

文章编号:1000-8055(2011)01-0099-09

一种减小涡轮叶尖泄漏流的方法

曹传军, 黄国平, 夏 晨

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016)

摘 要: 提出了一种叶尖逆向涡流发生器减小叶尖泄漏流的方法, 利用压力面和叶顶面的压力差, 将气流从压力面引入, 从叶顶面逆着叶尖泄漏流方向高速射出减小叶尖泄漏流. 对某典型毫米尺度涡轮叶栅进行了有/无逆向涡流发生器流场的数值对比分析, 分析了不同进口条件下逆向涡流发生器对叶尖泄漏流和周向载荷的影响. 结果发现: 在典型进口条件下, 逆向涡流发生器使得叶尖间隙泄漏流量降低了 3.3%, 周向载荷升高了 6.2%; 进口马赫数越小, 涡流器对泄漏流量的减小效果越好; 而进口马赫数越大, 涡流器对叶片周向载荷的提高越明显. 进口马赫数增大, 该方法对涡轮效率的提高越大.

关 键 词: 泄漏流; 叶尖间隙; 涡轮; 逆向涡流发生器; 周向载荷; 涡轮效率

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

Method for reducing tip clearance leakage of turbine

CAO Chuan-jun, HUANG Guo-ping, XIA Chen

(College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: A kind of method for reducing tip clearance leakage of turbine was presented using backward vortex generators (BVGs) in this paper. In order to reduce tip leakage flow, the gas is guided to flow into BVGs from pressure side of blade and flow out of blade tip with high speed in the inverse-direction of leakage flow, based on the pressure difference between pressure surface and blade tip. Numerical simulations of typical turbine cascade in millimeter scale with/without BVGs were performed and the influences of BVGs on mass of leakage flow and circumferential load were analyzed. The results show that mass of leakage flow decreases by 3.3% and circumferential load increases by 6.2% in typical entrance condition. Moreover, the smaller entrance Mach number means the better effect of reducing mass of leakage flow; the larger entrance Mach number means more obvious improvement of circumferential load. When entrance Mach number increases, the improvement of turbine efficiency grows.

Key words: leakage flow; tip clearance; turbine; backward vortex generator; circumferential load; turbine efficiency

航空发动机涡轮部件工作时温度变化和离心力产生的形变、轴承的游离、气动载荷、加工和装配工艺等因素的影响, 需要在转静子之间预留足够的叶尖间隙, 以免正常工作时转静子相互摩擦.

但叶尖间隙的存在增加了叶轮的损失, 降低叶轮效率, 造成了发动机性能的下降. 对常规尺度发动机的研究表明^[1]: 叶尖间隙泄漏产生的损失占涡轮级损失的 1/3; 涡轮叶尖间隙增加 1%, 效率降

收稿日期: 2009-12-01; 修订日期: 2010-05-30

基金项目: 国家自然科学基金(50576034)

作者简介: 曹传军(1982—), 男, 江苏南通人, 博士生, 主要从事微型发动机、微尺度流体力学研究.

低1.5%,而耗油率升高3%。

微型涡轮发动机(MTE)具有质量小、功率大、能量密度高的优点,近年来得到了国内外动力/能源研究领域人员的高度重视,被广泛应用在军/民用领域。作为主要部件的微涡轮(特征尺度在厘米甚至毫米级),对其性能的影响至关重要。目前的设计水平,微涡轮的效率明显低于常规尺度涡轮^[2](微涡轮效率约80%,常规尺度涡轮效率88%~91%),且尺寸越微小效率越低,分析其原因叶尖间隙泄漏损失是影响微涡轮效率提高的一个重要因素。由于尺寸缩小后加工和装配因素的影响,微型发动机实际工作时微涡轮叶尖间隙与叶高之比甚至达到10%,远大于常规尺度涡轮间隙比(1%~2%),所以叶尖间隙泄漏对微涡轮的影响显著地大于常规尺度涡轮,研究叶尖泄漏流对微涡轮性能的影响以及发展有效地减小微涡轮叶尖泄漏流的技术成为提高微型发动机性能必须解决的一个关键问题。

目前先进的常规尺度航空发动机采用主动间隙控制叶尖泄漏流^[3],通过从压气机引气对工作在不同状态下的涡轮叶片或机匣进行加热或冷却,直接控制涡轮叶片和机匣间隙大小。这种方法应用在特征尺度为厘米级的微型发动机上存在不少难点,如控制规律复杂、引气气路设计困难、结构加重、热惯性问题、换热效率不高。Rao等^[4]通过旁路引气,从叶顶面向压力面射流的方式减小叶尖泄漏流, Van Ness等^[5]在叶顶埋设离子激励器,将叶顶附近气流电离产生与泄漏流相反的流动阻碍叶尖泄漏流,旁路引气射流和离子器方法在具体应用到微型发动机时也有着不足的地方,旁路引气增加了引气管路的铺设,结构设计复杂,可靠性低;离子激励器方法需要配置强大的电源,目前只是一种方法上的研究,实际工程应用难度很大。被动控制通过对叶尖或机匣表面进行处理,形成一定形状的篦齿、叶尖小翼或凹腔结构减小泄漏流量^[1,6-11]。这类方法应用在微小叶轮上时存在不小的难度,在微小叶片表明加工形状复杂的篦齿类结构比较困难,而且这类复杂、精细的结构在涡轮工作环境中结构容易有损伤。Markus等^[12]通过开孔将前缘滞止气流引入到叶顶面阻碍叶尖泄漏从而减小叶尖泄漏流量有效降低泄漏损失。从前缘引气时引气孔深径比大,这种方法应用在微叶轮领域时,大深径比的小孔很难加工,且不易设计成多组小孔的形式以提高阻碍叶尖泄漏的能力。Auxier^[13]在压力面和叶顶面之间设计C

