

涡轮导向器缘板安装缝隙泄漏特性 数值模拟

刘亚非¹, 毛军逵¹, 徐 瑞¹, 赵尊盛², 贺宜红², 李 维²

(1. 南京航空航天大学 能源与动力学院 江苏省航空动力系统重点实验室, 南京 210016;
2. 中国航空工业集团公司 中国航空动力机械研究所, 湖南 株洲 412002)

摘 要: 针对某航空发动机涡轮导向器,采用数值模拟的方法研究了缘板安装缝隙泄漏流对叶栅通道流场结构及叶栅性能参数的影响,对比分析了不同泄漏流压力、缝隙宽度及缝隙相对位置条件下的泄漏量,及其对叶栅性能参数的影响规律.研究发现:在压差作用下冷气通过缘板安装缝隙进入燃气主流通道并在中段的位置形成螺旋涡系,对端壁二次流产生明显影响,其作用效果沿叶高方向逐渐降低,最大影响区域为 44.44% 叶高.计算结果表明:随着泄漏流压力的提高、缝隙宽度的增加、缝隙与发动机主轴方向夹角的变大,叶栅的能量损失系数和泄漏量都呈现出了单调增加的趋势.在研究的参数范围内,涡轮缘板安装缝隙导致的泄漏流可使叶栅的能量损失系数增加 14%~62%.

关 键 词: 航空、航天推进系统; 涡轮导向器; 端壁; 缘板安装缝隙; 二次流; 泄漏流; 能量损失系数

中图分类号: V231.3 **文献标志码:** A

Numerical simulation of leakage characteristic of assembled endwall slot of turbine guide vane

LIU Ya-fei¹, MAO Jun-kui¹, XU Rui¹,
ZHAO Zun-sheng², HE Yi-hong², LI Wei²

(1. Jiangsu Province Key Laboratory of Aerospace Power System,
College of Energy and Power Engineering,
Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;
2. China Aviation Powerplant Research Institute,
Aviation Industry Corporation of China, Zhuzhou Hunan 412002, China)

Abstract: Numerical simulations were applied to study the leakage flow of assembled endwall slot of turbine guide vane. The effects of leakage flow on the structure of flow field of cascade passage and performance parameters of the cascade were also discussed. The leakage flow pressures, the slot width and position of the slot were changed to investigate the rules of leakage flow rate and energy loss coefficient varying with these parameters and discover the effect rules. It is found that the leakage can appear due to different pressures between cooling air and gas, spiral vortex system is formed in the middle position of the slot at the same time, and the leakage flow affects the secondary flow around the endwall significantly. The effect decreases along the direction of blade height and the largest region is up to 44.44% of the blade height. With the increase of leakage flow pressure, the slot width and the angle between the slot and major axis of engine, the energy loss coefficient of the cascade and the leakage flow rate increase monotonically. Numerical results show that the energy

loss coefficient of the cascade increases by 14%—62% because of the leakage flow through the slot of the endwall in the parameter range of present study.

Key words: aerospace propulsion system; turbine guide vane; endwall; assembled endwall slot; secondary flow; leakage flow; energy loss

为了保证发动机工作状态下涡轮导向器叶片之间有充分的热膨胀空间,在设计和装配过程中导向器叶片之间必须留有一定的缝隙.当发动机工作后,涡轮导向器的温度迅速上升并且膨胀变形,相互之间的缝隙减小但是无法达到完全贴合,因此缘板下方的冷气仍可以从这些细小的缝隙中泄漏进入叶栅通道,产生的泄漏流将会影响涡轮叶栅通道内的燃气流动,改变叶栅通道内的压力和温度分布,进而会对涡轮叶栅的总体性能产生影响.

一般而言,造成发动机涡轮叶栅性能下降的原因主要包括了叶型损失和端壁损失等.国内外学者在上述损失机理分析、损失模型建立及抑制损失方法等方面进行了比较深入和系统的研究.

叶型损失一般包括叶片表面附面层引起的损失、叶片出口尾迹损失以及叶栅内出现的激波损失. Dunham^[1]用理论计算与实验的方法得出了叶栅二次流对叶片载荷影响的计算公式,研究还发现,叶型损失随着上游附面层的增厚而增加. Coull 等^[2]利用实验经验关系式,分析了涡轮叶片表面附面层的分离情况,从而预测了由于叶片表面附面层内流体摩擦及分离引起的叶型损失. Moore 等^[3]实验研究了涡轮叶栅尾缘引起的损失,研究发现,涡轮叶栅尾缘由于气流掺混引起的损失达总损失的 1/3 以上,这与 Langston 等^[4]的研究结果一致. Paniagua 等^[5]通过实验和非定常计算方法研究了高负荷涡轮中涡轮导向器激波尾迹引起的损失,研究表明,激波的存在使附面层发生了变化,导致附面层与主流相互干涉,从而引起更大的损失.

端壁附面层的存在与发展引起了叶栅通道中的二次流形成,从而引起的多种的涡系形成,导致了不同程度的叶栅损失. Langston 等^[4,6]用实验法观察了叶栅通道中端壁二次流的形成与发展,研究指出,叶栅前缘端壁处产生分离点形成马蹄形涡,分离成压力面分支和吸力面分支,进入叶栅通道,此后发生迁移和抬升,引起二次流损失. 董志锐等^[7]利用线簇和小球浮动法进行了流场显示,观察到了与 Langston 等^[4,6]一致的现象.

Denton 等^[8]用数值模拟的方法研究了涡轮叶栅通道中由二次流引起的损失源,研究表明,由于叶片表面和端壁表面附面层的相互影响,引起二次流涡系的形成与黏性耗散,使叶栅损失增加. Deich 等^[9]发现可以通过弯曲端壁使近壁区气流加速,通过控制附面层的厚度来控制二次流的形成与发展. Morris 等^[10]进行了类似的研究,研究发现轴对称弯曲端壁能够有效地降低端壁损失. Rose 等^[11]利用 CFD 的方法对非轴对称弯曲端壁进行了研究,研究发现,一些非轴对称的端壁轮廓能够有效降低叶栅中静压的非均匀性分布,从而降低叶栅损失. Kawai 等^[12]研究了端壁上不同高度和不同位置的导流板对端壁二次流和端壁损失的影响,研究发现,如果导流板的高度和位置符合要求,可以有效降低叶栅通道内端壁二次流引起的损失.

对于采用气膜冷却的涡轮导向叶片,从叶片表面喷出的冷却空气在保护叶片表面的同时,也使得燃气的动能和总压降低. Brundage 等^[13]研究了气膜孔间距对叶栅损失的影响,研究发现当气膜孔间距较大时,流场结构表现出了与单个气膜孔喷射类似的性质,射流再附点离冷却气膜孔较远,低能流体的扰流现象明显,损失较大. 当气膜孔间距较小时,流场结构得到了较明显的改善,叶栅损失减小,但随着间距继续减小,损失又有所增加. Karni 等^[14]发现,气膜孔的最佳间距为 3 mm. Bogard^[15]对压力面气膜孔射流对叶栅通道的影响进行了研究.

