

基于非线性谐波法的进气弯管对离心压气机 气动激振力影响的研究

房桐毅, 张 博, 李 琦, 段 来, 班海波

(中国中车集团有限公司 大连机车研究所有限公司, 辽宁 大连 116023)

摘 要: 基于非线性谐波法研究了进气弯管对离心压气机气动激振力的影响, 通过数值模拟分析了弯管诱导的流动畸变与蜗壳几何非均匀性的耦合作用。结果表明: 当弯管安装角度与蜗壳 0 截面一致时, 弯管进气显著强化了叶片表面 1 阶脉动压力(最大压力增幅达 77%), 但对 2 阶激振力表现出抑制效应(压力幅值降低 27%), 且高压幅值激振区域集中于主叶片及分流叶片前缘叶顶附近。质量流量工况分析显示, 小质量流量工况下弯管使 1 阶脉动压力幅值最高增加 78%, 而大质量流量工况下跨声速流动导致激振力高压幅值区向叶片下游移动, 且弯管对吸力面叶顶前缘的扰动显著增强(增幅为 800%)。机理分析表明: 弯管与蜗壳的协同效应通过周向压力畸变和扰动相位干涉影响激振力, 而马赫数变化(亚声速/跨声速)决定了扰动传播路径及耦合强度。此外, 弯管安装角度对激振力的阶次特性具有显著影响, 叶片入口区域对安装角度变化最为敏感, 随着流动向下游发展, 蜗壳势流效应逐渐削弱了弯管的影响。

关 键 词: 非线性谐波法; 离心压气机; 进气弯管; 畸变; 激振力

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Research on effect of inlet bend on aerodynamic excitation force in centrifugal compressor based on nonlinear harmonic method

Fang Tongyi, Zhang Bo, Li Qi, Duan Lei, Ban Haibo

(Dalian Locomotive Research Institute Company, Limited,
China Railway Rolling Stock Corporation, Dalian Liaoning 116023, China)

Abstract: The impact of inlet bends on the aerodynamic excitation forces in a centrifugal compressor was investigated using the nonlinear harmonic method. Numerical simulations were conducted to analyze the coupling effects between flow distortions induced by the bend and the geometric non-uniformity of the volute. The results showed that when the installation angle of the bend aligned with the 0-section of the volute, the bend inlet significantly amplified the first-order fluctuating pressure on the blade surface (with a maximum increase of 77%) but suppressed the second-order excitation force (amplitude reduction of 27%). High-amplitude excitation regions were concentrated near the leading edge of the main and splitter blades at the tip. Flow condition analysis revealed that under low-flow conditions, the bend increased the first-order fluctuating pressure amplitude by up to 78%, while under high-flow conditions, transonic flow shifted the high-amplitude excitation region toward the downstream part of the blade. Additionally, the bend's disturbance to the suction side near the leading edge of the blade tip was significantly enhanced (an increase of 800%). Mechanism analysis indicated that the synergistic effect of the bend and volute influenced the excitation forces through circumferential pressure distortion and

收稿日期: 2025-08-06

作者简介: 房桐毅(1982—), 男, 高级工程师, 硕士, 主要从事叶轮机械气动研究。E-mail: hellofty@163.com

引用格式: 房桐毅, 张博, 李琦, 等. 基于非线性谐波法的进气弯管对离心压气机气动激振力影响的研究[J]. 航空动力学报, 2027, 42(1): 20250371. Fang Tongyi, Zhang Bo, Li Qi, et al. Research on effect of inlet bend on aerodynamic excitation force in centrifugal compressor based on nonlinear harmonic method[J]. Journal of Aerospace Power, 2027, 42(1): 20250371.

disturbance phase interference, while the Mach number variation (subsonic/transonic) determined the disturbance propagation path and coupling intensity. Furthermore, the installation angle of the bend had a significant impact on the order characteristics of excitation forces. The blade inlet region was most sensitive to changes in the installation angle, and as the flow developed downstream, the potential flow effect of the volute gradually diminished the influence of the bend.

Keywords: nonlinear harmonic method; centrifugal compressor; inlet bend; distortion; excitation force

离心压气机作为涡轮增压器、航空发动机等动力系统的核心部件,其进气流动均匀性对整机性能与稳定性具有决定性影响。在实际工程应用中,受安装空间限制,压气机进口常需配置弯管结构,由此引发的非对称流动畸变会导致叶轮进口流场恶化、等熵效率(下文简称效率)下降、气动激振力及气动噪声加剧等问题。国内外学者针对弯管进气的影响开展了广泛研究,主要集中在弯管几何参数的影响、流场畸变与干涉机理、量化分析以及简化计算评估等方面。在弯管几何参数方面,研究表明弯管几何形状对压气机性能具有显著影响。李杜等^[1]通过 90°弯管实验发现,大质量流量(下文简称流量)工况下流场畸变会明显降低压气机性能,并改变进口前缘和叶顶间隙区域的频谱特性,而在小流量工况下,蜗壳舌部产生的压力脉动更为显著。王磊磊和老大中等^[2-4]对 180°弯管的研究进一步表明,压气机性能变化是进口流场畸变与蜗壳诱导的出口畸变共同作用的结果,同时确定了使效率损失最小的最优弯管安装角度范围。在流场畸变与干涉机理方面,Zhang 等^[5]采用方波扰动模拟方法,发现进出口畸变存在明显的相位干涉效应:当相位匹配时,无叶扩压器入口的扰动幅值可显著降低。Zhang 等^[6]通过实验研究指出,当弯管产生的高压区与蜗壳舌部高压区重合时,机匣周向压力分布均匀性最差,而弯管诱导的正预旋流动则能有效推迟失速发生。在量化分析方面,Grimaldi 等^[7]的研究揭示了折合频率的关键作用,当叶轮通流时间与扰动特征时间的比值小于 1 时,进口畸变会导致叶轮功率系数、效率和压头系数显著偏离设计值。为改善弯管性能,Engeda 等^[8]通过数值模拟证明,在弯管内部加装导流板可有效抑制二次流损失。Sitaram 等^[9]通过在进气管路加装孔板,系统研究了径向和周向畸变的影响,建立了畸变关联参数与总压系数的定量关系。简化计算评估方面,Reichl 等^[10]提出了一种基于稳态混合平面法

的模型,通过快速傅里叶变换(FFT)分析叶轮入口谐波压力波动,发现其与叶片表面载荷定性一致,从而实现了低成本的激振评估,并进一步开发了基于 1 阶模态振型的加权评估方法。由于流-固耦合(FSI)计算的时间成本比较高,这方面研究相对较少,其中马朝臣等^[11]则采用单向 FSI 方法,详细分析了叶轮-弯管-蜗壳干涉作用下的气动激振力特性,为叶片疲劳危险点的定位提供了依据。

弯管进气畸变对叶轮的影响具有明显的周期性特征,这种周期性阵风载荷是诱导叶片强迫振动的主要来源^[12]。针对周期性流动扰动问题,研究人员提出了多种高效可靠的频域计算方法,包括:适用于小扰动的线性谐波法^[13]、适用于大扰动的非线性谐波法(NLH)^[14]、谐波平衡法^[15]、非线性频域法^[16]。2006 年, Vilmin 等^[17]将 NLH 法嵌入计算流体力学(CFD)求解器,通过重构动静交界面两侧的时均流场和谐波流动,改进了无反射交界面处理方法,提升了流动连续性,并采用 4 个算例验证了该方法的可靠性。2013 年, Vilmin 等^[18-19]进一步提出了一种普适性动静交界面连接公式,消除了相对转速的限制,并通过三圆柱干扰、含吊架效应的对转开式转子(CROR)、支板/转子/静子、叶轮/有叶扩压器/蜗壳等典型案例验证了该方法的有效性,同时证明了其对时钟效应和时间谐波耦合作用的捕捉能力。近年来, NLH 法的应用范围进一步拓展: Mehdi-zadeh 等^[20]采用 NLH 法计算了美国国家航空航天局(NASA)跨声速风扇 Stage 67 的方波进口畸变工况,结果表明该方法能精确表征畸变在风扇内的传播特性,尤其是静叶下游的畸变演化过程。Kovachev 等^[21]利用 NLH 法计算了带蜗壳的径流式涡轮激振力,与常规非定常计算及实验数据对比表明,该方法在径流式叶轮机械中仍能保持较高精度。Giri 等^[22]研究表明, NLH 法可高效模拟边界层吸入(BLI)进气畸变对跨声速风扇的影响,仅需少量谐波即可捕捉周期性流动特征,适用于快速方案筛选,

