

DOI: 10.7652/xjtuxb201509012

球窝/球凸结构下的 U 型通道蒸汽冷却性能

李森, 李亮, 杜长河

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 采用标准 $k-\omega$ 湍流模型研究了球窝/球凸结构下 U 型通道内蒸汽的传热与阻力特性, 计算、分析了雷诺数为 $1 \times 10^4 \sim 5 \times 10^4$ 、来流温比为 0.79~0.93、出口压力为 0.5~3 MPa 时通道内的流动与传热性能, 获得了拟合的传热关联式, 对比了蒸汽与空气冷却特性的差异。研究表明: 雷诺数增加在提升总体传热效果的同时能够有效降低流动阻力系数; 来流温比增大对强化传热的作用并不明显, 但可以有效降低流动阻力损失; 提高出口压力可以有效增强传热效果, 但大大增加了流动阻力; 出口压力为 1.5~2 MPa、来流温比为 0.84~0.88 时蒸汽冷却参数能够获得较为理想的综合换热效果; 与空气相比, 蒸汽的热物性更容易受到温度和压力的影响, 导致传热增强系数的变化较大, 此时雷诺数的变化对传热增强系数的贡献并不显著; 拟合的传热关联式可以准确预测通道内蒸汽冷却换热系数。

关键词: 球窝/球凸; U 型通道; 蒸汽冷却; 换热系数; 数值模拟

中图分类号: TK474.7 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2015)09-0063-07

Heat Transfer Performance in Steam-Cooled U-Shaped Channel with Concave/Convex Structure

LI Sen, LI Liang, DU Changhe

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Heat transfer performance and flow resistance characteristics of a steam-cooled U-shaped channel with concave/convex structure were numerically investigated by standard $k-\omega$ turbulent model. The heat transfer correlations were evaluated and analyzed for Reynolds number from 10 000 to 50 000, inlet temperature ratio from 0.79 to 0.93, and outlet pressure from 0.5 to 3 MPa. The different cooling performances of steam and air were discussed. It reveals that the overall heat transfer performance rises while the friction factor falls with the increasing Reynolds number; the increasing inlet temperature ratio effectively enables to reduce the flow resistance and enhance heat transfer performance obviously; the heightening outlet pressure is beneficial to heat transfer enhancement, but it also leads to greatly increased flow resistance. Thus, a combination of moderate steam pressure from 1.5 MPa to 2 MPa, and medium inlet temperature ratio from 0.84 to 0.88 is suggested to achieve an ideal heat transfer performance. The thermophysical properties of steam are more prone to be affected by temperature and pressure compared with those of air. As a result, the heat transfer performance evaluation criterion for steam varies obviously while the Reynolds number exerts slight influence.

Keywords: concave/convex structure; U-shaped channel; steam cooling; heat transfer coefficient; numerical investigation

收稿日期: 2014-12-02. 作者简介: 李森(1991—),男,硕士生;李亮(通信作者),男,博士,副教授。

网络出版时间: 2015-06-17

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20150617.0902.002.html>

近些年来,可以起到强化传热效果而阻力损失较小的球窝/球凸结构^[1]日益受到人们的关注,这种结构可以广泛用于透平叶片、微通道、燃烧器等冷却中。Afansayev 等指出,在平板上布置球窝时总体传热系数增加 30%~40%,而阻力损失基本与光滑表面持平^[1]。Moon 等研究指出,随通道高度的变化,传热增强效果和阻力损失几乎保持常数,横椭圆球窝的传热要优于圆形球窝^[2-3]。Burgess 等研究结果显示,随直径高度比例的增加,传热系数线性增大,但阻力系数也迅速增大^[4-5]。Ligrani 等指出,球窝结构传热得到强化的原因在于球窝及下游流场内存在强烈的三维涡旋结构^[6-7]。Rao 等通过实验研究了球窝、翅片以及二者混合布置时的传热及阻力特性,指出球窝/翅片的混合布置有着更好的传热特性和更低的阻力系数,其综合传热性能优于单纯的球窝结构^[8]。Shen 等研究发现,抽吸孔可以在不引起额外流动阻力的情况下强化传热过程^[9]。

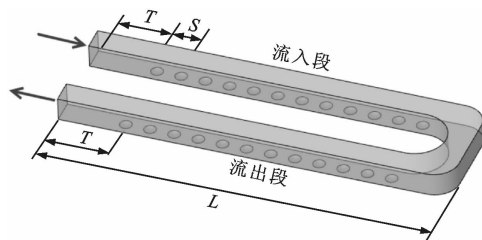
已有文献中,大多数关于球窝/球凸结构传热特性的研究都是针对空气进行的。与空气相比,蒸汽的导热率和比热容更大,黏性系数更小,有着更优异的传热、载热、气动特性,带肋通道中的研究表明^[10],蒸汽的冷却效能比空气约高 15%。

