

文章编号:1000-8055(2011)07-1628-10

离心压气机进口导叶尾迹的形态、输运 及与叶轮流场的相互影响

陈 山, 杨 策, 李 杜, 祁明旭, 施 新
(北京理工大学 机械与车辆学院, 北京 100081)

摘 要: 采用数值模拟方法研究了跨声速离心压气机进口导叶与叶轮的静/动叶排相互影响作用, 研究包括三种几何间距模型及对同一间距模型使用了两种不同的转静子交界面位置设定. 计算结果表明: 交界面位置的设定对混合平面法定常计算性能会产生较大影响, 对非定常性能影响很小; 叶排间距大小对级性能影响几乎可以忽略, 但间距减小会造成流场内压力波动增大; 叶轮激波使叶轮对导叶流场的影响几倍甚至十几倍大于导叶对叶轮流场的影响, 且激波的影响作用使导叶压力面、吸力面侧压力波动由不同的原因造成.

关 键 词: 跨声速离心压气机; 进口导叶; 尾迹输运; 激波; 相互作用

中图分类号: TK474.8⁺2

文献标志码: A

IGV wake state, transportation and interaction influence with impeller blade row in centrifugal compressor

CHEN Shan, YANG Ce, LI Du, QI Ming-xu, SHI Xin
(School of Mechanical Engineering,
Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

Abstract: Numerical investigation was carried out to study the inlet guide vane (IGV) and impeller interaction in a transonic centrifugal compressor. Three blade-row gaps and two rotor/stator (R/S) location settings for each gap model were included in the simulations. The results show that, the R/S location greatly affects the steady calculation performance, but has little effect on the unsteady performance. The IGV-impeller gap barely influences the compressor stage performance, but small gap leads to large pressure pulsation inside the flow field. The existence of impeller shock increases the influence of impeller to IGV several times, even dozens of times for IGV to impeller. And, the formation of pressure pulsation on the IGV pressure and suction side is different due to impeller shock.

Key words: transonic centrifugal compressor; inlet guide vane; wake transport; shock; interaction

叶排间相互干扰是叶轮机械内部非定常流的一个主要来源, 随着其在涡轮非定常设计中的正面效应, 研究人员也力图寻找其在压缩系统中对效率提高的正面效应.

关于离心压气机叶排干扰及尾迹的研究已进行很长时间, 且进行了较多研究^[1-5]. 总结相关研究, 主要是关注叶轮与下游扩压器叶排的动/静干扰作用, 甚少关注上游静子叶排与离心叶轮的静/

收稿日期: 2010-07-03; 修订日期: 2010-12-06

基金项目: 高等学校博士学科点专项科研基金(20091101110014)

作者简介: 陈山(1983—), 男, 广西玉林人, 博士生, 主要从事叶轮机械气体动力学研究.

动干扰作用^[6].而在对一跨声速轴流压气机叶排干扰研究中,Gorrell等^[7]通过实验研究发现静/动叶排干扰对性能的影响可能还要大于动/静叶排干扰产生的影响,尤其静/动叶排间的间距大小对性能影响很大,随着间距减小,压气机性能下降较大.

而在实际工程应用中,离心叶轮上游静叶排的使用也越来越多:如在13~67 kN推力级航空发动机中能取得更高性能的轴径流组合压气机系统^[8],离心叶轮上游就有静子叶排的存在;此外,还有离心叶轮上游用于拓宽喘振裕度的可调进口导叶^[9](inlet guide vane,简称IGV)等.

因此,针对离心压气机级中静叶排(导叶)/离心叶轮的广泛应用,以及在轴流压气机研究中发现的静/动叶排干扰对性能的重大影响现象,有必要对离心压气机静/动叶排干扰进行研究,以明确其干扰现象及对性能会产生多大的影响作用.基于此,本文对离心压气机进口导叶与离心叶轮的静/动干扰相互作用进行了研究.

1 研究对象及基本方法

1.1 研究对象

本文的研究对象原型为文献^[10]中的Krain叶轮(对应于SRV2-O),该叶轮主叶片/分流叶片数为13/13,出口半径为112 mm;其设计工况转速、流量分别为50000 r/min和2.55 kg/s,对应的压比和效率分别为6.1和0.84;叶轮进口叶顶相对马赫数为1.3,是一个高压比跨声速叶轮,这也是选择该叶轮的一个原因,设计转速时叶轮中高叶高区存在激波而下部叶高区没有激波,易于研究上游尾迹与激波的相互作用.根据文献^[10],原始叶轮的出口宽度过大导致出口轮缘处产生很大的分离流动,从而引起性能的恶化,因此叶轮进行改型:轮缘线沿轴向平移把叶轮出口宽度缩小15%变为8.7 mm.

为了研究静子叶排与离心叶轮的相互干扰作用、静子尾迹在叶轮通道中的传播、尾迹与激波的相互作用等,在叶轮上游设计增加了一排导叶.为简化其他参数对尾迹的影响,所加导叶为二维叶片,且为了使尾迹明显,导叶设计成前缘小而尾缘较大、尾缘厚度比叶轮根部最厚处稍大且沿叶高方向上保持不变;导叶弦长为50%叶轮轴向弦长;其三维截面图如图1所示.为确定叶排间距大小对性能的影响,研究了远、中、近三种叶排间距情况,分别为50%,25%,12.5%导叶弦长,具体

如图2所示.图2中还示意了每种间距模型叶排间的3个典型截面位置,分别处于远、中、近间距导叶尾缘处下游相同轴向距离的位置.

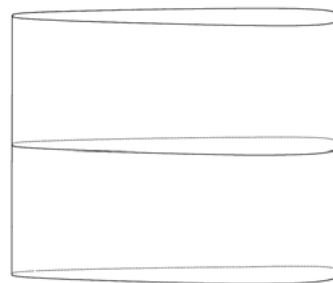


图1 导叶截面图

Fig. 1 Inlet guide vane cross section

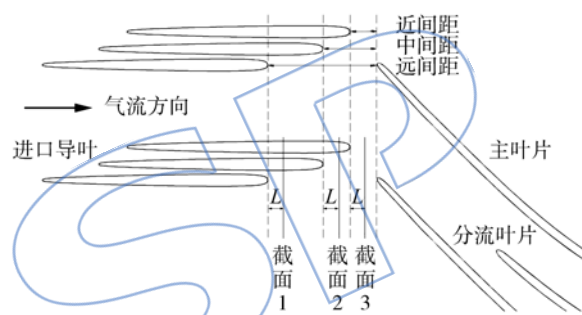


图2 三种叶排间距示意图

Fig. 2 Schematic diagram of blade-row spacing

1.2 研究方法

本文的数值计算采用NUMECA的FINE/TURBO软件包,求解三维定常/非定常的Navier-Stokes方程组.

