

文章编号:1000-8055(2010)02-0459-07

影响某双级跨声风扇流动稳定性的关键因素分析

苏中亮, 吴艳辉, 楚武利, 张皓光, 卢家玲
(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 对某双级跨声轴流风扇进行了全三维数值模拟, 计算的总性能曲线和试验曲线得到了很好地吻合. 通过对该风扇内部流场的详细分析, 从叶顶分离、顶部间隙流导致的阻塞以及静叶端区的流动阻塞三个方面逐步排查了影响风扇流动稳定性的因素. 最后得出静叶 2 叶根角区分离和叶中附面层分离形成的低能流体是影响该双级跨声风扇流动失稳的关键因素.

关 键 词: 跨声速; 风扇; 数值模拟; 流场分析; 附面层

中图分类号: V231

文献标识码: A

Key factors influencing the stability of a two-stage transonic fan

SU Zhong-liang, WU Yan-hui, CHU Wu-li,
ZHANG Hao-guang, LU Jia-ling

(School of Power and Energy,
Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: Three-dimensional flow field simulation was conducted on a two-stage transonic fan stage. The simulated fan stage performance was greatly matched with the experimental performance. Blade tip separation, blade tip leakage blocking effect and the stator corner separation were checked for filtering out the possible cause of incepting fan stage stall. Based on this study, the root cause for the stall was finally concluded as the stator corner separation, along with the mid-span boundary separation on the second stage.

Key words: transonic; fan; numerical simulation; analysis of flow field; boundary layer

现代高性能航空发动机的风扇和进口级压气机往往工作在跨声速条件下, 通常要求具有高负荷、高效率的特点. 从气体动力学角度来看, 这些要求与风扇和压气机的稳定裕度存在一定的矛盾. 如何提高跨声风扇和压气机的稳定裕度始终是航空发动机领域的研究热点, 而分析影响跨声风扇和压气机流动稳定性的关键影响因素, 是实现扩稳的先决条件.

针对轴流风扇/压气机内部流动失稳触发机制, 国内外研究者进行了广泛深入的研究^[1-4]. 一般认为触发轴流风扇/压气机内部流动失稳的机制主要包括以下两种类型: 一种是通常的叶片失

速^[5], 另外一种是由于复杂的顶部流动机制导致的流动失稳^[6-8]. 根据轴流风扇内顶部间隙泄漏涡和激波的特性, 一般说来触发风扇内部流动失稳的叶顶复杂流动机制主要包括: 叶顶分离, 顶部间隙流导致的阻塞; 而在级环境下工作时, 压气机/风扇的失稳还可能由静叶端区的气动过载造成. 根据风扇/压气机转速以及气动载荷的不同, 在实际工作中这几种机制可能同时存在, 也可能孤立发生.

某双级跨声风扇设计、加工、试验完成之后发现风扇的稳定裕度不足, 需要通过机匣处理扩稳技术来扩大其稳定工作范围. 设计阶段出于强度

收稿日期: 2009-01-16; 修订日期: 2009-05-14

作者简介: 苏中亮(1984-), 男, 河南鄢陵人, 硕士生, 主要从事叶轮机械气动热力学研究.

方面的考虑,在该风扇的第1级、第2级动叶上都加装了减振阻尼台,而国内外对此类风扇的数值模拟中大都忽略阻尼台的影响,对于带阻尼台的实际复杂结构的数值计算考虑的则不是很多.为此,本文对带阻尼台的该双级跨声风扇进行更为真实的计算流体动力学(CFD)三维数值模拟,得到其设计工况下的性能和流场参数,结合已有的试验测量性能曲线,分析跨声工况下影响其流动稳定性的关键因素,最终为该风扇处理机匣的选型设计奠定基础.

1 研究对象和数值模拟方法

1.1 研究对象

本文的研究对象为一两级跨声风扇,如图1所示.

