

# 交替静叶布局对轴流压气机气动稳定性的影响\*

傅文广<sup>1</sup>, 余军杨<sup>1</sup>, 左瑞<sup>1</sup>, 王威<sup>2</sup>, 孙鹏<sup>1</sup>, 王伟<sup>1</sup>

(1. 中国民航大学 安全科学与工程学院, 天津 300300;  
2. 烟台杰瑞石油服务集团股份有限公司, 山东 烟台 264003)

**摘要:** 为揭示交替静叶布局控制角区分离的流动机理, 提升压气机性能, 实现压气机的扩稳, 采用了数值模拟方法对某高负荷跨声速压气机展开交替静叶设计研究。通过改变静叶叶尖进口几何角, 调整叶片的布局方式, 得到一种改叶型弯角交替静叶, 在此基础上结合叶片弦长进一步优化, 得到另一种改弦长交替静叶。数值研究表明: 改叶型弯角交替静叶布局压气机的稳定裕度相对原型提升了34.7%, 改弦长交替静叶使改叶型弯角交替静叶的压气机稳定性进一步提高, 但会造成压比和效率的小幅下降, 即以损失部分性能的代价换取了压气机稳定性的提升, 改弦长交替静叶压气机在前者基础上将稳定裕度进一步提升了9.7%。新型的静叶布局使得相邻流道的流场结构产生差异, 在周向上形成上、下角区分离交替分布的格局, 促进了相邻流道出口流体的汇聚。叶型弯角的改变使角区低能流体区引入了更多高能流体, 抑制了低能流体在角区堆积, 提升了静叶的扩压能力。而弦长改变的同时增加了叶片前掠, 阻隔了部分气流, 实现了气流的重新分配, 一定程度上平衡了两侧气流流量的不均匀性, 从而改善了该压气机的气动稳定性。

**关键词:** 轴流压气机; 交替静叶; 角区分离; 稳定裕度; 进口几何角

**中图分类号:** V231.3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4055 (2024) 05-2305043-15

**DOI:** 10.13675/j.cnki.tjjs.2305043

## 1 引言

航空发动机朝着高推重比的方向发展, 对压气机的设计提出更高的压比和更少的级数要求, 以确保轴流压气机能够在高负荷流动状态下运行。然而, 随着负荷的增加, 会出现节流现象, 导致动叶叶尖区域流体的轴向动量降低。这一现象会导致紧邻下游的静叶来流攻角增大, 并增强吸力面角区的分离现象, 从而导致压气机性能恶化, 甚至可能引发喘振和失速现象<sup>[1]</sup>, 尤其是在侧向进气、边界层吸入等复杂工况条件下, 压气机的稳定性会进一步降低<sup>[2-4]</sup>。针对角区分离现象, 实现压气机的扩稳方法在近年来的研究发展迅速, 例如已经成为常用方法的弯掠三维造型叶片、边界层吹吸、涡流发生器等方式<sup>[5-7]</sup>。弯掠叶片通过改变叶片积叠实现展向和轴向匹配不同工况气流流动来提升压气机性能。边界层吹吸可以

向低能流体区注入能量或将低能流体抽离, 从而减小低能流体团, 实现主动流动控制。采用涡流发生器可以诱导产生高速涡流去激励边界层流体, 进而减小角区分离, 提升压气机效率<sup>[8-10]</sup>。这些是目前应用广泛的角区分离控制方法, 而随着压气机设计要求的进一步提高, 常规的方式难以满足一些高负荷压气机的设计需求。季路成<sup>[11]</sup>提出, 未来为了压气机设计负荷最大化, 需要结合全三维叶片技术和三维空间等在全局观念下进行设计。傅文广等<sup>[12]</sup>在进口畸变条件下对比了三种不同构型的非轴对称静子的流场表现, 结果表明非轴对称结构应用于压气机可以有效抑制畸变区静叶角区的流动分离。Georgios等<sup>[13]</sup>使用机匣处理结合动叶叶片三维造型的方法提高了压气机的喘振边界和效率。Rodrigo等<sup>[14]</sup>针对分流叶片式离心压气机研究了主叶片和分流叶片的多种掠型设计, 分析了掠型叶片与叶顶间隙推迟压气

\* 收稿日期: 2023-05-24; 修订日期: 2023-06-30。

基金项目: 天津市教委科研项目(2021KJ060); 天津市研究生科研创新项目(服务产业专项)(2022BKYZ052)。

作者简介: 傅文广, 博士, 讲师, 研究领域为航空发动机气动热力学及适航技术。

通讯作者: 孙鹏, 博士, 教授, 研究领域为航空发动机气动热力学与适航技术。E-mail: sp\_hit@hotmail.com

引用格式: 傅文广, 余军杨, 左瑞, 等. 交替静叶布局对轴流压气机气动稳定性的影响[J]. 推进技术, 2024, 45(5): 2305043. (FU W G, YU J Y, ZUO R, et al. Effects of alternating-stator vane layout on aerodynamic stability of axial compressor[J]. Journal of Propulsion Technology, 2024, 45(5):2305043.)

机效率下降的耦合影响。Meng等<sup>[15]</sup>采用叶片与非轴对称端壁混合改型的方式,在叶片端区形成新的二面角结构,使得角区分离区的结构、位置发生改变,角区分离范围明显减小,Yi等<sup>[16]</sup>对此也做了相同的研究,得到了相同的结果。哈尔滨工业大学的陈焕龙团队<sup>[17]</sup>近些年结合了三维叶片造型技术,创新性地设计了一种增加叶栅部分叶高的稠度进而降低通道内压力梯度的分叉叶片结构,仿真结果表明,其可应用于高负荷、折转角较大的叶栅或压气机静叶内来降低流道内能量损失,增强叶片的气流折转能力。

为了改善压气机在节流情况下静叶来流攻角增大造成的角区分离加剧现象,通过调整静叶进口几何角来减小攻角,同时为了避免进口几何角变化造成的叶片弯折角度过大使角区分离提前,本文设计了一种静叶叶型周向交替布局的轴流压气机,通过对流场的分析探讨交替静叶对压气机气动性能的改变和作用机制。

## 2 数值模拟方法

### 2.1 计算模型及网格

本文采用数值模拟方法,选用某型高负荷单级轴流压气机为原始模型,此压气机的详细设计参数见表1。

Table 1 Compressor main design parameters

Design parameter	Value
Blade number of rotor	36
Vane number of stator	46
Rotational speed/(r/min)	24 566.8
Rotor tip clearance/mm	0.4
Total pressure ratio	2.05
Tip tangential velocity/(m/s)	452

图1(a)为整个计算域的网格示意图,采用NUMECA的网格生成器Autogrid 5自动生成计算域的结构化网格。如图1(b)所示,动叶计算域网格拓扑为O4H型,其静叶网格类型为H&I型,网格拓扑及网格点分布如图1(c)所示。另外对近壁面网格进行了加密处理,设置第一层网格高度为 $3\mu\text{m}$ , $y^+ < 1$ ,以保证满足湍流模型要求。计算域网格节点总数约为285万,其中转子计算域网格节点总数约115万,静子计算域网格节点总数约170万。

### 2.2 交替静叶布局

本文设计的交替静叶(AS)布局和改型方案示意

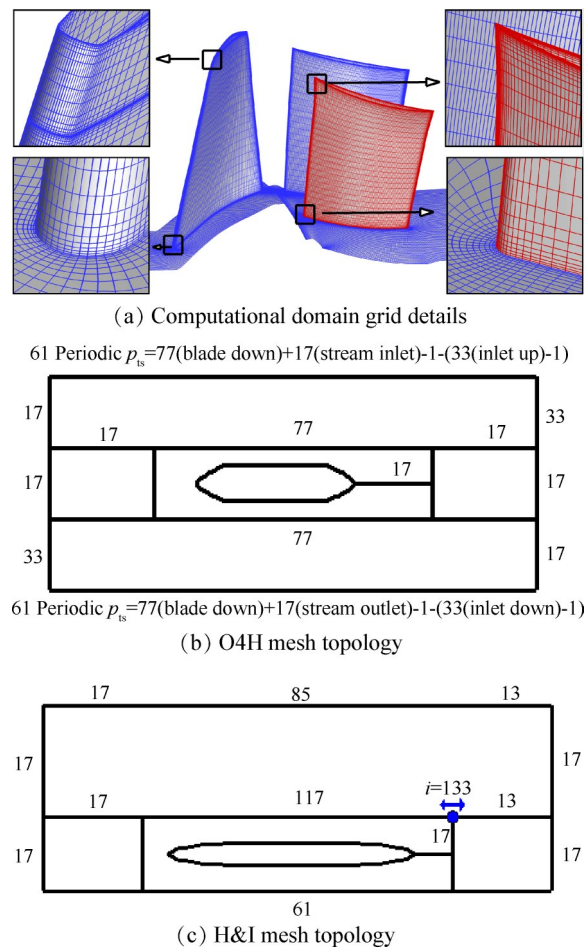
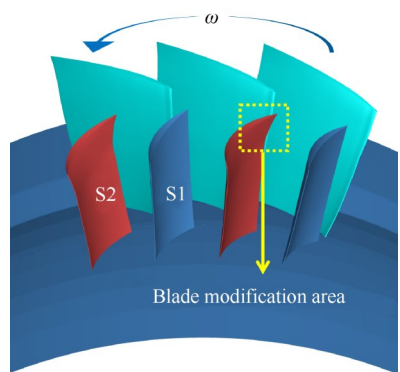


