

文章编号: 1000-8055(2006) 03-0448-07

向心涡轮内部流动数值模拟分析

冯涛^{1,2}, 周颖³, 邹正平^{1,2}, 李维³ 聿汀¹, 徐国强¹

(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重点实验室, 北京 100083;

2. 北京航空航天大学 航空发动机数值仿真研究中心, 北京 100083;

3. 中国航空动力机械研究所, 湖南 株洲 412002)

摘要: 利用三维数值模拟方法对向心涡轮内部流动进行数值模拟, 分析了岛型导叶的气动特点、通道中的二次流动和各个涡系的发展以及不同叶尖间隙对流动的影响。结果表明: 在一定范围内岛型导叶对气流角变化不敏感; 在靠近动叶进口处二次流动比较明显, 流动比较复杂, 而通道中各个涡系的演化发展都集中在靠近动叶吸力面一侧; 随着的罩壳半径的减小, 动叶叶尖处间隙流动逐渐增强; 适量的间隙流动有利于改善通道顶部区域流动。

关键词: 航空、航天推进系统; 向心涡轮; 数值模拟; 二次流动; 间隙流动

中图分类号: V 221

文献标识码: A

Numerical Simulation of the Flow Inside Radial Inflow Turbine

FENG Tao^{1,2} ZHOU Ying³, ZOU Zheng-ping^{1,2} LI Wei³,
DING Shui-ting¹, XU Guo-qiang¹

(1. National Key Laboratory on Aero-Engines, School of Jet Propulsion,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China;

2. Aeroengine Numerical Simulation Research Center,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China;

3. Chinese Aviation Powerplant Research Institute, Zhuzhou 412002, China)

Abstract: Three-dimensional numerical simulation of the flow inside a radial inflow turbine was presented. Preliminary analysis of the aerodynamic characteristics of the island shaped blade, secondary flow and development of vortex and impact of tip clearance were conducted. Results show that island shaped blade has little sensitivity to flow direction in certain range; secondary flow is evident near the inlet of the impeller and close to the suction surface of the passage; along with the reduction of shroud radius, tip clearance flow of the rotor becomes strong. Appropriate tip clearance flow can improve the flow in the tip region.

Key words: aerospace propulsion system; radial inflow turbine; numerical simulation; secondary flow; tip clearance flow

收稿日期: 2005- 08- 04; 修订日期: 2005- 11- 07

基金项目: 国防基础科研基金资助(K1204060722); 国防科技重点实验室基金资助(51459060104HK3802)

作者简介: 冯涛(1981-), 男, 湖北武汉人, 北京航空航天大学能源与动力工程学院硕士生, 主要从事流体机械的研究。

向心涡轮具有结构紧凑、制造工艺简单、造价低廉, 以及在流量较小的设计条件下仍可得到较高效率等优点^[1]。因此, 随着工程技术的迅速发展, 过去在一段时间内曾被人们忽视了的向心涡轮, 近年来使用的越来越多。

目前国内外对于向心涡轮的研究越来越多, Huntsman 和 Hodson^[2] 等人对向心涡轮转子叶轮在设计点与非设计点下边界层的发展状况做了大量的研究; Dambach^[3] 研究了向心涡轮叶尖间隙泄漏流动, 认为向心涡轮泄漏损失要小于轴流式涡轮; Khalil^[4] 研究了向心涡轮导叶内部摩擦损失和掺混损失的影响; Bhinder^[5] 给出一种简单的涡轮设计方法。在国内, 如温泉^[6] 计了厘米级微型航空发动机向心涡轮, 并对其进行了试验研究和数值模拟。苗福祥^[7] 研究了向心式和斜流式涡轮的气动设计方法。丰镇平, 沈祖达^[8, 9] 等人对向心涡轮转子叶片弯曲做了深入的研究。

向心涡轮和轴流涡轮相比, 由于流道的弯曲, 通道中各种二次流和涡系更为复杂。而在涡轮内部, 二次流动和涡旋运动是造成流动损失的主要原因之一。本文主要采用数值模拟手段对向心涡轮内部流动进行研究, 重点分析向心涡轮通道中二次流动与涡系的演化和发展, 为今后控制流动损失、设计高性能的向心涡轮提供依据。