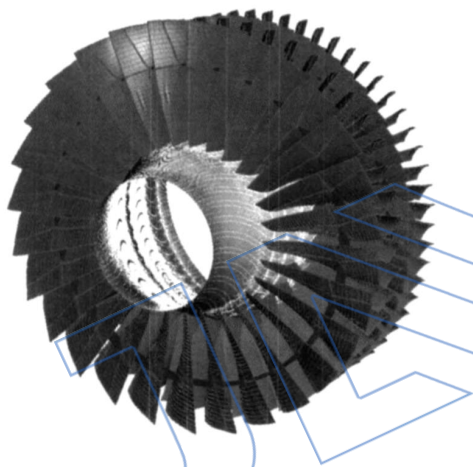


图1 双级风扇示意图

Fig. 1 Schematic diagram of two-stage fan

该风扇第1级动叶、第1级静叶以及第2级动叶和第2级静叶的叶片数分别为28,46,60和59,设计叶尖速度为442 m/s,设计压比为2.8,设计换算流量为83.55 kg/s,设计换算转速10720 r/min,风扇进口叶尖直径为0.787 m.为了防止动叶的颤振,分别在两级动叶61%叶高处各加装了减振阻尼台.

1.2 数值模拟方法

数值计算采用了NUMECA FINE软件包的Euranus求解器.采用Jameson的有限体积差分格式并结合Spalart-Allmaras湍流模型对相对坐标系下的三维雷诺时均Navier-Stokes方程进行求解,采用显式四阶Runge-Kutta法时间推进以获得定常解,为提高计算效率,采用了多重网格法、局部时间步长和残差光顺等加速收敛措施.

图2给出了双级跨声风扇的计算网格图.叶片通道靠近叶片表面的区域均采用O型贴体网格,其他部分采用H型网格.为了准确模拟叶尖间隙区的流动,在间隙区沿径向均匀分布17个节点,并对转子顶部间隙区采用了“蝶型网格”,获得正交性良好的网格.计算网格总数约为248万.由于阻尼台结构的复杂性,而且其非常靠近叶片尾缘,使得在生成网格时阻尼台与动叶相交区域网格质量较差,从总体来说,双级跨声风扇的网格质量是符合数值计算要求的.

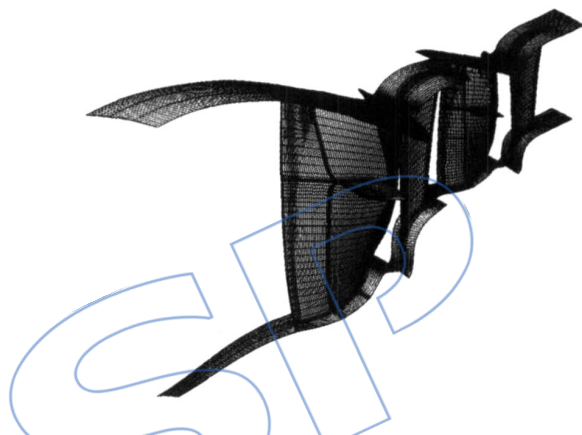


图2 带阻尼台的双级跨声风扇的计算网格

Fig. 2 Calculative grid of two-stage transonic fan with partspan shroud

计算中,轮毂、机匣、叶片、阻尼台等固壁上给定绝热无滑移边界条件,转子上游延伸段进口边界条件取总压为101325 Pa、进口总温为288.2 K,进口气流方向为轴向.转子上游延伸段出口边界条件设为平均静压,通过逐步提高出口背压向失速点推进,数值发散前最后一个工况点对应着近失速工况点.

2 计算结果分析

2.1 总性能对比分析

图3给出了设计转速下双级风扇实验与数值计算总性能比较.图4和图5分别给出了双级风扇第一级和第二级的实验和计算性能比较图.由于计算所得的堵塞流量不同于实验值,因此图中横坐标为与各自堵塞流量的比值.需要指出的是,实验中仅给出了失速边界点的流量和总压比,总特性边界点的效率以及分级特性边界点的压比和效率均是根据其相邻点以及图像趋势估算出来的.受误差及数据后处理的影响,在实验数据中产