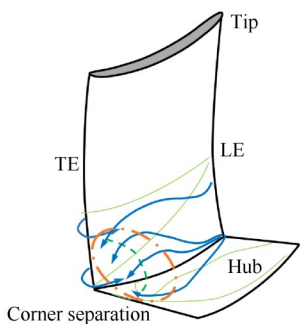
Fig. 1 Computational domain grid and B2B mesh topology

如图2和图3所示,图3(a)表示叶片叶顶截面改型示意图,图3(b)中 $H_1 \sim H_{11}$ 为叶片参数化后型线,图中标示出了叶顶部分进口几何角的角度变化量。具体修改的范围主要集中在70%叶高范围以上,通过修改 $H_9 \sim H_{11}$ 三个叶型截面的进口几何角度从而实现交替静叶改型设计。S1代表原型叶片,S2为改型叶片,两种静叶周向交替布局,这种静叶布局的目的是将部分静叶叶尖来流攻角减小,因而可以减弱叶片吸力面角区分离<sup>[18]</sup>。但同时由于叶尖进口几何角的改动造成叶型弯折角度增大,这会使角区分离位置提前,因此在常规布局下通过改变叶型弯角来减弱角区分离的方式存在限制,为此设计了交替布局的静叶来达到提高静叶抗负荷能力同时减弱和推迟角区分离的目的。

图2(b)为本研究中角区分离的示意图,根据其分布位置,将其划分为上角区(靠近机匣位置)和下角区(靠近轮毂位置)。叶片吸力面靠近尾缘部分与下端壁(轮毂)之间的流动分离区域,将其定义为下角区分离,反之,叶片与上端壁之间的角区分离为上角区分离。本文交替静叶设计思路是通过交替排列

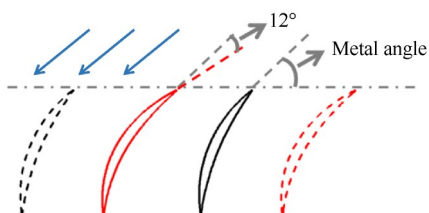


(a) Alternating-vane layout

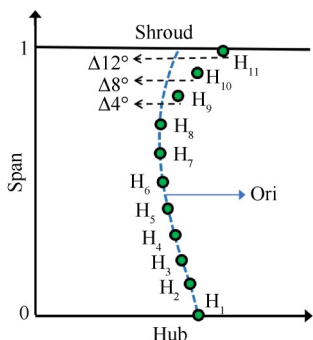


(b) Separation corner diagram

Fig. 2 Schematic diagram of alternating-vane layout and separation corner diagram



(a) AS schematic diagram on the tip



(b) Metal angle change

Fig. 3 Schematic diagram of stator vane modification

两种叶尖进口几何角不同的叶片,使得在周向上形成一个通道上角区分离、相邻通道下角区分离的流场格局,进而在整体上使能量分布沿径向更加均匀,避免在常规布局下由于上角区大面积分离使上半叶高流道堵塞而造成压气机失速的情况发生。

### 2.3 计算方法及边界条件

本文使用 NUMECA 的 Fine/Turbo 求解器对三维流场进行数值模拟,模拟方法为非线性谐波法。谐波法主要思想是将不稳定的流动改写成关于流动的时间平均值,并将其进行傅里叶分解,即将非定常 Navier-Stokes 系统投射到频域,得到关于不同时间频率的单独的输运方程,控制精度的方法是调整傅里叶级数的阶数。除了求解时间平均稳态方程,每个频率还需求解两组守恒方程,并将所有求解频率过程产生的所有确定性应力注入到时间平均求解器中来实现非线性,这样就可以转换频域,从而实现以定常求解方式来模拟非定常流动性能。

数值计算进口边界条件给定总温、总压以及保证轴向进气角度不变,出口给定边界条件为叶片中径处的静压,展向上通过径向平衡方程得到其它叶高出口静压,叶片表面、机匣等壁面均设定无滑移边界条件,在数值模拟过程中不断提高背压来逐渐逼近失速条件,以稳定收敛的最后一个工况点作为近失速点。

选取数值模拟方法时使用 NASA Stage 35 模型进行校核,该模型动叶和静叶叶片数与本文研究对象一致。如图 4 所示,图中 Exp, CCPR, NR1D, FR, MP, HM 分别为实验数据、定常周向守恒型交界面、定常一维非反射交界面、定常冻结转子法、混合平面法交界面以及非线性谐波法的模拟结果。周向守恒型和混合平面法交界面的优势是能够保证通过交界面的流体质量流、动量和能量的精确守恒。但是对近失速工况下预测的压气机性能会出现明显的突降,造成整体模拟结果趋势出现偏差。冻结转子法将转子和静子之间的连接视为完美连接,且冻结了转子的运动,但是此方法与前述两种近似,同样是对近失速点预测有较大的偏差。一维非反射交界面是基于线性欧拉方程的特征分析,将特征变量施加在转子和静子交界面两侧,此方法弥补了近失速点预测结果不精的不足,但是对最高效率点的压比预测结果过高,性能预测结果的趋势波动大。谐波法结合了经典稳态和完全非稳态计算的优点:计算成本低,却可以提供近似的非稳态解。对比来看,谐波法对近失速点预测有着明显的优势,整体模拟结果与实验结果趋势也最匹配。

结合图 5 分别给出的不同交界面模型下对压气机进行数值模拟得到的总压比和总温比沿径向( $\bar{h}$ )的分布,与实验结果相比,可以看出谐波法对总温和总压的预测结果与实验较为相近,尤其是对于靠近上端壁位置的预测结果更加准确,这有利于静叶叶

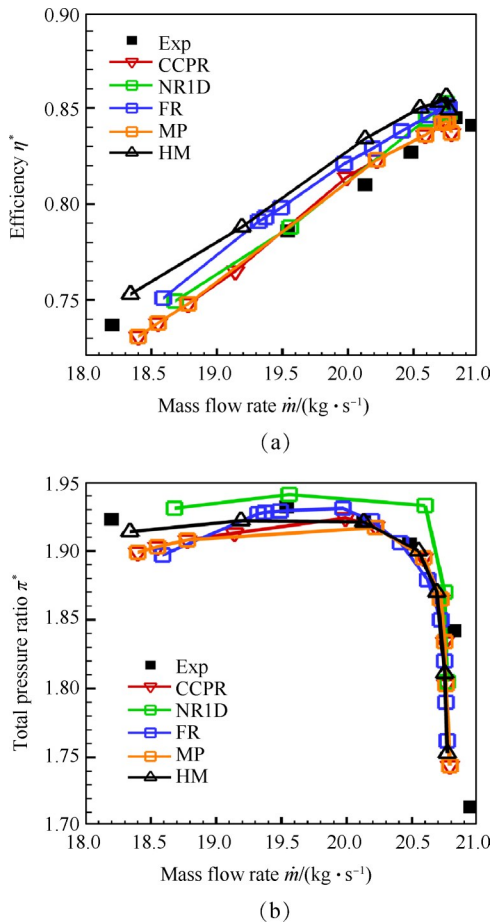


Fig. 4 Numerical simulation methods

尖叶型变化后对压气机上角区气流流动的模拟预测和分析,下端壁位置的总压比结果预测准确,总温的结果与试验存在一定的误差,但HM方法相比于其他方法,其结果较为贴近试验结果。故本文选用谐波法进行数值模拟仿真研究。

### 2.4 数值校核及网格无关性校核

图6为原型压气机不同转速下数值模拟结果与实验结果的对比,不同转速下模拟结果与原型相差较小,尤其是100%转速下匹配程度较高,总压比相差很小。整体上看,数值模拟结果与实验所得数据吻合程度较高,证明本文数值模拟方法准确度较高。

图7是不同网格节点数下设计点工况结果,从图中曲线上看,网格节点数大于220万后各实验参数结果便不再发生明显变化,即满足网格无关性。但由于谐波法对网格数目有要求,并且出于计算效率考虑,综合分析后选取285万节点数网格。

