面温度 T_{mw} ,加热蒸汽的静压 P_{h0} 、静温 T_{h0} ,加热蒸汽侧的壁面温度 T_{hw} 。其中 T_{mw} 、 T_{hw} 由焊接在壁面的热电偶测量, T_{h0} 由位于加热蒸汽腔中心位置的铠装热电偶测量。通入加热蒸汽之前抽吸的水

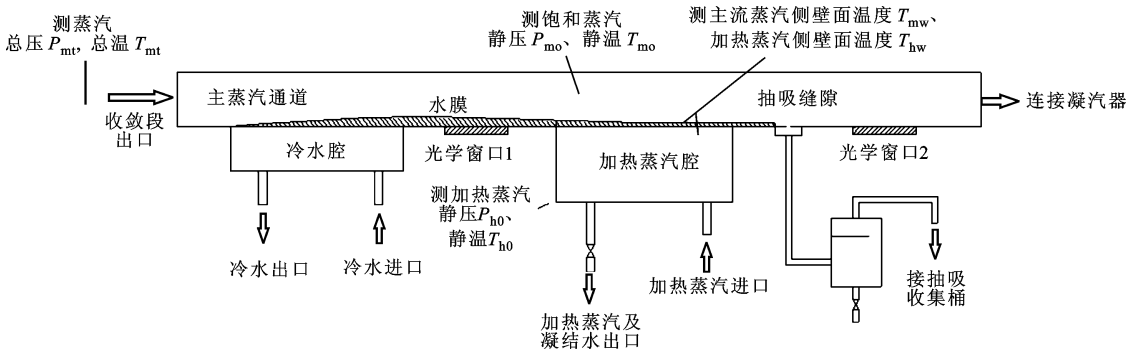


图 1 蒸汽加热除湿实验方案示意图

膜流量 Q_1 和通入加热蒸汽之后抽吸的水膜流量 Q_2 由量筒测量。

2 结果与分析

为了方便分析,定义加热温差为加热蒸汽和主流蒸汽的温度之差,而主流蒸汽侧和加热蒸汽侧的传热温差均指蒸汽温度与壁面温度之差,固体导热传热温差指加热蒸汽侧壁面温度和主流蒸汽侧壁面温度之差。

2.1 实验结果数据处理

由主流蒸汽的总压 P_{mt} 、静压 P_{m0} 计算主流蒸汽的马赫数

$$Ma = \frac{\sqrt{2\,000(i_0 - i_1)}}{c_0} \tag{7}$$

式中: i_0 为主流蒸汽的总焓; i_1 为主流蒸汽静压下饱和蒸汽的焓; c_0 为当地声速。

由测得的主流蒸汽侧壁面温度 T_{mw} 、主流蒸汽静温 T_{m0} 与式(8)求得的 Q_h ,计算主蒸汽侧的沸腾传热系数

$$h_1 = \frac{q_h}{T_{mw} - T_{m0}} \tag{8}$$

式中: $q_h = Q_h / A_0$ 。

壁面导热的热传导系数和加热蒸汽侧的凝结传热系数为

$$h_2 = \frac{q_h}{T_{hw} - T_{mw}} = \frac{\lambda}{\delta} \tag{9}$$

$$h_3 = \frac{q_h}{T_{h0} - T_{hw}} \tag{10}$$

则得 3 个过程的综合传热系数

$$k = 1 / \left(\frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2} + \frac{1}{h_3} \right) \tag{11}$$

2.2 一维分析与实验结果对比分析

表 1 给出了 $Ma=0.42$ 、加热温差 $\Delta T=38\text{ }^\circ\text{C}$ 时的一维分析计算与实验结果对比。一维分析计算与实验测量得到的综合传热系数相对偏差为 9.83%,

3 个传热过程的传热系数存在比较大的偏差。考虑到影响传热问题的因素较多,流动传热实验的误差比较大,上述偏差范围是合理的,可认为一维分析方法得到的结论与实验结果一致。

表 1 一维分析计算与实验结果对比

参数	计算值	实验值	相对误差/%
P_{m0} / kPa	40.30	40.30	
$T_{m0} / \text{ }^\circ\text{C}$	76.04	76.04	
平板上壁面温度/ $^\circ\text{C}$	85.68	86.49	-0.94
平板下壁面温度/ $^\circ\text{C}$	97.19	105.36	-7.75
$T_{h0} / \text{ }^\circ\text{C}$	110.71	114.20	-3.06
$h_1 / \text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$	12\,008.3	11\,068	-8.5
$h_2 / \text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$	10\,057.1	6\,165	-63.13
$h_3 / \text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$	8\,562	13\,092	34.60
$k / \text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$	3\,327.76	3\,040.08	9.83

