

移动端壁对压气机叶栅中叶尖泄漏流动的影响

侯杰萱¹, 柳阳威^{1,2}, 陆利蓬^{1,2}

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院
航空发动机气动热力国家级重点实验室, 北京 100191;
2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191)

摘 要: 对一压气机平面叶栅进行全三维数值模拟, 分别对两种不同叶尖间隙情况下, 移动端壁对叶栅性能及泄漏流流动结构的影响进行分析。详细对比了不同条件下, 叶栅损失, 泄漏涡传播轨迹及影响范围, 泄漏流量等参数的变化, 同时通过三维流线结构的对比, 对泄漏流在间隙中的流动特点及其在通道中与主流的相互作用进行分析。结果表明: 移动端壁加入使泄漏流量增加, 泄漏涡传播轨迹向远离吸力面, 靠近端壁的方向偏移, 削弱通道流与泄漏流之间的剪切作用, 改变通道中的各个二次流动结构所占比例。间隙较小时, 移动端壁的影响主要集中在端壁附近, 而间隙较大时, 移动端壁能够抑制叶顶分离涡, 从而影响整个间隙中泄漏流的速度分布, 进一步削弱通道流与泄漏流动之间的剪切作用。

关 键 词: 压气机叶栅; 叶尖间隙; 叶尖泄漏; 移动端壁; 泄漏涡

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Effects of moving endwall on tip leakage flow in compressor cascade

HOU Jiexuan¹, LIU Yangwei^{1,2}, LU Lipeng^{1,2}

(1. National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engine
Aero-thermodynamics, School of Energy and Power Engineering,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;
2. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China)

Abstract: A numerical simulation was carried out to investigate the effect of the moving endwall on the tip leakage flow structure in a compressor cascade with different tip clearances. A detailed comparison of leakage flow's loss, trajectory, size and mass flow rate, as well as the tip leakage flow features and its interaction with the mainstream, was conducted. Results showed that the moving endwall led to more leakage mass flow through the gap. The region of the tip leakage vortex was flattened away from the blade suction side. The interaction between the mainstream and the tip leakage flow was weakened. The structure of the vortices inside the passage was altered. In the small clearance cases, the main effects of the moving endwall were focused on the near wall region. While in the large clearance cases, the moving endwall clearly suppressed the tip separation vortex, thus influencing the velocity

收稿日期: 2016-11-02

基金项目: 国家自然科学基金(51376001, 51420105008)

作者简介: 侯杰萱(1992—), 女, 博士生, 主要从事叶轮机机械气动热力学研究。

通讯作者: 柳阳威(1980—), 男, 副教授, 博士, 主要从事压气机内复杂流动预测及控制方法研究。

引用格式: 侯杰萱, 柳阳威, 陆利蓬. 移动端壁对压气机叶栅中叶尖泄漏流动的影响[J]. 航空动力学报, 2018, 33(4): 803-811. HOU Jiexuan, LIU Yangwei, LU Lipeng. Effects of moving endwall on tip leakage flow in compressor cascade[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(4): 803-811.

distribution of the whole clearance, and further impacting the shear between the mainstream and the tip leakage flow.

Key words: compressor cascade; tip clearance; tip leakage flow; moving endwall; leakage vortex

叶尖泄漏流动对压气机的压比,效率和裕度等性能有重要影响^[1-2],对叶尖泄漏流的机理,预测及控制的研究,自 20 世纪 50 年代以来一直是国际研究热点和难点问题。由于转子叶尖泄漏流动的测量具有难度大和成本高等特点,很多研究采用能反映泄漏流动主要机制的平面叶栅作为研究对象。对于泄漏流动目前已取得了丰硕的成果。例如,Inoue 等^[3]实验研究表明泄漏涡轨迹对应着机匣上的静压沟槽,Storer 等^[4]实验结果发现叶尖泄漏涡的形成位置与端壁上的压力最小点重合,Kang 等^[5]采基于叶栅实验结果提出了叶尖区域存在着叶尖泄漏涡,叶顶分离涡和二次涡的多涡结构,于宏军等^[6]使用 SPIV (stereoscopic particle-image velocimetry)测量到了泄漏涡的破碎现象,柳阳威等^[7]系统研究了常用湍流模型对叶尖泄漏流动的预测性能。

影响泄漏流动的因素很多,如叶尖间隙大小,端壁相对运动,叶片负荷等。在叶尖间隙大小研究方面,Koch^[8]的研究结果表明叶尖间隙增大将导致压气机压升系数几乎线性减小;Wisler^[9]发现当转子间隙大于约 1%叶高后,叶尖间隙增大和效率降低基本为线性关系;Baghdadi^[10]实验发现叶尖间隙增大时压气机的裕度随之减小。在移动端壁研究方面,Kang 等^[11]数值研究显示移动端壁改变了泄漏涡和通道涡的位置;邓向阳等^[12]数值研究表明,移动端壁使泄漏涡强度和影响范围增大,但叶栅总损失减少;吴艳辉等^[13]数值研究,发现移动端壁情况下间隙区域的主要二次流动特性是刮削泄漏涡的形成和发展,间隙区域的通道二次涡是否出现及泄漏涡核的扩散率与间隙大小有关;韩少冰等^[14]数值结果表明端壁相对运动抑制了上通道涡和叶顶分离涡,叶尖负荷增大,间隙泄漏流量增加,但叶栅总损失减少。弗吉尼亚理工大学基于压气机平面叶栅实验台,对叶尖间隙大小和端壁相对运动对叶尖泄漏流动的影响机理,开展了详细的实验研究^[15-16]。

以往研究大多是单独针对叶尖间隙大小和端壁相对运动开展的,因此有必要进一步深入研究不同间隙大小情况下移动端壁对泄漏流动的影响及机理。本文以 VT 叶栅为实验对象,利用 Flu-

ent 对其叶尖泄漏流动进行全三维数值模拟,并采用实验结果进行校验。之后,进一步数值研究不同叶尖间隙大小(0.008 3C 和 0.016 5C)情况下,移动端壁对叶栅性能和泄漏涡产生和发展机理的影响。