## 3 结果与分析

### 3.1 改叶型弯角交替静叶性能分析

图8是原型压气机和交替静叶(AS)布局压气机

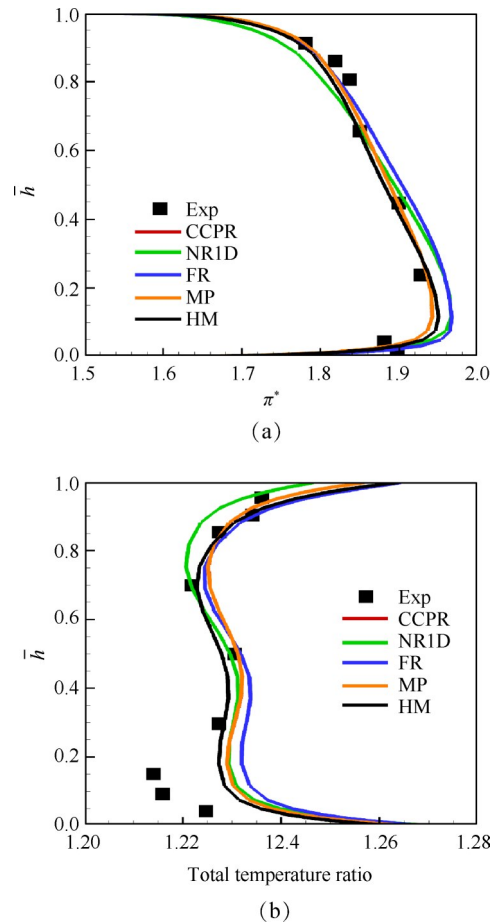


Fig. 5 Radial distribution of total pressure ratio and total temperature ratio

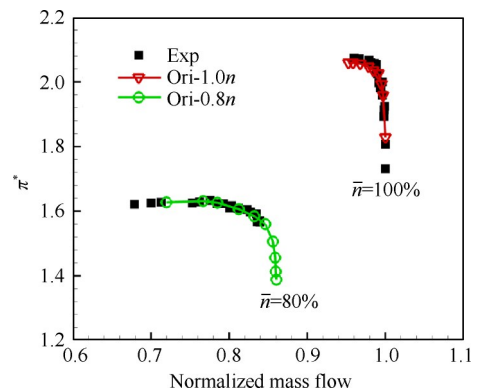


Fig. 6 Comparison between numerical simulation and experimental results

的总特性曲线对比,相比于原型,交替静叶压气机的工作区间明显扩大,自最高效率点之后压比和效率均有大幅提升。从图8中结果来看,改变叶尖进口几何角交替静叶布局可以显著提升压气机性能。前文所述通过常规布局来改变进口几何角来提升压气机性能有一定限制,对此进行验证。CP代表的是将静子全周的静叶叶尖进口几何角改动相同角度得到的压气机。从压气机的总特性曲线上可以看出,由于

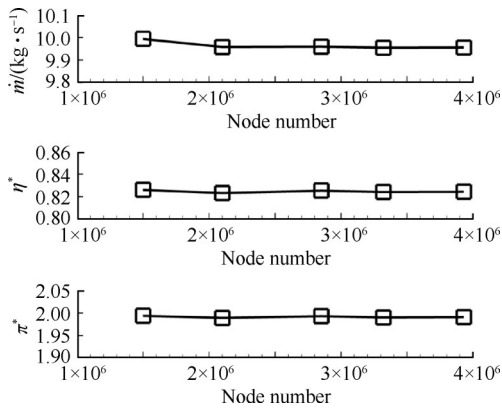


Fig. 7 Grid independence

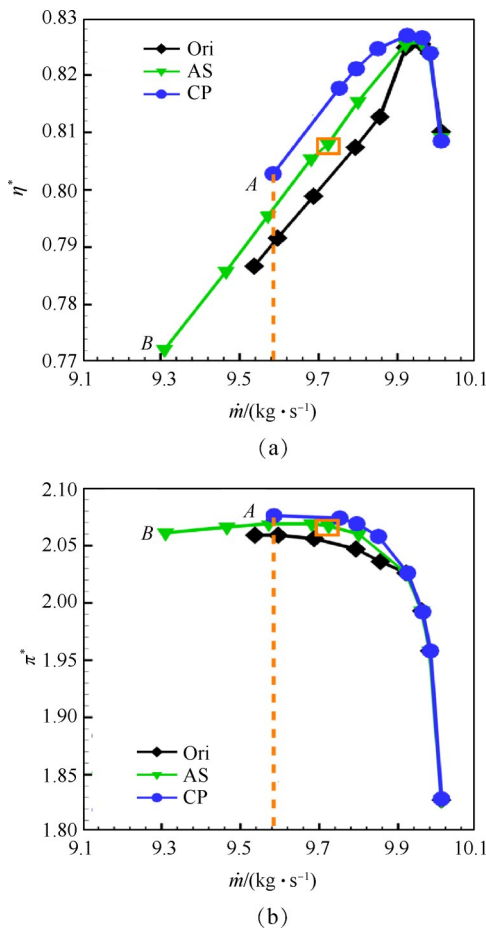


Fig. 8 Characteristic curves of compressors

叶型弯折角度增大,使得叶片的扩压能力进一步提升,但是根据 Bryce 等<sup>[19]</sup>的研究结果,叶型弯角增加意味着在高负荷状态下横向逆压梯度会相对增强,这会促进二次流的增强以及吸力面附面层的分离,进而导致角区分离的提前发生,压气机失速提前,抑制单级压比的进一步提升。从图中原型和交替静叶改型的总体性能看,最高效率点到堵点的性能差异不大,对此不作重点分析,后续主要对 AS 达到最大压比时(图 8 中方框标识)以及 A, B 运行工况点进行分

析,图中 A 点为 CP 的近失速工况和同流量下 AS 和 Ori 对应工况, B 点为 AS 的近失速工况。

图 9 是 AS 达到最大压比工况时同背压下不同模型总压损失系数  $\omega$  径向分布曲线, AS 在 50% 以上叶高总压损失相比于原型明显减小,此外, AS 模型的总压损失分布相较于原型在叶顶和叶根区域的相对变化正好相反,这说明经过交替静叶改型后,上半叶高总压损失减小的同时下端区总压损失增加,意味着叶根处流场有所恶化。对比上半叶高的总压损失系数分布可以看出,随着叶尖进口几何角的减小,上半叶高的总压损失系数先减小再逐渐增大,而下半叶高的情况正好相反,这说明交替静叶在减小上半叶高流道损失的同时会增加下半叶高流道损失,反之亦然。AS 与 CP 相比,整体总压损失较高, CP 在近下端区的损失略高于原型压气机。

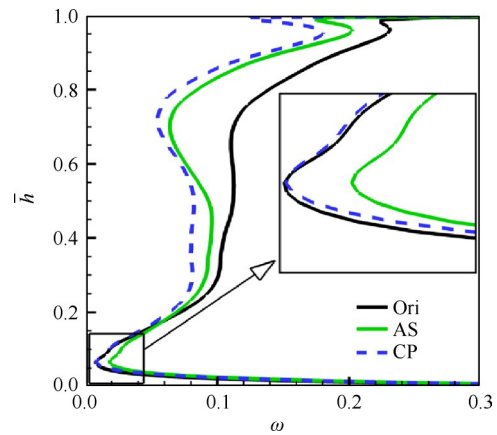


Fig. 9 Radial distribution of the  $\omega$  curve (Operating condition at maximum  $\pi^*$ )

由于交替静叶是两种叶型交替分布的布局,在周向上会使流场产生新的周期性变化。图 10 是原型静叶、交替静叶的 S1 叶片和 S2 叶片以及全周静叶改型压气机静子叶片 90% 叶高的静压系数 ( $C_p$ ) 曲线。从靠近尾缘处静压系数来看, AS 的 S1 和 S2 叶片的逆压梯度均有所减小,而吸力面的逆压梯度是影响分离状态的主要因素, S2 叶片 0~50% 轴向弦长 ( $\bar{C}$ ) 范围的叶片负荷明显增加,中后部负荷变化不大,呈现为明显的前加载现象, CP 的静子叶片静压系数分布趋势与 AS 的 S2 叶片相同,但是 CP 吸力面和压力面自前缘至尾缘的静压系数相比于 AS 均有所提升。

为了更好地分析交替静叶的作用机理,需对流场细节进一步分析。文献[20]已指出该高负荷跨声速压气机失速的主要原因为静叶流道内上角区先发

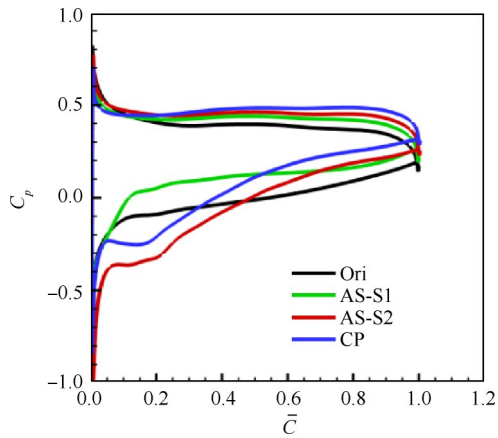


Fig. 10 Pressure coefficient at 90% span of stator vane

生失速。在设计工况下,静叶叶顶角区便存在气流分离,上角区处于开式分离状态。随着流量逐渐降低,静叶冲角逐渐增大,在逆压梯度的作用下角区分离愈发严重;达到近失速工况时,上角区完成由开式分离到闭式分离过渡,这可以认为是静叶发生失速的标志。静叶叶顶区域气流冲角远超叶型可用冲角范围极限,引发严重的角区失速,进而导致了压气机级失速。

图 11 是原型近失速工况和同背压下交替静叶静压系数和极限流线在吸力面的分布情况,图中 S 为鞍点, N 为螺旋分离点,  $N_i$  为结点。原型此时处于近失速状态,吸力面存在大尺度的角区闭式分离,回流现象严重,文献[21]在该跨声速压气机静叶的研究中曾指出,该压气机静叶在失速的过程中,其吸力面存在许多大尺度径向分离涡,且这些分离涡结构之间的相互作用削弱了其他旋涡结构的产生和发展。此外,复杂的涡运动卷积了大量的低能流体团,使其在流道内堆积,从而在静叶吸力面靠近上半叶高区域形成了典型的闭式分离区,堵塞了静叶上半叶高的流道,使高能流体受到挤压,被迫从叶根区域流出。从叶顶附近区域看,角区分离范围从叶片前缘延伸至尾缘,使其几乎丧失扩压能力。

