

跨声速串列转子失速机制的数值研究

宋明哲<sup>1,2</sup>, 袁 巍<sup>1,2</sup>, 李绍斌<sup>1,2</sup>

(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国家级重点实验室, 北京 100191;  
2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191)

**摘 要:** 为了解决跨声速串列转子的低裕度问题,就必须了解跨声速串列转子的流场结构与失速机制. 设计了叶尖切线速度为 450m/s,负荷系数为 0.56 的高负荷跨声速串列转子. 基于数值模拟的结果,分析了该串列转子在 0.5mm 叶尖间隙下的叶尖流场结构与失速机制,并在此基础上分别探讨了叶尖间隙和前、后排叶片周向位置对串列转子特性的影响和失速机制的变化. 结果表明:前排叶片的叶尖区域是影响串列转子稳定性的关键;随着叶尖间隙的增加,串列转子的失速机制也发生变化,从前排叶片叶尖区域的尾迹与径向潜流堵塞后排叶片通道转变为前排叶片叶尖泄漏流堵塞;在较大周向相对位置(后排叶片压力面周向远离前排吸力面)的情况下,串列转子获得最好的效果,随着周向相对位置(PP)的增加,失速部位从后排叶片转移至前排叶片.

**关 键 词:** 跨声速串列转子; 失速机制; 叶尖流场; 叶尖间隙; 周向相对位置

**中图分类号:** V231.3      **文献标志码:** A

Numerical investigation of stall mechanism for transonic tandem rotor

SONG Ming-zhe<sup>1,2</sup>, YUAN Wei<sup>1,2</sup>, LI Shao-bin<sup>1,2</sup>

(1. National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engines Aero-thermodynamics,  
School of Energy and Power Engineering,  
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;  
2. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China)

**Abstract:** In order to enhance the stall margin of transonic tandem rotor, a better understanding about its flow structure and stall mechanism is required. Thus, a high-loaded transonic tandem rotor was designed to perform a loading coefficient of 0.56 at tip tangent speed of 450m/s. Based on the simulation results, firstly, the tip flow field and stall mechanism of this tandem rotor with the shroud gap of 0.5mm was analyzed, and then the influence of different tip clearances and percent pitch values on stall mechanism was studied. It is indicated that the tip area of forward blade plays a prominent role in the stability of transonic tandem rotor. Along with the increase of tip clearance, the stall mechanism of tandem rotor also changes from the stagnation of aft blade tip area caused by wake and subsurface flow to the blocking of forward blade tip area caused by the tip leakage flow. The tandem rotor will achieve its best effect under high percent pitch (PP) value, and the stall onset position will move from the aft blade towards the forward blade with the increase of percent pitch.

**Key words:** transonic tandem rotor; stall mechanism; tip flow field;  
tip clearance; percent pitch

收稿日期:2014-05-19  
基金项目:国家自然科学基金(51106003)  
作者简介:宋明哲(1989—),男,辽宁大连人,硕士生,主要从事叶轮机械气动热力学研究.  
通讯作者:袁巍(1974—),男,山东青岛人,副教授,博士,主要从事叶轮机械气动力学等研究.

与传统单排叶栅设计相比,串列叶栅由前后两排叶栅分别承担气流转角,并在后排叶栅的叶片表面形成一个新的附面层,这将在很大程度上推迟流动分离的发生. 所以合适的串列叶栅将有效的提高负荷,对发动机的整体性能也有很大提升. 但遗憾的是,经历了 40 多年的研究,串列叶栅在商用型号上的应用只停留在静子阶段. 串列转子,特别是跨声速串列转子的研究需要有所突破.

串列转子在亚声速工况下的研究开展较早. Brent 和 Clemmons<sup>[1]</sup> 在 1974 年用实验的方法比较了一种单叶片转子与两种串列转子. 3 种转子的设计点的负荷系数均为 0.50,绝热效率为 91.2%;两种串列转子前、后排叶片的载荷分布不同:分别为 50%,50%与 20%,80%. 实验结果表明:前排叶片载荷为 50%的串列转子的总压比仅比设计值低 4.5%,而且达到了设计时所要求的绝热效率;3 种转子的失速裕度都为 17%.

Bammert 等<sup>[2-4]</sup> 在 1979 年提出针对亚声速工况下串列转子结构与叶片的一系列设计标准. 在文章中设计并实验了一台多级压气机,其中包括 3 级串列转子. 该压气机设计点的负荷系数为 0.77,绝热效率为 85.6%,失速裕度接近 5%(以设计点为标准).

McGlumphy 等<sup>[5-6]</sup> 在 2009 年,从串列叶栅的二维结构出发,用数值模拟的方法设计出适用于核心机的亚声速串列转子. 其设计点的负荷系数为 0.54,绝热效率为 91%,以设计点为参考,该串列转子的失速裕度为 19%.

目前设计的亚声速串列转子的总压比与绝热效率都能达到很高的水平,而且失速裕度也基本可以与传统叶片相当. 与之相比,跨声速串列转子的设计还要一些问题需要克服.

Ursek 等<sup>[7]</sup> 在 1972 年设计的跨声速串列转子叶尖切线速度为 419m/s,最高效率点负荷系数为 0.332,绝热效率为 88%,失速裕度为 10%.

Hasegawa 等<sup>[8]</sup> 在 2003 年为导弹的空气涡轮冲压(ATR)推进系统设计高压比风扇时采用了跨声速串列转子的结构. 风扇结构由进口导叶、转子、静子、出口导叶组成. 该风扇叶尖切线速度为 431m/s,设计点的负荷系数为 0.51,绝热效率为 79.4%,失速裕度大约为 10%,但流量裕度很小. 实验中叶尖的损失远大于叶根的损失.

Sakai 等<sup>[9]</sup> 设计的串列转子叶尖切线速度为 408m/s(包含单叶片静子),设计点的负荷系数为 0.54,绝热效率为 84.9%,失速裕度约为 10%.

赵斌,刘宝杰<sup>[10-11]</sup> 在 2012 年主要研究串列转子前、后叶栅的匹配,通过改变轴向搭接量与周向的相对位置,分析其对串子转子压比与效率的影响,并总结得出前、后排叶片匹配特性的解析表达式. 其中数值模拟的转子为跨声速串列转子,叶尖切线速度为 381 m/s,设计点的负荷系数为 0.55,设计点的绝热效率为 92%,失速裕度为 7.2%.

由于串列转子的后排叶片处在正预旋的工作状态,所以其减速扩压能力与前排叶片相比较低,会导致动叶出口的绝对马赫数较高,这势必会提高静子的设计难度. 除了控制子午流道、采用端弯等方法,提高进口轮毂比,增加叶根的切线速度是最有效的提高扩压能力的方式,所以串列转子适合在大轮毂比的条件下工作. Hasegawa 设计的串列转子的轮毂比在文章中没有提及,赵斌和刘宝杰设计的串列转子的轮毂比大约为 0.7,Yusuke 的设计值为 0.69. 可以肯定的是,这些串列转子在叶根处的相对进口马赫数都在超声状态. 所以高负荷跨声速串列转子几乎是在全展向超声的工况下工作,因此流量范围有限,三者分别为 7.1%,8.7%和 5.4%(流量范围与堵点流量的比).

综上所述,串列转子,尤其是跨声速串列转子的裕度问题尤为突出. 如果跨声速串列转子能够在实际压气机中得到应用,就必须解决其稳定性问题,那么了解串列转子的流场结构与失速机制就成了当下所要达到的目标.