本文以蒸汽为工质,在不同雷诺数、来流温比和出口压力条件下数值分析了 U 型通道内球窝/球凸结构的流动与传热特性,比较了蒸汽和空气流经球窝/球凸结构的传热和流动特性,以期透平叶片冷却通道的设计提供参考。

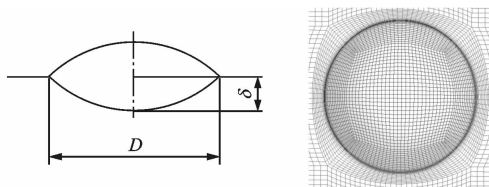
1 计算模型

为了研究球窝或球凸结构的影响,分别建立了 2 个几何模型:模型 A 中,在 U 型通道^[11]的流入段和流出段分别对称布置了 12 个球窝结构,球窝表面直径 D 为 6.35 mm, U 型通道横截面为 $2D \times 2D$,长度 L 为 $35D$,球窝距进、出口的距离 T 为 $5D$,球窝间距 S 为 $2D$,球窝的相对深度 δ/D 为 0.2;模型 B 中,只是将球窝换成球凸,球凸的相对高度 δ/D 为 0.2,其余的结构及尺寸与模型 A 相同。U 型通道几何模型及网络如图 1 所示。

计算中球窝/球凸表面采用 O 型网格,其他区域采用 H 型网格,并在壁面附近进行了加密处理,以保证计算域离开壁面第一层网格的 y^+ 值小于 1。经过网格无关性验证,布置球窝、球凸的 U 型通道网格数分别确定为 360 万和 270 万。



(a) U 型通道结构



(b) 球窝/球凸截面特征及局部网格

图 1 U 型通道几何模型及局部球窝/球凸网格

2 数值处理方法

2.1 数值方法

首先,将直通通道中布置单个球窝时流动传热的实验结果^[12]与湍流模型计算结果进行了比较。计算时边界条件与实验相同^[12]:进口雷诺数为 21 000,总温为 293 K,湍流强度为 5%,出口静压为 0.1 MPa,壁面应用无滑移条件,给定恒定壁温 323 K。然后,利用 CFX 软件分别采用 4 种湍流模型求解了三维 RANS 方程。图 2 给出了数值模拟结果与实验数据^[12]比较。可以看到,标准 $k-\omega$ 湍流模型预测的努塞尔数 Nu 分布与实验值最为吻合。另外,本文模型中也包括了 U 型通道 180°弯头对流动换热的影响。文献[11]研究指出,采用 $k-\omega$ 湍流模型能够准确预测 U 型通道内部的流动换热过程,因此本文后续计算均采用标准 $k-\omega$ 湍流模型。

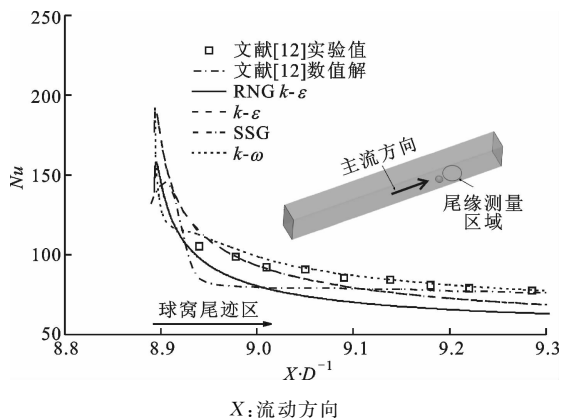


图 2 球窝尾迹区努塞尔数的分布

文中以蒸汽作为冷气工质,蒸汽的热物理性质

由 IAPWS-IF97 真实蒸汽性质模型计算,流动与传热边界条件:进口湍流度为 5%,上、下壁面的温度保持在 573.15 K,其余壁面均为绝热无滑移边界。进口速度 U_i 由当量直径 D_h 和雷诺数 Re 决定,即

$$U_i = Re\mu/(\rho D_h) \tag{1}$$

计算收敛标准为各控制方程的残差小于 10^{-5} 。

2.2 数据处理

在等壁温条件下,流动截面上的局部温差沿流动方向是不断变化的,平均的对流传热温差

$$\Delta T_{lm} = ((T_{wi} - T_{mi}) - (T_{wo} - T_{mo})) / \ln \left(\frac{T_{wi} - T_{mi}}{T_{wo} - T_{mo}} \right) \tag{2}$$