1 算例说明与数值方法

1.1 算例说明

本文选取弗吉尼亚理工大学的压气机平面叶栅实验为对象,叶栅参数如表 1 所示,端壁运动速度与来流气体速度的栅距方向分量一致,具体实验细节参见 Wang^[16]的博士论文。本文采用 Fluent,对叶尖间隙 $\tau/C=0.008\ 3$ 和 $\tau/C=0.016\ 5$ 两种情况下,端壁静止和移动两种情况下的叶栅流动进行了 RANS (Reynolds averaged Navier-Stokes)模拟,为简化表达以算例 1~算例 4 表示 4 种不同流动情况(见表 2)。

表 1 叶栅参数表
Table 1 Cascade parameters

参数	数值
来流速度 $U_{\infty}/(\text{m/s})$	25.8
弦长 C/m	0.254
来流气流角/ $^{\circ}$	65.1
安装角/ $^{\circ}$	56.93
栅距 P/m	0.236
流道高度 H/m	0.254
轴向弦长 C_a/m	0.139
端壁速度 $U_{\text{wall}}/(\text{m/s})$	23.4

表 2 算例说明
Table 2 Case illustration

算例	相对叶尖间隙 τ/C	端壁条件
1	0.008 3	静止
2	0.008 3	移动
3	0.016 5	静止
4	0.016 5	移动

取一个全叶高的叶片通道作为计算域(图 1, 图中各个方向网格点每两个显示一个),区域范围为 $L_x \times L_y \times L_z = 2C \times C \times 0.929C$,弦长 C 与实验一致。本文采用 NUMECA 软件中的 Autogrid 模块生成计算网格,为了提高网格质量,根据实验的结果,对间隙附近 $y/C=0.25$ 叶高以内的区域进行了局部网格加密,以更好地计算叶尖泄漏流动。同时使用了多块(O4H 型)网格策略,并使网格块间所有连接网格都是完全匹配的,以避免计算中引入插值误差。叶片周围为 O 型网格,叶片两侧及前后均为 H 型网格,间隙中网格由型网格和 H 型网格组成,进口段和出口段均为 H 型网格。展向上,间隙内网格层数为 29,全通道网格层数为 105;周向及轴向上,进口段 H 型网格点数为 89×33 ,出口段 H 型网格点数为 89×125 ,叶片两侧 H 型网格点数均为 17×125 ,叶片前后 H 型网格点数均为 17×17 ,叶片周围 O 型网格点数为 17×249 ,间隙内 O 型网格点数为 17×249 ,间隙内 H 型网格点数为 17×109 。

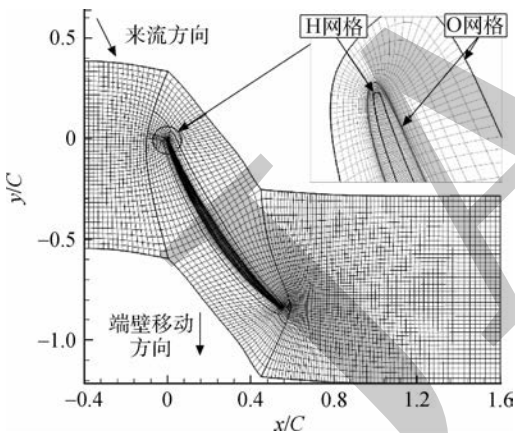
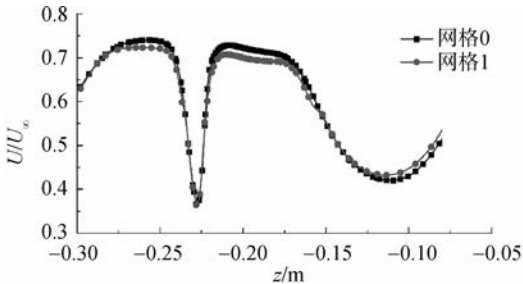


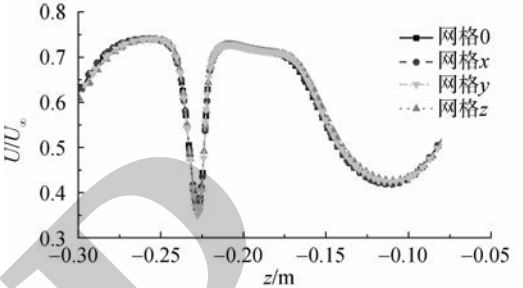
图 1 下端壁处网格分布及拓扑结构示意

Fig. 1 Grid topology on the lower endwall

为了减小网格对计算的影响,在保证壁面第一层网格的 $y^+ \approx 1$ 的基础上,对网格数目进行了对比分析。首先网格 0 和网格 1 两套网格进行对比,网格 0 的总网格数为网格 1 的 2 倍,使用 realizable $k-\epsilon$ (RKE) 模型进行计算,取流向 $x/C=0.82$ 截面, $y/C=0.12$ 叶高处无量纲弦向速度沿栅距方向的分布,如图 2(a)所示。可见两个网格结果有一定的差别。进一步将 x 、 y 、 z 三个方向上的网格数分别增加为网格 0 的 1.5 倍进行对比发现,几种网格的计算结果基本一致(图 2(b)),为了更高效的进行研究,不对网格 0 的网格数目进行进一步的增加。



