

U 型进气管道对某离心压气机性能的影响

王磊磊^{1,2}, 老大中¹, 赵 奔¹, 刘 恒¹, 杨 策¹

(1. 北京理工大学 机械与车辆学院 叶轮机械与增压技术研究所, 北京 100081;

2. 河北工程大学 机电工程学院, 河北 邯郸 056038)

摘 要: 采用实验和数值模拟的方法研究了 U 型管道进气对某离心压气机性能的影响。实验结果显示, 相比直管进气, U 型管道进气在大流量工况下显著降低了压气机性能, 压比、效率的下降量分别可达 10% 和 18% 以上。数值分析表明: U 型管道进气时, 其出口产生静压和总压畸变; 压气机下游蜗壳因几何周向不均而存在相应的压力畸变, 该畸变沿叶轮槽道向上游传播的过程中与进气畸变发生耦合。这种耦合作用改变了叶轮进口的流场结构, 使叶轮槽道流量分布发生变化, 叶轮对应畸变区域的熵值增加; 同时还改变了叶片表面静压的分布形式, 使整个叶轮主叶片的平均载荷增大约 8%。

关 键 词: 离心压气机性能; U 型进气管道; 压力畸变; 耦合; 叶轮

中图分类号: V231.3; TK474

文献标志码: A

Influence of the U-shape inlet pipe on a centrifugal compressor performance

WANG Lei-lei^{1,2}, LAO Da-zhong¹, ZHAO Ben¹, LIU Heng¹, YANG Ce¹

(1. Turbomachinery Institute, School of Mechanical Engineering,
Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China;

2. Mechanical and Electrical Engineering Institute,
Hebei University of Engineering, Handan Hebei 056038, China)

Abstract: The effects of the U-shape pipe on a centrifugal compressor were investigated with experimental and numerical simulation methods. Compared with straight pipe inlet, the bend pipe resulted in a significant performance degradation of the compressor at the high mass flow rate. The pressure ratio and efficiency dropped by 10% and 18%, respectively. The numerical results show that the distortions of the static pressure and the total pressure were generated at the outlet of U-shape pipe. The pressure distortions were induced by the circumferential nonuniform geometry of downstream compressor volute. When transported to the upstream blade channels, the outlet pressure distortions encountered with the inlet pressure distortions. These coupled distortions changed the flow structure and inlet conditions in the impeller inlet, and also the mass flow rates distribution in the blade channels. The entropy increase existed at the distortion regions of the impeller. Meanwhile, the mean load of whole main blades increased about 8% due to the variations of the static pressure distribution at main blade surfaces.

Key words: centrifugal compressor performance; U-shape inlet pipe; pressure distortion; coupling; impeller

收稿日期:2014-03-17

基金项目:国家自然科学基金(51276017); 博士点基金项目(20111101130002)

作者简介:王磊磊(1979—),男,河南漯河人,博士生,主要从事叶轮机械气动热力学研究。

小尺度高速离心压气机被广泛应用于涡轮增压器领域,由于受质量、空间及整机布置的限制,压气机进口经常采用弯管导流进气。相比于直管,弯管中较强的二次流动除造成较大流动损失外,还会导致压气机进口气流出现畸变,进而影响压气机的气动性能及叶片可靠性。因此,有必要明确进气管道几何变化对离心压气机产生影响的原因,为增压发动机进气系统设计提供参考。

以往关于压气机进气畸变研究更多基于轴流压气机进行,近年来,离心压气机进气畸变也逐渐为研究者所关注。Ariga 等^[1]采用畸变网产生进气畸变,以实验的方法研究进气畸变对低速无叶扩压器离心压气机的影响,结果显示进气畸变改变了叶轮进气攻角,使叶轮效率显著下降。Zemp 等^[2]和 Kammerer 等^[3]分别对离心叶轮的进口畸变进行非定常计算,表明叶片载荷在前缘位置波动幅度最大。而随着流量减小,叶片前缘载荷波动幅度减小。Engeda 等^[4]通过实验和数值模拟,研究了在离心压气机进口接不同类型直管、弯管时对其性能的影响,表明离心压气机进口接入 90°弯管时,会在压气机进口产生气流畸变,显著降低压气机性能;当改变弯管内部结构,在适当位置加入导流板,可降低由弯管带来的二次流的影响。作者所在研究团队先前以进口接入 90°弯管的离心压气机为研究对象,结果表明,弯管造成的畸变对离心压气机性能的恶化程度与弯管所在位置有关;离心压气机在弯管进气畸变时的非定常特性表明,弯管造成的畸变导致叶轮进口前的压力波动增强,大流量时改变了叶轮槽道上游和叶顶间隙内的压力频谱结构,显著增加了转子基频的扰动强度;同时畸变还造成叶片振动和蜗壳舌部噪声的恶化^[5-9]。

以往文献很少关注 U 型管道进气对离心压气机的影响;同时,压气机叶轮进口畸变实验研究中多采用特殊装置诱发一些畸变区域,而数值研究中常常假设畸变区域形状,这些方法很难模拟出工程应用中存在的实际畸变情况。压气机下游蜗壳周向几何不平衡会在蜗壳进口产生总压和静压畸变,其反向传播后将与压气机进气畸变发生耦合,压气机进口及其内部流场结构的变化实质上是耦合作用的结果,而这种耦合分析的形式在以往的研究中也很少进行。另外,本文对比研究了压气机进气畸变对叶轮主叶片整个表面的静压及载荷分布的影响,这在以往研究中也涉及较少。本文针对上述问题,通过实验和数值计算的方法对

比研究了直管进气和 U 型管道对压气机性能和内部流动的影响,结果有助于进一步理解进气畸变对离心压气机的影响机理,为离心压气机进气管道的设计提供帮助。

1 研究对象和数值模型

研究对象为某型涡轮增压器上使用的离心压气机,其主要几何参数如下:主叶片和分流叶片数各为 7,叶片后弯角为 35°,叶轮进口直径 $D_1=61$ mm,叶轮出口直径 $D_2=90$ mm,扩压器进口直径 $D_3=108$ mm,蜗壳进口直径 $D_4=144$ mm,设计转速 $N_d=80\,000$ r/min,设计流量 $m_{op}=0.28$ kg/s。

