

DOI: 10.7652/xjtuxb201707007

透平叶片近前缘端壁处换热性能的研究

李劲劲, 何坤, 晏鑫, 李国君

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 采用计算流体动力学软件 ANSYS CFX11.0、以 NASA 跨声速透平第一级动叶为研究对象,对带气膜冷却孔的叶栅近前缘端壁区域的流动和换热特性进行了研究,计算获得了3种气膜孔分布条件下,吹风比分别为0.3、0.5、0.7以及孔径分别为1 mm、1.5 mm时叶栅端壁处的流场结构和斯坦顿数分布。计算结果表明:气膜孔的数目及分布对端壁换热性能和换热均匀性有显著影响,减小孔间距与孔径的比值可以降低前缘端壁的换热系数、提高端壁换热的均匀性;吹风比对冷却流的作用范围和贴壁性有很大影响,所研究的3种吹风比中,吹风比为0.5时壁面换热系数最小,吹风比为0.7时换热系数最大;当吹风比保持0.5不变且气膜孔的直径由1 mm增大到1.5 mm时,冷却流在端壁上影响的距离增加,相邻冷却流之间区域的换热强度降低。该结果可为透平动叶端壁换热特性的改善和气膜冷却特性的提高提供参考。

关键词: 端壁;换热;气膜冷却

中图分类号: TK474.7 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2017)07-0044-07

Investigation on the Heat Transfer Performance of Endwall near the Blade Leading-Edge

LI Jinjin, HE Kun, YAN Xin, LI Guojun

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

Abstract: Taking the first stage rotor blade of NASA transonic turbine as the research object and using computational fluid dynamics software ANSYS-CFX11.0, the flow and heat transfer performance of the endwall near the blade leading edge was investigated. The flow field structure and Stanton number distribution near the blade endwall were numerically analyzed at three blowing ratios and two different cooling-hole diameters with three kinds of cooling-hole arrangements. The numerical results obtained indicate that the heat transfer performance and heat transfer uniformity on the blade endwall are greatly affected by the number and layout of film-cooling holes. The heat transfer coefficient on the blade endwall near leading edge is reduced by decreasing the hole-pitch to hole-diameter ratio. However, the heat transfer uniformity on the endwall is increased correspondingly. It is also seen that the influencing area and adherence property of the coolant to the endwall are significantly influenced by the blowing ratio. Among the studied three blowing ratios, the lowest heat transfer rate on the blade endwall near leading edge is obtained at the blowing ratio 0.5, while the largest heat transfer rate is derived at a blowing ratio of 0.7. At a fixed blowing ratio 0.5, the coverage of the ejected coolant

收稿日期: 2016-11-27。 作者简介: 李劲劲(1993—),男,硕士生;何坤(通信作者),女,讲师。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51306138)。

网络出版时间: 2017-04-17

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20170417.1202.006.html>

downstream the cooling hole is enlarged as the cooling-hole diameter increases from 1 mm to 1.5 mm. However, the heat transfer rate on the endwall between adjacent cooling jets is decreased subsequently. The present research results can provide a reference to improve the heat transfer performance of the turbine rotor blade endwall as well as the film cooling effect.

Keywords: endwall; heat transfer; film cooling

燃气透平是现代工业重要的动力设备。进口温度的增加能有效提高燃气透平的热效率,同时也不可避免地增大了透平端壁的热负荷。目前,最先进的航空燃气透平进口温度已达 2 000 K,叶片端壁的冷却成为高温高压透平的突出问题。因此,开展端壁传热特性和冷却保护的研究,对进一步提高透平性能具有重要意义。

Blair 开展了二次流对端壁气膜冷却性能影响的研究,指出端壁二次流对当地气膜有效度和传热系数有显著影响^[1]。Colban 等研究了端壁上游槽缝与级间的冷却流对端壁冷却及传热性能的影响,指出了在相同冷却流条件下,进口气流的均匀程度对端壁绝热气膜冷却有效度有较大影响^[2]。徐红洲等利用回流式传热风洞,研究了不同孔型、不同吹风比条件下平板气膜冷却性能^[3]。刘高文等在大尺度低速风洞中测量了叶栅端壁气膜冷却特性与冷气进气角间的关系^[4]。Bons 等通过改变主流湍流度分析了其对气膜冷却效率的影响^[5-6]。Burd 等采用实验方法研究了冷却流孔内的流动性能与冷却孔长径比间的关系^[7]。Friedrichs 等的研究表明了冷却气流与端壁附近的横向二次流相互作用,冷却流改变了二次流的流动结构,端壁二次流导致端壁前缘和压力面附近难以得到有效冷却^[8-9]。为了研究槽缝结构及气膜孔的布置对端壁冷却传热性能的影响,Knost 等设计了两种端壁气膜孔布置方式,并在前缘上游开设槽缝用以模拟燃烧室与涡轮之间的泄漏流影响^[10]。Sundaram 等研究了沟槽和凸起结构对近前缘端壁气膜冷却的影响,在冷却孔处增加沟槽和凸起可提高端壁冷却效率^[11]。王钊等采用数值方法研究了气膜孔分布、吹风比、主流雷诺数对端壁换热系数分布的影响^[12]。戴斌等研究了孔排布局对端壁气膜冷却的影响,指出由于叶栅进口马蹄涡导致的分离流动,使得在叶栅端壁近前缘区存在不易冷却的高温区域,而气膜冷却效果不仅与冷却孔布置有关,还与吹风比有关^[13]。

