

文章编号: 1000-8055(2009)12-2695-08

离心叶轮和扩压器相互作用

柳阳威, 刘宝杰

(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科技重点实验室, 北京 100191)

摘 要: 采用定常和非定常数值模拟技术, 研究了某跨声离心压气机级内的复杂流动, 分析了叶轮与径向扩压器之间的非定常相互作用。结果表明, 扩压器的势干扰使叶轮出口静压发生周期性地变化, 引起叶轮后部负荷、叶尖泄漏和损失等也产生周期性地变化, 影响范围达 30% 流向弦长。叶轮出口流场的周向不均匀性及非定常性使扩压器进口参数发生周期性的变化, 导致扩压器负荷、总压恢复系数分布呈现出较强的非定常性, 影响范围贯穿整个扩压器通道。

关 键 词: 离心压气机; 转静干涉; 非定常流动; 数值模拟

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

Numerical investigation of impeller-diffuser interaction in a centrifugal compressor

LIU Yang wei, LIU Bao jie

(National Key Laboratory of Science and Technology on Aero Engines,
School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics,
Beijing 100191, China)

Abstract: Steady and unsteady simulations were conducted to investigate the complicated flow in a transonic centrifugal compressor with splitter blade. Results from the steady and unsteady simulations were compared and the interactions between impeller and diffuser were studied in detail. The results indicate that the impeller/diffuser interaction can affect a range of 30% impeller chord for impeller trailing edge on impeller performance and whole chord length on diffuser performance. The potential effects of the diffuser caused an unsteady pressure disturbance for the impeller exit, leading to the unsteadiness of impeller load, tip leakage flow and losses. While the unsteadiness of impeller exit flow caused periodical variation of inlet flow conditions for the diffuser, and the inlet flow angle was found to be the most significant parameter in setting diffuser performance, resulting in significant unsteadiness of blade load and total pressure recovery coefficient.

Key words: centrifugal compressor; impeller/diffuser interaction; unsteady flow; numerical simulation

离心压气机具有结构紧凑、压比高和稳定工作范围宽广等优点, 在航空航天、能源、化工及冶

金等部门应用相当广泛。如何设计高性能的离心压气机, 在很大程度上依赖于对离心压气机内部

收稿日期: 2008-11-26; 修订日期: 2009-03-25

基金项目: 国防基础预研项目(A0620060430); 航空支撑科技基金(04B51004)

作者简介: 柳阳威(1980-), 男, 辽宁朝阳人, 博士后, 主要从事叶轮机气动热力计算研究。E-mail: liuyangwei@126.com

流动结构和流动机理的深刻认识,国内外一些学者采用试验和数值模拟的方法对离心压气机内部流动进行了深入地研究^[1-12].

离心压气机压比高,叶轮与扩压器径向间隙较小,叶轮和扩压器之间存在着强烈的非定常相互作用,对离心压气机的气动性能、稳定工作范围有很大的影响.现阶段,随着全三维非定常数值模拟技术的日益成熟,对于离心压气机内部复杂流动的数值研究上升到了非定常层次^[3,4,9-12],使得离心叶轮与径向扩压器间相互作用的研究进入了一个新阶段.文献[3]对比计算结果表明,离心叶轮压比的非定常与定常计算结果相差可以达到4%左右.文献[4]则重点分析了离心叶轮和扩压器之间最佳径向间隙的内部流动机理.文献[6,8]则采用建模方法在定常数值模拟中计及非定常作用进行了有益的尝试.文献[12]则根据非定常数值模拟结果对离心压气机的非定常作用建模问题进行了初步探讨.对于离心叶轮与径向扩压器非定常相互作用流动机理认识的加深,促使国外在离心压气机设计中开始逐渐减少对实验数据库和经验的依赖,并进一步提高了离心压气机的负荷和效率等性能指标.

本文旨在利用全三维非定常数值模拟技术,就离心压气机研制中关心的离心叶轮与径向扩压器之间相互作用的效应问题,开展初步研究,希望有助于深化对离心压气机内部复杂流动的认识.

本文对一带有分流叶片的高负荷跨声离心压气机级进行了全三维定常、非定常黏性数值模拟,对比分析了定常计算和非定常计算结果之间的差别,重点研究了离心叶轮与径向扩压器之间的相互作用.

1 数值方法

该算例是某组合压气机中的跨声离心压气机级,由采用后弯设计的带有分流叶片的半开式叶轮和叶片式扩压器组成,叶轮长叶片、分流叶片、扩压器叶片数分别为 15、15 和 25.

