

压气机中间级转子叶片强迫振动响应快速分析

韩 乐^{1,2}, 王延荣², 魏大盛², 杨唯超², 李 迪³, 邹正平¹

(1. 北京航空航天大学 航空发动机研究院, 北京 100191;

2. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;

3. 中国航发商用航空发动机有限责任公司, 上海 200241)

摘 要: 以多级压气机第二级转子叶片为例, 对其共振时的振动特征进行了快速分析。一方面通过进口边界条件修正对压气机模型进行减缩, 并结合谐波方法提高了非定常气动力计算效率, 另一方面利用系统在模态空间的频响关系和扫频技术进一步提高了求解效率, 特别是当工程上亟需开展非定常气动力作用下的强迫振动响应分析时, 可高效评估共振时叶片振动特征。结果表明: 第二级转子叶片主要受上游静子激励, 下游静子的势扰动影响有限, 在共振转速附近易激起第 15 阶模态共振, 叶片尖区有较高的振动应力, 经瞬态响应分析, 在给定的阻尼和工况下, 所考查位置和方向的振动应力约 71 MPa, 利用扫频等方式评估共振时非定常气动力引起的转子叶片振动应力约为 92 MPa。所形成的分析方法与流程有一定的普适性。

关 键 词: 多级压气机; 转子叶片; 强迫振动响应; 共振应力; 快速分析

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Fast analysis of forced vibration response on intermediate stage compressor rotor blade

HAN Le^{1,2}, WANG Yanrong², WEI Dasheng², YANG Weichao²,
LI Di³, ZOU Zhengping¹

(1. Research Institute of Aero-Engine, Beihang University, Beijing 100191, China;

2. School of Energy and Power Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China;

3. Commercial Aircraft Engine Company Limited,

Aero Engine Corporation of China, Shanghai 200241, China)

Abstract: The second stage rotor blade of multi-stage compressor was investigated to efficiently calculate the response caused by aerodynamic excitation. The compressor was reduced through the inlet boundary correction, and combined with the harmonic method to improve the calculation efficiency of unsteady aerodynamic force. The relationship between frequency and response in modal space and the harmonic analysis method were used to further improve the solution efficiency. When the forced vibration response analysis under aerodynamic excitation was urgently required in engineering, the blade vibration features at resonance can be evaluated efficiently. The results showed that the excitations of the second rotor blade was mainly subject to the upstream stator passing frequencies, and the influence of the downstream stator was limited. The 15th modal shape was excited near the resonance condition and there was significant vibration stress in the blade tip area. Under the given damping and simulated working

收稿日期: 2022-05-07

基金项目: 国家科技重大专项 (2017-IV-0002-0039, J2019-IV-0012-0080)

作者简介: 韩乐 (1989—), 男, 助理研究员, 博士, 从事叶轮机械流致振动、结构强度和流动稳定性研究。E-mail: hanle@buaa.edu.cn

通信作者: 魏大盛 (1978—), 男, 教授、博士生导师, 博士, 从事航空发动机结构强度、振动与疲劳寿命研究。E-mail: dasheng.w@163.com

引用格式: 韩乐, 王延荣, 魏大盛, 等. 压气机中间级转子叶片强迫振动响应快速分析[J]. 航空动力学报, 2022, 37(11): 2636-2646. HAN Le, WANG Yanrong, WEI Dasheng, et al. Fast analysis of forced vibration response on intermediate stage compressor rotor blade[J]. Journal of Aerospace Power, 2022, 37(11): 2636-2646.

conditions, the vibration stress was about 71 MPa in the examined position and direction obtained by the transient response analysis, and it was about 92 MPa under the resonance condition evaluated by the harmonic analysis method.

Keywords: multi-stage compressor; rotor blade; forced vibration response; resonance stress; fast analysis

叶轮机械中气动弹性现象主要表现为叶片与其周围气体之间的相互作用, 根据激振力的来源和表现形式可分为: 强迫响应(forced response)、颤振(flutter)和非同步振动(NSV, non-synchronous vibration)^[1-2]。随着先进航空发动机性能的大幅提升, 结构更加紧凑, 叶片气动负荷更高、质量更轻, 以及结构阻尼更低(如整体叶盘或整体叶环转子), 致使转子叶片所面临的强迫振动问题更加突出, 准确预测共振特征更加必要。

强迫振动响应分析可分为 3 个阶段^[3]: 识别来自上下游流动的不均匀性, 计算叶片非定常气动力以及获取叶片振动响应。文献 [4-5] 中将最后 1 个阶段又分为非线性结构建模和柔性叶片的气动弹性响应求解。利用数值模拟开展叶片强迫振动响应分析主要有耦合法和解耦(亦可称单向顺序耦合)法, 其中, 耦合法可进一步细分为弱耦合法和强耦合法。弱耦合法利用流固每个子系统原有的求解方法, 通过固体域与流体域相关边界条件的交替迭代进行数据更新, 从而实现耦合作用的模拟; 强耦合法则是将原本基于欧拉描述的流动方程和基于拉格朗日描述的结构方程统一到同一个控制方程组中进行求解。耦合法通常需要耗费极大的计算资源, 随着计算能力的大幅提高, 逐渐有学者开始采用耦合方法分析气动弹性问题。徐可宁^[6]自主编写了有限元程序, 并结合计算流体力学软件, 对压气机叶片错频叶盘结构进行了计算, 分析了错频叶盘振动局部化的现象。Espinal 等^[7]利用耦合方法分析了某轴流跨声速叶片的气动弹性问题, 对比全环模型与基于相位延迟法减缩模型的结果, 验证了相位延迟法的可靠性。多数情况下, 通常的计算能力对多级环境中叶片的强迫振动响应耦合分析是难以开展的。解耦法的一个主要假设是, 强迫振动响应过程中尾迹等气动激振力几乎不受叶片振动的影响。因此, 在获得非定常流场结果后, 提取作用在叶片表面的气动力作为激励再进行瞬态响应分析, 获取叶片的动态响应。解耦法求解效率较高, 目前国内外研究多采用解耦法。