数值方法采用文献[10]中介绍的计算方法。叶栅通道空间离散网格由 IGG/Auto Grid 模块生成,采用 H-O 型结构化网格,其中进口延伸段及扩压器为 H 型网格,各排叶片为 O 型网格;进气管道和蜗壳通过 IGG 模块手动生成,并采用蝶形网格技术,其几何与网格结构完全相同,计算域中大部分区域 y^+ 值小于 5;为加速计算收敛,采用多重网格技术。在保证网格拓扑结构、边界条件和湍流模型相同的前提下,首先通过对原始压气机改变流道展向、周向、流向和近壁面 O 型网格数目得到粗、中、精 3 套不同网格总数模型,设计点工况计算得到压气机特性见表 1 中。可以看出在增加大致相等网格数量比例的情况下,精细网格模型相对中等网格数量模型的压气机级压比和效率仅有 0.1% 和 0.3% 的增幅,故中等网格可以满足网格无关性要求。

表 1 压气机网格数量对计算性能的影响
Table 1 Computing performance in different grids

网格总数量	压比	效率
3928166	2.094	0.7016
6171327	2.233	0.7241
8254634	2.236	0.7263

原始压气机网格模型如图 1 中所示,相应叶轮网格数为 4212817。为便于研究分析,图 2 定义了压气机的周向参考角度并对相应位置的叶轮主叶片进行编号(B1~B7),其中虚线对应蜗舌的周向位置(约为 50°)。

针对原始压气机,在其进口前分别接入一段相同直径的直管和 U 型进气管道,其计算模型分别如图 3(a)、图 3(b)所示。U 型管道进气时管道的周向安装角度为 0°,中心线曲率半径 $R=80.5$

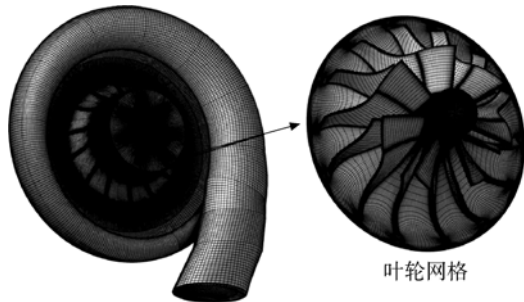


图1 原始压气机网格模型

Fig. 1 Original compressor grids

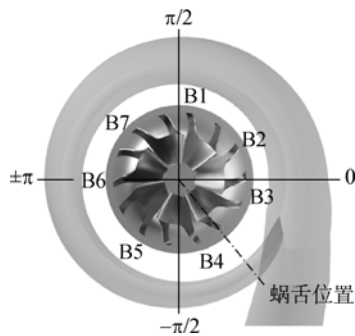
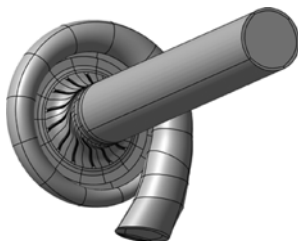
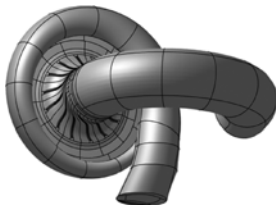


图2 压气机周向参考角度及主叶片编号

Fig. 2 Circumferential reference angle and main blade number



(a) SP模型



(b) UP模型

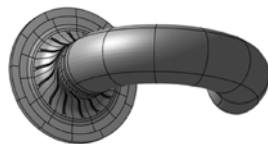
(c) UP₀模型

图3 离心压气机的数值计算模型

Fig. 3 Numerical model of centrifugal compressor

mm;根据对比需要,数值计算中增加了U型管道进气但不含下游蜗壳的模型,如图3(c).以上3种模型分别用符号SP,UP和UP₀表示.计算中采用NUMECA的FINE/TURBO软件包,求解三维定常的Navier-Stokes(N-S)方程、湍流模型

选用Spalart-Allmaras(S-A)模型,采用有限体积中心离散方法,空间项的离散采用中心差分格式,时间项采用4阶Runge-Kutta方法迭代求解,并用多重网格等方法加速收敛,网格模型采用全周叶轮槽道,选用“转子冻结法”处理转静交界面.计算过程在压气机进口给定均匀的总温、总压和轴向进气,壁面为绝热无滑移等;对于出口条件,开始计算时给定近堵塞点的近似平均静压,通过不断提高背压使流量下降,压比增长缓慢时改为给定质量流量,直到压比开始下降时认为接近压气机失速点.

Fatsis等^[11]建议采斯特劳哈尔数 Sr 计算叶轮转动与叶轮槽道压力波传播的关系,定义为

$$Sr = \frac{fL}{c} \quad (1)$$

式中 L 为叶片长度, f 为扰动频率(周向上的扰动波数目与转子频率的积), c 为声速.

当 Sr 接近0时,表明扰动波的传播速度远大于叶轮转速,即在叶轮转动至下一位置前,扰动波已经通过叶轮槽道,这种情况下可以用“转子冻结法”.郑新前等^[12]研究离心压气机蜗壳对压气机性能的影响,该离心压气机在转速80 000 r/min和136 000 r/min的 Sr 分别为0.179和0.304,其数值模型采用“转子冻结法”,分别将叶轮置于三个不同的角度位置进行计算,结果表明压气机性能基本不发生变化.Gu等^[13]在定常条件下采用“转子冻结法”研究非设计点离心压气机蜗壳和叶轮的干涉,其 Sr 为0.133,证明该方法可以用来研究因蜗壳引起的畸变.本文中实验及数值计算采用叶轮转速都为80 000 r/min,在此条件下的 Sr 约为0.105,因此采用“转子冻结法”是合理的.

2 实验与数值计算的验证

实验工作在北京理工大学叶轮机械与增压技术研究所的压气机性能实验台上进行.通过外气源压缩空气吹动涡轮作功,驱动离心压气机旋转,实验装置如图4所示.

实验开始后,通过调节实验台管路上的阀门开度,在保持转速恒定的情况下得到不同流量的工况点.性能实验和动态压力数据采集同时进行,当性能实验控制台显示参数稳定后开始记录动态压力数据.实验过程中主要进行压气机的流量、转速、进出口空气温度和压力等性能参数的测量,其中流量采用双组线流量计测量并通过计算间接获得.