交替静叶 S1 叶片吸力面极限流线分布有着向开式分离发展的趋势,分离线终结于尾缘 30% 叶高附近,全叶高扩压能力有所提升,前缘低压区减小,角区分离的起始点后移,堵塞范围明显减小。AS 的 S2 叶片表面前缘静压分布沿展向较为均匀,叶顶区域沿流向扩压能力显著提升。从叶片表面极限流线看,AS 的 S2 叶片上半叶高气流流动到尾缘区域后受下游逆压梯度影响向下端区流动,高能流体的冲击使得下半叶高近叶片表面流场恶化,但对主流流动影响小。叶尖引入了更多高能流体,速度较高,经

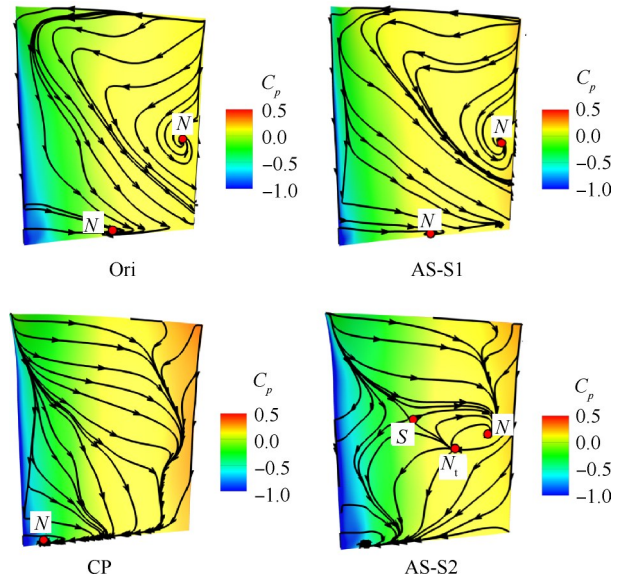


Fig. 11 Limiting streamlines on stator vane suction with counter of  $C_p$

过激波增压,部分气流向叶根方向迁移,与叶中回流相遇,在叶中位置形成一个附着鞍点。下半叶高有明显回流,汇聚于叶根靠前缘位置,对主流流动有一定影响,但周向上看下角区分离范围占流道比例较低,未造成大面积的堵塞。

图 12 为对应同工况下,不同叶高截面马赫数分布云图和流线图,结合图 10 来对比 AS 和 Ori 以及 CP 的 10% 和 90% 叶高截面马赫数云图,AS 表现为明显的上下角区交替大尺度分离的格局,CP 上角区分离减小的同时下角区分离范围增加,相比于原型减弱了上角区的堵塞程度,但造成了下角区分离增强。

图 13 展示了图 8 A 点运行工况下的原型、交替静叶和全周改型静叶出口的总压损失系数云图分布情况,可以看出原型上角区分离范围向下延伸至 20% 左右叶高处,下角区分离范围较小,此时上下角区分离区几乎联结,近似于全叶高分离状态,通道堵塞面积大,有效通流小。经过交替静叶改型后,S1 流道出口上角区分离范围周向上小幅扩大,但强度有所减弱,下角区分离范围得到有效控制,高损失区域减小。S2 流道出口流场变化较大,上角区分离得到有效抑制,几乎消失,但下角区分离范围扩大,扩展至 40% 叶高位置。整体上看,在周向上形成了 S1 流道上角区分离,S2 流道下角区分离这样交替分布的形式。交替静叶的角区分离区域的分布明显处于上下角区交替的形式,这种分布格局使得角区分离不论在上半叶高还是下半叶高都无法在周向形成联

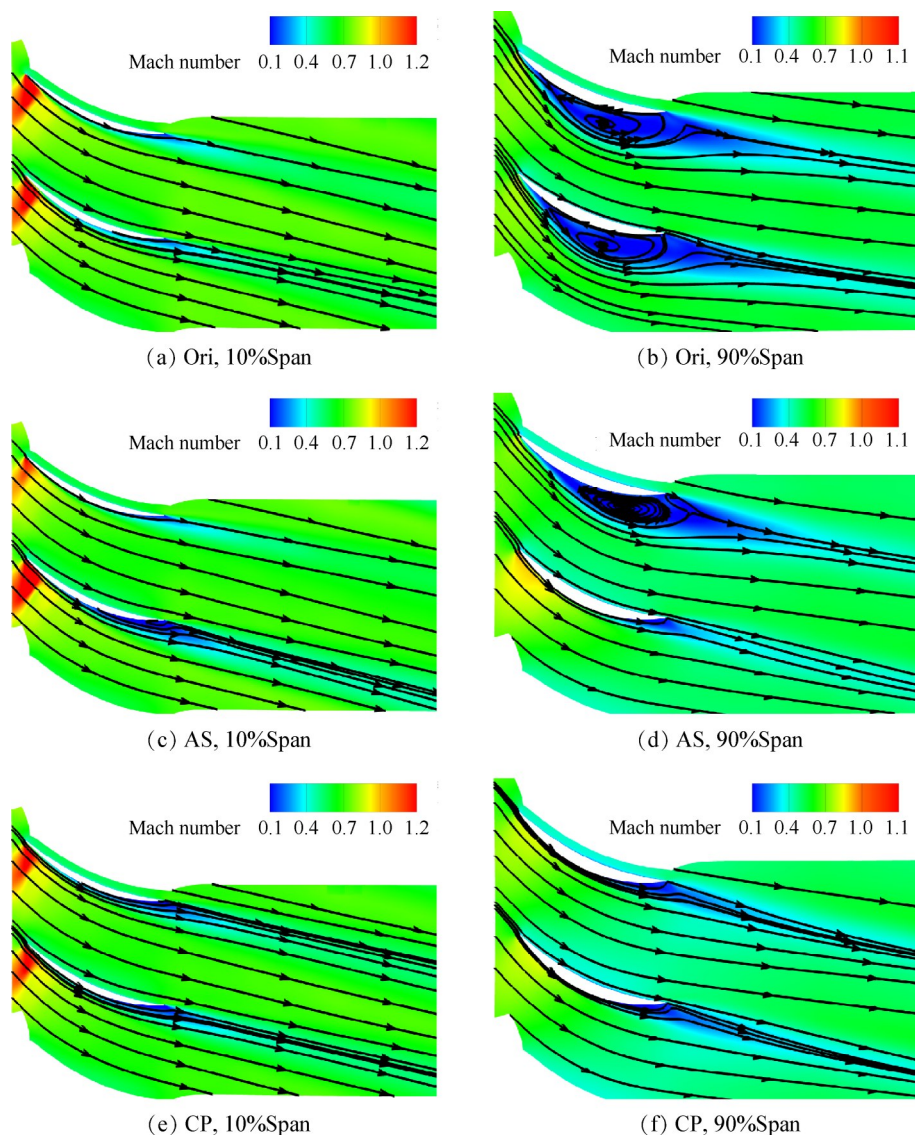


Fig. 12 Streamlines on the S1 surface of the stator vane with counter of Mach number

结,进而避免了大面积的流道堵塞,这可以有效延迟压气机的失速的发生。图13(c)展示了A点运行工况下CP静叶流道出口总压损失系数分布情况,AS是明显的角区分离交替的格局,CP则由原型的全周上角区明显分离转变为全周下角区明显分离,整体的分离区范围小于AS。

图14是AS近失速状态即图8B点运行工况时,AS的静叶出口总压损失系数分布云图。相比于A点运行工况时分离区明显扩大,与近失速状态下的CP对比,相邻流道的低能流体区在径向上高度仍然是相互错峰分布,CP的相邻流道低能流体主要聚集于下角区,AS的S1流道内低能流体主要聚集于上角区,S2流道内低能流体大部分聚集于叶中,少部分聚集于下角区,因而相邻流道内低能流体聚集区形成了交替分布的格局,这保证了在某一段叶高范

围内静叶流道不会因为低能流体堆积而堵塞,保证了一定的通流能力。

为对比不同模型的压气机静叶角区低能流体所占流道范围,本文综合比较了原型静叶吸力面极限流线和三种马赫数的等值面(对于低能流体区域的定义,大多数研究者会选择 $Ma < 0.3$ 的范围)。如图15所示,可以发现静叶流道 $Ma=0.2$ 的等值面,在近失速工况,原型角区低能流体堆积的范围与吸力面极限流线的角区较为接近,能够较好地表现出角区低能流体堵塞流道的状态。马赫数过小或者过大均未能完全显示该原型压气机在近失速工况的流动状态,故本研究选择了 $Ma=0.2$ 等值面来揭示流道流动。