(a) 网格0的总网格数为网格1的2倍



(b) x 、 y 、 z 三个方向上的网格数分别增加为网格0的1.5倍

图 2 网格无关性验证结果

Fig. 2 Results of the the grid independence verification

1.2 湍流模型选择

在进行间隙影响分析前,首先对 8 种常用湍流模型 (Spalart-Allmaras model, standard $k-\epsilon$ model, Re-normalization group $k-\epsilon$ model, RKE model, standard $k-\omega$ model, shear stress transport $k-\omega$ model, v^2-f model, Reynolds stress model) 计算不同叶尖间隙情况下叶尖泄漏流动的性能进行了评估。使用各个湍流模型进行计算时,由于采用了相同的计算平台,网格,差分格式和边条设置,使得计算结果的差别主要来源于湍流模型,从而可以系统地对比各个湍流模型在叶栅泄漏流动模拟中的性能。不同模型的模拟结果表现出了较大的差异,与实验结果对比表明, RKE 模型的模拟结果与实验符合较好,故最后选择 RKE 模型的计算结果对叶尖泄漏流动进行分析。更详细对比可参见相关的前期工作^[17]。

2 结果与讨论

2.1 叶栅性能

图 3 所示为叶栅通道出口处 ($x/C=0.6$) 的总压损失系数,以计算域入口 ($x/C=-0.4$) 为参考,总压损失系数的计算公式如下:

$$Y_p = (p_{t1} - p_{t2}) / (p_{t1} - p_{s1}) \quad (1)$$

式中 p_{t1} 为入口处总压, p_{t2} 为出口处总压, p_{s1} 为入口处静压。从总压损失系数的展向分布来看,泄漏涡的影响范围总不超过 $y/C=0.2$ 。总体来看,

加入移动端壁后,泄漏涡的展向影响范围减小,在 $\tau/C=0.0165$ 情况下,加入移动端壁对泄漏涡展向范围的影响与将间隙减小为 $\tau/C=0.0083$ 时相当,泄漏涡区域总压损失系数均减小。在 $\tau/C=0.0083$ 的小间隙情况中,移动端壁的加入只对边界层中的流体有较大的影响,而端壁附近 $y/C=0.05$ 内的流体损失没有明显增大,移动端壁对除边界层外的近壁区域的影响较小。在 $\tau/C=0.0165$ 的大间隙情况中,算例 4 中端壁附近 $y/C=0.05$ 以内的流体损失明显增大,移动端壁对近端壁附近流体的影响较小间隙情况中更明显。

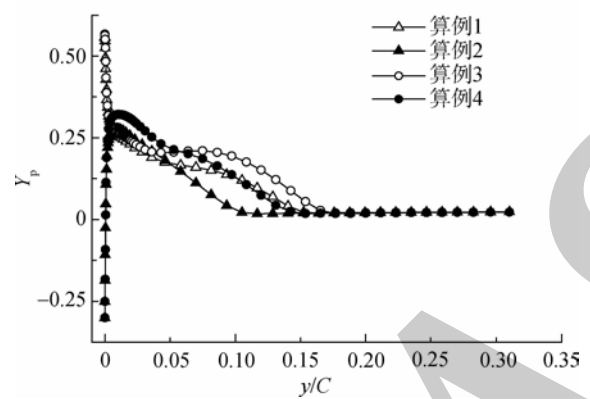


图 3 叶栅出口($x/C=0.6$)处流场参数展向分布
Fig. 3 Spanwise distribution of flow parameters

为更好地观察叶尖泄漏涡,沿垂直于弦线的方向取不同截面,图 4 所示为垂直于截面方向的涡量(本文中称为弦向涡量)云图。弦向涡量的计算公式如下:

$$\omega_c = \frac{\partial U_n}{\partial y} - \frac{\partial V}{\partial x_n} \tag{2}$$

式中 ω_c 为弦线方向的涡量,本文中称为弦向涡量; U_n 为 x_n 方向上的速度分量。按这个定义,泄漏涡所占据的区域流体旋转强烈,具有较高的正涡量,间隙增大及端壁运动都使泄漏涡中的涡量增大,同时占据的范围也扩大。当端壁静止时,其附近的流体受端壁剪切层的作用而具有与泄漏涡旋向相反的较大涡量。端壁移动时,泄漏涡占据的正涡量区受到端壁的剪切作用,被拉伸成更靠近端壁的椭圆形;主流区域的近端壁流体涡量为正,与泄漏涡旋向一致。

通过 Q 旋涡识别^[18] 提取泄漏涡核心区域在叶栅通道中的传播轨迹。图 4 中散点连线为泄漏涡轨迹的三维示意图,图 5 所示为垂直于弦线界面内泄漏涡核心距吸力面或弦线及叶顶的距离散点连线图。根据图 5 的涡核轨迹,大致将泄漏涡的发展过程分为三个阶段。第一个阶段为泄漏涡的产生阶段,在这一阶段中泄漏涡的核心区域先是紧贴叶片吸力面发展,发展一定程度之后具有向通道中发展的趋势。第二阶段为泄漏涡的迅速发展阶段,泄漏涡的核心区域离开叶片吸力面并迅速向远离叶片吸力面和叶顶的方向发展。第三阶段为泄漏涡的耗散阶段,泄漏涡离开叶栅通道之后,泄漏涡的核心区域向远离叶片吸力面和叶顶的方向发展的速度减慢甚至受到抑制。

对于不同的叶尖间隙大小和端壁条件的情况来说,泄漏涡的发展都具有这三个阶段的特征,但是各个阶段开始的位置和所占的比例各不相同。在泄漏涡的产生阶段,移动端壁会使泄漏涡产生位置略靠近前缘,沿叶片吸力面发展距离相当,并更快进入发展阶段。在泄漏涡的发展阶段,移动端壁会使泄漏涡在栅距方向上的发展速度更快,