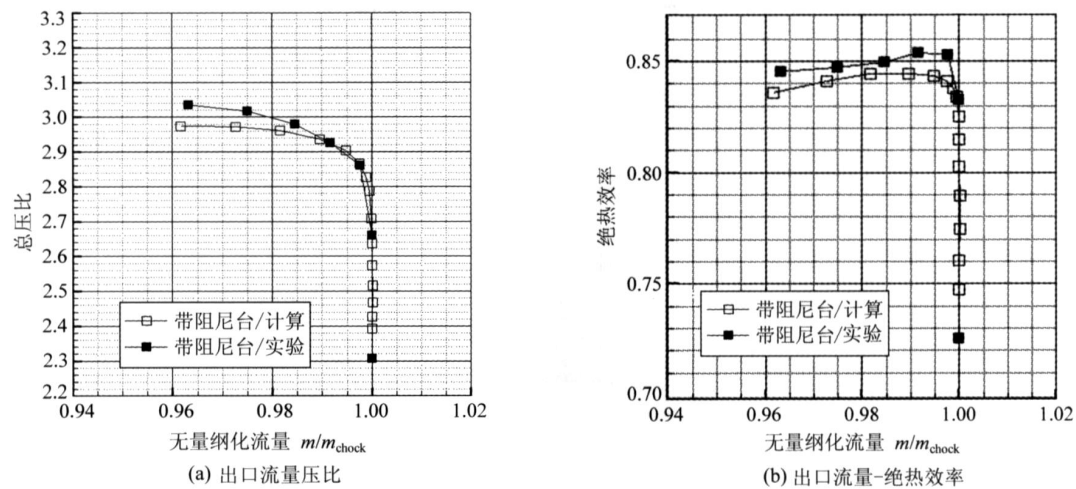


图 3 设计转速下双级风扇实验与数值计算总性能比较

Fig. 3 Comparison between numerical calculation and experiment performance of two-stage fan at design speed

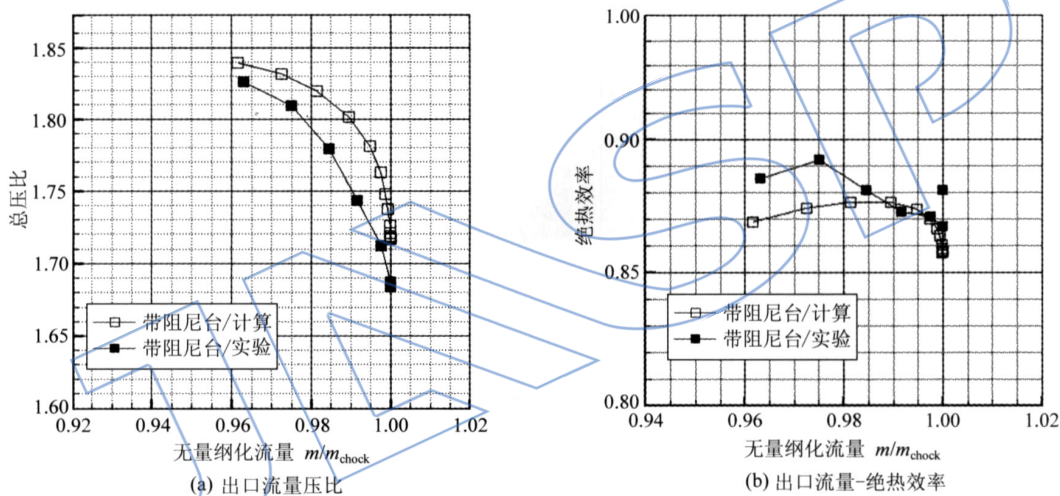


图 4 设计转速下双级风扇第一级实验与计算性能比较

Fig. 4 Comparison between calculation and experiment performance of the first stage at design speed