定常计算采用文献^[11]中介绍的计算模拟方法,选用二阶精度的中心离散格式、Spalart-Allmaras一方程湍流模型,全流场为湍流,不计及转捩.边界条件中进口给定总压、总温和气流角(轴向进气);壁面为绝热无滑移,叶片和轮毂面(叶轮入口到出口)转动,其他壁面静止;出口给定平均静压,增大该压力值得到不同的工况点,一直到稳态解不再存在,从而得到整个转速特性.叶排间转静子交界面采用混合平面法进行数据传递.

非定常计算只针对近最高效率工况点,采用domain scaling方法,方程组的求解采用双时间步法.动叶的网格位置随着物理时间步而变化.一个叶片通道周期 T_r 设定为30个物理时间步,对应的物理时间步长为 3.08×10^{-6} s,虚时间求解步数为50.

此外,在文献^[12]指出在数值模拟中,叶排间转静子交界面对于转子流场的影响要远大于对于

静子流场的影响. 因此, 本文对于远、中、近三种叶排间距几何模型, 又分别计算了两种交界面位置情况, 即转静子交界面设置在叶排间转子上游固定的轴向位置以及分别位于叶排间距中心位置, 这样可以比较交界面带来的影响. 而对于近间距情况, 两种交界面位置一致, 因此总共计算了 5 种情况. 同时, 对于所计算的 5 种情况, 对静子导叶、转子叶轮都使用同样的网格拓扑结构, 只相应地增、减导叶尾缘、转子叶轮前缘与交界面间的网格数目, 使网格节点距离分布基本一致. 经过这些处理, 可以最大程度地消除网格对计算结果的影响, 从而保证了 5 种情况间对比的可靠性.

2 结果与分析

2.1 压气机性能分析

从图 3、图 4 的压气机级性能曲线可以看出, 在固定转静子交界面计算中, 三种间距模型效率、压比性能基本一致. 而交界面处在三种间距模型的叶排中间时, 对于近、中、远三种间距, 效率、压比性能均有所增加, 其中效率差别达到 1% 左右, 压比差别达到 2% 左右. 可见, 交界面的位置对于定常计算性能影响较大; 也说明交界面的位置对转子流场的影响要大于对静子流场的影响, 这与文献[12]中的论述是一致的.

仔细查看图 3、图 4 中的性能曲线, 发现在中小流量范围内固定转静子交界面和中置转静交界面计算所得的性能差别较大, 在流量为 2.622 kg/s 附近达到最大. 取质量流量为 2.622 kg/s 工况点进行定量分析, 如表 1 中所示. 其中, 中间距时两

表 1 定工况(流量为 2.622 kg/s)交界面位置性能影响比较

Table 1 Compare of steady performance for different rotor/stator (R/S) interface locations ($m=2.622\text{ kg/s}$)

	效率	压比
中间距	0.7378	5.422
中间距中交界面	0.7457	5.53
差别/%	0.8	2
远间距	0.7382	5.423
远间距中交界面	0.7505	5.51
差别/%	1.23	1.6

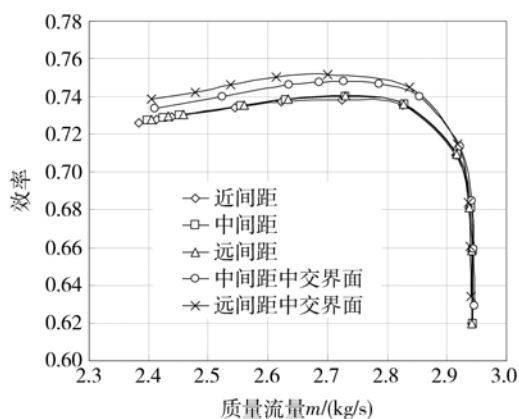


图 3 压气机级效率特性

Fig. 3 Compressor stage efficiency performance

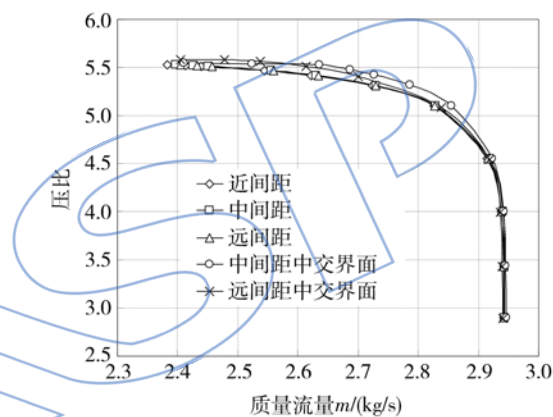


图 4 压气机级压比特性

Fig. 4 Compressor stage pressure ratio performance

种交界面位置差为 5% 叶轮轴向长度, 远间距时两种交界面位置差为 10% 叶轮轴向长度. 这些数据表明对于多排叶片定常计算, 即使转静子交界面的位置变化很小(5% 叶轮轴向长度)也会造成压气机级达到 1.23% 和 1.6% 的效率和压比性能差别, 计算时要仔细衡量其位置.

针对三种间距模型 5 种情况的近最高效率点(质量流量为 2.75 kg/s)进行了非定常计算, 所得的性能如表 2 中所示. 最大效率差别为 0.07%, 最大压比差别为 0.19%, 即不同间距、不同交界面位置计算时, 压气机级性能基本一致. 这些结果表明交界面的位置对非定常计算性能影响很小; 同时进一步表明在这里对于该压气机, 对于远、中、近三种几何模型, 叶排间距大小对于性能影响很小. 这与文献[7]中关于轴流压气机静/动叶排间距减小导致性能下降较大的情况是不同的, 后面会进一步分析原因.