图16展示了3种方案 $Ma=0.2$ 的等值面。可明显发现CP的下角区低能流体在轴向上比AS的S2流道

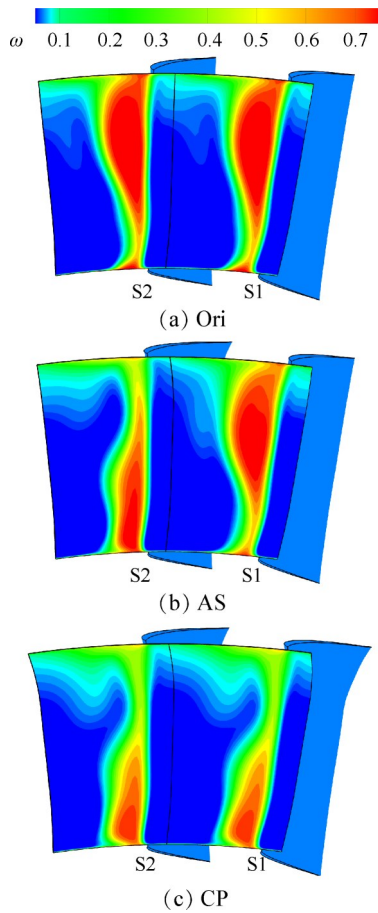


Fig. 13 Contour of the  $\omega$  at stator vane outlet (Operating condition at point A)

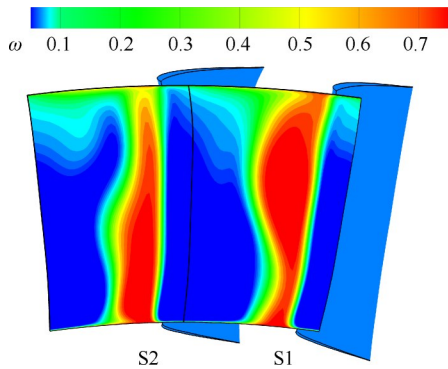


Fig. 14 Contour of the  $\omega$  at stator vane outlet (Operating condition at point B)

下角区低能流体区向上游和下游延伸更远。径向上看相邻流道, CP的分离区和原型一样处于同一高度, 在周向上使得低叶高的流道整体的通流区域减小, 高叶高的通流区域变大, 在负荷较大时下角区失速比上角区提前, 下角区失速后会蔓延至整个流道导致压气机整体失速, 而AS在径向上将相邻流道分离区分割到不同叶高位置, 同时延缓了上角区和下角区的失速, 因此可以提升压气机的稳定裕度。

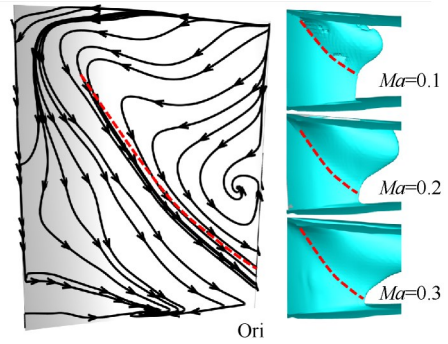


Fig. 15 Limit streamline of suction surface and Mach number iso-surface of Ori

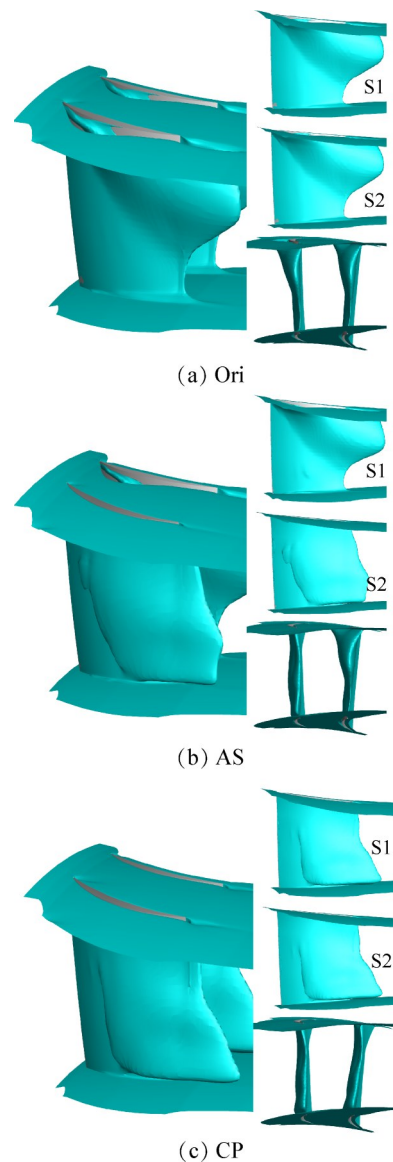


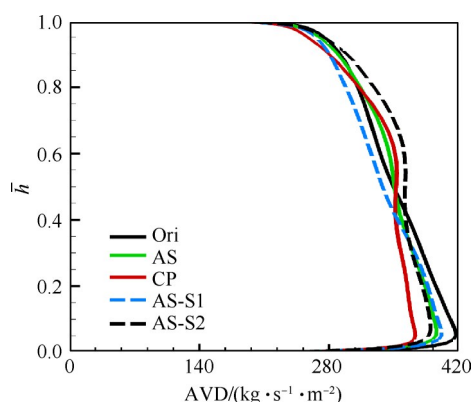
Fig. 16 Stator vane flow passage iso-surface ( $Ma=0.2$ )

结合前文来看, 交替静叶压气机性能提升的主要原因, 一方面是将更多高能流体引入改型叶片流道的上角区, 同时提高上半叶高叶片的扩压能力, 但也由于上半叶高流体的挤压, 低能流体转而向下角

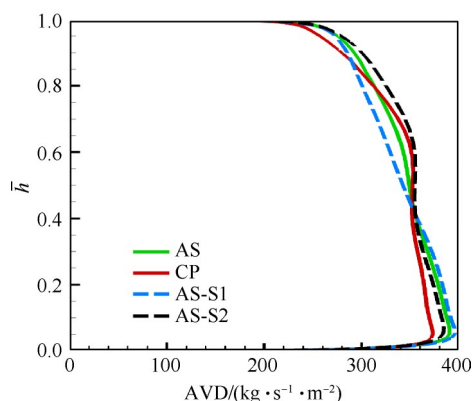


区迁移,下角区分离范围加大。另一方面因改型流道内上角区分离几乎消失,在周向上促进了相邻流道气流的汇聚,高能流体卷携低能流体向下游流动,间接促进了原型叶片流道内流场的改善。

图17为A,B两点运行工况下静叶出口密流AVD沿径向分布曲线,可以看出A工况点下,交替静叶S1流道全叶高通流能力略弱于原型流道,但变化不大,S2流道40%叶高至叶顶通流能力大幅提升,而40%叶高以下密流减小,结合上文分析,这是S2流道下角区分离增强的结果。全周上看,S1和S2整体的通流能力相对原型还是增强了,表现在40%叶高以上区域。整体上看,由于角区分离布局是上下角区交替分布的形式,在全叶高上看,这种布局使通流能力分布趋于均匀,可以抑制堵塞区的局部扩大,避免通道内部分区域完全堵塞,既可以避免相邻流道内在相同叶高位置上的大范围堵塞,同时缓解单一流道内的堵塞现象。



(a) Operating condition at point A



(b) Operating condition at point B

Fig. 17 Radial distribution of the AVD at the stator vane outlet

此外,可明显看出AS的下半叶高通流道的密流高于CP,CP比AS通流能力更强的位置集中在叶中的小范围区域内,相比于原型,AS和CP均是提高了上

半叶高的通流能力,减弱了下半叶高的通流能力,但在上半叶高的差异较小,主要区别位于下角区,整体上对比来看,AS提供了一种折中的改善,保证了全叶高通流道的通流能力,结合之前的分析可以知道,AS的上下角区交替分布的格局是压气机失速延迟的一个主要原因。B状态下对比了近失速工况下的AS和近失速工况下CP的径向分布的静叶出口密流,相比于A运行工况时,AS下半叶高的通流能力的优势减小,但仍然要优于CP,AS叶中的密流降低,上半叶高的密流变化不大,整体上密流分布与A状态时相近,此时AS静叶整体的通流能力是弱于CP的,但是角区分离交替分布保证了低流量状态时的稳定运行,延迟压气机失速的发生。

图18展示了交替静叶对流场改善的机理,S2叶型减小了进口几何角,因而S2叶型较S1叶型折转角度更大。原型静叶折转角度小,气流的折转角度小,静压提升能力弱,逆压梯度较小,角区分离范围小。全周改型的静叶折转角度大,出口静压提升程度高,上角区由于叶片叶型弯角增加,攻角减小,引入了更多的高能流体而收缩,但由于整体的逆压梯度增加,上半叶高气流无法抵抗下游逆压梯度而向下端壁迁移,导致下角区损失增加,角区分离范围增大。当采用交替静叶布局,即S1-S2两种不同进口几何角的叶片交替布局时,叶片的交替布局使静子叶片流道分为两种,并呈周期性排列,一种是扩张程度超过原型静叶的扩张型通道,另一种流道的前半部分为收缩型,后半部分为扩张型。S2叶片的折转角度大,本应在低流量高负荷工况下易发生流动分离,但S2叶片吸力面侧通道前半部分为收缩型,对亚声速气流有加速作用,推迟了角区分离的产生。由于改型叶片流道上角区气流流速加大且有更多气流注入,因而会导致对应的下角区气流受到挤压,上角区高速气流会向下角区迁移,无可避免地造成下角区分离现象加剧,上半叶高通流道的扩宽会对下半流道气流流动造成影响。因而整体上会形成上下角区交替分离的形式,这可以减小压气机上角区或者下角区产生大面积流动分离,进而避免压气机上半流道或下半流道堵塞,同时在一定程度上可以提升压气机的抗压能力,此外,两种不同进口几何角的叶片交替分布可以匹配更宽广的来流进气角度。