以上主要集中在对导叶前缘上游和叶栅通道内的气膜冷却进行研究,但对端壁前缘马蹄涡分离线与叶根之间区域的换热研究比较少。本文采用

ANSYS CFX11.0,以 NASA 跨声速透平第一级动叶为研究对象,在 Giel 等实验^[14]的基础上,对带气膜冷却孔的叶栅近前缘端壁区域附近的流动和传热特性进行了研究,分析了不同气膜孔布置形式、吹风比、孔径大小对近前缘端壁上斯坦顿数分布的影响。

1 数值方法

1.1 计算模型和网格

本文计算模型选用 NASA GRC 研究中心的跨声速实验叶栅^[14-15],数值计算时边界条件与实验条件^[14]保持一致,叶栅的几何数据与实验条件如表 1 所示。由于叶栅几何和流动的对称性,计算中取半叶高流动区域作为计算域,顶部边界设置为对称性边界条件,端壁自前缘上游 0.3 倍弦长处开始加热,壁面温度设置为 350 K。

图 1 给出了不带气膜冷却的平面叶栅计算网格,网格数目为 180 万。图 2 给出了带气膜冷却孔叶栅计算模型和网格,为满足传热求解精度的要求,近壁面区域的网格均进行了加密,保证第一层网格与壁面距离 $y^+ < 1$,叶栅流道内网格数目为 500 万,单个气膜孔内的网格数约为 1.3 万。表 2 给出了有气膜冷却时主流与冷却流的相应参数,冷却流轴向

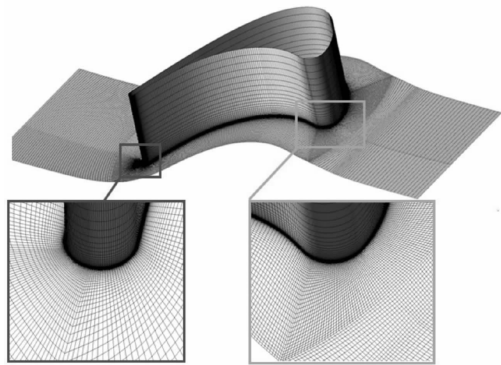


图 1 平面叶栅计算网格

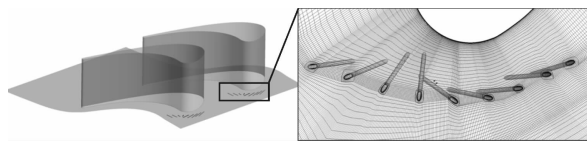


图 2 带气膜冷却孔叶栅计算模型和网格

气流角为 30°,展向朝向与端壁二次流的流向一致。为了与实验条件保持一致,冷却流的进口总温高于主流,这对换热系数的讨论不产生影响。

表 1 叶栅的几何数据与实验条件^[15]

参数	数值	参数	数值
轴向弦长/mm	127	进口雷诺数	10 ⁵
节距/mm	130	出口马赫数	1.32
叶高/mm	152.4	边界层厚度/mm	3.2
实际弦长/mm	184.2	进口湍流度/%	0.25
折转角/(°)	136	进口温度/K	300
进口气流角/(°)	63.6		

表 2 端壁气膜冷却参数

参数	主流数值	冷却流数值		
吹风比		0.3	0.5	0.7
进口速度/m·s ⁻¹	110	33	55	77
进口总温/K	300	350	350	350
进口湍流度/%	0.25	5	5	5
进口气流角(轴向)/(°)	63.6	30	30	30
气膜孔直径/mm		1	1	1
长径比		10	10	10

