

文章编号: 1000-8055(2023)01-0184-13

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20220445

不同来流附面层厚度下容腔泄漏流 对围带式静叶性能影响

孔晓治¹, 黄天硕¹, 刘育心², 王成泽², 陆华伟¹

(1. 大连海事大学 船舶与海洋工程学院, 辽宁 大连 116026;

2. 大连海事大学 轮机工程学院, 辽宁 大连 116026)

摘 要: 基于验证的数值模拟方法, 针对带容腔结构的围带式静叶, 研究了容腔泄漏流对其性能的影响以及容腔泄漏流与主流的相互干涉作用。在不同的来流附面层厚度下, 探讨了叶栅二次流运动和角区分离发展情况, 并通过总压损失系数和熵增系数对性能变化进行评判。结果表明: 附面层厚度的增加使无容腔扩压叶栅总压损失系数和熵增损失系数增加。容腔泄漏流使叶片前缘出现容腔泄漏涡, 并对通道涡的发展和集中脱落涡的大小产生影响; 同时容腔泄漏流加强了叶栅通道内的三维流动效应, 削弱了近端壁面流体的横向偏转; 随着附面层增厚, 带容腔的扩压叶栅的总压损失系数和熵增损失系数变化程度不明显。

关 键 词: 围带式静叶; 容腔; 泄漏流; 角区分离; 附面层

中图分类号: V231

文献标志码: A

Influences of the cavity leakage flow on shrouded stator performance at different inlet boundary layer thicknesses

KONG Xiaozhi¹, HUANG Tianshuo¹, LIU Yuxin², WANG Chengze², LU Huawei¹

(1. Naval Architecture and Ocean Engineering College,

Dalian Maritime University, Dalian Liaoning 116026, China;

2. Marine Engineering College, Dalian Maritime University, Dalian Liaoning 116026, China)

Abstract: The impacts of the cavity leakage flow on the shrouded stator aerodynamic performance were investigated by modelling of the annular cascade mainstream with the seal cavity flow path based on the validated numerical method. Meanwhile, the interactions between the cavity leakage and the mainstream were also determined in the current study. The developments of hub corner separation under the action of leakage were discussed, while the total pressure loss coefficient and the entropy-based loss coefficient were employed to evaluate the performance changes at different boundary layer thicknesses. The results showed that the thickening of the boundary layer increased the total pressure loss coefficient and the entropy-based loss coefficient of diffuser cascade without cavity. The cavity leakage flow induced a new vortex near the blade leading edge, and had effect on the development of passage vortex and the size of concentrated shedding vortex. At the same time, the leakage flow strengthened the three-dimensional flow effect in the cascade passage and weakened the cross-passage deflection of the fluid near end-wall.

收稿日期: 2022-06-21

基金项目: 国家自然科学基金(52006021, 52106040); 中国博士后科学基金(2021M690498, 2021M700648);

辽宁省自然科学基金(2020-BS-069); 大连市科技创新基金(2021JJ12GX030);

海底工程技术与装备国际联合研究中心开放基金(3132022349)

作者简介: 孔晓治(1989—), 男, 副教授, 博士, 从事叶轮机械气动热力学、透平机械先进密封技术研究。E-mail: kongxiaozhi_lx@163.com

引用格式: 孔晓治, 黄天硕, 刘育心, 等. 不同来流附面层厚度下容腔泄漏流对围带式静叶性能影响[J]. 航空动力学报, 2023, 38(1): 184-196.

KONG Xiaozhi, HUANG Tianshuo, LIU Yuxin, et al. Influences of the cavity leakage flow on shrouded stator performance at different inlet boundary layer thicknesses[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(1): 184-196.

As the boundary layer thickened, the variations of total pressure loss coefficient and entropy increase loss coefficient of diffuser cascade with cavity were not obvious.

Keywords: shrouded stator; cavity; leakage flow; corner separation; boundary layer

为了进一步提高航空发动机的性能, 高负荷压气机的设计研发必须严格考虑转静空间所带来的间隙泄漏流动问题^[1]。对于围带式静叶, 如图1所示^[2], 机械强度好且能有效阻挡叶根横向泄漏。但静叶前后巨大压差的驱动, 使静子内环围带与转子轮毂凹槽之间形成复杂的逆向容腔泄漏流动。尽管在围带底部往往设计封严篦齿结构来限制过多的泄漏, 但经由旋转壁面做功后的容腔流(高旋流、高总温)会流回静叶前的主流道, 首先作用于静叶根部端区流动, 影响典型的角区分离损耗, 进而对压气机性能构成显著的影响^[3-4]。因此, 对容腔泄漏流影响机制的研究是高负荷压气机研究中需要关注的问题之一。

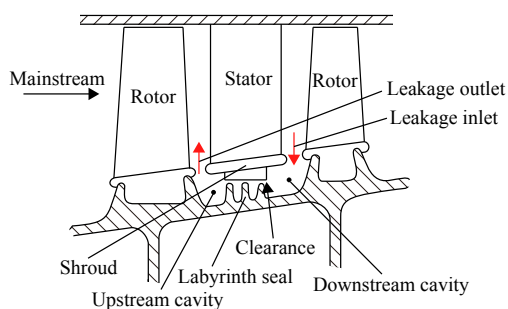


图1 轴流压气机中围带式静叶和容腔间隙结构^[2]

Fig. 1 Shrouded stator and seal cavity structures in axial compressor^[2]

随着压气机单级压比的提高, 端区流动问题突出, 叶片端部表现出较强的二次流动和严重的流动分离^[5]。Zhang等^[6]指出, 高负荷带来的更强的横向压力梯度不仅使附面层内的低能流体在角区堆积, 还会使其沿吸力面卷起爬升, 使得回流区向流道的叶展中部发展, 增大了分离范围。王子楠等^[7]的研究指出, 高负荷下较厚的附面层会导致更多的低能流体在吸力面角区堆积, 进而使得角区分离的范围明显增大。Zheng和Yang^[8]通过对带叶顶间隙的5级轴流压气机进行数值模拟研究, 分析了轮毂与机匣面的附面层位移厚度变化, 发现随着附面层位移厚度的增加, 分离造成的堵塞变得严重。Ma等^[9]的端壁造型研究指出较厚的入口附面层厚度增加了漩涡强度, 增加了叶栅通道内横向流动及其与附面层的相互作用,

并且出口压力损失与近端壁面流体流动和涡系密切相关。

对于容腔泄漏流的作用, Wellborn等^[10]较早地开展了容腔流对多级压气机性能影响的实验研究, 指出低能容腔泄漏流会在叶片吸力面侧汇聚, 增大角区分离范围, 引起静叶根部的流动阻塞和总压损失, 容腔泄漏量越大影响越严重。陈美宁等^[11]通过数值模拟研究发现静子容腔泄漏流体与主流掺混使静子叶栅通道后部近轮毂处横向流动增强。孟德君等^[12]对带容腔的静叶性能进行了详细的分析, 表明容腔泄漏流量越大角区分离越严重, 并建议将容腔篦齿封严间隙控制在1%叶高以内。Demargne等^[13]较早观察到了容腔流旋流增大的益处, 认为旋流较大的容腔流在与主流掺混后会降低端壁附面层动量损失厚度, 从而减小角区分离范围。Sohn等^[14]和Kim等^[15]同样发现随着容腔流旋流的增大, 抵抗端壁二次流偏转的能力增强, 角区分离的强度和展向高度明显减小, 但分离范围在周向会有所扩展。事实上, 不同流动状态的容腔流对端区损失产生影响的同时, 也会伴随着转静容腔内部不容忽视的流动损失变化。Yoon等^[16]指出, 静子容腔流与主流是相互影响相互干涉的, 在性能对比时, 如果只用总压损失系数来衡量主流性能, 很容易带来误判; 有容腔旋转壁面做功的情况下, 更应该从两者系统角度采用基于熵增的损失系数来分析总损耗情况。

综上所述, 压气机中容腔泄漏流动复杂, 并对压气机主流产生重要影响。而目前随着高负荷压气机精细化设计需求的提高, 更需要充分掌握容腔泄漏流与主流的干涉作用机理。因此, 本文以带容腔结构的扩压叶栅模型作为研究对象, 通过数值模拟的方法详细研究不同来流附面层厚度下, 泄漏流对压气机端区流动的影响; 从而进一步揭示容腔泄漏流动与主流的相互干涉机理, 为围带式静叶的压气机设计提供帮助。