型圆弧孔槽结构引气喷射抑制泄漏流,但是在叶片顶部加工圆弧C型孔槽难度极大,此方法未见细致研究的结果。

本文提出了一种适用于微型涡轮叶尖泄漏流的减小方法——逆向涡流发生器(BVGs)减小叶尖泄漏(已申请发明专利,申请号:200910232890.8),通过从压力面引气在叶顶面形成高速射流射向泄漏流减小叶尖泄漏,无需增加引气气路,结构简单、工程应用方便且泄漏流减小效果明显。

1 设计思路及设计关键点

涡轮叶尖压力面侧和吸力面侧存在较大的压差,叶尖压力面侧气流在压差的驱动下向吸力面流动形成泄漏流(图1)并与通道内横向流相互作用,在叶片通道内形成泄漏涡,泄漏涡在向下游发展的过程中旋涡强度和尺度逐渐增大,堵塞流道且造成能量损失,降低气流做功能力和叶轮效率。泄漏流造成的损失与泄漏流量有关,泄漏流量越多,泄漏形成的涡强度和尺度越大,泄漏流造成的损失越大,因此通过某种方法将叶尖泄漏流阻碍在叶尖压力面侧,减小其向吸力面的泄漏流量,使得更多的流体通过叶轮膨胀做功可以有效地降低叶尖泄漏流对叶轮性能造成的不利影响。

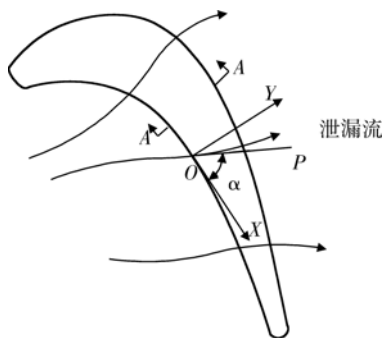


图1 泄漏流方向、涡流器孔中心线所在面位置图

Fig.1 Direction of leakage flow and holes centerlines position of vortex generators

本文开头提到通过主动间隙控制和额外引气喷射等方法减小泄漏流在微型叶轮上应用存在难点和不足,因此考虑从叶轮通道内直接引气喷射减小泄漏流。由于靠近压力面气流速度低而压力高,且泄漏流流经叶尖时速度增大,压力降低,所以压力面近叶尖处与叶顶面存在较大的压力差,压力差形成的力可以作为逆向涡流发生器气流的驱动力。逆向涡流发生器减小叶尖泄漏方法即在此压差力的驱动下将压力面的气流引到叶顶面,

以一定的角度逆着泄漏流动方向高速射出,形成旋流从而有效减小叶尖气流泄漏(图2).为了增加逆向涡流发生器流量及提高涡流器减小泄漏流的效果,逆向涡流发生器设计中需要重点考虑几个关键因素,包括涡流器入流和出流孔中心线所在面的位置,出流角度以及入流孔径和出流孔径关系.

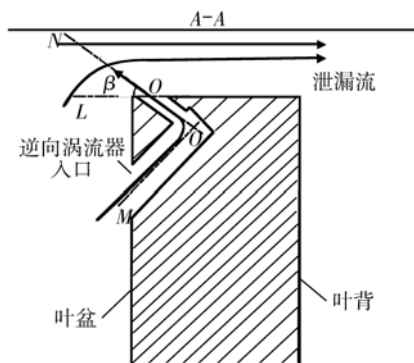


图2 涡流发生器出流角度图

Fig. 2 Outflow angle of vortex generators

1) 涡流发生器入流和出流孔中心线所在面位置参数 α 参照图1,在叶顶平面内建立坐标, O 点为泄漏流线与叶盆曲线的交点,其中 OX 代表叶盆曲线 O 点的切线方向, OY 代表叶盆曲线 O 点的外法线方向, OP 代表泄漏流在 O 点的切线方向,即泄漏流在 O 点的速度方向, α 为 OP 与 OX 方向的夹角.为了最大限度减小叶尖泄漏流,设计逆向涡流发生器入流和出流孔中心线所在面垂直于叶顶平面,并且其所在面在叶顶平面投影沿着泄漏流速度方向,即 OP 方向.在不同叶尖间隙和来流状态时,泄漏流方向并不相同,对于本文研究的内容,叶尖间隙与叶高比为 10%,进口马赫数为 0.2~0.3,数值实验表明: α 处在 $60^\circ \sim 80^\circ$ 之间.对于不同情况,选取不同的 α ,可以提高逆向涡流器的减小效果.

2) 涡流发生器出流角 β 参照图2, OM 和 ON 分别为涡流发生器入流和出流孔中心线, β 是出流角,定义为出流方向与叶顶面的夹角.尽量减小 β 有助于增大涡流发生器的减小效果,但过分减小夹角 β 会使得涡流发生器内流动转折角增大,流动损失增大且流量减小,影响减小效果,从数值实验的结果来看, β 在 $30^\circ \sim 45^\circ$ 之间效果较好.

3) 涡流发生器入流和出流孔径.参照图2,涡流发生器入流和出流孔径并不一致,较大的入流孔径可以增大涡流发生器流量,较小的出流孔径

可以增大涡流发生器出流速度,提高涡流发生器减小泄漏流的能力.以 10% 叶尖间隙情况为例,涡流器入流孔径与出流孔径比为 2,当叶片进口为低亚声速时,涡流器出口中心流场已经达到高亚声速,因此设计涡流器入流与出流孔径比 2 以上,可以使得涡流器出口具有较大速度.