1 研究对象和方法简介

本文研究的是带进口导向叶片和无分流叶片的向心涡轮。导叶相对栅距 0.87、导叶相对叶高 0.065、轮径比 0.294、比转速 0.073、叶尖间隙为 0.85% 出口叶高、设计膨胀比 3.3。

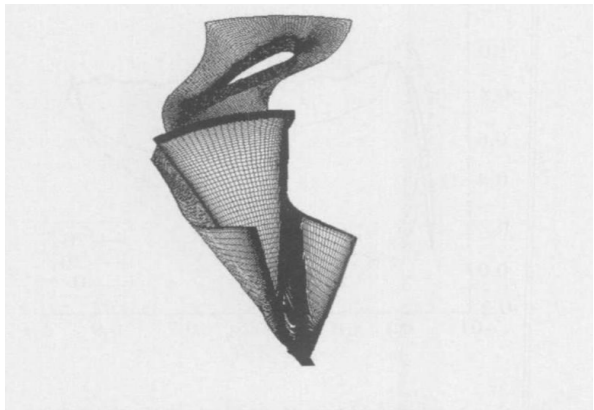


图 1 计算网格示意图
Fig. 1 The computational grid

CFD 计算软件采用 Numeca 商用软件。计算中求解三维定常的雷诺平均 N-S 方程。数值方法

采用时间追赶的有限体积法, 空间离散采用中心差分, 时间离散应用四阶龙格-库塔方法, 并采用多重网格技术加速收敛。湍流模型应用一方程 Spalart-Allmaras 模型。计算网格如图 1 所示, 导叶采用 O 型网格, 动叶采用 H 型网格, 网格总数为 819 637, 距叶片表面最近网格线的 Y^+ 控制在 10 以内。

2 计算结果分析

表 1 给出了实验与数值模拟结果的比较。可以看出计算值与设计值的差距基本都在 1% 左右, 说明了数值模拟结果是可信的。

表 1 实验与数值模拟结果比较
Table 1 Comparison of experimental and numerical results

	实验结果	数值模拟结果
流量/(kg/s)	1.048	1.042
进口总温/K	1 031.79	1 031.80
出口总温/K	791.75	792.61
进口总压/Pa	375 477.0	375 477.0
出口总压/Pa	113 858.9	113 898.4

2.1 导向叶片通道流动分析

导向叶片的作用是改变气流方向, 使气流加速, 将压力势能转化为动能, 推动涡轮转子向外做功。该导向叶片为岛型叶片, 特点是在一定来流方向范围内能保持较高的流通能力和较低的流动损失。图 2 分别给出了在不同进口气流角(与径向夹角)下涡轮的流量和总效率分布, 在 $0^{\circ} \sim 40^{\circ}$ 之间流量成下降趋势, 但变化幅度很小, 而 40° 以后流量随气流角的增大下降很快。在 $0^{\circ} \sim 50^{\circ}$ 之间涡轮效率保持在较高的水平, 在约 30° 左右时达到最大值, 而 50° 以后总效率下降很快。

图 3 给出了不同进口气流角下导叶叶栅的总压恢复系数分布。在小于 50° 时保持在较高的水平, 这和涡轮总效率分布对应。图 4 分别给出了 0° 和 20° (设计条件) 与 70° 时叶中截面马赫数等值线图。 0° 时气流在叶片压力面上滞止形成驻点, 然后气流分成两支, 一支沿压力面向下游流动, 另一支则先绕过叶片前缘然后再沿吸力面向下游流动。气流在通道内得到加速, 在出口处马赫数已超过 0.9。 20° 时流动图谱和 0° 时没有多少变化, 只是驻点位置向叶片前缘方向稍稍移动, 而时驻点已