表2 近最高效率点工况(流量为 2.75 kg/s)
定常与非定常计算性能比较

Table 2 Compare of steady and unsteady performance
at near peak efficiency ($m=2.75$ kg/s)

	效率		压比	
	定常	非定常	定常	非定常
近间距	0.7382	0.7403	5.272	5.35
中间距	0.740	0.741	5.273	5.35
远间距	0.740	0.741	5.273	5.36
中间距中交界面	0.748	0.741	5.39	5.35
远间距中交界面	0.751	0.741	5.31	5.36
最大差别/%		0.07		0.19

2.2 叶排间损失分析

2.1 节得到的性能曲线表明,与文献[7]中关于轴流压气机静/动叶排间距减小导致性能下降较大不同,静动叶排间距大小对于该离心压气机性能影响很小。图5给出近、远间距模型85%叶高截面 T_{01} 时刻的熵增分布图。图中叶轮旋转方向为向上;对于导叶,叶片上表面为吸力面,下表面为压力面;对于叶轮,叶片上表面为压力面,下表面为吸力面。后面涉及到叶高截面的图中旋转方向和叶片表面定义都与图5中相同。

对图5熵增分布进行分析,近间距时,在导叶下表面(压力面)存在一个高损失,而远间距时导叶表面则没有类似的损失区域。文献[12]对文献[7]中的跨声轴流压气机进行仿真计算,发现近间距时静叶表面也存在这一类似的高损失区,其作者认为正是间距不同使这一高损失区存在与否造成压气机性能产生变化。与之不同的是,在这里离心压气机级中,尽管近间距在导叶压力面存在高损失区,但远间距时导叶尾迹在叶排间的耗散损失很大,两者基本等同;且近间距时,导叶尾迹损失较集中的进入叶轮通道内,强度大;而远间距时,尾迹在进入叶轮通道前有充分的空间进行掺混,在叶轮通道内面积较大,强度较近间距时小。这样综合起来,远、近叶排间距损失差不多,所以叶排间距大小对性能所产生的影响较小。

在图5中,近间距时在导叶压力面尾部区有一块高损失区,而在远间距时,导叶表面没有存在类似的高损失区。图6中给出了近间距85%叶高截面几个时刻内的熵增分布:在 T_{01} 时刻,高损失区到达导叶88%弦长处,而在 T_{08} 时刻,高损失区

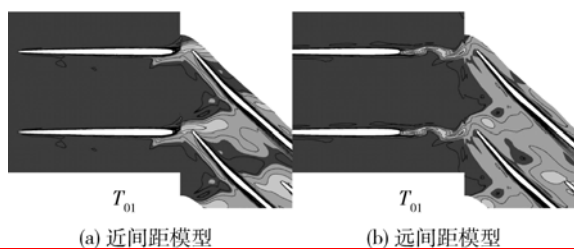


图5 近、远间距模型85%叶高截面
 T_{01} 时刻的熵增分布

Fig. 5 Distribution of entropy for close and far spacing, 85% span, at time-step 01

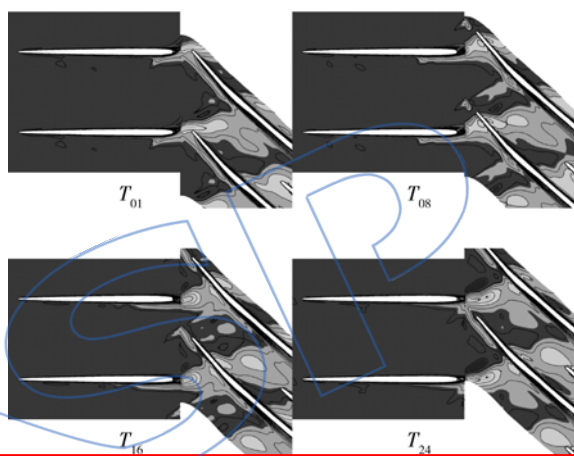


图6 近间距模型85%叶高截面熵增随时间的分布
Fig. 6 Distribution of entropy with time for close spacing, 85% span

到达75%弦长处,损失在减弱, T_{16} 时刻,高损失区到达70%弦长处,损失进一步减弱,在 T_{24} 时刻,新的高损失区在导叶尾缘后方形成并准备向上游传播。通过这几个时刻的熵增分布图清楚地体现了导叶压力面侧尾缘后高损失区的产生并沿着叶片表面向上游传播的过程。

由图6可知,近间距时在导叶压力面侧形成高损失区并向上游传播,图7给出同一位置相同时刻的静压分布图作进一步分析。对比图6熵增分布和图7静压分布,发现导叶压力面侧的高损失区是由叶轮的激波造成的。在叶轮转动过程中,叶轮激波被导叶尾缘切割分成两部分,上部分随着叶轮向上转动离开导叶吸力面,没有在导叶吸力面侧形成高损失区;而被切割开的激波的下部分在导叶压力面侧迅速形成压力波,然后沿着导叶压力面向上游传播。在传播的过程中,压力波很快垂直于导叶叶片表面。因为叶排间距较近,导叶尾缘切割在叶轮激波强度还很大的位置,产生很大的损失,该损失则随着激波压力波同步向上游

传播. 对于远间距时, 尽管叶轮激波经历着与近间距同样的被导叶尾缘切割的过程, 但由于叶排间距很远, 切割的位置处激波的强度已经很小, 所以没有在导叶尾部区表面形成高损失区, 形成的压力波也很小. 因为分布图与近间距时类似, 这里没有给出具体的分布图.