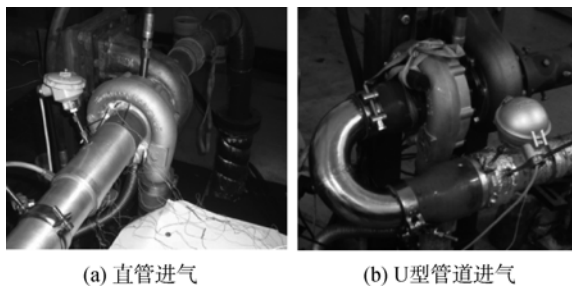
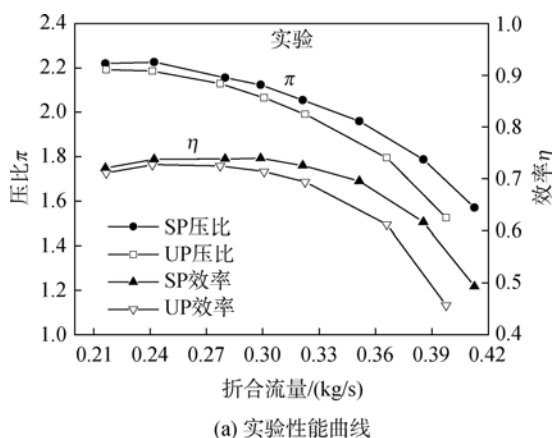


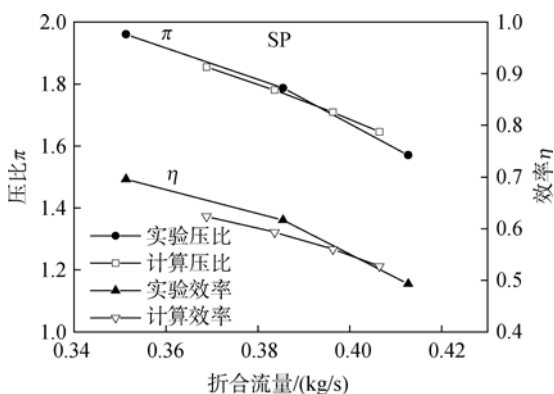
图4 压气机进口连接两种进气管道时的实验装置
Fig. 4 Experimental rigs in two cases of inlet pipe

图5分别对比了实验和计算条件下压气机接入两种进气管道时的特性。

其中图5(a)为实验条件下的测量结果,实验结果表明,相比直管进气,U型管道进气使压气机性能在整个流量范围内发生不同程度下降.靠近喘振点时,两者性能较为接近;而随流量的增加,两种进气条件下的压气机性能差别增大,在靠近阻塞点时压比差别约为5%,效率差别可达



(a) 实验性能曲线



(b) 大流量下实验与数值计算性能对比(SP)

图5 两种进气条件下离心压气机性能曲线对比
Fig. 5 Experimental and calculating compressor performance comparisons in two inlet cases

15%。作者所在所研究团队前期研究^[14]与Brune等^[15]的研究也表明,进气畸变对压气机性能的影响随流量和转速的增加而增大.考虑到U型管道进气时在靠近阻塞点工况下对压气机性能影响也更大,本文进一步研究只在大流量工况下展开。

图5(b)对比直管进气条件时,大流量下压气机实验与计算性能曲线.图中显示在大流量下压气机数值计算的性能变化与实验结果趋近,压比曲线的吻合度更高.这也表明该数值模型可以用于大流量工况下的研究需要。

3 结果与分析

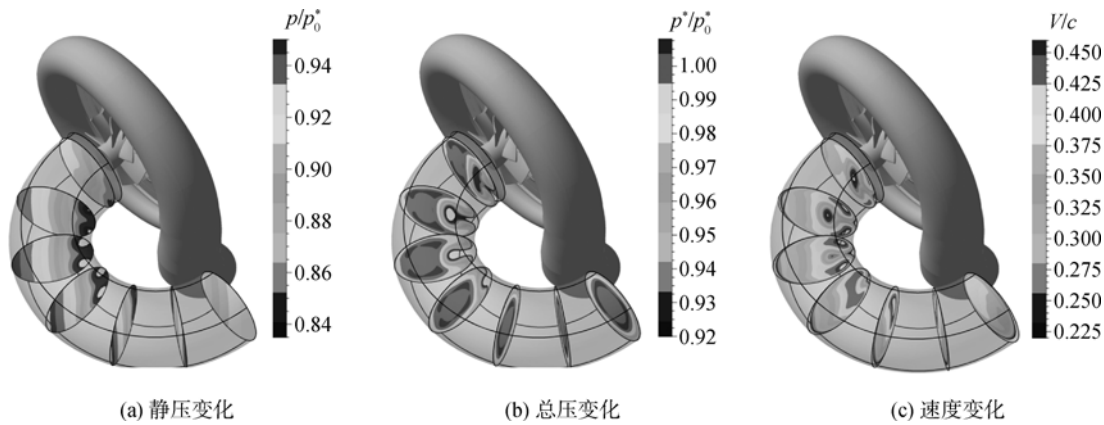
3.1 压气机进气管道的流场结构

根据前述分析,下文研究对应大流量工况(135% m_{op})。

直管进气时,除去壁面层影响,可以认为气体均匀流动,管道内部流场结构不发生改变.而当气流通过弯管时,管道内部静压沿曲率半径向外增长,用以平衡指向内壁的离心力,相应速度下降;相反,内壁面静压降低,相应速度增加^[16]。