图19为不同时刻下动叶位置示意图,本文将动叶转动经过相邻的两个静叶流道定义为一个周期,在一个周期内定义了30个动叶转动位置,如图中T1~T30所示。

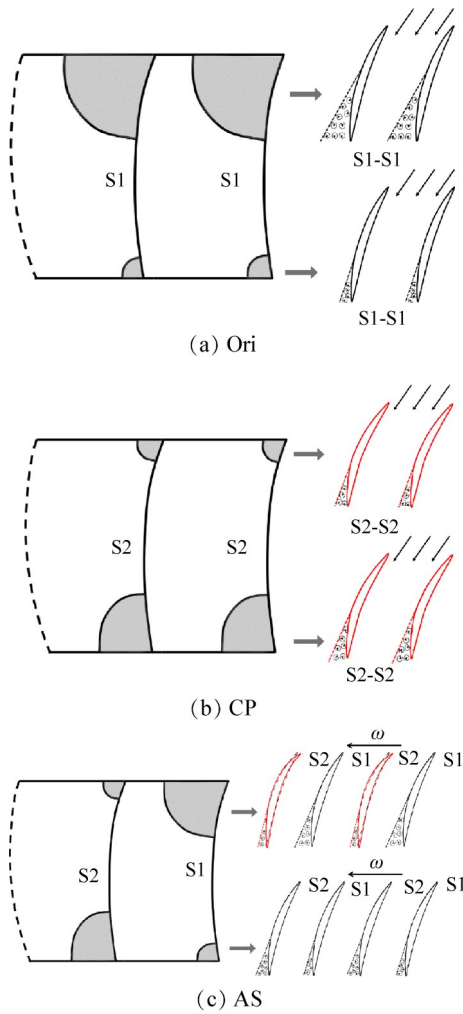


Fig. 18 Alternating stator vane principle

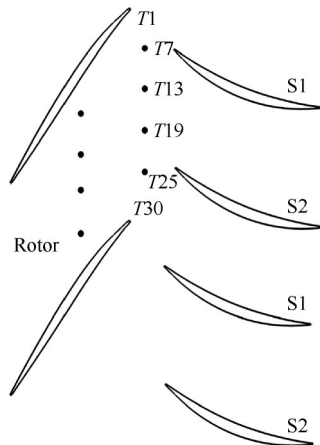


Fig. 19 Schematic diagram of rotor blade relative position at different moments in one passage period

图20是动叶在一个通道周期内90%叶高静压系数变化。从曲线上看,由于两种叶型静叶交替分布,导致动叶所受的尾缘载荷周期性波动幅度加大,交替静叶模型动叶在旋转至不同叶型叶片流道时受下游交替性强变化气流影响,所载荷产生了较大的

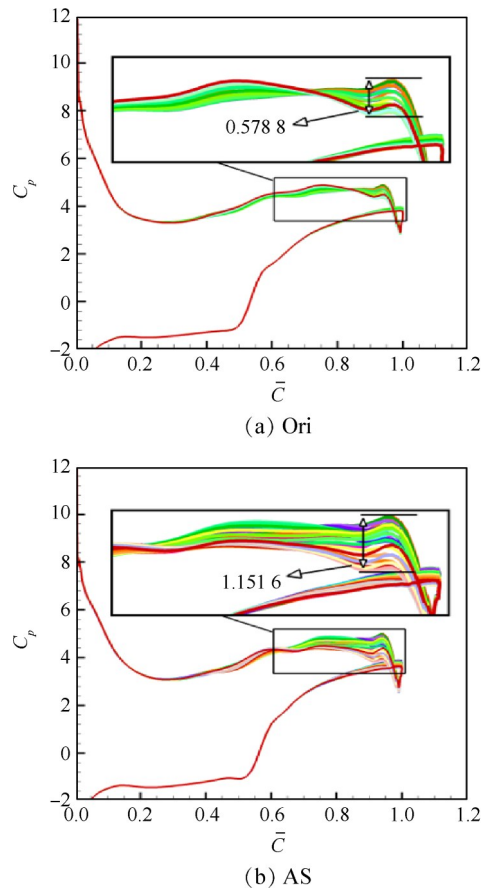


Fig. 20 Pressure coefficient at 90% span of the rotor blade

波动。交替静叶模型对流场的影响主要体现在静叶区域,从图中看对动叶流道激波的影响较小,对静叶激波位置几乎没有影响,尾缘所载荷波动幅度有所增加且主要位于压力面尾缘,这主要是由于下游静叶流场存在差异,从而导致动叶尾缘载荷波动。对比原型与交替静叶方案可以发现,交替静叶对压气机上游动叶的影响较小。

不同时刻下动叶90%叶高的相对马赫数分布云图如图21所示,可明显发现,原型动叶流道内低能流体团占据面积较大,对气流流动存在一定的堵塞,而交替静叶压气机的动叶前缘激波减弱,通道内激波下游流动状态明显改善,低能流体团较小,气流流通状态改善。此外,结合云图可知,交替静叶对动叶的影响差异很小。从动叶压力面尾缘附近低能流体团的变化看,相比于原型,交替静叶压气机的动叶转动时,其尾缘经过的流场变化较大,这与图18的分析结果一致,但整体流场差异较小,因此对交替静叶的流场分析主要侧重于静叶。

### 3.2 改叶型弦长交替静叶性能分析

为进一步优化交替静叶压气机设计,本研究在上述优化角度的静叶基础上,通过优化其叶顶区域

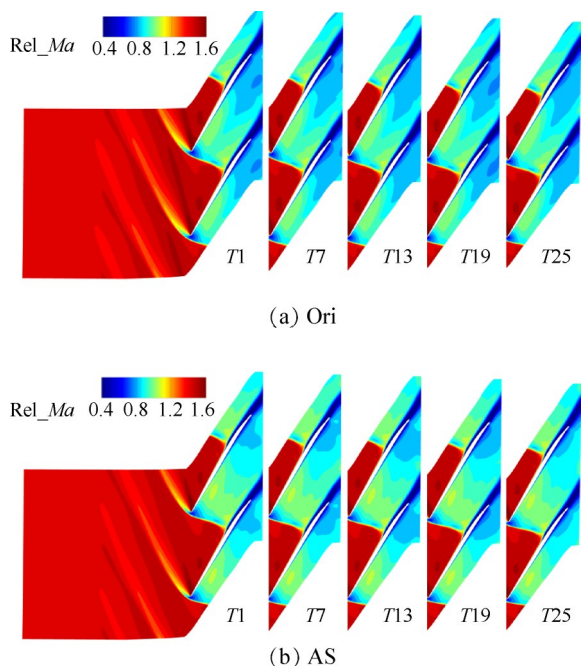


Fig. 21 Contour of the relative Mach number distribution of rotor blade at 90% span at different moments

的静叶弦长,得到本文改叶型弦长交替静叶(CAS),CAS是在AS模型的基础上对静叶70%叶高以上的4个叶型截面(图3(b)所示的 $H_8 \sim H_{11}$ )增加弦长得到的,保留交替分布的静叶布局方式,由于该高负荷跨声速压气机转-静子叶尖之间的轴向距离最大可进行20%静叶弦长的改变,为避免弦长增加严重影响上下游转子,本研究对静叶的叶顶部分最大增加了10%弦长。在对 $H_8 \sim H_{11}$ 的四个叶型截面优化时,各型面弦长分别增加2%,4%,7%以及10%。

图22是改叶型弦长交替静叶压气机CAS的流量效率特性和流量压比特性曲线,对新得到的改叶型弦长交替静叶轴流压气机进行数值模拟并分析流场结构和压气机的性能变化规律。从图中可以看出,与只改叶型弯角交替静叶压气机AS相比,对静叶叶顶部分弦长增加后效率和压比均有不同程度的降低,通过对比只增加改叶型弯角叶型弦长交替静叶压气机和只增加原型叶型弦长交替静叶压气机的特性曲线后发现,效率下降幅度接近,但是只增加原型叶型弦长交替静叶压气机的压比下降相对明显,这是因为原型叶型弦长的增加阻碍了动叶来流对应的吸力面侧的流道,造成了一定的总压损失,而只针对改叶型弯角叶片进行弦长增加的交替静叶压气机压比降低相对较低的原因是改性叶片进口几何角更小,攻角更小因而对动叶来流的阻碍较小,同时增加原型叶片和改叶型弯角叶片同样会造成整体性能