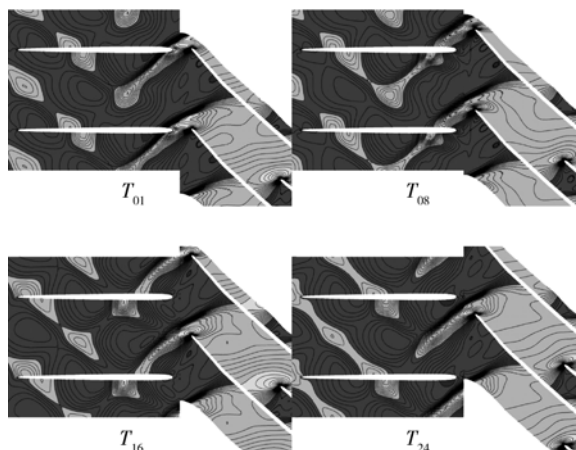


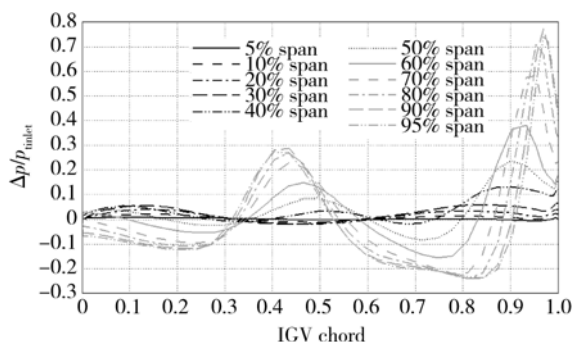
图7 近间距模型 85%叶高截面静压随时间的分布

Fig. 7 Distribution of static pressure with time for close spacing, 85% span

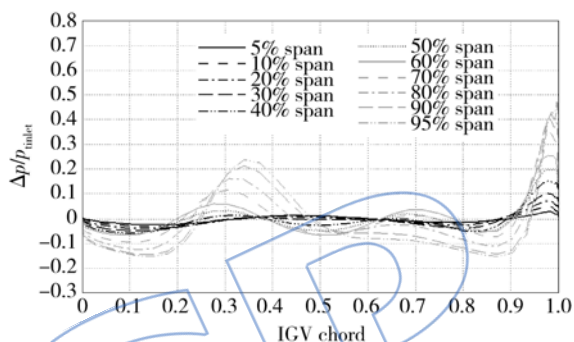
2.3 进口导叶与叶轮流场的相互影响作用

2.3.1 进口导叶流场的波动特性

2.2 节已知叶轮激波被导叶尾缘切割后, 会在导叶压力面形成压力波, 下面分析其对导叶流场的影响. 图 8 给出了 T_{01} 时刻进口导叶叶高方向上的表面静压波动. 图中横坐标为导叶弦长, 纵坐标为瞬时静压波动 ($\Delta p/p_{\text{inlet}}$), 是瞬时静压值、时均值的差与进口总压的比值. 在图中可见, 不管是压力面还是吸力面侧, 低叶高上的静压波动幅度较小, 整个弦长范围上波动都在进口总压的 5% 范围以内; 而高叶高区的静压波动幅度很大, 在压力面侧尾缘附近区甚至达到进口总压值的 80%. 之所以高低叶高区静压波动差别如此大, 是因为叶轮激波的作用: 低叶高区不存在激波, 叶轮流场向上游传播的压力波作用很弱, 导叶表面静压波动就小; 而在高叶高区, 激波向上游传播压力波影响作用很强. 在同一叶高截面, 压力面侧的波动幅度要大于吸力面侧, 这主要是因为叶轮激波被导叶尾缘切割后, 激波下半部份迅速在导叶压力面侧形成压力波, 而吸力面侧的波动是主要由压力面侧的激波压力波经过反射后造成的, 强度已较压力面侧的激波压力波要小一些, 形成的压力波动也就小一些.



(a) 压力面侧



(b) 吸力面侧

图8 近间距模型 T_{01} 时刻进口导叶叶片表面静压波动

Fig. 8 Pulsation of IGW blade surface static pressure for close spacing at time-step 01

把图 8 中导叶 20%, 80% 叶高截面的静压波动按时间叠加则得到其随时间的变化 (图 9、图 10). 在图 9 中可见, 低叶高区导叶前、后部都出现极值, 表明分别由其上、下游流场造成. 在图 10 中可见, 高叶高区只在尾缘区存在最大波动值, 沿尾缘至前缘波动减弱, 表明高叶高区除了上、下游流场的压力波影响作用, 还有一个很强的叶轮激波作用, 且激波作用强于其他压力波作用, 成为导叶压力波动的主要成因.

在高叶高激波影响区, 吸力面侧和压力面侧压力波动的成因也不太一样. 图 10 中压力面侧的图清楚地表现出了 2.2 节分析的叶轮激波被导叶尾缘切割后, 下部分在导叶压力面侧形成压力波并向上游传播, 传播过程中压力波强度减弱, 由此而形成的压力波动也减弱的过程, 整个波动分布为从尾缘向上游单调减弱就是一个明证. 而在吸力面侧, 尾缘处的压力波动由激波被导叶切割后的上半部分尾部扫掠, 随着叶轮转动, 激波尾部沿导叶吸力面侧向上游扫掠到 75% 弦长处左右, 此后, 叶轮转动使激波尾部离开导叶吸力面. 而相邻导叶的压力面上的激波压力波反射到该导叶的吸

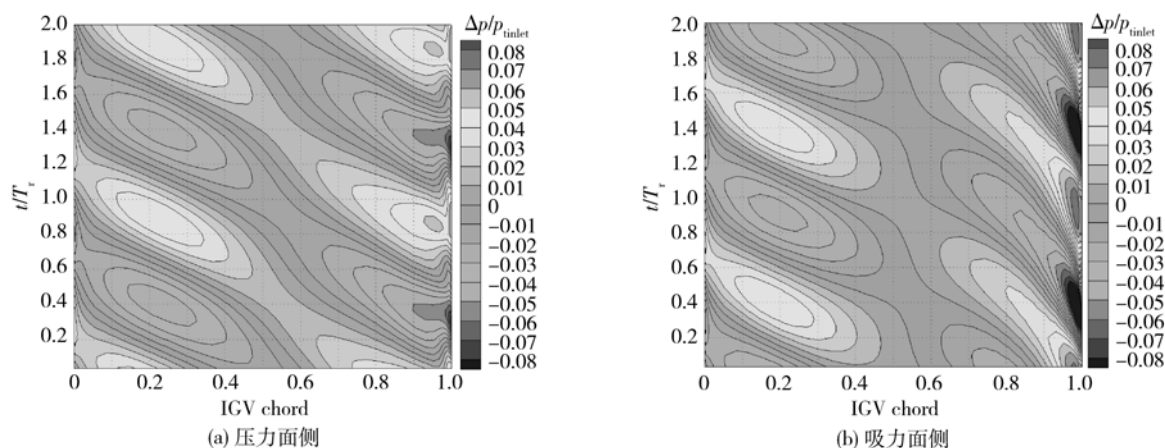


图9 近间距模型导叶20%叶高截面叶片表面静压波动随时间的变化

Fig. 9 Pulsation variation of IGV blade surface static pressure with time for close spacing, 20% span