对于无冷却、进口总温不高的涡轮来说,逆向涡流器减小叶尖泄漏流方法直接从叶轮通道内引气,在叶顶面逆着泄漏流方向高速射出形成逆向旋流,阻碍叶尖气流向叶背侧的泄漏.通过减小叶尖泄漏流量,降低泄漏流与主流掺混的强度,降低损失;并使更多的流体通过叶轮做功,增加叶轮做功能力,提高涡轮效率.对于有冷却涡轮,可以引冷却气流从叶顶面逆着泄漏流方向射出,获得叶尖泄漏流的改善效果.此方法省去了额外引气气路的设计和布局,节省了空间、减轻了质量,且结构简单,工程应用方便.

2 典型涡轮叶栅的逆向涡流发生器设计及计算网格生成

本文以毫米级平面叶栅为研究对象,在叶尖处布置了逆向涡流发生器并数值模拟了涡流器对毫米级叶栅叶尖泄漏流的减小效果.叶型选择某典型涡轮转子叶型^[14],国际上对该叶型常规尺度叶栅进行了大量的实验研究^[14-17],拥有丰富的实验数据.本文将此叶型缩比到毫米尺度,考虑将来的实验设计要求和实验条件限制,缩比后叶片弦长 9.11 mm,叶片轴向弦长 7.44 mm,栅距 7.11 mm,叶栅通道高度 7.36 mm,叶片高 6.69 mm,叶尖间隙与叶高比为 10%,进口气流角 44.7° .

叶片叶尖处共布置了 23 个逆向涡流发生器(如图3),靠近叶片前缘和后缘的地方各布置了三个涡流器,叶片中段的涡流器布置较为密集,共布置了 17 个,数值模拟的结果表明叶片中段处泄漏流速度较大,密集布置对减小泄漏流效果更好.逆向涡流发生器的入流孔布置在压力面距叶片底端 93% 叶片高度的地方,每个逆向涡流发生器的孔中心线位置参数 α 值统一为 70° ,出流角 β 为 35° ,入流方向与出流方向间的夹角为 80° ,入流与出流孔径比为 2,入流孔径 0.2 mm,出流孔径 0.1 mm.设计的涡流器在实际应用时,加工制造简易方便,入流和出流孔为直孔,可以通过微细电火花加工,此技术已经发展相当成熟,可以加工高质量的直径范围在 $10 \mu\text{m}$ 级的小孔.本文在微涡轮叶片的典型工作条件下(转速 12 r/min,叶尖速度

450 m/s, 工作温度 1100 K), 对带有逆向涡流发生器的叶片进行了应力分析, 材料选用高温合金 K418. 在典型工作条件下, 叶尖逆向涡流器处最大应力 98.3 MPa, 远小于材料的屈服应力值 730 MPa, 应用逆向涡流器减小叶尖泄漏对叶片的强度不造成影响.

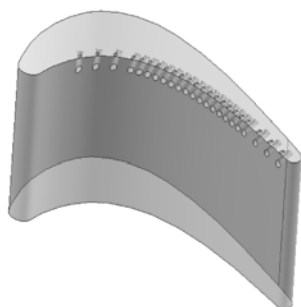


图 3 带涡流器叶片造型透视图
Fig. 3 Perspective contouring of blade with vortex generators

网格为非结构网格, 由 ICEM 软件划分, 采用周期边界因此只对一个叶栅通道进行了网格划分和数值模拟. 无涡流器时叶栅通道共划分约 33 万网格单元, 带涡流器时共划分约 57 万网格单元, 带涡流器叶片网格划分如图 4, 图中 Y 方向沿额线方向, X 方向为轴向, 垂直于额线, Z 方向沿叶片高度方向. 数值模拟采用 Fluent 软件耦合隐式求解, 湍流模型为 Realizable $\kappa\epsilon$ 两方程模型, 该模型针对旋转射流的计算得到了很好的验证^[18]. 本文模拟的静止叶栅, 来流给定总温 300 K、总压 156300 Pa 的理想气体. 数值模拟了 10% 叶尖间隙(叶尖间隙与叶高比为 10%)时三种不同进口马赫数(0.215, 0.276 和 0.293)条件下无涡流器和带涡流器时叶栅流场, 并对进口马赫数

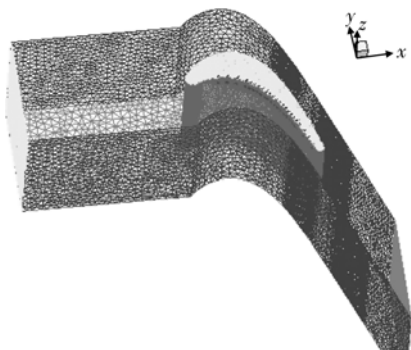


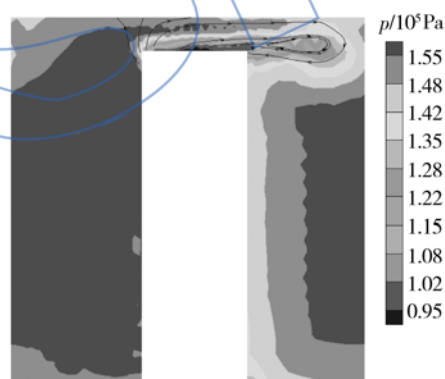
图 4 带涡流器叶栅控制面网格划分(无顶壁)
Fig. 4 Grid distribution of blade cascade with vortex generator (no tip wall)

0.276 时, 有/无涡流器时流场结构进行了详细对比分析. 在相同的进口马赫数(即进口流量相同)条件下比较有/无逆向涡流器叶栅性能, 通过调整出口背压保证两种情况下进口马赫数一致.