目前并没有针对跨声速串列转子低裕度的问题进行专门的研究. 由于串列转子的负荷较高(负荷系数在 0.55 以上),所以影响其失速机制的关键区域应与传统跨声速压气机类似,出现在叶尖区域. 而激波是影响叶尖负荷和损失的关键因素<sup>[12]</sup>,此外,由于串列转子结构的特殊性,在叶尖区域泄漏流与尾迹的相互作用便决定了其流场必有别于常规形式. 钱煜平等<sup>[13-15]</sup> 在文献中指出前排泄叶片的尾迹会对后排叶片的性能以及串列转子的失速产生直接影响,而王鹏等<sup>[16]</sup> 则通过研究发现前后排的间隙流动反过来对前排尾迹有一定的抑制作用. 本文设计并数值模拟了负荷系数为 0.56 的跨声速串列转子,通过对流场的分析,机匣叶尖间隙的改变,以及前后叶片周向位置的调节,试图分析出串列转子的失速机制,为以后串列转子的扩稳研究提供基础.

# 1 串列转子的设计

本文中研究的串列转子的设计参数如表 1 所

示. 图 1 为串列叶栅几何结构图. 其中 FB(forward blades), AB(after blades) 分别代表前、后排叶片;  $t$  为前后排叶片的周向距离,  $s$  为栅距;  $C_{fb}$ ,  $C_{ab}$  分别为前、后排叶片弦长;  $k_{11}$ ,  $k_{21}$  分别为前、后排叶片几何进气角;  $k_{12}$ ,  $k_{22}$  分别为前、后排叶片几何出气角; 负荷系数  $\psi = L_u/U_{tip}^2$  ( $L_u$  为轮缘功,  $U_{tip}$  为叶尖切线速度); 流量系数  $\varphi = V_z/U_{mid}$  ( $V_z$  为周向速度,  $U_{mid}$  为叶中切线速度), 由于本串列转子工作在跨声速工况, 因此增压方式与传统跨声转子或亚声工况串列转子有所不同, 本串列转子拟采用前排超声叶型, 利用激波增压, 后排高亚声叶型, 利用气流折转角增压的方式. 这种方式已经被验证可以获得较好的气动性能和较低的损失<sup>[17]</sup>.

表 1 跨声速串列转子设计参数

Table 1 Design parameters of transonic tandem rotor

| 设计参数                          | 数值    |        |
|-------------------------------|-------|--------|
| 流量系数                          | 0.534 |        |
| 负荷系数                          | FB    | 0.3066 |
|                               | AB    | 0.2804 |
| 总压比                           | FB    | 1.82   |
|                               | AB    | 1.6    |
| 转子叶尖速度/(m/s)                  | 450   |        |
| 进口轮毂比                         | 0.64  |        |
| 轴向搭接量 $\Delta x_1/\Delta x_2$ | 0     |        |
| 周向相对位置( $t/s$ )/%             | 85    |        |

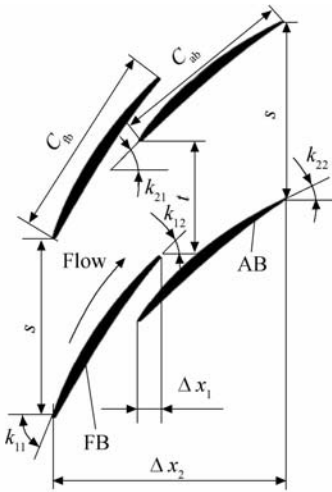


图 1 串列叶栅几何结构  
Fig. 1 Tandem cascade geometry

在设计流量点, 前排叶片总压比为 1.9, 负荷系数为 0.3147; 后排叶片总压比为 1.6, 负荷系数

为 0.2804. 叶尖载荷沿流线成线性分布, 叶片采用任意中弧造型设计. 根据流线曲率法气动设计计算得到的气流角, 结合经验的攻角、内部脱轨角和落后角来确定叶型的中弧线, 再以厚度分布进行叶型配置, 最后根据规定的积叠轴形状和基元流面积叠参照点将各基元流面叶型沿展向积叠, 得到三维叶片坐标.

分别计算了叶尖间隙  $c$  为 0, 0.3, 0.5 和 0.7 mm, 以及周向相对位置 (PP) (即  $t/s$ ) 为 15%, 50%, 85% 时的串列转子的特性.

2 计算方法

图 2 为串列转子的结构与网格. 数值模拟程序使用了 NUMECA 公司设计的商用软件 FINE/TURBO, 求解选用了基于时间推进法的守恒型的 Reynolds averaged Navier-Stokes (RANS) 控制方程, 差分格式采用具有 2 阶和 4 阶标量人工黏性的差分方法, 选用 Spalart-Allmaras (S-A) 湍流模型, 能够准确的捕捉流场细节. 进口边界条件: 给定总压为 101325 Pa, 总温为 288.15 K 以及轴向进气条件; 出口边界条件: 给定径向平衡的静压以模拟不同的工况. 串列转子的网格拓扑结构为 HOH 型网格. 单通道内, 流向分布 224 个网格点, 周向分布 70 个网格点, 径向分布 57 层网格 (间隙内为 17 层网格), 单通道内网格数约为 109 万.

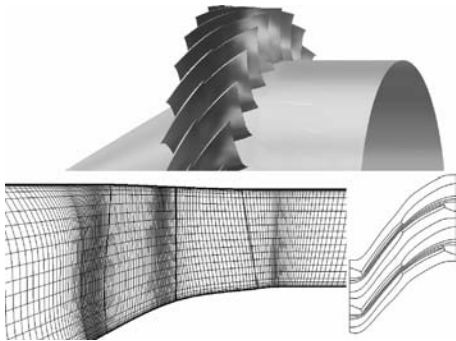


图 2 串列转子的结构与网格  
Fig. 2 Structure and mesh for tandem rotor

3 串列转子流场特点

3.1 串列转子特性 (叶尖间隙为 0.5 mm, PP 为 85%)

图 3 为串列转子特性曲线. 图中横坐标为归一化的流量. 特性曲线中的参考流量点为设计流量点. 在设计流量点时, 串列转子的总压比为 2.76; 设计点绝热效率为 87%, 最高效率点可达

89%。由于串列转子处在全叶高超声状态,所以流量裕度比较窄。串列转子失速裕度为 9.9%。

图 4 分别给出前、后排叶片的特性曲线。在近堵点(大流量条件),通道激波处于后排叶片(图 5 的近堵点),前排叶片通道内几乎全部为超声流动,所以前排叶片效率高,总压比低;后排叶片由于受到激波的影响,效率低(后排叶片为亚声速设

计,激波附面层分离严重),总压比高。随着流量的减小,激波位置移到前排叶片,此时前排叶片效率出现拐点,总压比突然上升,后排叶片的总压比迅速下降,效率上升。可以说从该流量点以后,串列转子才处在正常的工作状态。

在设计点时,由于后排叶片处在亚声速的工作状态,所以其效率要高于前排叶片。关于后排叶片的总压比特性,文献[10]中有比较详细的研究。图 6 为前、后排叶片相对气流角,图中 NS(near stall)表示近失速点,design 表示设计点。前排叶片全叶高超声,由于唯一攻角特性,前排叶片相对进气角保持不变,加功量由激波的强度决定;而后排叶片处在亚声速工作状态,相对进气角为前排叶片的相对出气角,由图 6 可知,从设计流量点到近失速流量点,后排叶片的相对进气角与气流转角都保持稳定。所以由速度三角可知,气流转角不变,轴向速度的减小会导致扭速的降低,因此后排叶片的总压比会随流量的减小而降低。

