

DOI:10.16356/j.1005-2615.2020.04.006

泡状隔板对涡轮叶片内冷通道换热和流阻的影响

贺宜红¹, 陈燕², 陈文彬¹, 杨卫华²

(1. 中国航空发动机集团有限公司湖南动力机械研究所, 株洲, 412000; 2. 南京航空航天大学能源与动力学院, 南京, 210016)

摘要: 为增强涡轮叶片内部通道的换热、减小流动阻力, 提出了一种新型的泡状隔板结构。通过实验与数值模拟相结合的方法, 研究了等热流边界条件下泡状隔板结构的半径以及形状对通道换热和流阻特性的影响, 并与直隔板进行对比, 实验结果表明: 在研究范围内, 对称型泡状隔板结构能够大大减小通道流动阻力, 随着泡状结构半径的增大, 减阻效果增强; 不对称型泡状隔板结构只在半径最大时能减小流动阻力; 泡状结构对于换热的影响并不明显。实验结论可以为涡轮叶片内部冷却通道的优化设计提供理论依据。

关键词: 涡轮叶片; 隔板; 流阻; 对流换热系数

中图分类号: V231.1 文献标志码: A 文章编号: 1005-2615(2020)04-0559-13

Effect of Bubbled-Shaped Divider Wall in Turbine Blade on Heat Transfer and Pressure Drop

HE Yihong¹, CHEN Yan², CHEN Wenbin¹, YANG Weihua²

(1. AECC Hunan Aviation Powerplant Research Institute, Zhuzhou, 412000, China; 2. College of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, Nanjing, 210016, China)

Abstract: In order to enhance the heat transfer inside the turbine blade and reduce the pressure drop of the channel, a new bubble-shaped divider wall was proposed. An experimental study and numerical simulation was performed to obtain heat transfer and pressure drop characteristics of the channel with different radius and shape of the bubble configuration and typical traditional configuration. Isothermal boundary condition was used. With the scope of the study, it was found that the symmetrical bubble-shaped divider wall can greatly reduce the pressure drop of the channel. As the radius increases, the reduction effect became more obvious. Asymmetric divider wall reduced pressure drop only at maximum radius. The effect of bubble structure on heat transfer was not obvious. The experimental conclusion can provide a theoretical basis for the optimal design of the internal cooling channel of the turbine engine.

Key words: turbine blade; divider wall; pressure drop; convective heat transfer coefficient

为了保证航空发动机的可靠工作, 需要采用先进的冷却技术, 以提高涡轮叶片的冷却效率, 目前常用的冷却技术包括气膜冷却、在冷却通道中加入肋片和扰流柱等。随着涡轮叶片的冷却效率要求越来越高, 多腔回流式冷却系统越来越多地用于内部冷

却结构^[1]。

多腔回流式冷却是将涡轮叶片内部布置成蜿蜒通道, 冷却气体在蜿蜒通道中流动。通道中传统的隔板是直隔板。研究发现, 隔板对通道内部的换热及流阻影响较大。为了减小阻力、增强换热, 众多学

收稿日期: 2019-09-25; 修订日期: 2020-03-03

通信作者: 杨卫华, 男, 教授, 博士生导师, E-mail: yangwh-sjtu@163.com。

引用格式: 贺宜红, 陈燕, 陈文彬, 等. 泡状隔板对涡轮叶片内冷通道换热和流阻的影响[J]. 南京航空航天大学学报, 2020, 52(4): 559-571. HE Yihong, CHEN Yan, CHEN Wenbin, et al. Effect of bubbled-shaped divider wall in turbine blade on heat transfer and pressure drop[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2020, 52(4): 559-571.

者对直隔板进行了优化设计,文献[2-18]从隔板的厚度、长度、倾斜角度以及形状等几个方面进行了研究。Pape等^[2-3]以数值模拟和实验的方法,研究隔板长度 L 对通道换热和流动的影响,发现 L 增大,换热随之增强,但同时压力损失也会增大。Hirota等^[4-5]通过实验的方法,研究隔板的倾斜角度对换热和流动的影响,研究发现隔板倾角为负时,整个通道呈渐缩形,换热系数随隔板倾角的减小而减弱,压力损失则随倾斜程度增大而增大。Liou等^[6]通过实验的方法研究了隔板厚度对换热和流动的影响,研究发现,厚度变化不会影响第一通道的换热和流动,隔板越厚,回流区越小,通道换热效果越好。目前公开文献中研究的隔板形状主要有波形隔板、带孔隔板、S形隔板以及泡状隔板几类^[7-18]。李莉等^[7-9]通过数值模拟和实验的方法,研究了波形隔板对换热和流动的影响,研究发现,和直隔板相比,波形隔板能够增强换热系数,但同时也会增大流动阻力。Wu等^[10]用数值模拟和实验的方法研究了S形隔板,发现这种隔板使得流动更加紊乱,从而使得换热增强,同时增大流动阻力。Xu等^[11-13]通过实验和数值模拟的方法研究了带孔隔板,发现孔的角度、数量、开孔位置和孔径对换热和流动有较大影响。波形隔板、带孔隔板、S形隔板虽然能增强换热,但会增大流动阻力,综合换热性能反而会出现降低的现象。

Pattanaprates等^[14]通过数值模拟的方法,研究双通道和四通道中的泡状隔板和弓形壁面对换热和流动的影响。发现在直通和弓形通道中,泡状隔板都能够减小压力损失。Namgoong等^[15]对传统的

U形通道进行优化设计,得到一种形状不规则的泡状隔板,能够使通道压力损失减小50%。Saha等^[16-17]通过改变隔板以及弯头的几何形状,然后利用数值模拟和实验的方法进行分析,发现隔板形状是泡状时,通道的综合换热能力提升到28%以上。相较于直隔板,对称型的泡状隔板能够减小阻力系数约40%,随着雷诺数的减小,综合换热能力将逐渐降低。陈燕等^[18]采用数值模拟的方法,计算泡状隔板对于通道换热和流阻的影响,结果发现,对称型的泡状隔板能够减小阻力系数。

公开文献中对于泡状隔板的研究表明,泡状隔板具有能够大大降低阻力系数的优点,但相关研究并未深入,泡状隔板的半径以及形状对涡轮叶片换热和流阻的影响还不清楚。为了确定泡状隔板的半径以及形状对通道换热和流阻的影响,本文设计了对称型和不对称型两种形状下的3种半径的泡状隔板,使用实验的方法开展研究。通过测量壁面的温度和压力,得到壁面的换热情况及阻力分布。

1 实验装置

实验系统如图1所示,图2为实验平台照片。实验系统包括空气压缩机、稳压罐、流量计、温度测量装置、压力测量装置以及实验段几部分。气流由空气压缩机提供,经稳压罐稳压后,依次经过阀门和流量计进入实验段,气流经过实验段之后直接排到大气中。采用超声波流量计调节和控制流量,精度为1%,压力采用PSI 9116智能压力扫描阀测量,精度为 $\pm 0.05\%$ 。

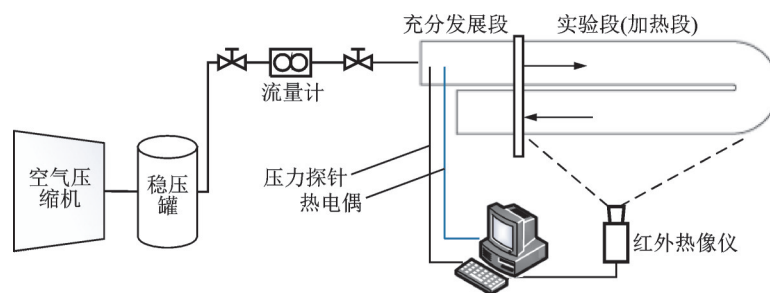


图1 实验系统示意图

Fig.1 Schematic of experimental setup

图3为典型涡轮叶片内部冷却通道示意图,带有180°圆形弯头的U形通道是典型涡轮叶片内部冷却通道的一个单元,本文使用U形通道作为实验段。在实验段(加热段)之前增加了一段长度为30倍水力直径的充分发展段(图1)。整个通道采用导热系数约为 $0.0188\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 的胶木板做成,以