大幅降低计算成本。国内对 NLH 法的研究主要集中在确定性应力分析^[23-27]、NLH 与常规非定常计算的效率及精度对比等^[28-29]。

传统时间推进法计算非定常流场时计算成本高, 而实验测定激振力的成本和条件要求也较为严苛。目前, 大多数 NLH 法的研究聚焦于轴流式叶轮机械, Vilmin 等^[19]虽提及 NLH 法在带进气弯管及有叶扩压器的离心压气机中的应用, 但未详细报道相关研究内容。因此, 本文将 NLH 法拓展应用于带进气弯管的离心压气机气动计算, 并重点研究弯管对叶轮气动激振力的影响。

1 模型与数值方法

1.1 几何模型与网格划分

计算域划分为 4 个区域, 包括 3 个静止区域(进气管、无叶扩压器、蜗壳)和一个旋转区域(单周期), 且进气弯管安装角度与蜗壳 0 截面一致。叶轮由 9 组长短叶片组成, 进口直径为 125 mm, 出口直径为 182 mm, 后弯角为 30°。为准确捕捉壁面附近流动特性, 第 1 层网格高度设置为 0.005 mm, 叶顶间隙为 0.5 mm。此外, 进口域延长 3 倍水力直径以确保边界层充分发展, 出口域延长 3 倍水力直径以避免回流现象。采用六面体结构化网格, 网格总数为 220 万, 整体装配后网格模型如图 1 所示。

1.2 非线性谐波法

此方法的核心假设是: 主要扰动由特定频率引发, 该频率由转速与各叶片排的叶片数量共同决定, 即叶片通过频率(BPF)。对于周期性出现的扰动, 可通过傅里叶变换将其转换至频域。由此, 流动物理量 $U(\mathbf{r}, t)$ 便可拆分为两部分: 一是时间平均值 $U(\mathbf{r})$, 二是随时间变化的谐波分量 $U'(\mathbf{r}, t)$:

$$U(\mathbf{r}, t) = U(\mathbf{r}) + \sum U'(\mathbf{r}, t) \quad (1)$$

式中 $\mathbf{r}$ 为位置矢量; t 为时间。

随时间变化的谐波分量可分解为 N 次谐波, 在旋转笛卡尔坐标系下考虑非定常雷诺平均 Navier-Stokes(N-S)方程, 守恒型变量可表示为: $U = (\rho, \rho\mathbf{v}, \rho E)$, 其中 ρ 为密度; $\mathbf{v} = (v_x, v_y, v_z)$ 为相对速度; E 为总能。

$$U'(\mathbf{r}, t) = \sum_{k=1}^N [\tilde{U}_k(\mathbf{r}) e^{i\omega_k t} + \tilde{U}_{-k}(\mathbf{r}) e^{i\omega_{-k} t}] \quad (2)$$

式中, 第 k 阶谐波振幅 $\tilde{U}_k$ 与 $\tilde{U}_{-k}$ 为复共轭关系, ω_k

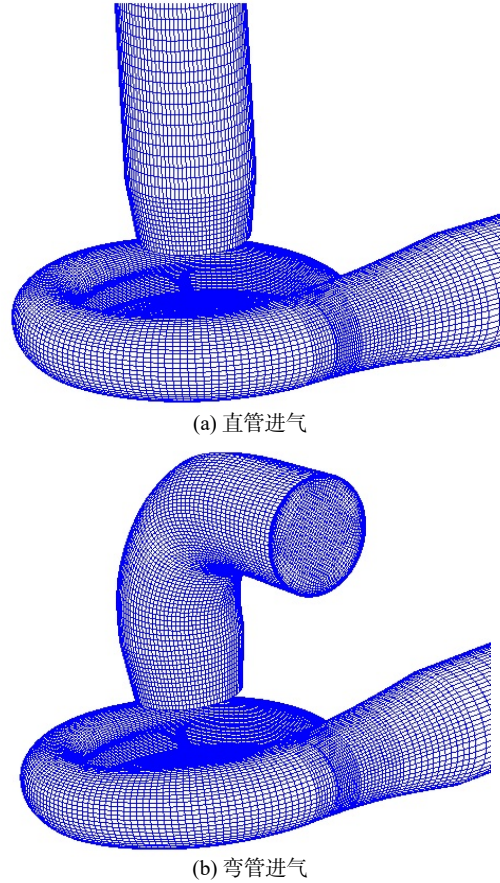


图1 离心压气机计算域网格

Fig. 1 Computational mesh for centrifugal compressor flow field

和 ω_{-k} 为第 k 阶谐波的角频率和负角频率。每一种扰动至少由一个正弦基频振荡及其相关谐波频率表示, 这些谐波频率是叶片通过基频的整数倍。为求解流场, 需先计算一个定常解, 对于傅里叶级数中每个被考虑的谐波分量, 都需要求解实部与虚部对应的两个守恒方程。通过在时间平均解中引入确定性应力项以纳入谐波效应, 该方法具备了非线性特性。求解精度取决于谐波数量或特征叶片通过频率的数量。对于单级压气机, 通常仅存在一个叶片通过频率, 在此情况下, 解的精度仅由所考虑的谐波数量决定。

1.3 数值方法验证

数值求解基于 NLH 法的三维黏性 Reynolds-averaged Navier-Stokes(RANS)方程, 湍流模型选用 Spalart-Allmaras 单方程模型。空间离散采用 2 阶中心差分格式, 时间推进使用 4 阶显式龙格-库塔法, 并辅以隐式残差光滑技术和多重网格技术以加速收敛。边界条件设置如下: 进口给定总温和总压, 出口给定流量; 固体壁面采用绝热无滑

移条件,其中旋转域内除轮毂和叶片表面外,其余壁面均设为静止壁面。压气机动静部件间的耦合通过非匹配无反射交界面实现数值传递。计算工质为理想气体,其物性参数基于标准空气模型。

非线性谐波法直接求周期稳态解,而不是瞬态过程,因此对时间分辨率的依赖性大大降低,计算精度主要由谐波阶次的截取所决定,所以对

2~6 阶模型进行计算,对比结果如表 1 所示。随谐波阶次的增加,压比计算值与实测值偏差逐渐减小,4 阶谐波之后压比小数点后三位不发生变化;随着谐波阶次的增加,效率计算值与实测值偏差逐渐减小,其中 5 阶与 6 阶计算结果仅相差 0.02%,综合考虑压比及效率偏差,截取前 5 阶谐波进行后续计算。

表 1 不同阶次谐波计算值与实测值对比
Table 1 Harmonic independence verification

谐波阶次	压比	压比偏差/%	效率/%	效率偏差/%	内存/MB
实测	2.755		79.52		
2	2.801	1.67	80.29	0.97	3 716
3	2.797	1.52	80.1	0.73	4 789
4	2.794	1.42	79.97	0.57	5 861
5	2.794	1.42	79.93	0.52	6 934
6	2.794	1.42	79.92	0.50	8 006

2 计算结果及分析

在设计转速下,采用 NLH 对带进气直管的压气机进行了数值模拟,并将计算结果与实验数据进行了对比(见图 2)。结果表明:计算与实验所得的压比变化趋势一致,计算值整体略高于实验

值,两者误差在 1.5% 以内;在效率方面,实验值略低于计算值,且偏差随流量增大而逐渐增大,最大偏差不超过 2%。上述对比验证了本文所采用数值方法具有较高的精度,能够满足工程应用需求,适用于压气机实际流动特性的准确预测。由于本文重点关注弯管对叶片流动的影响,计算模型中未包含进气自循环装置(该装置用于拓宽流量范围,但会引入一定的压比与效率损失)。该模型简化是导致计算所得的压比及效率整体略高于实验数据的主要原因。

图 3 对比了直管与弯管方案的 NLH 计算结果,图中 DP 表示设计工况。结果表明,弯管进气会导致压气机的压比和效率整体下降,且性能衰减随流量增大而增大。该现象与文献 [1-4] 所揭示的流动分离及二次流损失增强机理相符。需要指出的是,不同弯管结构(如曲率半径、转向角度)对性能的具体影响程度存在显著差异。