而70°时驻点靠近叶片前缘点,气流离开驻点后在很短的距离上迅速加速并形成吸力峰,而后等熵马赫数在叶片压力面上减速,说明存在逆压梯度,这将促使边界层的发展。从图4可以看到,在70°时叶片压力面尾缘处的边界层厚度明显高于前两种情况。图5上还显示出,在0°和20°时吸力面前缘处的吸力峰要略强于70°时的,而0°和20°时压力面上不存在吸力峰。这是因为0°和20°时驻点形成在压力面上而并非前缘上,所以气流在压力面上从驻点处持续加速,吸力峰自然就消失了。而气流在到达吸力面前要绕过整个叶片前缘,气流在此过度膨胀,所以0°和20°时吸力面上的吸力峰强于70°时的。3种情况下吸力峰的强度均很弱,都没有导致分离。吸力峰的强弱主要由前缘与压力面和吸力面相接处的曲率变化大小决定,若相接处曲率变化大,则相应的吸力峰就大。从岛型导叶形状可以看出,前缘与压力面和吸力面相接处曲率变化平缓,这将大大有助于削弱吸力峰的强度^[10]。3种情况下均未发生分离,所以流动过程中的主要损失将来自叶片表面边界层内的摩擦损失。而70°时压力面上边界层的厚度增长较快,此时带来的流动损失将更大。这也解释了为什么进口气流角在50°以上时导叶叶栅总压恢复系数明显低于在50°以下时的情况。

2.2 设计条件下动叶通道流动分析

2.2.1 固壁表面流谱分析

图6~图10分别给出了设计条件下动叶进口构造角和相对气流角分布、叶轮轮毂和叶轮罩壳表面极限流线和动叶压力面与吸力面表面极限流线图谱。

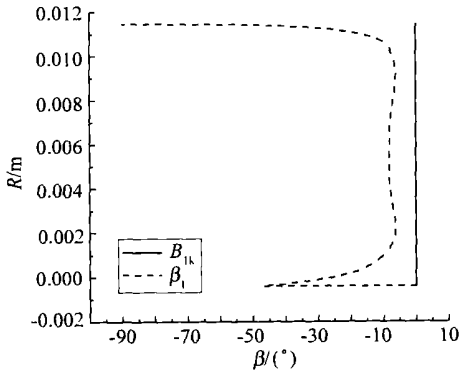


图6 动叶进口构造角和相对气流角分布
Fig.6 Structure angle and relative flow angle distributions of rotor inlet

从图6可以看出,动叶进口大部分处在左右的攻角状态下。图7显示出轮毂上面的极限流线图,在叶片前缘靠近吸力面存在一个鞍点。前方来流分成两支绕过鞍点分别进入左右两侧通道,反映了在轮毂表面叶片前缘处出现了马蹄涡结构。叶片前缘为钝头,气流在绕过鞍点后发生了分离,进入左侧的分支很快在吸力面上形成附着线,这是因为来流存在负攻角,分离流体在主流高能流体冲击下而再附。图9显示出从叶根开始到鞍点

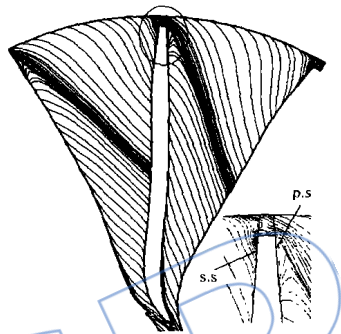


图7 叶轮轮毂表面极限流线
Fig.7 Limit-streamline of hub

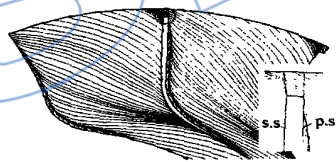


图8 叶轮罩壳表面极限流线
Fig.8 Limit-streamline of shroud

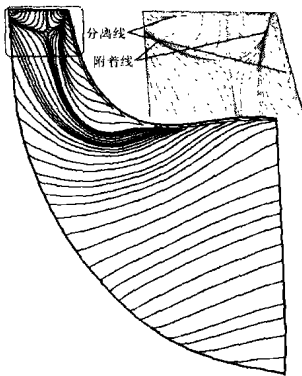


图9 动叶吸力面表面极限流线
Fig.9 Limit-streamline of rotor suction side

结束的一条附着线,在分离区域内发生了回流,主要因为马蹄涡后的低能流体不能抵抗离心场的作用而回流。图7显示进入右侧的分支同样发生了分离和回流现象,图10显示出马蹄涡和后面的分