1.2 数值方法

采用 ANSYS CFX11.0 求解三维定常雷诺时均 N-S 方程,选用 SST $k-\omega$ 湍流模型。进口条件与文献[15]一致,网格无关性验证已在文献[15]中完成。吹风比定义为

$$M = \frac{\rho_c u_c}{\rho_m u_m} \tag{1}$$

式中: ρ_c 、 ρ_m 分别为冷却气体、主流流体密度; u_c 、 u_m 分别为冷却气体、主流流体速度。

斯坦顿数 St 的大小反映了主流与端壁间换热的强弱,将其定义为

$$St = \frac{q_w}{\rho_{ref} U_{in} c_p (T_w - T_{aw})} \tag{2}$$

$$\rho_{ref} = P_{0in}/RT_{ref} \tag{3}$$

$$\frac{T_{aw}}{T_{0in}} = r + \frac{1-r}{1+0.5(\gamma-1)M_{is}^2} \tag{4}$$

$$T_{ref} = T_{is} + 0.5(T_w - T_{is}) + 0.22(T_{aw} - T_{is}) \tag{5}$$

$$M_{is} = \left(\left[\left(\frac{P_{0in}}{p_{local}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \frac{2}{\gamma-1} \right)^{1/2} \tag{6}$$

$$r = Pr^{1/3} \tag{7}$$

$$\frac{T_{is}}{T_0} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{is}^2 \right)^{-1} \tag{8}$$

式中: q_w 为壁面传热量; ρ_{ref} 为参考密度; U_{in} 为进口主流速度; c_p 为定压比热容; T_w 为壁面温度; T_{aw} 为绝热条件下壁面的温度; r 为修正因子; M_{is} 为等熵马赫数; T_{is} 为等熵温度; T_0 为主流总温; T_{ref} 为参考温度; P_{0in} 为主流进口总压; p_{local} 为主流当地静压; γ 为气体绝热指数; Pr 为气体的普朗特数。

总压损失系数定义为

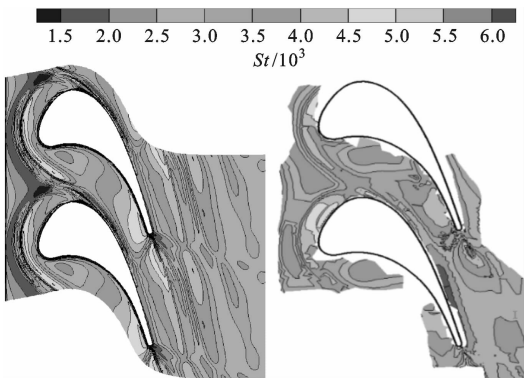
$$\xi_{P,total} = \frac{\dot{m}_c (\dot{m}_c + \dot{m}_m)^{-1} P_{t,cin} + \dot{m}_m (\dot{m}_c v + \dot{m}_m)^{-1} P_{t,m} - P_{t,f}}{\rho_\infty U_\infty^2 / 2} \tag{9}$$

式中: $P_{t,m}$ 、 $P_{t,f}$ 为主流进、出口总压; $P_{t,cin}$ 为气膜孔进口处总压; ρ_∞ 、 U_∞ 分别为主流来流密度、速度; $\dot{m}_m$ 、 $\dot{m}_c$ 为主流、冷却流流量。当 $\dot{m}_c=0$ 时表示无气膜冷却时的叶型总压损失系数。

2 结果分析

2.1 端壁无气膜冷却传热性能

无气膜冷却时,叶栅端壁斯坦顿数 St 分布和平面叶栅端壁存在的高换热区如图 3、4 所示。由图 3、4 可知,端壁前缘存在月牙形的高斯坦顿数区,这与文献[16]的结论一致,在吸力面肩部、压力面角区、尾缘尾迹区换热较强,而在叶栅通道上游压力面侧、吸力面角区,端壁斯坦顿数都相对较小。本文计算结果与实验值相比,前缘月牙形区域斯坦顿数偏大,尾缘尾迹区斯坦顿数偏小,其他区域与实验值吻合良好。



(a) 本文计算结果 (b) 实验结果^[16]
图 3 平面叶栅端壁 St 分布云图

图 5 为平面叶栅端壁区域流线图。结合图 3 可知,端壁前缘月牙形的高传热区域主要由前缘马蹄涡引起,马蹄涡发展为通道涡后在叶片吸力面的作用下加速,导致吸力面肩部位置传热增强。压力面角区的高斯坦顿数区则是由较大的主流速度引起