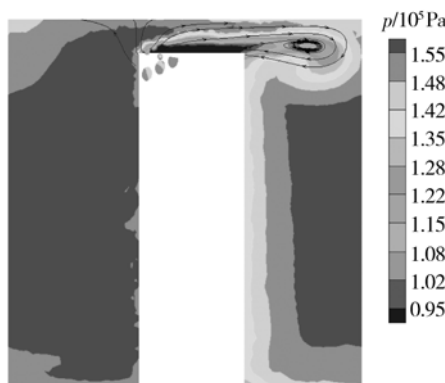
3 数值模拟结果及分析

3.1 轴向截面流线、参数分布

图 5、图 6、图 7 分别为 80% 轴向弦长处(以前缘额线处为轴向弦长起始处)截面流线、总压、马赫数、静压分布图. 进口马赫数 0.276, 进口流量 6.205 g/s, 气流流过叶尖间隙时, 在靠近叶尖表面形成一个高压损失、低压力区域, 对应图 5(a)中靠近叶尖处一半间隙区域. 泄漏流与通道横向流相互作用形成泄漏涡, 如图 5(a)中流线所示. 逆向涡流发生器产生的射流与叶尖泄漏流强烈的相互作用, 在靠近叶尖面的 1/2 间隙内产生比无涡流器时损失更高的区域(图 5(b)), 因此流出叶背侧时与通道主流作用产生的泄漏涡中心的总压稍低, 但泄漏涡影响区域变小, 即泄漏涡尺寸



(a) 无涡流器



(b) 带涡流器

图 5 80% 轴向弦长截面处流线、总压分布
Fig. 5 Streamlines and total pressure distribution of cross-section at 80% axial chord

减小. 涡流器对靠近顶壁的 $1/2$ 间隙内流动影响较小. 对有/无逆向涡流器时 80% 轴向弦长截面处平均总压恢复系数 (80% 轴向弦长截面平均总压与进口平均总压的比值) 进行了计算, 无涡流器时该截面平均总压恢复系数 0.973 , 有涡流器时平均总压恢复系数 0.972 , 涡流器对平均总压恢复系数影响很小.

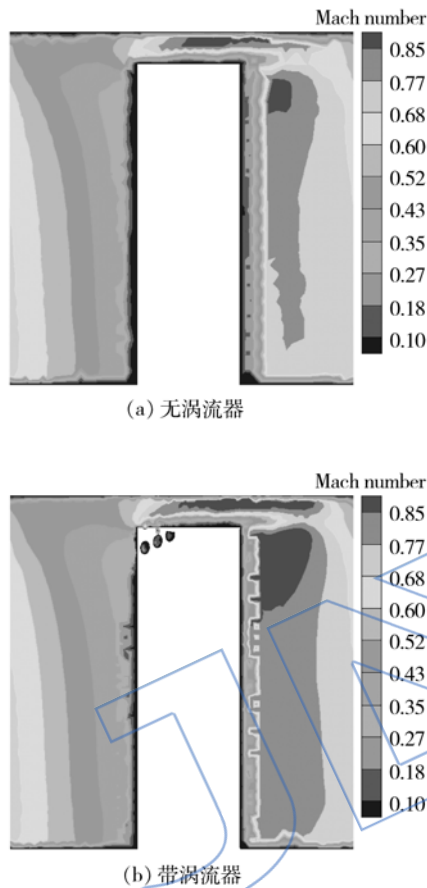


图6 80% 轴向弦长截面处马赫数分布

Fig. 6 Mach number distribution of cross-section at 80% axial chord

从图6马赫数分布图可以看出, 涡流器射流与泄漏流相互作用使得靠近叶顶面的间隙内形成低速泄漏流体. 涡流器射流之所以可以有效地减少泄漏流量, 原因就是涡流器射流与泄漏流相互作用、掺混使得靠近叶顶面的近半间隙内速度显著减小从而泄漏流量减小. 涡流器射流对泄漏流进口的阻碍作用也使得泄漏流流通截面减小, 在靠近顶壁的间隙内流量基本保持不变时使得靠近顶壁间隙内泄漏流速度增大, 比较图6(a)、图6(b)靠近顶壁处的马赫数分布即可看出. 无论有/无涡流器时, 吸力面靠近叶尖处速度总是大于吸力面其他部分的速度, 这是由于叶尖气流泄漏到吸力面侧时使得通道内局部流量增大, 加大了通

道内流管收缩程度, 从而马赫数或者速度增大. 带涡流器时吸力面侧通道内平均马赫数高于不带涡流器时 (约 3%), 分析有两个重要原因: ① 涡流器减少了叶尖泄漏流量, 减少的泄漏流量占进口总流量的 0.84% , 遵循质量守恒原理, 通道主流流量增大, 在总压和流通截面基本不变时, 根据流量和马赫数的关系, 通道内平均马赫数增大约 $1.5\% \sim 2\%$; ② 无逆向涡流器时泄漏涡影响区域较大, 通道内气流由于泄漏涡的卷吸和挤压而偏向叶盆侧流动, 与带涡流器时比较, 气流落后角增大 $0.5^\circ \sim 1^\circ$, 通道上半部分泄漏涡影响较大的地方, 落后角甚至增大 $3^\circ \sim 4^\circ$, 这使得主流通道内有效流通面积相应增加 0.5% , 从而马赫数约有 1% 的变化. 由于带涡流器比不带涡流器时通道平均马赫数增大, 使得气流流过吸力面侧时总压损失增大, 总压值减小 (图5(b)), 总压减小和平均马赫数增大, 又使得带涡流器时吸力面侧气流静压减小 (图7(b)).