1 数值模拟方法

1.1 研究对象

本文采用如图2所示的带容腔结构的扩压叶

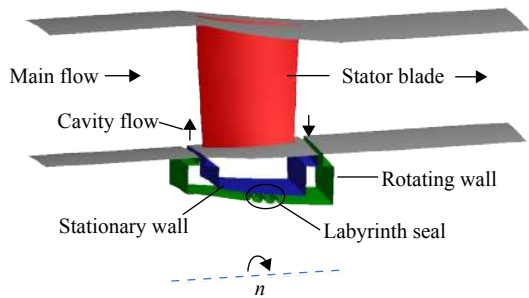


图 2 带容腔结构的环形压气机叶栅模型

Fig. 2 Annular compressor cascade model with the seal cavity structure

表 1 叶型参数

Table 1 Profile parameters

叶高/%	进口半径/mm	出口半径/mm	轴向弦长/mm	栅距/mm	进口几何角/(°)	出口几何角/(°)
95	239.99	237.69	38.57	32.78	43.11	26.57
90	237.42	235.45	38.34	32.43	43.04	26.69
85	234.83	233.18	38.12	32.08	43.02	26.80
70	226.94	226.30	37.62	31.00	42.38	26.92
50	216.15	216.84	36.59	29.52	42.12	27.37
30	205.19	207.26	35.65	28.03	42.87	28.27
15	196.81	199.96	34.56	26.88	43.97	29.37
10	193.98	197.51	34.30	26.50	44.35	29.84
5	191.12	195.95	34.01	26.11	44.73	30.33

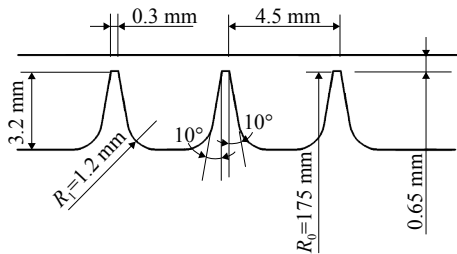


图 3 篦齿密封几何模型

Fig. 3 Geometric model of labyrinth seal

1.2 数值计算方法与验证

图 4 给出了三维网格分布图, 本研究中采用商用 ANSYS ICEM 软件进行网格划分, 网格为 H-O-H 多块结构化网格, 叶片周围采用 O 型网格, 其他均为 H 型网格。叶片壁面、端壁和容腔壁面附近都进行了网格加密, 保证 y^+ 为 1 的量级。为了消除网格数目对计算结果的影响, 选取了 250~780 万网格为范围并划分了 8 个不同的方案, 选择出口截面的总压损失系数来进行验证, 如图 5 所示。该模型总压损失系数随着网格数的增加呈逐渐减小的趋势, 当网格数达到 500 万时, 损失系数的相对误差变化量已在 0.14% 以内, 兼顾计算

栅模型作为研究对象, 叶型选取为某高负荷轴流压气机三维扩压叶栅, 全周叶片数为 46 片, 叶型参数如表 1 所示, n 为旋转壁面转速。容腔密封结构简化为上下游矩形容腔加封严篦齿, 腔高为 12.5 mm, 腔宽为 10 mm。封严篦齿为发动机中典型的直通齿结构, 其中齿数为 3, 齿高为 3.2 mm, 齿顶宽度为 0.3 mm, 前倾角为 10° , 后倾角为 10° , 齿根倒角半径 R_1 为 1.2 mm, 齿间距为 4.5 mm, 齿顶半径 R_0 为 175 mm, 齿顶间隙高度 $c=0.65$ mm, 如图 3 所示。

精度与节约计算时间的原则, 计算域网格数选取 500 万。

采用 ANSYS CFX 进行计算, 求解可压缩雷诺平均方程(RANS), 湍流模型选择 shear stress transfer(SST)模型, 进口根据叶片沿叶高扭曲的不同, 给定速度分布和静温, 出口给定静压, 进口马赫数为 0.664, 攻角沿叶高分布如表 2 所示。叶栅进口参数分布按照实际上游转子在 80% 设计转速下的出口参数给定。来流附面层按照 1/7 次

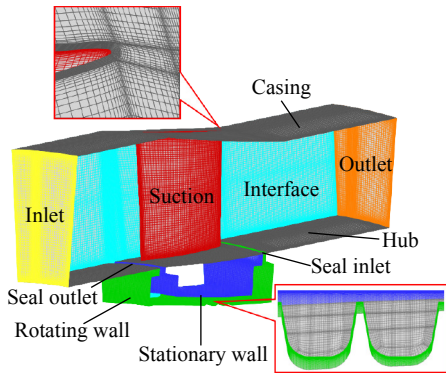


图 4 网格示意图

Fig. 4 Schematic of the grids

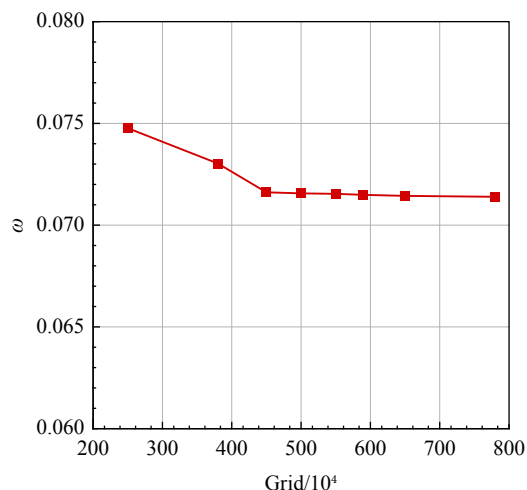


图 5 不同网格数下的总压损失系数

Fig. 5 Overall total pressure loss coefficients at different grid sizes

表 2 攻角沿叶高分布

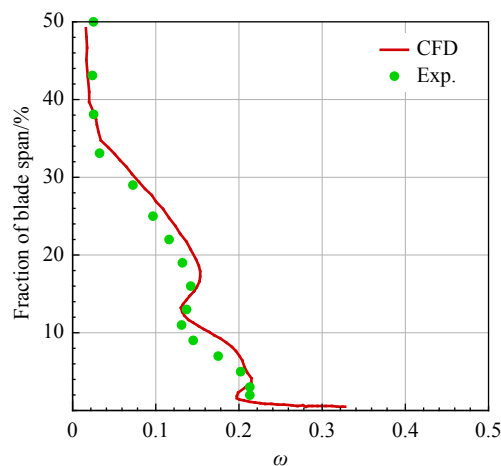
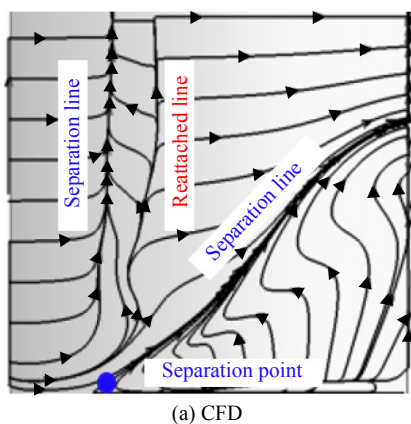
Table 2 Distribution of incidence on span

叶高/%	攻角/(°)
95	7.3
90	7.0
85	6.1
70	4.1
50	3.1
30	2.1
15	1.5
10	2.1
5	2.5

方指数分布规律给定($V/V_0 = (y/\delta)^{1/7}$), 研究过程中改变不同附面层厚度。轮毂、机匣、叶片和容腔壁面设置为绝热无滑移固体壁面, 其中容腔旋转壁面(如图 2 所示)根据 80% 设计工况给定转