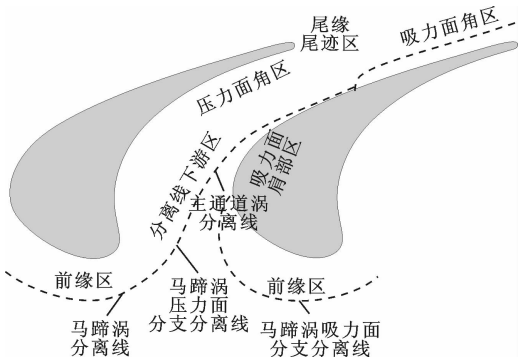


图 4 平面叶栅端壁存在的高换热区^[17]

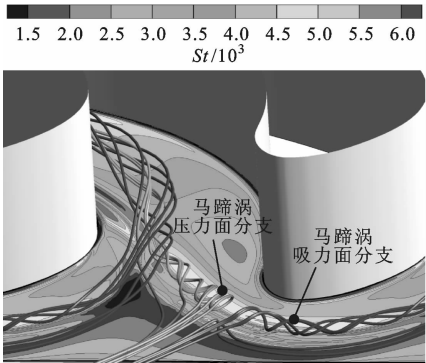


图 5 平面叶栅端壁区域流程图

的,在尾缘区域,由于尾迹区脱落的涡的存在,端壁换热大大增加。

无气膜冷却时端壁面上的极限流线和 A-A 面的极限流线如图 6、7 所示。由图 6、7 可知,端壁前缘二次流极为复杂,边界层内流动主要受马蹄涡的影响,端壁前缘附近存在一个由马蹄涡、端壁二次涡和强度介于两者之间的三次涡(tertiary 涡)组成的涡系。离叶片前缘最近的是马蹄涡,其卷起端壁附近的流体,使得端壁的换热增强。在马蹄涡与端壁二次涡之间,流体的速度减小,换热强度较弱。端壁二次涡与三次涡之间,主流速度增大,使得端壁斯坦顿数增大。

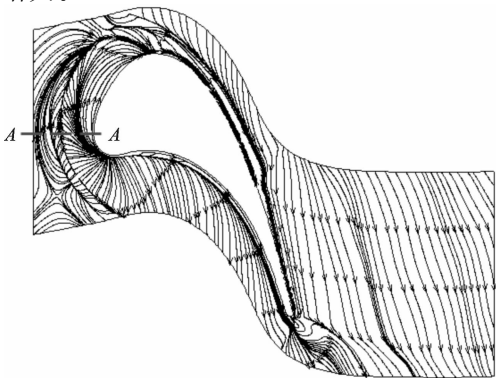


图 6 平面叶栅端壁极限流线

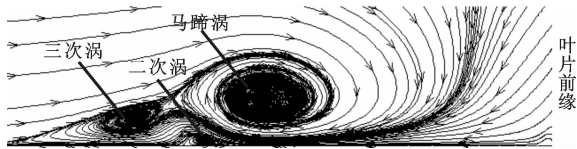
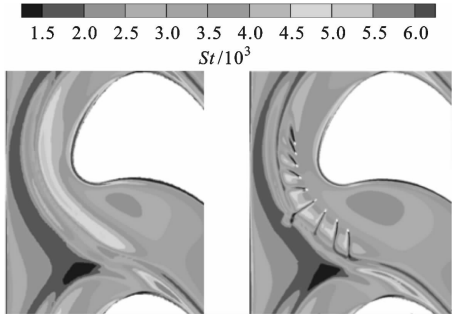


图 7 A-A 面极限流线

2.2 气膜孔布置对端壁换热的影响

图 8 给出了气膜孔数目为 9 时端壁前缘的斯坦顿数分布。由图 8 可知,从孔内流出的气体使端壁前缘的传热强度明显降低,前缘的月牙形高热区域面积大幅减小。但是,由于孔间距较大,仅降低了孔下游端壁区的换热系数,而射流间的端壁区域换热系数下降不明显,需要进一步增加孔数来降低射流间端壁的换热。



(a)平面叶栅 (b)气膜冷却

图 8 含 9 个气膜孔的端壁 St 分布

图 9 给出了端壁前缘冷却流和主流的三维流线图。由图 9 可知:从孔排中间入射的冷却流在月牙形区域内不受主流干扰,所以冷却距离远;孔排两端的冷却流受到端壁二次流的影响,在冷却孔附近与马蹄涡掺混,获得了较大的动能,冷却宽度变大,冷却距离变短,端壁换热更加均匀。