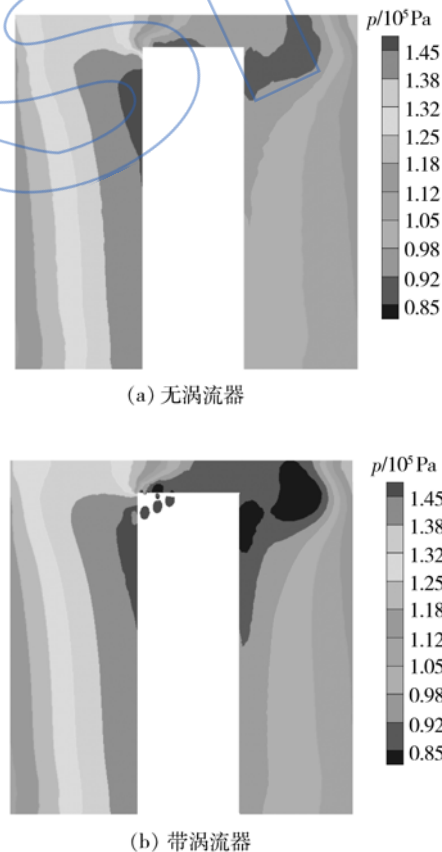


图7 80% 轴向弦长截面处静压分布

Fig. 7 Pressure distribution of cross-section at 80% axial chord

比较静压分布图图7(a)、图7(b), 有/无涡流器时靠近压力面的半通道内压力没有明显变化,

只是由于气流流入涡流器在入流孔处压力减小,带涡流器时靠近叶顶吸力面通道内两个低压区压力明显减小,这是由于涡流器射流与泄漏流相互作用、掺混后在靠近叶顶面的近一半间隙内形成低压流体,且低压流体的压力值明显低于不带涡流器时. 低压流体一部分被靠近顶壁的高速泄漏流携卷并与通道内横向流相互作用形成泄漏涡(图7(b)靠近叶顶主通道内的低压区域),由于携卷了低压流体,所以带涡流器时泄漏涡中心压力低于不带涡流器时;另一部分紧靠叶顶面的低压流体直接泄漏到叶尖紧挨吸力面侧的地方形成低压区(图7(b)中紧挨吸力面侧的低压区域).

3.2 叶尖间隙内 S_1 流面流线、马赫数分布

图8是进口马赫数为0.276时,叶尖间隙内 S_1 流面马赫数分布,为了便于分析和比较,每个 S_1 流面都给出了一个完整叶栅通道,其中图8(a),(b)是距叶顶面70%间隙高度处马赫数和流线图,图8(c),(d)是距叶顶面40%间隙高度处马赫数和流线图,图8(e)、图8(f)是距叶顶面10%间隙高度处马赫数和流线图. 比较图8(a)、图8(c)、图8(e),距叶顶面70%间隙高度处泄漏流速度显著高于距叶顶面40%和10%间隙处,究其原因,泄漏流流过叶尖间隙时,叶顶壁面对靠近叶顶