本文采用 NUMECA 软件,对该离心压气机设计转速下的设计点、近堵点、近失速点以及近最高效率点进行了全三维粘性定常、非定常数值模拟.为了节省计算资源,非定常计算中长叶片、分流叶片、扩压器叶片数简化为 3:3:5.非定常计算采用双重时间步法,每个物理周期设定 90 个物理时间步,每个物理时间步设定 150 个虚拟时间步.湍流模型采用 Spalart-Allmaras (S-A) 模型,

更详细计算方法设置同文献[12].

定常和非定常数值模拟中采用了同一套分区结构化网格.整个流场网格由叶轮和扩压器两部分组成,分别计算 3 个和 5 个通道.每个叶轮通道计算网格分成 6 块,主流区由分流叶片分成两个子通道,长叶片和分流叶片的叶尖间隙网格均分为内外两块,内部为 H 型网格,外部为 O 型网格.扩压器叶片为 H 型网格.这样整个计算流场网格由 23 块组成,网格节点总数约为 420 万.所有叶片表面第一条网格线的 $y^+ \leq 5$.表 1 给出了网格的具体分布情况,图 1 则给出了计算的三维网格.

表 1 网格分布
Table 1 Mesh distribution

	构型	周向×流向×展向
叶轮子通道	H 型	45×145×57
长叶片叶尖间隙	H 型	17×73×9
	O 型	9×177×9
分流叶片叶尖间隙	H 型	17×73×9
	O 型	9×177×9
扩压器通道	H 型	49×129×57

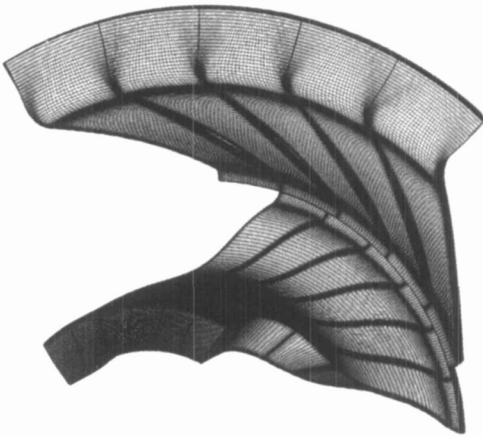


图 1 三维计算网格
Fig. 1 Three dimensional computational grid

2 计算结果及分析

本文对该离心压气机在设计转速下的工作特性进行了定常数值模拟,并对其设计点、近堵点、近失速点以及近最高效率点进行了非定常数值模拟.图 2 是非定常数值模拟近失速点叶轮出口叶

中截面通道中间某点在一个物理周期内的静压分布,从中也可以看出计算达到了很好的周期性,表明非定常计算已经较好地收敛. 由于只有两排叶片,所以在一个周期内叶轮通道中的任一点要“扫过”5 个扩压器通道,也就相当于叶轮通道中任一点要经历 5 个“小周期”.

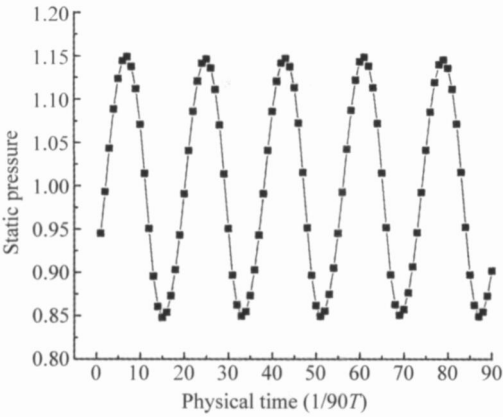


图 2 叶轮出口叶中某点静压时变曲线
Fig. 2 Unsteady pressure distribution of the impeller exit

2 1 定常和时均结果对比分析

图 3 给出了定常、非定常数值模拟所得到的离心压气机的工作特性. 图中 A 为近堵点、B 为设计点、C 为近最高效率点以及 D 为近失速点. 定常和非定常计算给定相同的边界条件设置. 其中,非定常计算得到的压比、效率是采用流量加权时间平均得到的. 可以看到,所有工作点的非定常计算得到的流量都比定常计算得到的流量偏高,并且非设计点的流量偏差更大,近失速点相对偏差约 2%;所有点计算的总压比都基本相当,这与对比工作点给定相同反压边界条件设置有关;而对于绝热效率,近最高效率点差别最大达到 0.7 个百分点,其次是近失速点也有 0.4 个百分点,而设计点和近堵点则和定常相当. 总体来说,对于离心压气机的设计点,定常计算和非定常计算在总性能预测上吻合得较好;而对于非设计点,偏差则要大一些,也就是说,相对于设计点,非设计点的叶轮和扩压器相互作用更强一些.