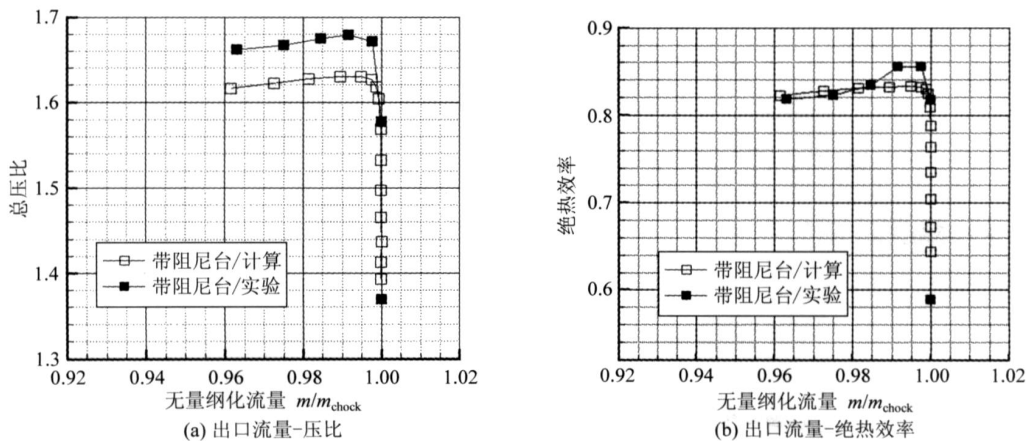


图 5 设计转速下双级风扇第二级实验与计算性能比较

Fig. 5 Comparison between calculation and experiment performance of the second stage at design speed

生了某些比较怪异的点(如图 4 中流量效率曲线的堵塞点以及最高效率点).

从图 3~图 5 可以看出,计算总性能与实验总性能符合得很好,而计算的分级特性与实验分级特性也符合得较好.实验的分级特性表明,从堵塞点到近失速点第一级的总压比呈现出上升趋势,而二级的总压比是先升后降,说明设计转速下双级风扇的第二级首先达到级极限负荷,而计算的分级特性也很好的捕捉到了这一趋势.综上,数值计算结果再现了现有的实验测试结果给出的信息,可以用来分析影响该双级跨声风扇流动稳定性的关键因素.

2.2 影响流动稳定性因素分析

叶顶复杂流动在风扇/压气机流动失稳中起着重要作用已定性的成为共识.下面对动叶 1、动叶 2 叶顶区的流动进行分析,以评定它们在流动失稳中

的作用.

图 6 给出了典型工况点动叶 1 叶顶跨叶片截面上的相对马赫数云图及等值线图.从图中可以看出,从最高效率点到近失速点,泄漏涡的运行轨迹基本保持不变.最高效率点,叶顶激波位于通道内部,由于激波的干扰使得吸力面附面层在靠近尾缘处发生了分离,在靠近吸力面的流道中出现了小范围的低能流体区.随着背压的提高,位于通道内的激波向着叶片前缘推移,近失速点已到达叶片前缘,此时叶顶吸力面附面层没有发生分离.叶顶通道内靠近压力面的低能区是由于激波和泄漏涡相互作用形成的.由于叶尖负荷的提高(图 4),泄漏涡的强度增强,它与通道激波相互作用形成的低能耗散区的面积也随之增大.