速为 13 757 r/min。

由于带容腔结构的扩压叶栅实验数据缺乏, 为了验证计算方法的正确性, 本文将叶栅和容腔内流动分别进行验证。对于叶栅流动, 采用 NACA0065-K48 叶型的实验数据^[17]进行 SST 湍流模型验证, 对比了总压损失系数 ω 沿叶高分布和吸力面极限流线。从图 6 中可以看出, 虽然在接近轮毂面叶高处出现实验的损失系数偏大情况, 但整体的沿叶高总压损失分布一致性较好。图 7 中可以看出数值计算结果也较为准确地捕捉到的吸力面分离线、再附线和角区分离范围。对于容腔内部流动, 先前文献 [18] 进行了详细的实验测量, 实验台结构如图 8 所示。计算模型和边界条件保持与文献中一致, 采用 SST 湍流模型进行了容腔流场模拟。图 9 中对比了容腔泄漏流量和上游容腔内的 ($R/R_t=0.940$) 旋转比, 图中 $\dot{m}$ 为泄漏流

图 6 展向平均损失系数分布比较^[17]Fig. 6 Comparison of spanwise averaged loss coefficient distribution^[17]

(a) CFD

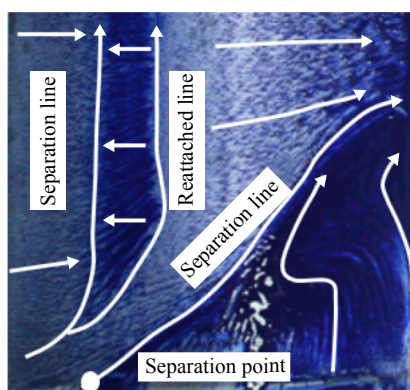
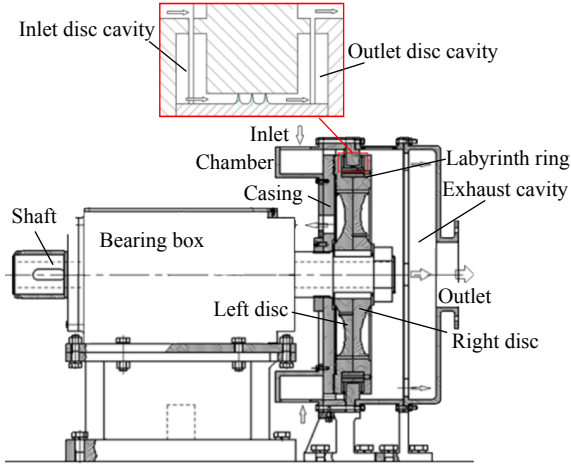
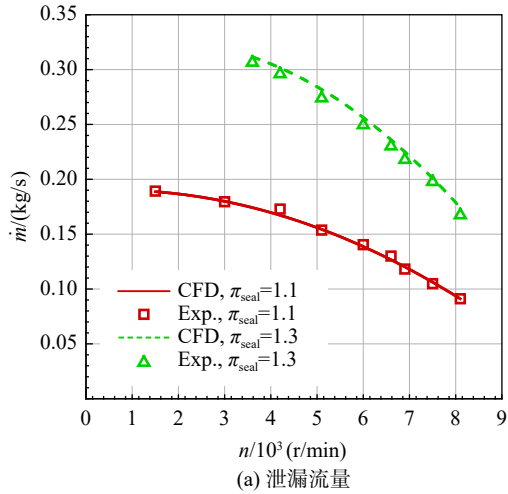
(b) Exp.^[17]

图 7 吸力面极限流线数值计算与实验结果比较

Fig. 7 Comparison of suction surface limiting streamlines between numerical and experimental results

图8 压气机级间容腔密封实验台^[17]Fig. 8 Experiment rig of compressor inter-stage seal cavity^[17]

(a) 泄漏流量

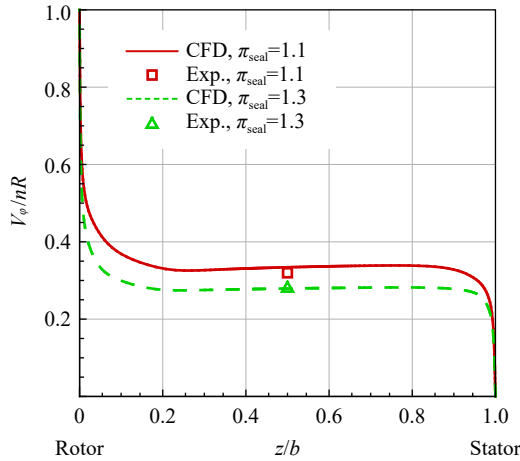
(b) 旋流比 ($R/R_t=0.940$)

图9 计算结果与实验测量结果比较

Fig. 9 Comparisons between computational results and experimental measurements.

量, V_ϕ 为旋流速度, R 为半径, R_t 为轮缘半径, z 为容腔中转子与静子之间的轴向坐标, b 为容腔中转子与静子之间的轴向距离, π 为压比。可以看

出数值模拟结果均与实验结果取得良好的一致性。综上所述, 本文的数值模拟方法可以很好地捕捉压气机叶栅和容腔的流动情况, 其结果具有可靠性。

1.3 参数定义

在带有容腔结构的环形叶栅通道中, 单独采用传统的总压损失系数 ω 来衡量叶栅性能是不够准确的, 因为这个损失系数假定没有功的输入。Yoon 等^[16] 定义了熵增损失系数 $\varepsilon_{\text{entropy}}$, 熵变既能考虑总压损失, 又能考虑轮毂旋转引起的总温度升高。因此在本文中采用两种损失系数来衡量带容腔的静子性能。其中总压损失系数和熵增损失系数的定义分别为

$$\omega = (p_1^* - p_2^*) / (p_1^* - p_1) \quad (1)$$

$$\varepsilon_{\text{entropy}} = 1 - e^{-(s/R)} \quad (2)$$

其中熵 s 的定义为

$$s = c_p \ln(T_2^*/T_1^*) - R_g \ln(p_2^*/p_1^*) \quad (3)$$

其中 p_1^* 和 p_2^* 分别为进出口总压, T_1^* 和 T_2^* 分别为进出口总温, p_1 为进口静压, c_p 为比定压热容, R_g 为气体常数。

熵增 Δs 的定义如下

$$\Delta s = s - s_1 \quad (4)$$

其中 s_1 为进口的熵。

无量纲温升定义如下, 以进口总温作为参考, 用来衡量有容腔结构叶栅通道内流体的总温变化。

$$T_{\text{rise}} = (T^* - T_1^*) / T_1^* \quad (5)$$

式中 T^* 为不同截面处的总温。

密流比 ρ_{avdr} 定义如下, 用来衡量叶栅通道内流体的三维效应。

$$\rho_{\text{avdr}} = \rho_2 V_2 / \rho_1 V_1 \quad (6)$$

式中 ρ_1 和 ρ_2 分别为进出口密度, V_1 和 V_2 分别为进出口轴向速度。

静压系数的定义如下, 用来衡量叶片表面的静压变化。

$$C_{\text{ps}} = (p - p_1) / (p_1^* - p_1) \quad (7)$$

式中 p 为叶表静压。

轴向涡量的定义如下, 用来衡量叶栅内的涡系变化。

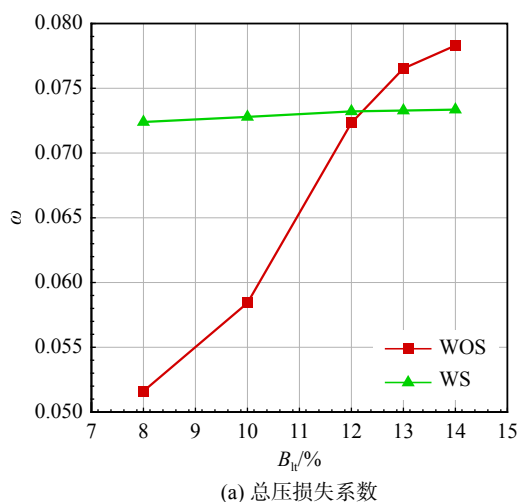
$$\Omega_z = \frac{\partial V}{\partial x} - \frac{\partial U}{\partial y} \quad (8)$$