在U型管道进气时弯曲段进口至出口每间隔30°取径向截面,并在135% m_{op} 工况下作截面的无量纲静压、总压和速度大小分布,如图6所示.气流沿U型管道运动过程中,由图6(a)可见,各截面的静压分布与其所在位置有关,受管道离心力作用,管道中间位置的静压变化最明显,而靠近弯曲段进出口的静压变化较小.截面静压梯度的分布使得管道外侧高静压部位的流体沿管壁向内侧低压部位运动,从而形成双旋涡形的二次流动,其结果造成管道内侧附近的总压畸变;二次流沿管道运动过程中,不断带动低能流向管道中心区域移动,使得总压畸变区域向管道中心偏移,范围逐渐扩大;而由于涡耗散损失,也使总压畸变的程度逐渐加强,见图6(b).观察图6(c)发现,U型管道后段内壁面附近出现流速明显减小区域,而且其程度不断加强,这种现象是管道内部气流受二次流的卷吸作用而导致低速流体不断聚集的结果.同时,图6还显示,受下游叶轮轮毂的滞止作用,管道出口截面中心附近静压和总压有一定程度的增大,速度值进一步下降,这也出口截面总压畸变程度有所减弱的原因。

上述分析表明,直管和U型管道进气将引起管道内部不同的流场变化,这必然导致压气机进口流场形态存在差异。

图6 U型管道内部流场变化(135% m_{op})Fig. 6 Flow characteristics in U-shape inlet pipe (135% m_{op})

3.2 压气机叶轮进口的流场分布

3.2.1 直管进气时叶轮进口的流场结构

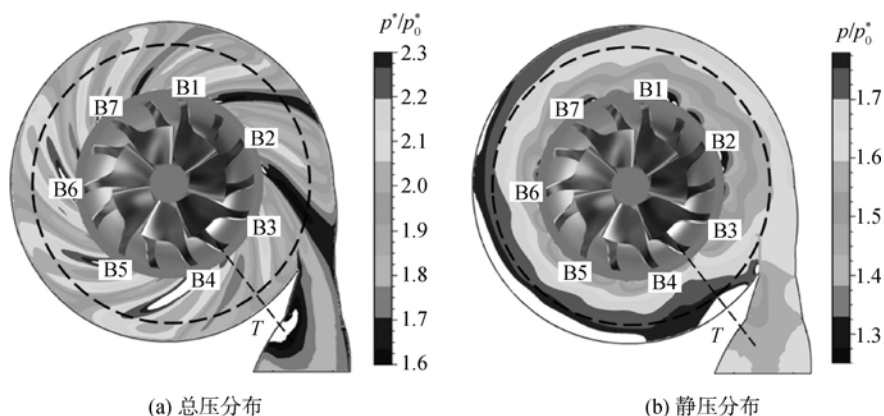
压气机下游蜗壳几何的周向不均使蜗壳进口存在周向总压和静压畸变,相关研究^[17-19]表明这种畸变向上游反向传播,会改变扩压器及叶轮进出口条件,从而对压气机性能造成影响。

图7给出直管进气时叶轮50%叶高(h)位置对应的扩压器、蜗壳截面的无量纲总压、静压分布,其中虚线对应扩压器出口环面位置。图中清楚可见蜗壳和扩压器内的总压和静压周向分布不均匀,叶轮出口处的总压和静压在蜗舌周向位置相邻的下游附近最高,并沿叶轮转向到蜗壳出口呈下降趋势,在靠近蜗壳出口的区域形成畸变区。Gu等^[13]以数值的方法研究离心压气机蜗壳周向畸变与叶轮的定常干涉现象,压气机叶轮出口、扩压器及其出口在大流量下(125%设计流量)时的总压和静压分布形式与本文一致。同时,观察发现叶轮出口的总压、静压畸变主要集中于B7~B3

对应的叶轮槽道出口及其附近。

图8、图9为直管进气时叶轮进口5个叶高位置(10% h ~90% h)无量纲总压和静压分布,其中B1~B7处虚线表示叶轮主叶片前缘位置,横坐标表示叶轮进口周向角度(rad);纵坐标表示无量纲结果。

由图8可见,受壁面附面层影响,叶轮进口总压沿径向先增大再减小;在下游叶轮势流作用下,叶轮进口总压在周向上呈现高低相间类似正弦曲线变化。周向对比发现,B7~B3范围及其附近总压值有所下降,这是由于叶轮出口的总压畸变沿相应的叶轮槽道向上游传播所导致的,而主叶片前倾后弯的特点对叶轮进口不同叶高位置总压的分布形式也产生了影响。而图9显示,叶轮进口静压分布沿周向也呈高低相间类似正弦曲线分布;但受叶轮转动势流及气体离心力影响,越接近叶顶位置,截面相应的静压值越大,波动幅度越明显。结合图7(b),同样可见叶轮出口处的低静压畸变沿相应的叶轮槽道向上游传播,其结果使得

图7 叶轮50%叶高位置对应的扩压器、蜗壳截面总压及静压分布云图(SP,135% m_{op})Fig. 7 Total pressure and static pressure distributions of diffuser and volute at 50% span (SP,135% m_{op})

相应的叶轮进口静压值出现不同程度的下降,而B7~B3范围内的变化量更大。

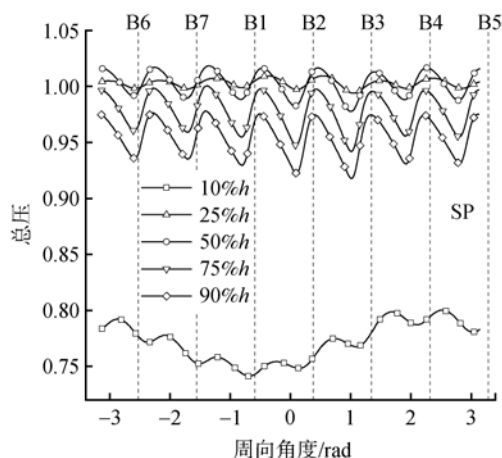


图8 叶轮进口不同叶高总压周向分布(SP, 135% m_{op})

Fig. 8 Total pressure circumferential distributions of impeller inlet at different spans (SP, 135% m_{op})

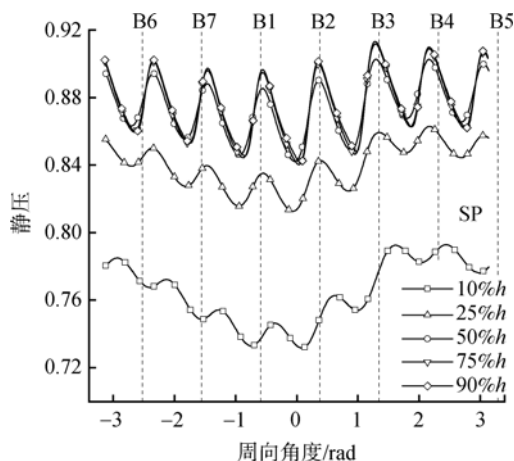


图9 叶轮进口不同叶高静压周向分布(SP, 135% m_{op})