离流体在下游压力面上形成附着点。

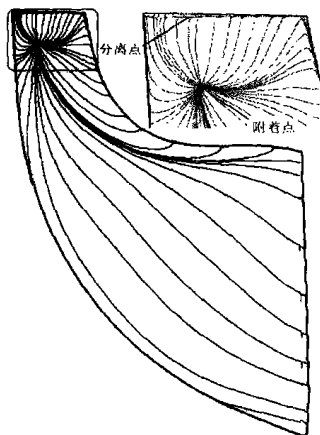


图 10 动叶压力面表面极限流线

Fig. 10 Limit-streamline of rotor pressure side

图 8 所示罩壳表面极限流线, 从其结构上看和轮毂面有很大不同。叶尖存在间隙, 在叶片前缘并未产生马蹄涡结构。在靠近压力面处出现了 1 条从叶片前缘延伸到尾缘的分离线, 图 9 所示在吸力面叶尖处存在分离线, 表明该处也存在分离流动。而相应附着线这是开始于叶尖前缘处, 结束至吸力面叶中鞍点处。此处的分离主要是由于叶尖处的刮削作用和从压力面到吸力面的间隙间隙流动共同形成的。

图 9 还表明, 在离心场的作用下气流在吸力面出口区域向叶尖方向流动, 这将大大减小气流抗分离能力, 如果出口区域存在大的逆压梯度, 可能导致分离发生, 从而影响涡轮转子的性能。

2. 2. 2 二次流动分析

图 11 给出了设计条件下动叶叶根、叶中和叶尖处的等熵马赫数分布。图 12 (a) ~ 图 12 (f) 给出

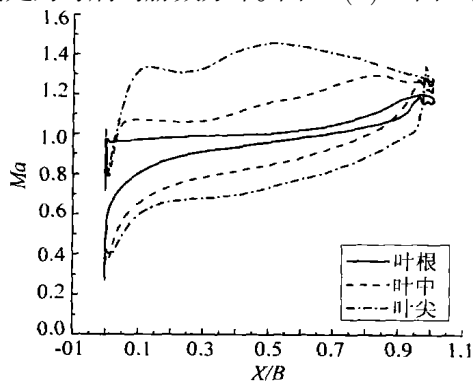


图 11 动叶等熵马赫数分布

Fig. 11 Isentropic Mach number of rotor

设计条件下叶轮通道内各 S3 截面流线图谱, 可以分析叶片通道内涡系的形成和发展。二次流动是普遍存在的现象, 二次流的速度却是人为定义的, 不同的定义反映出从不同方面描述现象的本质。本文采用了一种普遍的定义, 即对 S3 截面上的 3 个速度分量分别求平均, 二次流的速度为真实速度与平均速度的差值。