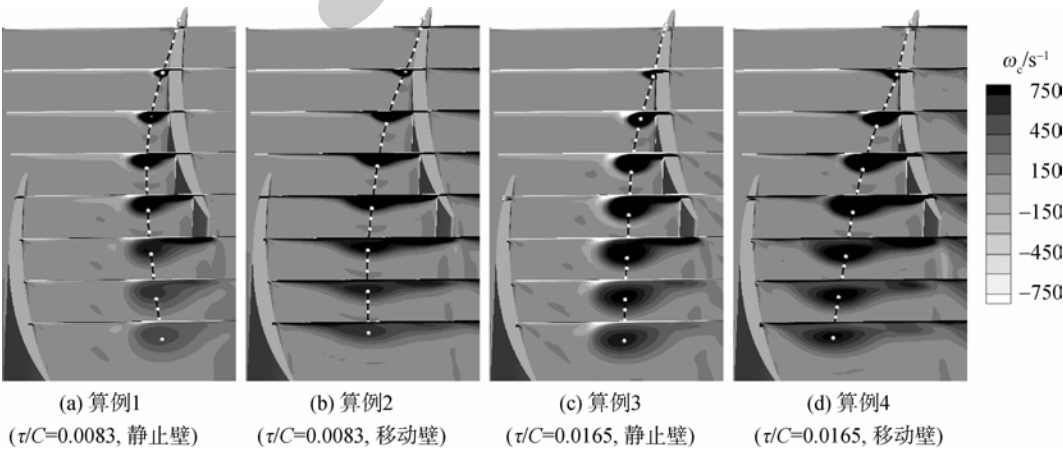


图 4 弦向涡量云图
Fig. 4 Contours of chordwise vorticity

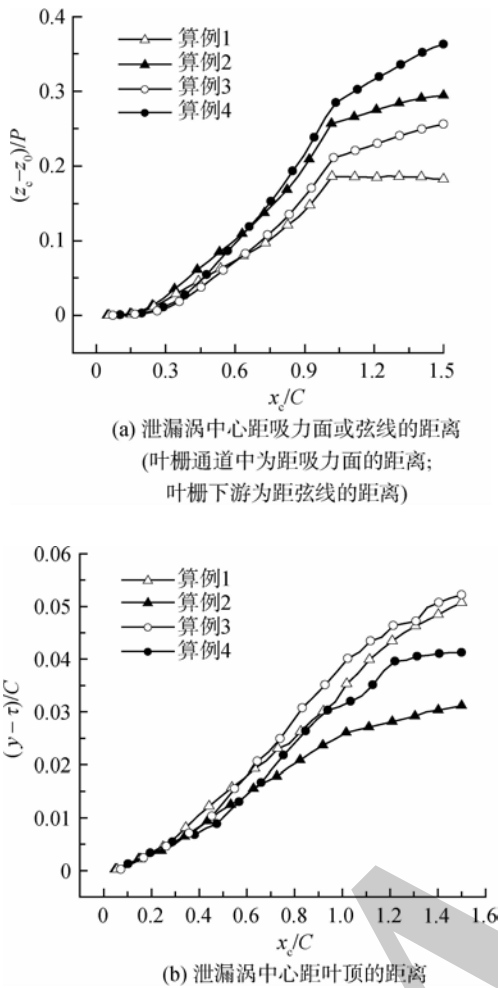


图 5 叶栅通道中不同位置处泄漏涡核区域位置
Fig. 5 Trajectory of tip leakage vortex core

不同端壁大小情况中在叶栅通道出口处泄漏涡核心的偏移量都在 0.15 栅距左右;同时泄漏涡在展向上的发展速度减慢,相较栅距方向上的泄漏涡核心区轨迹变化,其展向上的变化要小得多。间隙越小,移动端壁对泄漏涡在展向上的抑制作用越明显。

将间隙出口处的截面沿弦向分为等长的 100 段,并以 $\rho U_\infty \tau C$ 进行无量纲,计算公式如下:

$$\dot{m}_{\text{leakage}} = \int_{\Delta l} \rho V \tau dl / \rho U_\infty \tau C \quad (3)$$

式中 ρ 为密度, τ 为间隙宽度。结果如图 6 所示。移动端壁使 $\tau/C=0.0083$ 情况和 $\tau/C=0.0165$ 情况中的总泄漏流量分别由 8.23(算例 1)和 16.17(算例 3)提高到 9.13(算例 2)和 17.54(算例 4)(单位均为 g/s)。通过间隙的流体增多,这与间隙增大带来的结果相似,但具体的影响则不同。从前缘到尾缘,间隙泄漏流量有先增大后减小的过程,增大的速度远大于减小的。间隙增大后,流量增大的速度明显变慢,泄漏流量最大

位置更靠近尾缘;而加入移动端壁后,流量增大的速度稍有增加,泄漏流量最大位置稍偏向前缘。泄漏流量最大位置的变化,与泄漏涡进入发展阶段的位置相对应,也就是说泄漏涡的产生段对应泄漏流量增大的过程,而发展阶段对应泄漏流量缓慢减小的过程。在泄漏涡产生阶段,随着泄漏流量逐渐增加,泄漏涡开始产生并得到一定的发展。进入发展阶段后泄漏流保持较大的流量,这些流体离开间隙后与主流相互作用后卷入泄漏涡中,使得泄漏涡迅速发展。

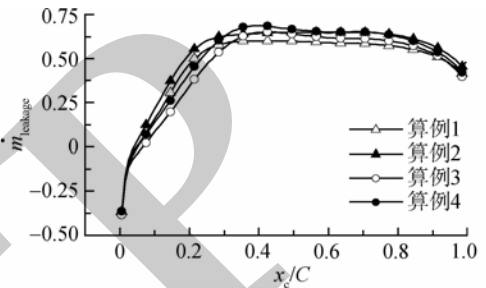


图 6 叶栅通道不同位置处泄漏流量与总泄漏流量之比
Fig. 6 Tip leakage mass flow rate distribution
along chordwise direction

为了更好地衡量泄漏涡在通道中的堵塞作用,引入由 Sakulkaew^[19]提出的堵塞系数 B ,计算公式如下:

$$B = \int_0^A \left(1 - \frac{\rho w}{\rho W_{\text{ext}}} \right) dA / A_t \quad (4)$$