此外,一维分析方法和实验结果的对比条件不完全一致,其差异包括两个方面。一方面是主流蒸汽侧的沸腾传热,一维分析中核态沸腾传热实验关联式是在大容器、主流侧无对流条件下得到的,而实验中是在狭窄矩形管道、主流有强烈对流作用下得到的。二者主要的差异可能体现在对流对核态沸腾传热系数的影响上^[10-11]。另一方面是加热蒸汽侧的凝结传热方面,一维分析中的膜状凝结实验关联式是在竖直壁面、层流膜状凝结条件下得到的,而实验中的传热壁面处于对膜状凝结最为不利的水平位置,而且加热蒸汽侧的蒸汽存在一定流速。

2.3 马赫数和加热温差对加热除湿的影响

2.3.1 主流蒸汽马赫数的影响 本节是当马赫数为 0.25、0.28、0.31、0.42 时,在加热温差相等的工作下进行分析的。图 2 给出了主流蒸汽马赫数对传热系数的影响,图 3 给出了主流马赫数对传热温差的影响。当 Ma 从 0.25 增大到 0.31 时,主蒸汽侧的传热系数先减小后增大,但变化幅度不大;当 Ma

$=0.42$ 时,主流蒸汽沸腾换热传热系数显著提高,表明在加热温差相同时,主流蒸汽流速增大会增强主流蒸汽侧的沸腾传热系数。当马赫数较小且表面水膜沸腾相变时,蒸发形成的水蒸气覆盖在固壁表面,在固壁和水膜之间形成热传导系数很小的蒸汽层,会降低沸腾表面的传热系数,当马赫数较大时,气流不仅吹走了蒸汽层,而且冲刷水膜的频率增大,使得水膜撕裂成液滴或溪流,增加壁面的换热面积,换热增强。因此,主流侧蒸汽流动的强烈吹扫作用^[10-11]有助于将水膜蒸发形成的蒸汽带走与水膜的撕裂。

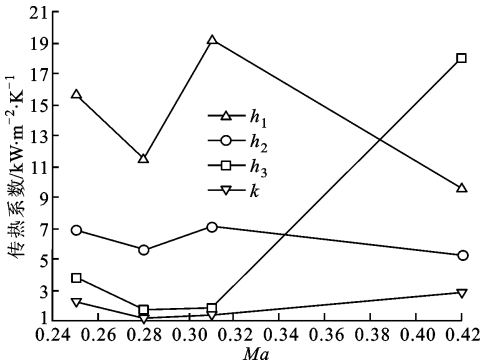


图 2 主流蒸汽马赫数对传热系数的影响

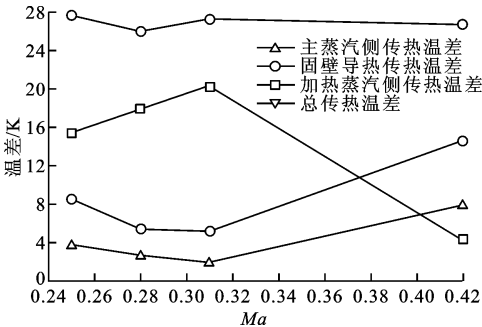


图 3 主流蒸汽马赫数对传热温差的影响

当马赫数从 0.25 增大到 0.31 时,传热温差最大的过程为主流蒸汽沸腾换热过程,因此该过程的热阻最大,并且随着马赫数的增大,主流蒸汽侧传热温差从 15.35℃增大到 20.23℃,热阻增大;当马赫数为 0.42 时,传热温差最大的过程为固体导热过程,而主流蒸汽侧的传热温差仅为 4.22℃,此时主流蒸汽侧的热阻显著减小,远低于 $Ma=0.25, 0.28, 0.31$ 时的值,主流蒸汽侧沸腾换热过程的传热系数显著增大。