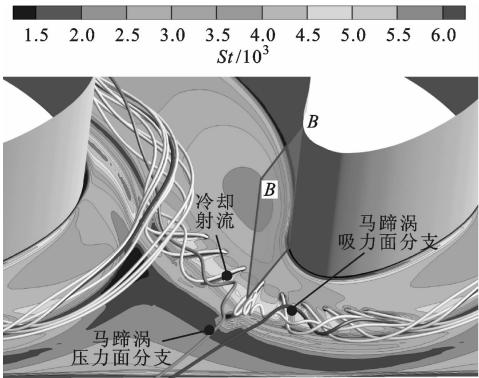


图 9 主流与冷却流作用图

图 10 给出了 B-B 面的极限流线图,该切面经过第 6 孔且垂直于端壁。由图 10 可知,冷却流在马蹄涡的作用下沿端壁流动,将马蹄涡与壁面隔离,使

得主流与端壁之间的换热减小。冷却气流削弱了逆向旋转的端壁二次涡并从三次涡下方流过,降低了端壁附近的换热,但与马蹄涡区域相比,作用效果不明显。

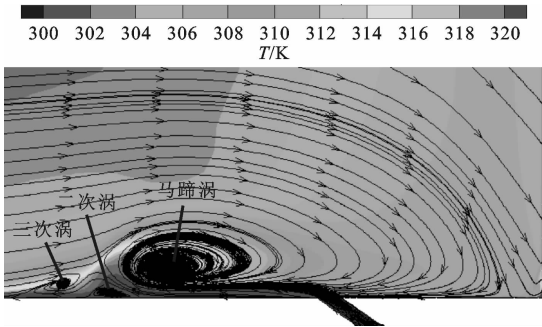


图 10 B-B 面极限流线

图 11 给出了前缘各孔附近 St 分布。由图 11 可知,不同气膜孔对端壁换热系数的作用不一样,1 号和 7 号孔能更大程度降低壁面换热强度,5 号孔出口位置附近存在高斯坦顿数区,这主要是由冷却流方向与端壁二次流流向不一致引起的。因此,为了最大限度降低壁面换热系数,在气膜孔位置、孔径、吹风比等因素确定的情况下,气膜孔展向入射角需与端壁二次流流向一致。

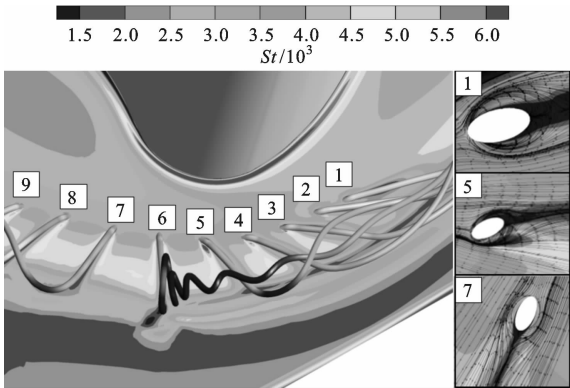


图 11 前缘各孔附近 St 分布情况

图 12 给出了 3 种气膜孔数目下端壁前缘的斯坦顿数分布。由图 12 可知,当气膜孔的数目由 9 孔增加到 16 孔时,孔间距与孔径比 P/D 的最大值由 7 下降至 3,射流间的换热系数降低,前缘平均斯坦顿数由 3.01 下降至 2.86,最大值由 18.7 下降至 8.56,前缘换热均匀性得到提高。前缘吸力面侧斯坦顿数依然较大,新增孔的孔间距与孔径比为 3,增加 4 个气膜孔后这一区域斯坦顿数明显下降,计算发现 A 区域的斯坦顿数平均值由 3.56 降低至 2.98。对比 3 种数目气膜孔的作用效果可知,降低孔距孔径比能有效提高端壁的换热均匀性。同时,