式中 w 为堵塞区域的速度, W_{ext} 为堵塞区域边界上的平均速度, A 为总的堵塞面积, A_t 为当地总的流通面积。堵塞系数的物理意义是表征了由于流动堵塞而减小的流通面积占总流通面积的百分比,计算结果如图 7 所示。在泄漏涡产生阶段,泄漏涡紧贴吸力面发展,通道中的堵塞逐渐开始增大,而对不同流动情况来说堵塞大小区别不大。随着泄漏涡不断发展,区别逐渐显现。相同间隙大小情况下,移动端壁时堵塞系数更小,说明端壁移动缓解了通道中的堵塞。

2.2 间隙泄漏流动

取图 4 中叶片前段 ($x_c/C=0.1$),中段 ($x_c/C=0.5$)和后段 ($x_c/C=0.9$)三个截面内间隙出口处(吸力面一侧),流体在垂直于弦线方向上的速度分量 W_n ,以端壁运动速度 U_{wall} 在 z_n 方向上的速度分量进行无量纲化之后得到散点图,如图 8 所示。

总体来看,叶片中段间隙内流体间隙出口处

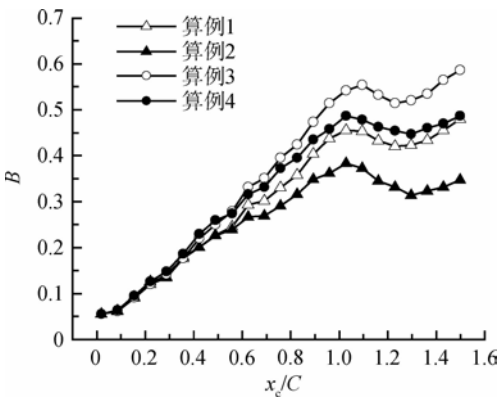


图 7 叶栅通道中不同位置处堵塞系数
Fig. 7 Blockage coefficient along the passage

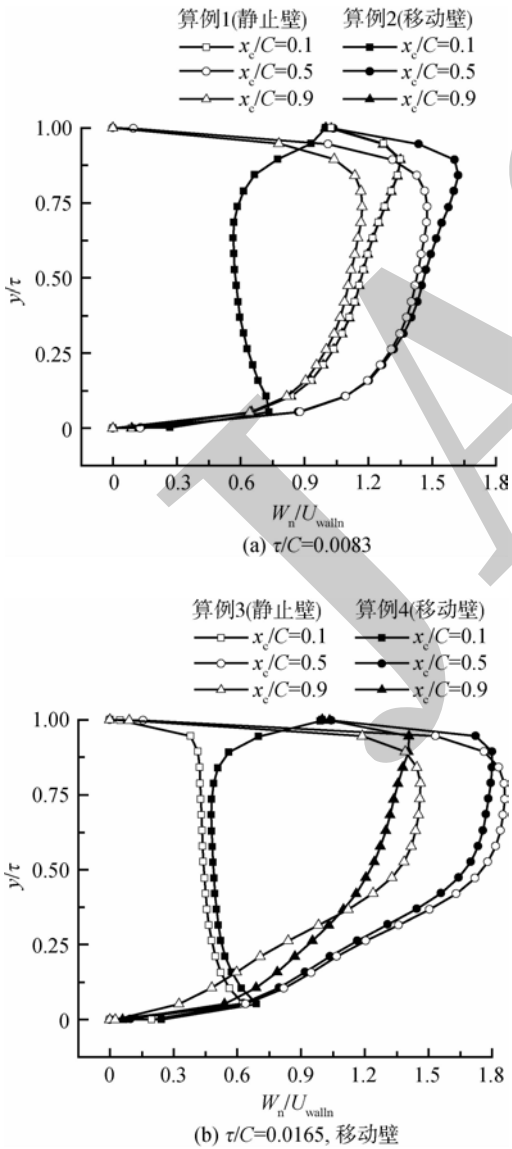


图 8 间隙出口处横向射流速度
Fig. 8 Leakage jet velocity at clearance exit

射流最强,后段次之,前段射流最弱。在 $\tau/C=0.0083$ 情况中,端壁运动对横向射流速度的影响主要集中在距端壁 $y/\tau<0.3$ 的区域,叶尖一侧速度分布的趋势较接近而大小略有增加,说明泄漏流的射流流动在间隙中占主导地位。在 $\tau/C=0.0165$ 情况中,泄漏涡可以在间隙中得到更多发展,同时端壁区域的影响范围也在扩大。叶片前段的出口速度变化与 $\tau/C=0.0083$ 情况中的变化趋势一致,移动端壁的主要影响集中在距端壁 $y/\tau<0.3$ 的区域。与 $\tau/C=0.0083$ 情况不同的是,移动端壁使算例 4 中叶片中段的出口速度有所减小,但其主要影响仍是近端壁一侧的流体,对叶尖一侧的影响较小。而对于叶片后段的出口速度分布来说,移动端壁对整个间隙内的流动都有影响,叶尖附近的出口速度明显增大。

图 9 为叶顶平面的极限流线图,可以看到流线由分离线分开形成两支,压力面一侧为叶顶分离涡所占据的区域,而另一侧则是间隙泄漏流越过分离涡在叶片上形成的流线。叶尖处的卸荷作用使压力面附近的流体受到指向叶顶的力的作用,这部分流体与泄漏流发生剪切就形成了叶顶分离涡。当间隙增大,分离涡也会相应增强。而移动端壁的增加,使得间隙中的流体具有更强的横向流动趋势,抑制了分离涡,减弱了间隙中由分离涡带来的堵塞。这与韩少冰等^[14]的结论一致。在 $\tau/C=0.0083$ 情况中,分离涡较弱,移动端壁带来的影响对分离涡作用不大,故对间隙出口处流体的影响主要存在在近端壁一侧。而在 $\tau/C=0.0165$ 情况中,算例 3 中尾缘附近,分离涡占据了整个叶顶,完全堵塞了近叶尖一侧,流体直接越过分离涡流入通道中,而算例 4 中分离涡的影响范围变小,间隙出口处的堵塞得到缓解,所以在图 8 中算例 4 的叶片后段间隙出口中的速度分布更