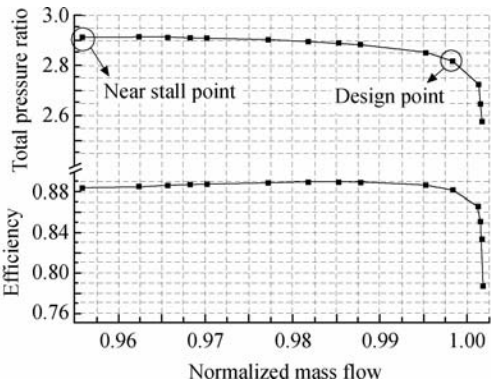


图 3 串列转子特性曲线

Fig. 3 Performance curves of tandem rotor

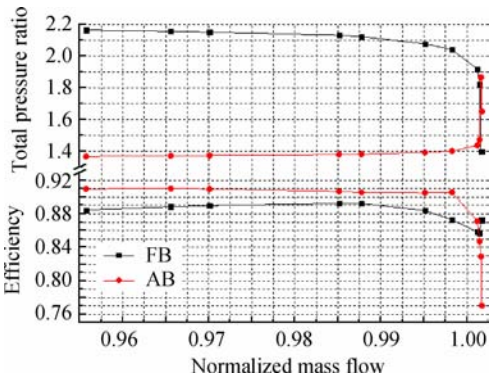


图 4 前、后排叶片特性曲线

Fig. 4 Performance curves of FB and AB

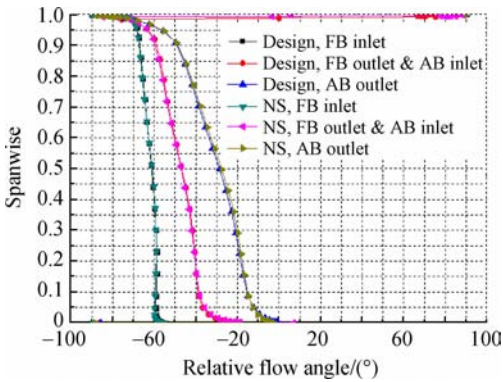


图 6 前、后排叶片相对气流角

Fig. 6 Relative flow angles of FB and AB

3.2 关键区域的确定

跨声速串列转子的流场特点之一就是前排叶片的尾迹在后排中的扩散掺混。这不会会导致流动损失,还会带来堵塞效应。因为叶尖泄漏流的影响,这一效应在叶尖区域最为显著。图 7 为前、后排叶片沿展向的熵增分布图,由于前排叶片存在通道激波,所以前排叶片的熵增要高于后排叶片。而在叶尖区域,前、后排叶片的熵增陡然增加,说明在叶尖区域有很强的掺混与损失。所以叶尖区域将是本文分析的重点。

图 8 为周向平均轴向马赫数( $Ma_{V_z}$ )沿展向分布,图中 LE,TE 分别代表叶片前缘和尾缘。从图 8 上,叶尖区域的  $Ma_{V_z}$  明显低于其他叶高,这与熵增图上显示的区域相吻合;在前排叶片出口

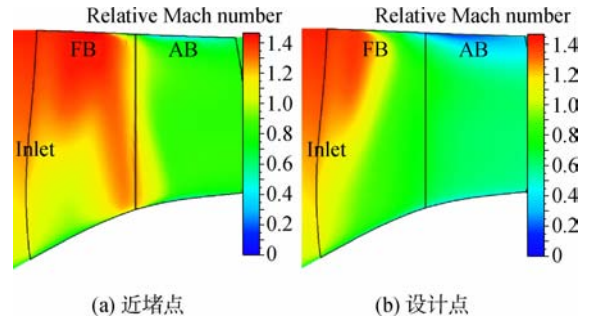


图 5 周向平均相对马赫数分布

Fig. 5 Distribution of circumferential averaged relative Mach number

处,叶尖间隙的  $Ma_{V_z}$  为负值. 图 9 和图 10 分别为 0.99 倍叶高处周向平均轴向马赫数及静压沿轴向分布. 图 9 中显示出,叶尖存在倒流且主要集中在两个区域内:前排叶片的通道激波处与后排叶片前缘处. 当后排叶片叶尖区域的轴向逆压梯度

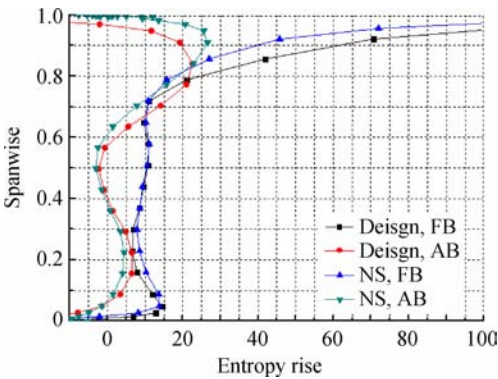


图 7 前、后排叶片熵增图  
Fig. 7 Entropy rise diagram of FB and AB

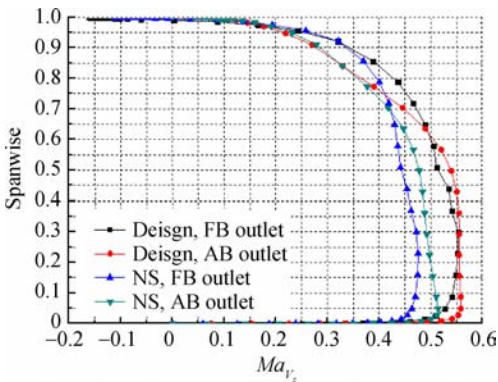


图 8 周向平均轴向马赫数沿展向分布  
Fig. 8 Spanwise distribution of circumferential averaged axial relative Mach number

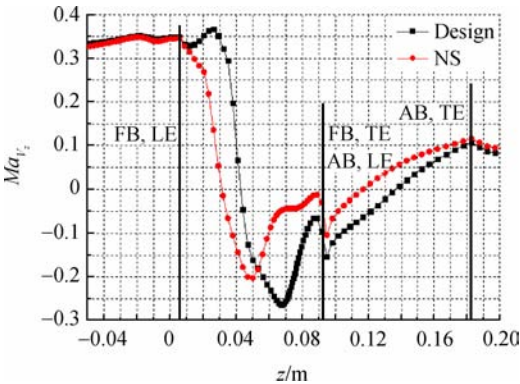


图 9 0.99 倍叶高处周向平均轴向马赫数沿轴向分布  
Fig. 9 Axial distribution of circumferential averaged axial Mach number at 0.99 times spanwise

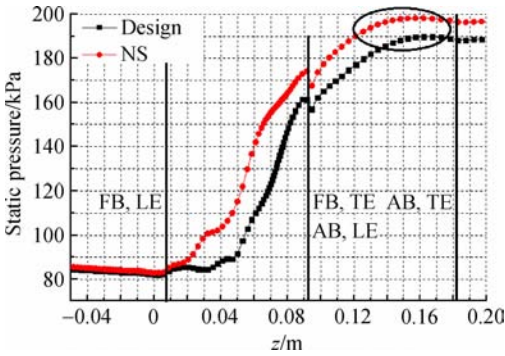


图 10 0.99 倍叶高处周向平均静压沿轴向分布  
Fig. 10 Axial distribution of circumferential averaged static pressure at 0.99 times spanwise

降低(图 10 中画圈位置),间隙内流动变为正向. 结合图 11 分析,倒流区的位置也与激波位置密切相关,随着激波一起向上游运动. 在常规设计的跨声速压气机中,叶尖流场只有在近失速点时,才会在叶片前缘与尾缘区域出现小范围泄漏流的倒流现象,而这也一直被认为是跨声速压气机的失速特征<sup>[18]</sup>. 但对于串列转子,在设计点,间隙处便出现大范围的倒流,说明这是串列转子叶尖流场中的一种特殊的流动形式,同时也决定了其流量裕度比较有限.

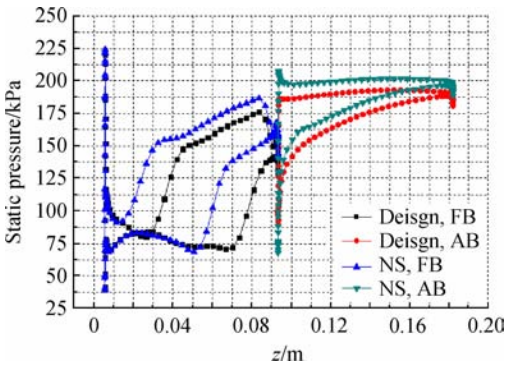


图 11 叶尖处叶片表面静压分布  
Fig. 11 Distribution of surface static pressure at tip

3.3 叶尖区域流场结构

转子中泄漏流最强的区域为叶背与叶盆的最大压差处. 对于跨声速的前排叶片,这个区域集中在通道激波-叶盆交点与通道激波-叶背交点之间(图 12 中画圈的区域). 由于通道激波基本与流向垂直,所以激波与叶盆和叶背相交于不同的轴向位置,便在前排叶片中部形成强压力梯度区,因此该区域的泄漏流也最强.