如前所述,对于所对比工作状态点的数值模拟,在定常计算和非定常计算中采用了相同的边界条件设置,因此在该级的工作点没有大的改变的前提下,进行定常流场和时均流场细节的直接对比. 图 4 给出了扩压器叶中截面的马赫数分布情况,对比定常结果和时均结果,即使是设计点,

也可以发现两者的流场结构存在着很大的差别,尤其是在喉部之前的入口段,而非设计点这种流场结构的差别则更大. 对于近堵点和设计点,非定常计算的叶片分离区起始位置更靠后一些,这和文献[3]中的计算结果相一致;然而对于近最高效率点和近失速点,非定常计算的叶片分离区起始位置则要靠前一些.

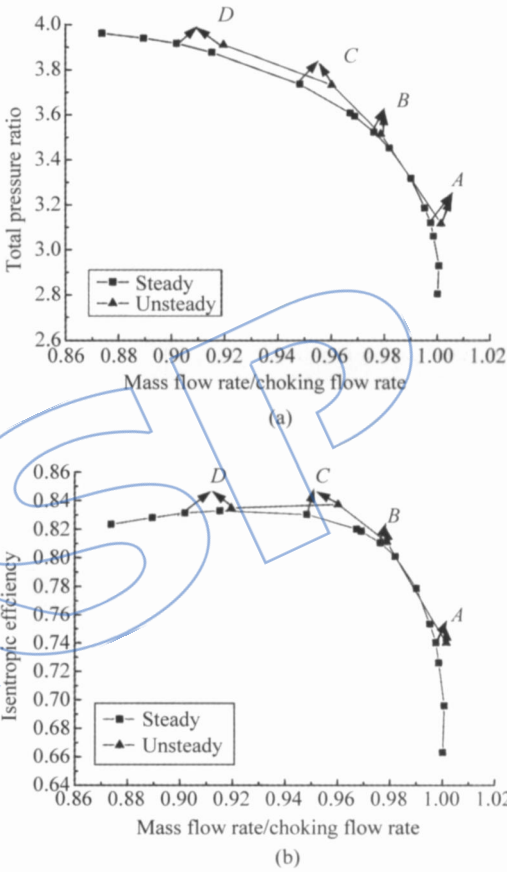


图 3 设计转速下的工作特性对比
Fig. 3 Comparison of steady and time-averaged characteristic

本文的对比结果表明,对于设计点,采用定常数值模拟技术,能够得到较为可靠的总性能计算结果;但要得到更为准确的流场细节结构,还要采用可以计及叶轮/扩压器间非定常作用的数值模拟技术. 对于非设计点,采用掺混面方法,则和非定常计算结果有较大偏差. 总之,要想得到相对准确的总性能和流场细节,必须采用非定常计算方法或者可以计及非定常效应的定常计算方法.

2 2 离心叶轮与扩压器相互作用

离心叶轮与径向扩压器之间存在着强烈的相互作用,离心叶轮与径向扩压器的匹配对离心压气机压比、效率、裕度和流量都有决定性的影响.

对于叶轮与扩压器之间非定常相互作用的研究,可以借助于非定常数值模拟手段.

如前所述,由于只有两排叶片,并且叶轮叶片数和扩压器叶片数之比是 3: 5, 所以每个物理周期里,叶轮通道要经历 5 个“小周期”,而扩压器则要经历 3 个“小周期”,每个物理周期可以看成是“小周期”的简单重复,因此这里只给出叶轮、扩压器在各自“小周期”中的非定常流动情况. 其中,叶轮和扩压器的小周期分别对应着 18 和 30 个物理时间步. 由于近失速点的非定常效应更为强烈,更

具有代表性,文后如未指明,则都以近失速点的流场为例进行分析.