减少热损失。

在进口布置有直径为1 mm的K形铠装热电偶,精度为 $\pm 0.75\%$,与温度巡检仪相连,测量进口温度;同时在进口及通道底面布置有压力探针,与压力扫描阀相连,测量压力。通道底面压力探针布置位置如图4所示,图中小圆点表示通道底面静压

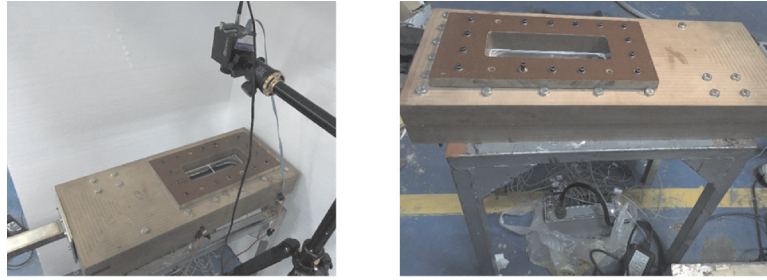


图 2 实验系统照片

Fig.2 Experimental test set up configuration

测点。图中红线为通道中心线,以此线为 x 轴,入口处为起始位置,沿流动方向为正方向。将通道底面划分为 3 个区域,分别是第一通道、弯头区、第二通道。各区域的坐标如表 1 所示。

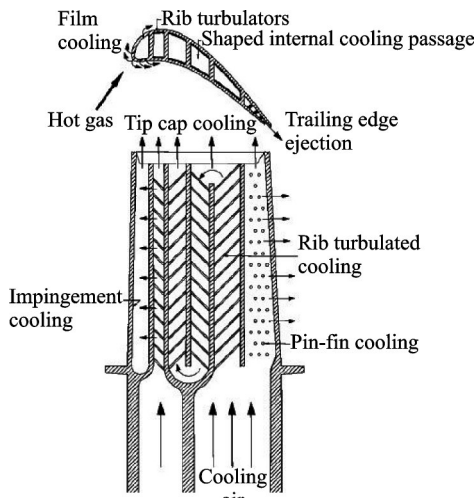


图 3 典型涡轮叶片内部冷却通道示意图

Fig.3 Schematic of typical turbine blade internal cooling channels

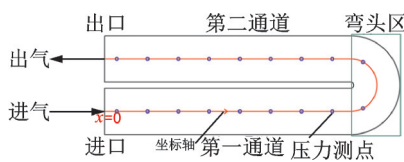


图 4 通道底面压力测点布置示意图

Fig.4 Schematic of pressure measurement on the bottom surface

表 1 不同区域的坐标

Table 1 Coordinate divisions for different regions

x/D	区域
0~8	第一通道
8~10.67	弯头区
10.67~18.67	第二通道

通道底部粘有厚度为 0.02 mm 的康铜膜,本文称为加热膜,将加热膜两端通过铜片与稳压电源相连接,用以提供等热流边界条件。实验过程中,通道底面的热流由加热膜两段的电压和电流计算得

到,电压由万用表测得,电流由串联在电路中的标准电阻计算得到。通过改变稳压电源的电压,可以得到合适的热流。在加热膜表面均匀喷涂一层亚光黑漆,使得通道底面的表面发射率为 0.96。实验中,加热膜长度为 250 mm,宽度为 70 mm。

在通道上表面开设红外窗口,如图 5 所示,在窗口内部安装厚度为 5 mm 的红外玻璃,在上方通过 MAG32 红外热像仪来获得通道底面的温度分布,热像仪精度为 2%。实验通道高为 15 mm,宽为 30 mm,隔板厚度为 4 mm,整个通道长为 192 mm,通道如图 6 所示。通道整体形状不变,只改变中间隔板的结构。

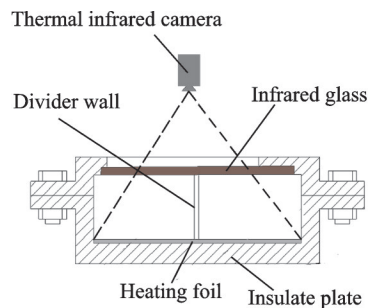


图 5 实验段红外拍摄示意图

Fig.5 Schematic of infrared camera shooting

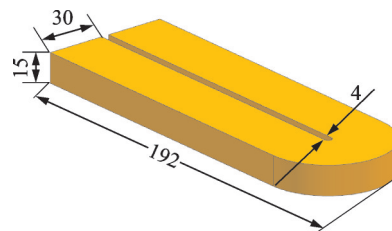


图 6 实验通道三维示意图

Fig.6 3D schematic of the experimental channel

带有直隔板和泡状隔板的通道二维简图如图 7 所示。本文研究对称型和不对称型两种形状的泡状结构,以及泡状结构的半径 R 大小对换热和流动的影响。表 2 中给出了具体的隔板形状和尺寸。

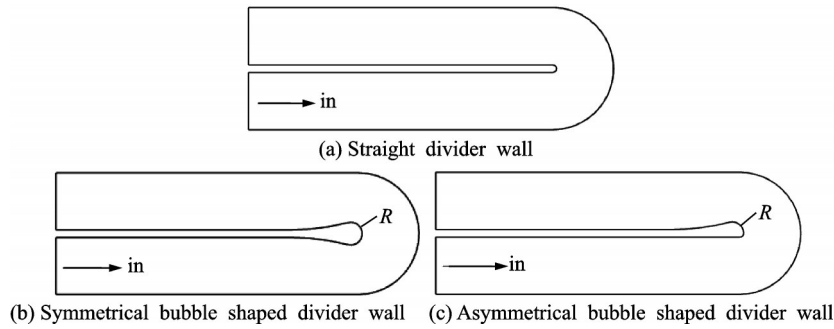


图7 实验通道二维示意图

Fig.7 Schematic of the divider wall

表2 隔板形状以及尺寸

Table 2 Size and shape of the divider wall

编号	形状	半径R/mm
Case 0	直隔板	0
Case 1	不对称型	4
Case 2	对称型	4
Case 3	不对称型	6
Case 4	对称型	6
Case 5	不对称型	10
Case 6	对称型	10

2 实验数据的处理和标定

2.1 实验数据处理

本文评价换热效果、流阻和综合换热能力的指标分别是努塞尔数(Nu)、阻力系数(f_{av})、综合换热性能(TPF),计算公式如下。

(1) 努塞尔数(Nu)

$$Nu = \frac{hD}{\lambda} \quad (1)$$

式中: λ 为入口气流导热系数; D 为入口水力直径; h 为通道底面的换热系数,计算公式为

$$h = \frac{q}{T - T_f} \quad (2)$$

式中: q 为通道底面加热的热流密度,由加热膜提供; T 为加热底面的温度,由红外热像仪测得; T_f 为进口温度。由热电偶测得,计算公式为

$$q = \frac{UI}{A} = \frac{U}{A} \times \frac{U_0}{R_0} \quad (3)$$

式中: U 表示万用表测得的加热膜两端电压; A 表示加热膜面积; U_0 表示标准电阻两端电压; R_0 表示标准电阻阻值,为75 m Ω 。

(2) 阻力系数(f_{av})

$$f_{av} = \frac{\Delta p / \left(\frac{1}{2} \rho u^2 \right)}{4L/D} \quad (4)$$