除了叶栅上的气膜孔,目前涡轮叶片端壁上也应用了气膜冷却技术. Blair^[16]研究了端壁射流对其二次流的影响,实验表明,冷却射流在主流的影响下发生了从压力面到吸力面的迁移,但射流对通道二次流的影响不是很显著. Friedrichs 等^[17-18]的研究详细阐述了叶栅前缘端壁离散气膜孔射流对流场结构的影响,研究指出,马蹄形涡的分离点在端壁气膜的影响下向后迁移,叶栅通道上游和叶栅前缘下游 30% 轴向弦长处的冷气射流对二次流的影响最大,并且能够有效地抑制二次流的分离,但是叶栅前缘下游 90% 轴向弦长处的冷却射流不仅不能有效抑制二次流的分离,反

而使叶栅出口附面层增厚. 刘高文等^[19-20]用实验法研究了叶栅前缘端壁气膜在不同吹风比下的当地气膜冷却效率和换热系数,并得到了叶栅内的详细流场、冷气 的空间分布和端壁上游的流动图案. 吕品等^[21]对涡轮叶栅端壁上游不同气膜冷却结构模型进行了数值模拟,得出了不同吹风比情况下涡轮叶栅端壁的流动与换热特性.

此外,在涡轮导向器和燃烧室连接的地方存在装配缝隙(可以简化为和主流垂直的缝隙),冷气同样会从此装配缝隙泄漏进入叶栅通道,从而影响叶栅通道流场结构. Goldman 等^[22]发现,端壁上横向冷却缝隙射流对叶栅通道的流场结构有显著的影响,甚至对叶栅损失和出口气流非均匀性有了改善的现象,这可能是因为端壁的冷却射流增加了端壁附面层低能流动量的原因. 另外有学者研究了叶栅前缘上游端壁横向槽和气膜孔的综合影响,如 Nicklas^[23]的研究发现,叶栅前缘上游的缝隙射流会增强马蹄形涡的强度,而气膜孔射流对叶栅通道总体性能的影响较小,仅体现在孔本身附近. Knost 和 Thole^[24]用数值模拟的方法研究了第 1 级涡轮导向器前缘上游端壁气膜冷却的影响,研究发现,同时存在横向缝隙射流和气膜孔射流对端壁二次流的影响和仅存在横向缝隙射流和气膜孔射流的影响有很大的差别.

除了端壁气膜孔射流、叶栅前缘横向缝隙射流,国内外学者还针对涡轮转子与静子连接处的缝隙冷气泄漏和燃气入侵等问题做了大量研究^[25-28].

随着发动机精细化设计需求的不断提升,对于叶栅内部冷却空气泄漏和掺混特性研究日益成为重点. 综合分析目前所能检索到的资料,针对涡轮导向器叶片缘板之间的纵向缝隙(顺高温燃气主流运动方向),几乎没有开展冷气泄漏特性及其对叶栅性能影响的相关研究.

本文采用商业 CFD 软件——CFX 进行了模拟计算,研究了缘板安装缝隙(纵向缝隙)泄漏流对叶栅通道流场结构及叶栅性能参数的影响,对比分析了在不同冷气压力、不同缝隙宽度及不同缝隙位置的缝隙泄漏量及对其叶栅性能参数的影响规律,为涡轮导向叶片设计提供基础的参考数据.

1 计算模型

1.1 物理模型

在涡轮导向器的工作状态下,缘板下方的冷气会通过缘板安装缝隙(下文也简称缝隙)进入叶

栅通道,影响燃气主流的流场结构与叶栅性能参数,如图 1 所示. 本文研究的叶栅具体参数如表 1 所示.

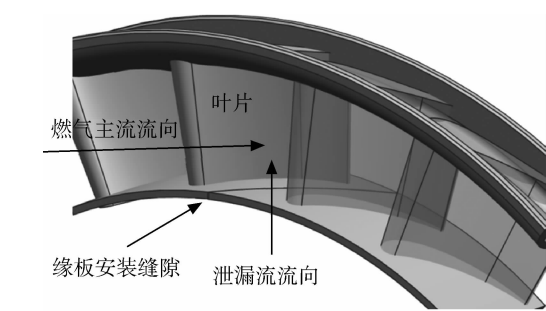


图 1 涡轮导向器流动示意图
Fig. 1 Sketch of flow in turbine guide vane

表 1 叶栅参数
Table 1 Cascade parameters

弦长 C/mm	轴向弦长 C_{ax}/mm	安装角 $\zeta/(\text{^\circ})$	叶栅 稠度 τ
36.4	21.09	35.41	1.48

缝隙宽度会因发动机工作状态的不同发生变化,例如当发动机处于冷态时缝隙较宽,而当发动机工作时由于缘板受热膨胀,缝隙宽度会减小. 此外,在涡轮导向器的设计与加工中,缝隙与叶片的相对位置可能会有所不同. 本文正是研究叶栅性能参数与缝隙宽度和缝隙位置的相互关系. 缝隙的位置可以由两个量来确定,一是缝隙与发动机主轴方向的夹角(记作 ϕ ,如图 2),二是缝隙在缘板上绕发动机主轴旋转形成的空间角(记作 θ ,如图 3),这个空间角可以描述缝隙在缘板上的平移. 如图 2,记两个叶片间缝隙的最大平移弧长为 L ,实际缝隙位置距压力面缝隙极限位置的弧长为 L_s . 缝隙距发动机主轴的半径为 R ,则记 $\theta^* = L/R, \theta = L_s/R$,记 $\Theta = \theta/\theta^*$,如图 3 所示,显然 Θ

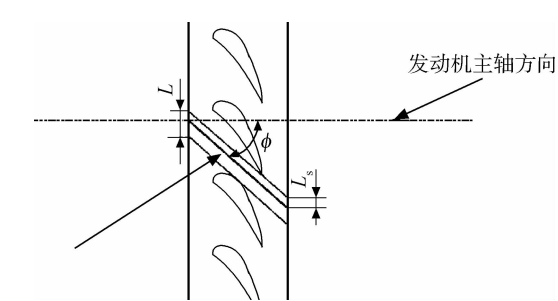


图 2 缝隙与发动机主轴夹角示意图
Fig. 2 Sketch of angle of major axis of engine and slot

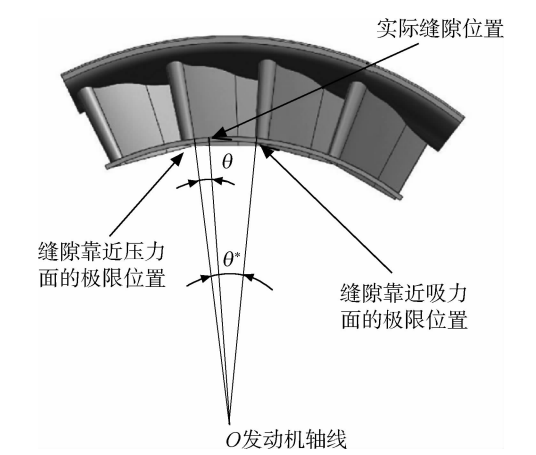


图 3 缝隙空间角示意图

Fig. 3 Sketch of spatial angle of slot

在 0 到 1 之间变化. 研究叶栅性能参数与 ϕ 和 Θ 之间的关系便可知道发动机缝隙相对位置带来的影响.

1.2 计算模型

1.2.1 计算域的设定

为了降低计算量, 本文采用了周期性计算域. 计算域中包含了两个叶片, 在两个叶片间的中间开缝来模拟缘板安装缝隙. 叶片两侧位置设为周期性边界, 并且在叶栅前缘延长 200% 轴向弦长、在叶栅尾缘延长 100% 轴向弦长来共同组成燃气主流计算域. 同时为了模拟缘板安装缝隙下面冷却空气环境, 在缝隙周围设置了尺寸为 10 mm × 33 mm × 55 mm 的冷气腔, 模型计算域如图 4 所示.