2 2 1 扩压器对叶轮的影响

本文从前面图 2 给出的叶轮出口某点的静压时变曲线,可以看到该点的静压脉动幅值较大,达 15% 左右,这表明所研究的离心压气机内部叶轮与扩压器之间的相互作用还是比较强烈的. 扩压器对叶轮的影响主要是势作用,因此可以想象不同的离心压气机,不同的径向间隙和不同的工作

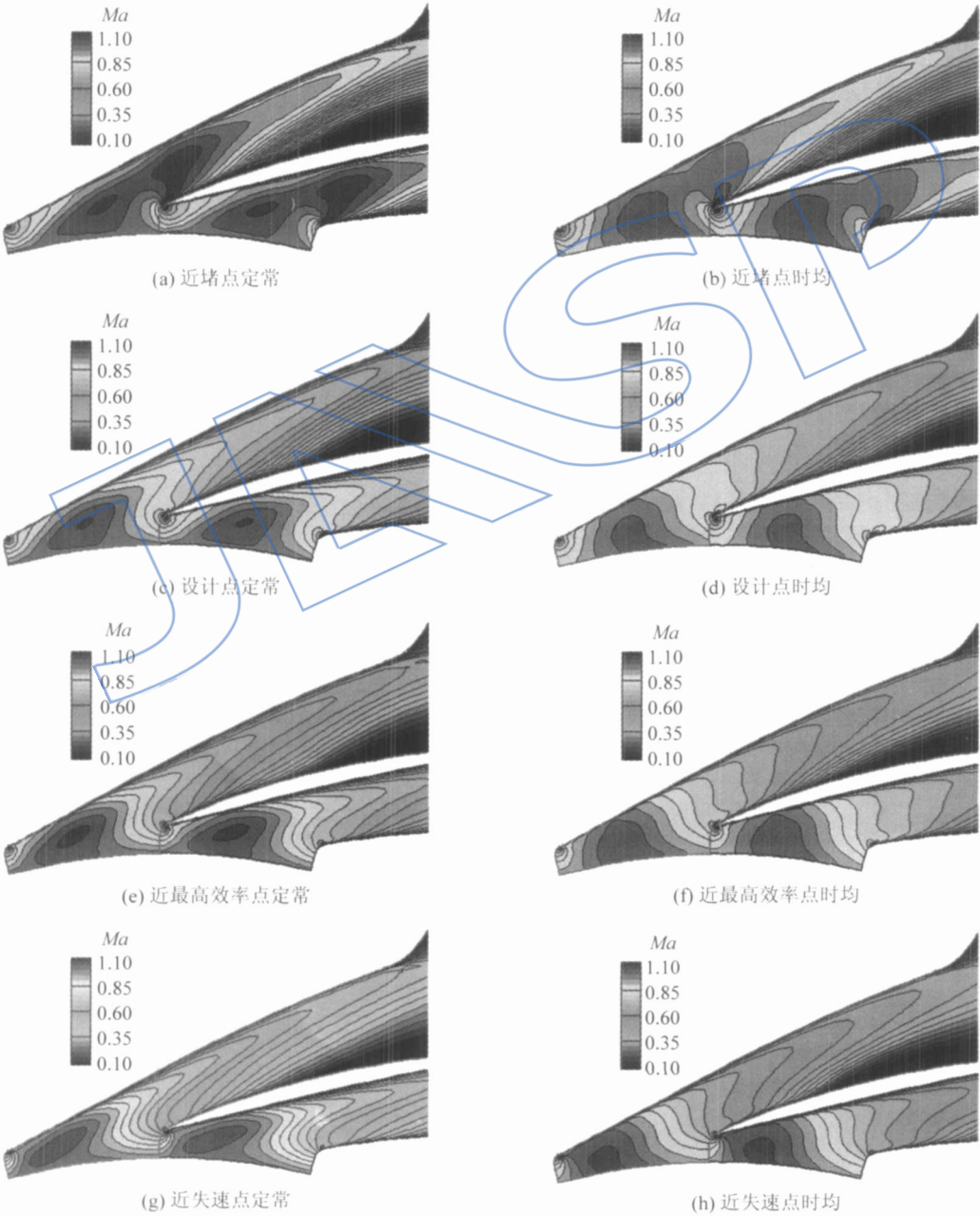


图 4 扩压器叶中截面马赫数分布

Fig. 4 Mach number contours at mid span of diffuser

状态等, 扩压器对叶轮的影响大小是变化的。

图 5 给出了不同时刻叶轮平均总压沿流向分布的对比, 其中图中的 $t=4$ 代表第 4 个物理时间步, 下文都按此定义, 可以看到叶轮前 70% 弦长的区域在不同时刻总压的分布完全一样, 而后 30% 弦长的总压分布则在不断地变化, 并且基本上是越靠近叶轮后部差别越大。因此, 对于所研究的离心压气机, 其扩压器势干扰的影响范围达到了 30% 叶轮流向弦长, 而且会导致叶轮总压比相差约 2%。