由该区域形成的泄漏流会进入相邻叶片通道的超声区,与主流掺混,降低来流的相对马赫数

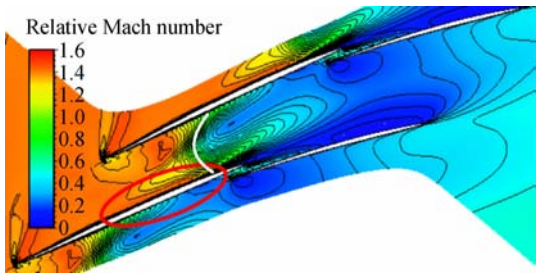


图 12 叶尖处相对马赫数分布(设计点)  
Fig. 12 Distribution of relative Mach number  
at tip (design point)

(图 13 中画圈区域). 这就使得靠近叶尖间隙区域的激波结构发生变化, 激波-叶背交点前移, 与激波-叶盆交点几乎处于同一轴向位置. 激波结构的变化导致叶尖流动的相应改变. 在近叶尖间隙区域, 本应与来流垂直的通道激波变为与进口平行的激波, 使得来流通过激波向波面偏转后, 将产生更大的周向运动.

由于这种流动特点, 将进口来流按照流向分为两个主要区域(图 14): A 区域的来流经通道激波后遇到倒流区域的堵塞, 向低展向位置偏转绕过堵塞区. B 区域的来流经激波后, 向通道上部偏转. 由于倒流区的堵塞和叶片表面强压力梯度的作用, 这部分流体便跨过叶片形成叶尖泄漏流, 关于泄漏流的特点将在后面进行详细分析.

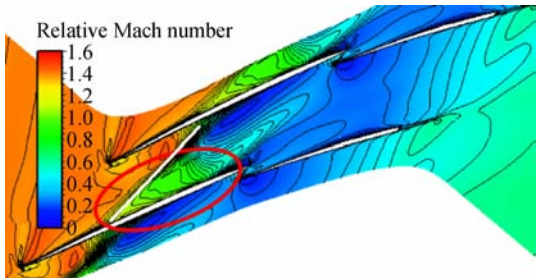


图 13 近叶尖间隙处相对马赫数分布(设计点)  
Fig. 13 Distribution of relative Mach number near tip  
clearance (design point)

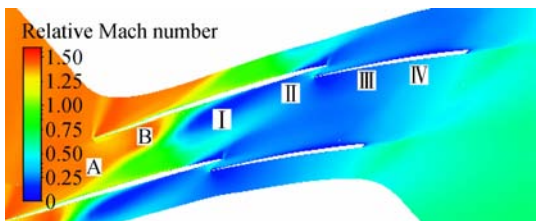


图 14 近叶尖间隙处泄漏流分区示意(设计点)  
Fig. 14 Different zone of leakage flow near tip  
clearance (design point)

3.4 叶尖泄漏流的结构

图 14 中根据泄漏流的特点与起始位置, 笔者将串联转子叶尖区域分为以下几个部分: I 区域为前排叶片叶中, 为前排叶片中压差最大, 泄漏流最强的区域; II 区域为前排叶片尾缘, 该区域的叶背有激波附面层导致的分离; III 区域为后排叶片前缘到最高压力点; IV 区域为后排叶片最高压力点到尾缘.

图 15 中流线的  $\xi_n$  值为涡量的一种表示形式, 表达式如下:

$$\xi_n = \frac{\xi}{2\omega} \quad \xi = \nabla \times V$$

式中  $\omega$  为串联转子旋转的角速度.  $\xi_n$  的大小可以表示流体的涡流程度. 在设计点, I 区域的泄漏流的来流主要来自 B 区. B 区来流经过激波后向周向偏转, 在叶片表面压力梯度的作用下变为泄漏流, 流体的涡流程度明显增加. 而与相邻通道的 A 区主流掺混后, 泄漏流的涡流程度降低, 随 A 区主流一起向叶根方向偏转, 绕过叶尖的堵塞区域, 从低展向的位置通过叶片通道.

图 16 中, II 区域泄漏流的来流主要来自 A 区, A 区来流经过激波后, 向通道上部运动, 经过

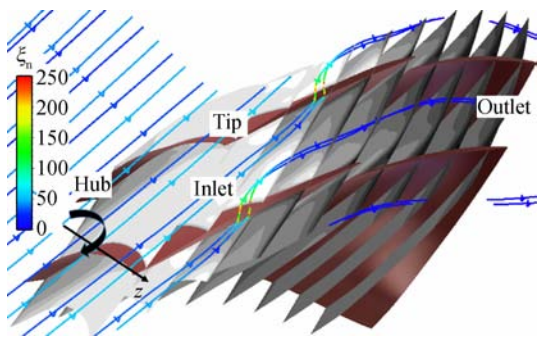


图 15 I 区域泄漏流流线  
Fig. 15 Streamline of leakage flow at zone I

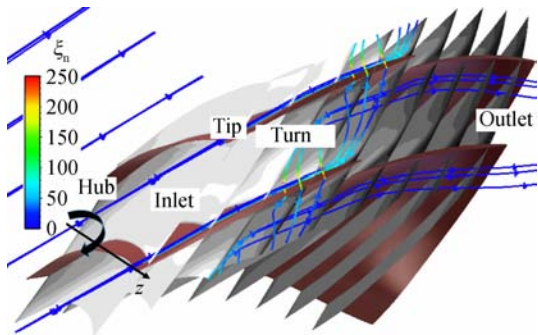


图 16 II 区域泄漏流流线  
Fig. 16 Streamline of leakage flow at zone II

倒流区并被减速,撞在前排叶片的尾缘.由于叶尖区域的堵塞,该部分流体无法流向下游,便越过叶片形成泄漏流.Ⅱ区域的叶片吸力面的倒流最强,程度最深.在倒流的作用,泄漏流迅速向上游运动,直到遇到激波.由于亚声流动无法传播到激波前的区域,泄漏流便向着叶片通道与叶根方向发生较大折转,绕过叶尖的堵塞区域,通过叶尖通道.图 14 中,低马赫数的区域主要集中在叶片通道的上部,主要原因在于:通道下部的泄漏流被来自Ⅰ区域的速度较高的泄漏流加速,所以遇到激波折转后的相对马赫数比通道上部泄漏流高.

Ⅱ区域的泄漏流还有一部分主要来自前排叶片尾部的分离流动(图 17).由于分离区的径向平衡被打破(周向速度高),所以动叶分离区普遍有较高的径向速度.这部分流体运动到叶尖区域,由于叶尖的堵塞和倒流,便向叶尖上游做周向运动,变为前排叶片泄漏流,当遇到激波发生偏转后,通过叶片通道.

Ⅲ区域(图 18)和Ⅳ区域(图 19)的泄漏流为后排叶片的叶尖泄漏流.