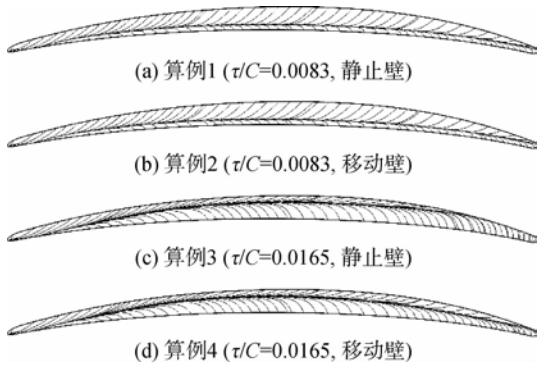


图 9 叶顶极限流线
Fig. 9 Limit streamlines on the blade tip surface

为均匀。

2.3 主流与泄漏流的相互作用

2.3.1 二次流动结构分析

为了更好地观察主流与泄漏流之间的相互作用,采用在不同算例中相同位置释放三维流线的方法,对主流与泄漏流的流动特点进行分析。

首先对通道中的二次流动结构进行分析,图10所示为从入口处距叶顶1倍间隙大小处释放的流线簇。所有流线间距相等,两端流线距离约1倍栅距宽度。在通道压力面附近,流体(蓝色流线)在间隙的卸荷作用影响下,具有了指向间隙区域方向的速度,将这部分流体称为“间隙二次流”,一部分间隙二次流翻越叶尖间隙就成为了“叶尖泄漏流”。通道中靠近吸力面的流体有明显的凹陷。这是由于叶尖泄漏涡占据了流体原本的通道从而堵塞了这部分流体的流动,使得这部分流体具有指向叶根的速度分量,将这部分流体称为“堵塞二次流”。距离叶片较远的堵塞二次流会一直处于泄漏涡的下方(黄色和绿色流线),而距离吸力面较近的流体(红色和橙色流线)受到叶尖卸荷作用的影响,在流过泄漏涡的影响区域之后会重新向叶尖方向流动,并被卷入泄漏涡的外侧,成为泄漏涡的一部分。在静止端壁情况中,一部分流体体现了另一种二次流动的特点,在图10中以箭头标注。若将这部分流线投影到垂直于弦线的二维截面上,它们应该是通道涡外边界的一部

分,受到通道中的压力梯度驱动而具有从通道压力面一侧指向吸力面一侧的速度分量,将这种流动称为“近壁二次流”。

加入移动端壁后,通道中的各个二次流动结构所占比例发生变化。在端壁的剪切作用下,翻越间隙形成叶尖泄漏流的流体增多,泄漏涡的形状更“扁”,距离吸力面的位置更远,导致卷入泄漏涡中的堵塞二次流明显减少,更多的堵塞二次流会一直位于泄漏涡的下方。在算例4中,由于泄漏涡几乎堵塞了整个通道,下方流体的堵塞作用也很微弱,流体很难在通道中被卷入泄漏涡外侧。在图4中可以看到,端壁静止情况中,泄漏涡的外侧有一部分流体具有较大的负涡量,这些流体所在区域正是近壁二次流所在的区域。近壁二次流阻碍了泄漏涡在栅距方向上的发展,转而向展向发展。而在端壁移动时,移动端壁的剪切作用对近壁流体的影响大于通道中压力梯度的影响,同时通道涡受泄漏涡的堵塞作用影响而减小,使近壁二次流几乎消失,泄漏涡在栅距方向的发展增强,泄漏涡的形状被拉伸。

2.3.2 泄漏流流动结构分析

进一步对泄漏流的三维流线进行分析,图11所示为在叶片不同弦向位置压力面附近,通过间隙出口不同位置处的流线簇。其中通过相同弦向位置的流线用同一种颜色表示,红色流线最靠近前缘,深蓝色流线最靠近尾缘。以流线卷入泄漏涡中的不同形式,将泄漏流线分为三类:

1) 第一类流线 在叶片前缘附近(红色流线及 $\tau/C=0.0165$ 情况中的橙色流线)近叶尖一侧的这部分流体受叶顶剪切层作用,在流出间隙前就具有较大的正涡量,具有与泄漏涡方向一致的旋转趋势,这些流体流出间隙后很快在叶片吸力面一侧卷起形成泄漏涡,并一直占据泄漏涡的核心部分。

2) 第二类流线 在前缘附近,近端壁的区域中的流体在离开间隙后不会马上被卷入泄漏涡中,而是维持原有的方向继续向下游传播,最终在通道下游被卷入泄漏涡外侧。

3) 第三类流线 在叶片中后部通过间隙的流线,会在越过泄漏涡上方后,与通道流发生剪切,成股地卷入泄漏涡,形成一个管状,而与其靠近叶尖还是端壁没有那么明显的关系。这部分流体卷入泄漏涡时只能围绕第一类流线形成的泄漏涡核外侧流动,而无法进入泄漏涡的核心位置。越靠近尾缘处的泄漏流越难被卷入泄漏涡中。