固体壁面传热只与壁面的厚度和导热系数有关,实验中壁面厚度不变,导热系数在实验温度范围内的变化不大,因此实验结果中固体导热传热系数

的波动可能是由于测量误差引起的。凝结传热系数随着主流蒸汽马赫数变化在 9 916~19 697 $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ 之间变化,变化幅度接近 100%。 h_3 随主流蒸汽马赫数发生变化可能不代表二者之间的直接影响关系, h_3 发生变化的主要原因应该与实验中加热蒸汽的流量有关。实验中为了获得不同的加热蒸汽温度,采用的方法是调节蒸汽发生器出口压力、调节加热管路中的 3 个节流阀开度、调节加热蒸汽出口截止阀的开度,所以加热蒸汽是存在一定流速的,这会对壁面形成的水滴造成吹扫作用,加快壁面水滴的脱落,从而使热阻减小,凝结传热系数增大。可知,加热蒸汽的流速越大,对加热壁面水滴的吹扫作用越明显。

2.3.2 加热温差的影响 图 4、5 分别给出了 $Ma=0.28, 0.31$ 时加热温差 ΔT 对传热系数的影响,表 2 给出了各马赫数下加热温差与传热温差的变化关系。随着加热温差增大主流蒸汽侧的传热系数均减小,但变化幅度并不大。由表 2 可知:马赫数相同时,随着加热温差的增大,主流蒸汽传热温差增大,导致热阻增大,主流蒸汽沸腾换热传热系数减小;加热蒸汽侧的凝结换热过程随着加热温差的变化,两个马赫数下的变化规律不一致,这主要是受加热蒸汽流速的影响。

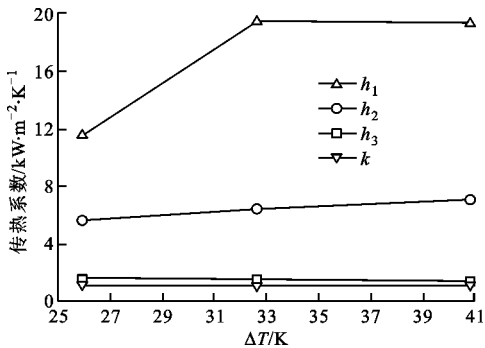


图 4 $Ma=0.28$ 时加热温差对传热系数的影响

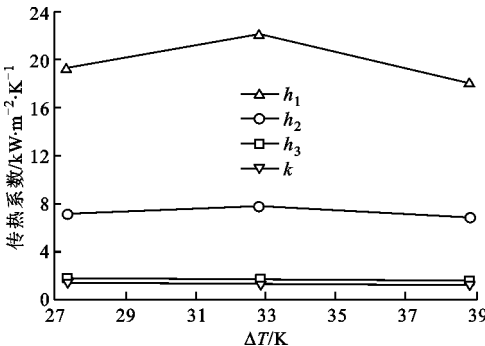


图 5 $Ma=0.31$ 时加热温差对传热系数的影响

表 2 加热温差对传热温差的影响

Ma	传热温差/ $^{\circ}\text{C}$			加热温差/ $^{\circ}\text{C}$
	主蒸汽侧	固体壁面	加热蒸汽侧	
0.28	17.94	5.39	2.62	25.9
0.28	24.63	5.96	1.98	32.6
0.28	32.13	6.37	2.34	40.8
0.31	20.23	5.12	1.91	27.3
0.31	25.68	5.26	1.85	32.8
0.31	30.11	6.29	2.39	38.8
0.42	3.79	12.50	7.45	23.7
0.42	4.22	14.58	7.88	26.7
0.42	10.45	18.87	8.84	38.0

图 6 给出了 $Ma=0.42$ 时加热温差对传热系数的影响。由图 6 可知:随着加热温差的增大,3 个传热过程中主流蒸汽侧的沸腾换热传热系数变化最大,而且随着加热温差的增大,主流蒸汽侧的传热温差逐渐增大,导致热阻增大,沸腾换热传热系数减小,但热阻最大的过程为导热过程,与上文的规律一致;加热蒸汽侧的传热系数出现上下波动,主要是由于随着加热温差的增大,传热温差也增大,导致热阻增