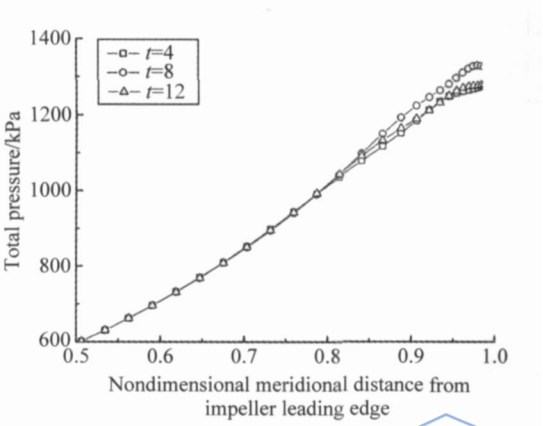


图 5 叶轮通道总压分布

Fig. 5 Total pressure distribution along the impeller passage

图 6 给出了叶轮大叶片表面叶中的静压分布, 叶尖和叶根的叶片表面静压分布情况与此类似。对比图 6 不同时刻叶片表面的压力分布, 可以看出径向扩压器的势干扰对叶轮后部负荷影响较大, 这也是图 5 叶轮出口附近总压随时间变化较大的根本原因。从图 6 还可以看出, 径向扩压器的势干扰主要影响叶轮压力面的压力分布, 对吸力面压力分布地影响很小, 也就是说扩压器的势作用主要影响叶轮压力面附近的流动, 这是因为扩压器相对于叶轮的转动方向是从叶轮的吸力面指向叶轮的吸力面。

扩压器对离心叶轮的势干扰, 还会影响叶轮的叶尖泄漏流。图 7 给出了一个小周期内叶轮叶尖泄漏的流量随时间变化的情况。从中可以看到, 大叶片的时均泄漏流量占总流量的 3.44%, 而分流叶片的泄漏流约占 2.72%, 总的泄漏流量约占总流量的 6.2%, 经过分析由此造成的损失也是叶轮的主要损失来源之一。受扩压器势干扰的影响, 分流叶片和大叶片泄漏流量是随时间变化的。对比图 6 和图 7 可以看出, 不同时刻叶尖泄漏流

量的变化与叶片表面压力分布的变化相吻合, 随着叶片表面负荷的增加, 叶尖泄漏流量也随之增加。受扩压器势干扰的影响, 分流叶片和大叶片泄漏流量是随时间变化的, 其脉动幅值分别为 5.5% 和 4%。对比图 6 和图 7 可以看出, 不同时刻叶尖泄漏流量的变化与叶片表面压力分布的变化相吻合, 随着叶片表面负荷的增加, 叶尖泄漏流量也随之增加。

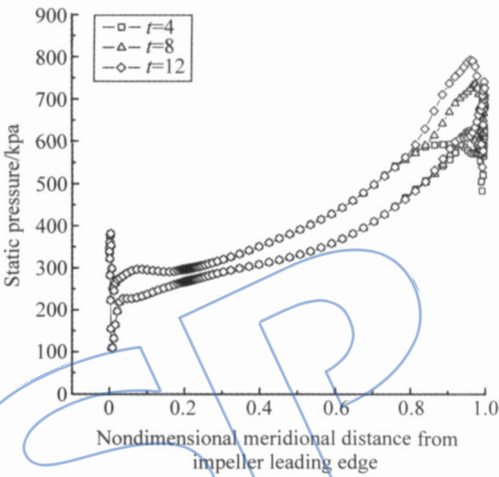


图 6 叶轮叶中大叶片表面压力分布

Fig. 6 Static pressure distribution at mid span of the main blade surface

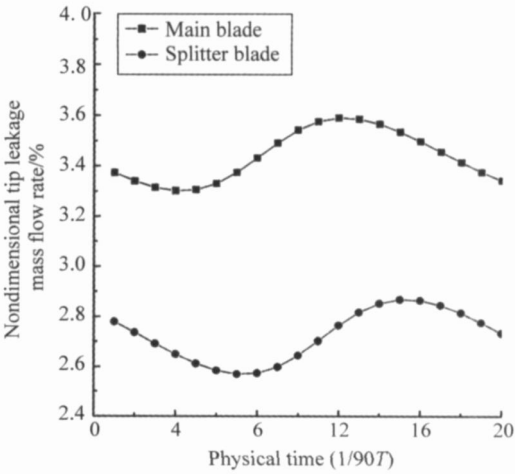


图 7 叶尖泄漏流量时变曲线

Fig. 7 Unsteady tip leakage mass distribution of the impeller

图 8 给出了一个小周期内叶轮出口沿 S_3 流面平均的熵随时间变化的分布情况。对比图 7 和图 8 可以看出, 叶轮通道中的熵分布和叶尖泄漏流的变化情况也是相对应的, 即随着泄漏流的增