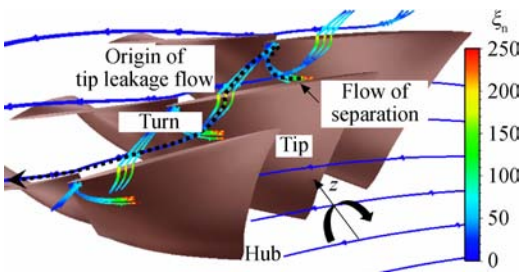


图 17 Ⅱ区域叶片表面潜流流线

Fig. 17 Streamline of subsurface flow at zone II

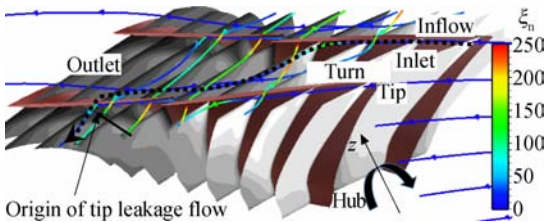


图 18 Ⅲ区域泄漏流流线

Fig. 18 Streamline of leakage flow at zone III

串联转子的负荷系数较高,叶片通道中的逆压梯度大,所以在叶尖间隙处形成倒流.Ⅲ区域的泄漏流没有足够的动能流过叶片通道,便在压力梯度的作用在变为倒流,沿周向向上游运动,其运动规律与Ⅱ区域的泄漏流类似:不断跨越叶片向上游发展,直到遇到激波发生偏转,通过叶片通

道.但Ⅲ区域的泄漏流在间隙中流动的涡流程度更高,影响区域更广.Ⅳ区域处在后排叶片逆压梯度较低的位置,所以该区域发出的泄漏流能够沿周向向下游发展,如图 19 所示.

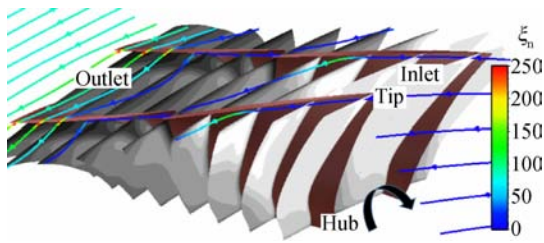


图 19 Ⅳ区域泄漏流流线

Fig. 19 Streamline of leakage flow at zone IV

在近失速点,串联转子的叶尖流场依然保留着设计点时描述的结构(图 20).但在近失速点,前排叶片的负荷增加,后排叶片的负荷降低;而且叶尖泄漏流最强的区域集中在前排叶片;激波位置的前移产生影响也集中在前排叶片.从相对马赫数分布图中可以注意到,在设计点(图 14),后排叶片的叶尖区域已经处在堵塞状态;在近失速点,由于最高压力点的前移与负荷的降低,使得后排叶片的流通能力反而有所提高.

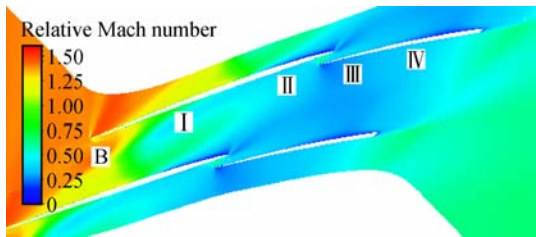


图 20 近叶尖间隙处泄漏流分区示意(近失速点)

Fig. 20 Different zone of leakage flow near tip clearance (near stall point)

在近失速点,激波位置前移,来流方向更偏向周向,前排叶片泄漏流的周向速度比例更高.在设计点时,前排叶片泄漏流可以从通道中部通过(图 21 和图 22),但在近失速点时,前排叶片泄漏流只能沿叶盆的狭小区域内通过.而且前排叶片的负荷高,泄漏涡强,所以随着反压的增加,激波位置的前移会进一步压缩泄漏流的流动范围,导致相对稳定的泄漏流结构的改变.图 23 中,近失速点时,前排叶片叶尖的周向运动程度强于设计点,且都处于高的水平,图中  $\bar{W} = W_t / |W|$ , 式中  $W_t$  表示周向相对速度,  $|W|$  表示相对速度的模.

可以预见到,在失速时,前排叶片的泄漏流不

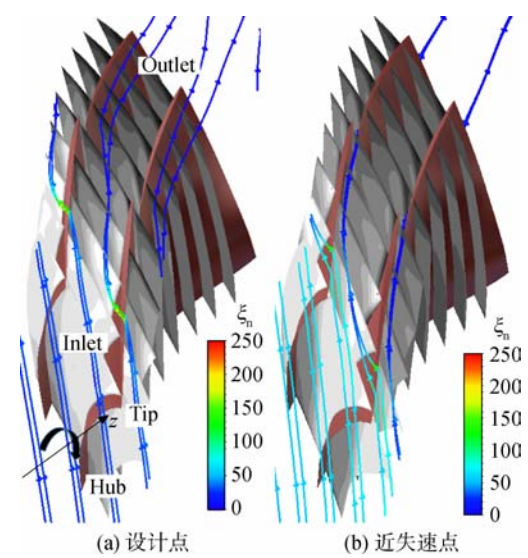


图 21 设计点和近失速点 I 区域泄漏流对比  
Fig. 21 Comparison of leakage flow in zone I at design point and near stall point

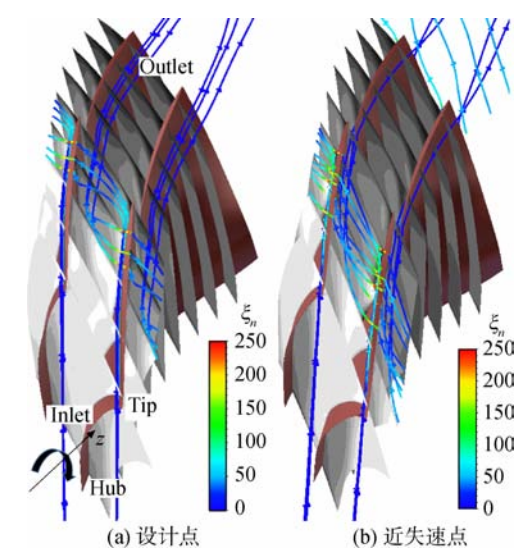


图 22 近失速点和设计点 II 区域泄漏流对比  
Fig. 22 Comparison of leakage flow in zone II at design point and near stall point

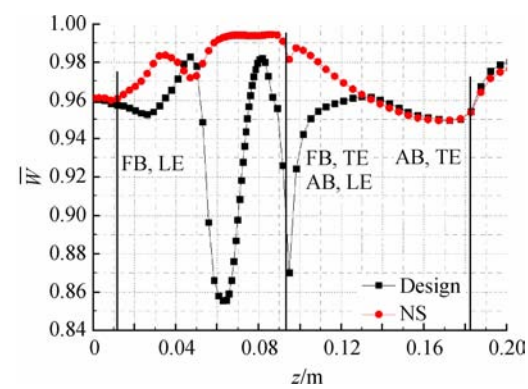


图 23 叶尖处  $\bar{W}$  分布  
Fig. 23 Distribution of  $\bar{W}$  at tip

能通过叶片通道,而是在叶尖进口做周向运动,这时叶尖通道彻底堵塞,导致串联转子失速现象的发生.所以前排叶片决定了串联转子的稳定性.

3.5 叶尖间隙对失速类型的影响(PP 为 85%)

通过改变叶尖间隙的大小,分析叶尖间隙在串联转子中扮演的角色.这里尝试了 4 种不同的叶尖间隙(0, 0.3, 0.5, 0.7 mm).图 24 为这 4 种不同间隙下串联转子的特性曲线.随着叶尖间隙的增加,特性曲线整体向负方向移动,流量范围没有明显的变化;间隙的增加也导致了串联转子效率与总压比的降低,在间隙为 0.7 mm 时最为显著.值得关注的是随着叶尖间隙的增加,串联转子的失速机制的变化.

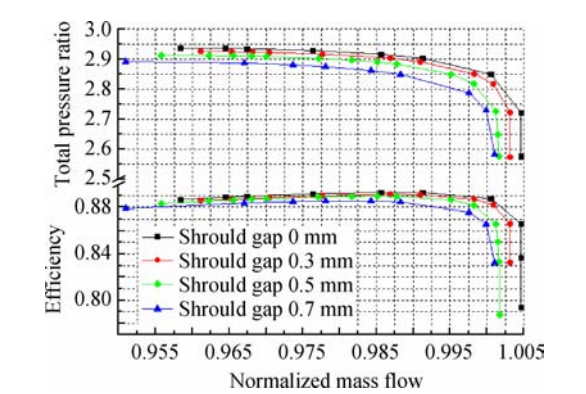


图 24 不同叶尖间隙下的串联转子特性曲线  
Fig. 24 Performance curves of tandem rotor at different tip clearances

3.5.1 叶尖间隙为 0 mm

虽然没有间隙,不存在叶尖泄漏流与间隙倒流,但失速仍然出现在叶尖区域.