式中: T_{wi} 、 T_{wo} 、 T_{mi} 和 T_{mo} 分别为 U 型通道沿流向微元段的进、出口壁面温度和进、出口截面流体的平均温度。定义来流温比 $\phi = T_{in}/T_w$,其中 T_{in} 为冷气进口总温, T_w 为壁面温度。努塞尔数

$$Nu = \frac{hd}{\lambda} = \frac{q_w}{\Delta T_{lm}} \frac{D_h}{\lambda} \tag{3}$$

式中: q_w 为壁面热流密度; λ 为流体的导热系数。为了直观起见,以 Nu/Nu_0 表示球窝/球凸结构引起的强化传热效果,其中 Nu_0 为相应流动参数下光滑通道中充分发展流动的努塞尔数^[3]

$$Nu_0 = \frac{(f_0/8)(Re - 1\,000)Pr}{1 + 12.7(f_0/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \tag{4}$$

式中: f_0 为光滑通道中充分发展流动的阻力系数^[3]

$$f_0 = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2} \tag{5}$$

实际通道中阻力系数

$$f = \frac{(\Delta p / \Delta x) D_h}{\rho u^2 / 2} \tag{6}$$

式中: u 为各截面上的平均流速。

3 计算结果与分析

3.1 U 型通道中球窝/球凸结构的流动特性

首先分析了球窝/球凸结构附近的流动特征,由于各球窝/球凸附近的流动结构类似,所以此处仅给出进口 Re 为 30 000、出口压力为 1 MPa 时流入段第 6 排球窝/球凸结构附近的流动细节。

如图 3a 所示,在球窝前缘,由几何结构形成的非光滑过渡产生较强的逆压梯度,引起球窝前缘发生流动分离,并在球窝的尾缘再附。如图 3b 所示,流动分离使得球窝内形成了 2 个关于中心流面对称的反向旋转涡对,这一低压涡将球窝两侧的主流卷吸进入球窝,并与边界层流体混合后在球窝后缘处加速射入主流。在主流的作用下,射流涡量在球窝尾迹区转向且引起二次流。

对于球凸情况,在球凸前缘流体出现滞止点,而边界层内的剪切流动以滞止点为界向两侧发生偏转,从而形成了马蹄涡结构(见图 3c),该涡在主流携带下向下游迁移,并在球凸尾迹区与越过球凸表面且发生分离的流体掺混后再附(见图 3d)。

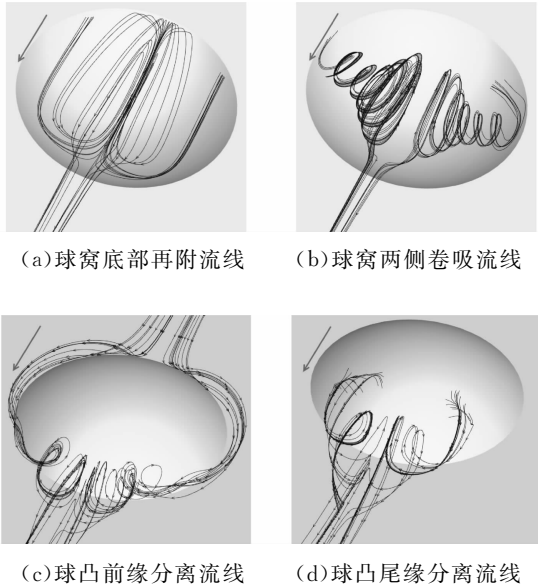


图 3 球窝/球凸结构表面的三维流线

3.2 雷诺数对蒸汽流动传热的影响

为研究 Re 变化对球窝/球凸通道传热^[13] 与阻力特性的影响,在来流温比保持 0.79 不变、出口压力为 1 MPa 的情况下分析了 Re 从 10 000 变化至 50 000 时的流动传热情况。