加,熵也随之增加,也就是叶轮通道中的损失也随之增加。

图 9 给出了不同工作状态下叶尖相对泄漏流随时间变化情况,可以看到近堵点 A 、设计点 B 、近最高效率点 C 以及近失速点 D 所对应的相对泄漏流流量分别为 4.89%、5.3%、5.68% 和 6.16%。也即在不同工作状态下,随着出口反压的增加,叶尖处叶片表面负荷增加,使得叶尖的泄漏流也随之增加,从而叶尖泄漏流带来的泄漏流损失也将增加。

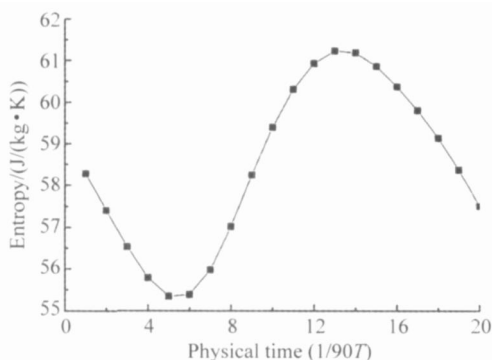


图 8 叶轮出口熵分布时变曲线

Fig. 8 Unsteady entropy of the impeller exit

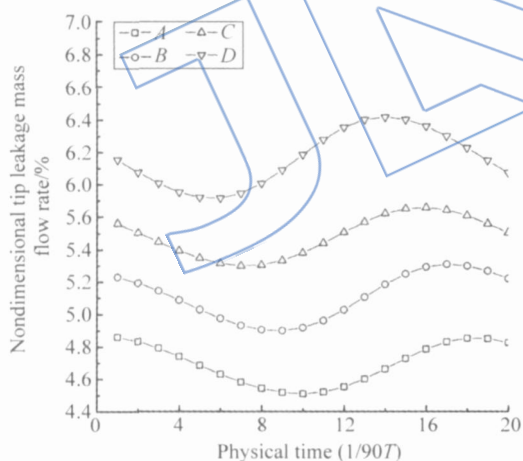


图 9 不同工作状态下叶尖泄漏流量时变曲线

Fig. 9 Total unsteady tip leakage mass flow of the impeller at different conditions

从以上分析可以看出,对于本文的算例,扩压器对叶轮的势影响还是比较大的,从叶轮出口向上游的影响范围可达 30% 叶轮流向弦长。扩压器的势干扰使得叶轮出口的静压发生周期性地变化,进而引起叶轮后部负荷、叶尖泄漏和损失等也产生周期性地变化。

2.2.2 叶轮对扩压器的影响

离心叶轮对扩压器的影响要大得多,其作用机制也不仅仅是势干扰,黏性相互作用、非均匀的速度和气流角分布的影响相对更重要一些。因此,扩压器的性能不但与其自身几何形状和特性有关,还会受到离心叶轮的重要影响。

图 10 给出了扩压器进口叶中截面通道中间某点一个周期内的气流角的时变曲线,从中可以看到该点的进口气流角在不同时刻差别很大,最大最小值之差达 13° 之多。另外,受离心叶轮出口流场分布的影响,扩压器进口马赫数、总温和总压等其它参数随时间变化也很大,这也是为什么离心压缩机扩压器压升系数明显低于均匀来流条件下锥形扩压器压升系数的根本原因。