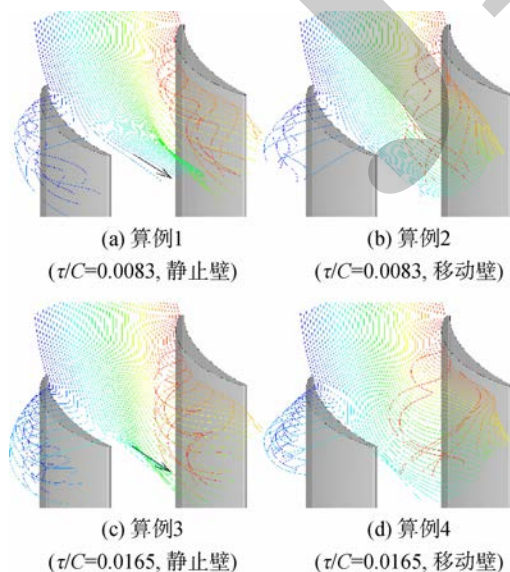


图10 叶顶截面来流流线

Fig. 10 Pathlines issuing from same spanwise location of the blade tip at inlet

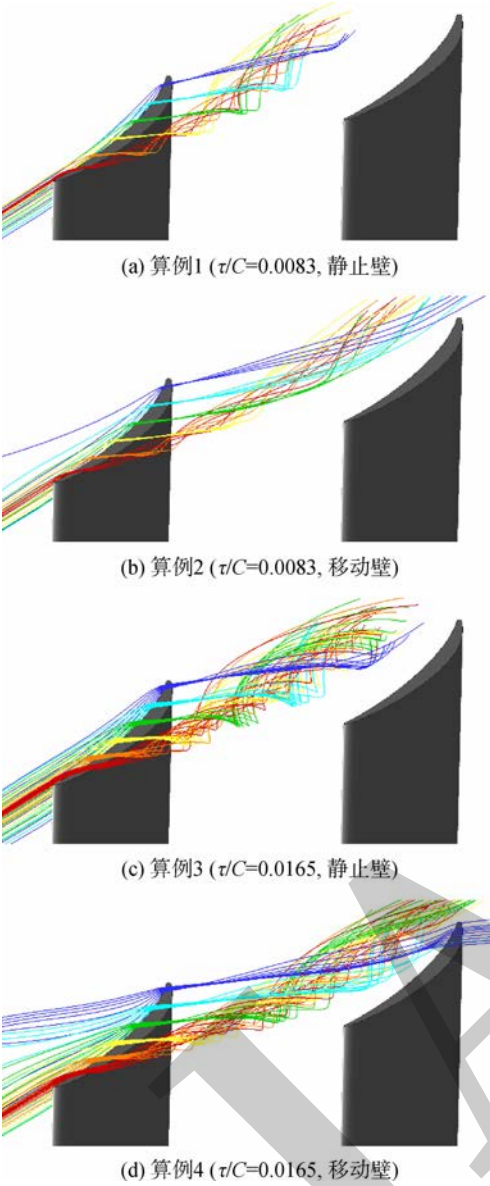


图 11 叶片不同截面沿间隙高度不同位置流线
Fig. 11 Pathlines issuing from different chordwise and spanwise location at the clearance entrance

对于端壁静止情况来说,上述第一和第二类流线在泄漏涡产生阶段和发展阶段前期,可以明显分辨其区别。第二类流线受壁面剪切的影响而具有较高的负涡量,旋转趋势与泄漏涡相反,从而抵抗卷入泄漏涡中。而对于移动端壁的情况来说,受到端壁的剪切作用使得端壁附近的流体与泄漏涡一样具有正涡量但强度较泄漏涡小很多,同样会抵抗卷入。同时,靠近端壁的流体受移动端壁剪切具有较大的栅距方向的速度分量,故总具有第二类流线很难卷入泄漏涡中的特点。这部分第二类流线的存在,使泄漏涡的形状变得更加扁平。

综合观察图 10 与图 11,泄漏流中的第二和

第三类流线在流出间隙后与通道流之间相互作用,形成螺旋状卷起,一同卷入泄漏涡,其形成机制可以用传统的“剪切理论”^[20]来解释。但对于第一类流线来说,吸力面附近的通道流应该是最早与其发生剪切的流体,根据“剪切理论”这两部分流体应该一同卷起形成泄漏涡。但是从图 10 可以看到,这部分流体并没有马上卷入泄漏涡中,而是形成了堵塞二次流,并在叶片的中下游,也就是对应泄漏涡发展段的位置,才开始卷入泄漏涡中。而第一类流线所代表的那部分泄漏流则独自形成了泄漏涡,并一直占据了泄漏涡的核心位置,其他流体形成泄漏涡时只围绕这一涡核外侧旋转,而无法进入涡核中。在涡轮中,间隙较小时的泄漏涡产生具有相同的现象,Tallman 等^[21-22]提出用间隙内的涡量输运来解释这种泄漏涡产生的机制。近一步观察本文的四个算例可以发现,在本压气机平面叶栅中,第一类流线产生泄漏涡的机制也可以用“涡量输运”来解释。

第一类流线所代表的流体在离开间隙前受叶顶的剪切作用就具有较大的正涡量,具有与泄漏涡一致的旋转趋势,离开间隙后在这一旋转趋势的作用下,卷起形成泄漏涡。在泄漏涡的产生段中,涡一直沿叶片吸力面表面发展,间隙中近叶顶流体所具有的正涡量在黏性作用下不断向泄漏涡中输运,使泄漏涡增强。加入移动端壁后,卷入泄漏涡中的通道流减少,说明主流与泄漏流间的相互剪切作用减弱。间隙越大,这种剪切作用削弱的越多。

3 结 论

本文对 VT 叶栅进行全三维数值模拟,研究了两种叶尖间隙情况 ($\tau/C = 0.0083$ 和 $\tau/C = 0.0165$) 下,不同端壁相对运动条件(移动壁、静止壁)中泄漏流动的特点,分析了移动端壁对泄漏流的影响。得到主要结论如下:

1) 移动端壁会使叶栅通道中堵塞降低,泄漏涡的传播轨迹向远离吸力面,靠近端壁的方向偏移。同时增大间隙泄漏流量,使间隙泄漏流量最大点向前缘移动,泄漏涡更早产生并更快进入发展阶段。