图 4 给出了 $Re=30\,000$ 时流入段和流出段第 6 个球窝/球凸结构表面 Nu 及速度矢量分布。可以

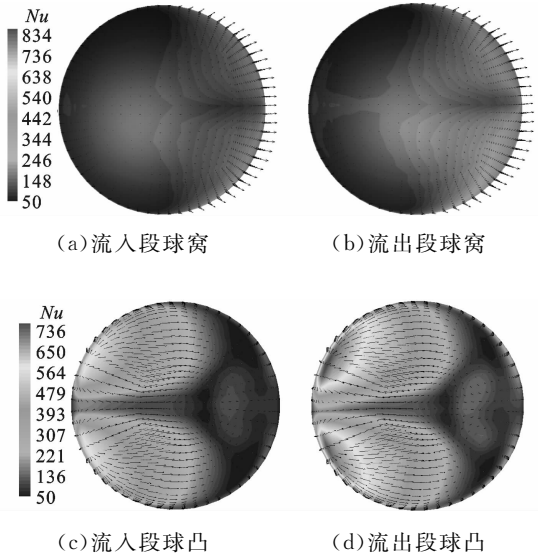


图 4 流入段和流出段第 6 个球窝/球凸表面 Nu 及速度矢量分布($Re=30\,000$)

看到,流出段 Nu 明显大于流入段。

在球窝前缘附近的分离区 Nu 较小,尾缘再附区 Nu 较大,尾缘驻点处 Nu 达到峰值;在球凸前缘区 Nu 较大,尾缘分离区 Nu 较小,前缘驻点处 Nu 达到峰值。

图5给出了不同 Re 下球窝/球凸通道流出段的 Nu 分布。同一 Re 下,通道中各个球窝/球凸附近的 Nu 分布类似,整体趋势为沿流动方向降低。随着 Re 增大,球窝和球凸通道的换热效果均增强。这是由于 Re 增大时主流加速,壁面动量边界层厚度在主流的拖曳作用下减薄,温度梯度增大,使得传热得到了强化。

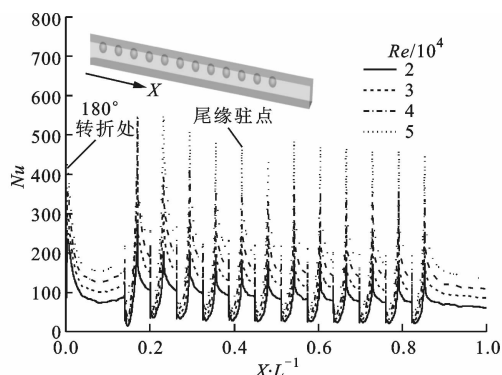
从图5a可以看到,每个球窝结构分别在尾缘驻点和下游尾迹区出现了2个 Nu 的峰值。该结果可以从流动与传热相互影响的微观机理来分析。球窝通道流速增大使得凹面附近曲率对湍流边界层的放大作用得以增强^[14],边界层与主流的掺混更加强烈,更多的主流低温流体被带入边界层内,并在球窝尾缘形成如图4a、图4b所示的高速射流,同时导致温度边界层的最薄点出现在球窝尾缘,由此形成了 Nu 的第1个峰值;射流内不同流层之间具有速度梯度,射流在球窝尾迹内的流动转折造成了尾迹区的分离涡,而分离涡的存在强化了尾迹区边界层与主流的热质交换,同时 Re 增加又使得分离涡强度增大,由此在球窝尾迹区内形成了 Nu 的第2个峰值。

对于球凸通道, Re 增加使得前缘滞止区增大,边界层流体扰动加强,流速提高又使得温度边界层变薄、传热增强。由于凸面曲率对湍流具有压制作用^[14],所以尾缘流动的分流提前、再附位置推后,尾缘分离涡增强,这使得有更多的主流低温流体被带入边界层内,尾缘回流涡低速区空间被压缩,回流涡强度降低,传热效果增强,从而造成图5b的 Nu 分布。

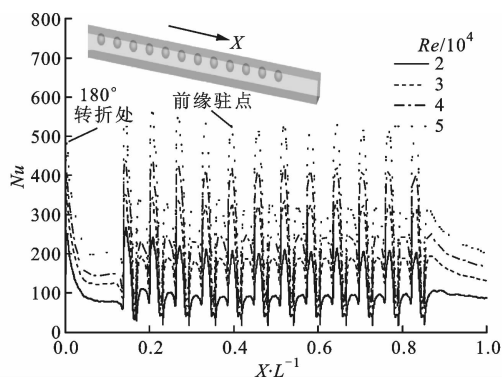
另外,从图5还看到, Re 增大时 U 型通道 180° 转折处的 Nu 逐渐增大。这表明转折处二次流对传热的强化作用不容忽视,其机理如图6所示。经 180° 转折后流体湍动能增加,这也是流出段 Nu 高于流入段的原因。

就阻力特性而言,球窝/球凸表面结构就是一种涡量发生器,它激发了湍流中不同尺度的涡系,并作用于通道表面的流体。 Re 增大一方面使得边界层速度梯度、黏性阻力增加,另一方面球窝/球凸结构产生的涡系推迟了流动分离的发生,降低了压差阻力。由于压差阻力的影响远大于黏性阻力,所以两种因素综合作用的结果是通道中的阻力系数逐渐降