图 7 给出了最高效率点和近失速点动叶 1 叶顶通道内的若干个近似垂直泄漏涡运行轨迹截面

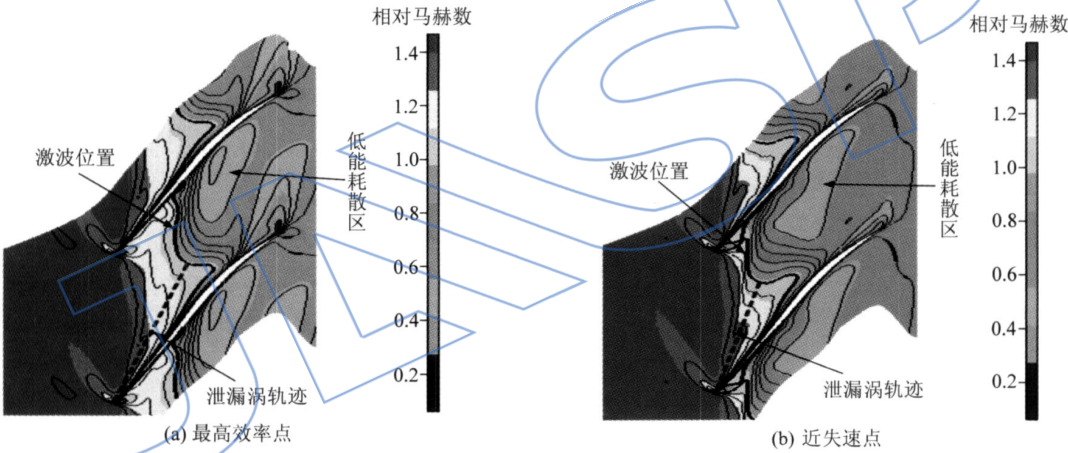


图 6 不同工况点动叶 1 叶顶跨叶片截面上的相对马赫数分布图
Fig. 6 Distributing of relative Mach number in blade-to-blade section of rotor 1 at different conditions

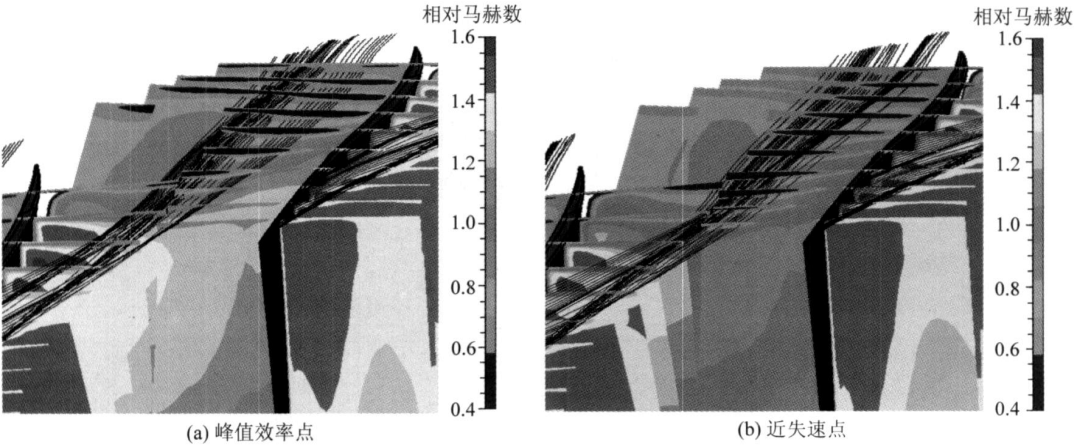


图 7 动叶 1 叶顶通道内的相对马赫数分布
Fig. 7 Distributing of relative Mach number in tip of rotor 1 passage

上的相对马赫数分布云图,图中同时给出了间隙泄漏流线的轨迹.从图中可以看出低能耗散区在叶顶通道内的发展情况:在最高效率点时,间隙泄漏流与激波相互作用后,在通道内有低相对马赫数区存在.随着流量的降低到达近失速点时,间隙泄漏流与激波相互作用后产生的低相对马赫数区向前缘移动,范围略有增大,但该低速区并没有占满靠近压力面的叶尖通道.

图 8 给出了典型工况点动叶 2 叶顶跨叶片截面上的相对马赫数云图及等值线图.可以看出,动叶 2 中两种工况下激波的运行轨迹变化也不大.

在最高效率点处,通道激波已位于叶片前缘,由于此时第二级动叶的级负荷最大(图 5),泄漏涡强度很强,所以它与位于动叶前缘的正激波相互作用在通道中形成了大范围的低能区.随着工况点向近失速点逼近,级负荷的降低,该低能区在不断减小.两种工况下,叶顶通道中均没有出现附面层分离而形成的低能流体区.

图 9 给出了最高效率点和近失速点动叶 2 叶顶通道内相对马赫数分布云图.可以看出在两个工况下,间隙泄漏涡与激波相互作用后形成的低马赫数区没有堵塞动叶 2 的叶顶通道,且随着流