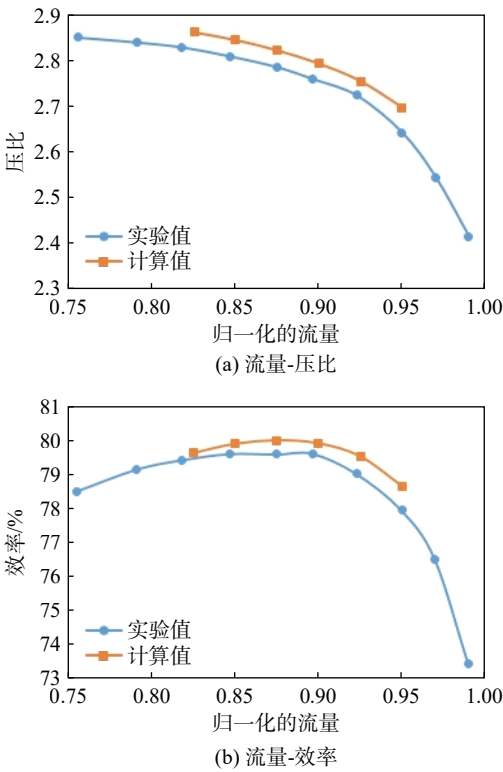
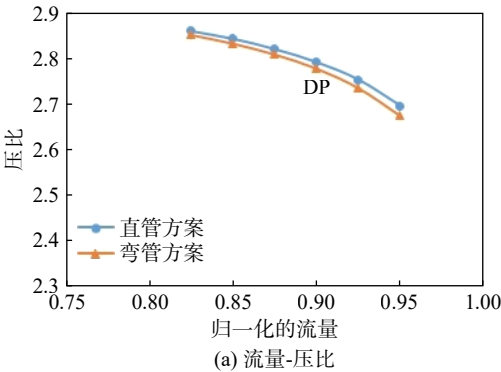


图 2 压气机特性线(计算 vs.实验)

Fig. 2 Compressor performance curves (simulation vs. test)



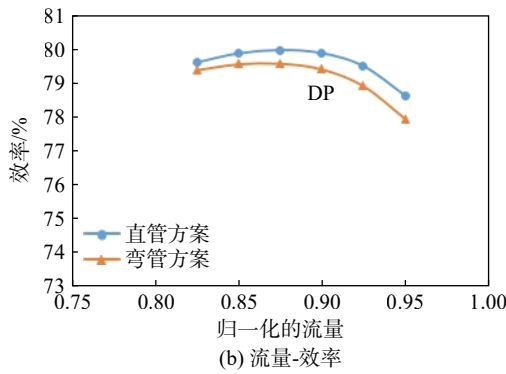


图 3 压气机特性线(直管 vs. 弯管)

Fig. 3 Compressor performance curves
(straight pipe vs. bend pipe)

2.1 设计工况激振力

NLH 法的基本假设是周期性扰动的基频为

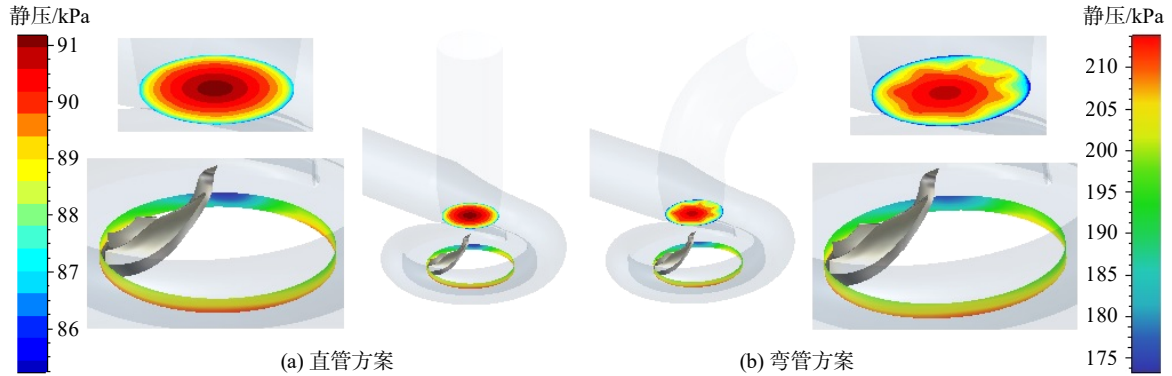


图 4 进气管出口及无叶扩压器入口时均静压分布对比

Fig. 4 Comparison of time-averaged static pressure distribution at the intake pipe outlet and vaneless diffuser inlet

基于包含定常解、谐波振幅与频率的完整解集,可推导出各时间步长下转静部件间的相对位置变化。通过将波动项按时间相关值(相当于相位偏移)进行时域重构,还原得到不同时间步长的流场解^[30]。图 5 展示了一个旋转周期内,时域重构后不同时刻进气管出口的静压分布。图中弯管入口朝向及蜗舌位置均对应于 12 点钟方向。在压气机叶轮封头的作用下,气流于该处滞止,导致其上游出口中心区域压力较高且随时间变化较小,反映出较弱的非定常效应。中心区域以外对应压气机叶轮通道。在直管出口处,高压区与低压区交替出现,但其分布并不具备循环对称性。这主要是由下游蜗壳的几何非对称引起的流场畸变所致。高低压区交替的数量主要取决于叶片数量及与叶片轴向距离远近所决定,表明直管出口压力分布主要受下游流动结构影响。在弯管出口的中心区域以外,同样可见高低压区交替分布,

叶片通过频率,该频率由转速和叶片数量决定,并会导致动静部件间产生非定常流动扰动。对于本文研究的离心压气机,其设计工况(图 3 中 DP)处,蜗壳和进气弯管的几何非均匀性在叶轮上下游引发了显著的周向压力畸变,如图 4 所示。具体表现为:进气弯管由于几何不对称性导致出口静压沿着周向分布均匀性明显恶化,靠近管壁的区域畸变程度明显大于管道中心区域;而蜗壳隔舌的几何特征则在其下游形成了明显的局部低压区。这种上下游压力畸变使得叶轮与进排气道相对运动时,叶片受到周期性激振力作用。由于上下游部件均为无叶结构,叶片激振的基频仅取决于转子转速。这一现象清晰地展示了几何非对称性对压气机内部流动特性的重要影响。

但界限较为模糊,这是弯管与蜗壳共同导致的流场畸变所致,非定常效应显著增强。在 12 点钟方向(对应弯管腹侧),压力明显低于直管方案,主要原因是几何曲率引起的离心效应导致弯管腹侧压力低于背侧。

在主叶片及分流叶片表面分别设置监测点,以观察静压随时间的变化规律。由图 6 可见,在一个旋转周期内,两种进气方案下的压力波动趋势基本一致,但弯管方案的压力波动幅度略大于直管方案,且波形所包含的信息更为丰富。这表明尽管弯管未对监测点附近的流场结构产生本质影响,但增强了流动的非定常效应。对比图 6(a)与图 6(b)可知,直管方案中主叶片监测点 1 处的压力波动形态与简谐波较为接近,而分流叶片监测点 2 处的压力波动则明显受到其他因素影响。其主要原因在于蜗壳几何非对称引起的流场畸变,且下游流场畸变对位于分流叶片前缘的监测点 2

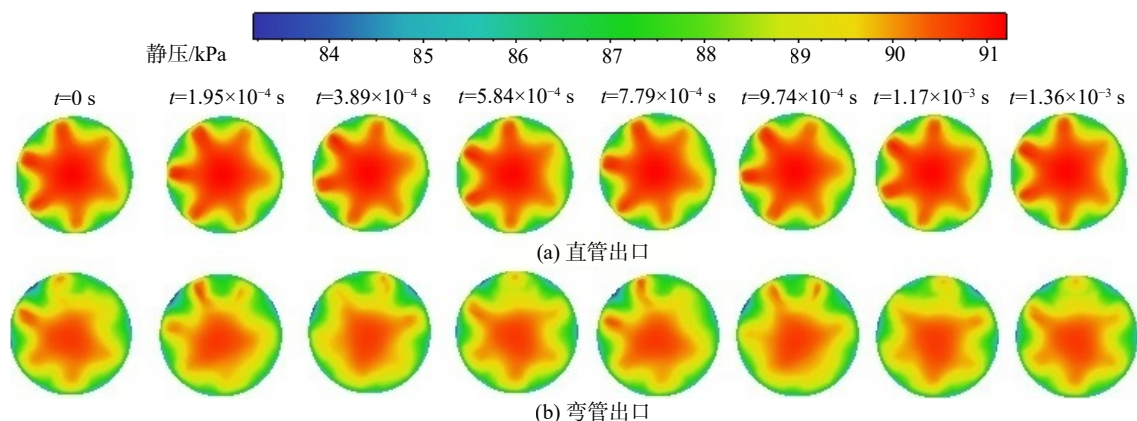
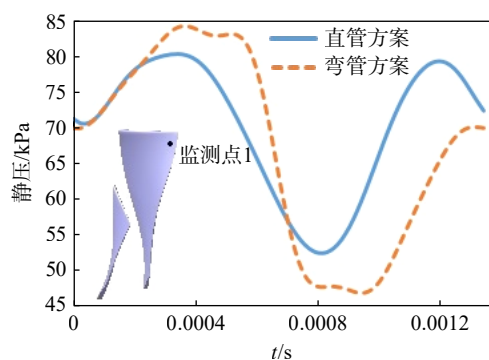
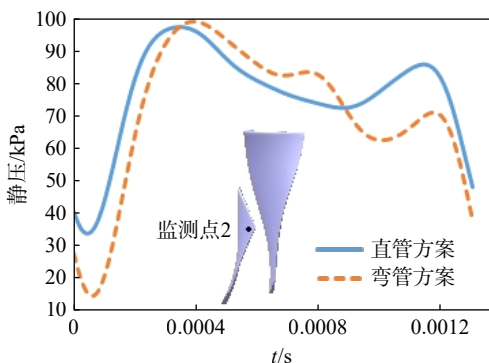