随着反压的升高,激波附面层分离位置前移,导致前排叶片尾迹区的扩大;而分离区的流体形成表面潜流,沿着叶片表面运动到叶尖,导致前排叶片叶尖的尾迹被进一步加强.图 25 中,前排叶片叶背尾缘处出现径向涡结构,位于叶尖尾迹区内,连接叶背尾缘与机匣,这种流动是由叶片尾缘



图 25  $c=0$  mm,前排叶片叶背分离流动(设计点)  
Fig. 25  $c=0$  mm, the flow of separation at FB (design point)

的分离引起的. 在近失速点时,前排叶尖尾迹区的低速低能流体堆积在后排叶片的叶尖通道内,叶尖区域便没有了流通能力,失速现象便由此发生.

3.5.2 叶尖间隙为 0.3 mm

当叶尖间隙为 0.3 mm 时,倒流开始出现. 叶尖间隙为前排叶片叶尖尾迹提供了额外的流通通道,但由于叶尖间隙比较小,所以倒流的强度并不大. 如图 26 所示,在设计点,仍有一部分潜流流向后排叶尖通道(蓝色流线为流向下流的潜流,绿色流线为变为泄漏流的潜流). 此时的叶尖间隙处的流场已经显示出前文中提到过的泄漏流结构. 在近失速点时,对后排叶片叶尖通道的堵塞起主要作用的,仍然是前排叶片的尾迹. 图 27 显示出在近失速点时,串列转子叶尖的堵塞情况,后排叶片叶尖区域的低速流体的主要来源为前排叶片不同叶高下的分离流.

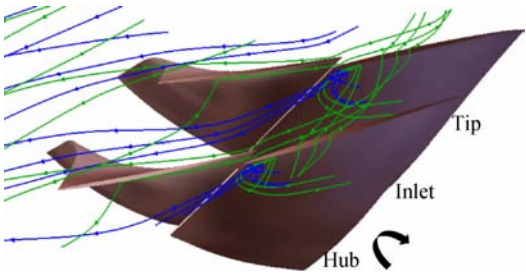


图 26  $c=0.3\text{ mm}$ ,前排叶片叶背分离流动(设计点)  
Fig. 26  $c=0.3\text{ mm}$ , the flow of separation at FB (design point)

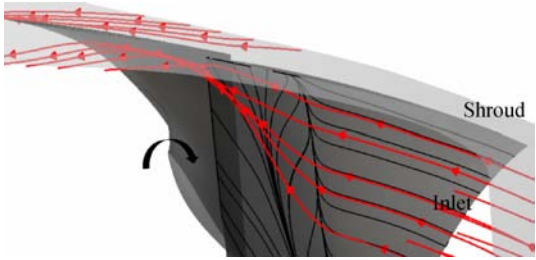


图 27  $c=0.3\text{ mm}$ ,后排叶片叶尖堵塞(近失速点)  
Fig. 27  $c=0.3\text{ mm}$ , the stagnation of AB at tip (near stall point)

3.5.3 叶尖间隙为 0.5, 0.7 mm

随着间隙的增加,叶尖泄漏流得到充分发展,作用也不断加深,对前排叶尖尾迹的流通作用变强,将叶片表面的潜流都转变为叶尖泄漏流(图 17). 而叶尖的堵塞形式由前排尾迹堵塞后排叶片通道转变为了前排叶片叶尖泄漏流堵塞(图 21 与图 22). 在小流量点,叶尖间隙为 0.5 mm 的效率与

叶尖间隙为 0.3 mm 是相比,并没有明显的下降. 串列转子的叶尖堵塞形式在这个区间内完成了结构上的转变,而当叶尖间隙增加到 0.7 mm,叶尖泄漏流堵塞程度深化,导致效率的迅速降低. 在总压比方面,叶尖间隙的增加导致做功区域的减少,又随着堵塞程度的加深,总压比势必会不断降低.

3.6 不同周向位置对失速类型的影响  
(叶尖间隙为 0.5 mm)

串列转子前后叶片的周向相对位置对压气机的性能有较大的影响. 本文尝试了 3 种不同的周向相对位置,PP(即  $t/s$ )分别为 15%, 50%, 85%. 图 28 为通过数值模拟计算出的串列转子的特性曲线. 当 PP 为 85% 时,其总压比和效率均为最高,并且具有最小的失速流量. 在最高效率点时,PP 为 85% 的效率比 PP 为 15% 的效率高出了近 4%. 当 PP 为 50% 时,特性曲线向正方向移动,串列转子的堵点流量增加,但其失速流量与其他两者比有明显的增加.

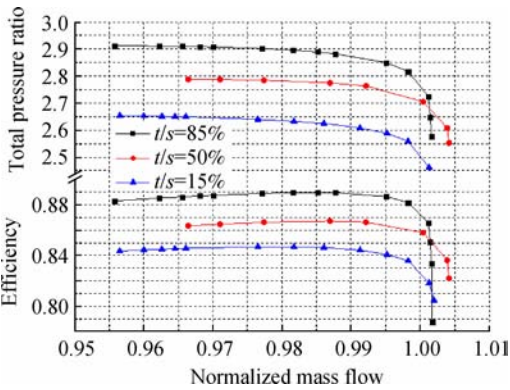


图 28 不同 PP 下的串列转子特性  
Fig. 28 Performance of tandem rotor at different PP

在不同 PP 下,产生总压比与效率巨大差异的原因在于叶片通道内的激波与流动分离. 虽然前后叶片的轴向搭接量为零,但在通道内的流动方向上,前、后排叶片却存在共同作用的区域,所以后排叶片叶背的对气流的加速作用是不能忽略的. 图 29 中,当 PP 为 15% 与 50% 时,后排叶片叶背远离前排叶片叶盆,在后排叶片叶背上出现明显的通道激波,叶片通道内出现双激波的结构势必会使得整体的流动损失增加,对效率影响很大;而后排叶片的激波影响范围越广,整体损失也就越大;当后排叶片越接近压力大的前排叶片叶盆时(PP 为 85%),叶片上的逆压梯度也就越小,分离也就越小;再者,后排叶片叶背对气流的加速作用在前排叶片的尾迹区域,可以减缓前排叶片尾

迹的扩散与发展,这一点也可以从图 29 中看出.

图 30 中,串联叶片中下部气流的偏转随着 PP 的减小而减小,而气流偏转的减小也就意味着轮缘功与总压比的降低. 导致气流偏转的减小有以下原因:由于后排叶片激波的影响,导致在后排叶背出现激波附面层分离;后排叶片从前排叶片压力面向吸力面的移动过程中,逆压梯度也在不断增加. 以上两点因素都会导致分离的提前出现,