式中: Δp 为进出口测点之间的压降; L 为两点之间沿 x 轴方向的距离; ρ 、 u 分别为进口气流的密度和

速度。

采用无量纲压力 C_p 来代替通道中的压力分布,计算公式为

$$C_p = \frac{p - p_{inlet}^*}{\frac{1}{2} \rho u^2} \quad (5)$$

式中: p 为壁面的静压, p_{inlet}^* 为进口总压,均由压力扫描阀测得。

(3) 综合换热性能(TPF)

$$TPF = \frac{Nu/Nu_0}{(C_p/f_0)^{1/3}} \quad (6)$$

式中: Nu_0 由Dittus-Boelter公式得到, $Nu_0 = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4}$, f_0 由公式 $f_0 = 0.046Re^{-0.2}$ 计算得到。

实验中的 Re 按照入口水力直径进行计算,入口水力直径为20 mm,保证入口气流温度为25 $^{\circ}C$,入口压力为一个大气压, Re 分别为30 000、40 000、50 000和60 000。

根据误差传递公式^[19],结合式(1)和(5),得到实验研究范围内,努塞尔数和无量纲压力的最大相对误差分别为 $(\Delta Nu/Nu)_{max} = 9.7\%$, $(\Delta C_p/C_p)_{max} = 2.78\%$ 。

2.2 红外测温标定

实验结束后,使用热电阻对红外测温情况进行标定。标定时,不通气流,同时保持红外热像仪的位置与实验中一致,在加热膜上均匀粘贴6个热电阻,用以测量加热膜在当前位置的真实温度。将加热膜与稳压电源相连,调节加热膜两端电压,使得加热膜温度变化范围在实验测得温度变化范围以内。记录下不同电压情况下热电阻的真实温度,以及相应情况下的红外热像仪拍摄温度。最后,使用最小二乘法得到红外温度的标定公式如下

$$t_b = 1.1062t - 1.3464 \quad (7)$$

式中: t_b 为标定后的温度值, t 为红外热像仪所测得的温度值。

3 数值模拟的设置及验证

为了揭示研究对象的流动特性,采用数值模拟的方法计算流场。使用ICEM软件生成结构化网格,网格如图8所示。为了保证数值模拟的准确性,首先对数值模拟进行湍流模型验证和网格独立性验证,以 Re 在30 000的情况下,带有直隔板的通道为例,验证结果分别如图9、10所示。数值模拟采用与实验相同的等热流边界条件,进气温度为 $25\text{ }^\circ\text{C}$,压力为一个大气压,进口雷诺数为30 000。利用商业软件Fluent进行计算,通过计算不同网格数量下的面平均努塞尔数,认为网格数量在 1.6×10^6 量级较合适;通过比较不同湍流模型计算下的无量纲压力,并与实验结果相比较,认为 $k-\omega$ SST湍流模型计算较准确。最终采用 $k-\omega$ SST湍流模型,网格数量为160万个进行计算。

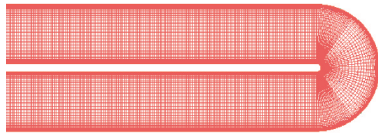


图8 计算模型网格图

Fig.8 Structured grid of calculated model

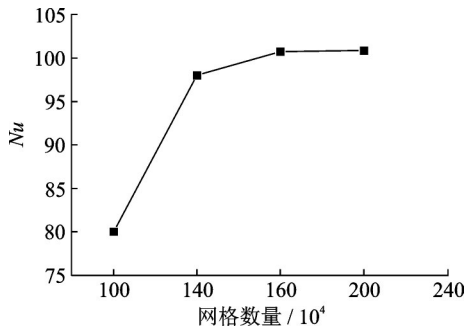


图9 网格独立性验证

Fig.9 Grid independency test

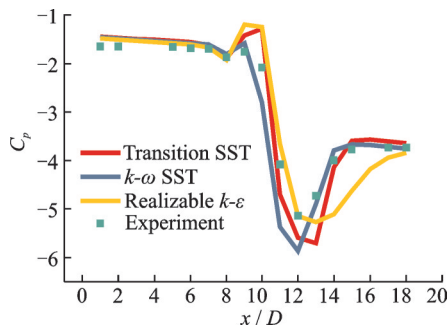


图10 湍流模型验证

Fig.10 Validation of CFD models

4 实验结果及分析

4.1 带有直隔板的通道

以 Re 在30 000的情况下,带有直隔板的通道

为例,分析U形通道中的温度分布情况。红外热像仪所拍摄到的壁面温度分布如图11所示,下方通道为第一通道。本文所展示的红外拍摄图片,均是下方为第一通道。可以看出,入口处温度较低,随着流动的发展温度逐渐升高,并趋于稳定。这是由于流体在入口处刚接触到加热膜,初始边界层较薄,换热较强,随着流动发展边界层逐渐变厚并趋于稳定。弯头区温度降低,且通道外侧温度较隔板侧高。

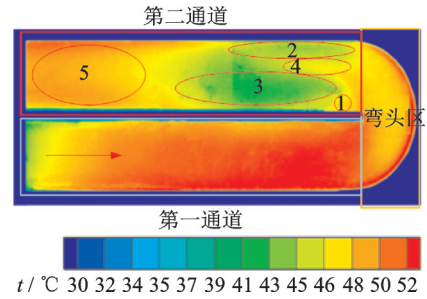


图11 实验拍摄的带有直隔板的通道壁面温度分布 ($Re=30\ 000$)

Fig.11 Experimental temperature contour map for the baseline($Re=30\ 000$)

结合计算得到的流线图进行分析,通道中的流线如图12所示。从图12(a)可以看出,第一通道整体流速均匀,且速度较小,壁面温度因此较高。在弯头区,流体速度得到提升,同时从图12(b)展示的弯头区P1截面流线可以看出,流体在内外压差力以及惯性的作用下,产生了二次流,这是弯头区温度得以降低的主要原因。由于弯头区外侧壁面压力高于隔板侧压力,导致外侧流体流速较小,隔板侧流速较大,因而造成内外侧产生温度差。

流体经弯头区进入第二通道,换热情况较复杂,图11中标示出的5个数字代表5个不同的区域。区域1温度偏高,是由于流体流经弯道以后,在隔板顶端形成一个小的回流区,回流区减弱了换热效果。区域2温度较低,这是由于流体绕过弯头区以后,将以较高的速度冲击外侧壁面,增强与壁面的换热效果,从图12(a)可以看出这一区域流速较大。区域3的温度较低,是由于在回流区以后,随着流动发展,隔板侧流体速度逐渐增大,换热得到增强。从图12(c)可以看出,通道外侧存在较强的二次流,同样使得区域2换热增强,温度较低;在靠近隔板侧,由于流体速度逐渐增大,使得二次流区域逐渐向通道外侧衰减,这是造成区域2和区域3中间有一个温度过度区(区域4)的主要原因。

之后流动逐渐趋于稳定,流速逐渐降低,流体与壁面的换热能力逐渐降低,所以区域5温度逐渐

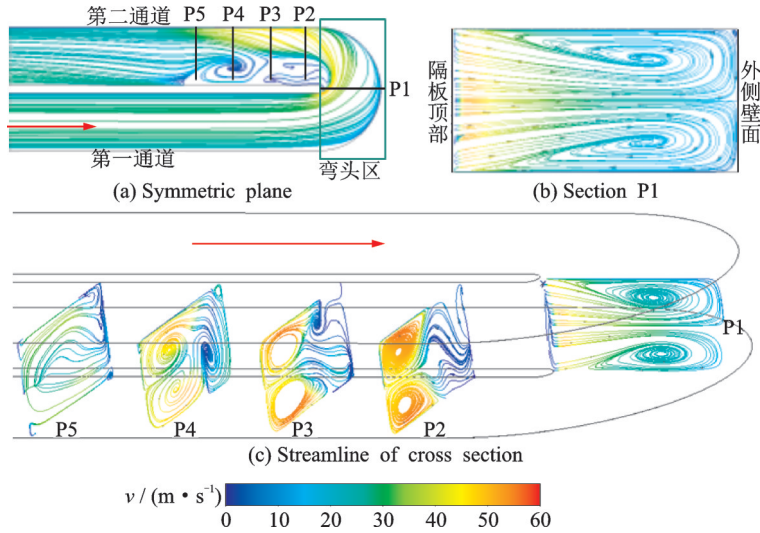


图 12 带有直隔板的通道数值模拟流线图($Re=30\ 000$)