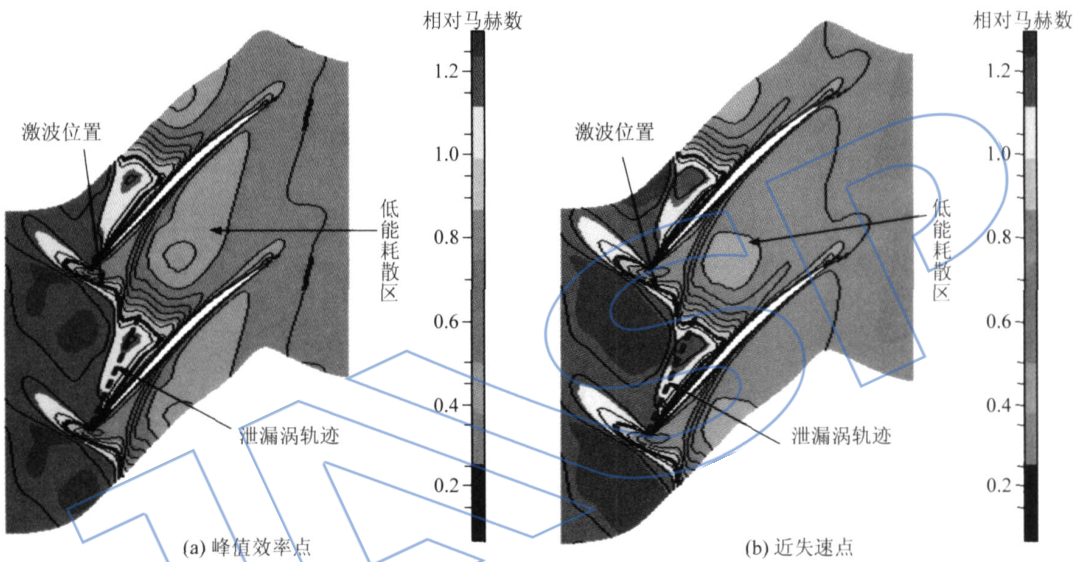


图 8 不同工况点动叶 2 叶顶跨叶片截面上的相对马赫数分布图
Fig. 8 Distributing of relative Mach number at tip of blade-to-blade section of rotor 2 in different conditions

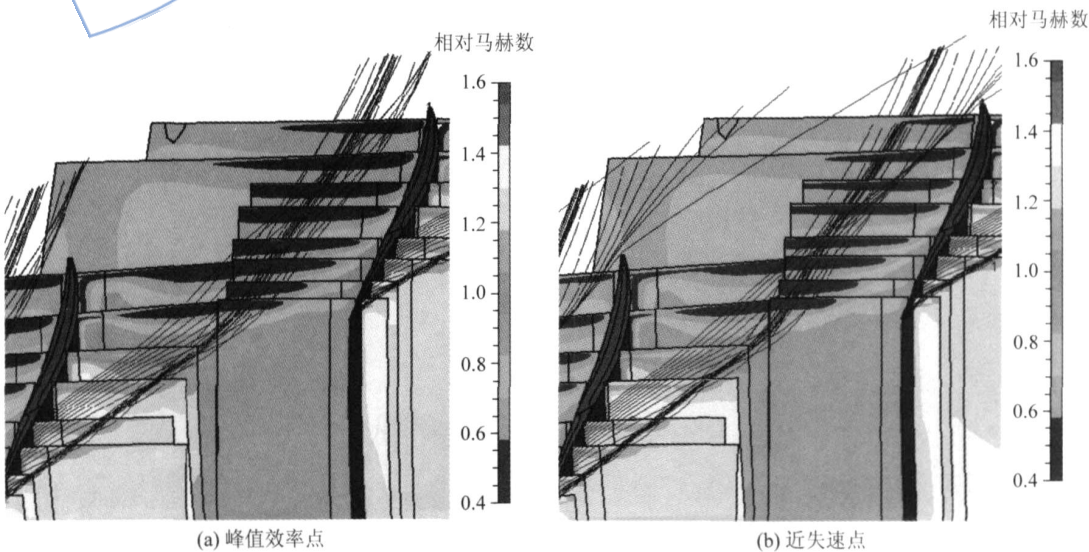


图 9 动叶 2 叶顶通道内的相对马赫数分布
Fig. 9 Distributing of relative Mach number in tip of rotor 2 passage

量的降低该低相对马赫区的范围是缩小的. 由以上分析可以发现,叶顶分离、激波和泄漏涡相互作用形成的低能阻塞区并不是诱发该双级风扇失速的原因.