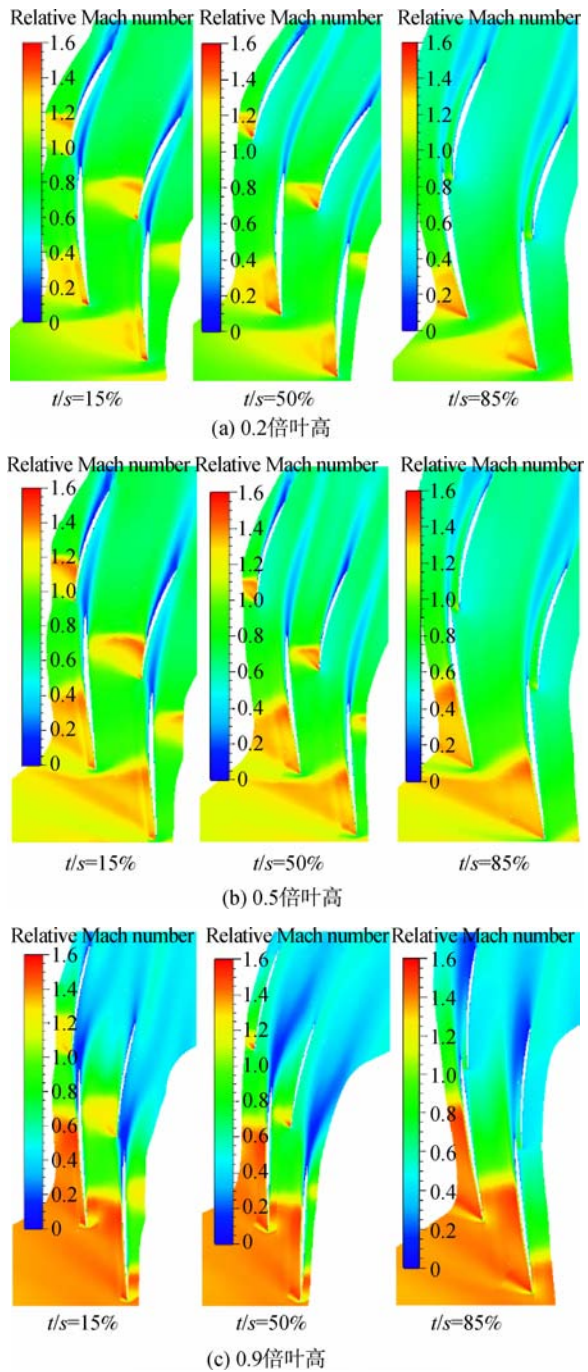


图 29 不同叶高下,不同 PP 下的相对马赫数分布  
Fig. 29 Distribution of relative Mach number at different spanwise and PPs

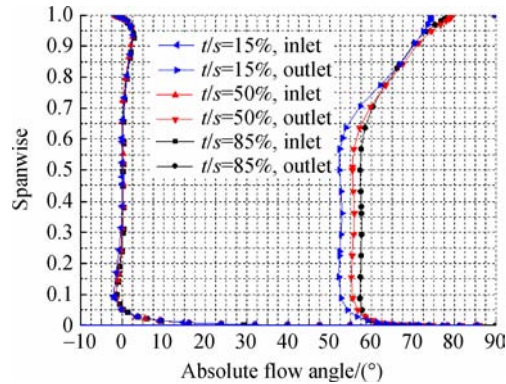


图 30 绝对气流角沿展向分布  
Fig. 30 Spanwise distribution of absolute flow angle

减小后排叶片的气流偏转.  
下面讨论 3 种典型 PP 对于失速机制的影响.  
3.6.1 PP 为 15%

图 29 中考虑的情况为 PP 为 50% 时的近失速流量点. 对于 PP 为 15% 的情况,如图 31 所示,后排叶片前缘位于前排叶片的尾迹区内,其堵塞效应降低了尾迹区的相对马赫数,而叶盆处的流动较慢进一步加剧了这种现象,从图 29 上可以看出后排叶片叶盆处有明显的低速区,而大的径向流动也伴随着低速区一同出现,图 32 显示出,在该区域有着明显的向叶尖运动的径向速度( $V_r$ ),这部分流体便是后排叶片叶尖泄漏流的主要来源. 在 PP 为 15% 的条件下,前排叶片在叶尖处的

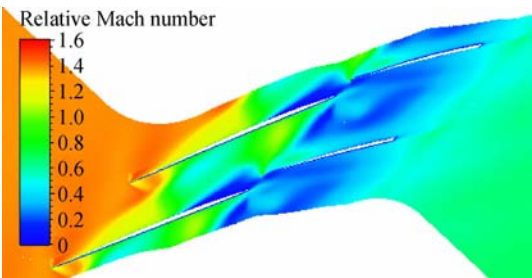


图 31 近叶尖间隙处相对马赫数分布 ( $t/s=15\%$ )  
Fig. 31 Distribution of relative Mach number near tip clearance ( $t/s=15\%$ )

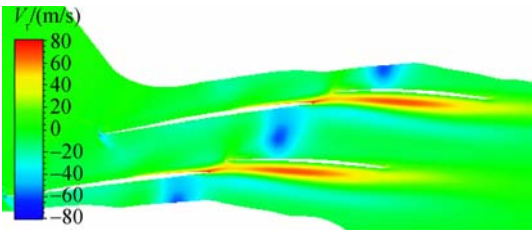


图 32 0.99 倍叶高处径向速度分布  
Fig. 32 Distribution of  $V_r$  at 0.99 times spanwise

尾迹几乎都转化为了后排叶片的叶尖泄漏流,所以对于后排叶片通道的堵塞原因就比较单一.从流线图(图 33)上可以看出,后排叶片叶尖泄漏流主要来源于前排叶片尾迹.当来流通过前排叶片后,便被径向加速,达到后排叶片叶尖,变为泄漏流.在这种反压条件下,后排泄漏流可以直接通过相邻的叶片通道.

在近失速点的时候,前排叶片的泄漏流仍然可以通过叶片通道(图 34 中的 FB),而此时后排叶片的泄漏流被推到后排叶片前缘,图中可以看出,在后排叶片前缘做周向运动的流体涡流程度很高,由此可以推断出失速情况最先出现在后排叶片.

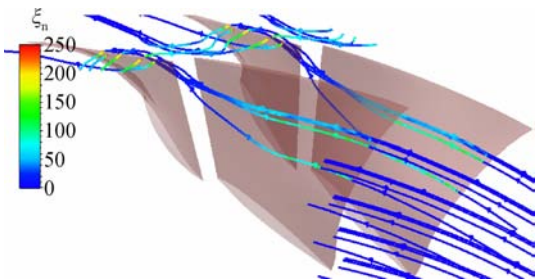


图 33 后排叶片叶尖泄漏流流线

Fig. 33 Streamline of tip leakage flow at AB

排叶片前缘. 流线图(图 36)中显示出,在近失速点,前排叶片泄漏流顺利通过,而后排叶片泄漏流被堆积在后排叶片前缘;而泄漏流通过叶片通道的位置与 PP 为 15% 时的不同,主要从通道下部(靠近叶背的位置)通过,因为通道上部被前排叶片尾迹堵塞. 因此,在 PP 为 50% 的情况下,串列转子出现流量裕度不足的问题,更早的在后排叶片出现了失速的现象.

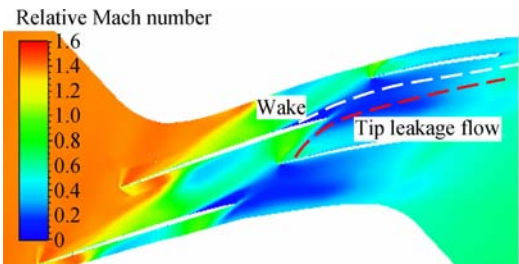


图 35 近失速点近叶尖间隙处相对马赫数分布

Fig. 35 Distribution of relative Mach number near tip clearance and near stall point

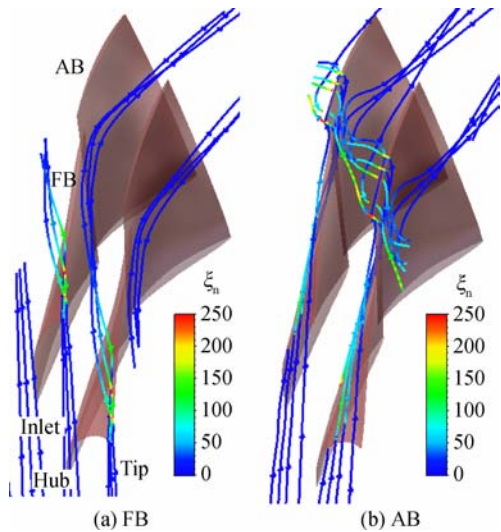


图 34 近失速点叶尖泄漏流流线( $t/s=15\%$ )

Fig. 34 Streamline of tip leakage flow near stall point ( $t/s=15\%$ )