低。图7给出了球窝/球凸通道的平均努塞尔数 $\overline{Nu}$ 与阻力系数 f 随 Re 的变化。



(a) 球窝 U 型通道



(b) 球凸 U 型通道

图5 不同 Re 下球窝/球凸流出段的 Nu 分布

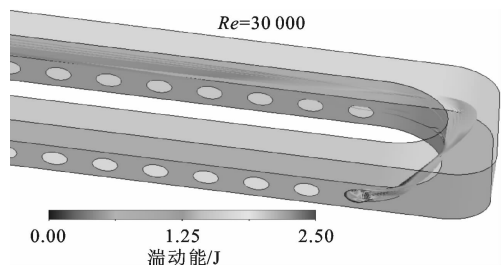


图6 180° 转折处的三维流线及湍动能变化

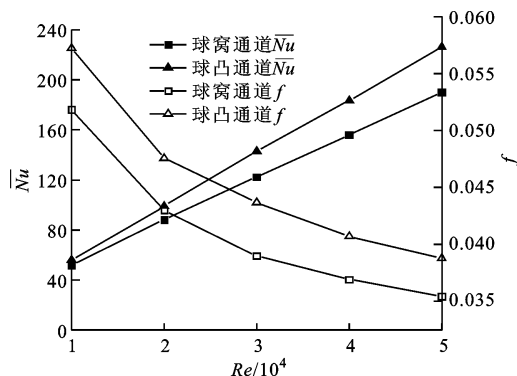


图7 Re 变化时球窝/球凸通道的传热与阻力特性

3.3 来流温比对蒸汽流动传热的影响

对进口 $Re=30\ 000$ 、出口压力为 1 MPa、 ϕ 从 0.79 到 0.93 变化时的流动传热情况进行了分析,结果如图 8 所示。球窝/球凸通道的强化传热效果随来流温比的增加变化不明显,而阻力系数逐步降低。

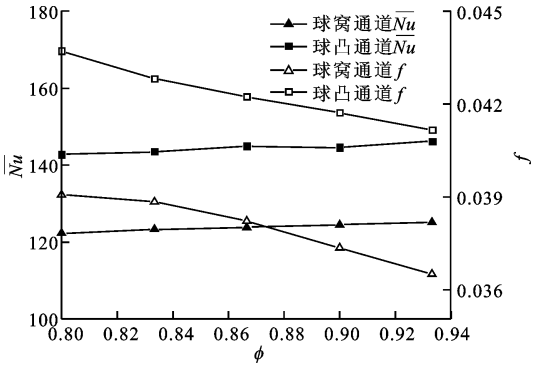


图 8 不同来流温比下球窝/球凸通道的传热与阻力特性

图 9 给出了流入段第 6、7 排球窝/球凸结构表面 Nu 和极限流线随来流温比的变化。在球窝尾缘和球凸前缘分别形成了半月牙形和 W 形的高 Nu 区,来流温比增大时两种结构表面的 Nu 都略有增加,这是来流温比增大导致流速增大引起的,其微观机理与上节分析类似。随着来流温比的增大,水蒸气的普朗特数 Pr 由 0.991 降至 0.969,传热能力减弱,但是温比上升又使得水蒸气的密度减小、流速增加,从而导致壁面的边界层减薄、传热增强,所以综合作用的结果是传热系数略有增加。在流动阻力方面,来流温比上升使得水蒸气的黏性系数增大、摩擦阻力增大,速度增大使得湍流的脉动增强、分离推迟、压差阻力减小,所以综合作用结果是阻力系数降低。

3.4 出口压力对蒸汽流动传热的影响

保持进口 $Re=30\ 000$ 、来流温比为 0.79、出口压力从 0.5 MPa 变化到 3.0 MPa 时的计算结果如图 10 所示。随出口压力的上升,球窝/球凸通道的 $\overline{Nu}$ 逐渐增加, f 快速增大。

图 11 给出流入段第 6 排球窝/球凸结构 $D/2$ 处与主流方向相垂直的横截面内的二次流线分布。由于流动结构对称,图中只给出 $1/2$ 圆弧附近的流线分布。图 11a 中,球窝内形成对称的旋转涡对,结合图 3 知,这是球窝前缘发展出的马蹄涡结构,主要作用是将主流流体卷吸进入球窝内部,但在强化传热的同时并不会带来较大的阻力损失。当出口压力上升到 2 MPa 时,原来的涡对结构中又嵌套出现了一对涡,而马蹄涡结构也被下层流体抬升。涡系结构的改变导致在垂直于流动方向的截面内流体微团