Fig.12 Numerical streamline for the case 0($Re=30\ 000$)

升高。查阅文献可知,本文所做的研究与 Saha 等^[16]所做的换热趋势分布一致。

图 13 所示为靠近弯头部分通道内数值模拟的速度分布,所选位置与图 12(c)所标示一致, v/u 表示当地速度与入口速度的比值, v/u 数值为负时表示速度方向与主流一致,数值为正时表示速度方向与主流相反。图 13(b)所示为弯头区 P1 的

速度分布图,可以看出,流体在弯头区靠近隔板侧速度更大。结合图 12(b)可知,弯头区 P1 处的速度分布能够表现二次流的强弱。图 13(a)所示为第二通道几处的速度分布,可以看出,在第二通道,通道外侧速度绝对值大,隔板侧速度绝对值小,且隔板侧速度方向与主流方向相反,有回流区产生。

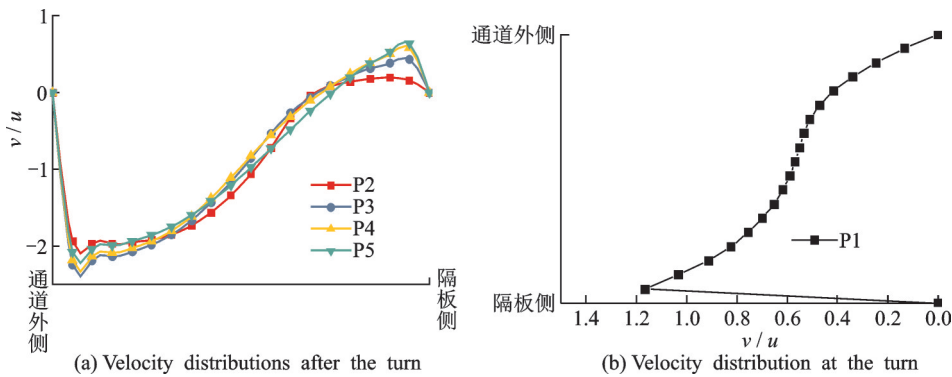


图 13 带有直隔板的通道靠近弯头部分的数值模拟速度分布($Re=30\ 000$)

Fig.13 Numerical velocity distribution for the baseline ($Re=30\ 000$)

通道中的无量纲压力如图 14 所示,可以看出,流体在第一通道入口处压力稳定,这是由于流体在进入实验段之前首先经过一段长度为 $30D$ 的充分发展段,流动达到稳定状态。流体在带有直隔板的通道中的无量纲压力分布与文献[6]测量的分布趋势一致:流体在进入弯头区时,由于受到向心力的作用,隔板侧流体速度降低,因而压力会小幅度升高;经过弯头区以后,一部分流体冲击外侧壁面,形成冲击区域,另一部分流体在隔板侧形成回流区,在回流区和冲击区域,通道压力变化较明显;之后随着流动逐渐发展,流动速度下降,压力再次回升,

并趋于稳定。

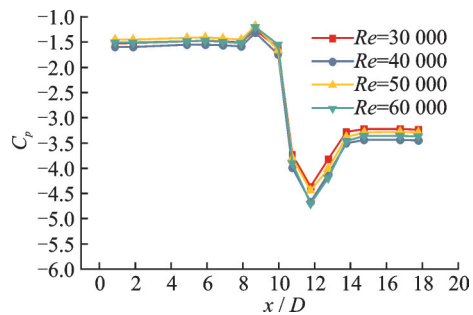


图 14 带有直隔板通道中的无量纲压力分布:实验结果
Fig.14 Experimental dimensionless pressure in the channel (Case 0)

4.2 对称型泡状隔板对换热和流阻的影响

带有对称型泡状隔板的通道壁面温度分布如图 15 所示,可以看出,整体上温度分布趋势与带有直隔板的通道一致,随着泡状隔板半径增大,温度变化并不明显,然而,在泡状隔板半径最大(Case 6)时,弯头区以及第二通道温度分布更加均匀。从图 16 流线图分析,随着泡状隔板半径增大,使得流体转弯变缓,第二通道冲击区域速度变小,第二通道速度分布更加均匀。

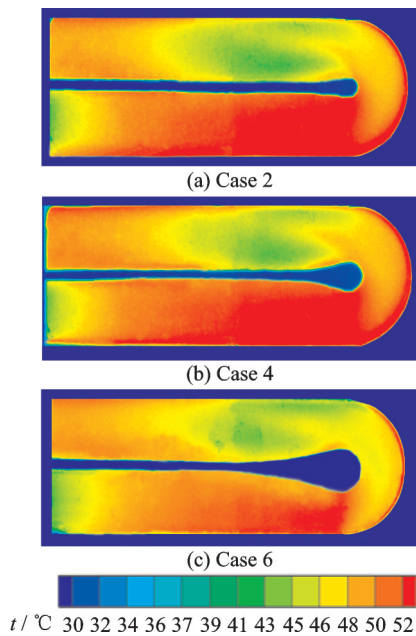


图 15 带有对称型泡状隔板的通道壁面温度分布:实验结果($Re=30\ 000$)

Fig.15 Experimental temperature contour map for the symmetrical divider wall ($Re=30\ 000$)

图 17 为通道中各位置的速度分布,所选位置与图 12(c)所标示一致, v/u 表示当地速度与入口速度的比值, v/u 数值为正时表示速度方向与主流一致,数值为负时表示速度方向与主流相反。图 17(e)是弯头区的 P1 处的速度分布图,可以看出,随着泡状结构半径增大,P1 处的速度减小,表示泡状结构半径越大,二次流越弱。图 17(a)~(d)所示为第二通道几处速度分布,可以看出,在第二通道处,通道外侧流动速度大,且在靠近隔板侧有回流现象。随着泡状结构半径增大,流体在各处速度减小,冲击作用减弱。从图 17(c)和(d)可以看出,隔板半径最大(Case 6)时,所选位置处速度方向一致,表示回流区结束,同时速度变化最小,因而在第二通道处的温度最为均匀。

图 18 为通道底面 Nu 分布,图 19 为通道整体

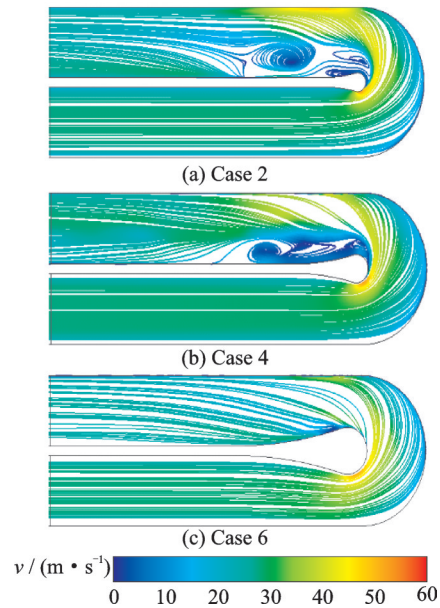


图 16 带有对称型泡状隔板的通道二维流线图:数值模拟($Re=30\ 000$)