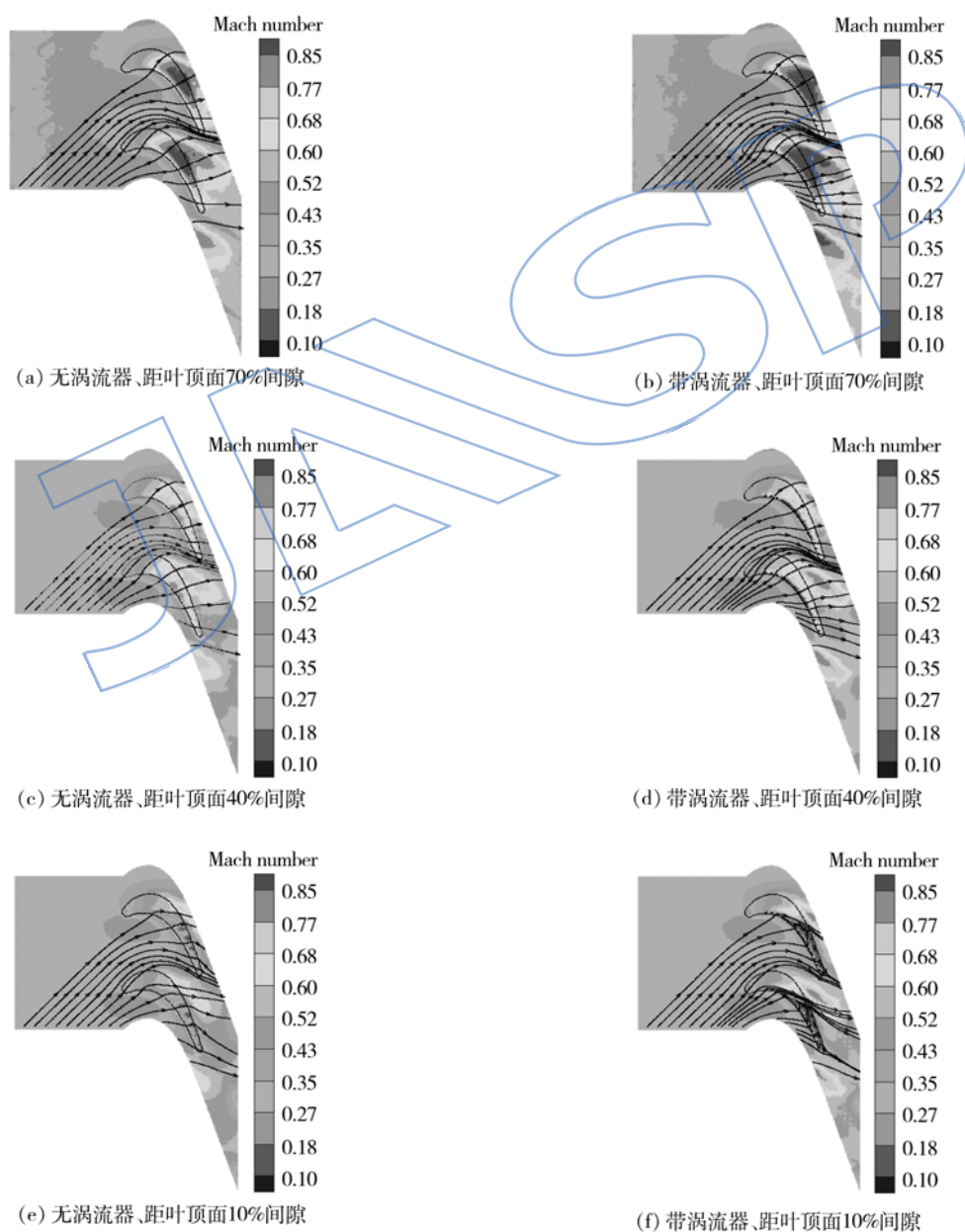


图8 S_1 流面马赫数、流线图

Fig. 8 Mach number and streamlines distribution of S_1 surface

面的间隙内流动影响较大,因此距叶顶面 40% 和 10% 间隙处泄漏流速度较 70% 间隙处要明显减小. 比较 70% 和 10% 间隙处流线图可以看出,由于受叶顶面影响较小,距叶顶面 70% 间隙处流线几乎是垂直于中弧线向叶背侧流动,泄漏流速较大,在进入通道主流区域时流动方向几乎也是垂直于叶背弧线;距叶尖面 10% 间隙处受叶顶面影响大而流速较小,流线与中弧线成一定的夹角(顺着中弧线方向的趋势)流向叶背侧,进入通道主流区域时泄漏流动方向受主流方向影响,顺着主流方向流动. 对比分析各间隙面处有/无涡流器马赫数分布图,逆向涡流发生器对距叶顶面 70% 间隙高度处流动影响较弱,流线方向基本没有变化;而对叶尖间隙内靠近叶顶面的泄漏流动影响较大(图 8(f)),涡流器产生的射流使得进入叶尖间隙的泄漏流方向发生较大偏转,并使得泄漏到叶背侧的流体速度降低,对通道主流影响减弱,与通道主流相互作用时容易被通道主流携带着顺着主流方向流动. 与不带涡流器相比,带涡流器叶片气流泄漏到通道内时速度增大,分析其原因(见 3.1 节分析结果),涡流器射流作用使得叶尖间隙上半部分泄漏流流通截面减小、速度升高,泄漏到叶背侧时使得通道内速度增大.

3.3 叶顶和叶背面压力分布

图 9 为进口马赫数 0.276,叶尖有/无逆向涡流发生器时叶顶和叶背压力分布图. 带逆向涡流器时,涡流器产生的逆向射流与泄漏流相互作用、掺混,气流从叶顶面向叶背侧流动时在靠近叶尖区域内形成低压流体(图 9(b)). 低压流体的一部分泄漏到叶背侧时,使得叶背表面靠近叶尖处形成较大的低压区. 逆向涡流器对泄漏流的减小使得通道内平均马赫数增大、压力减小(3.1 节分析结果),图 9(b)带逆向涡流器叶片叶背侧压力小于图 9(a)无逆向涡流器时叶背压力. 带涡流器叶片叶盆侧压力变化不大而叶背侧压力显著减小(见表 1),这是叶片周向载荷明显提升的主要原因.

3.4 涡流器对叶尖泄漏流量和叶片周向载荷的影响

表 1 为进口马赫数 0.276,涡流器对泄漏流量和周向载荷影响. 表中泄漏流量是指从叶背侧泄漏到主流中的总流量,在网格划分时将叶背面向顶壁处延长,在叶尖间隙内生成一个内部面,通过此表面的流量即为叶尖泄漏流量. 同样将叶盆面向顶壁处延长也得到一个内部面,再加上叶背

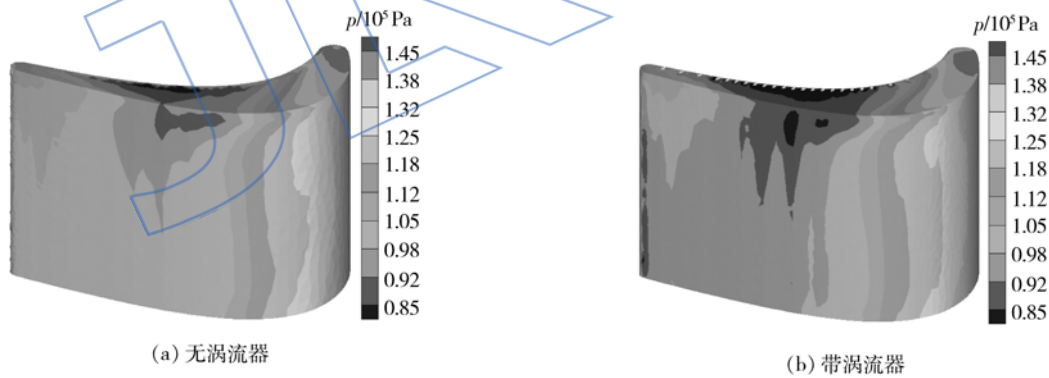


图 9 叶顶、叶背压力分布

Fig. 9 Pressure distribution of blade tip surface and suction surface

表 1 进口马赫数 0.276,逆向涡流器对泄漏流量和周向载荷的影响

Table 1 Influence of BVGs in leakage flow quantity and circumferential load with inlet Mach number 0.276