图 5 不同时刻进气管出口静压分布

Fig. 5 Temporal variation of static pressure distribution at the intake pipe outlet



(a) 主叶片吸力面监测点1



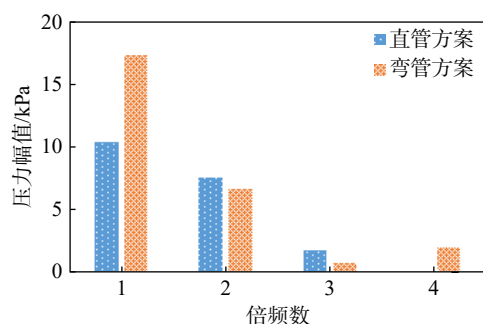
(b) 分流叶片吸力面监测点2

图 6 叶片监测点静压随时间的变化

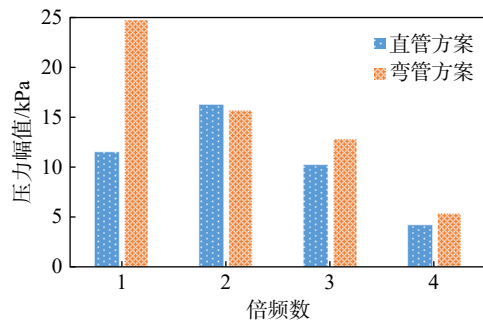
Fig. 6 Static pressure fluctuations at the blade monitoring points

的影响,显著大于对主叶片前缘监测点 1 的影响。

由于转子上游无导叶、下游无叶片扩压器,转子叶片激振的基频等于转频。通过对上述两个监测点的压力信号进行快速傅里叶变换,得到其频域特性如图 7 所示。结果显示,受进气畸变影响,弯管方案显著增强了基频处的脉动压力,且分流叶片监测点 2 的脉动压力幅值明显高于主叶片监测点 1。时域中图 6(b)较图 6(a)更为复杂的波形特征,在频域中同样得到明确体现:图 7(a)与图 7(b)对比可见,两者在 3 倍频及 4 倍频处的



(a) 主叶片吸力面监测点1



(b) 分流叶片吸力面监测点2

图 7 叶片监测点脉动压力幅值频谱

Fig. 7 Amplitude spectrum of static pressure at the blade monitoring points

压力幅值特性存在显著差异。为了进一步揭示脉动压力在叶片表面的分布特点,图 8~图 11 给出了设计点工况叶片表面各阶脉动压力云图。

由图 8 可以看出,两方案叶片表面 1 阶脉动压力分布均存在 4 处峰值,分别位于主叶片压力面前缘叶顶附近、主叶片吸力面前缘叶顶附近、吸力面 40% 弦长叶顶附近以及分流叶片吸力面前缘叶顶附近;弯管形成的进气畸变使以上 4 处脉动压力强度和范围显著增大,但没有明显改变峰值分布的位置,其中最大脉动压力位于弯管方案对应的分流叶片吸力面前缘叶顶附近,压力幅