在端壁前缘压力面侧需要沿叶片型线的法线方向增加气膜孔以降低这一区域的换热强度。

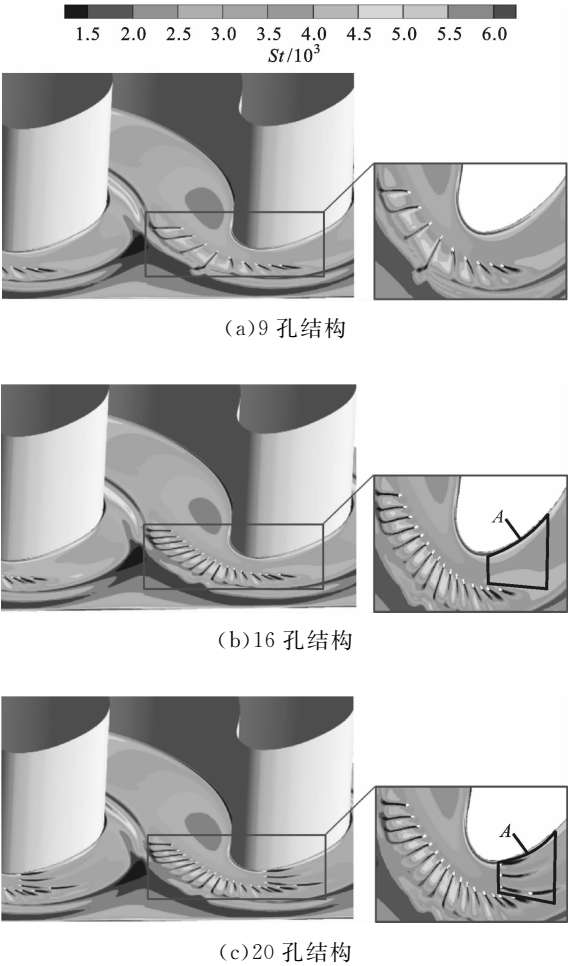


图 12 气膜孔数目对端壁 St 分布的影响

图 13 给出了叶栅总压损失系数随气膜孔数的变化曲线,其中总压系数的计算考虑了射流气体对主流的影响。由图 13 可知,存在气膜冷却时的总压损失均远高于无气膜冷却时的,在 3 种吹风比下,总压损失系数均随气膜孔数目的增加而降低。

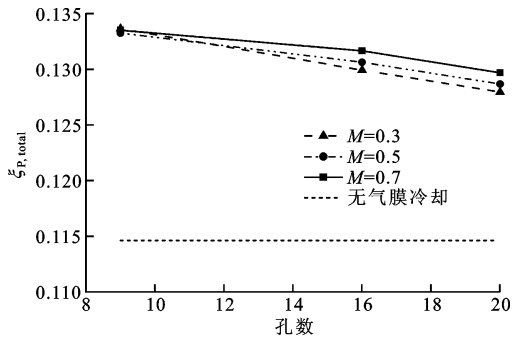


图 13 叶栅总压损失系数随气膜孔数的变化曲线

2.3 吹风比对端壁换热的影响

图 14 给出了气膜孔数目为 9 时 3 种吹风比对

应的端壁斯坦顿数分布图。当吹风比 $M=0.3$ 时,冷却气流集中在气膜孔出口,能较好地降低气膜孔周边区域的换热强度,但是作用距离短,对下游 $4D$ 以外的区域没有作用。

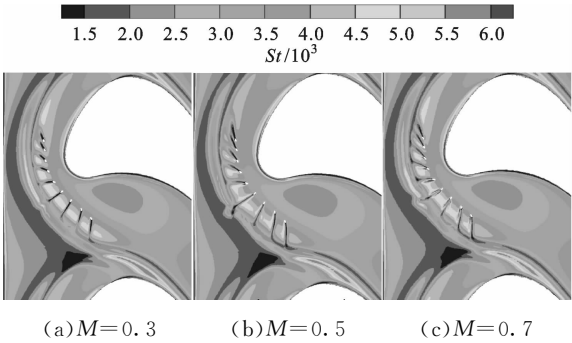


图 14 9 孔结构吹风比对端壁 St 分布的影响

不同吹风比 9 孔结构下流动情况比较如图 15 所示,可以看出,冷却流对主流的流动结构改变不大,在马蹄涡的作用下,冷却流紧贴壁面流动,其主要影响的区域位于气膜孔出口与端壁二次涡之间。当吹风比增加到 0.5 时,冷却气流对端壁的作用距离明显增加,气膜孔下游 $7D$ 范围内均有冷却气流覆盖。由于冷却流动量增加,冷却流削弱了二次涡和三次涡的强度,作用距离增大。继续将吹风比增大至 0.7,相对于吹风比为 0.5 时,气膜孔出口附近斯坦顿数显著增大,端壁的换热性能恶化,端壁前缘斯坦顿数平均值由 3.12 增大至 3.26,增幅为 4.5%。这是因为当吹风比增加到 0.7 时,冷却流动