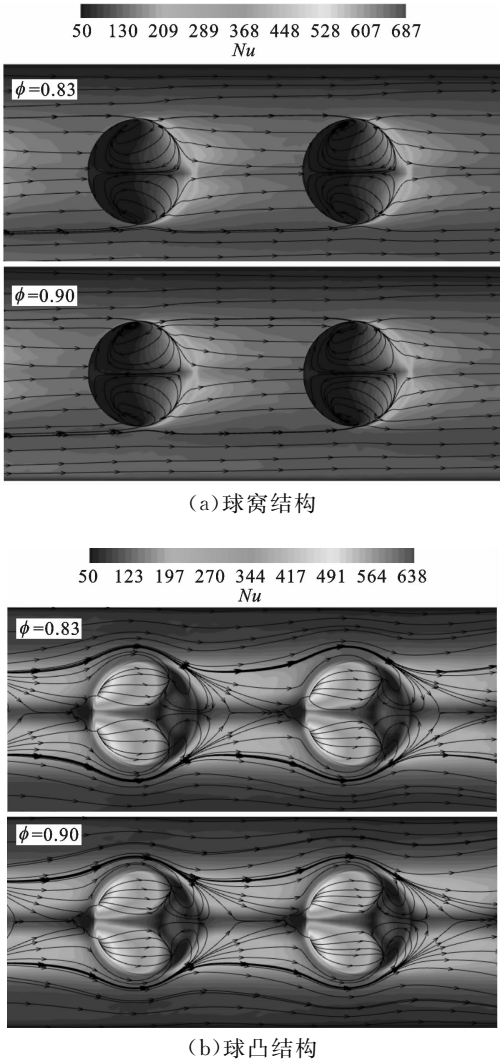


图 9 来流温比对通道表面 Nu 及极限流线的影

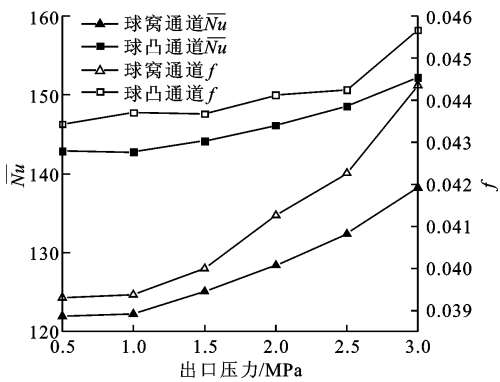


图 10 不同出口压力下球窝/球凸通道的传热与阻力特性

之间的相互作用增强,动能耗散为热能的比例增加,流动阻力显著增强。另外,出口压力上升使得流速急剧下降,黏性边界层增厚,这也是流动阻力上升的一个原因。如图 11c 和图 11d 所示,球凸结构在不同出口压力下的流动结构变化与球窝类似,此处不再分析。

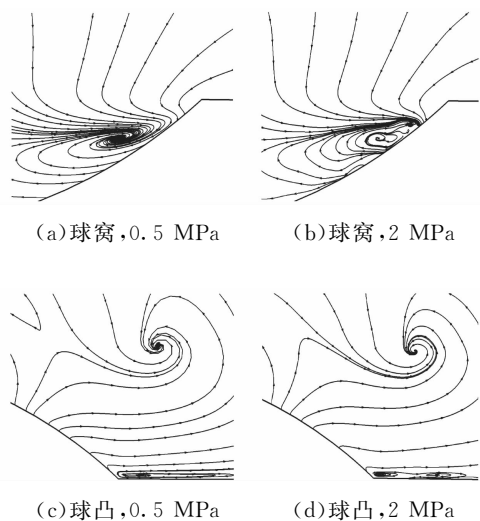


图11 不同出口压力下球窝/球凸附近流线

3.5 综合传热性能评估

为了全面评估球窝/球凸结构的传热与阻力特性,定义综合传热增强因子^[3]

$$F = \frac{Nu}{Nu_0} / \left(\frac{f}{f_0} \right)^{1/3} \quad (7)$$

它是在推动流体流动的机械功一定的条件下球窝/球凸表面与光滑表面的传热性能之比。

图12为综合传热性能对比。可以看到,球凸通道的综合传热性能要优于球窝通道,这与文献[9]的结论一致。随着 Re 和 ϕ 的增加,球窝和球凸通道的综合传热性能提升,但 ϕ 的增加使得有效热通量降低;随着出口压力 P_o 的上升,阻力系数对综合换热效能的影响逐渐增大,球窝和球凸通道的综合传热性能逐渐降低。综合考虑传热效能和热通量的影响,选取中等压力(1.5~2 MPa)和中等来流温比(0.84~0.88),相应的综合传热性能能够获得最为理想的效果。