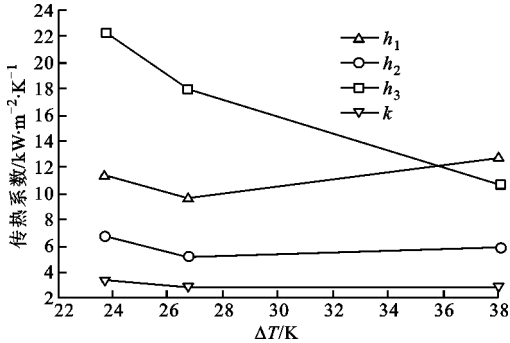


图 6 $Ma=0.42$ 时加热温差对传热系数的影响

表 3 实验结果和线性回归方程计算结果及其相对误差

Ma	P_{m0}/kPa	T_{m0}/K	P_{h0}/kPa	$\Delta T/\text{K}$	$k/\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$	计算值/ $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$	相对误差/ $\%$
0.42	40.4	76.03	100.1	23.7	3 575.27	3 355.88	6.13
0.42	40.4	76.03	106.9	26.7	2 852.25	3 018.03	5.49
0.42	40.4	76.04	149.1	38.2	3 040.83	3 078.33	1.21
0.31	36.0	73.35	98.2	27.3	1 343.08	1 389.07	3.31
0.31	36.0	73.35	114.9	32.8	1 243.74	1 125.37	10.50
0.31	36.0	73.35	137.9	38.8	1 105.11	1 239.37	10.83
0.28	39.5	75.28	100.3	25.9	1 163.57	1 351.5	13.91
0.28	39.5	75.28	122.3	32.6	1 183.93	1 169.4	1.24
0.28	39.5	75.28	149.9	40.8	1 108.34	1 003.2	10.48
0.25	45.1	78.78	100.4	21.4	2 314.85	2 315.34	0.02
0.25	45.1	78.78	121.3	27.6	2 160.25	2 192.34	1.46

大,但变化幅度不大,而加热蒸汽又存在流速,在流速和热阻共同作用下呈现一定规律。

比较 3 个马赫数下加热温差对传热系数的影响与传热温差的变化可得:随着加热温差的增大,主流蒸汽侧和加热蒸汽侧的热阻均增大,传热系数均减小,但是在马赫数为 0.42 时,加热温差对主流蒸汽侧的沸腾换热的传热系数影响更大; $Ma=0.42$ 时,3 个传热过程中热阻最大的为导热过程,而 $Ma=0.28、0.31$ 时,3 个过程热阻最大的为主流蒸汽沸腾换热过程;同一马赫数下,随着加热温差的变化,综合传热系数变化不大,但马赫数为 0.42 时,综合传热系数较 $Ma=0.28、0.31$ 时增大 1 倍左右,相比而言,马赫数比加热温差对传热系数的影响更大。

2.4 蒸汽加热除湿综合传热系数的多元线性回归分析

由以上分析可知,蒸汽加热除湿 3 个传热过程的综合传热系数受主流蒸汽马赫数、加热蒸汽和主流蒸汽的温差的影响。此外,实验中还注意到主流蒸汽马赫数发生变化时,主流蒸汽的静压和静温也发生了改变,因此实验结果还受到主流蒸汽压力和温度等的影响。

假设蒸汽加热除湿的综合传热系数 k 是 $Ma、P_{m0}、T_{m0}、P_{h0}$ 和 ΔT 的多元线性函数,利用多元线性回归分析方法,可得拟合关系式

$$k = -57\,269 + 8\,352Ma - 303\Delta T + 1\,123T_{m0} - 730P_{m0} + 84P_{h0} \tag{13}$$

表 3 给出了实验结果和线性回归方程计算结果及其相对误差,由表 3 可知,该传热拟合关系式在绝大部分工况点区域具有较好的相关性,可应用在汽轮机空心静叶蒸汽加热除湿方案的设计中。

3 结 论

(1)一维理论分析得到的综合传热系数与实验值相比偏差小于10%,可用于汽轮机空心静叶蒸汽加热除湿的方案设计中;

(2)主流马赫数增大有助于带走壁面水膜蒸发形成的蒸汽,从而增大主流流蒸汽侧的换热系数;

(3) $Ma=0.42$ 时,加热温差增大会使得主蒸汽侧与加热蒸汽侧热阻增大,传热系数减小,且比 $Ma=0.28、0.31$ 时的影响更加明显;

(4) $Ma=0.42$ 时3个过程中热阻最大的过程为导热过程,而 $Ma=0.28、0.31$ 时3个过程中热阻最大的为主流蒸汽沸腾换热过程;

(5)同一马赫数下,综合传热系数随加热温差变化不大,但马赫数从0.28、0.31增加到0.42时,综合传热系数增大1倍左右,马赫数对传热系数的影响比加热温差的影响更大。