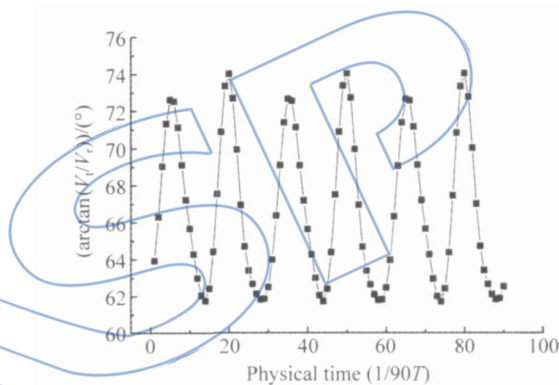


图 10 扩压器叶中截面某点进口气流角

Fig. 10 Unsteady blade to blade angle at mid span of the diffuser inlet plane

图 11 给出了不同时刻扩压器叶中截面叶片表面的静压分布,叶尖和叶根的叶片表面静压分

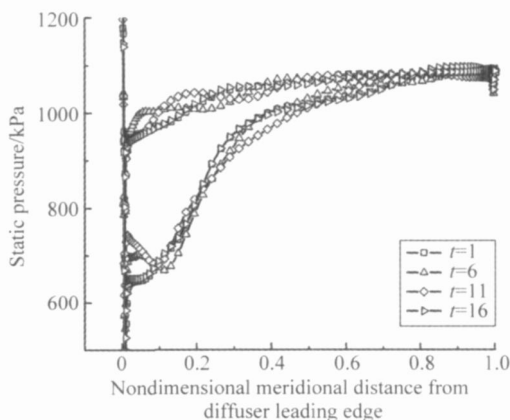


图 11 扩压器叶中叶片表面压力分布

Fig. 11 Static pressure distribution at mid span of the diffuser blade surface

布情况与此类似, 从中可以看到不同时刻叶片表面的负荷存在着一定的差别, 说明叶轮对扩压器的影响范围达整个弦长. 和叶轮主要是压力面的静压分布受到较大非定常影响不同的是, 扩压器的吸力面和压力面都受到较大的影响, 这是由于叶轮对于扩压器的影响不仅仅是势干扰, 叶轮出口的低能流体在向下游传播过程中受到扩压器的切割, 并在其中迁移以及和附面层相互作用造成的.

图 12 给出了不同时刻扩压器中平均总压沿流向的分布情况, 可以看到不同时刻总压分布的差别很大, 并且这种差别一直延续到扩压器出口. 图 11 还可以看出整体上总压沿流向成减小趋势, 但在某些时刻通道中有增高的情况, 这是由于叶轮的尾迹等低能流体是周期性“扫过”扩压器的, 并且这些低能流体在扩压器中间隔分布的.

图 13 给出了一个小周期内不同时刻扩压器

总压恢复系数的分布情况, 对比表明, 总压恢复系数大时约为 0.952, 而小时约为 0.923, 相差较大, 这说明扩压器内的损失受叶轮的非常相互作用影响较大, 这对离心压气机整级的压比、效率都有较大的影响.

结合 Deniz 等人的工作^[5], 可以认为叶轮对扩压器的非定常影响主要是通过周期性地改变扩压器的进口气流角产生的, 而影响的大小取决于叶轮所引起扩压器进口气流角的变化幅值和扩压器自身的攻角特性.

3 结 论

采用定常和非定常数值模拟技术, 研究了某跨声离心压气机内部复杂流动, 对比了定常和时均结果的差别, 着重分析了离心叶轮及其径向扩压器之间的非定常相互作用. 对于本文算例, 得到的主要结论如下:

1) 采用合理掺混面方法的定常数值模拟技术, 对于设计点能够较为可靠的预测压气机总性能, 对于非设计点则和非定常计算结果有较大偏差; 对于流场细节结构, 无论是设计点还是非设计点, 定常计算结果都和非定常计算结果有较大偏差. 因此, 要想得到相对准确的总性能和流场细节, 必须采用可以计及叶轮和扩压器非定常相互作用的计算方法.

2) 扩压器对叶轮的影响主要体现在势作用上, 影响范围是从叶轮出口向前达 30% 流向弦长; 而叶轮对扩压器的影响主要体现在随流输运作用上, 影响范围则覆盖了整个扩压器通道, 进而能够影响到轴向扩压器.

3) 扩压器的势干扰使得叶轮出口的静压发生周期性地变化, 进而引起叶轮后部负荷、叶尖泄漏和损失等也产生周期性地变化. 扩压器的势作用对叶片压力面附近的流动影响较大, 对于吸力面附近的流动影响很小, 这是由于扩压器的压力波“扫过”方向是从叶轮的压力面指向吸力面.

4) 在离心叶轮的作用下, 扩压器进口气流角、马赫数、总温、总压等参数的分布呈现较强的非定常及不均匀性, 并导致扩压器负荷、总压恢复系数具有较强的非定常性, 进而影响了扩压器的特性. 在扩压器进口各种参数的变化中, 进口气流角对扩压器性能的影响最大.