2) 在泄漏涡的发展阶段,泄漏涡的发展机制可以用传统的剪切理论解释。而在泄漏涡产生段中,前缘附近靠近叶顶的泄漏流完全占据了泄漏涡的核心部分,并没有主流流体卷入,不符合传统的剪切理论。而用间隙中产生的涡量向泄漏涡中

输运则可以解释产生阶段泄漏涡的形成机制。在移动端壁情况中,涡量输运产生泄漏涡的机制更占主导。

3) 移动端壁会抑制叶顶分离涡。在小间隙情况中,抑制作用不明显。当间隙增大,移动端壁使尾缘附近的叶顶分离涡受到明显的抑制,对间隙中泄漏流的堵塞作用减弱。

4) 叶栅尖区主要有三类二次流动。其中,间隙二次流具有流入间隙的趋势,主流受到泄漏流的堵塞作用而形成堵塞二次流,近壁二次流的产生则与通道中的压力梯度有关。

参考文献:

[1] DENTON J D. Loss mechanisms in turbomachines[J]. Journal of Turbomachinery, 1993, 115(4): 621-656.

[2] DAY I J. Stall, surge, and 75 years of research[J]. Journal of Turbomachinery, 2016, 138(1): 1-9.

[3] INOUE M, KUROMARU M. Structure of tip clearance flow in an isolated axial compressor rotor[J]. Journal of Turbomachinery, 1989, 111(3): 250-256.

[4] STORER J A, CUMPSTY N A. Tip leakage flow in axial compressors[J]. Journal of Turbomachinery, 1991, 113(2): 252-259.

[5] KANG S, HIRSCH C. Experimental study on the three-dimensional flow within a compressor cascade with tip clearance; Part I velocity and pressure fields[J]. Journal of Turbomachinery, 1993, 115(3): 435-443.

[6] 于宏军, 刘宝杰, 刘火星, 等. 近失速状态下压气机转子叶尖旋涡流动研究[J]. 航空学报, 2004, 25(1): 9-15.

YU Hongjun, LIU Baojie, LIU Huoxing, et al. Investigation of tip vortex in compressor at near stall condition[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2004, 25(1): 9-15. (in Chinese)

[7] LIU Yangwei, YU Xianjun, LIU Baojie. Turbulence models assessment for large-scale tip vortices in an axial compressor rotor[J]. Journal of Propulsion and Power, 2008, 24(1): 15-25.

[8] KOCH C C. Stalling pressure rise capability of axial flow compressor stages[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1981, 103(4): 645-656.

[9] WISLER D C. Core compressor exit stage study; Volume 4 data and performance report for the best stage configuration[R]. NASA-CR-165357, 1981.

[10] BAGHDADI S. Modeling tip clearance effects in multi-stage axial compressors[J]. Journal of Turbomachinery, 1996, 118(4): 697-705.

[11] KANG S, HIRSCH C. Numerical simulation of three-dimensional viscous flow in a linear compressor cascade with tip clearance[J]. Journal of Turbomachinery, 1996, 118

(3): 492-502.

[12] 邓向阳, 张宏武, 陈乃兴, 等. 叶顶间隙大小和壁面相对运动对低速轴流压气机孤立转子性能的影响[J]. 工程热物理学报, 2004, 25(5): 773-775.

DENG Xiangyang, ZHANG Hongwu, CHEN Naixing, et al. The effect of tip clearance gap size and wall rotation on the performance of a low-speed axial compressor rotor[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2004, 25(5): 773-775. (in Chinese)

[13] 吴艳辉, 楚武利, 刘志伟. 移动壁对压气机叶栅间隙流动的影响[J]. 航空动力学报, 2006, 21(1): 112-118.

WU Yanhui, CHU Wuli, LIU Zhiwei. Influence of moving end-wall on tip clearance flow in an axial-flow compressor cascade[J]. Journal of Aerospace Power, 2006, 21(1): 112-118. (in Chinese)

[14] 韩少冰, 钟婉军, 严红明. 端壁相对运动对压气机叶栅间隙流场影响的数值模拟[J]. 动力工程学报, 2011, 31(4): 257-262.

HAN Saobing, ZHONG Jingjun, YAN Hongming. Influence of endwall relative movement on tip clearance flow in a compressor cascade[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2011, 31(4): 257-262. (in Chinese)

[15] MUTHANNA C. Flowfield downstream of a compressor cascade with tip leakage[D]. Virginia: Virginia Polytechnic Institute and State University, 1998.

[16] WANG Y. Tip leakage flow downstream of a compressor cascade with moving end wall[D]. Virginia: Virginia Polytechnic Institute and State University, 2000.

[17] HOU Jiexuan, LIU Yangwei, ZHONG Luyang, et al. Turbulence models assessment for tip leakage flow through a linear compressor cascade[C]//Proceedings of 2015 Asian-Pacific, Jeju Island, Korea; the Society for Aerospace System Engineering, 2015: 500-504.

[18] HUNT J C R. Eddies stream, and convergence zones in turbulent flows[R]. California: Center for Turbulence Research, 1988: 193-208.

[19] SAKULKAEW S. Effects of rotor tip clearance on an embedded compressor stage performance[D]. Massachusetts: Massachusetts Institute of Technology, 2012.

[20] LAKSHMINARAYANA B. Fluid dynamics and heat transfer of turbomachinery[M]. New York: Wiley, 1996.

[21] TALLMAN J, LAKSHMINARAYANA B. Numerical simulation of tip leakage flows in axial flow turbines, with emphasis on flow physics; Part I effect of tip clearance height[J]. Journal of Turbomachinery, 2001, 123(2): 314-323.

[22] TALLMAN J, LAKSHMINARAYANA B. Numerical simulation of tip leakage flows in axial flow turbines, with emphasis on flow physics; Part II effect of outer casing relative motion[J]. Journal of Turbomachinery, 2001, 123(2): 817-824.