Fig. 9 Static pressure circumferential distributions of impeller inlet at different spans (SP, 135% m_{op})

上述分析表明,直管进气时叶轮进口流场的结构受叶轮转动和下游蜗壳的共同作用,总压和静压分布存在不均衡现象。

3.2.2 U型管道进气时叶轮进口的流场结构

U型管道产生的进气畸变必然与下游蜗壳对叶轮进口的影响相耦合,使叶轮进口的流场结构发生变化。图10、图11分别给出U型管道进气时叶轮进口5个叶高位置的无量纲总压和静压周向分布曲线,其中A处虚线表示U型管道的安装角度位置。

对比直管进气,观察图10可以发现,此时的叶轮进口总压分布发生显著改变。图中B7~B3

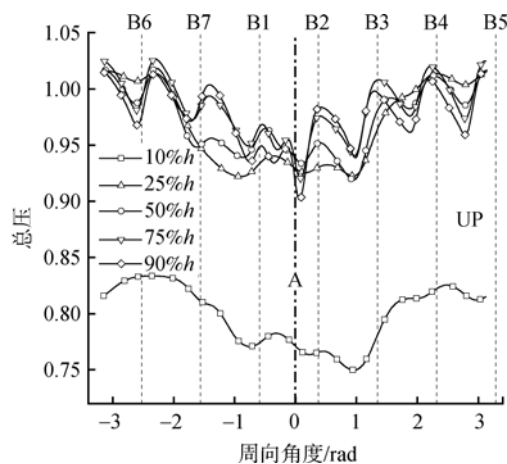


图10 叶轮进口不同叶高总压周向分布(UP, 135% m_{op})

Fig. 10 Total pressure circumferential distributions of impeller inlet at different spans (UP, 135% m_{op})

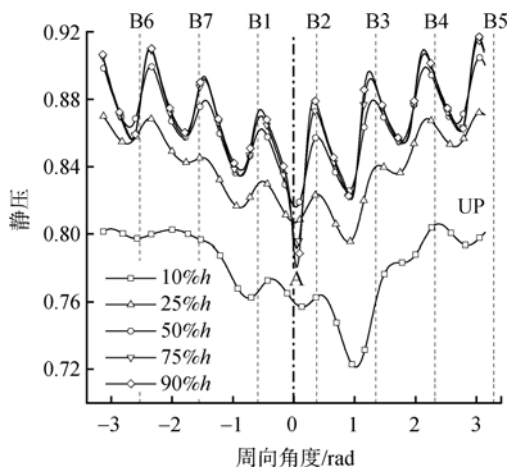


图11 叶轮进口不同叶高静压周向分布(UP, 135% m_{op})

Fig. 11 Static pressure circumferential distributions of impeller inlet at different spans (UP, 135% m_{op})

区域及其附近出现低总压畸变,其中A位置附近总压达到最低值。同时注意到该总压畸变的形态并没有以A位置为中心呈对称分布,而是向叶轮转动上游偏转,除考虑叶轮前缘的影响,其偏转程度明显与下游蜗壳周向位置有关;叶轮出口处的总压畸变区域沿对应叶轮槽道向上游传播,与U型管道出口的低总压部分叠加,使相应位置的畸变程度更大。另外,由于U型管道出口高总压部分向管道外侧壁偏移,同时受下游蜗壳总压周向不均的影响,使得对应叶轮进口B4~B6附近区域内总压值不同程度增大。图11中,下游蜗壳的静压畸变沿相应叶轮槽道反向传播,在叶轮进口与U型管道出口产生的静压畸变相叠加,使得相应区域内的静压值显著下降,对应U型管道安装位置的静压达到极小值,且在径向方向越接近叶

顶静压下降越明显;而整个静压畸变区域也具有相对下游蜗舌周向位置向叶轮转动上游偏转的特点。

两种进气条件下压气机叶轮进口流场结构的变化决定了叶轮的进气条件,并使叶轮流场发生变化,从而对压气机的性能造成影响。

3.2.3 叶轮进口轴向速度的分布

对叶轮进口轴向速度作无量纲处理,其值为叶轮进口轴向速度(V_z)与声速(c)的比,两种进气条件下叶轮进口轴向速度分布如图12所示。

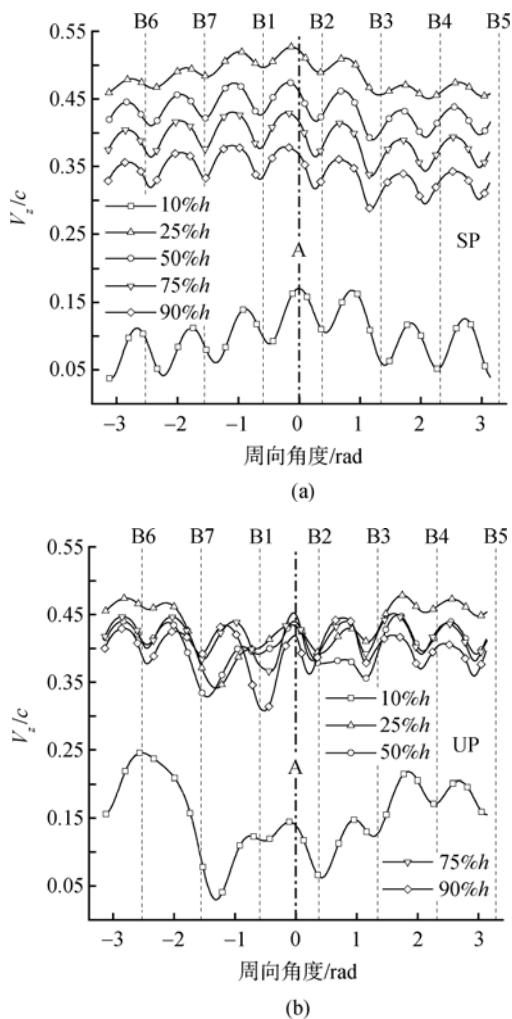


图12 两种进气条件下压气机叶轮进口轴向速度分布
($135\% m_{op}$)