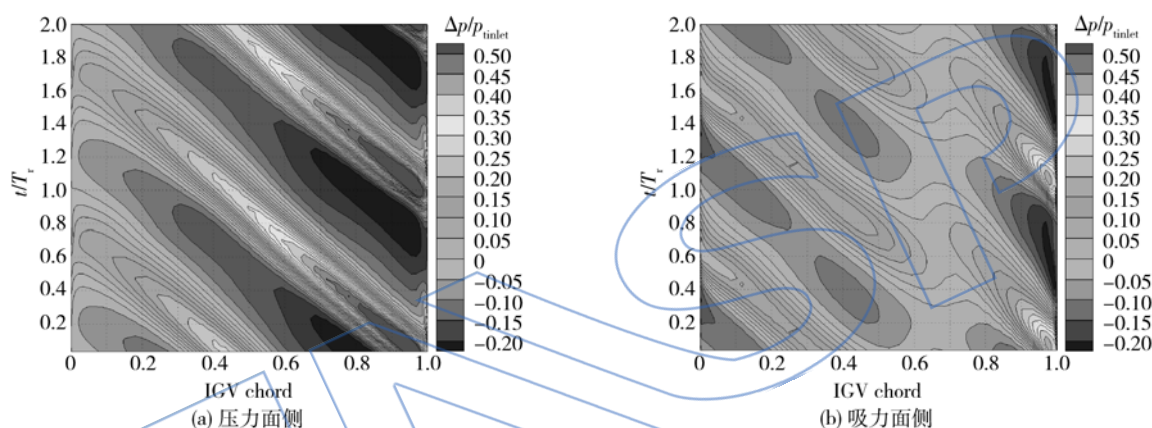


图10 近间距模型导叶80%叶高截面叶片表面静压波动随时间的变化

Fig. 10 Pulsation variation of IGV blade surface static pressure with time for close spacing, 80% span

力面侧60%弦长位置处,并附着在叶片表面向上游传播.相对应的压力波动形式也就在弦长方向上分成了明显的两段.由此可知,高叶高激波影响区中吸力面侧和压力面侧压力波动的成因是不一样的:导叶压力面侧的压力波动是由被导叶尾缘切割的激波下半部形成的压力波向上游传播形成的;吸力面侧的压力波动由两部份造成,在后部是下游叶轮激波扫掠形成,在中前部由相邻导叶压力面侧反射来的激波压力波形成.

远间距时,导叶叶片表面静压波动分布与近间距时一样都是低叶高区小而高叶高区大,其影响原因也如同近间距时一样是低叶高区受上、下游压力波动影响而高叶高区主要受激波作用影响.但远间距时导叶流场压力波动幅度远小于近间距模型,图11给出了远间距模型 T_{01} 时刻导叶叶片表面静压波动.对比图8与图11,远间距时最大波动幅度为30%进口总压,不到远间距时最大幅度(80%)的一半.

2.3.2 叶轮流场的波动特性

2.3.1节分析了导叶流场的波动特性,下面对叶轮流场进行分析.图12给出了近间距模型叶轮主叶片20%,80%叶高截面静压波动随时间的变化.图中LE和TE分别表示叶片前缘和尾缘,PS和SS分别表示叶片压力面和吸力面.由图可见,叶轮主叶片表面静压波动在20%和80%叶高截面的时间分布形式类似:前缘附近波动较大,中间稍小,然后在叶片后部区波动很大.叶片后部的波动很大,可能是因为气体由轴向转为径向后变化很大,从而造成波动很大.而前缘附近的波动很大,则是因为导叶低速尾迹流体与主流区高速流体交替撞击叶片前缘,尾迹低速流体撞击叶轮前缘时气流角明显增大,使得前缘压力面一侧的静压显著升高,引起叶片前缘压力出现波动.

此外,在图12中显示,如同导叶表面静压波动一样,叶轮叶片表面静压波动也是低叶高区的波动要小于高叶高区的波动,这其中叶轮激波起

了很大作用. 激波使尾迹低速流体的速度亏损更大, 造成尾迹流体与主流区流体速度差别更大, 而更大差别的高、低速流体交替撞击叶轮前缘区也就造成了更大的压力波动.

图 13 中给出了远间距模型叶轮主叶片 20%, 80% 叶高截面静压波动随时间的变化. 其变化趋势与近间距模型一样是低叶高区波动小而高叶高区波动大, 前缘和后部波动大. 总体而言, 远间距

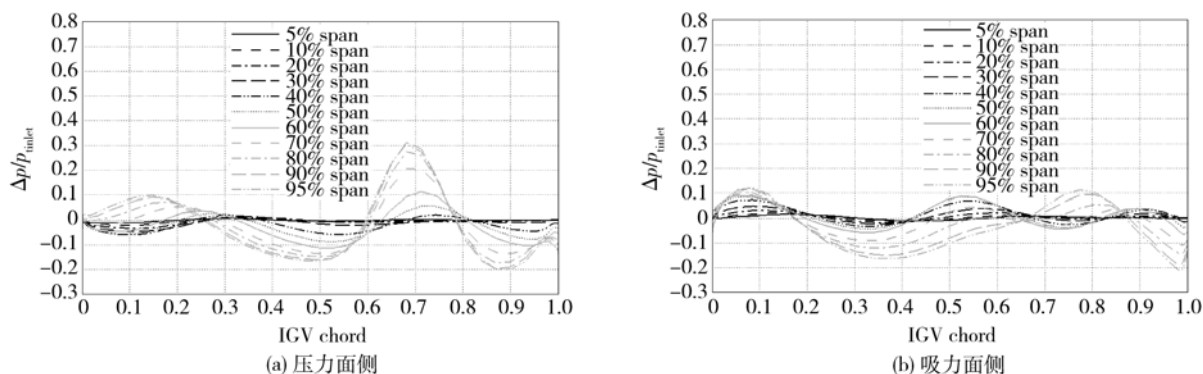


图 11 远间距模型 T_{01} 时刻导叶叶片表面静压波动

Fig. 11 Pulsation of IGV blade surface static pressure for far spacing at time-step 01