式中 V 、 U 分别为叶展方向和叶片节距方向的速度分量。

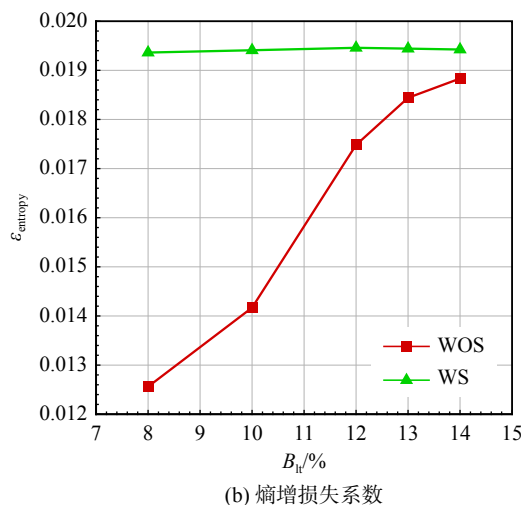
2 计算结果与分析

2.1 来流附面层厚度对总性能参数的影响

针对本文的三维静叶叶型, 计算获得了不同来流附面层厚度时, 有无容腔结构下静叶的性能。图 10 给出了总压损失系数和熵增损失系数随附面层厚度的变化。图中 B_{li} 为附面层对于叶高的相对厚度, WOS 表示无容腔结构扩压叶栅, WS 表示带有容腔结构的扩压叶栅。可以看出随着附面层厚度从 8% 叶高增加到 14% 叶高, 无容腔叶栅的总压损失系数和熵增损失系数分别增加 51.7% 和 49.9%; 而带有容腔结构的扩压叶栅的两种损失系数随着来流附面层厚度的增加, 变化不明显, 变化范围分别在 1.3% 和 5.2% 内。



(a) 总压损失系数



(b) 熵增损失系数

图 10 B_{li} 对有无容腔静叶性能的影响

Fig. 10 Influences of B_{li} on performance of stator with or without seal

其中带有容腔结构的扩压叶栅出现了当附面层厚度大于 12% 叶高时, 总压损失系数小于无容腔结构叶栅的情况, 而熵增损失系数则一直大于无泄漏流叶栅。

图 11 为带容腔扩压叶栅内周向平均熵增示意图。可以看出容腔内在旋转壁面的做功下, 从容腔入口到出口熵增不断增加, 容腔出口射出的泄漏流较出口已具有较高熵增, 并且容腔泄漏流也对叶栅通道内近端壁面以及角区内带来明显的熵增。图 12 展示了不同工况下扩压叶栅内不同截面处的近端壁总温升沿叶高分布。截面位置如图 11 所示, 其中 Plane1 为容腔出口与叶片前缘之间 2% 弦长截面, Plane2 为叶片尾缘与容腔入口之间 105% 弦长截面, Plane3 为容腔出口后 120% 弦长处截面。对于无容腔扩压叶栅, 如图 12(a) 和图 12(b), 由于展向的气流掺混, 带来近端壁曲线平滑偏转。对比无容腔扩压叶栅, 在有容腔泄漏流叶栅内, 容腔旋转壁面对泄漏流做功, 带来容腔内部泄漏流风阻温升显著, 泄漏流射入主流后在 Plane1 截面处与主流掺混后带来了 2% 叶高内温升达到 40 K, 如图 12(c) 和图 12(d)。通过叶栅后 Plane2 与 Plane3 截面总温升范围沿径向扩展, 特别是在 14% 叶高边界层厚度下, 温升已扩展到约 13% 叶高位置。随着附面层从 8% 增加到 14% 叶高, Plane1 截面处总温变化较小, 而 Plane2 与 Plane3 截面处温升范围有所扩展。综上所述, 带容腔结构的扩压叶栅内不仅容腔内部具有大幅度熵增, 叶栅通道内也伴有不同程度的温升与熵增, 所以对带容腔扩压叶栅不仅要用总压损失系数来衡量损失, 更应采用基于熵增的损失系数来衡量扩压叶栅性能。

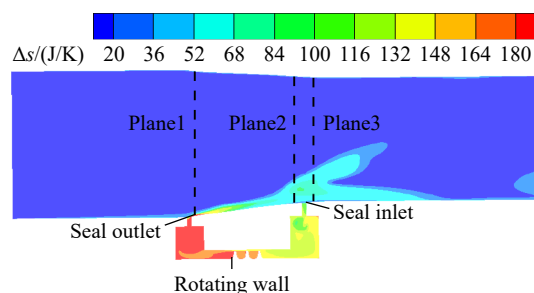
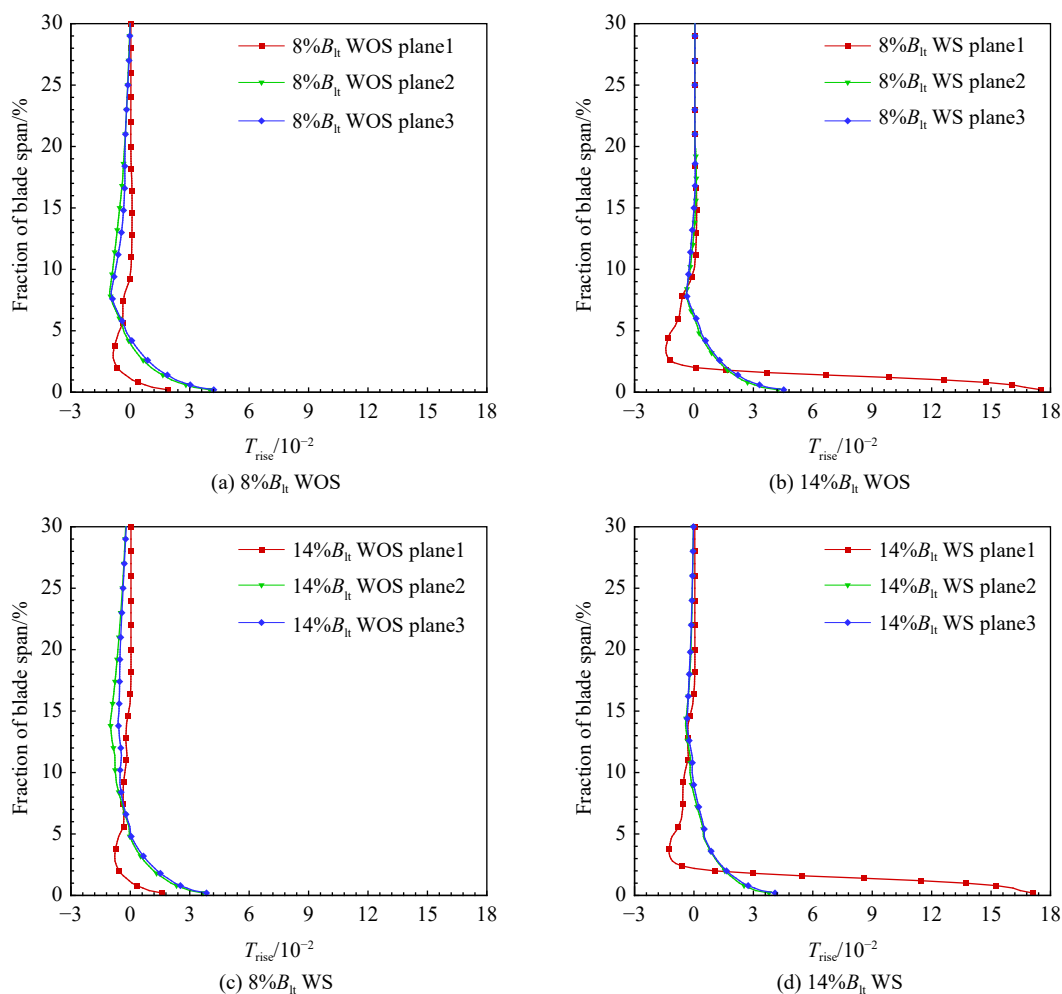


图 11 8% B_{li} 带容腔扩压叶栅周向平均熵增分布图

Fig. 11 Circumferential average entropy distribution of the diffuser cascade with cavity at 8% B_{li}

图 12 不同 B_{it} 周向温升沿叶高分布Fig. 12 Spanwise distributions of averaged temperature rise at different B_{it}