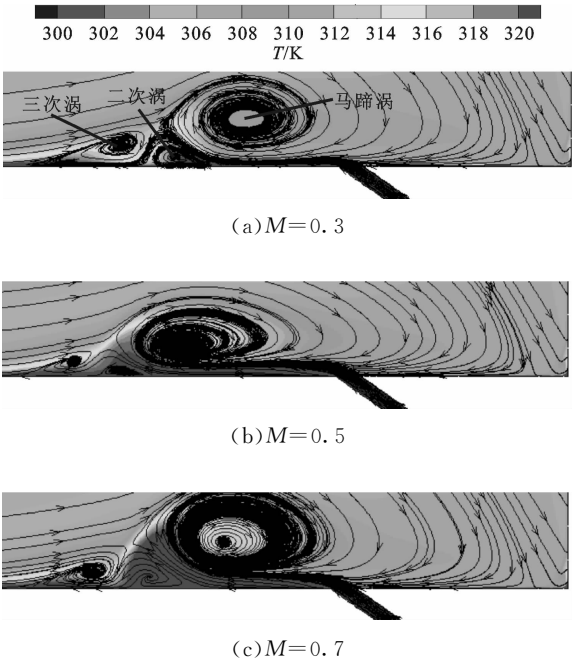


图 15 不同吹风比下 9 孔结构流动情况比较

量更大,贴壁性变差,冷却流直接与马蹄涡混合,只有少量气体紧贴端壁流动。由于冷却流出流速度较大,导致气膜孔附近区域的换热增强。

图 16、17 分别给出了气膜孔数目为 16、20 时吹风比对端壁斯坦顿数分布的影响。当 $M=0.3$ 时,气膜孔所在区域附近换热均能得到改善,但是由于冷却流动量较小,作用范围受到限制。当吹风比增加至 0.5 时,影响距离大幅增加。吹风比继续增加至 0.7 时,换热情况恶化。与 9 孔结构类似,16 孔、20 孔结构中吹风比为 0.5 时射流能最大程度减弱端壁的换热。

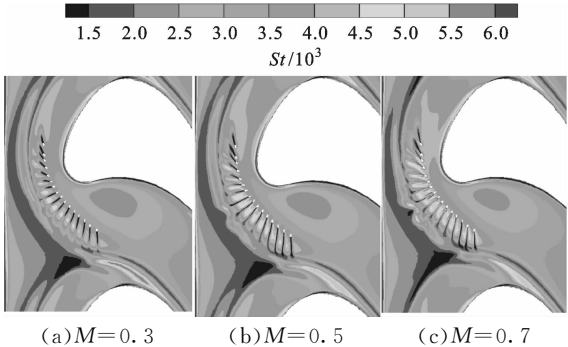


图 16 16 孔结构吹风比对端壁 St 分布的影响

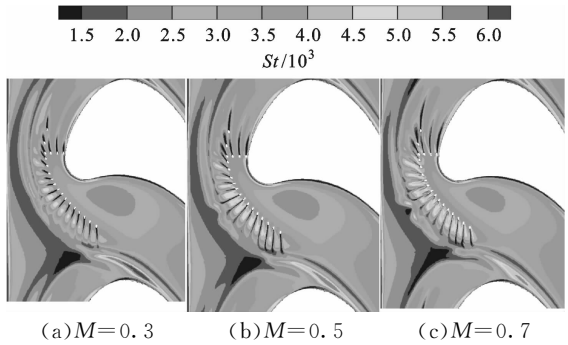
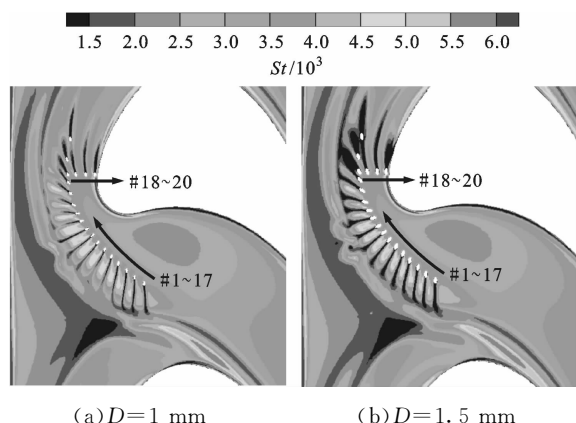