Fig.16 Numerical streamline of the middle plane for the symmetrical divider wall($Re=30\ 000$)

努塞尔数随 Re 的变化情况。从图 18 可以看出,在 $x/D < 8$ 时为第一通道区域,可以看出,初始 Nu 较大,随着流动发展 Nu 逐渐减小,趋于稳定。 x/D 在 $8 \sim 10.67$ 范围内为弯头区,在这个区域,流体在离心力和压差力的作用下,边界层被破坏, Nu 逐渐变大;在 $x/D > 10.67$ 的区域,为第二通道,流体在这个区域内速度继续增大,在某个区域达到最大值, Nu 继续增大,之后随着流动稳定, Nu 逐渐减小。 Nu 的发展与图 15 显示的温度分布趋势相符。在第一通道,几条换热曲线几乎重合,说明泡状结构半径对于第一通道的换热影响不大。而在弯头区和第二通道,对称型泡状隔板的换热系数随着半径增大,换热系数越来越小,整条换热曲线趋于平缓,进一步说明泡状隔板半径的增大能够使得换热更加均匀。然而从图 19 可看出,对称型泡状隔板对通道整体换热影响不大。

图 20 为通道中的无量纲压力分布,可以看出,随着泡状结构半径的变大,通道中无量纲压力分布波动幅度减小。由图 16 及图 17 分析可知,这是由于泡状隔板半径的增大,使得转弯后的流动更加平缓,速度变化减小。在第一通道接近弯头区处,随着泡状结构半径增大,通道收缩越明显,此时速度变化较大,故第一通道在 $x/D=8$ 附近时压力越来越小。而半径的变化对于弯头区的形状几乎没有影响,故在此区域内,压力并不随半径而明显变化。

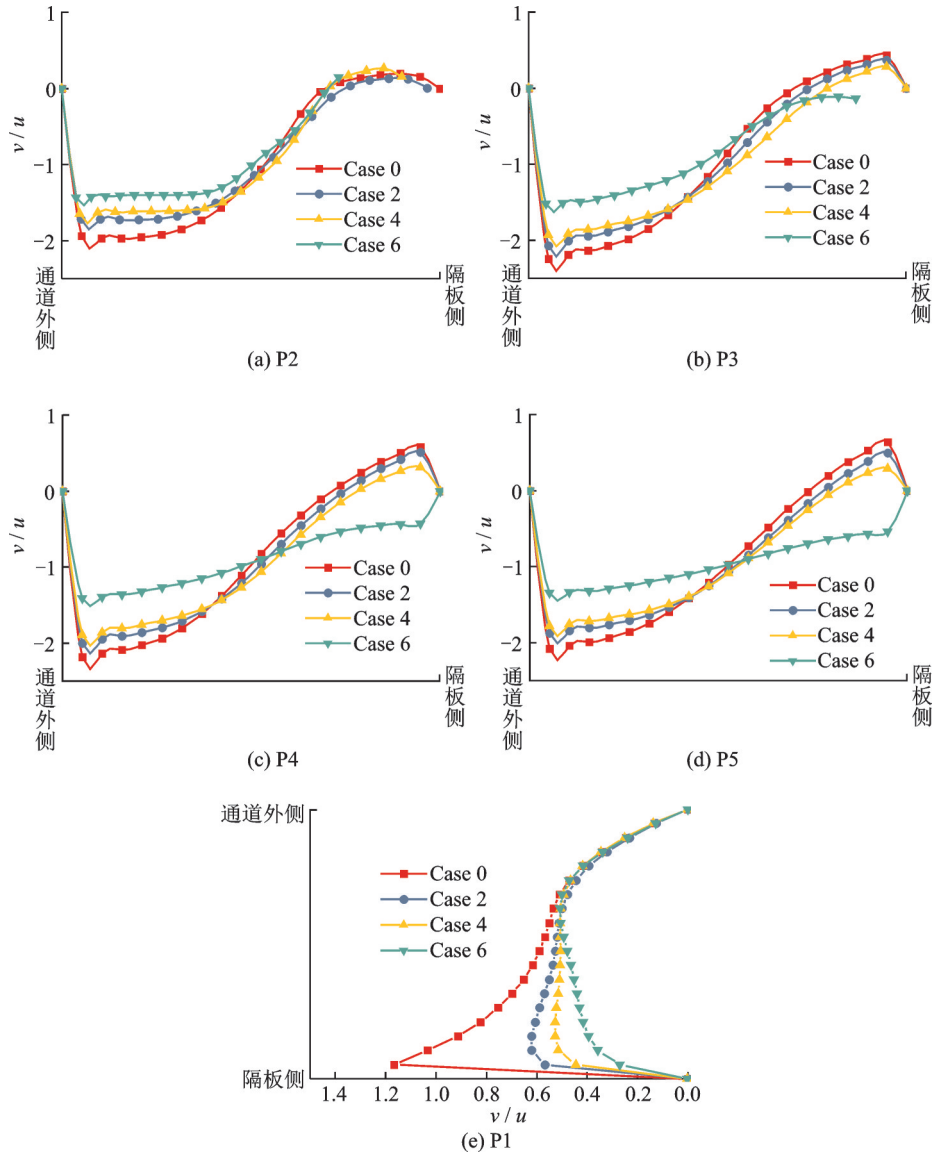


图17 带有对称型泡状隔板的速度分布图:数值模拟($Re=30\ 000$)
 Fig.17 Numerical velocity distribution for the symmetrical divider wall ($Re=30\ 000$)

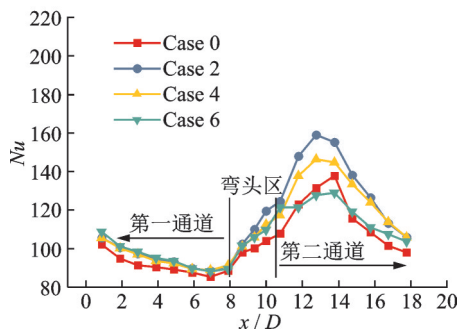


图18 带有对称型泡状隔板的通道底面 Nu 分布:实验结果($Re=30\ 000$)
 Fig.18 Experimental regionally averaged Nusselt number of the bottom surface where Reynolds number is 30 000 (symmetrical cases)

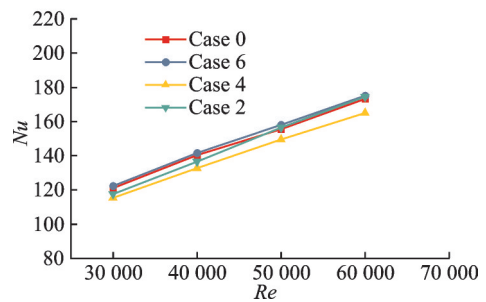


图19 带有对称型泡状隔板的通道整体 Nu 随雷诺数变化:实验结果
 Fig.19 Experimental comparison of average Nusselt number versus Reynolds number (symmetrical cases)

图21表示了阻力系数随雷诺数的变化情况,可以直观地看到,相较于直隔板,对称型泡状隔板能够减小通道阻力,且随着泡状隔板半径增大,减阻效

果愈加明显。相较于 Case 0, Case 6、Case 4、Case 2的阻力系数分别减小 50%、25%、12%,3种结构整体上都减小了通道阻力。

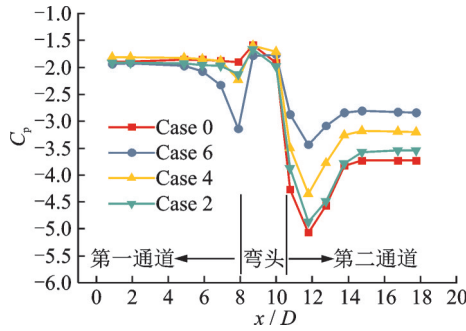


图 20 通道中的无量纲压力分布:实验结果($Re=30\ 000$)