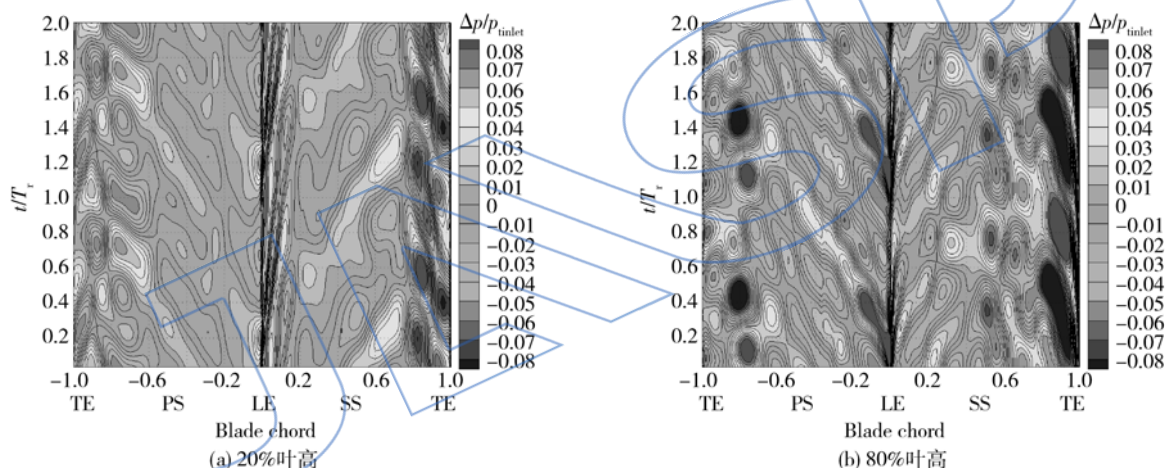


图 12 近间距模型导叶叶轮叶片表面静压波动随时间的变化

Fig. 12 Pulsation variation of impeller blade surface static pressure with time for close spacing

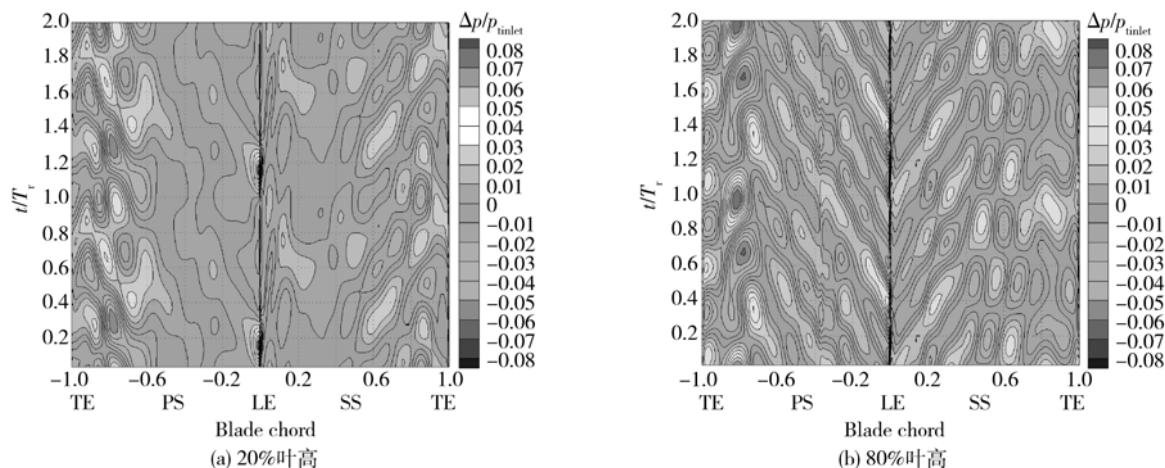


图 13 远间距模型导叶叶轮叶片表面静压波动随时间的变化

Fig. 13 Pulsation variation of impeller blade surface static pressure with time for far spacing

模型的叶轮压力波动要小于近间距模型,这是因为导叶尾迹在较大的叶排间距中已耗散很多,使得撞击叶轮前缘的导叶尾迹流体与主流区的流体渐趋均匀,速度差别小引起的压力波动也就小。

比较进口导叶与叶轮的相互影响作用,在不存在激波作用时,由图9与图12(a)中近间距模型20%叶高截面的压力波动分布可知,叶轮流场对导叶流场的影响作用与导叶流场对叶轮流场的影响作用基本相当;存在激波时,由图10与图12(b)中近间距模型80%叶高截面的压力波动分布可知,叶轮流场对导叶流场的影响作用要远远大于导叶流场对叶轮流场的影响作用。

总结前面的分析,尽管导叶和叶轮的叶排间距大小对压气机级气动性能影响很小,但间距过小会造成流场内压力波动过大,过大的压力波动意味着很大的气流噪声,也可能引起叶片振动,因此对于导叶和叶轮的叶排间距设计可着重放在气动噪声和对叶片振动的影响上。根据前面的说明,可以确定当叶轮为亚声速,则导叶与叶轮的距離可小一些;当叶轮为跨声速度或超声速时,则导叶与叶轮的距離最好能根据激波强度选择处于激波较弱的位置。

2.4 导叶尾迹的形态及其在下游流场中的输运

图14给出了在图2中标明的远间距模型截面1位置 T_{01} 时刻不同叶高上周向宽度范围内轴向速度的分布。在此轴向位置,离叶轮前缘较远,受叶轮流场影响很小;而此时刻叶轮的激波作用处在离导叶尾迹较远的周向位置上(图中 $0\sim 0.1$ 及 $0.9\sim 1.0$ 节距范围上的低速区即为叶轮激波);所以 T_{01} 时刻在此位置上能很清楚地体现导叶尾迹形态。由图中可见,在整个叶高范围内,尾

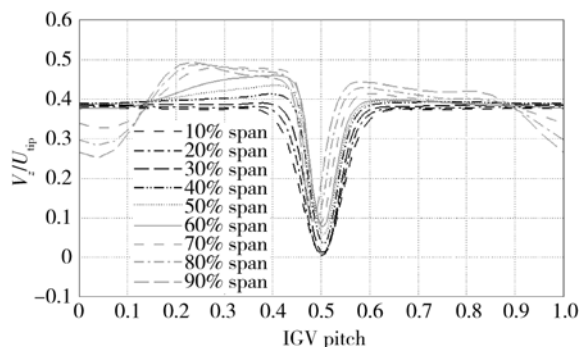


图14 远间距模型截面1处周向位置轴向速度随叶高的变化

Fig. 14 Variation of axial velocity with blade height at section 1 for far spacing