	泄漏流量/ (g/s)	涡流器流量/ (g/s)	叶盆面 周向载荷/N	叶背面 周向载荷/N	整个叶片 周向载荷/N
无涡流器	1.592		7.174	-5.730	1.444
有涡流器	1.540	0.047 5	7.178	-5.645	1.533

侧内部面、叶顶面和顶壁组成一个控制体,涡流器流量即为通过控制体的净流量.周向载荷的含义为气流作用在表面上压力和黏性力在切线方向上的分量,以叶盆所受周向载荷方向为正方向,由于黏性力很小,对周向载荷起主要作用的是表面压力.流量和周向载荷由数值模拟软件根据模拟的结果直接积分得到.逆向涡流发生器使得叶尖间隙泄漏流量从 1.592 g/s 降低到 1.540 g/s,降低了 3.3%,泄漏流量减小使得周向载荷升高,从 1.444 N 升高到 1.533 N,升高了 6.2%,泄漏流量的减少和周向载荷的升高可以有效增加做功能力.

图 10、图 11 为进口马赫数分别是 0.215, 0.276 和 0.293 时,涡流器对泄漏流和周向载荷的影响.随着进口马赫数的增大,泄漏流量也相应提高.进口马赫数越小,逆向涡流器对泄漏流量的影响越大, $Ma_1=0.215$ 时,涡流器减小了 3.4% 叶尖泄漏流量;与此相反,进口马赫数越大,涡流

器对叶片周向载荷的提高越明显, $Ma_1=0.293$ 时,带涡流器叶片周向载荷提高 7.4%.

3.5 涡流器对叶栅折合效率的影响

本文研究的叶栅是模拟涡轮转子的经典叶栅,该叶栅设计点的速度比系数 $C_x/U=0.78^{[19]}$, C_x 为轴向速度, U 为转速.根据数值模拟的结果和流量系数计算了有/无涡流器时叶栅设计点的折合效率.涡轮基元级滞止等熵效率定义为

$$\eta^* = \frac{L_u}{L_{ad}^*} = \frac{U \Delta C_u}{c_p T_1^* \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2^*} \right)^{-\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}$$

其中轮缘功 $L_u = U \frac{F}{m}$, U 为转速, ΔC_u 为进出口

周向速度差, F 为周向载荷, m 为质量流量.以平面叶栅数值模拟的速度作为相对坐标系气流速度,由涡轮转子基元级速度三角形知,进口相对轴向速度 W_{1x} 等于绝对轴向速度 C_{1x} ,再由设计点速度比系数即可算出转速 U .由相对坐标系下的速度值和转速 U ,可以得到绝对坐标系下速度值,最后由绝对坐标系下速度值结合相对坐标系下静参数值(静压、静温)得到绝对坐标系下滞止参数(总压、总温),将滞止参数、转速、周向载荷和质量流量等代入到效率公式,即可得到折合效率.

图 12 为进口马赫数分别是 0.215, 0.276 和 0.293 时,涡流器对折合效率的影响.涡流器减小了叶尖泄漏流量,提高叶片载荷和做功能力,从而有效提高涡轮效率.随着进口马赫数增大,涡流器对折合效率的提高越大.进口马赫数 0.293 时,有涡流器时折合转子效率提高最多,与无涡流器时相比提高了约 1.2%.