风扇流动失稳是与流场中的低能流体出现直接相关的,图 10 给出了最高效率点、近失速点流场中马赫数为 0.25 的等值面以及动叶的泄漏流线图.从图中可以看出在动叶 1 和动叶 2 的叶顶通道中并没有出现马赫数小于 0.25 的低能区,这进一步证实了双级跨声风扇的流动失稳不是由于复杂的顶部流动机制导致.

图 10 中最显著的特征是静叶 2 中用椭圆圈出来的低能流体区体积的变化. 近失速工况点靠近叶尖的低能流体区的面积比峰值效率点略有缩小,而靠近叶根的低能流体区比最高效率工况有所扩大,而且在流道中部也出现了低能流体,说明该双级跨声风扇的叶根及叶中部的低能流体是触发流动失稳的关键因素.

图 11 给出了近失速工况点动叶 1、动叶 2 和

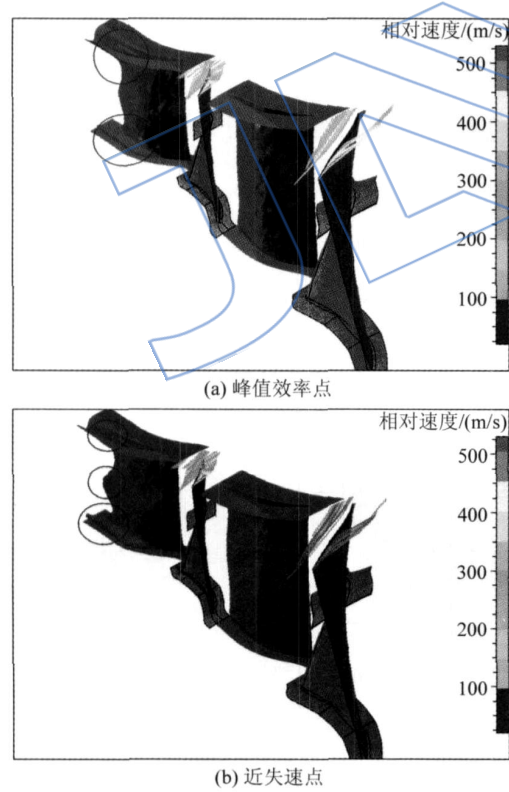


图 10 不同工况点流场中低能区以及动叶间隙区的流线图

Fig. 10 Low-energy domain and stream line at gap of rotors in different conditions