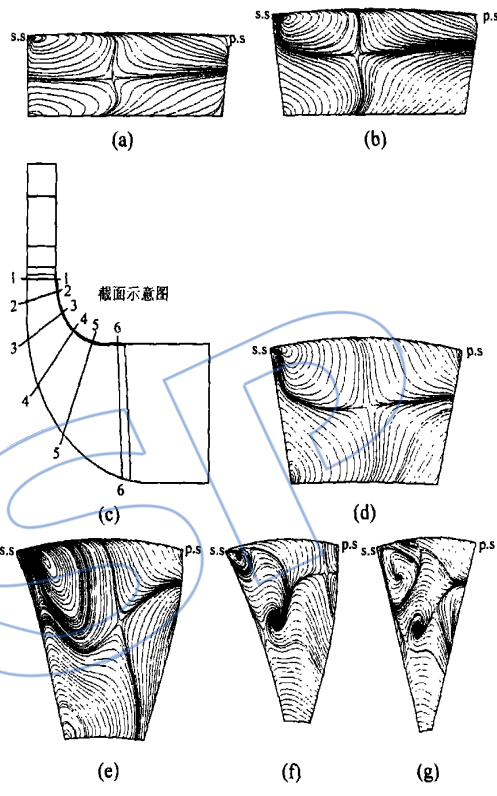


图 12 叶轮通道内各 S3 截面流线图谱

Fig. 12 Streamline at S3-section of rotor

图 12(a) 给出了气流进入叶片通道后的流动图谱。在靠近吸力面叶尖和叶根处出现了两个旋向相反的通道涡, 在压力面指向吸力面的压力梯度作用下占据了左边一半的通道。此时几乎观察不到间隙流动, 因为在靠近进口处叶轮罩壳半径大, 其相对叶片的速度大, 此时由罩壳粘性作用产生的刮削流动也大, 抑制了间隙流动。2- 2 截面 (图 12(b)) 的流动图谱和 1- 1 截面相比, 主要的变化在吸力面靠近叶尖间隙处, 由于半径减小, 刮削流动减弱, 间隙流动开始占据上风。从图 11 也可以看出在叶尖处, 叶片的负荷比较大, 这为间隙间隙流动提供了较大驱动力。可以看到由于间隙流的作用增强, 叶尖处的通道涡开始被挤向压力面。进入 3- 3 截面 (图 12(c)) 后间隙流动进一步加强, 由于间隙流动的方向与通道涡的方向相反,

此时叶尖通道涡的强度被削弱。在 4- 4 截面(图 12(d)) 处, 间隙流动已经发展成为间隙涡, 进一步挤压和削弱通道涡。此时通道内通道涡和间隙涡并存, 并且都处在稳定状态(如果流线方向指向涡核, 则该涡旋是稳定的, 反之则为不稳定的)。进入 5- 5 截面(图 12(e)) 后间隙涡明显增强, 而通道涡明显被削弱并从稳定状态转变到非稳定状态。在该截面处流道从径向逐渐过度到轴向, 通道涡在受到流道型面作用逐渐向轮毂移动。此时还可以发现叶根处的通道涡已经消失。从 6- 6 截面(图 12(f)) 看出间隙涡已经转变为非稳定状态, 在和周围的涡系进行掺混和融合的过程中逐步耗散。从图 11 可以看出叶尖的负荷在接近尾缘时逐渐减小, 间隙流动的驱动力逐渐减弱, 所以这里的间隙流动也较前面弱。由于间隙流和叶轮罩壳的刮削的共同作用, 在间隙涡与罩壳之间诱导出一个小的二次涡旋, 方向与间隙涡相反。

从各个截面的流动图谱还可以发现, 相对吸力面附近复杂的涡系结构, 压力面附近的流动情况要简单的多。图 11 可以看到压力面上的等熵马赫数都呈单调上升, 说明了压力面受顺压梯度, 而且压力面上压力较高, 抑制了各种涡系的产生和发展。

2. 3 设计条件下不同间隙对动叶通道中流动影响分析

原始设计中间隙高度是 0. 85% 出口叶高, 现在改变间隙高度(0. 34% 与 1. 7% 出口叶高), 保持原始边界条件不变, 进而分析不同间隙高度对通道中流动的影响。

图 13(a₁) ~ 图 13(f₁) 和图 13(a₂) ~ 图 13(f₂) 分别给出了与图 12 示意图中位置对应, 叶尖间隙为 0. 34% 出口叶高和 1. 7% 出口叶高时叶轮通道内各 S3 截面流线图。对比截面(a₁) 与截面(a₂) 的流线图, 可以发现流动图谱变差别很小, 叶尖处间隙流动也不明显。这和前面分析的一样, 是由于刮削作用抑制了间隙流动。对比截面(b₁) 与截面(b₂), $\tau=0.34\%$ 出口叶高时顶部间隙流动仍然不明显, 而 $\tau=1.7\%$ 出口叶高时可以观察到间隙流动开始挤压涡线, 尤其在压力面差别更加明显。此时间隙流动还是比较弱, 从整体比较来看间隙流动对通道内的二次流动影响不大。对比截面(c₁) 与截面(c₂), $\tau=0.34\%$ 出口叶高时间隙流动已经形成间隙涡, 但受到通道涡和压力梯度的制约, 被限制在叶尖很小角区内。从流线可看出顶部通道