3.6.2 PP 为 50%

在 PP 为 50% 时,后排叶片远离前排叶片,前排叶片的尾迹可以自由发展. 图 35 中,后排叶片叶尖泄漏流与前排叶片尾迹一同作用于后排叶片通道. 在 PP 为 50% 时,叶尖倒流并没有完全形成,后排泄漏流没有被推至前排叶片,只被推至后

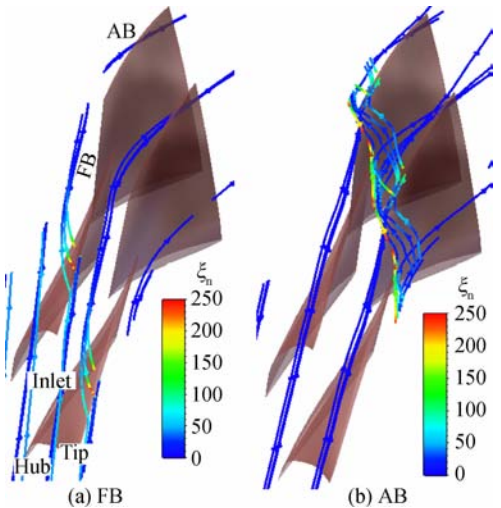


图 36 近失速点叶尖泄漏流流线( $t/s=50\%$ )

Fig. 36 Streamline tip leakage flow near stall point ( $t/s=15\%$ )

3.6.3 PP 为 85%

当 PP 为 85% 时,如前文中的分析结果,叶尖区域形成倒流,后排叶片泄漏流与前排叶片尾迹均向上游发展,经过激波折转后,从低展弦比的位置通过. 这种结构的叶尖流场将堵塞因素都集中在前排叶片,所以最后串列转子的失速位置也从后排叶片移动到了前排叶片.

4 结 论

1) 在大流量工况下,当通道激波处于后排叶

片时对串列转子的影响较大,会导致前排叶片低总压比,后排叶片高损失现象的发生。如果前排叶片没有出现过大的分离,则前排叶片的总压比随着流量的减小而增加,后排叶片的总压比随着流量的减小而减小。

2) 叶尖是串列转子流场中的关键区域,而串列转子结构的特殊性决定了其叶尖流场的复杂性。按泄漏流的特点与起始位置,将叶尖流场划分为不同的 4 个区域。在 0.5 mm 与 0.7 mm 叶尖间隙下,前排叶片激波位置随着流量降低而前移,使得Ⅰ区域与Ⅱ区域的泄漏流更偏向周向,压缩叶尖通道对泄漏流的流通能力,并最终使得相对稳定的叶尖泄漏流结构改变,发生失速。所以前排叶片叶尖区域为串列转子稳定性的关键。

3) 叶尖间隙的大小决定串列转子的失速机制。当叶尖间隙较小时,流场失速机制为前排叶片叶尖区域的尾迹与径向潜流堵塞后排叶片通道;当叶尖间隙较大时,流场失速机制为前排叶片叶尖泄漏流堵塞。

4) 在较大 PP 的情况下,串列转子获得了最高的总压比与效率。当 PP 较小时,后排叶片通道出现激波,对总压比和效率有很大影响。当 PP 为 15% 时,前排叶片尾迹转变为后排叶片叶尖泄漏流,失速机制为后排叶片泄漏流堵塞;当 PP 为 50% 时,前排叶片尾迹与后排叶片泄漏流共同堵塞叶片通道,此时流量裕度最小;当 PP 为 85% 时,叶尖倒流形成,堵塞因素集中在前排,失速机制也变为前排叶片叶尖泄漏流堵塞。

参考文献:

[ 1 ] Brent J A, Clemmons D R. Single-stage experimental evaluation of tandem-airfoil rotor and stator blading for compressors[R]. NASA-CR-134713, 1974.

[ 2 ] Bammert K, Staude R. Optimization for rotor blades of tandem design for axial flow compressors[J]. Journal of Engineering for Power, 1980, 120(2): 369-375.

[ 3 ] Bammert K, Beelet H. Investigations of an axial flow compressor with tandem cascades[J]. Journal of Engineering for Power, 1980, 102(4): 971-977.

[ 4 ] Bammert K, Staude R. New features in the design of axial-flow compressors with tandem blades[R]. ASME Paper 81-GT-113, 1981.

[ 5 ] McGlumphy J, Ng W F, Wellbon S R, et al. Numerical investigation of tandem airfoils for subsonic axial-flow compressor blades[J]. Journal of Turbomachinery, 2009, 131(2): 021018. 1-021018. 8.

[ 6 ] McGlumphy J, Ng W F, Wellbon S R, et al. 3D numerical

investigation of tandem airfoils for a core compressor rotor [J]. Journal of Turbomachinery, 2010, 132(3): 031009. 1-031009. 9.

[ 7 ] Urasek D C, Janetzke D C. Performance of tandem-bladed transonic compressor rotor with tip speed of 1375 feet per second[R]. NASA TM X-2484, 1972.

[ 8 ] Hasegawa H, Matsuoka A, Suga S. Development of highly loaded fan with tandem cascade[R]. AIAA 2003-1065, 2003.

[ 9 ] Sakai Y, Matsuoka A, Hashimoto K, et al. Design and test of transonic compressor rotor with tandem cascade[R]. Tokyo: The International Gas Turbine Congress, 2003.

[ 10 ] 赵斌, 刘宝杰. 跨声速串列转子及前后排叶片匹配特性分析[J]. 航空学报, 2011, 32(6): 978-987.

ZHAO Bin, LIU Baojie. Analysis of transonic tandem rotor and matching characteristic of forward and aft blades[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2011, 32(6): 978-987. (in Chinese)

[ 11 ] 赵斌, 刘宝杰. 前后排叶片相对位置对串列转子性能的影响[J]. 推进技术, 2012, 33(1): 25-36.

ZHAO Bin, LIU Baojie. Effects of relative geometry position of forward and aft blades on performance of tandem rotor[J]. Journal of Propulsion Technology, 2012, 33(1): 26-36. (in Chinese)

[ 12 ] 丁建国, 胡骏. 某掠形跨声风扇设计与数值模拟[J]. 航空动力学报, 2007, 22(1): 54-59.

DING Jianguo, HU Jun. Design and numerical simulation of a transonic swept fan[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(1): 54-59. (in Chinese)

[ 13 ] QIAN Yuping, LI Zhiping, LU Yajun, et al. Flow mechanics in tandem rotors[R]. ASME Paper GT2012-69665, 2012.

[ 14 ] 钱煜平, 李秋实, 陆亚钧. 叶尖泄漏流/尾迹掺混对串列转子非设计点性能影响[J]. 航空动力学报, 2013, 28(6): 1350-1356.

QIAN Yuping, LI Qiushi, LU Yajun. Effect of tip leakage flow and wake interactions on off-design point performance of tandem rotors[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(6): 1350-1356. (in Chinese)

[ 15 ] 周正贵, 吴国钊. 串列叶栅尾迹特性的实验研究[J]. 南京航空航天大学学报, 1994, 26(4): 555-559.

ZHOU Zhenggui, WU Guochuan. The characteristics of wake behind tandem cascades[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 1994, 26(4): 555-559. (in Chinese)

[ 16 ] WANG Peng, WANG Qiang, GAN Peng, et al. Exploratory study of design technologies for high-load pressure diffusion tandem rotors[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2011, 26(4): 388-392.

[ 17 ] 周健, 赵庆军, 杜建一. 超声速串列转子三维流场数值分析[J]. 推进技术, 2012, 33(5): 719-725.

ZHOU Jian, ZHAO Qingjun, DU Jianyi. Three-dimensional numerical investigation on aerodynamic performance in a supersonic tandem rotor[J]. Journal of Propulsion Technology, 2012, 33(5): 719-725. (in Chinese)

[ 18 ] Vo H D, Tan C S, Greitzer E M. Criteria for spike initiated rotating stall[R]. ASME Paper GT2005-68374, 2005.