2.2 来流附面层厚度对叶栅内流动情况的影响

图 13 为不同附面层厚度下的静子周向平均性能参数沿叶高的变化规律图。从图 13(a)中可以看出,随着来流附面层厚度的增加,无容腔叶栅的总压损失系数在 60% 叶高范围以下得到不同程度的增加;在 5% 叶高处,当附面层厚度从 8% 叶高到 14% 叶高时,总压损失系数从 0.2 增加到 0.33 左右,总压损失约增大 65%。从图 13(b)中可以看出,带有容腔结构的扩压叶栅中,45% 叶高以下总压损失系数随着附面层厚度的增加而增加,在 5% 叶高处随着附面层的厚度增加,总压损失系数从 0.2 增加到 0.38 左右,总压损失约增大 36%。相比于无容腔泄漏时,泄漏流的射入一定程度上削弱了附面层增加导致的损失增加。另外,由于泄漏流的出现,增强了扩压叶栅内的三维流动效应,使得 45% 叶高以上总压损失系数随

着附面层厚度的增大反而降低。除此之外,可以观察到带有容腔的扩压叶栅在 5% 叶高的位置总压损失系数出现突然的减小情况,这主要是由于在叶片前缘这个叶高范围内泄漏流的射入和掺混使进口气流角向着攻角减小的方向变化,如图 13(c)所示。由图 13(d)可以看出在 8% 附面层厚度下,整个叶高范围内有容腔结构的扩压叶栅总压损失系数都大于无容腔叶栅。而随着附面层厚度的增加,在有容腔结构的扩压叶栅内出现了上半叶高内的总压损失系数逐渐减小的情况,使得在 14% 附面层厚度工况下,40% 叶高以上的总压损失系数都小于无泄漏流叶栅。这是由于随着附面层厚度的增加以及泄漏流的出现,使得扩压叶栅内流体的三维流动效应加剧,以至于在高来流附面层厚度的工况下出现了带容腔结构的叶栅的损失小于无容腔叶栅的情况(见图 10(a))。

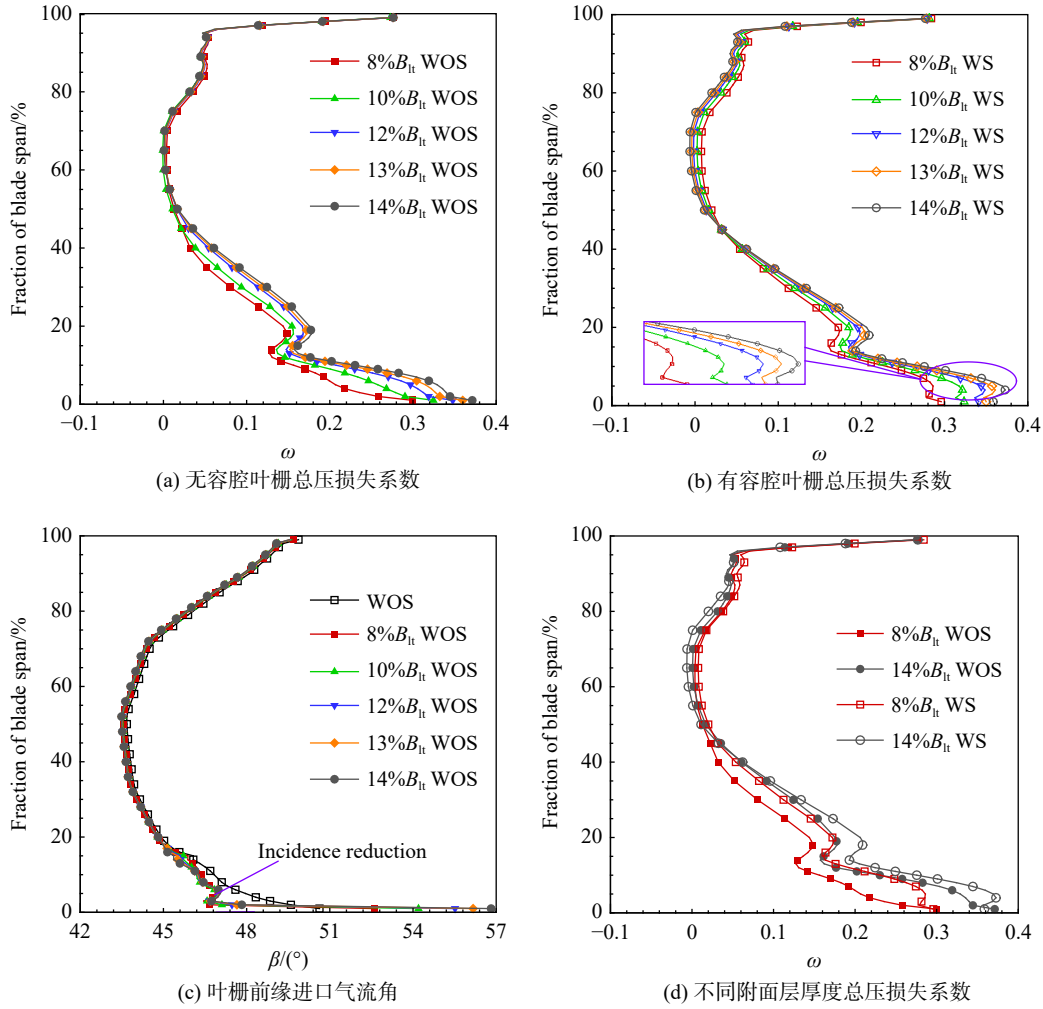
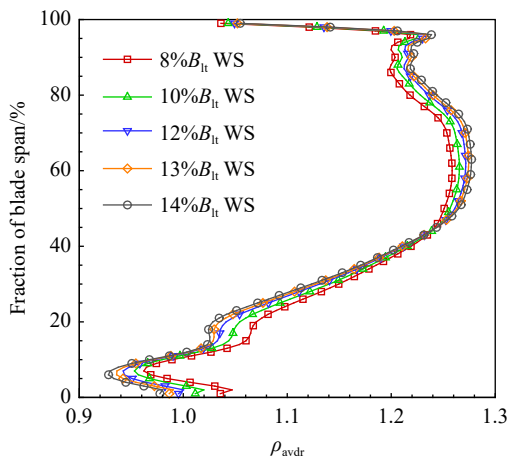
图13 不同 B_{it} 周向性能参数沿叶高分布Fig. 13 Spanwise distributions of averaged performance parameters at different B_{it}

图14给出了三维叶栅内 ρ_{avdr} 沿叶高的变化情况。可以看出随着附面层厚度的增加,在展向45%叶高以上 ρ_{avdr} 逐渐增加,而在45%叶高以下则呈现相反的规律。这是由于附面层厚度的增加,

图14 出口截面 ρ_{avdr} 沿叶高分布Fig. 14 Spanwise distributions of ρ_{avdr} on outlet

静叶根部角区分离带来堵塞增强, ρ_{avdr} 降低; 叶栅内三维效应使得流体径向迁移, 带来叶顶分离堵塞降低, ρ_{avdr} 增大。再一次说明, 带容腔泄漏流叶栅中, 随着附面层厚度增大, 三维效应更加严重。

图15为不同来流附面层厚度下无容腔叶栅和有容腔叶栅的壁面极限流线与端壁静压云图。对比图15(a)和图15(b)可以发现, 随着附面层厚度的增加, 由于低能流体增多导致近端壁二次流加强, 低能流体更早地向吸力面偏转堆积, 导致角区分离起点 S_1 逐渐向前推移, 使得叶栅吸力面角区分离轴向与展向范围增大。与无容腔泄漏情况相比, 容腔泄漏流的出现使得流动更加复杂, 由于泄漏流从容腔出口射出并与主流掺混, 导致叶片前缘近端壁面出现了回流区, 并产生了新的涡(下文分析), 也使得叶片前缘马蹄涡鞍点 S_2 横向偏移。但是, 有容腔泄漏的情况下, 随着附面层

厚度的增加, S_1 向前推移程度减弱。这是由于高周向速度容腔泄漏流的出现具有较强的抵抗横向二次流能力, 与主流附面层掺混后, 削弱了近端壁面气流的横向偏转程度。如图 15(c) 和图 15(d)

所示, 随着附面层的增厚, 端壁极限流线横向偏转程度相差不大。另外, 值得注意的是, 随着附面层厚度的增加, 由于叶栅内的三维流动效应, 叶顶的分离程度有所减小。