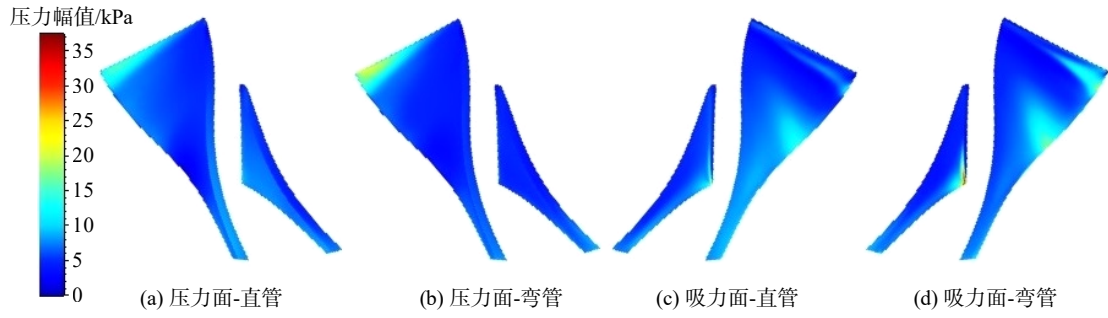


图 8 叶片表面 1 阶脉动压力分布

Fig. 8 1st harmonic pressure distribution on blade surface

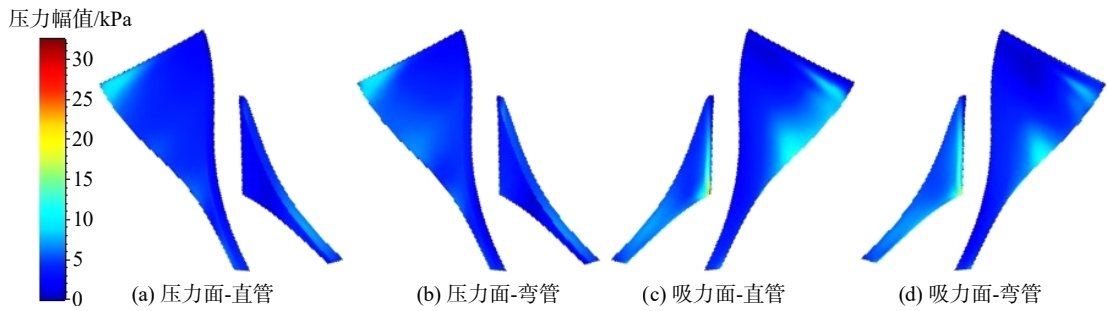


图 9 叶片表面 2 阶脉动压力分布

Fig. 9 2nd harmonic pressure distribution on blade surface

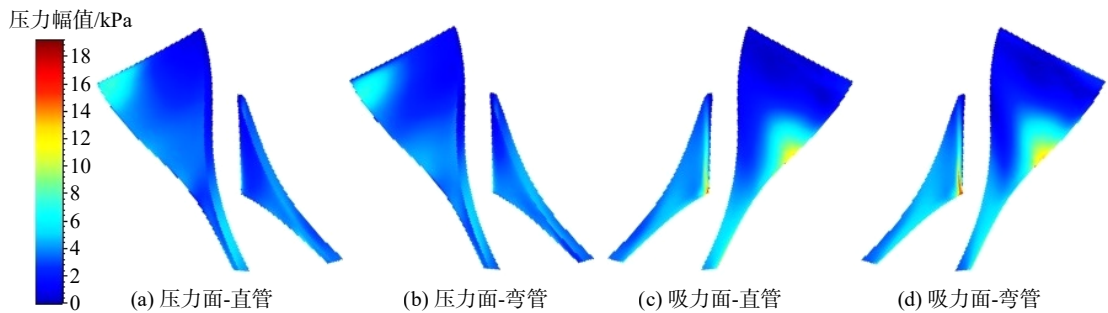


图 10 叶片表面 3 阶脉动压力分布

Fig. 10 3rd harmonic pressure distribution on blade surface

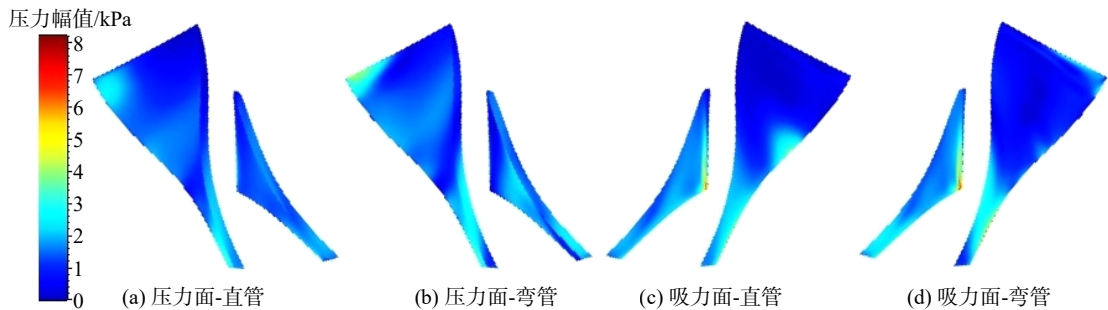


图 11 叶片表面 4 阶脉动压力分布

Fig. 11 4th harmonic pressure distribution on blade surface

值为 37.6 kPa。上述对比表明进气畸变与蜗壳几何非均匀性耦合形成协同效应,显著强化了叶片表面的 1 阶脉动压力。

由图 9 可以看出,2 阶脉动压力分布与 1 阶有

一定的相似性,脉动压力幅值有所减小。与 1 阶不同,弯管方案的叶片表面脉动压力幅值略小于直管方案的叶片表面脉动压力幅值,最大脉动压力位于直管方案的分流叶片吸力面前缘叶顶附近。

上述对比表明进气畸变与蜗壳几何非均匀性耦合形成抑制效应,弱化了叶片表面的 2 阶脉动压力。

由图 10 可以看出,3 阶脉动压力幅值明显低于前两阶脉动压力幅值。叶片表面 3 阶脉动压力分布存在 3 处峰值,分别位于主叶片压力面前缘叶顶附近、主叶片吸力面 40% 弦长叶顶附近以及分流叶片吸力面前缘叶顶附近。最大脉动压力位于弯管方案的分流叶片吸力面前缘叶顶附近,表明进气畸变与蜗壳几何非均匀性耦合后形成协同效应,对 3 阶脉动压力起到一定强化作用。

由图 11 可见,最大 4 阶脉动压力幅值比前 3 阶幅值小 1 个数量级,表明上下游结构对叶片扰动能量的 4 阶分量明显减小。上游畸变效应与下游几何非均匀性效应耦合后强化了主叶片压力面前缘叶顶前缘脉动压力、主叶片吸力面前缘叶顶前缘脉动压力及分流叶片吸力面前缘叶顶脉动压力,弱化了主叶片吸力面叶顶 40% 弦长附近的脉动压力。

由前 4 阶脉动压力对比可以看出,高压幅值激振主要位于主叶片及分流叶片前缘叶顶附近,

且弯管没有显著改变高激振区域分布的位置,但对不同阶次的激振存在强化或弱化的作用,导致弯管在某些阶次激励小于直管。

为进一步量化对比弯管的影响,将 5%、50% 及 95% 这 3 个截面各阶脉动压力分布进行对比,如图 12 所示。横轴为叶片子午坐标 M , 0% 为主叶片前缘, $\pm 40\%$ 为分流叶片前缘, 0% 左侧为压力面, 0% 右侧为吸力面; 纵轴代表脉动压力幅值。结果表明: 弯管对前两阶脉动压力影响显著, 其中 1 阶最大脉动压力出现在分流叶片吸力面前缘叶顶 A, 幅值增加 40%; 在主叶片吸力面前缘叶顶 B, 1 阶最大脉动压力增幅达 77%; 在主叶片压力面前缘叶顶 C 和分流叶片压力面前缘叶顶 D, 1 阶最大脉动压力分别增加 69% 和 29%。2 阶最大脉动压力仍位于分流叶片吸力面叶顶 E, 压力幅值降低 27%。3 阶最大脉动压力保持出现在分流叶片吸力面叶顶 F, 且压力幅值无明显变化。其中 A 区域、E 区域及 F 区域高度重合, 表明各阶次扰动均对分流叶片叶顶前缘区域造成较强的气动激振。

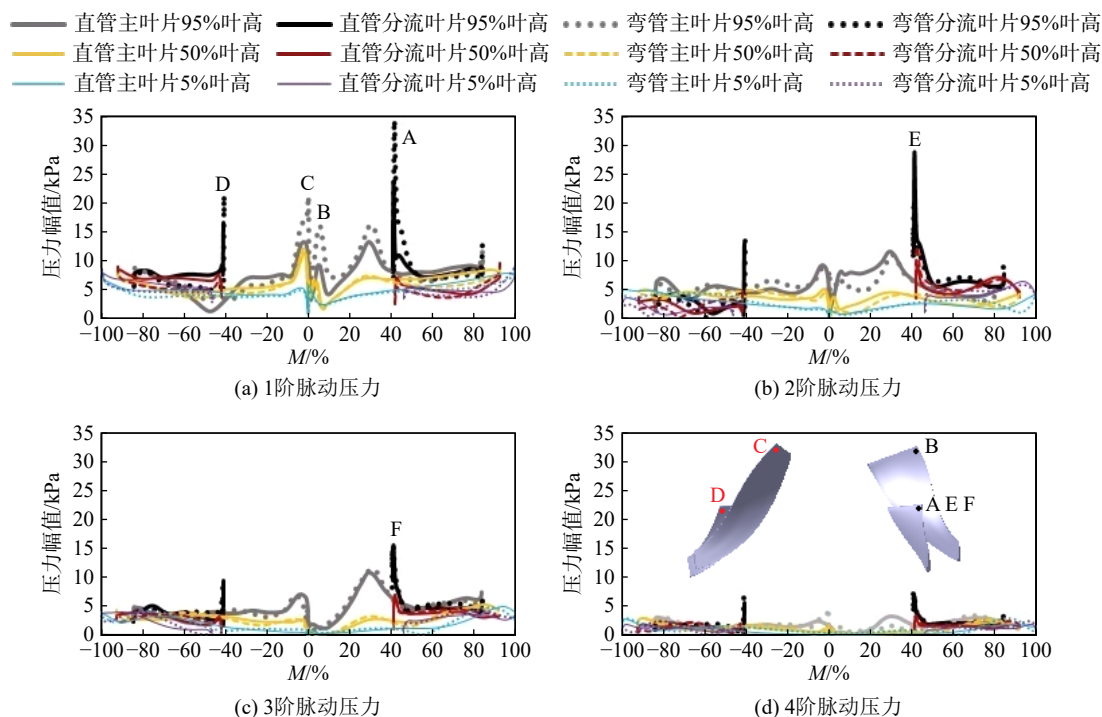


图 12 设计工况点脉动压力子午坐标分布

Fig. 12 Harmonic pressure distribution along meridional coordinate at design point

2.2 变工况对激振力的影响

当外界环境发生变化时,压气机运行点会偏离理论设计点,有必要对偏离设计点的激振力变化情况进行探讨,基于相同折合转速分别对设计点流量 $\pm 5\%$ 工况进行计算。在小流量工况(设计

点流量为 -5%)下,由图 13 可见,1 阶脉动压力最大值出现在分流叶片吸力面前缘叶顶 A,弯管使其压力幅值增加 78%,主叶片吸力面前缘叶顶 B 压力增幅为 60%,主叶片压力面前缘叶顶 C 及分流叶片压力面前缘叶顶 D 压力幅值分别增加