参考文献:

[1] Krain H. A study on centrifugal impeller and diffuser flow

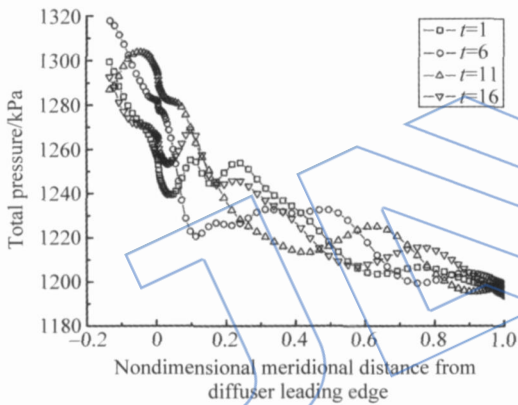


图 12 扩压器通道总压分布

Fig. 12 Total pressure distribution along the diffuser passage

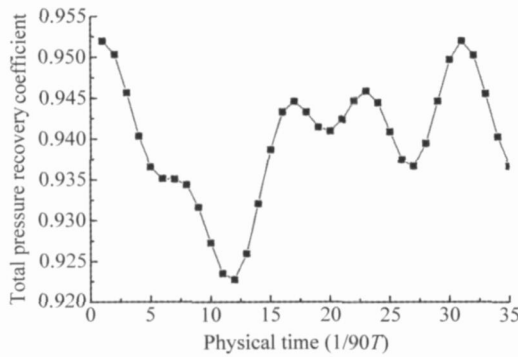


图 13 扩压器总压恢复系数时变曲线

Fig. 13 Unsteady total pressure recovery coefficient of diffuser

- [J]. Journal of Engineering for Power, 1981, 103(4): 688-697.
- [2] Hah C, Krain H. Secondary flows and vortex motion in a high efficiency back swept impeller at design and off design conditions[J]. Journal of Turbomachinery, 1990, 112(1): 7-13.
- [3] Peeters M, Sleiman M. A numerical investigation of the unsteady flow in centrifugal stages [R]. ASME 2000 GT-426.
- [4] Shum Y K P, Tan C S, Cumpsty N A. Impeller diffuser interaction in a centrifugal compressor[J]. ASME J. Turbomach., 2000, 122(4): 777-786.
- [5] Deniz S, Greitzer E M, Cumpsty N A. Effects of inlet flow field conditions on the performance of centrifugal compressor diffusers: Part II—Straight channel diffuser [J]. ASME J. Turbomach., 2000, 122(1): 11-17.
- [6] 赵晓路, 肖翔. 使用确定应力模型研究离心压气机叶片相互作用[J]. 工程热物理学报, 2001, 22(4): 423-426.
ZHAO Xiaolu, XIAO Xiang. Numerical investigation of blade row interaction between centrifugal impeller and diffuser vanes by using deterministic stress model[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2001, 22(4): 423-426 (in Chinese).
- [7] KANG Shun. Numerical investigation of a high speed centrifugal compressor impeller[R]. ASME GT-2005-68092.
- [8] 高丽敏. 离心压缩机级内流动的数值分析与实验研究[D]. 西安: 西安交通大学, 2002.
GAO Limin. Numerical and experimental study on the three dimensional flow field inside centrifugal compressor stage[D]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University, 2002 (in Chinese).
- [9] Marconcini M, Rubecchini F, Arnone A, et al. Numerical investigation of a transonic centrifugal compressor[R]. ASME 2006-90098.
- [10] 季路成, 温泉, 银越千. 离心压气机内激波/叶排相互作用[J]. 工程热物理学报, 2006, 27(5): 766-768.
JI Lucheng, WEN Quan, YIN Yueqian. Blade interaction between shock wave and impeller[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2006, 27(5): 766-768 (in Chinese).
- [11] 张仕明, 杨策, 胡良军, 等. 离心压气机内部非定常流场的数值模拟[J]. 工程热物理学报, 2007, 28(6): 942-944.
ZHANG Shiming, YANG Ce, HU Liangjun, et al. Numerical simulation of unsteady flow in centrifugal compressor[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2007, 28(6): 942-944. (in Chinese).
- [12] 柳阳威, 刘宝杰. 离心压气机确定应力场分析[J]. 航空动力学报, 2008, 23(3): 534-540.
LIU Yangwei, LIU Baojie. Analysis of deterministic stresses in a centrifugal compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(3): 534-540 (in Chinese).