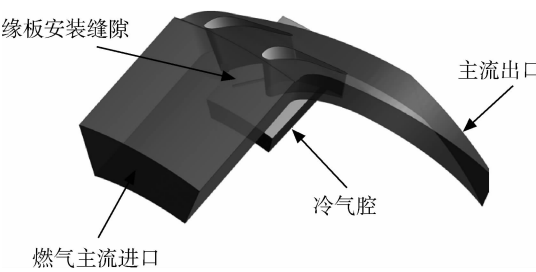


图 4 模型计算域

Fig. 4 Computational domain of model

1.2.2 计算网格

本文采用结构化网格进行计算, 为保证叶片表面的网格质量, 在其周围采用 O 型网格. 在近壁区及缝隙宽度方向进行网格加密, 控制其 y^+ 在 5 以内. 计算中总网格数为 600 万左右, 如图 5 所示.

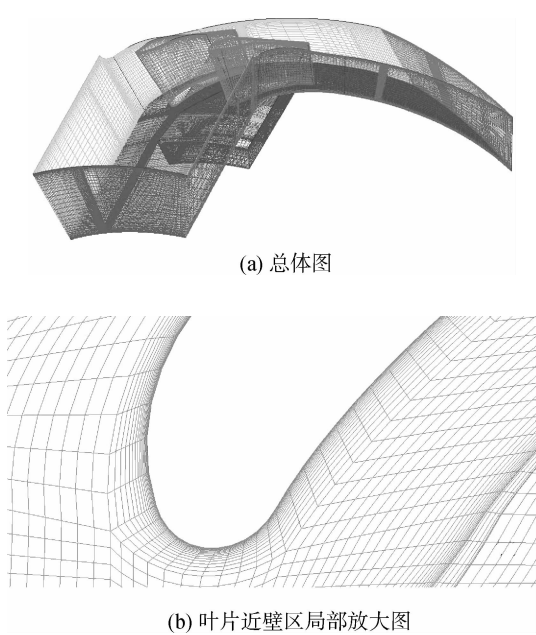


图 5 计算网格

Fig. 5 Computational grid

1.2.3 湍流模型与可靠性验证

本文计算中选择了 SST (shear stress transport) $k-\omega$ 模型, 为了验证该湍流模型在叶栅模拟中的精度, 本文首先采用 SST $k-\omega$ 模型对 Allison 发动机公司设计的 Mark II 型燃气涡轮叶栅进行计算, 模拟工况为文献[29]中的 5411 号实验工况, 模拟结果与文献数据对比如图 6 和图 7 所示, 图中 p_0 代表叶栅燃气主流进口总压, p 代表叶片表面压力, T_0 代表叶栅燃气主流进口总温, T 代表叶片表面温度, x/D 代表叶片从前缘点算起到该点轴向距离与叶片总轴向弦长之比.

通过图 6 和图 7 可以看出, 采用 SST $k-\omega$ 模型的数值模拟值和实验值符合良好. SST $k-\omega$ 湍

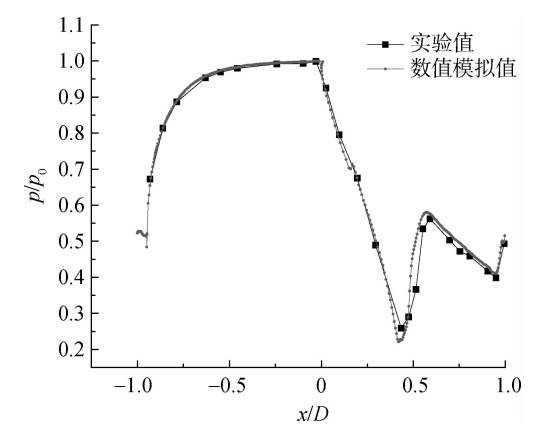


图 6 叶片中径壁面压力分布图

Fig. 6 Pressure distribution chart of intermediate section of blade

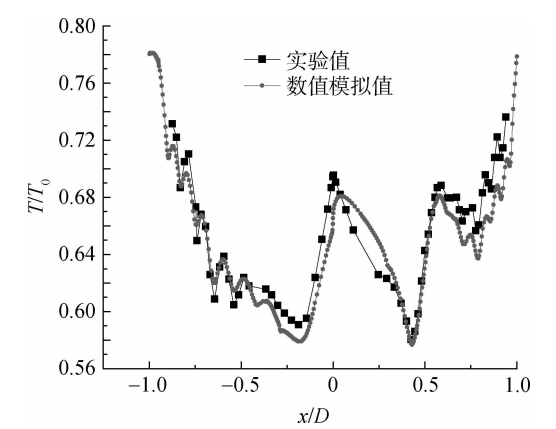


图 7 叶片中径壁面温度分布图

Fig. 7 Temperature distribution chart of intermediate section of blade

流模型能够较准确地模拟出叶栅内部流动和换热特性,本文在后续的计算中均采用了该湍流模型.

对于缝隙尺寸,尽管很小,但其量级远远大于气体的平均自由行程,故连续性假设和湍流模型均适用^[30],根据文献[31]的研究结论,本文仍基于 N-S 方程,利用商业 CFD 软件进行模拟.

1.2.4 边界条件与计算工况

本文对不同泄漏流压力、不同缝隙宽度、不同缝隙位置等工况进行了计算.燃气主流进口与泄漏流进口均采用压力进口边界条件,出口采用压力出口边界条件,叶片两侧采用周期性边界条件.

发动机燃气主流总压为 1 422 153 Pa,总温为 1 600 K,湍流度为 5%,燃气出口静压为 875 081 Pa.缘板下方泄漏流总温为 720 K,湍流度为 5%,静

压从 1 403 000 Pa 变化到 1 410 000 Pa,本文每隔 1 000 Pa 作为一个计算点,共计算 8 个不同的泄漏流压力点,如表 2 所示.

随着发动机工作状态的改变,由于涡轮导向器温度变化带来的变形,会引起缘板安装缝隙宽度(用字母 d 表示)发生变化,本文计算了缘板安装缝隙宽度 d 为 0.1,0.2,0.3,0.4 mm 四种模型,如表 3.

为了进一步研究缝隙位置变化带来的影响,本文先固定 Θ ,改变 ϕ (从 32.5°变化到 50°,每隔 2.5°为一个计算点,共计算了 8 个模型工况),再固定原有的 ϕ ,改变 Θ (0,0.1,⋯,1,共 11 个工况,表明缝隙位置从相邻叶片的压力面逐渐变化到另一叶片的吸力面),如表 3.

1.3 参数处理

本文采用了能量损失系数来表征缝隙泄漏带来的影响,具体定义如下:

$$\xi = \frac{(p_1^*/p_2^*)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{(p_1^*/p_2)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}$$

式中 ξ 代表能量损失系数.用于表征涡轮叶栅的能量损失情况,其数值越大,代表对应的损失越大,叶栅效率越低. p_1^* 代表叶栅进口截面的质量平均总压, p_2^* 代表叶栅出口截面的质量平均总压, p_2 代表叶栅出口截面的质量平均静压, κ 代表比热比.记 ξ_{no} 为涡轮叶栅在没有缘板安装缝隙时的能量损失系数, ξ 为考虑缘板安装缝隙的能量损失系数.为进一步研究缝隙带来的影响,还定

表 2 边界条件参数
Table 2 Boundary condition parameters

边界类型	燃气主流进口	燃气主流出口	泄漏流进口
	压力进口	压力出口	压力进口
总压/Pa	1 422 153		1 403 000~1 410 000 (间隔 1 000 Pa,共计 8 组, 命名为 case 1~case 8)
总温/K	1 600		720
静压/Pa		875 081	
湍流度/%	5		5

表 3 缝隙参数
Table 3 Slot parameters

d/mm	$\phi/(\text{^\circ})$	Θ
0.1~0.4(间隔 0.1,共计 4 组)	32.5~50(间隔 2.5,共计 8 组)	0~1(间隔 0.1,共计 11 组)

义了两个相对参数,如下:

$$\Delta = \frac{\xi - \xi_{no}}{\xi_{no}}$$

式中 Δ 用来表征叶栅因缝隙泄漏而引起的能量损失系数的增加比例.

$$\Psi = \frac{\xi - \xi_{no}}{\xi}$$

式中 Ψ 用来表征缝隙泄漏引起的能量损失占当前叶栅总能量损失系数的比重.