Fig.20 Experimental dimensionless pressure in the channel where Reynolds number is 300 00 (symmetrical cases)

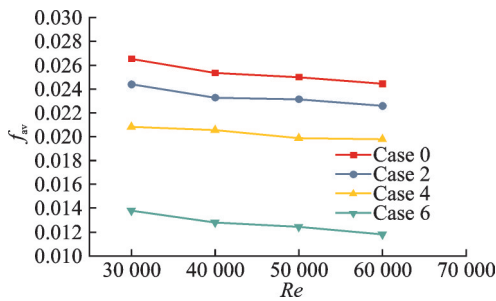


图 21 阻力系数随雷诺数的变化:实验结果

Fig.21 Experimental comparison of friction factor versus Reynolds number (symmetrical cases)

4.3 不对称型泡状隔板对换热和流阻的影响

图 22 为不对称型泡状隔板的通道壁面温度分布。可以看出,带有不对称型隔板的通道整体上温度分布趋势与带有直隔板的通道一致,随着泡状结构半径增大,温度变化并不明显。从图 23 流线图分析,随着泡状隔板半径增大,中间截面流场几乎没有变化,只有在泡状结构半径最大时(Case 5),第二通道回流区略微减小,冲击区速度同样减小。同样是由于隔板形状改变,使得流体转弯变缓,且随着泡状隔板半径变大,变缓趋势愈加明显导致。

图 24 所示为通道中各位置的速度分布,所选位置与图 12(c)所标示一致, v/u 表示当地速度与入口速度的比值, v/u 数值为正时表示速度方向与主流一致,数值为负时表示速度方向与主流相反。图 24(e)所示为弯头区的 P1 处的速度分布,可以看出,带有不对称型泡状隔板的通道,速度几乎不随半径而发生变化。图 24(a)一(d)所示为第二通道几处速度分布,可以看出,在泡状结构半径较小的情况下(Case 1、Case 3),通道内速度差别不大,只有在泡状结构半径最大的情况下(Case 5),通道内整体速

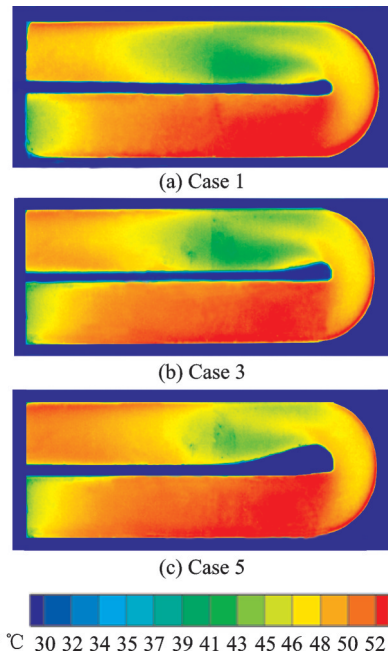


图 22 带有不对称型泡状隔板的通道壁面温度分布:实验结果($Re=30\ 000$)

Fig.22 Experimental temperature contour map for the asymmetrical divider wall($Re=30\ 000$)

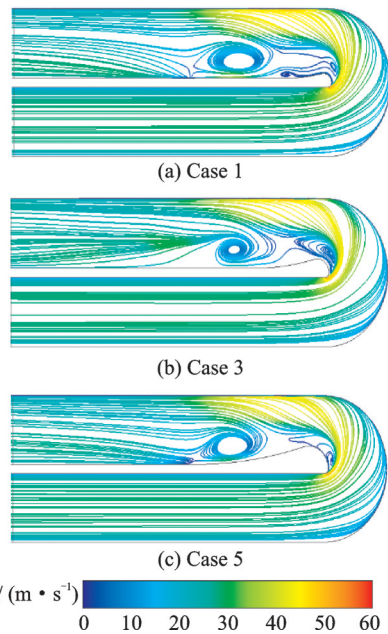


图 23 带有不对称型泡状隔板的通道二维流线图:数值模拟($Re=30\ 000$)

Fig.23 Numerical streamline of the middle plane for the asymmetrical divider wall($Re=30\ 000$)

度减小,且更加均匀。图 25 是带有不对称型泡状隔板通道底面 Nu 分布,图 26 所示为通道整体换热系数随 Re 的变化情况。带有不对称型泡状隔板的通道内, Nu 的发展规律同对称型泡状隔板发展规律相似。就整体来看,不对称型泡状隔板对通道整体换热影响不大。

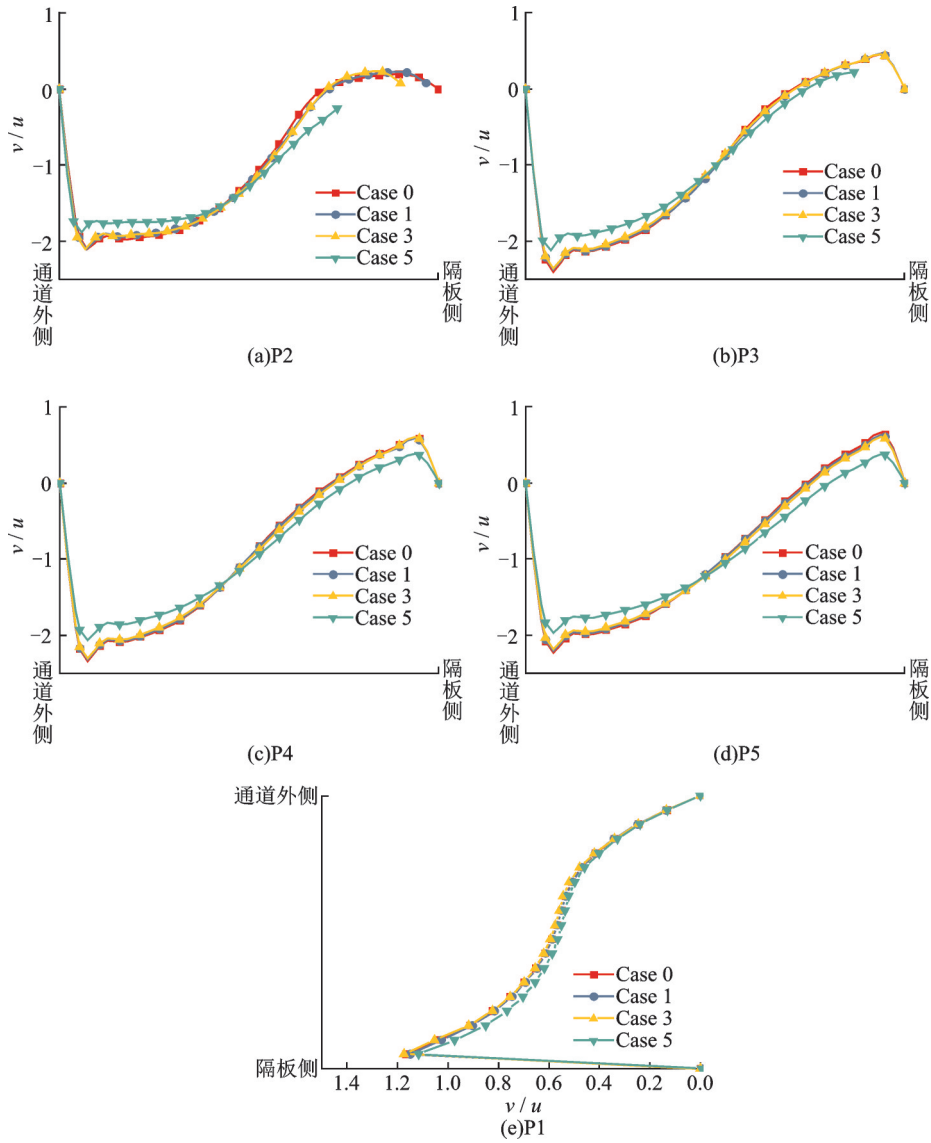


图24 带有不对称型泡状隔板的速度分布图:数值模拟($Re=30\ 000$)