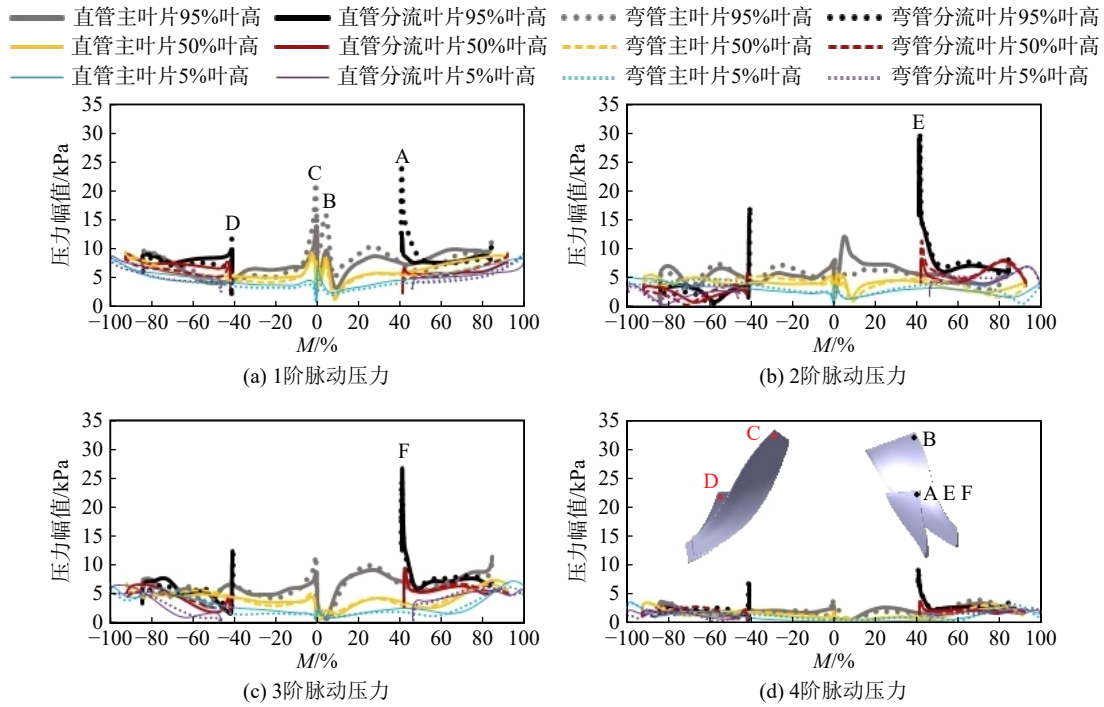


Fig. 13 Harmonic pressure distribution along meridional coordinate at low flow regime

57% 和 20%; 2 阶脉动压力最大值出现在分流叶片吸力面叶顶 E, 但弯管对其无显著影响; 3 阶脉动压力最大值仍出现在分流叶片吸力面叶顶 F, 弯管使其压力幅值降低 7%。进气畸变主要影响前两阶脉动压力。

在大流量工况(设计点流量 5%)下, 1 阶脉动压力最大值仍出现在分流叶片吸力面前缘叶顶 A 处, 如图 14 所示, 受弯管影响其压力幅值增加 16%, 值得注意的是, 主叶片吸力面前缘叶顶 B 的压力增幅更为显著, 可达 800%, 其他阶次同样存

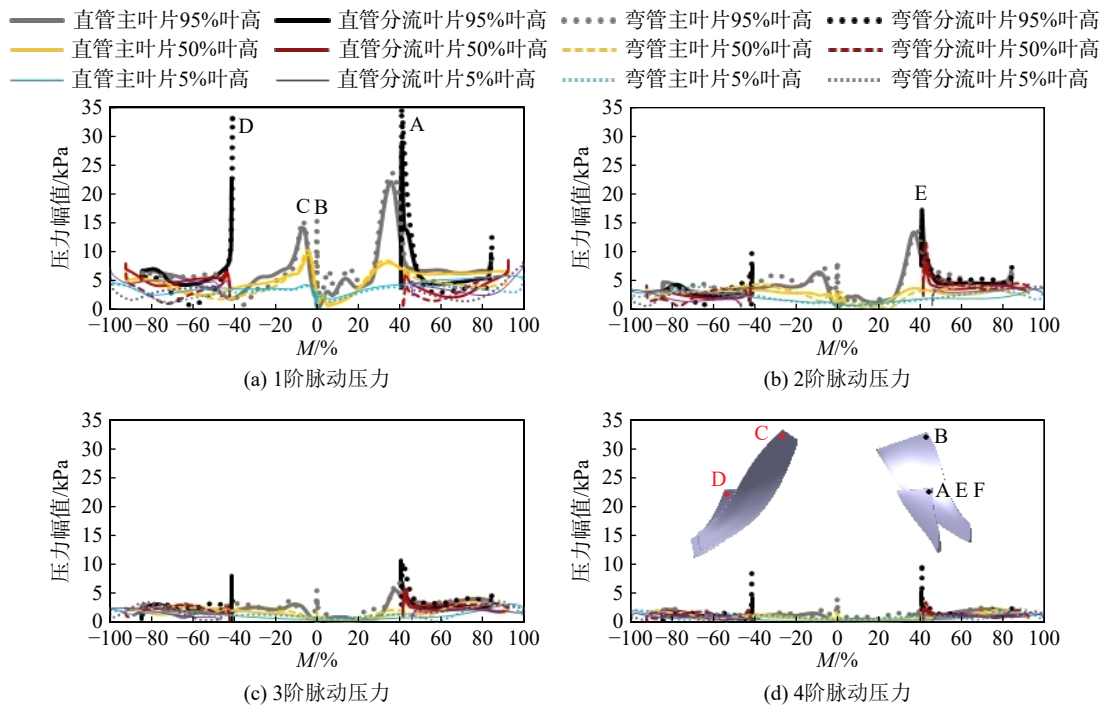


Fig. 14 Harmonic pressure distribution along meridional coordinate at high flow regime

在这种现象;相比之下,主叶片压力面前缘叶顶和分流叶片压力面前缘叶顶的压力增幅较小,分别为 3% 和 52%。与此同时,2 阶脉动压力最大值仍然出现在分流叶片吸力面叶顶 E 处,但弯管导致其压力幅值降低了 11%。该工况下,进气畸变的影响仍主要集中在前两阶脉动压力上。

大流量工况,主叶片前缘及喉口附近激振力与其他两工况有较明显区别,其吸力面叶顶前缘 B 区域弯管的激振力远大于直管方案的激振力,压力面叶顶前缘 C 区域弯管激振力的大小与直管相近,但位置偏离 0 坐标,导致这种情况的原因主要在于马赫数对扰动传播的影响,图 15 给出了 95% 叶高的叶间截面(blade to blade, B2B)相对马赫数分布以及主叶片压力面的 1 阶脉动压力分布,小流量工况 95%B2B 槽道处于亚声速状态,上下游扰动耦合作用在主叶片前缘形成一处高脉动压力幅值区,且弯管显著强化了脉动压力,图 15 (b)中叶顶前缘脉动压力明显大于图 15(a)对应位置的脉动压力;大流量工况喉口对应位置槽道马赫数大于 1,流动处于跨声速状态,下游产生的

扰动难以传递至叶片前缘,上下游扰动耦合作用所形成的高脉动压力幅值区由前缘向下游移动,如图 15(c)、图 15(d)所示。

图 16 给出了 95%B2B 截面相对马赫数分布以及主叶片吸力面的 1 阶脉动压力分布,在小流量工况,主叶片吸力面前缘局部存在跨声速状态,上下游扰动耦合作用在主叶片前缘附近形成一处高脉动压力幅值区,弯管强化了叶顶的脉动压力,如图 16(a)、图 16(b)所示。在大流量工况,主叶片喉口处马赫数大于 1,顶部流道处于跨声速状态,下游的扰动无法穿过喉口,直管扰动很小,所以大流量工况进气直管方案吸力面叶顶前缘脉动压力幅值很小,如图 16(c)所示,而弯管方案前缘叶顶附近存在一处脉动压力,如图 16(d)所示,主要是上游畸变扰动所导致;在喉口下游,叶片顶部形成一处较强的脉动压力,表明跨声速状态,叶顶喉口附近非定常效应显著增强。

2.3 弯管安装角度对激振力的影响

上述研究在弯管安装角度与蜗壳 0 截面一致的假设基础上展开,但实际工程中弯管安装角度

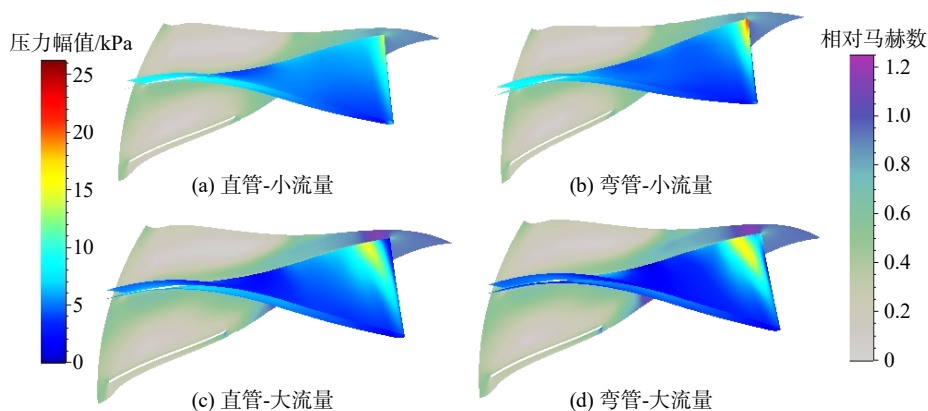


图 15 95%B2B 截面马赫数云图及主叶片压力面 1 阶脉动压力分布

Fig. 15 Mach number contours at 95%B2B span with 1st harmonic pressure distribution on pressure side of the main blade