2 计算结果及分析

2.1 缘板安装缝隙的影响

为了更好地研究缘板安装缝隙泄漏流对叶栅通道内部流场结构及叶栅性能参数的影响,本文首先将无缝隙的模型与有缝隙的模型($d=0.2\text{ mm}$, $\phi=50^\circ$, $\Theta=0.6$, case 3 工况)进行对比,其三维流线图如图 8 所示(图中色标是速度).

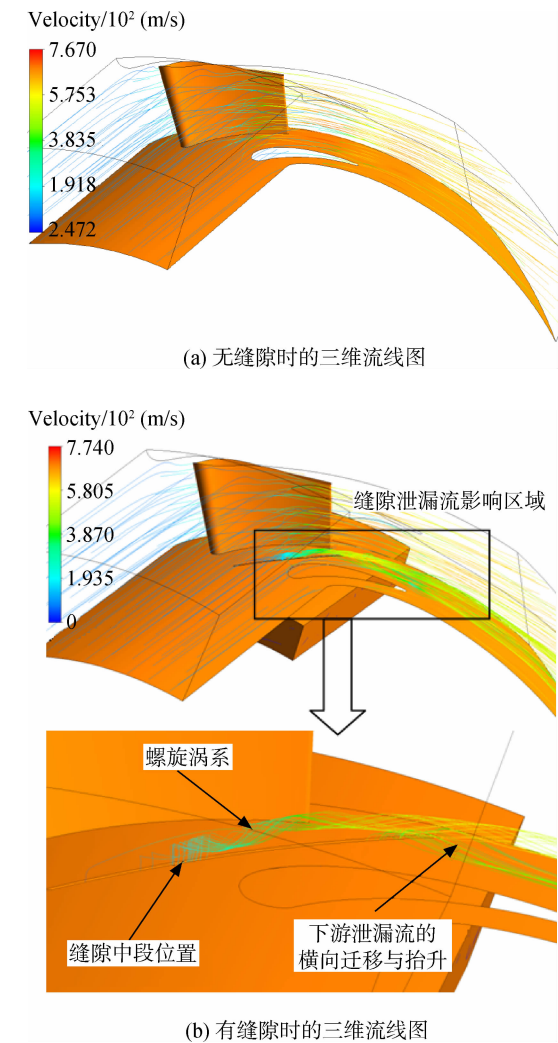


图 8 三维流线对比图

从图 8 中可以看出,大多数泄漏流是从缝隙中段及后段泄漏进入叶栅通道,泄漏流进入叶栅通道后在主流的影响下形成螺旋涡向后迁移,从前往后螺旋涡系强度逐渐减小,缝隙后段的流体发生了明显的横向迁移现象.随着冷却射流向下运动,发生了抬升的现象.

图 9 给出了缘板上的压力云图分布、温度云图分布和 2.22% 叶高的速度云图分布.从图中可以发现:由于冷气从缘板安装缝隙中的注入,在缘板附近形成明显低压区域.随着冷热流体的不断掺混,该低压区逐渐偏向相邻叶片的吸力面,使得吸力面附近的低压区扩大.同时由于冷气温度低,泄漏流还会在叶栅通道中形成一个明显的低温区,如图 9(b)所示.从前文关于流线的分析可知,泄漏流空气主要从缝隙的中后段流出,因此低温区主要出现在缝隙的后端下游.随着冷气在叶栅通道内逐步扩散,特别是在螺旋涡系的影响下,低温区域向相邻叶片的吸力面偏移,其范围也逐步增加.到了涡轮出口位置,由于燃气主流和泄漏流掺混作用,低温区的影响逐渐减弱.

相比叶栅通道内加速的燃气主流,泄漏流从缝隙中流出速度明显偏低.在燃气主流压力作用下,

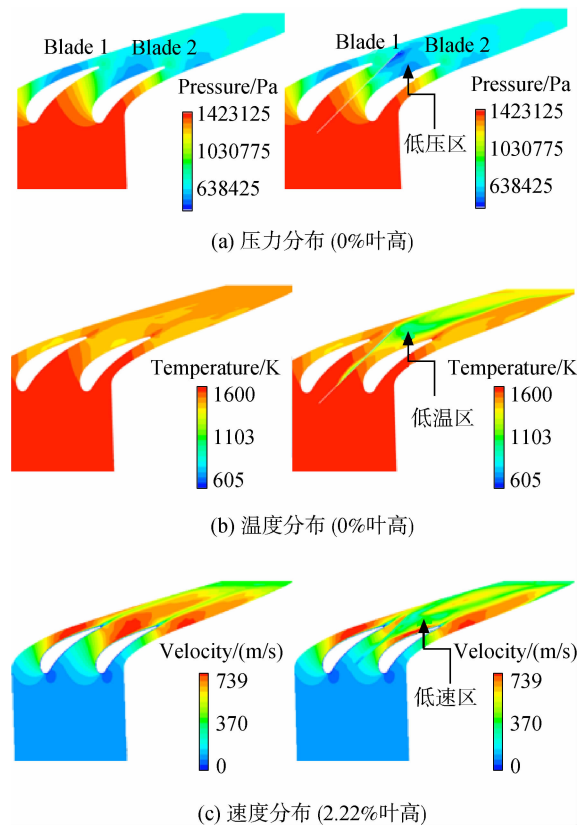


图 9 参数云图对比

Fig. 8 Comparison of three-dimensional flow line

Fig. 9 Comparison of parameters' contours

泄漏流运动方向发生偏转,被燃气主流携带流向下游,所以从图 9(c)中可以发现,2.22%叶高截面上,在缝隙的下游处存在着明显的低速区.该低速区将原先叶背靠近尾缘区域的高速区分隔成两个部分,然后和叶片尾缘下游区域的低速区相混合.

图 10 进一步给出了泄漏流对叶片表面压力的影响.当无缝隙时两叶片的静压分布重合性较好,除了叶栅尾缘,在其他区域基本完全重合,这也从侧面证明了本文计算模型拥有良好的周期性.当缝隙存在时,叶根截面的压力分布出现了较明显的不一致性,这点在吸力面和叶栅尾缘更加明显,这是因为泄漏流进入叶栅通道后从压力面到吸力面发生了横向迁移,在主流的影响下,对吸力面及叶片尾缘的影响较大.