涡并没有受到很大的影响。此时时间隙涡和通道涡旋向相反, 前者为非稳定状态, 后者为稳定状

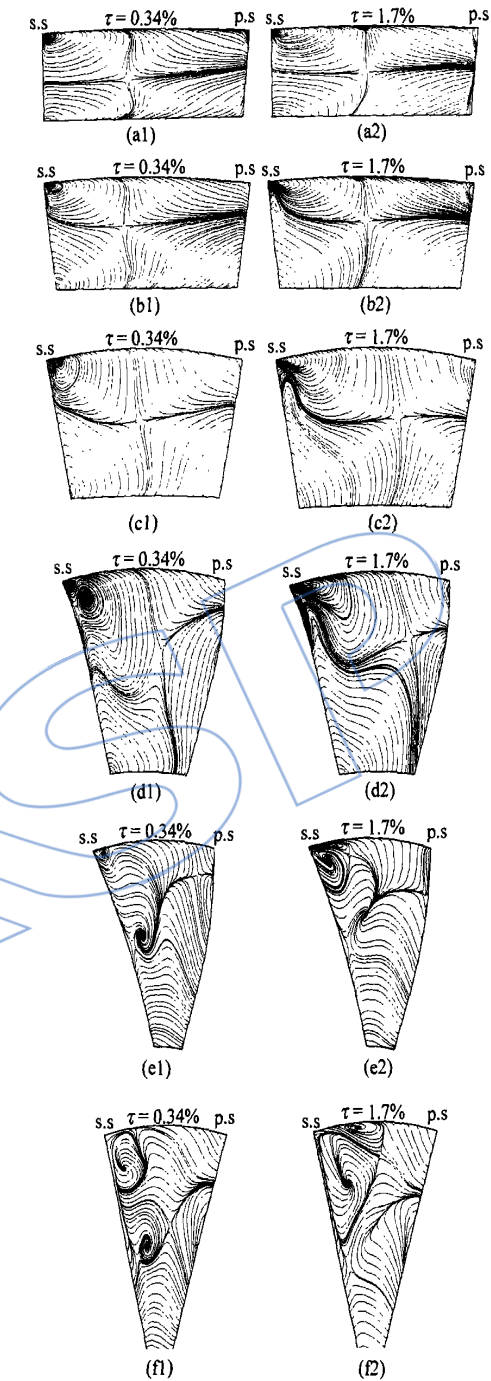


图 13 间隙为 0. 34% 出口叶高(a₁) ~ (f₁) 与 1. 7% 出口叶高(a₂) ~ (f₂) 时叶轮通道内各 S3 截面流线图

Fig. 13 Streamline at S3-section with clearance of 0. 34% (a₁) ~ (f₁) and 1. 7% (a₂) ~ (f₂) outlet blade height

态。而 $\tau=1.7\%$ 出口叶高时间隙流动加强, 虽然没有形成间隙涡, 但顶部通道涡明显被挤压和削弱。

对比截面(d_1)与截面(d_2), $\tau=0.34\%$ 出口叶高时间隙涡都得到加强, 并且将通道涡挤出了角区, 通道涡此时也转变为非稳定状态。 $\tau=1.7\%$ 出口叶高时间隙流动进一步挤压和削弱通道涡, 并迫使它向压力面方向移动, 但并没有形成间隙涡。对比截面(e_1)与截面(e_2), $\tau=0.34\%$ 出口叶高时通道涡在受到流道型面作用逐渐向轮毂移动, 而刮削作用抑制了间隙涡的发展。 $\tau=1.7\%$ 出口叶高时由于刮削和间隙流的共同作用在间隙涡上方出现了一个诱导涡, 方向和间隙涡相反, 而此时的通道涡蜕化成为一个螺点。对比截面(f_1)与截面(f_2), $\tau=0.34\%$ 出口叶高时间隙涡和通道涡继续相互耗散。而 $\tau=1.7\%$ 出口叶高时间隙涡核向远离角区方向移动并且范围增大, 上方的诱导涡在刮削和间隙流动的共同作用下得到发展, 两个涡一起占据了左上角近 $1/3$ 的通道面积。