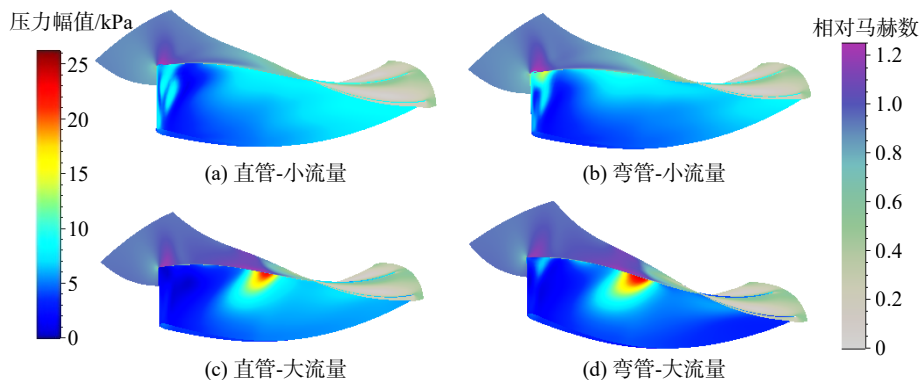


图 16 95%B2B 截面马赫数云图及主叶片吸力面 1 阶脉动压力分布

Fig. 16 Mach number contours at 95%B2B span with 1st harmonic pressure distribution on suction side of the main blade

往往具有随机性,因此系统考察了不同安装角度对气动激振力的影响规律。通过数值计算发现,各安装角度下的最大气动激振力均出现在分流叶片前缘叶顶附近,但具体位置存在细微差异。不同安装角度下的最大激振力分布如图17所示。分析表明:1阶脉动压力在 0° 时达到最大值,较 90° 时的最小值高出125%;2阶脉动压力在 135° 时出现峰值,较 0° 时的谷值增加58%;3阶脉动压力在 90° 时最大,较 270° 时提升135%;而4阶脉动压力虽在 90° 时最大,但较 270° 时仅增加30%,影响相对较小。这种影响机制主要源于弯管出口与无叶扩压器入口处压力分布的非对称性,当安装角度改变时,叶轮上下游压力分布的相位关系随之变化,从而显著影响激振力的阶次特性。值得注意的是,安装角度对前3阶激励的影响较为显

著,而对高阶激励(如4阶)的作用相对有限。

在主叶片吸力面选取了3个特征监测点(a 、 b 、 c ,位置如图18所示),系统分析了各点脉动压力幅值随弯管安装角度的变化规律。结果表明:在 a 点处,前4阶脉动压力的最大值与最小值之比分别为5.71、6.73、5.93和1.96; b 点处相应比值降至1.77、3.11、2.65和3.28; c 点处则进一步减小为1.32、1.99、2.21和2.24。这一变化趋势清晰地表明,叶片入口区域(a 点)的脉动压力对弯管安装角度变化最为敏感,随着监测点位置向下游移动(b 点至 c 点),蜗壳势流效应逐渐削弱了弯管安装角度对脉动压力的影响程度,呈现出明显的沿流向衰减特征。该现象揭示了弯管安装角度对叶轮内部非定常流动的影响具有显著的局部性特征,其影响强度随流动发展而逐渐减弱。

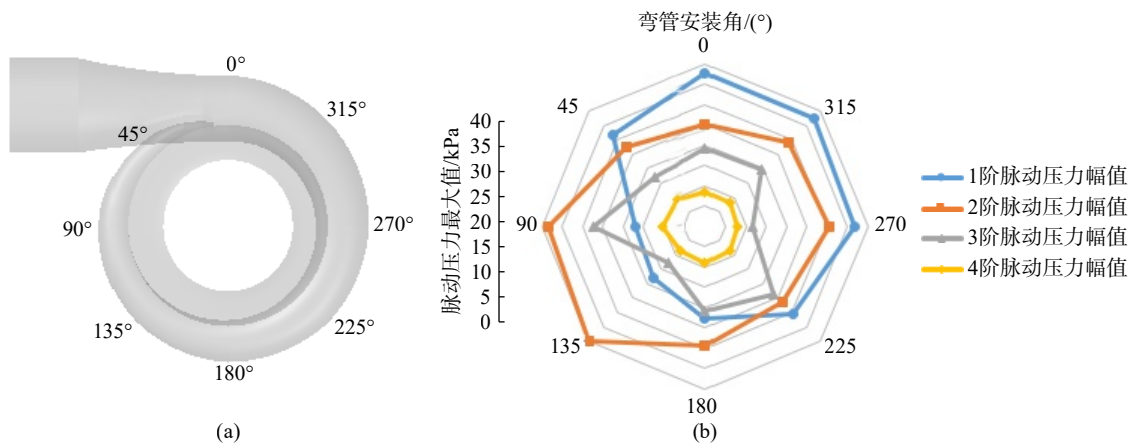


图17 弯管安装角 vs.前4阶脉动压力最大值

Fig. 17 Installation angle of bent pipe vs. maximum values of the first four harmonic pressures

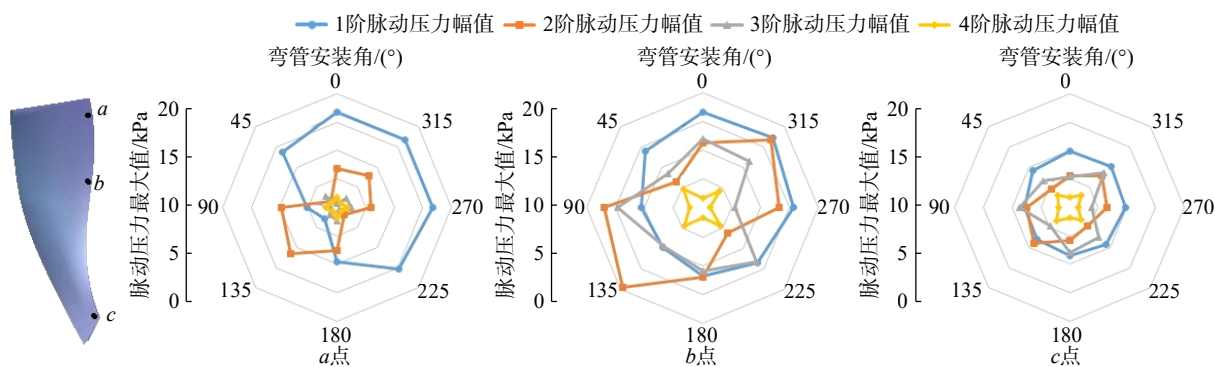


图18 弯管安装角 vs.主叶片监测点前4阶脉动压力

Fig. 18 Installation angle of bent pipe vs. the first four harmonic pressures at the monitoring points of the main blade

3 结论

本文基于非线性谐波法(NLH)研究了进气弯管对离心压气机气动激振力的影响,通过数值模

拟与实验验证相结合的方式,系统分析了弯管进气畸变与蜗壳几何非均匀性耦合作用下的激振力特性及其变工况规律。对于本文安装角度的进气

弯管得出主要结论如下:

1) 进气弯管显著影响激振力特性: 弯管导致的进气畸变与蜗壳几何非均匀性耦合, 形成了协同或抑制效应, 显著改变了叶片表面的脉动压力分布。当进气弯管安装角度与蜗壳 0 截面一致时, 在设计工况下, 弯管使 1 阶脉动压力幅值最大增加 77%(主叶片吸力面前缘叶顶), 但对 2 阶脉动压力表现出抑制效果(脉动压力幅值降低 27%)。高脉动压力幅值区域集中于叶片前缘叶顶附近(如分流叶片吸力面前缘), 且弯管未改变其空间分布规律, 但通过强化或弱化不同阶次谐波分量, 影响了叶片的动态载荷特性。

2) 变工况下激振力特性与流动状态的关联性: 小流量工况下, 弯管对 1 阶脉动压力的强化作用更为显著(分流叶片前缘叶顶脉动压力增幅达 78%), 而 2 阶和 3 阶脉动压力受弯管影响较小。大流量工况下, 跨声速流动使扰动传播路径改变, 导致脉动压力分布发生显著变化: 下游扰动因喉部阻塞难以传递至前缘, 使得高脉动压力幅值区向叶片下游移动; 弯管上游畸变单独主导的扰动在前缘叶顶形成新的脉动压力峰值(吸力面增幅达 800%)。