的下降,总体上看改叶型弦长交替静叶可以拓宽压气机稳定工作的流量区间,但会降低压气机的效率和压比。

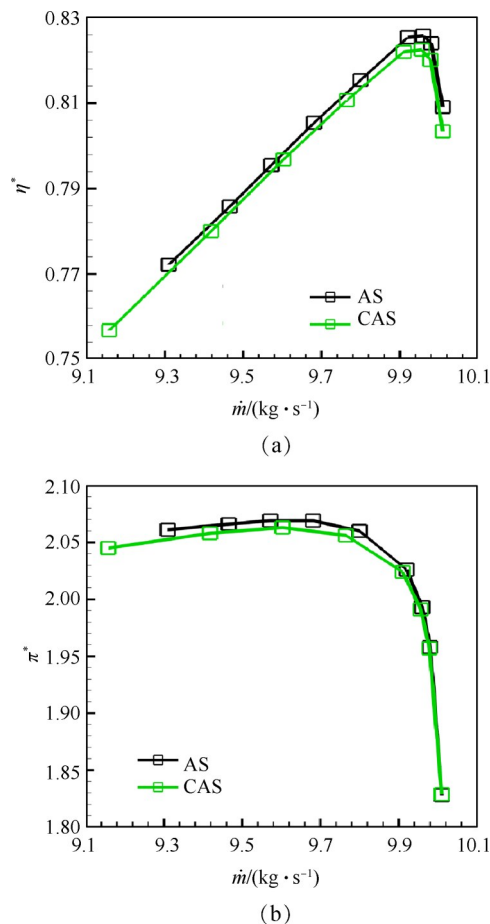


Fig. 22 Characteristic curves of two alternating-stator vane schemes

图23展示了Ori, AS和CAS的稳定裕度SM计算结果,AS实现了稳定裕度大幅提升,相比于Ori提升了34.7%,在此基础上增加弦长后进一步将稳定裕度相对提升了9.7%,总体上看,增加叶型弦长会提高压气机的稳定裕度,实现压气机的进一步扩稳。

图24是改叶型弦长交替静叶压气机静叶出口总压损失系数的径向分布曲线,整体上分析,弦长增加后的交替静叶使压气机静叶80%叶高以上区域的总压损失进一步降低,而30%叶高以下区域的总压损失有所增加,上端区的总损失系数大幅减小,下端区的总压损失系数有所增加但相对较小,结合压气机的总特性看,CAS的增压能力有所下降但效率相对较高,相对总压损失较小,稳定性较高。

图25是CAS的出口总压损失系数云图,与图14中AS的出口总压损失系数云图相比,对原型S1叶片

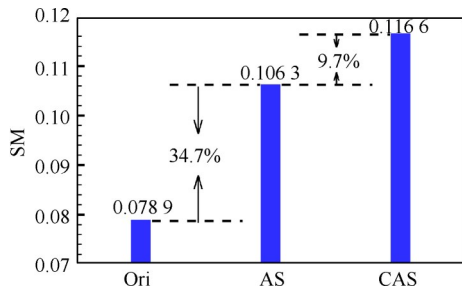


Fig. 23 Compressor stall margin

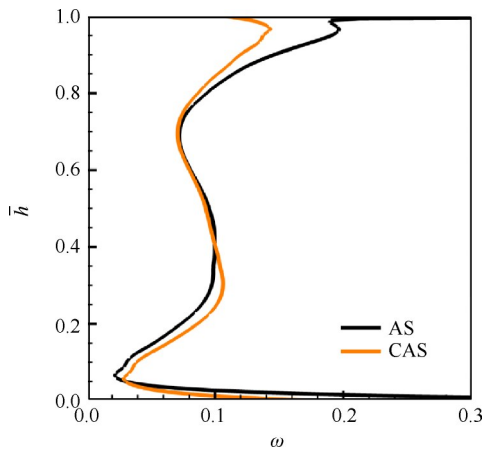


Fig. 24 Radial distribution of  $\omega$  curves for two alternating-stator vane schemes

增加弦长后得到的交替静叶加重了S1叶片流道和S2叶片流道的流动损失,表现为高损失区域在径向上的延伸,从CAS的总压损失系数云图看,S1叶片流道边角区向下端区明显延伸至10%以下区域,接近于全叶高分离状态,S1叶片弦长增加后相邻S2流道内下角区分离范围扩大。

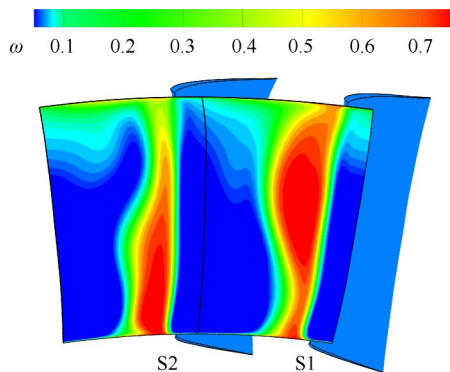


Fig. 25 Contour of  $\omega$  for two alternating-stator vane schemes at stator vane outlet

图26是改弦长交替静叶出口气流角沿径向分布情况,从S1流道和S2流道单流道结果可以看出,S1叶型弦长增加后S1叶片流道90%叶高区域出口气流

角减小,而叶中位置出口气流角有较大的增加,这与弦长增加后S1叶片流道边角区影响范围增加有关,气流流动能量减少,因此出口气流角增加。S2叶片内气流偏转相比于只改叶型弯角交替静叶有所下降,主要体现在20%和80%叶高区域,另外下端壁叶根出口气流角增加,原因是叶根处角区分离情况减弱,同时受叶中向下端壁流动的气流挤压而使气流偏转能力增强。

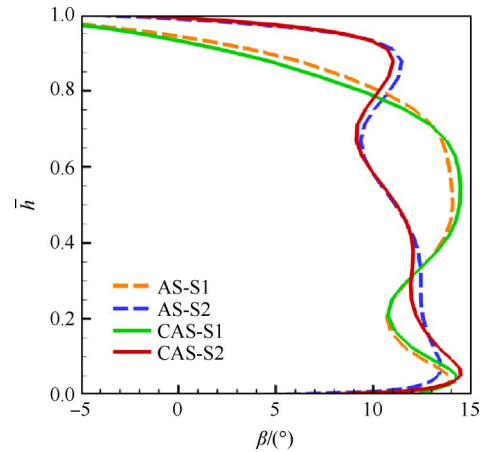


Fig. 26 Stator outlet airflow angle radial distribution

图27展示的是改弦长交替静叶出口密流(AVD)径向分布情况,对比AS的密流分布情况可以看出,增加弦长的交替静叶整体的通流能力弱于只增加叶型弯角的交替静叶,S1叶型弦长增加后主要影响范围集中在叶中约20%~40%的叶高区域。

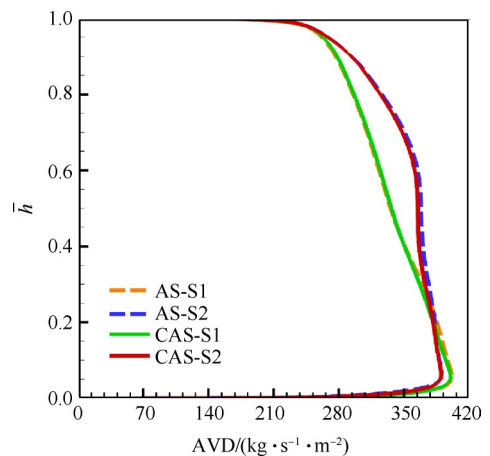


Fig. 27 Radial distribution of AVD for two alternating-stator vane schemes at stator vane outlet

图28是CAS动叶在一个通道周期内90%叶高静压系数变化。与AS相比波动幅度小幅降低,这是因为CAS压比降低,S1静叶流道和S2静叶流道前压差降低,动叶经过两个流道时所受压力波动减

小,因此一个周期内动叶压力面尾缘所载荷波动减小。

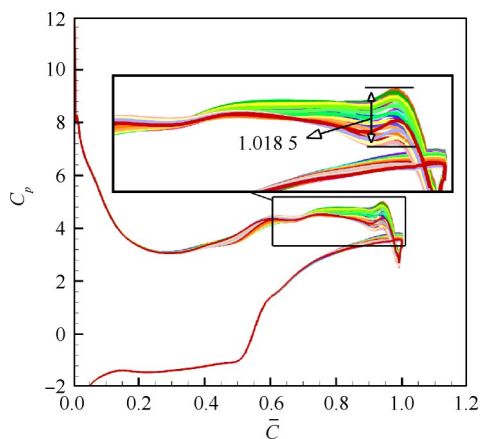


Fig. 28 Pressure coefficient at 90% span of rotor blade (CAS scheme)

图29是CAS动叶90%叶高相对马赫数分布云图,与AS的结果对比可以看出,CAS模型通道低马赫数区域扩大,低能流体团较大,气流流通状态变差,主要占据中部流道,影响了主流区气流的正常流动,但是在一个周期内低能流体区面积相对变化较小,与图27反映的结果相同。

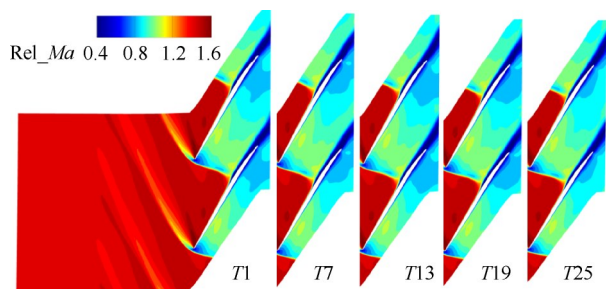


Fig. 29 Contour of the relative Mach number distribution of rotor at 90% span at different moments (CAS scheme)