间隙流动的方向与通道顶部通道涡的旋转方向相反, 两者相互削弱和抑制, 有利于控制通道内二次流动。通过上面的比较可以看出, $\tau=0.34\%$ 出口叶高时由于间隙流动较弱, 在出口截面上仍然存在一个通道涡; 而 $\tau=1.7\%$ 出口叶高时由于间隙流动过强, 虽然在出口截面上通道涡已经消失, 但间隙涡发展过大, 同时还诱发产生了一个诱导涡。以上两种情况都会给流动带来较高的流动损失, 使涡轮效率下降。

3 结 论

本文详细分析了一个向心涡轮在不同进气角度下导叶内部流动状况, 设计条件下动叶通道中的二次流动状况以及不同间隙对其流动的影响, 主要结论如下:

(1) 导叶采用岛型叶片, 可以在一定进气角范围($0^\circ \sim 50^\circ$)内保持较高的流通能力和较低的流动损失, 对气流角变化不敏感。

(2) 固壁表面极限流线表明, 在靠近动叶进口处二次流动比较明显, 流动比较复杂, 并在离心场作用下出现了回流现象。在靠近出口处, 吸力面上存在流向叶尖方向的二次流, 这将削弱此处流体抵抗逆压梯度、克服分离的能力。

(3) 动叶通道内 S_3 流面上的二次流线表明, 通道涡与间隙流动相互影响, 共同决定了通道内的二次流动情况。在压力面指向吸力面的压力梯度作用下, 各个涡系的演化发展都集中在靠近动叶吸力面一侧。

(4) 在靠近动叶前缘叶尖处刮削作用比较强, 在小间隙($\tau=0.34\%$ 出口叶高)和大间隙($\tau=1.7\%$ 出口叶高)情况下间隙流动都得到了很好的抑制。但沿流动方向随着罩壳半径的减小, 叶尖间隙流动开始逐渐增强, 在轴流部分时, 间隙流动已经明显强于刮削作用。

(5) 由于间隙流动方向与顶部通道涡的旋向相反, 适量的间隙流动可以在一定程度上起到削弱通道涡强度、改善通道顶部区域流动状况的作用。

参考文献:

- [1] 李燕生, 陆桂林. 向心透平和离心压气机[M]. 北京: 机械工业出版社, 1987.
- [2] Huntsman L, Hodson H P. Boundary Layer Development in a Radial Inflow Turbine at off-design Flow Conditions[R]. *ISABE* 95-7024, 1995.
- [3] Dambach R, Hodson H P. Tip Leakage Flow: A Comparison Between Small Axial and Radial[R]. *ImechE*, 2000.
- [4] Khalil I M, Tabakoff W, Hamed A. Losses in Radial Inflow Turbines[R]. *ASME Paper* 76-FE-9, 1976.
- [5] Bhinder F S. A Contribution to Designing a Radial Flow Gas Turbine Stage[R]. *ASME Paper* 90-GT-187, 1990.
- [6] 温泉. 厘米级微型航空发动机向心涡轮的气动设计与性能试验研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2004.
- [7] 苗福祥. 向心式和斜流式涡轮气动设计方法和设计研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2003.
- [8] Feng Zhenping, Shen Zuda. Numerical Analysis and Performance study for Radial-Flow Turbine with Impellers of Forward and Backward-Curved Profiles[J]. *Neiranji Gongcheng*, 1997, 18(3): 12~17.
- [9] Feng Zhenping, Shen Zuda. Characteristic Analysis for Radial Inflow Turbine Impeller with Different Inlet Profiles[J]. *Vehicle Engine*, 1995, (2): 16~21.
- [10] 陆宏志. 叶轮机叶片前缘流动和前缘形状优化[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2003.