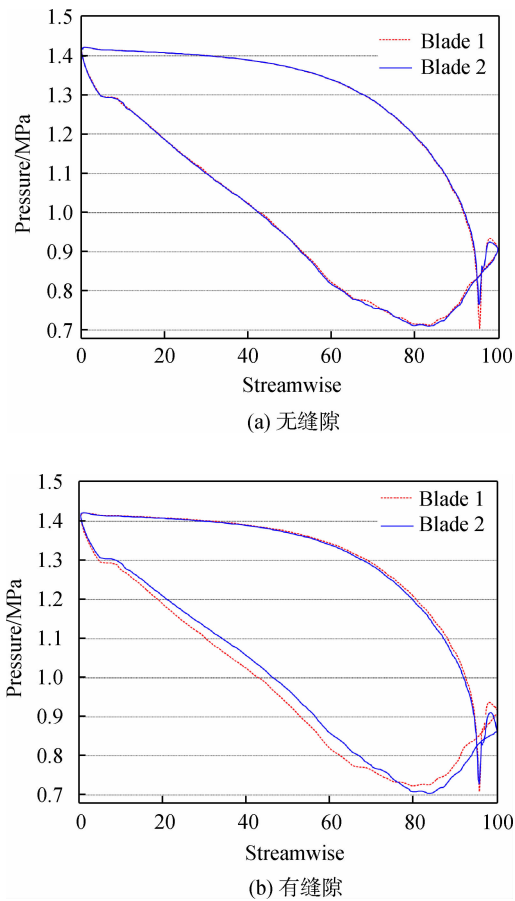


图 10 叶根截面压力分布对比图

Fig. 10 Comparison of pressure distribution on section of blade root

从图 10(b)可以观察到,由于泄漏流的影响,blade 1(如图 9(a)中所标)的压力面在叶根截面的压力发生改变,具体表现为在轴向弦长为 0~1 的范围内都有所增大.而 blade 2(如图 9(a)中所标)的吸力面在叶根截面的压力发生了变化,该变

化更加明显,具体表现为在轴向弦长为 0~80% 范围内压力增加,而在轴向弦长为 80%~100% 范围内压力减小.这是因为冷气通过缝隙入射到叶栅流道后,会在端壁附面层形成一道“气体墙”,该“气体墙”对于主流来说是一股低能流体,但对于端壁附面层的低能二次流来说却可能是一股能量较强的气流,它会阻断端壁区最底层气流的横向迁移,表现在叶片的叶根截面上,就是使其压力分布增加.但是随着燃气主流从叶栅前缘运动到尾缘,横向迁移作用增强^[7],泄漏流在下游受到的影响将要强于上游,这使得吸力面在叶片尾缘附近的压力降低.和吸力面不同,存在泄漏流后压力面尾缘压力分布基本不受横向迁移气流的影响,因此缘板安装缝隙的存在对压力面尾缘的压力分布并未体现出与吸力面一致的现象.

需要注意的是,这里说的冷却射流“阻断”了二次流的横向迁移,只是针对最靠近端壁附面层底层的一部分流体,而随着叶高截面的升高,泄漏流的泄漏反而增加了二次流的横向迁移,这点将会在下文有所介绍.

为了进一步分析泄漏流入射的穿透性,本文还分析了不同叶高截面的参数分布规律,如图 11~图 13 所示,色标数据同图 9.

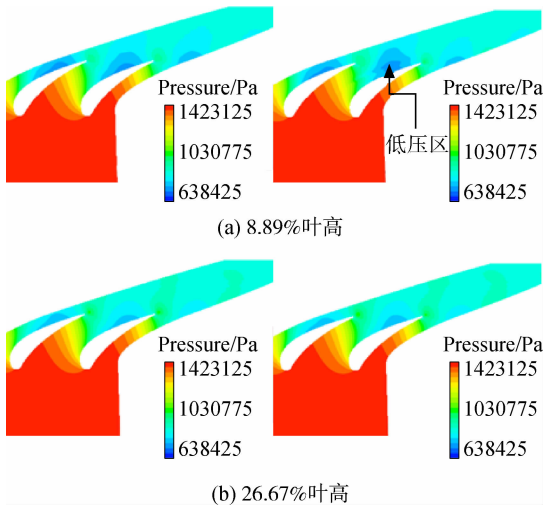


图 11 不同截面压力云图

Fig. 11 Pressure contours on different sections

比较图 9 和图 11,缝隙后段低压区的影响到 8.89%叶高时消失(图 11(a)),叶背附近低压区的影响在 26.67%叶高时消失(图 11(b)).

从图 9 和图 12 中可以看到,泄漏流形成低温区在缘板(0%叶高)到 4.44%叶高范围内的影响最为显著.从 4.44%叶高到 22.22%叶高范围内

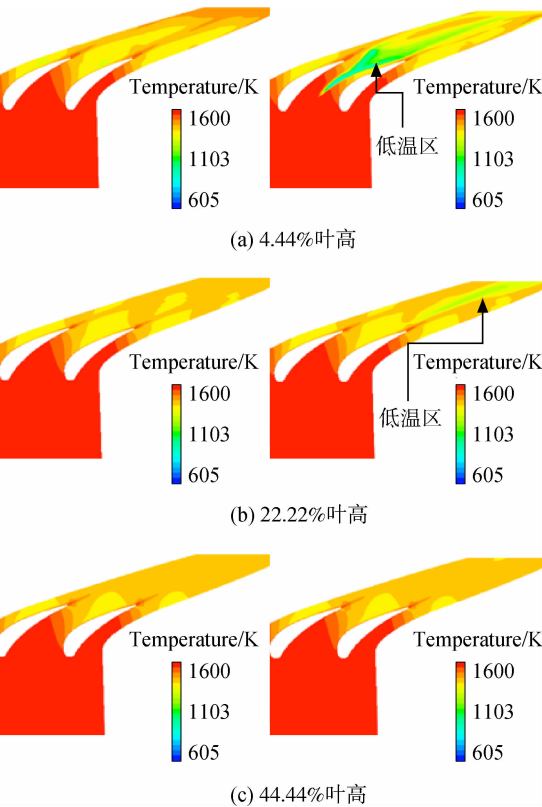


图 12 不同截面温度云图

Fig. 12 Temperature contours on different sections

缝隙低温区的影响逐渐减弱(图 12(b)),但是对出口温度的影响仍然较显著,此影响直到 44.44%叶高时才完全消失(图 12(c)).

由图 9 和图 13 可知,低速区的在 4.44%叶高的区域内较大,而从 4.44%叶高到 15.55%叶高区域的影响主要表现在隔断了叶背后流体的高速区,然后与叶栅尾缘的低速流体混合在一起,扩大了叶栅尾缘下游低速区流体的区域. 从 15.55%叶高到 31.11%叶高区域内泄漏低速流体与尾缘低速流体混合现象仍然较为明显,只是对叶背后高速流体的隔断现象基本消失,总的影 响在 44.44%叶高时消失.

众所周知,流场结构及参数分布的变化会造成叶栅性能参数的改变,本文将进一步研究缘板安装缝隙的存在对叶栅能量损失系数的影响. 如表 4,在无缝隙时,叶栅能量损失系数为 4.76%,当有 0.2 mm 的缝隙后,叶栅能量损失系数为 6.29%. 如上文所述, Δ 代表了叶栅因缝隙存在而引起的能量损失的增加比例, Ψ 代表了缝隙泄漏引起的能量损失占当前叶栅总能量损失的比重,故由于缝隙的存在,能量损失系数增加了 32.76%,缝隙泄漏流引起的能量损失占总能量损失的 24.32%.