Fig. 12 Axial velocity distributions of impeller inlet at different spans in two cases ($135\% m_{op}$)

观察发现,直管进气时,叶轮进口的轴向速度分布在周向上并不均衡,叶轮出口的静压分布对不同叶轮槽道的阻塞能力沿周向发生变化,使得低静压区对应的叶轮进口 B6~B3 区域内较高,而且靠近中间叶高位置的变化更大,这表明叶轮

进口的轴向速度受到下游蜗壳几何周向不均的影响。而 U 型管道进气时,叶轮进口轴向速度的分布明显受进气管道出口作用,总压畸变区域对应的 B7~B3 范围轮毂附近轴向速度大幅减小,并且该范围内的主叶片前缘靠近中间叶高至叶根处的轴向速度显著降低。

本文定义进口相对气流角为气流相对速度和子午流动速度的夹角。由速度三角形可知,在叶轮转速和流量不变的情况下,气流轴向速度的减小会导致相对气流角的增大;而进口气流相对气流角的增大会使攻角减小,进而导致压气机性能的下降。这也是 U 型管道进气时造成压气机性能降低的主要原因。

3.3 压气机叶轮流场的变化

3.3.1 叶轮槽道流量分布

直管进气时,叶轮进口条件相对均匀,叶轮各槽道流量变化主要受下游蜗壳影响;而 U 型管道进气时,叶轮进口总压畸变区域对应的轴向速度明显减小,即产生阻塞,这种情况下叶轮各槽道流量变化又受进气畸变的作用。

图13分别给出 SP, UP, UP₀ 三种模型的压气机叶轮各槽道的无量纲流量分布,其值对应各槽道的流量与总流量平均值的比。图中横坐标两相邻两主叶片对应编号的间距表示叶轮各槽道。

压气机在没有下游蜗壳(见图3(c))时,其叶轮槽道流量主要受 U 型管道产生的进气畸变影响,而相应于 U 型管道安装位置的叶轮槽道(B1~B2间)进口对应的进气畸变程度最大,图13中 UP₀ 模型显示,此时该槽道的流量也最低;而其他叶轮槽道流量基本对称于该叶轮槽道向两

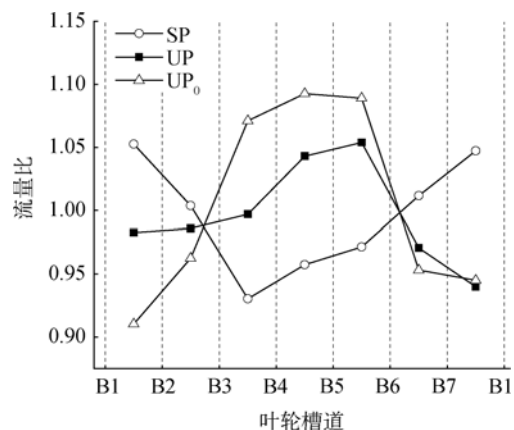


图13 叶轮各槽道流量比变化($135\% m_{op}$)

Fig. 13 Various flow ratios among impeller channels
($135\% m_{op}$)

侧逐渐增大,而直管进气时(参看图 8(b)),B3~B4 间的叶轮槽道出口对应的静压值最高,对气体流动起到阻碍程度也最大,因此图中显示该槽道的流量最低;其他叶轮槽道的流量与叶轮出口静压的周向分布均保持一致。

通过 SP 和 UP₀ 模型的对比,可知单纯 U 型管道进气和单纯下游蜗壳的几何变化对叶轮各槽道流量的改变是不同的。而 UP 模型下叶轮槽道流量分布表明,压气机在 U 型管道进气时,相应槽道流量变化的实质是以上两种因素耦合的结果。

3.3.2 叶轮槽道熵值分布

叶轮进出口流场结构的改变必将改变叶轮内部的流动状态。两种进气条件下叶轮 10%*h*, 50%*h* 和 90%*h* 位置对应流场的熵值分布,如图 14 所示。

直管进气时,下游蜗壳产生的周向总压畸变影响叶轮进口的总压分布,这种总压畸变沿叶轮流场向上游传播的过程中必然使相应叶轮槽道的总压值出现不同程度的下降,引起熵值增加。图中可见,直管进气时,10%*h* 流场中的叶轮前缘和 90%*h* 流场中的叶轮尾缘处熵值沿周向变化明显,而 50%*h* 叶轮流场周向熵值分布相对均匀,这表明下游蜗壳产生的总压畸变对叶轮轮毂和轮缘位置的影响较大,并且沿轮毂向上游传播的能力更强。

U 型管道进气时,叶轮进口处的总压畸变使得畸变区域的气体在进入叶轮前已经具有较高的

熵值。叶轮进口总压畸变区域对应的叶轮槽道出现不同程度高熵条带(虚线框范围内),并对叶轮流场熵值变化起决定作用,这说明通过进口畸变区域进入叶轮槽道的气流在输运过程中产生了较大的掺混损失。叶轮是压气机工作的核心部件,叶轮流场熵值变化表明,进气畸变降低了叶轮的压比和效率。

3.4 叶轮主叶片载荷差异

直管进气时压气机叶轮流场的静压分布主要受下游蜗壳处静压畸变的影响;而 U 型管道进气时,其在叶轮进口产生的静压畸变必然与下游蜗壳处静压畸变发生作用,这会改变叶轮流场的静压分布,使叶片表面的静压产生相应变化,并最终决定整个叶片的载荷分布及大小。

图 15(a)、图 15(b)分别显示了两种进气条件下压气机叶轮主叶片表面无量纲静压分布。由图可见,直管进气时,从蜗舌位置附近到叶轮轮出口,各主叶片沿叶轮转向,压力面与吸力面的静压有减小趋势。受主叶片两侧表面相对位置关系的影响,使得蜗舌位置上游 B3 压力面静压的最大,而蜗舌下游 B4 吸力面的静压最大。