3) 弯管安装角度的影响: 弯管安装角度对气动激振力的阶次特性具有显著影响。1 阶脉动压力在 0°安装角时达到最大值, 较 90°时高出 125%; 2 阶和 3 阶脉动压力分别在 135°和 90°时出现峰值。叶片入口区域对安装角度的变化最为敏感, 但随着流动向下游发展, 蜗壳势流效应逐渐削弱了弯管的影响。

4) 数值方法的有效性与工程意义: NLH 法高效捕捉了弯管畸变与叶轮干涉的非定常效应, 显著降低了传统非定常计算的时间成本。研究揭示了上下游匹配的重要性, 通过调整弯管-蜗壳相位关系, 可以抑制特定阶次的激振力, 从而降低叶片疲劳风险并提升压气机运行稳定性。

参考文献:

- [1] 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 inlet distortion of bend-pipe of centrifugal compressor[J]. Transactions of CSICE, 2011, 29(5): 468-474. (in Chinese)
- [2] 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.
- [3] 老大中, 朱清淋, 王磊磊, 等. 180°弯管与离心压气机蜗壳的耦合作用分析[J]. 推进技术, 2017, 38(4): 797-807.
Lao Dazhong, Zhu Qinglin, Wang Leilei, et al. Coupling analysis of 180° bend and volute of a centrifugal compressor[J]. Journal of Propulsion Technology, 2017, 38(4): 797-807. (in Chinese)
- [4] 王磊磊, 老大中, 刘恒, 等. 180°进气弯管安装角度对离心压气机的性能影响[J]. 工程热物理学报, 2014, 35(9): 1717-1721.
Wang Leilei, Lao Dazhong, Liu Heng, et al. The influence of different installation angles of the 180° inlet bend pipe on the centrifugal compressor performance[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2014, 35(9): 1717-1721. (in Chinese)
- [5] Zhang Meijie, Zheng Xinqian. Criteria for the matching of inlet and outlet distortions in centrifugal compressors[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 131: 933-946.
- [6] Zhang Hanzhi, Yang Ce, Yang Changmao, et al. Inlet bent torsional pipe effect on the performance and stability of a centrifugal compressor with volute[J]. Aerospace Science and Technology, 2019, 93: 105322.
- [7] Grimaldi A, Michelassi V. The impact of inlet distortion and reduced frequency on the performance of centrifugal compressors[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2019, 141(2): 021012.
- [8] 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): 779-785.
- [9] Sitaram N, Govardhan M, Murali K V. Effects of inlet pressure distortion on the performance and flow field of a centrifugal compressor at off-design conditions[R]. Mumbai, India: ASME 2012 Gas Turbine India Conference, 2012.
- [10] Reichl A, Dickmann H P, Kuehnel J. Calculation methods for the determination of blade excitation due to suction elbows in centrifugal compressors[R]. ASME GT2009-59178, 2009.
- [11] 马朝臣, 洪舟振森, 张虹, 等. 动静干涉下压气机叶轮气动激励与振动分析[J]. 北京理工大学学报, 2021, 41(9): 935-942.
Ma Chaochen, Hong Zhouzhensen, Zhang Hong, et al. Aerodynamic excitation and vibration analysis of centrifugal compressor impeller under dynamic and static interference[J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2021, 41(9): 935-942. (in Chinese)
- [12] 李其汉, 王延荣. 航空发动机结构强度设计问题[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2014: 33-37.
- [13] Hall K C, Crawley E F. Calculation of unsteady flows in turbomachinery using the linearized Euler equations[J]. AIAA Journal, 1989, 27(6): 777-787.
- [14] He L, Ning W. Efficient approach for analysis of unsteady viscous flows in turbomachines[J]. AIAA Journal, 1998, 36(11): 2005-2012.
- [15] Hall K C, Thomas J P, Clark W S. Computation of unsteady nonlinear flows in cascades using a harmonic balance technique[J]. AIAA Journal, 2002, 40(5): 879-886.
- [16] McMullen M, Jameson A, Alonso J J. Application of a non-linear frequency domain solver to the Euler and Navier-Stokes equations [R]. AIAA-2002-0120, 2002.
- [17] Vilmin S, Lorrain E, Hirsch C, et al. Unsteady flow modeling across the rotor/stator interface using the nonlinear harmonic method [R]. ASME GT-2006-90210, 2006.
- [18] Vilmin S, Lorrain É, Tartinvill B, et al. The nonlinear harmonic method: from single stage to multi-row effects[J]. International

- Journal of Computational Fluid Dynamics*, 2013, 27(2): 88-99.
- [19] Vilmin S, Lorrain E, Debrabandere F, et al. The nonlinear harmonic method applied to the combined effects of multi-row unsteady flows[R]. ASME GT2013-94847, 2013.
- [20] Mehdizadeh O Z, Vilmin S, Tartinville B, et al. Efficient simulation of inlet distortion in engine fan stage using nonlinear harmonic method[R]. Lausanne, Switzerland: 13th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics, 2019.
- [21] Kovachev N, Waldherr C U, Mayer J F, et al. Prediction of aerodynamically induced blade vibrations in a radial turbine rotor using the nonlinear harmonic approach[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2019, 141(2): 021007.
- [22] Giri R, Turner M, Celestina M. Application of non-linear harmonic and time marching techniques to analyze aerodynamics of inlet distortion in a tail-cone thruster fan stage[R]. AIAA-2020-0385, 2020.
- [23] 曹林, 祁明旭, 张继忠, 等. 基于非线性谐波法的离心压气机确定应力场分析[J]. 工程热物理学报, 2012, 33(3): 397-400.
- Cao Lin, Qi Mingxu, Zhang Jizhong, et al. Deterministic stress analysis in centrifugal compressor using non-linear harmonic method[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2012, 33(3): 397-400. (in Chinese)
- [24] 赵军, 刘宝杰. 基于非线性谐波法的跨声速压气机确定应力建模[J]. 航空动力学报, 2015, 30(10): 2440-2449.
- Zhao Jun, Liu Baojie. Deterministic stress modelling in transonic compressor based on nonlinear harmonic method[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2015, 30(10): 2440-2449. (in Chinese)
- [25] 刘波, 王雷, 黄建. 非线性谐波法在双级对转压气机中的进一步校检[J]. 航空动力学报, 2013, 28(6): 1333-1341.
- Liu Bo, Wang Lei, Huang Jian. Further validation of NHM in two-stage counter-rotating compressor[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2013, 28(6): 1333-1341. (in Chinese)
- [26] 赵军, 柳阳威, 刘宝杰. NASA67级非定常流场的频域分析[J]. 航空动力学报, 2007, 22(8): 1371-1377.
- Zhao Jun, Liu Yangwei, Liu Baojie. Frequency-domain analysis of NASA67 unsteady flow field[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2007, 22(8): 1371-1377. (in Chinese)
- [27] 罗楚威, 陈江. 单级轴流压气机确定应力场计算精度分析[J]. 推进技术, 2017, 38(12): 2716-2724.
- Luo Chuwei, Chen Jiang. Calculation accuracy analysis of deterministic stress field in single-stage axial flow compressor[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2017, 38(12): 2716-2724. (in Chinese)
- [28] 药晓江, 董景新, 尚捷, 等. 非线性谐波法在叶轮机械非定常计算中的应用[J]. 推进技术, 2016, 37(4): 632-639.
- Yao Xiaojang, Dong Jingxin, Shang Jie, et al. Application of nonlinear harmonic in turbomachinery 3D flow field unsteady simulation[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2016, 37(4): 632-639. (in Chinese)
- [29] 王雷, 刘波. 非线性谐波法在对转压气机中的校检分析[J]. 航空动力学报, 2012, 27(7): 1448-1455.
- Wang Lei, Liu Bo. Validation of nonlinear harmonic method in dual-stage counter-rotating compressor[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2012, 27(7): 1448-1455. (in Chinese)
- [30] Hemera M, Danner F, Kainz M, et al. Comparing frequency-based flow solutions to traditional unsteady fluid dynamics analysis in turbomachinery[M]//High performance computing in science and engineering, Garching/Munich 2009. Berlin, Heidelberg: Springer, 2010: 161-174.

(编辑: 秦理曼)