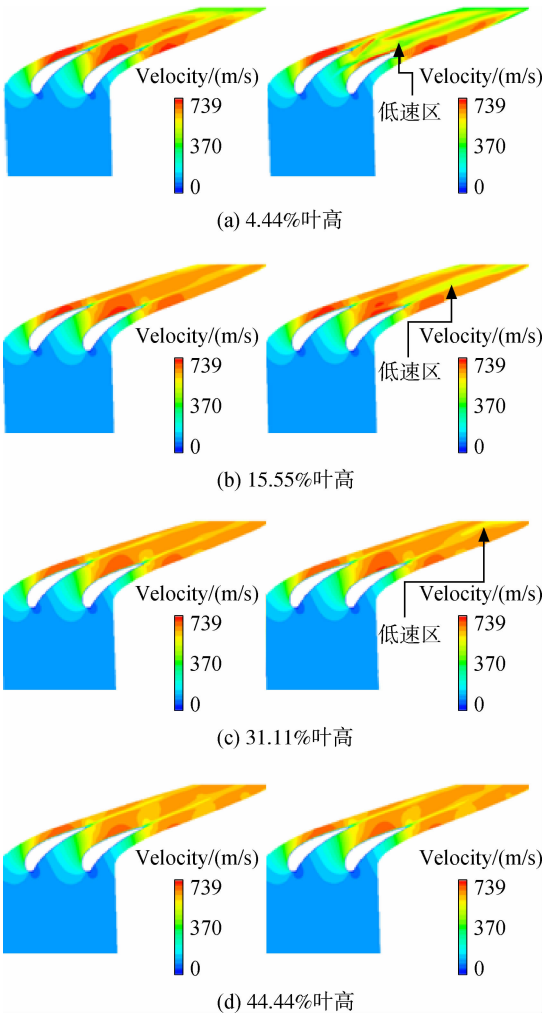


图 13 不同截面速度云图

Fig. 13 Velocity contours on different sections

表 4 能量损失参数对比

Table 4 Comparison of energy loss parameters

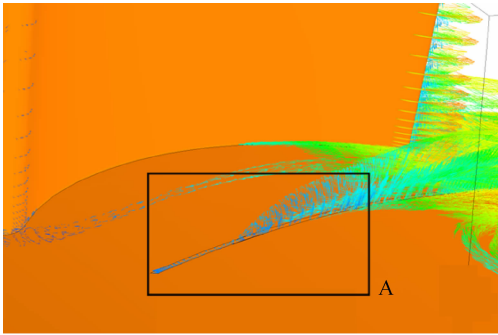
缝隙宽度/mm	ξ /%	Δ /%	Ψ /%
0	4.76	0	0
0.2	6.29	32.76	24.32

根据前文中关于流场结构、压力/温度/速度云图的分析,可知一方面由于泄漏流和燃气的掺混,使得叶栅能量损失增加,另一方面泄漏流作为低能流进入叶栅通道后使端壁区低能流的质量增加,增强了端壁区二次流的横向迁移,使通道涡强度增加,也会使得能量损失系数变大.

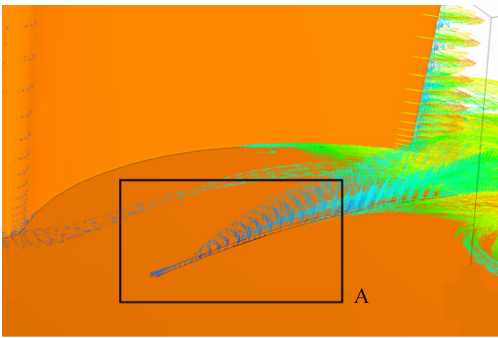
2.2 泄漏流压力的影响

本文通过固定燃气主流压力,改变泄漏流压力,来研究泄漏流受压差的影响. 本文在此处给出缝隙宽度为 0.1 mm 时的 8 组工况的计算结果(具体定义和数值请参见表 2).

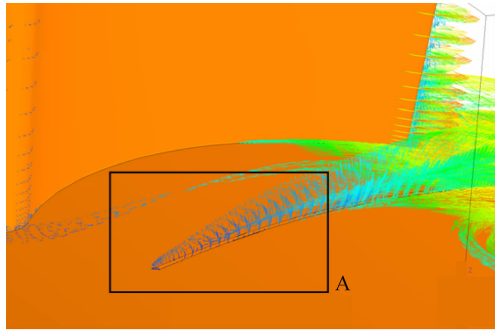
图 14 为不同压力条件下的螺旋涡系图. 对比发现,在本文计算的参数范围内,泄漏流进入叶栅通道后均形成明显的螺旋涡系结构,其抬升高度基本不发生变化. 但是随着泄漏流进口压力的提高(即压差的增加),泄漏流流动的起始位置明显迎着来流方向前移,产生的中段螺旋涡也有所前移,如图 14 中的 A 区域所示.



(a) Case 1



(b) Case 5



(c) Case 8

图 14 不同压力条件下的螺旋涡系图

Fig. 14 Spiral vortex system with different pressures

随着泄漏流压力的提高,泄漏量及叶栅能量损失系数变化情况如图 15 所示. 随着泄漏流压力的增加,泄漏量呈单调增加趋势,但是增长速度有所减缓,而能量损失系数基本呈线性增加. 当泄漏流压力为1403 000 Pa时,泄漏量为0.003 86 kg/s、能量损失系数为 5.44%,当泄漏流压力增加到

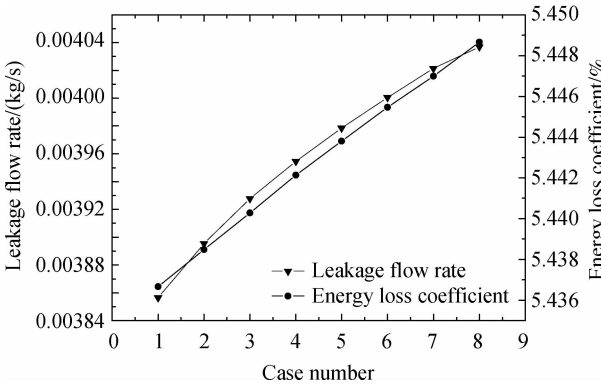


图 15 泄漏量及能量损失系数与泄漏流压力关系

Fig. 15 Relationship between leakage flow rate, energy loss coefficient and pressure of leadage flow

1410 000 Pa时,泄漏量增加了0.000 18 kg/s、叶栅能量损失增加了 0.012%,分别达到0.004 04 kg/s和 5.45%.

结合图 15 中泄漏量与叶栅能量损失系数的变化曲线可知,由于泄漏流压力的升高,泄漏量增加,引起掺混损失的增加. 同时泄漏流产生的螺旋涡系向上游方向迁移,增加了螺旋涡系影响区域,也会引起损失的增加. 随着泄漏量增加,叶栅端壁低能量流动变大,二次流的横向迁移效果增强,使通道涡的增强,这将进一步造成了能量损失系数的增加.

2.3 缝隙宽度的影响

本文计算了安装缝隙宽度 d 为 0.1, 0.2, 0.3, 0.4 mm 时 $\phi=50^\circ, \Theta=0.6$, case 3 工况的结果. 研究发现,随着缘板安装缝隙的变宽,缝隙中段产生的螺旋涡系更加明显、抬升高度也有所增加,此螺旋涡系进入叶栅通道后在下游与叶片尾缘的吸力面相遇,在此区域形成的低温区,如图 16 中的 B 区域,此低温区随着缝隙宽度的增加明显变大.

当缝隙宽度较窄时,由于泄漏流能量较低,就更容易被燃气主流压弯到缘板上,因此在缘板上形成的局部温度更低(图 16 中的 C 区域). 但是随着缝隙宽度的增加,泄漏量增加,导致缘板上低温区的影响范围增加.