图 17 20 孔结构吹风比对端壁 St 分布的影响

2.4 孔径对端壁传热的影响

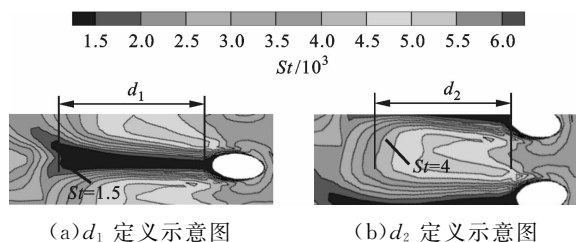
图 18 给出了气膜孔孔径对前缘端壁斯坦顿数分布的影响。当吹风比为 0.5 时,气膜孔孔径由 1 mm 增加至 1.5 mm,单个孔的出气量大大增加,可以看到射流覆盖宽度增加,端壁前缘低斯坦顿数区域面积增大。为了更加细致的研究,对气膜孔及孔间隙进行编号,编号规则如图 18 所示,孔间隙只考察前 12 个。分别考察射流下游端壁 $St=1.5$ 的等值线与气膜孔的距离 d_1 、射流间端壁 $St=4$ 的等值线与气膜孔距离 d_2 、射流间端壁 $St=4$ 的等值线在气膜孔下游 4 mm 处宽度 d_3 ,3 个参数定义示意图如图 19 所示。由图 19 可知:对于大部分位置,当气膜孔孔径增大时,出射距离也增大;出射距离受气膜

孔位置影响明显,增加孔径能降低位置对出射距离的影响。当气膜孔孔径增大时 d_2 减小,孔径增大时 d_3 减小,即孔径增大使得射流间遗留的高换热区面积减小,射流之间的端壁换热得到优化。当气膜孔孔径增加时,总压损失系数增大。



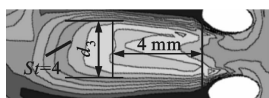
(a) $D=1$ mm (b) $D=1.5$ mm

图 18 气膜孔孔径对端壁前缘 St 的影响



(a) d_1 定义示意图

(b) d_2 定义示意图



(c) d_3 定义示意图

图 19 参数定义示意图

3 结 论

本文采用数值方法研究了 3 种气膜孔数目、3 种吹风比和 2 种孔径条件下动叶近前缘端壁区域的流动和传热性能,主要结论如下:

(1) 气流孔数目及分布对减小端壁换热、增加换热均匀性影响明显,当孔间距与孔径比小于 3 时,端壁换热均匀性得到提高,为了使射流更好地到达端壁前缘压力面侧,气膜孔需要沿叶片型线的法线方向布置;

(2) 吹风比对冷却流的作用范围和贴壁性有很大的影响,当吹风比由 0.3 增加到 0.5 时,作用范围由 $4D$ 增加到 $7D$,当吹风比继续增加到 0.7 时,冷却流量增加,冷气贴壁性变差,端壁前缘区域平均斯坦顿数增大 4.5%;

(3) 气膜孔孔径对气膜冷却有较大的影响。当气膜孔孔径由 1 mm 增大到 1.5 mm 时,射流对端壁的作用距离增大,作用距离受气膜孔位置影响减弱,同时射流之间的端壁换热也进一步减小。

参考文献:

- [1] BLAIR M F. An experimental study of heat transfer and film cooling on large-scale turbine endwalls [J]. ASME Journal of Heat Transfer, 1974, 96(4): 524-529.
- [2] COLBAN W F, LETHANDER A T, THOLE K A, et al. Combustor turbine interface studies: part 2 flow and thermal field measurements [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2003, 125(2): 203-209.
- [3] 徐红洲, 刘松龄, 许都纯. 不同气膜冷却孔的流动和传热的实验比较研究 [J]. 燃气涡轮试验与研究, 1997(1): 18-25.
- [4] XU Hongzhou, LIU Songling, XU Duchun. Experimental comparative study on flow and heat transfer of different film-cooling holes [J]. Gas Turbine Experiment and Research, 1997(1): 18-25.
- [5] 刘高文, 刘松龄. 涡轮叶栅端壁气膜冷却数值模拟 [J]. 推进技术, 2004, 25(2): 130-133.
- [6] LIU Gaowen, LIU Songling. Numerical simulation of endwall film-cooling in a turbine cascade [J]. Journal of Propulsion Technology, 2004, 25(2): 130-133.
- [7] BONS J P, MACARTHUR C D, RIVIER R B. The effect of high freestream turbulence on film cooling effectiveness [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1994, 118(4): V004T09A011.
- [8] KOHLI A, BOGARD D G, KOHLI A, et al. Effects of very high free-stream turbulence on the jet-mainstream interaction in a film cooling flow [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1997, 120(4): 785-790.
- [9] BURD S W, KASZETA R W, SIMON T W. Measurements in film cooling flows: Hole I/D and turbulence intensity effects [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1998, 120: 791-798.
- [10] FRIEDRICHS S, HODSON H P, DAWES W N. Aerodynamic aspects of endwall film-cooling [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1997, 119(4): V004T09A022.
- [11] FRIEDRICHS S, HODSON H P, DAWES W N. Distribution of film-cooling effectiveness on a turbine end-wall measured using the ammonia and diazo technique [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1996, 118(4): 613-621.

(下转第 104 页)