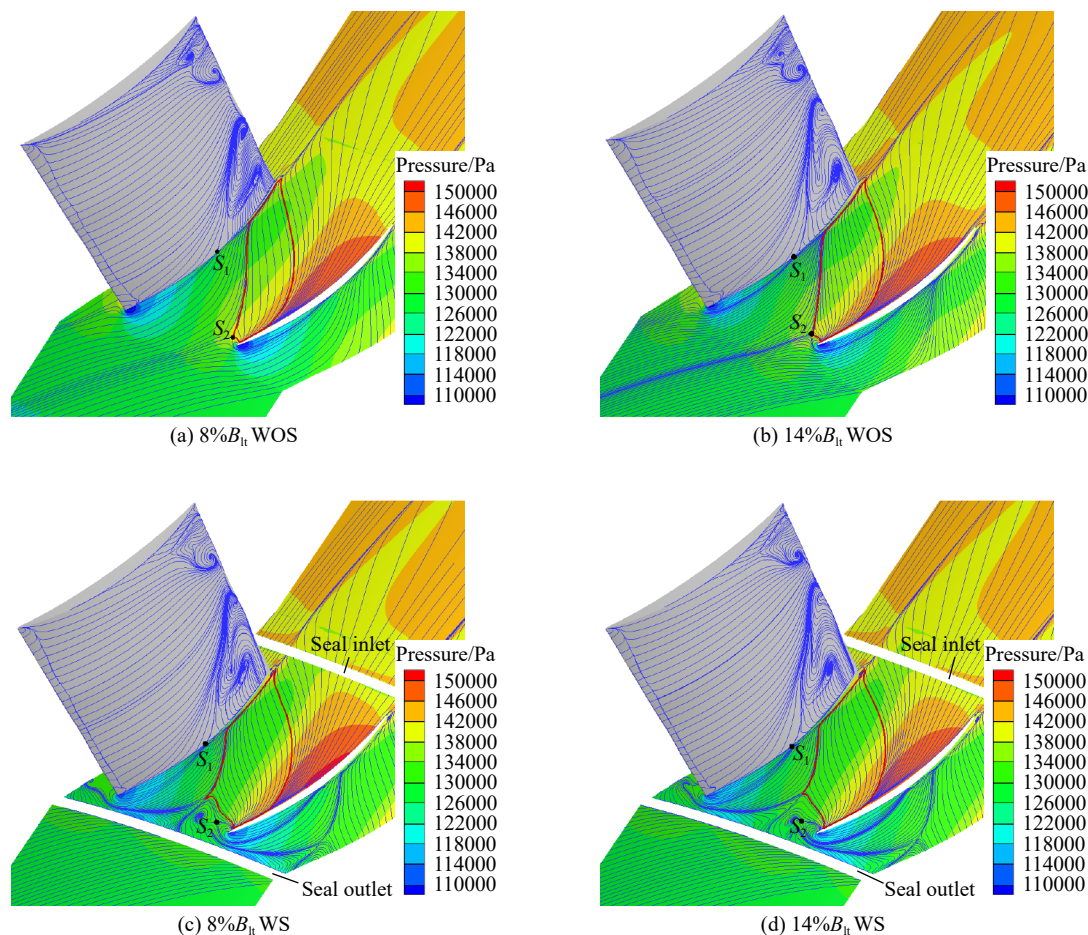


图 15 不同 B_h 下的壁面极限流线与端壁静压云图

Fig. 15 Surface streamlines and end-wall static pressure contours of different B_h

图 16 展示了不同工况下叶根(1%叶高)和叶中位置叶片表面静压系数沿轴向的分布曲线。可以准确判断无容腔叶栅内叶根吸力面角区分离起始点随着附面层厚度增加而逐渐前移, 并且可以观察到在有容腔扩压叶栅内叶根处角区分离起始点位置随附面层厚度增加没有明显变化。

2.3 容腔泄漏流与主流干涉作用

图 17 为来流附面层为 14% 叶高厚度工况下容腔泄漏流分布及 Q 准则等值面图。容腔泄漏流可以根据其在容腔出口截面的相对位置以及最终去向分为 3 种, 其中蓝色、粉色和黄铜色分别对应于泄漏流 1~3。又根据容腔出口截面从吸力面到压力面的位置, 泄漏流 1 分别定义为吸力面分支(Leakage-1-SS)、中间分支(Leakage-1-Mid)和压力面分支(Leakage-1-PS), 泄漏流 2 分别定义

为吸力面分支(Leakage-2-SS)和压力面分支(Leakage-2-PS), 青色为来流附面层内流体及 Q 准则下的三维漩涡结构。如图 17 可以明显看出, 在容腔泄漏流的干扰下, 叶片前缘端壁附近出现了一个新的涡(与图 15(c)和图 15(d)中的端壁附近回流区相关), 定义为容腔泄漏涡(CLV)。图 18 为不同截面处容腔泄漏流及轴向涡量的变化规律(0%、60%、85% 和 120% 轴向弦长), 其中各截面垂直于轴向 z , 云图显示为轴向涡量(ω_z), 单位为 s^{-1} 。具体的 3 种泄漏流与主流的相互干涉分析如下:

泄漏流 1: 是泄漏流的主要部分, 由容腔出口 3 个不同地方射出。在图 17、图 18(a)和图 18(b)中可以看出泄漏流 1 吸力面分支受到叶片前缘马蹄涡吸力面分支(HVS)和附面层内流体的挤压,

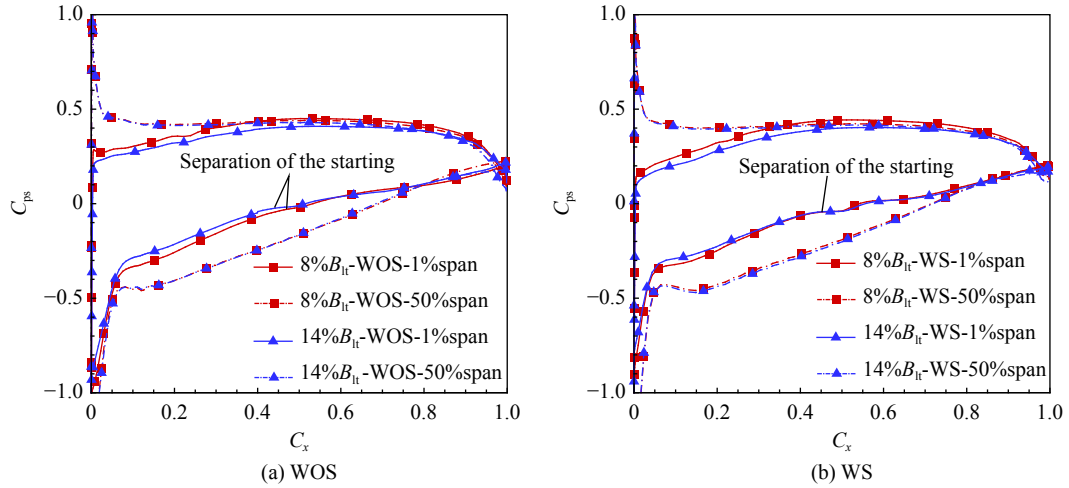


图 16 吸力面和压力面静压系数分布

Fig. 16 Static pressure coefficient distributions of suction and pressure surfaces