不同缝隙宽度的泄漏量、能量损失系数如图 17 所示,随着缝隙宽度的增加,泄漏量基本呈线性增加,缝隙宽度从 0.1 mm 变化到 0.4 mm,泄漏量从 0.0039 kg/s 增加到 0.0161 kg/s,增加了 0.0122 kg/s,增幅为 312.53%. 随着缝隙宽度的增加,能量损失系数基本呈线性增加,缝隙宽度从 0.1 mm 增加到 0.4 mm,能量损失系数从 5.48%

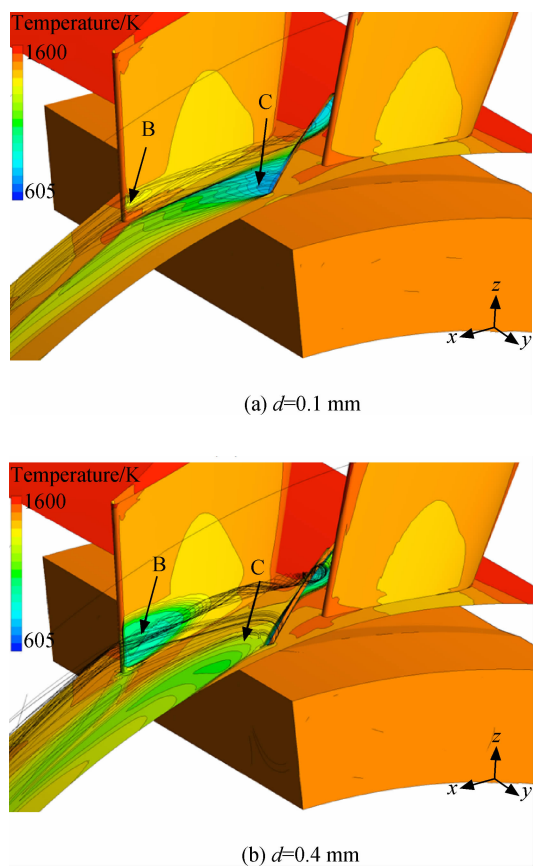


图 16 不同缝隙宽度时的温度分布
Fig. 16 Temperature distribution with different slot widths

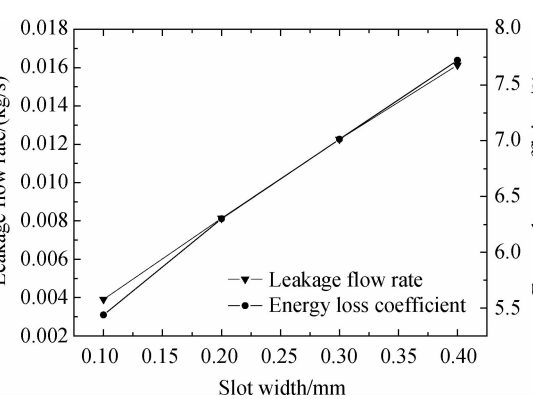


图 17 泄漏量及能量损失系数与缝隙宽度关系
Fig. 17 Relationship between leakage flow rate, energy loss coefficient and slot width

增加到 7.72%，增加了 2.28%，增幅为 41.98%，如表 5。

2.4 缝隙位置的影响

泄漏量、能量损失系数与 ϕ 的关系如图 18 所示。从图中可以看出，随着缝隙与发动机主轴方向夹角的增大(ϕ 从 32.5° 增加到 50°)，泄漏量从

表 5 能量损失参数增幅对比

Table 5 Increasing comparison of energy loss parameters			
缝隙宽度/mm	ξ /%	Δ /%	Ψ /%
0	4.76	0	0
0.1	5.44	14.28	12.50
0.2	6.29	32.76	24.32
0.3	6.97	46.43	31.71
0.4	7.70	61.76	38.18

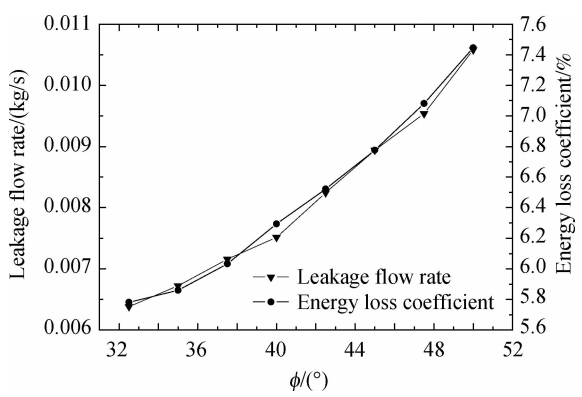


图 18 泄漏量及能量损失系数与 ϕ 的关系图
Fig. 18 Relationship between leakage flow rate, energy loss coefficient and ϕ

0.00638 kg/s 增加到 0.01058 kg/s，增幅为 65.83%。能量损失系数从 5.78% 增加到 7.46%，增加了 1.68%，增幅为 29.06%。

由于计算中缝隙宽度不变， ϕ 增加意味着缝隙泄漏面积的增加(如图 19)，这就使得泄漏量增加，这样引起能量损失的原因同上文所述。但是，考虑到缝隙越靠近压力面，泄漏流受到二次流横向迁移的影响范围就越大，从而使通道涡强度的增加越大，而 ϕ 增加，意味着缝隙更靠近叶片的吸力面，因此图 18 中显示能量损失系数随 ϕ 的增加

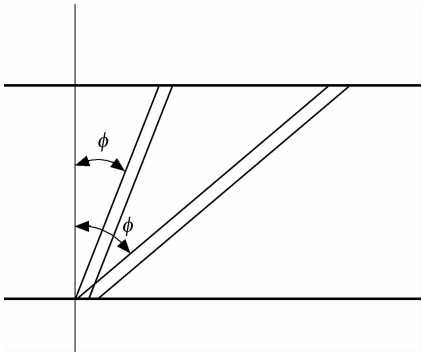


图 19 ϕ 变化与缝隙面积的关系
Fig. 19 Relationship between area of slot and ϕ

而变大,损失主要的增加来源于燃气主流和泄漏流的掺混损失。

泄漏量、能量损失系数与 θ 的关系如图20所示,从图中可以看出,随着 θ 从0变化到1,缝隙从最靠近相邻压力面的位置移动到最靠近吸力侧的位置,泄漏量从0.00586 kg/s增加到0.00866 kg/s,增加了0.0028 kg/s,增幅为32.33%,总体呈单调增加趋势。能量损失系数从5.548%增加到6.82%,增加了1.27%,增幅为22.96%,总体呈单调增加。

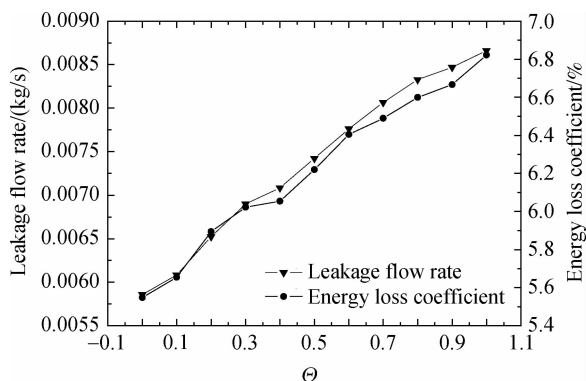


图20 泄漏量及能量损失系数与 θ 的关系图

Fig. 20 Relationship between leakage flow rate, energy loss coefficient and θ

θ 增加表明缝隙起始位置从压力面逐步向吸力面平移。考虑到压力面侧的端壁区压力要高于吸力面侧端壁区,相应的燃气主流和泄漏流间压差增大,从而导致泄漏流量增大,能量损失系数升高。但是 θ 增加的同时,意味着缝隙更加靠近吸力面,泄漏流受到二次流横向迁移的影响范围就越小,通道涡强度也随之减小,导致能量损失变小。从数值模拟的结果来看,前者的影响占据了主导地位,使得能量损失系数随着 θ 的增加而不断变大。

3 结 论

通过上述分析可以得出如下结论:

1) 泄漏流主要从缝隙中后段泄漏进入叶栅通道,在主流的影响下,中段泄漏流形成螺旋涡系向后迁移,后段泄漏流发生了较明显的横向迁移,缝隙的存在使能量损失系数有了明显的增加。