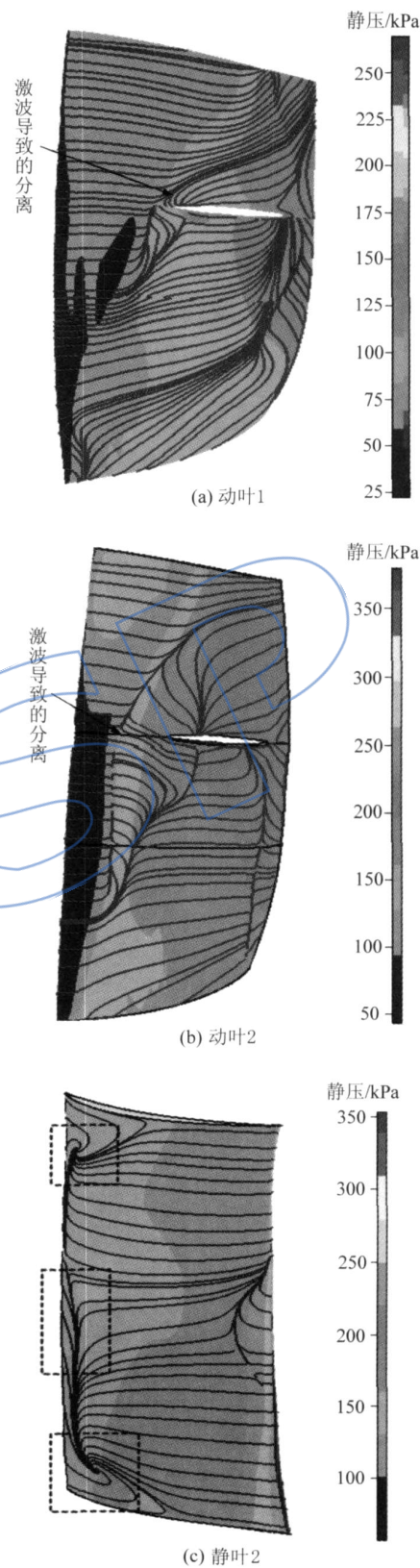


图 11 近失速工况点吸力面极限流线及静压分布图

Fig. 11 Distributing of limited stream lines and static pressure of blade 's suction side at near stall condition

静叶2吸力面上的极限流线图.从图中可以看出,由于激波的出现对附面层的干扰,近失速工况点动叶1和动叶2吸力面附面层在靠近叶片前缘处出现了分离,但分离的附面层很快又重新附着了,紧靠分离线之后出现了一条再附线.除了激波干扰附面层引起的分离外,阻尼台以下的流道中动叶1的吸力面附面层发生了尾缘分离(图11(a)),它形成的低能流体使得其后的静叶排偏离设计工况工作.多级风扇工况偏离的逐级放大作用,使得第2级动叶阻尼台以下的叶片基元负荷增加得很快,动叶2靠近叶片尾缘的吸力面附面层分离加剧(图11(b)),从而导致静叶2流道中部吸力面附面层分离和叶根角区分离都加剧(图11(c)).图11(c)中靠近静叶根部和尖部的两个分离焦点,是图10中靠近叶端区的低能流体区的源泉,而靠近中部的叶片附面层分离(图中部的方框所示)是图10(b)中流道中部低能流体区的源泉.

3 结 论

通过前面对双级跨声风扇的数值模拟及分析可以得出如下结论:

1) 无论是动叶1还是动叶2,其叶顶吸力面附面层在近失速工况点时均没有发生分离,因此叶顶分离不是该双级跨声风扇失速的原因;

2) 动叶1和动叶2叶顶通道内的低能阻塞区在近失速工况点处并没有占满通道,因此两级动叶通道中的叶顶泄漏涡与叶顶激波相互作用形成的低能阻塞区也不是导致风扇失速的主要原因;

3) 阻尼台的分流使得动叶1的叶片基元在

阻尼台以下流道中负荷较重.多级风扇工况偏离的逐级放大作用,使得静叶2叶根角区分离和叶中附面层分离形成的低能流体是影响该双级风扇流动失稳的关键因素.

参考文献:

- [1] Dunham J. A new endwall model for axial compressor through flow calculations[J]. Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery, 1995, 117: 533-540.
- [2] Bloch G S, Copenhaver W W, O'Brien W F. Development of an off-design loss model for transonic compressor design [R]. AGARD-CP-571, 1996.
- [3] 卢新根. 轴流压气机内部流动失稳及其被动控制策略研究[D]. 西安:西北工业大学, 2007.
LU Xingen. Flow instability and passive control strategies in axial flow compressor [D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2007. (in Chinese)
- [4] 杜文海, 吴虎, 孙娜. 跨声速轴流压气机流动损失分析[J]. 推进技术, 2008, 29(3): 339-343.
DU Wenhai, WU Hu, SUN Na. Analysis of flow loss in transonic axial compressors [J]. Journal of Propulsion Technology, 2008, 29(3): 339-343. (in Chinese)
- [5] Hah C, Rabe D C. Role of tip clearance flows on flow instability in axial flow compressors [R]. ISABE Paper 2001-1223, 2001.
- [6] Adamczyk J J, Celestina M L, Greitzer E M. The role of tip clearance in high-speed fan stall [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1993, 115: 28-39.
- [7] Bergner J, Kinzel M, Schiffer H, et al. Short length-scale rotating stall inception in a transonic axial compressor-experimental investigation [R]. ASME Paper 2006-GT-90209, 2006.
- [8] Hah C, Bergner J, Schiffer H. Short length-scale rotating stall inception in a transonic axial compressor-criteria and mechanisms [R]. ASME Paper 2006-GT-90045, 2006.