迹强度基本上没有变化(速度亏损基本为0.35)。

图15给出了 T_{22} 时刻远间距模型10%,90%叶高截面轴向速度随传播距离的变化分布。图中section 1,2,3为图2中标明的轴向截面1,2,3位置。选择该时刻是因为此时叶轮激波作用位置偏离导叶尾迹区,这样可以明显看出尾迹的变化。由图中可见,尾迹在叶排间耗散得很快,从截面1到截面3位置总共37.5%导叶弦长距离,叶根区尾迹速度亏损只为原来的1/4,而叶顶区尾迹速度亏损只为原来的1/8左右。此外,根据图中尾迹核心区的位置可以知道,在低叶高区尾迹周向上的摆动要小于高叶高区。由图16远间距模型20%,80%叶高截面 T_{01} 时刻的熵增分布可分析原因为低叶高区尾迹未见明显的脱落现象,整个尾迹混杂在一起;而高叶高区则存在明显的脱落现象,压力面、吸力面两侧的尾迹涡脱落交替发生,所占据的周向位置比低叶高区宽;尾迹因叶轮转动产生的压力梯度影响而发生左右摆动,高叶高区存在的激波会使其区域内的导叶尾迹产生更大的周向

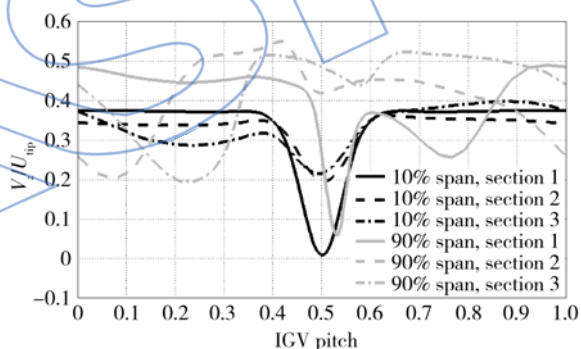


图15 T_{22} 时刻远间距模型10%,90%叶高截面轴向速度随传播距离的变化

Fig. 15 Variation of axial velocity with propagation distance for far spacing, 10% and 90% span, at time-step 22

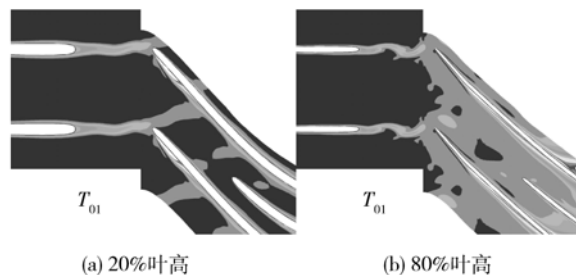


图16 远间距模型20%,80%叶高截面 T_{01} 时刻的熵增分布

Fig. 16 Distribution of entropy for far spacing, 20% and 80% span, at time-step 01

摆动。

图 17 给出了远间距模型 20% 叶高截面熵增的时间分布, 叶轮该叶高不存在激波, 从熵增分布中可以很清楚地看到尾迹的传播耗散过程。首先对图中符号进行说明, 其中 1 表示图中 T_{01} 时刻下方导叶的尾迹, -1 表示图中下方导叶逆着叶轮旋向的相邻导叶(即图中下方导叶下方未给出的导叶)的尾迹, -2 表示 -1 导叶逆着叶轮旋向的相邻导叶的尾迹。由图中可见, 在 T_{01} 时刻, 尾迹 1 刚好流入叶轮通道, 下方主叶片前缘切割该尾迹; T_{05} 时刻, 下方主叶片前缘基本完全切割尾迹 1, 叶轮吸力面侧尾迹宽度增加; T_{10} , T_{15} 时刻, 被主叶片切割开的尾迹 1 在叶轮通道中向下游传播耗散; T_{20} 时刻, 可见尾迹 1 在叶轮通道中向下游传播过程较明显地耗散, 尾迹中部缩小将分开; T_{25} 时刻, 能看到尾迹即将从中间分成两段。这是尾迹 1 在一个转子通道周期内的传播过程。对于尾迹 -1, 在 T_{01} 时刻, 已耗散分成两段; T_{05} , T_{10} 时刻, 进一步向下游传播耗散; T_{15} 时刻, 尾迹 -1 分成的两部分中的一部分已基本耗散待尽, 另一部分将进入分流叶片通道; T_{20} , T_{25} 时刻, 尾迹 -1 未耗散的部分完全进入分流叶片通道。对于尾迹 -2, $T_{01} \sim T_{15}$ 时刻之间, 其在分流叶片通道内向下游传播耗散; 至 T_{20} 时刻基本耗散待尽; 而至 T_{25} 时刻, 已看不到其存在。事实上, T_{01} 时刻的尾迹 -2 可看成尾迹 -1 在一个转子通道周期后的新一个周期起点的形态, 尾迹 -1 可看成尾迹 1 在一个转子通道周期后的新一个周期起点的形

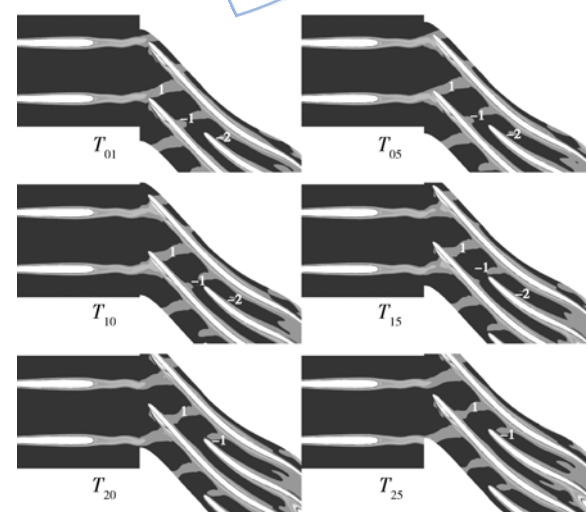


图 17 远间距模型 20% 叶高截面熵增随时间的分布
Fig. 17 Distribution of entropy with time for far spacing, 20% span

态, 这样三个尾迹的传播过程叠加在一起可表征一个尾迹的完整耗散过程: 尾迹向叶轮通道传播, 经叶轮主叶片切割后进入叶轮通道, 在向下游传播的过程中耗散分成两段, 一段很快耗散在通道中, 另一段进入分流叶片通道中, 最后也很快消逝在通道中。