2) 泄漏流进入叶栅通道后,对主流流场产生影响,分别表现在形成的低压、低速和低温区,其影响高度分别为26.67%,44.44%,44.44%叶高区域。

3) 随着泄漏流压力的提高,在缝隙中段产生的螺旋涡系向缝隙前段迁移,能量损失系数与泄漏量都呈单调增加的趋势。

4) 随着缝隙宽度的增加,能量损失系数和泄漏量基本呈线性增加,在缝隙宽度为0.1,0.2,0.3,0.4 mm时,增幅分别为14.28%,32.76%,46.43%,61.76%。

5) 随着缝隙与发动机主轴方向夹角的增大,能量损失系数与泄漏量呈单调增加,夹角从32.5°变化到50°,能量损失系数增幅为29.06%,泄漏量增幅为65.83%。

6) 缝隙从相邻叶片压力面移动到另一叶片吸力面, θ 从0变化到1,能量损失系数与泄漏量呈单调增加,增幅分别为22.96%和32.33%。

参考文献:

- [1] Dunham J. A review of cascade data on secondary losses in turbines[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 1970,12(1):48-59.
- [2] Coull J D, Hodson H P. Predicting the profile loss of high-lift low pressure turbines[J]. Journal of Turbomachinery, 2012,134(2):021002.1-021002.14.
- [3] Moore J, Adhye R Y. Secondary flows and losses downstream of a turbine cascade[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1985,107(4):961-968.
- [4] Langston L S, Nice M L, Hooper R M. Three-dimensional flow within a turbine cascade passage[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1977,99(1):21-28.
- [5] Paniagua G, Yasa T, La Loma A D, et al. Unsteady strong shock interactions in a transonic turbine: experimental and numerical analysis[J]. Journal of Propulsion and Power, 2008,24(4):722-731.
- [6] Langston L S. Crossflows in a turbine cascade passage[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1980, 102(4):866-874.
- [7] 董志锐,刘松龄. 涡轮叶栅端壁区的流动显示[J]. 中国科学基金, 1999,13(5):296-297.
DONG Zhirui, LIU Songling. Flow visualization of endwall area in turbine cascade[J]. Bulletin of National Science Foundation of China, 1999,13(5):296-297. (in Chinese)
- [8] Denton J, Pullan G, et al. A numerical investigation into the sources of endwall loss in axial flow turbines[R]. ASME Paper GT2012-69173, 2012.
- [9] Deich M E, Zaryankin A D, Filippov G A, et al. Method of increasing the efficiency of turbine stages with short blades [M]. Manchester, UK: Associated Electrical Industries Limited, 1960.
- [10] Morris A W H, Hoare R G. Secondary loss measurements in a cascade of turbine blades with meridional wall profiling[R] ASME Paper 75-WA/GT-13, 1975.

[11] Rose M G. Non-axisymmetric endwall profiling in the HP NGV's of an axial flow gas turbine[R]. ASME Paper 94-GT-249, 1994.

[12] Kawai T, Shinoki S, Adachi T. Secondary flow control and loss reduction in a turbine cascade using endwall fences [J]. International Journal of Japan Society of Mechanical Engineers, 1989, 32(3): 375-387.

[13] Brundage A L, Plesniak M W, Ramadhyani S. Influence of coolant feed direction and hole length on film cooling jet velocity profiles[R]. ASME Paper 99-GT-035, 1999.

[14] Karni J, Goldstein R J. Surface injection effect on mass transfer from a cylinder in crossflow: a simulation of film cooling in the leading edge region of a turbine blade[J]. Journal of Turbomachinery, 1990, 112(3): 418-427.

[15] Bogard D G. Evaluation of pressure side film cooling with flow and thermal field measurements: Part I showerhead effects[J]. Journal of Turbomachinery, 2002, 122(4): 670-677.

[16] Blair M F. An experimental study of heat transfer and film cooling on large-scale turbine endwalls[J]. Journal of Heat Transfer, 1974, 96(4): 524-529.

[17] Friedrichs S, Hodson H P, Dawes W N. Distribution of film-cooling effectiveness on a turbine endwall measured using the ammonia and diazo technique[J]. Journal of Turbomachinery, 1996, 118(4): 613-621.

[18] Friedrichs S, Hodson H P, Dawes W N. Aerodynamic aspects of endwall film-cooling[J]. Journal of Turbomachinery, 1997, 119(4): 786-793.

[19] 刘高文, 刘松龄, 朱惠人, 等. 涡轮叶栅前缘上游端壁气膜冷却的传热实验研究[J]. 航空动力学报, 2001, 16(3): 249-255.

LIU Gaowen, LIU Songling, ZHU Huiren, et al. Endwall heat transfer and film cooling measurements in a turbine cascade with injection upstream of leading edge[J]. Journal of Aerospace Power, 2001, 16(3): 249-255. (in Chinese)

[20] 刘高文, 刘松龄, 许都纯, 等. 涡轮叶栅前缘上游端壁气膜冷却的流场实验研究[J]. 航空动力学报, 2001, 16(2): 135-141.

LIU Gaowen, LIU Songling, XU Duchun, et al. Experimental investigation of flow fields in a turbine cascade with endwall film-cooling upstream of leading edge[J]. Journal of Aerospace Power, 2001, 16(2): 135-141. (in Chinese)

[21] 吕品, 王子健, 闻洁. 出流结构对涡轮叶栅端壁气膜冷却效率数值研究[J]. 航空动力学报, 2010, 25(5): 981-986.

LÜ Pin, WANG Zijian, WEN Jie. Numerical study on film-cooling effectiveness on endwall of a turbine cascade by different film-cooling jet structures[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(5): 981-986. (in Chinese)

[22] Goldman L J, McLallin K L. Effects of endwall cooling on secondary flows in turbine stator vanes [R]. Advisory Group for Aerospace Research and Development, AGARD CPP-214, 1977.

[23] Nicklas M. Film-cooled turbine endwall in a transonic flow field: Part II heat transfer and film-cooling effectiveness [J]. Journal of Turbomachinery, 2001, 123(4): 720-729.

[24] Knost D G, Thole K A. Computational predictions of end-wall film-cooling for a first stage vane [J]. International Journal of Turbo and Jet Engines, 2005, 22(1): 41-58.

[25] Lampart P, Yershov S, Rusanov A, et al. Tip leakage/main flow interactions in multi-stage HP turbines with short-height blading[R]. ASME Paper GT2004-53882, 2004.

[26] Paniagua G, Dénos R, Almeida S. Effect of the hub endwall cavity flow on the flow-field of a transonic high-pressure turbine[J]. Journal of Turbomachinery, 2004, 126(4): 578-586.

[27] Owen J M, Rogers R H. Flow and heat transfer in rotating-disc systems: Volume 1 rotor-stator systems [M]. Hoboken, US: John Wiley & Sons Incorporated, 1989.

[28] Gridley M C, Walker S H. Inlet and nozzle technology for 21st century fighter aircraft[R]. ASME Paper 96-GT-244, 1996.

[29] Hylton L D, Mihelc M S, Turner E R, et al. Analytical and experimental evaluation of the heat transfer distribution over the surfaces of turbine vanes[R]. NASA-CR-168015, 1983.

[30] 陈懋章. 粘性流体力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2002.

[31] 黄大革, 张根桓. 微尺度流动模型研究[J]. 电子机械工程, 2007, 23(3): 59-61.

HUANG Dage, ZHANG Genxuan. Study on the micro-scale flow model [J]. Electro-Mechanical Engineering, 2007, 23(3): 59-61. (in Chinese)