Fig.24 Numerical velocity distribution for the asymmetrical divider wall ($Re=30\ 000$)

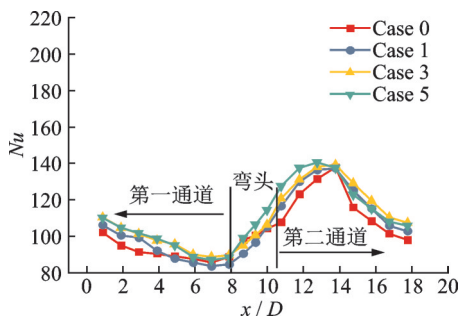


图25 带有不对称型泡状隔板通道底面 Nu 分布:实验结果($Re=30\ 000$)

Fig.25 Experimental regionally averaged Nusselt number of the bottom surface where Reynolds number is 30 000 (asymmetrical cases)

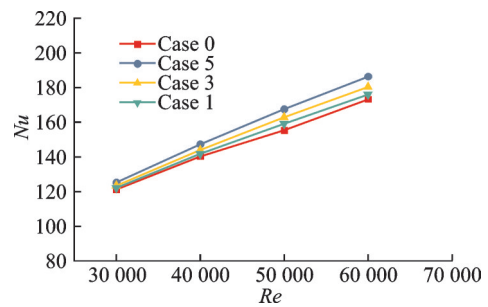


图26 带有不对称型泡状隔板通道整体 Nu 随雷诺数变化:数值模拟

Fig.26 Experimental comparison of average Nusselt number versus Reynolds number (asymmetrical cases)

带有不对称型泡状隔板通道中的无量纲压力如图27所示,阻力系数随雷诺数的变化如图28所示。从图27可以看出,几种不对称型泡状隔板在第一通道的压力大小几乎一样,再次说明这种形状

的隔板对于第一通道的流动影响不大,几种模型在第一通道的流场几乎没有变化。而从整体的阻力系数随雷诺数的变化情况来看(图28),相较于Case 0,Case 5能够减阻,Case 3反而增大阻力,

Case 1 则和 Case 0 相差不多。由于 Case 5 半径最大,从图 24 可以看出,第二通道冲击区速度最小,回流区也最小,相较于 Case 0,流动最为平缓,流动阻力减小。Case 1 则由于半径较小,对通道流动的影响较小,因而和 Case 0 相比阻力系数相差不多。

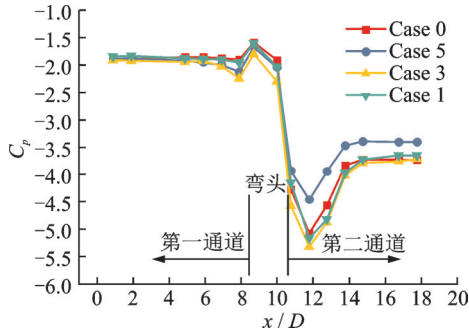


图 27 带有不对称型泡状隔板通道中的无量纲压力分布:实验结果($Re=30\ 000$)

Fig.27 Experimental dimensionless pressure in the channel where Reynolds number is 30 000 (asymmetrical cases)

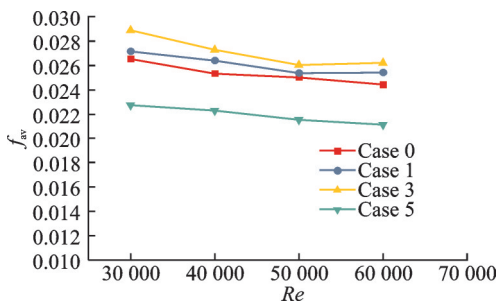


图 28 带有不对称型泡状隔板通道的阻力系数随雷诺数的变化:实验结果

Fig.28 Experimental comparison of friction factor versus Reynolds number (asymmetrical cases)

4.4 综合换热性能的比较

图 29、30 分别为直隔板 (Case 0)、对称型隔板 (Case 6)、不对称型隔板 (Case 5) 整体 Nu 及阻力系数随雷诺数的变化情况,Case 6 和 Case 5 泡状结构半径相同。可以看出,在泡状隔板半径相同的情况下,两种形状的泡状隔板对换热的影响不大,对阻力系数的影响较大。和直隔板相比,在 Re 为 30 000 时,Case 6 的阻力系数降低 50% 左右,Case 5 的阻力系数仅降低 14%,不对称型泡状隔板的减阻效果弱于对称型泡状隔板。图 31 为带有 3 种隔板的通道中不同位置处的速度分布,可以看出,Case 6 使得通道中的速度最小,且速度分布最为均匀,Case 5 和直隔板中的速度分布差别不大。

综合换热性能随雷诺数的变化如图 32 所示,Case 2、Case 4、Case 6 是对称型隔板,泡状半径依次增大;Case 1、Case 3、Case 5 是不对称型泡状隔板,泡状半径依次增大。可以看出,随着泡状结构

半径增大,综合换热性能越来越好。由前分析可知,主要是由于泡状结构半径增大能够使通道阻力减小。编号为 Case 6 的隔板综合换热性能最好,Case 4 次之,两种都属于对称型泡状隔板。对于不对称型泡状隔板,Case 5 的综合换热性能最好。

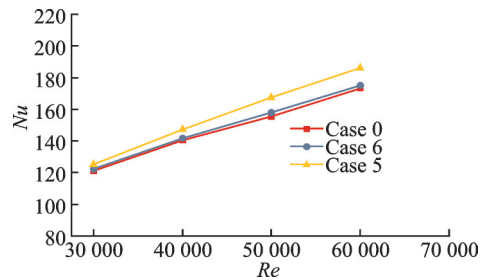


图 29 3 种形状的隔板整体 Nu 随 Re 变化:实验结果

Fig.29 Experimental comparison of average Nusselt number of three shapes versus Reynolds number in the same radius

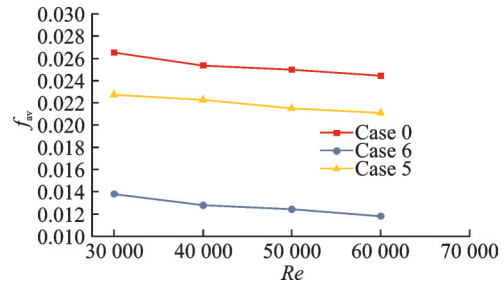
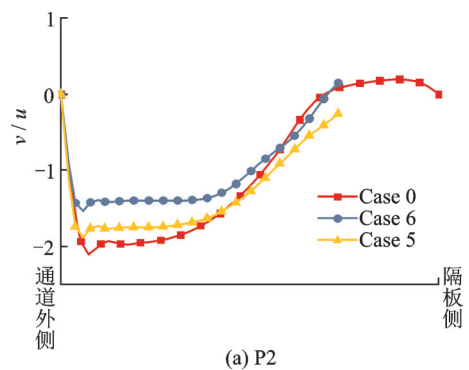
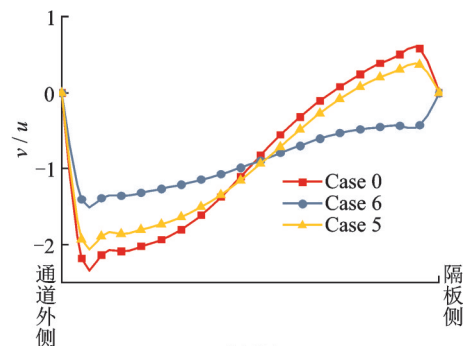