相对于直管进气,U 型管道进气对各主叶片压力面的静压分布影响较小;对吸力面的静压分布影响较大,除 B1 外的其他主叶片吸力面中间弦长以上叶顶部分低静压区域均有不同程度的增大,其中叶轮进口静压畸变区域对应 B2, B3 的低静压变化更显著。

主叶片压力面与吸力面的静压差可以表示相

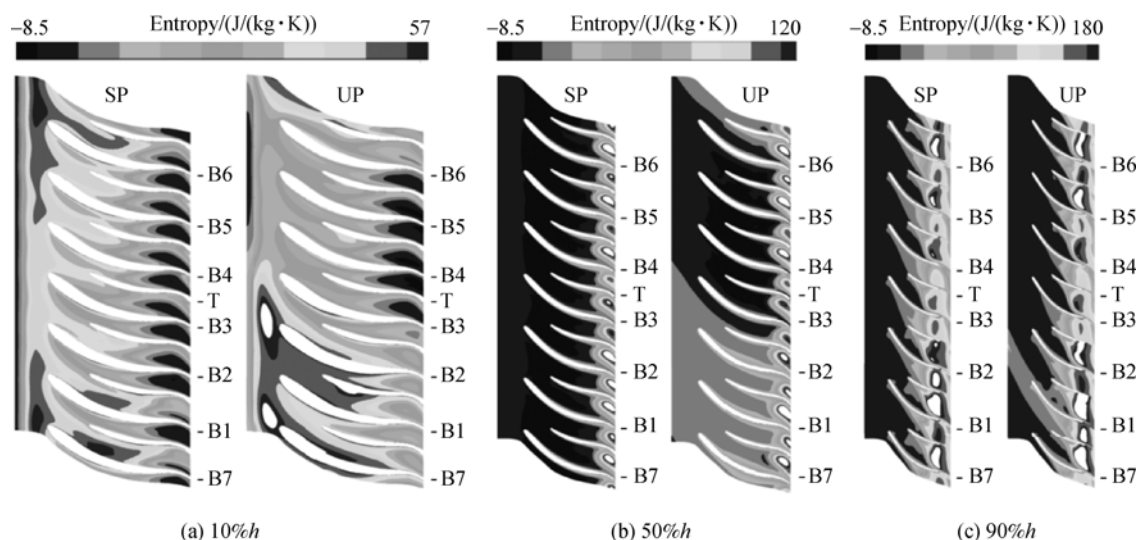
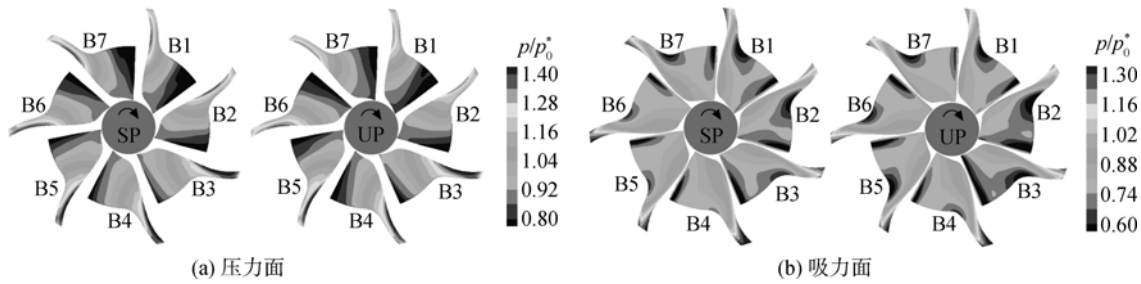


图 14 两种进气条件下叶轮 10%*h*, 50%*h* 和 90%*h* 对应的流场熵值分布(135% m_{bp})

Fig. 14 Entropy distributions of impeller at 10%, 50% and 90% spans in two cases (135% m_{bp})

图 15 两种进气条件下叶轮主叶片表面静压分布(135% m_{op})Fig. 15 Static pressure distributions of impeller main blades in two cases (135% m_{op})

应位置的载荷. 以 p_l 表示主叶片载荷大小, 图 16 在吸力面上显示主叶片无量纲载荷 (p_l/p_0^*) 分布. 观察发现, 相比直管进气, U 型管道进气对主叶片的载荷分布产生影响, 中间弦长对应高载荷区域的范围及大小均有不同程度的增大.

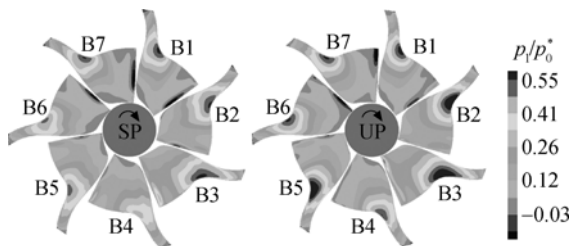
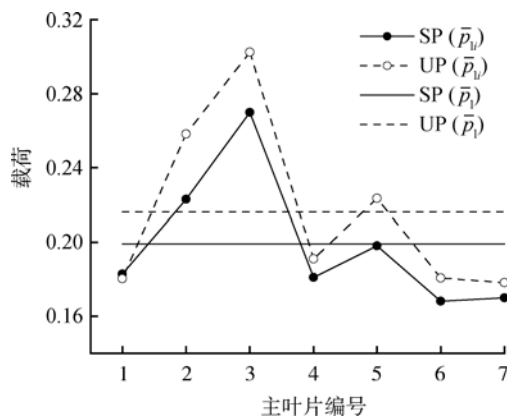
图 16 两种进气条件下主叶片载荷分布(135% m_{op})Fig. 16 Load distributions of main blades in two cases (135% m_{op})

图 17 对两种进气条件下叶轮各主叶片载荷进行量化, 积分后求取各主叶片无量纲载荷的平均值 $\bar{p}_{li}$ (i 为主叶片编号), 并得到主叶片总载荷的平均值 ($\bar{p}_l = \sum_{i=1}^7 \bar{p}_{li}$). 图中显示, 各主叶片平

图 17 两种进气条件下主叶片平均载荷的变化 (135% m_{op})Fig. 17 Average load distributions of main blades in two cases (135% m_{op})

均载荷周向分布不平衡, 蜗舌作为下游蜗壳的关键部位, 靠近其上游位置的主叶片平均载荷最大. 相对直管进气, U 型管道进气时, 叶轮进口畸变区域及其下游对应的主叶片平均载荷有不同程度的增大, 其中位于畸变区域内的主叶片平均载荷增大更明显, 而畸变区域上游相邻主叶片的平均载荷受影响较小, 这使得主叶片平均载荷沿叶轮周向更加不平衡. 同时, 计算结果表明整个叶轮主叶片平均载荷比直管进气时增大约 8%, 即增加了叶轮的负载. 在相同进气条件下, 主叶片载荷的上述变化也使得压气机性能下降.