参考文献:

- [1] 倪永君,秦华魂,钱国荣,等. 叶片水蚀的发展过程[J]. 汽轮机技术, 2006, 48(6): 460-461.
NI Yongjun, QIN Huahun, QIAN Guorong, et al. Erosion developing process of the steam turbine blade[J]. Turbine Technology, 2006, 48(6): 460-461.
- [2] 王新军,毛靖儒,李炎锋,等. 汽轮机静叶缝隙去水效率的实验研究[J]. 汽轮机技术, 1999, 41(3): 164-168.
WANG Xinjun, MAO Jingru, LI Yanfeng, et al. Experimental investigation on the water removal efficiency from steam turbine stationary blades by suction slot[J]. Turbine Technology, 1999, 41(3): 164-168.
- [3] 王新军,李炎锋. 缝隙宽度对汽轮机空心静叶去水效率影响的实验研究[J]. 西安交通大学学报, 2000, 34(5): 24-27.
WANG Xinjun, LI Yanfeng. Effect of suction width on water removal efficiency for steam turbine hollow stationary blades[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2000, 34(5): 24-27.
- [4] 李亮,薛太旭,刘启凡,等. 湿蒸汽条件下空心静叶缝隙抽吸性能的试验研究[J]. 西安交通大学学报, 2014, 48(11): 1-7.
LI Liang, XUE Taixu, LIU Qifan, et al. Experimental study on suction performance of hollow stator blade under wet steam[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2014, 48(11): 1-7.

- [5] GRIBIN V G. Experimental studies of liquid film suction from turbine stator blade surface in wet steam flow[C]// Proceedings of 11th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics. Madrid, Spain: ETC, 2015: 23-26.
- [6] 徐连青. 汽轮机内部除湿技术刍议[J]. 现代制造, 2012(12): 132-133.
- [7] 王松涛,刘建成. 蒸汽轮机气膜加热除湿技术的研究[C]//中国动力工程学会透平专业委员会2007年学术研讨会论文集. 重庆:中国工程热物理学会, 2006: 511-515.
- [8] RYLEY D J, AL-AZZAWI H K. Suppression of the deposition of nucleated fog droplets on steam turbine stator blades by blade heating[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 1983, 4(4): 207-216.
- [9] AKHTAR M S, BLACK J, SWAINSTON M J C. Prevention of steam turbine blade erosion using stator blade heating[J]. ARCHIVE Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1977, 191: 355-361.
- [10] 杨世铭,陶文铨. 传热学[M]. 4版. 北京:高等教育出版社, 2006: 301-327.
- [11] 施明恒,甘永平,马重芳. 沸腾和凝结[M]. 北京:高等教育出版社, 1995.

[本刊相关文献链接]

- 陈阳,李军,周帅,等. 间隙泄漏对透平级气动性能影响的数值研究. 2018, 52(4): 63-69. [doi:10.7652/xjtuxb201804009]
- 陈尧兴,李志刚,李军. 非均匀进汽时迷宫密封汽流激振动力特性的研究. 2017, 51(9): 145-152. [doi:10.7652/xjtuxb201709021]
- 高庆,廖高良,张永海,等. 透平级气动及运行参数对轮缘密封封严性能影响的数值研究. 2017, 51(7): 62-72. [doi:10.7652/xjtuxb201707010]
- 董玮,楚武利,张皓光,等. 垫升轴流风扇的静叶优化设计及内部流动机理数值研究. 2017, 51(5): 156-164. [doi:10.7652/xjtuxb201705022]
- 范小军,李亮,李森,等. 平板和静叶表面气流-水膜耦合流动特性的数值研究. 2016, 50(11): 7-13. [doi:10.7652/xjtuxb201611002]
- 周子杰,王新军,费昕阳. 燃机透平静叶尾缘柱肋通道内的汽雾/空气冷却流动与换热特性数值研究. 2016, 50(11): 21-27. [doi:10.7652/xjtuxb201611004]
- 姚宏,周逊,王仲奇. 弯叶片对超声速流动的影响. 2016, 50(9): 66-73. [doi:10.7652/xjtuxb201609011]
- 陈秀秀,晏鑫,李军. 蜂窝叶顶密封对透平级气动性能的影响研究. 2016, 50(4): 14-20. [doi:10.7652/xjtuxb201604003]

(编辑 赵炜)