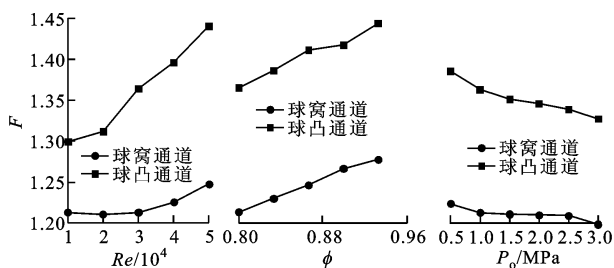


图12 综合传热性能对比

蒸汽冷却的传热关联式对于指导叶片冷却结构设计具有重要意义。定义归一化压力 $\zeta = P/(1 \text{ MPa})$ 。根据前文分析, $\overline{Nu}$ 是关于 Re 、 ϕ 和 ζ 的方程,所以本文中

$$\overline{Nu} = a Re^b \phi^c \zeta^d \quad (8)$$

采用回归算法分别对球窝/球凸通道的16个数据点进行公式拟合,得到球窝传热关联式 Nu_{dim} 和球凸的传热关联式 Nu_{pro} 分别为

$$Nu_{\text{dim}} = 0.0319 Re^{0.8024} \phi^{0.0372} \zeta^{0.0691} \quad (9)$$

$$Nu_{\text{pro}} = 0.0191 Re^{0.8677} \phi^{0.0928} \zeta^{0.0355} \quad (10)$$

其中 $1 \times 10^4 \leq Re \leq 5 \times 10^4$, $0.79 \leq \phi \leq 0.93$, $0.5 \leq \zeta \leq 3$ 。

图13给出了球窝和球凸 Nu 关联式解 y 与数值解 x 的相关性分布。结果表明,大多数数据点集围绕在斜率为1的直线附近,并保持在斜率为0.95和1.05的夹角范围内。这表明关联式在 $\pm 5\%$ 范围内保持与数值解的相关性,即传热关联式曲线与数值计算点吻合良好。利用该传热关联式能够可靠地预测相应的传热系数。

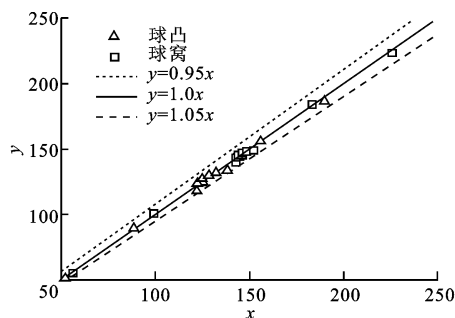


图13 球窝和球凸关联式与数值解的相关性分布

3.6 蒸汽与空气冷却效果对比

为对比相同几何及边界参数下蒸汽与空气冷却的传热特性,定义传热增强系数^[10]

$$\eta = (Nu_{\text{steam}} - Nu_{\text{air}}) / Nu_{\text{air}} \quad (11)$$

图14为蒸汽与空气冷却性能的对比。球凸通道和球窝通道的 η 分布基本相同。 Re 增加时, η 保持为21.2%左右; ϕ 从0.79增至0.93, η 由21.2%下降至19.7%;出口压力 P_o 从0.5 MPa增至3 MPa, η 由21%增大至24.5%。上述变化趋势主要是由两种工质 Pr 的不同变化特性^[15]所导致。空气的 Pr 对边界参数的变化不太敏感。对于蒸汽,随着进口雷诺数变化 Pr 基本不变,进口温比增加