## 4 结论

本文设计了一种静叶交替布局的压气机,通过与原型压气机流场和性能对比分析,得出如下结论:

(1)压气机静叶交替布局可以显著扩大稳定工作流量范围,实现压气机扩稳,本文所设计交替静叶模型将稳定裕度相对原型提升了34.7%,低流量下压比效率均有所提升。

(2)由于交替静叶两个叶片的叶尖进口几何角不同,使来流自前缘开始便处于两种不同的发展方向,改型叶片流道内上角区引入了大量高能流体,流场结构改善,低能流体区明显减少,与之相邻的

流道内流场变化相对较小,但整体上看损失区域明显减小。

(3)交替静叶压气机在接近失速工况条件下,相邻流道呈现一种主分离区域分别位于上角区和下角区的格局,这种堵塞区域交替分布的格局可避免周向上环状分离区的产生而造成大面积的堵塞,有效延迟压气机的失速。

(4)交替静叶布局会对动叶流场产生影响,动叶表面载荷周期性波动增强,但主要影响的是动叶压力面尾缘区域,对激波位置几乎没有影响。

(5)在改型弯角交替静叶的基础上,增加Ori或AS叶型弦长得到的改弦长交替静叶压气机,可进一步提高压气机的稳定裕度。改弦长交替静叶压气机相较于AS,其稳定裕度进一步提升了9.7%,但是角区分离受抑制程度减弱,压气机的效率和压比有不同程度的降低,对原型叶片增加弦长会使压比降低明显,但压气机可以保持相对较高的效率。

致谢:感谢天津市教委科研项目 and 天津市研究生科研创新项目(服务产业专项)的资助。

## 参考文献

- [1] 郭正涛, 楚武利, 杨晶晶, 等. 通道前缘小叶片对轴流压气机叶栅气动性能的影响研究[J]. 推进技术, 2021, 42(5): 1040-1052. (GUO Z T, CHU W L, YANG J J, et al. Effects of little blades at leading edge of passage on axial compressor cascade aerodynamic performance [J]. Journal of Propulsion Technology, 2021, 42(5): 1040-1052.)
- [2] 孙鹏. 总压畸变对跨声速风扇流场结构影响的全通道数值模拟[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2007.
- [3] 张皓光, 吴俊, 楚武利. 进口畸变对轴流压气机流场影响的全通道数值研究[J]. 推进技术, 2013, 34(8): 1056-1063. (ZHANG H G, WU J, CHU W L. Full-channel numerical investigation of inlet distortion on axial compressor flow field [J]. Journal of Propulsion Technology, 2013, 34(8): 1056-1063.)
- [4] 刘华, 屠宝锋, 胡骏. 旋流畸变对压气机失速发展过程影响的试验研究[J]. 推进技术, 2017, 38(10): 2306-2313. (LIU H, TU B F, HU J. Experimental study on influence of swirl distortion on stall development of compressor [J]. Journal of Propulsion Technology, 2017, 38(10): 2306-2313.)
- [5] WEINGOLD H D, NEUBERT R J, BEHLKE R F, et al. Bowed stator: an example of CFD applied to improve mul-

- tistage compressor efficiency [J]. *Journal of Turbomachinery*, 1997, 119(2): 161-168.
- [ 6 ] 王松涛, 潜纪儒, 冯国泰, 等. 壁面吸气抑制分离减少流动损失的研究[J]. *工程热物理学报*, 2006, 27(1): 48-50.
- [ 7 ] 吴培根, 王如根, 郭飞飞, 等. 涡流发生器对高负荷扩压叶栅性能影响的机理分析[J]. *推进技术*, 2016, 37(1): 49-56. (WU P G, WANG R G, GUO F F, et al. Mechanism analysis of vortex generator effects on high-load compressor cascade[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2016, 37(1): 49-56.)
- [ 8 ] HU J G, WANG R G, HUANG D Q. Improvements of performance and stability of a single-stage transonic axial compressor using a combined flow control approach [J]. *Aerospace Science and Technology*, 2019 (3) : 283-295.
- [ 9 ] KERREBROCK J L, REIJNAN D P. Aspirated compressors[R]. ASME GT 97-525.
- [ 10 ] HERGT A, MEYER R, ENGEL K. Effects of vortex generator application on the performance of a compressor cascade[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2012, 134(2).
- [ 11 ] 季路成. 高性能叶轮全3维叶片技术趋势展望[J]. *航空发动机*, 2013, 39(4): 9-18.
- [ 12 ] FU W G, SUN P. Effect of three non-axisymmetric stator schemes on compressor performance with distorted inlet [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*, 2022, 236(10): 2044-2056.
- [ 13 ] GEORGIOS G, EBERHARD N. Optimizing surge margin and efficiency of a transonic compressor[C]. Seoul: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, 2016.
- [ 14 ] RODRIGO R E, VITTORIO M. Impact of main and splitter blade leading edge contour on the performance of high pressure ratio centrifugal compressors [C]. Düsseldorf: Turbine Technical Conference and Exposition, 2014.
- [ 15 ] MENG T T, YANG G, ZHOU L, et al. Full blended blade and endwall design of a compressor cascade [J]. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2021, 34(11).
- [ 16 ] YI W L, JI L C. Experimental investigation on the performance of compressor cascade using blended-blade-end-wall contouring technology[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*, 2018, 232(15).
- [ 17 ] 陈焕龙, 李林熹, 刘华坪, 等. 某大折转角压气机静叶分叉改型设计及其尾迹流场[J]. *航空动力学报*, 2018, 33(6): 1381-1392.
- [ 18 ] SHI L, MA H W. Effect of incidence angle on entropy generation in the boundary layers on the blade suction surface in a compressor cascade[J]. *Entropy* 2019, 21: 1049.
- [ 19 ] BRYCE J D, CHERRETT M A, LYES P A. Three-dimensional flow in a highly loaded single-stage transonic fan [J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1995, 117(1): 22-28.
- [ 20 ] 傅文广, 孙 鹏, 徐佳汇, 等. 端区流动对跨声速压气机失速影响的数值研究[J]. *推进技术*, 2016, 37(7): 1248-1255. (FU W G, SUN P, XU J H, et al. Numerical study for effects of end wall behavior on transonic compressor stall[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2016, 37(7): 1248-1255.)
- [ 21 ] 钟兢军, 阚晓旭. 高负荷压气机叶栅内三维旋涡结构及其形成机理的研究进展[J]. *推进技术*, 2020, 41(9): 1946-1957. (ZHONG J J, KAN X X. Research progress on three-dimensional vortex structures and formation mechanism of high-loaded compressor cascades [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2020, 41(9): 1946-1957.)

(编辑:朱立影)

# Effects of alternating-stator vane layout on aerodynamic stability of axial compressor

FU Wenguang<sup>1</sup>, YU Junyang<sup>1</sup>, ZUO Rui<sup>1</sup>, WANG Wei<sup>2</sup>, SUN Peng<sup>1</sup>, WANG Wei<sup>1</sup>

(1. College of Safety Science and Engineering, Civil Aviation University of China, Tianjin 300300, China;

2. Yantai Jereh Oilfield Services Group Co., Ltd., Yantai 264003, China)

**Abstract:** To elucidate the flow mechanism of controlled corner separation in an alternating-stator vane layout and improve the performance of the compressor, enabling compressor stability, a numerical simulation was employed to investigate the design of an alternating-stator vane configuration for a high-load transonic compressor. By varying the geometric angle at the stator vane tip inlet and adjusting the vane layout, a modified vane angle alternating-stator (AS) was developed. Additionally, further optimization was performed by incorporating changes in chord length, resulting in a modified chord length alternating-stator (CAS). The numerical investigation revealed that the stability margin of the compressor with the AS layout improved by 34.7% compared to the original compressor. The CAS further enhanced the stability of the AS compressor, albeit at a slight cost of reduced pressure ratio and efficiency. This trade-off allowed for the improvement in compressor stability while sacrificing some performance. The CAS increased the stability margin by an additional 9.7% compared to the previous design. The novel stator vane layout induced variations in the flow field structure between adjacent passages, creating a pattern of alternating separation and convergence zones in the circumferential direction. This pattern facilitated the convergence of fluid at the exit of adjacent passages. The alteration of vane angles introduced a greater quantity of high-energy fluid into the low-energy fluid region, suppressing the accumulation of low-energy fluid in the separation zones and enhancing the diffusion capability of the stator vane. Simultaneously, the change in chord length increased vane sweep, impeding a portion of the airflow and redistributing it. Consequently, this adjustment balanced the unevenness in airflow on both sides to a certain extent, thereby improving the aerodynamic stability of the compressor.

**Key words:** Axial compressor; Alternating-stator vane; Corner separation; Stability margin; Inlet metal angle

**Received:** 2023-05-24; **Revised:** 2023-06-30.

**DOI:** 10.13675/j.cnki.tjjs.2305043

**Foundation items:** Scientific Research Program of Tianjin Education Commission (2021KJ060); Tianjin Graduate Research and Innovation Project (Service Industry Special Project) (2022BKYZ052).

**Corresponding author:** SUN Peng, E-mail: sp\_hit@hotmail.com