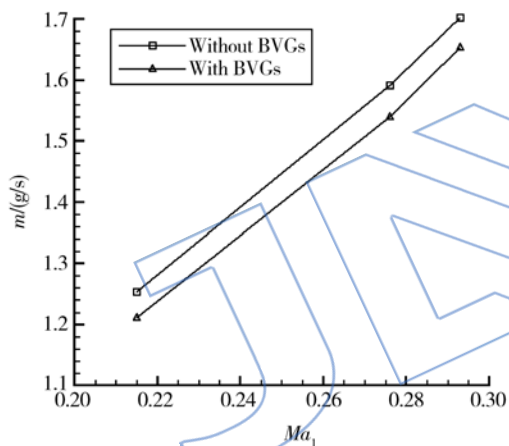


图 10 泄漏流量变化图

Fig. 10 Variation of leakage flow

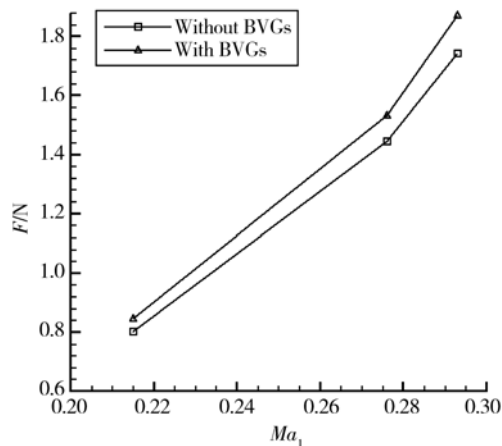


图 11 周向载荷变化图

Fig. 11 Variation of circumferential load

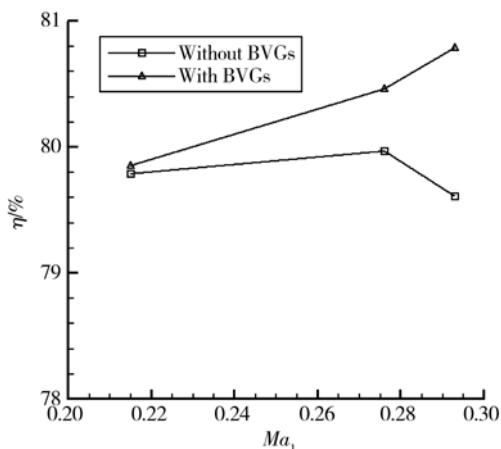


图 12 效率变化图

Fig. 12 Variation of turbine efficiency

4 结 论

1) 提出了一种叶尖逆向涡流发生器减小叶尖泄漏流方法,利用压力面和叶顶面的压力差,将气流从压力面引入,在叶顶面逆着叶尖泄漏流方向高速射出。逆向涡流器产生的射流与叶尖泄漏流相互作用阻碍了泄漏流流过叶尖间隙,从而使泄漏流量减小。此方法无需额外设计引气气路,结构简单、工程应用方便。

2) 逆向涡流器减小了泄漏流量使得通道主流流量增大,通道内平均马赫数增大、压力减小,而叶背表面压力减小又使得叶片所受的周向载荷增加,提高了叶片做功能力。另外,逆向涡流发生器使间隙泄漏流的损失稍有增大,与无涡流器时相比,泄漏涡中心压力值更低,但泄漏涡影响区域减小。

3) 进口马赫数 0.276 时,逆向涡流发生器使得叶尖间隙泄漏流量降低了 3.3%,周向载荷升高了 6.2%。进口马赫数越小,逆向涡流器对泄漏流量的影响越大, $Ma_1 = 0.215$ 时,涡流器减小了 3.4% 叶尖泄漏流量;与此相反,进口马赫数越大,涡流器对叶片周向载荷的提高越明显, $Ma_1 = 0.293$ 时,带涡流器叶片周向载荷提高 7.4%。逆向涡流器还可提高叶轮效率,进口马赫数增大时对效率的提高更大。进口马赫数 0.293 时,有涡流器时折合效率比无涡流器时提高了 1.2%。

参考文献:

- [1] Bunker R S. Axial turbine blade tips: function, design, and durability[J]. *Journal of Propulsion and Power*, 2006, 22(2): 271-285.
- [2] Harris M M, Jones A C, Alexander E J. Miniature turbojet development at hamilton sundstrand the TJ-50, TJ-120 and TJ-30 turbojets[R]. AIAA 2003-6568, 2003.
- [3] Lattime S B, Steinetz B M. Turbine engine clearance control systems: current practices and future directions[R]. AIAA 2002-3790, 2002.
- [4] Rao N M, Camci C. Axial turbine tip desensitization by injection from a tip trench[R]. ASME GT2004-53256, 2004.
- [5] Van Ness D K, Corke T C, Morris S C. Turbine tip clearance flow control using plasma actuators[R]. AIAA 2006-0021, 2006.
- [6] Kusterer K, Moritz N, Bohn D, et al. Reduction of tip clearance losses in an axial turbine by shaped design of the blade tip region[R]. ASME GT2007-27303, 2007.
- [7] Zbigniew S, Howard H. The reduction of over tip leakage loss in unshrouded axial turbines using winglets and squealers[R]. ASME GT2007-27623, 2007.
- [8] Prakash C, Lee C P, Cherry D, et al. Analysis of some improved blade tip concepts[R]. ASME 2005-GT-68333, 2005.
- [9] LI Wei, QIAO Weiyang, XU Kaifu, et al. Numerical simulation of tip clearance control in axial turbine: Part 2—Passive control of five different tip platforms[R]. ASME GT2008-50085, 2008.
- [10] 李伟, 乔渭阳, 许开福, 等. 涡轮叶尖镶嵌肋条对泄漏流场的影响[J]. *航空动力学报*, 2008, 23(8): 1523-1529.
LI Wei, QIAO Weiyang, XU Kaifu, et al. Influence of squealer tip on tip leakage flow in axial turbine[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2008, 23(8): 1523-1529. (in Chinese)
- [11] 杨佃亮, 丰镇平. 凹槽对动叶顶部流动和换热的影响[J]. *工程热物理学报*, 2007, 28(6): 936-938.
YANG Dianliang, FENG Zhenping. Study on tip leakage flow and heat transfer for a squealer tip blade[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2007, 28(6): 936-938. (in Chinese)
- [12] Markus H, Reinhard W. An innovative passive tip-leakage control method for axial turbines: linear cascade wind tunnel results[R]. ASME 2008-50056, 2008.
- [13] Auxier T A. Aerodynamic tip sealing for rotor blades: United States, 5403158 [P]. 1995-04-04.
- [14] Langston L S, Nice M L, Hooper R M. Three-dimensional flow within a turbine cascade passage[J]. *ASME Journal of Engineering for Power*, 1977, 99: 21-28.
- [15] Langston L S. Crossflows in a turbine cascade passage[J]. *ASME Journal of Engineering for Power*, 1980, 102: 866-874.
- [16] Moore J, Adhye R Y. Secondary flows and losses downstream of a turbine cascade[J]. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1985, 107(4): 961-968.
- [17] Moore J, Tilton J S. Tip leakage flow in a linear turbine cascade[J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1988, 110(1): 18-26.
- [18] Shih T H, Liou W W, Shabbir Z G, et al. A new $k-\epsilon$ eddy viscosity model for high Reynolds number turbulent flows[J]. *Computers Fluids*, 1995, 24(3): 227-238.
- [19] Blair M F, Dring R P, Joslyn H D. The effects of turbulence and stator/rotor interactions on turbine heat transfer: Part 1—Design operating conditions[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1989, 111(1): 87-96.