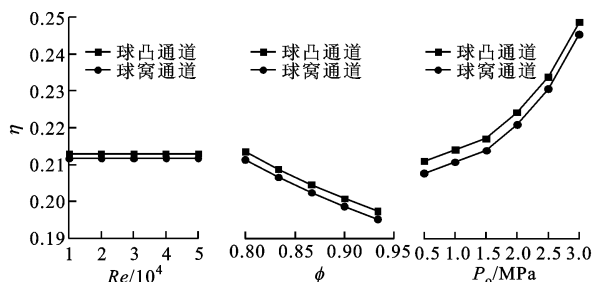


图14 蒸汽与空气冷却性能的对比

时 Pr 减小,出口压力增加时 Pr 增大。值得注意的是,出口压力对 η 的影响比 ϕ 更为强烈。

4 结 论

对球窝/球凸结构下U型通道内的蒸汽传热及阻力性能进行了数值研究,主要结论如下。

(1)进口雷诺数、来流温比和出口压力对通道内蒸汽冷却有重要影响。来流温比不变,进口雷诺数增加,传热强化,流动阻力降低。相同雷诺数下,来流温比增大对传热的强化作用不明显,但流动阻力降低。提高出口压力可以有效强化传热,但同时也使流动阻力大大增加。所以,选取中等压力(1.5~2 MPa)和中等来流温比(0.84~0.88)时蒸汽冷却能够获得最为理想的综合换热效果。

(2)对球窝/球凸通道内蒸汽传热关联式进行了拟合并与数值计算结果进行了对比,结果表明,拟合的传热关联式与数值计算结果吻合良好,可预测相应通道内的换热系数。

(3)在本文计算参数下,与空气相比,蒸汽的传热增强系数为19.7%~24.5%,蒸汽的普朗特数受温度和压力的影响更明显,其传热增强系数随来流温比和出口压力的变化更为显著。 Re 变化对传热增强系数基本无影响。

参考文献:

- [1] AFANASYEV V N, CHUDNOVSKY Y P, LEONTIEV A I, et al. Turbulent flow friction and heat transfer characteristics for spherical cavities on a flat plate [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1993, 7(1): 1-8.
- [2] MOON H K, O'CONNELL T, GLEZER B. Channel height effect on heat transfer and friction in a dimpled passage [J]. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2000, 122(2): 307-313.
- [3] MOON S W, LAU S C. Turbulent heat transfer measurements on a wall with concave and cylindrical dimples in a square channel [C]// *ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air*. New York, USA: ASME, 2002: 459-467.
- [4] BURGESS N K, LIGRANI P M. Effects of dimple depth on channel Nusselt numbers and friction factors [J]. *Journal of Heat Transfer*, 2005, 127(8): 839-847.
- [5] BURGESS N K, OLIVEIRA M M, LIGRANI P M. Nusselt number behavior on deep dimpled surfaces within a channel [J]. *Journal of Heat Transfer*, 2003, 125(1): 11-18.
- [6] LIGRANI P M, HARRISON J L, MAHMMOD G I, et al. Flow structure due to dimple depressions on a channel surface [J]. *Physics of Fluids*, 2001, 13(11): 3442-3451.
- [7] MAHMOOD G I, SABBAGH M Z, LIGRANI P M. Heat transfer in a channel with dimples and protrusions on opposite walls [J]. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 2001, 15(3): 275-283.
- [8] RAO Y, WAN C, ZANG S. Comparisons of flow friction and heat transfer performance in rectangular channels with pin fin-dimple, pin fin and dimple arrays [C]// *ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air*. New York, USA: ASME, 2010: 185-195.
- [9] SHEN Z, QU H, ZHANG D, et al. Effect of bleed hole on flow and heat transfer performance of U-shaped channel with dimple structure [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2013, 66: 10-22.
- [10] SHUI L, GAO J, SHI X, et al. The effect of cooling conditions on convective heat transfer and flow in a steam-cooled ribbed duct [J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2014, 28(1): 331-341.
- [11] STEPHENS M A, SHIH T I P, CIVINSKAS K C. Computations of flow and heat transfer in a rotating U-shaped square duct with smooth walls, AIAA 1996-3161 [R]. Reston, VA, USA: AIAA, 1996.
- [12] PATRICK W V, TAFTI D K. Computations of flow structure and heat transfer in a dimpled channel at low to moderate Reynolds number [C]// *ASME 2004 Heat Transfer/Fluids Engineering Summer Conference*. New York, USA: ASME, 2004: 401-412.
- [13] 武俊梅, 陶文铨. 纵向涡强化换热的数值研究及场协同原理分析 [J]. *西安交通大学学报*, 2006, 40(7): 757-761.
- [14] WU Junmei, TAO Wenquan. Numerical analysis to vortex heat transfer enhancement based on field synergy principle [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2006, 40(7): 757-761.
- [15] DIXON S L. Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery [M]. Oxford, UK: Butterworth-Heinemann, 2005.
- [16] 王文, 刘志刚. 气体普朗特数变化规律的初步研究 [J]. *西安交通大学学报*, 1999, 33(1): 77-80.
- [17] WANG Wen, LIU Zhigang. Variation of Prandtl number of gas in dilute and dense state [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 1999, 33(1): 77-80.

(编辑 苗凌)