图 30 3 种形状的隔板通道阻力系数随 Re 变化:实验结果

Fig.30 Experimental comparison of friction factor of three shapes versus Reynolds number in the same radius



(a) P2



(b) P4

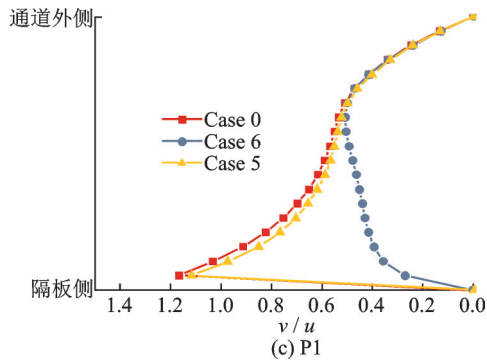


图31 3种形状的隔板通道中的速度分布图:数值模拟 ($Re=30\ 000$)

Fig.31 Numerical velocity distribution for the three shape divider wall in the same radius ($Re=30\ 000$)

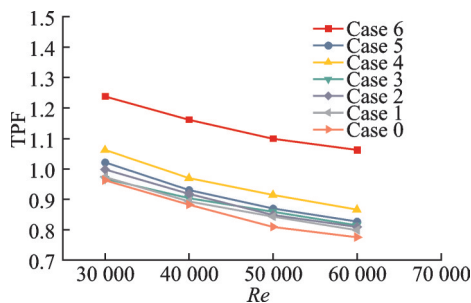


图32 综合换热性能随雷诺数的变化:实验结果

Fig.32 Experimental comparison of TPF versus Reynolds number

5 结 论

本文利用实验和数值模拟的方法初步研究了两种形状的泡状隔板在3种半径下的换热和流动特性,并与直隔板相比较,用数值模拟的流场解释流动换热现象。在本文研究范围内,结果表明:

(1) 对称型泡状隔板能够减小二次流及冲击作用,因而能够减小流动阻力;且随着泡状结构半径增大,流动阻力越来越小。

(2) 不对称型泡状隔板只有在半径最大时才能减小流动阻力。

(3) 本文研究的泡状隔板对换热效果的影响不大。

(4) 在半径相同的情况下,对称型的泡状隔板由于减阻效果更强,因而综合换热性能更好。

(5) 与直隔板相比,半径为10 mm的对称型(编号为Case 6)泡状隔板能够减小约50%的阻力系数。

(6) 泡状隔板对第一通道的换热和流动几乎没有影响,主要影响区域在弯头及第二通道。

(7) 半径为10 mm的对称型(编号为Case 6)泡状隔板综合换热性能最好。

参考文献:

- [1] 航空发动机设计手册总编委会.航空法定及设计手册(第16分册)空气系统及传热分析[M].北京:航空工业出版社,2001.
Editorial Board of Aero-engine Design Manual. Aero-engine design manual(16th part): Air system and heat transfer analysis [M].Beijing:Aviation Industry Press, 2001.
- [2] PAPE D, JEANMART H, VON WOLFERSDORF J, et al. Influence of the 180 bend geometry on the pressure loss and heat transfer in a high aspect ratio rectangular smooth channel [C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2004: Power for Land, Sea, and Air. [S.l.]: American Society of Mechanical Engineers, 2004: 685-695.
- [3] JENKINS S C, ZEHNDER F, SHEVCHUK I V, et al. The effect of ribs and tip wall distance on heat transfer for a varying aspect ratio two-pass ribbed internal cooling channel [C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air. [S.l.]: American Society of Mechanical Engineers, 2008: 1051-1061.
- [4] HIROTA M, FUJITA H, CAI L, et al. Heat (mass) transfer in rectangular cross-sectioned two-pass channels with an inclined divider wall[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2002, 45 (5): 1093-1107.
- [5] HIROTA M, NAKAYAMA H, FUJITA H, et al. Local heat/mass transfer and flow measurements in two-pass rectangular channels with an inclined divider wall[J]. Heat Transfer, 2002, 3: 57-62.
- [6] LIOU T M, TZENG Y Y, CHEN C C. Fluid flow in a 180 deg sharp turning duct with different divider thicknesses[J]. Journal of Turbomachinery, 1999, 121(3): 569-576.
- [7] 李莉,徐国强,丁水汀,等.波形隔板形状对通道流动和换热的影响[J].航空动力学报,2011,26(9): 1941-1946.
LI Li, XU Guoqiang, DING Shuiting, et al. Effect of the shape divider wall on heat transfer and flow resistance characteristics of passage[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(9): 1941-1946.
- [8] 丁水汀,李果,李莉,等.涡轮叶片尾缘复合通道隔板结构对流动的影响[J].北京航空航天大学学报,2009,35(6): 779-782.
DING Shuiting, LI Guo, LI Li, et al. Effect of different clapboards structures in turbine blade trailing edge complex passages on flow characteristics[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2009, 35(6): 779-782.

- [9] 丁水汀, 刘丽艳, 李莉, 等. 涡轮叶片尾缘复合通道隔板结构对换热特性的影响[J]. 航空动力学报, 2006, 21(3): 523-527.
DING Shuiting, LIU Liyan, LI Li, et al. The effect of different clapboards structure in turbine blade trailing edge complex passages on heat transfer characteristics [J]. Journal of Aerospace Power, 2006, 21(3): 523-527.
- [10] WU P S, CHANG S W, CHEN C S, et al. Numerical flow and experimental heat transfer of S-shaped two-pass square channel with cooling applications to gas turbine blade[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2017, 108: 362-373.
- [11] XU R, XU R, HOU J, et al. Fluid flow and heat transfer characteristics in a 180-deg round turned channel with a perforated divider[J]. Journal of Applied Mathematics and Physics, 2014, 2(6): 411.
- [12] JENG T M, TZENG S C, YANG Y C. Detailed measurements of heat transfer coefficients in a 180-deg rectangular turned channel with the perforation divider [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2011, 54(23/24): 4823-4833.
- [13] JENG T M, TZENG S C, XU R. Fluid visualization and heat-transfer tests in a 180-deg round turned channel with a perforated divider[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2013, 44: 45-51.
- [14] PATTANAPRATES N, JUNTASARO E, JUNTASARO V. Numerical investigation on the modified bend geometry of a rotating multipass internal cooling passage in a gas turbine blade [J]. ASME J Thermal Sci Eng Appl, 2018, 10(6): 061003-061003-9.
- [15] NAMGOONG H, SON C, IRELAND P. U-bend shaped turbine blade cooling passage optimization [C]//Proceedings of the 12th AIAA/ISSMO Multi-disciplinary Analysis and Optimization Conference. [S. l.]: AIAA, 2008: 5926.
- [16] SAHA K, ACHARYA S. Effect of bend geometry on heat transfer and pressure drop in a two-pass coolant square channel for a turbine [J]. Journal of Turbomachinery, 2013, 135(2): 021035.
- [17] SAHA K, ACHARYA S. Bend geometries in internal cooling channels for improved thermal performance [J]. Journal of Turbomachinery, 2013, 135(3): 031028.
- [18] 陈燕, 陈振华, 钟博, 等. 叶片复合通道中新型隔板结构对换热特性的影响研究[C]//中国航天第三专业信息网第三十九届技术交流会暨第三届空天动力联合会议论文集——S05发动机热管理技术. 洛阳: 中国航天第三专业信息网, 2018.
CHEN Yan, CHEN Zhenhua, ZHONG Bo, et al. Study on the influence of new divider wall on heat transfer characteristics in turbine blade channel [C]//Proceedings of the 39th APTIS Technical Conference and the 3th JCAP. Luoyang: APTIS, 2018.
- [19] HOLMAN J P. Experimental methods for engineers[M]. New York: Mc Graw-hill, 1984.

(编辑:夏道家)