图 18 给出了近间距模型 20% 叶高截面熵增随时间的分布。对比图 17 远间距模型导叶尾迹的传播过程, 可发现两者尾迹传播形式基本一致, 但两者也存在很大的区别。首先, 因为近间距模型的尾迹强度要大于远间距模型, 其在叶轮通道中传播的距离也更长, 沿程的强度也大于同时刻远间距模型的尾迹传播强度。其次, 尾迹在被主叶片切割前就已存在一个偏转, 或者说是一部分尾迹(主叶片吸力面侧流道)传播速度快, 而另一部分尾迹(主叶片压力面侧流道)要相对滞后; 在尾迹被完全切割进入叶轮通道后, 靠近主叶片压力面侧尾迹的相对滞后体现得更明显。第三, 在叶轮通道中的尾迹不是自己耗散成两段, 而是被分流叶片切割成两段。最后, 未见清晰的尾迹耗散尽的过程, 因尾迹进入分流叶片通道中部不能清楚地辨认出来。

这里描述了下轮不存在激波时, 导叶尾迹在叶轮通道中的传播过程, 并指出了叶排间距不同时造成尾迹传播的不同现象; 但在这里不对尾迹的拉伸、压缩现象及由叶排间距不同引起的滞后现象的原因进行深入研究, 在将来的研究中会进一步说明。

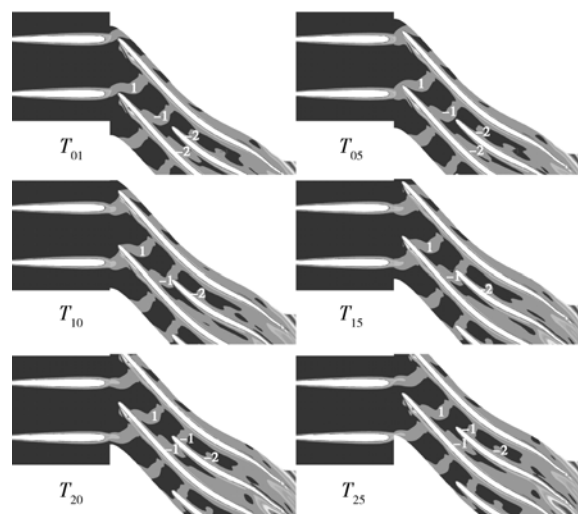


图 18 近间距模型 20% 叶高截面熵增随时间的分布
Fig. 18 Distribution of entropy with time for close spacing, 20% span

3 结 论

通过上述分析可以得出如下结论:

1) 在多叶片排流场定常计算中,叶排间转静子交界面位置对于级性能影响较大,对本文计算的压气机只变化5%叶轮轴向长度就造成了高达1.23%的效率差别及1.6%的压比差别。

2) 在此离心压气机中,导叶与叶轮的叶排间距大小所能造成的压气机级气动性能变化很小,可忽略不计。

3) 尽管叶排间距大小对性能影响很小,但较小的间距导致流场内很大的压力波动,由此可能会造成很大的气流噪声和叶片振动,设计时要充分考虑到这些方面。为减小压力波动,对于跨声速叶轮,可先确定激波传播距离后再进行叶排间距设计。

4) 因叶排间距不同会造成在叶轮通道中不同的尾迹传播现象:近间距时,初始进入叶轮通道内且靠近主叶片压力面侧的尾迹相对靠近吸力面侧的尾迹会滞后;完全进入叶轮通道后,近压力面侧尾迹的滞后现象会更显著。而远间距时未见尾迹滞后现象,具体的原因在将来的研究中会进一步讨论。

参考文献:

- [1] Krain H. A study on centrifugal impeller and diffuser flow [J]. ASME Journal of Engineering for Power, 1981, 103(4): 688-697.
- [2] Inoue M, Cumpsty N A. Experimental study of centrifugal impeller discharge flow in vaneless and vaned diffusers[J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1984, 106(2): 455-467.
- [3] Shum Y K, Tan C S, Cumpsty N A. Impeller-diffuser interaction in centrifugal compressor[J]. Journal of Turbomachinery, 2000, 122(4): 777-786.
- [4] Ziegler K U, Gallus H E, Niehuis R. A study on impeller-diffuser interaction Part I: influence on the performance [J]. Journal of Turbomachinery, 2003, 125(1): 173-182.
- [5] Ziegler K U, Gallus H E, Niehuis R. A study on impeller-diffuser interaction Part II: detailed flow analysis [J]. Journal of Turbomachinery, 2003, 125(1): 183-192.
- [6] 周莉, 席光, 蔡元虎. 离心压缩机进口导叶/叶轮动静相干的数值研究[J]. 航空动力学报, 2007, 22(10): 1715-1721. ZHOU Li, XI Guang, CAI Yuanhu. Numerical investigation on IGV/impeller interaction in a centrifugal compressor stage[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(10): 1715-1721. (in Chinese)
- [7] Gorrell S E, Copenhaver W W, Chriss R M. Upstream wake influences on the measured performance of a transonic compressor stage[J]. Journal of Propulsion and Power, 2001, 17(1): 43-48.
- [8] Cousins W T. The dynamics of stall and surge behavior in axial-centrifugal compressors [D]. Virginia: Virginia Polytechnic Institute and State University, 1997.
- [9] Rodgers C. Centrifugal compressor inlet guide vanes for increased surge margin [J]. Journal of Turbomachinery, 1991, 113(4): 696-702.
- [10] Eisenlohr G, Krain H, Richter F A, et al. Investigations of the flow through a high pressure ratio centrifugal impeller [R]. ASME Paper GT2002-30394, 2002.
- [11] 康顺, 刘强, 祁明旭. 一个高压比离心叶轮的 CFD 结果确认[J]. 工程热物理学报, 2005, 26(3): 400-404. KANG Shun, LIU Qiang, QI Mingxu. CFD Validation of a high speed centrifugal compressor impeller[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2005, 26(3): 400-404. (in Chinese)
- [12] Gorrell S E, Okiishi T H, Copenhaver W W. Stator-rotor interactions in a transonic compressor Part 2: description of a loss-producing mechanism[J]. Journal of Turbomachinery, 2003, 125(2): 336-345.