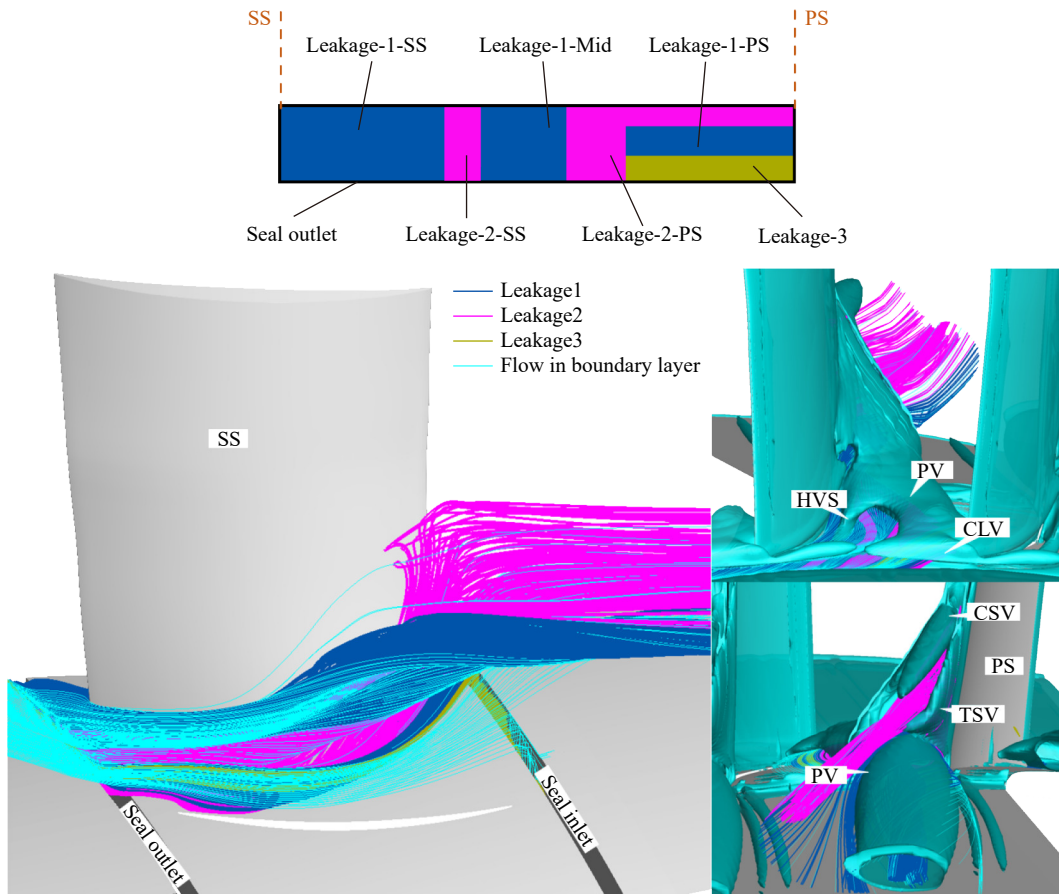


图 17 三维流线分布和 Q 准则等值面

Fig. 17 Distributions of three-dimensional streamlines and iso-surface of Q-criterion

在叶片前缘贴近端壁流动; 在 60% 弦长左右处受到泄漏流 2 吸力面分支横向挤压以及壁面涡 (WV) 的影响, 慢慢抬升扭曲并开始汇入通道涡 (PV)。如图 17、图 18(b) 所示, 泄漏流 1 中间分支在 60% 弦长左右位置由于泄漏流 2 压力面分支和横向压力梯度的作用, 开始向叶片吸力面

(SS) 发展, 并开始抬升泄漏流 1 和 2 的吸力面分支; 由图 18(c) 可知, 中间分支在 85% 弦长位置左右开始汇入通道涡。从图 18(b) 中可以看出泄漏流 1 压力面分支在 60% 弦长处由于附面层流体的挤压开始贴端壁流动, 并由于横向压力梯度的影响, 开始向叶片吸力面发展; 如图 18(d) 所示,

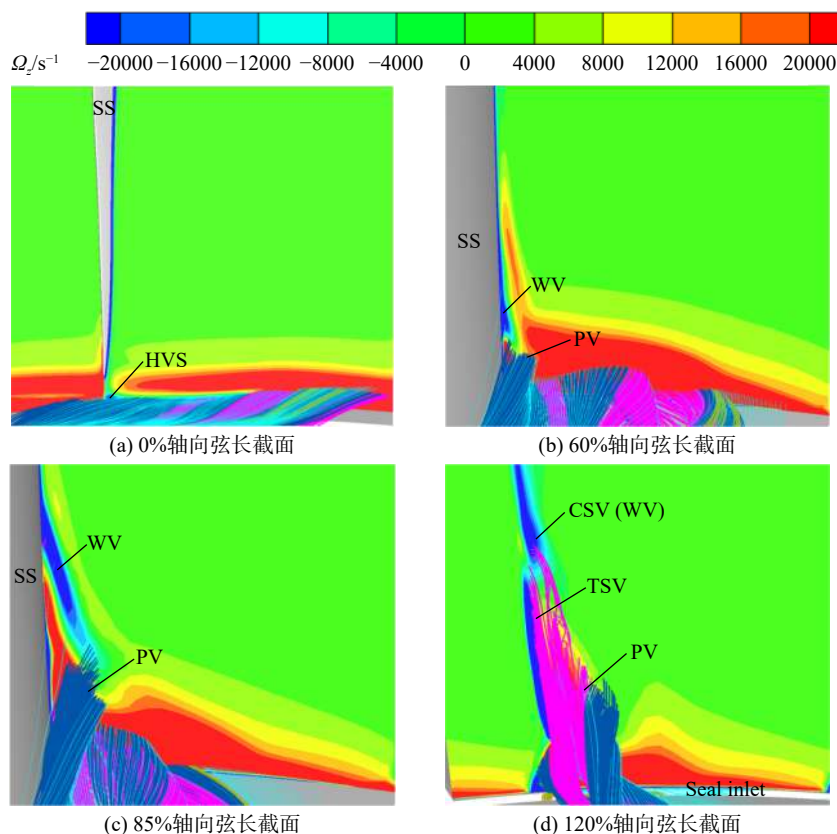


图 18 不同截面处轴向涡量随泄漏流变化

Fig. 18 Variations of the axial vorticity at different cross sections with leakage streamlines

直到叶片尾缘才汇入通道涡。

泄漏流 2: 从图 17、图 18(a) 和图 18(b) 中可以看出泄漏流 2 吸力面分支受到主流的挤压在叶片前缘贴壁流动; 在 60% 弦长左右位置开始受到泄漏流 1 吸力面分支和强通道涡的挤压, 并在泄漏流 1 中间分支的牵引下逐步沿叶展方向爬升。由图 17 和图 18(b) 可知, 泄漏流 2 压力面分支在 60% 弦长处受到横向压力梯度和泄漏流 1 压力面分支的挤压开始向叶片吸力面发展。从图 18(c) 中可以看出, 在 85% 弦长截面处观察到泄漏流 2 整体在吸力面沿展向爬升, 其在展向方向影响范围比泄漏流 1 更大。由图 18(d) 可知, 在叶片尾缘处壁面涡的位置出现了集中脱落涡(CSV), 在集中脱落涡下方, 由于叶片尾缘两侧低能流体的汇聚, 在下游形成尾缘脱落涡(TSV), 泄漏流 2 受到通道涡、尾缘脱落涡和集中脱落涡的黏性摩擦耗散, 在 120% 弦长处泄漏流 2 已不具有轴向涡量, 汇入主流。

泄漏流 3: 从叶片压力面侧射出, 所占泄漏流的比例最小, 如图 17、图 18 所示, 泄漏流 3 在 60% 弦长左右位置受横向压力梯度的作用, 开始向叶片吸力面发展, 并在叶片后再次进入容腔入口。

图 19 给出了通过 Q 准则识别的漩涡结构, 等值面通过轴向涡量 Ω_z 渲染。对比图 19(a) 和图 19(b) 可以看出, 随着来流附面层的增厚, 近壁面附面层内低能流体增多, 导致近壁面附面层内流体抵抗横向二次流能力变弱, 使得横向流动增强, 导致通道涡(PV)向吸力面偏转提前, 同时通道涡的抬升程度增大, 角区分离范围展向范围明显扩大, 总压损失增大。对比图 19(a) 和图 19(c) 可以看出, 由于轴向低速的容腔泄漏流的出现以及轴向高速的主流的影响, 导致在容腔出口处(前缘附近)的流体相互搓动, 形成了容腔泄漏涡(CLV)。在 CLV 的诱导以及横向压力梯度的作用下, PV 在轴向上提前发展和展向爬升, 加之大部分泄漏流汇聚进入通道涡并会在角区爬升, 带来了更加严重的角区分离。另外, 由于泄漏流 2 发展过程与尾缘脱落涡(TSV)的黏性摩擦耗散, 使得泄漏流作用下 TSV 有所减小。对比图 19(c) 和图 19(d) 可以看出, 在有泄漏流的扩压叶栅内, 随着来流附面层厚度的增加, 叶栅通道内的角区在展向得到小范围的扩大, PV 横向偏转情况和角区分离情况变化不明显。这是由于高周向速度的泄漏流由容腔射出后, 与来流附面层内低能流体掺混,