4 结 论

基于实验和数值计算的结果, 本文重点对比研究了大流量工况下 U 型进气管道对叶轮进口、叶轮内部流场和主叶片载荷的影响, 主要得到以下结论:

1) 压气机下游蜗壳的周向几何不均使叶轮出口存在总压和静压畸变, 这种周向的畸变形态沿相应位置的叶轮槽道向上游反向传播, 在叶轮进口处与 U 型管道产生的进气畸变耦合, 改变了叶轮进口流场结构, 使进气轴向速度分布发生改变, 引起叶轮进口畸变区域内的相对气流角增大, 攻角减小.

2) 叶轮进口畸变区域阻碍了相应叶轮槽道的进气流动, 在与下游蜗壳周向不均的共同作用下, 改变了直管进气时叶轮各槽道的流量分布; 经 U 型管道导流后的气体在进入叶轮前已具有高熵的特征, 并在沿叶轮槽道的输运过程中产生较大的掺混损失损失.

3) 叶轮进、出口静压畸变的耦合作用改变了压气机叶轮各主叶片表面静压分布形式, 使叶轮进口畸变区域及其下游位置的主叶片平均载荷明显增加, 结果导致整个叶轮主叶片周向不平衡性更大, 叶轮的负载也更大.

参考文献:

- [1] Ariga I, Kassai N, Masuda S, et al. The effect of inlet distortion on the performance characteristics of a centrifugal compressor[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1983, 105(2): 223-230.
- [2] Zemp A, Kammerer A, Abhari R S. Unsteady CFD investigation on inlet distortion in a centrifugal compressor[J]. *Journal of Turbomachinery*, 132(3): 031015. 1-031015. 9.
- [3] Kammerer A, Abhari R S. Blade forcing function and aerodynamic work measurements in a high speed centrifugal compressor with inlet distortion[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2010, 132(9): 092504. 1-092504. 11.
- [4] Engeda A, Kim Y, Aungier R, et al. The inlet flow structure of a centrifugal compressor stage and its influence on the compressor performance[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2003, 125(5): 779-784.
- [5] 李杜, 杨策, 陈山, 等. 带 90°弯管的离心压气机进口畸变数值研究[J]. *航空动力学报*, 2010, 25(11): 2556-2563.
LI Du, YANG Ce, CHEN Shan, et al. Numerical simulation on inlet distortion of centrifugal compressor with 90 degree bent pipe[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2010, 25(11): 2556-2563. (in Chinese)
- [6] 李杜, 杨策, 陈山, 等. 离心压气机弯管进口畸变非定常特性[J]. *内燃机学报*, 2011, 29(5): 468-474.
LI Du, YANG Ce, CHEN Shan, et al. Unsteady characteristics on bend-pipe inlet distortion of centrifugal compressor[J]. *Transactions of CSICE*, 2011, 29(5): 468-474. (in Chinese)
- [7] YANG Ce, ZHAO Ben, MA Chaochen, et al. Effect of the different geometrical inlet pile on the high speed centrifugal compressor[R]. ASME Paper GT2013-94254, 2013.
- [8] LI Du, YANG Ce, ZHOU Mi, et al. Numerical and experimental research on different inlet configuration of high speed centrifugal compressor[J]. *Science China: Technological Sciences*, 2012, 55(1): 174-181.
- [9] WANG Leilei, YANG Ce, ZHAO Ben, et al. The change of the inlet geometry of a centrifugal compressor stage and its influence on the compressor performance[J]. *Journal of Thermal Science*, 2013, 22(3): 197-208.
- [10] 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)
- [11] Fatsis A, Pierret S, Van den Braembussche R. Three-dimensional unsteady flow and forces in centrifugal impellers with circumferential distortion of the outlet static pressure[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1997, 119(1): 94-102.
- [12] Zheng X Q, Huenteler J, Yang M Y, et al. Influence of the volute on the flow in a centrifugal compressor of a high-pressure ratio turbocharger[J]. *Journal of Power and Energy*, 2010, 224(8): 1157-1169.
- [13] Gu F H, Engeda A. A numerical investigation on the volute/impeller steady-state interaction due to circumferential distortion[R]. ASME Paper 2001-GT-0328, 2001.
- [14] LI Du, YANG Ce, ZHAO Ben, et al. Investigation on centrifugal impeller in an axial-radial combined compressor with inlet distortion[J]. *Journal of Thermal Science*, 2011, 20(6): 486-494.
- [15] Brune K H, Schiffer H P, Christmann R, et al. Experimental investigations of the disturbed inlet-flow structure caused by mixing geometries and its influence on the performance of a turbocharger centrifugal compressor[R]. ASME Paper GT2009-59534, 2009.
- [16] Miller D S. Internal flow systems design and performance prediction[M]. 2nd ed. Houston: Gulf Publishing Company, 1990.
- [17] Sorokes J M, Borer C J, Koch J M. Investigation of the circumferential static pressure non-uniformity caused by a centrifugal compressor discharge volute[R]. ASME Paper 98-GT-326, 1998.
- [18] Hagelstein D, Van den Braembussche R, et al. Experimental investigation of the circumferential pressure distortion in centrifugal compressor stages[R]. ASME Paper 1997-GT-50, 1997.
- [19] Ayder E, Van den Braembussche R, Brasz J J. Experimental and theoretical analysis of the flow in a centrifugal compressor volute[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1993, 115(3): 582-589.

(编辑:秦理曼)