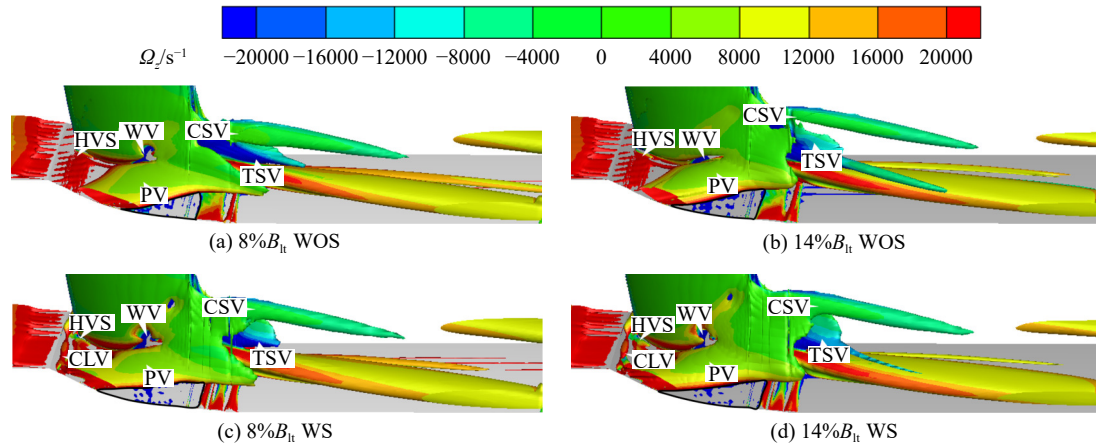


图 19 不同工况叶栅通道内三维漩涡结构

Fig. 19 3D vortex structures in blade passage at different conditions

具有较强的抵抗横向二次流的能力,削弱了附面层增厚导致的横向偏转提前。

3 结 论

本文采用数值模拟的方法对某高负荷轴流压气机扩压叶栅容腔泄漏流动进行研究,从不同来流附面层厚度方面分析了容腔泄漏流动对扩压叶栅性能的影响并着重讨论了容腔泄漏流与主流的相互干涉,主要结论如下:

1) 随着来流附面层厚度的增加,低能流体逐渐增多,无容腔叶栅总压损失系数和熵增损失系数分别增加 51.7% 和 49.9%;容腔泄漏流的出现加强了叶栅通道内的三维流动效应,带来叶栅顶部损失减小,使得有容腔的扩压叶栅总压损失系数和熵增损失系数变化不明显,变化范围分别在 1.3% 和 5.2% 内。

2) 容腔泄漏流在容腔出口与主流摩擦搓动形成周向的容腔泄漏涡,容腔泄漏涡会诱导通道涡提前发展,增大角区分离范围。泄漏流与主流附面层流体相互作用发展爬升至吸力面角区,大部分容腔泄漏流在叶栅通道中汇入并增强了通道涡,另一部分泄漏流在叶片尾缘无流量地汇入主流,很少一部分的泄漏流会再次流回容腔内部。

3) 无泄漏流叶栅中,随着附面层增厚,近端壁流体横向偏转增强,通道涡向吸力面偏转提前,同时通道涡的抬升程度增大,角区分离范围明显扩大。然而,容腔泄漏流射入主流后,其较大的周向速度具有较强抵抗横向压力梯度的能力,削弱了附面层增厚导致的二次流和通道涡横向偏转提前现象进而使得角区分离情况变化不明显。

另外,值得说明的是,大周向速度泄漏流状态

往往是由容腔旋转壁面做功产生的,虽可以一定程度上抵抗通道内二次流横向运动,但也往往会伴随着容腔内部不容忽视的风阻损耗。所以,对于设计者来说,采用基于熵增的损失系数来衡量带容腔扩压叶栅系统的整体损失是较为合适的。

参考文献:

- [1] CAO Z, ZHANG X, ZHANG F, et al. Tip leakage vortex and its breakdown mechanism in aspirated compressor cascades designed with conventional method and curvature induced pressure recovery concept[J]. *Aerospace Science and Technology*, 2021, 113(6): 106692.1-106692.16.
- [2] BAYLEY F J, CHILDS P. Air temperature rises in compressor and turbine stator wells[R]. ASME Paper 94-GT-185, 1994.
- [3] KIM S, KIM K, SON C. Three-dimensional unsteady simulation of a multistage axial compressor with labyrinth seals and its effects on overall performance and flow characteristics[J]. *Aerospace Science and Technology*, 2019, 86(3): 683-693.
- [4] KATO D, YAMAGAMI M, TSUCHIYA N, et al. The influence of shrouded stator cavity flows on the aerodynamic performance of a high-speed multistage axial-flow compressor[R]. ASME Paper GT2011-46300, 2011.
- [5] GBADEBO S A, CUMPSTY N A, HYNES T P. Three-dimensional separations in axial compressors[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2005, 127(2): 331-339.
- [6] ZHANG Y, MAHALLATI A, BENNER M. Experimental and numerical investigation of corner stall in a highly-loaded compressor cascade[R]. ASME Paper GT2014-27204, 2014.
- [7] 王子楠, 耿少娟, 张宏武. 来流边界层对压气机平面叶栅角区流动的影响[J]. *推进技术*, 2017, 38(1): 54-60.
WANG Zinan, GENG Shaojuan, ZHANG Hongwu. Effects of inlet boundary layer on corner flow in a linear compressor cascade[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2017, 38(1): 54-60. (in Chinese)
- [8] ZHENG X, YANG H. End-wall boundary layers and blockages of multistage axial compressors under different conditions[J]. *Journal of Propulsion and Power*, 2017, 33(4): 908-916.
- [9] MA Y, TENG J, ZHU M, et al. Influence of the inlet boundary layer on non-axisymmetric endwall contouring effects in a linear compressor cascade[J]. *Mechanical Engineering Science*, 2022, 236(12): 1-12.

- 6530-6542.
- [10] WELLBORN S R, OKIISHI T H. The influence of shrouded stator cavity flows on multistage compressor performance[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1999, 121(7): 486-497.
- [11] 陈美宁, 谢伟亮, 王红涛. 静子容腔泄漏对某压气机性能影响的数值研究[J]. *航空动力学报*, 2014, 29(11): 2543-2549.
CHEN Meining, XIE Weiliang, WANG Hongtao. Numerical investigation of stator cavity leakage influence to a compressor performance[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2014, 29(11): 2543-2549. (in Chinese)
- [12] 孟德君, 邢雷, 李坚. 篦齿封严流动及其对压气机静子性能的影响[J]. *航空发动机*, 2013, 39(6): 31-42.
MENG Dejun, XING Lei, LI Jian. Influence of shrouded stator cavity flow on compressor stator performance[J]. *Aeroengine*, 2013, 39(6): 31-42. (in Chinese)
- [13] DEMARGNE A A J, LONGLEY J P. The aerodynamic interaction of stator shroud leakage and mainstream flows in compressors[R]. ASME Paper 2000-GT-570, 2000.
- [14] SOHN D W, KIM T, SONG S J. Influence of the leakage flow tangential velocity on the loss generation and leakage flow kinematics in shrouded axial compressor cascades[R]. ASME Paper GT2006-90979, 2006.
- [15] KIM J W, LEE J S, SONG S J, et al. The impact of leakage flow tangential velocity on secondary losses in a shrouded compressor cascade[R]. ASME Paper GT2012-69217, 2012.
- [16] YOON S, SELMEIER R, CARGILL P, et al. Effects of the stator hub configuration and stage design parameters on aerodynamic loss in axial compressors[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2015, 137(9): 091001.1-091001.10.
- [17] LU H, YANG Y, GUO S, et al. Control of corner separation via dimpled surface for a highly loaded compressor cascade under different inlet mach number[J]. *Aerospace Science and Technology*, 2019, 85(2): 48-60.
- [18] KONG X, LIU Y, LU H, et al. Performance analysis of inter-stage leakage flows at rotating conditions in an axial compressor[J]. *Journal of Thermal Science*, 2020, 29(6): 1558-1568.

(编辑: 张 雪)