强迫振动响应分析中, 求解非定常气动力的

方法有时间积分法^[8]和谐波方法^[9-10]。谐波方法的基本原理是将所求解的流场变量分解为时均值和周期性扰动之和, 其中时均值可通过求解包含确定应力的时均方程得到, 而周期性扰动可通过求解频域内的 N 阶谐波方程得到。求解谐波方程类似于求解 $2N+1$ 个定常流场(方程), 当谐波阶次较少时, 能大幅地提高计算效率, 缩短计算时间。

在进行多排叶片计算时, 若各叶排不满足约化条件, 则只能进行全环模拟。He^[11]基于流动的周期特征, 提出了一种模型减缩方法——相位延迟法, 可显著减小模型的规模。张小博等^[12]采用多通道模型和相位延迟法的单通道模型对某压气机转子叶片因前排静子尾迹引起的表面非定常压力进行了分析, 结果表明一级模型下基于相位延迟法得到的结果是可靠的, 转子叶片表面非定常压力主要是由激波振荡和前排尾迹输运导致。王翔鹏等^[13]利用相位延迟法对静-转结构一级模型进行分析, 发现一定范围内由于造成压力载荷波动的尾迹强度沿流向逐渐减弱, 转子叶片振动应力随轴向间距的增大呈减小趋势。而李雪峰^[14]通过对 1.5 级模型进行研究发现下游静子势扰动同样会对转子所受非定常气动力产生一定影响。

目前, 无论是耦合法还是解耦法, 强迫振动响应的分析效率仍不能很好地满足工程设计分析需求。本文对一多级压气机第二级转子叶片的强迫振动响应进行考查, 一方面尝试对流场模型进行减缩, 提高计算非定常气动力的效率, 另一方面基于叶片的结构动力特征快速获取共振响应, 最终希望可以高效地对多级压气机中间级叶片的强迫振动响应进行分析。

1 数值模拟方法

1.1 强迫响应分析方法及流程

在进行非定常流场分析时, 谐波方法理论上可以对多排叶片进行分析, 目前国内外已逐步将该方法应用于叶片的气动弹性稳定性预测^[15-16]。因此, 本文采用非线性谐波法对非定常流场进行分析。

微分形式的三维欧拉方程可以写为如下形式

$$\frac{\partial \mathbf{U}}{\partial t} + \frac{\partial \mathbf{F}(\mathbf{U})}{\partial x} + \frac{\partial \mathbf{G}(\mathbf{U})}{\partial y} + \frac{\partial \mathbf{H}(\mathbf{U})}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

其中

$$\mathbf{U} = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho v \\ \rho w \\ \rho e \end{bmatrix} \quad \mathbf{F} = \begin{bmatrix} \rho u \\ \rho u^2 + p \\ \rho uv \\ \rho uw \\ \rho uh \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{G} = \begin{bmatrix} \rho v \\ \rho vu \\ \rho v^2 + p \\ \rho vw \\ \rho vh \end{bmatrix} \quad \mathbf{H} = \begin{bmatrix} \rho w \\ \rho wu \\ \rho wv \\ \rho w^2 + p \\ \rho wh \end{bmatrix}$$

非线性谐波法利用守恒变量时间和空间的周期性,利用傅里叶级数将式(1)展开,得到频率分量式

$$\frac{\partial \tilde{\mathbf{F}}(\tilde{\mathbf{U}})}{\partial x} + \frac{\partial \tilde{\mathbf{G}}(\tilde{\mathbf{U}})}{\partial y} + \frac{\partial \tilde{\mathbf{H}}(\tilde{\mathbf{U}})}{\partial z} + \tilde{\mathbf{S}}(\tilde{\mathbf{U}}) = 0 \quad (2)$$

式中对每一阶频率分量均成立,计算中根据考虑的谐波阶次 N , 仅需存储 $2N+1$ 个系数。进一步地,式(2)经过傅里叶逆变换即可得到时域结果。

由于非线性谐波法仅采用了有限阶次的谐波进行近似,将导致转静交界面处的非定常流动不能严格连续,从而造成一定的误差。尽管可以通过增加谐波阶次来降低求解结果的不连续性,提高求解精度,但计算资源和时间消耗也会相应增加,其关键在于选取合适的谐波阶次,平衡计算时间和计算精度。

在弱耦合法的分析中,认为叶片发生强迫振动时,其表面的压力扰动主要源于上下游气流的周期性激励,而与叶片本身的变形关系不大,因而可首先计算一个叶片扫掠周期内“刚性”叶片周围的非定常流场,再将其作为外部激励施加于叶片结构有限元模型上。这种假设对计算精度的影响不大,却可大幅提高计算效率,适用于工程分析。在采用弱耦合法进行叶片的强迫振动响应分析时,其分析流程如图 1 所示。图中 CSD(computational structural dynamics)。

具体分析流程为:①对计算模型进行定常模拟;②对叶片进行模态分析,其中应考虑转动引起的离心力以及定常计算得到的叶片表面气动力的影响;③通过叶片的 Campbell 图得到工作转速范围内各阶动频线与激振频率射线的交点,即共振转速,确定后续需要考查的转速和重点关注的模态阶次;④结合模态分析结果,找到所关注模

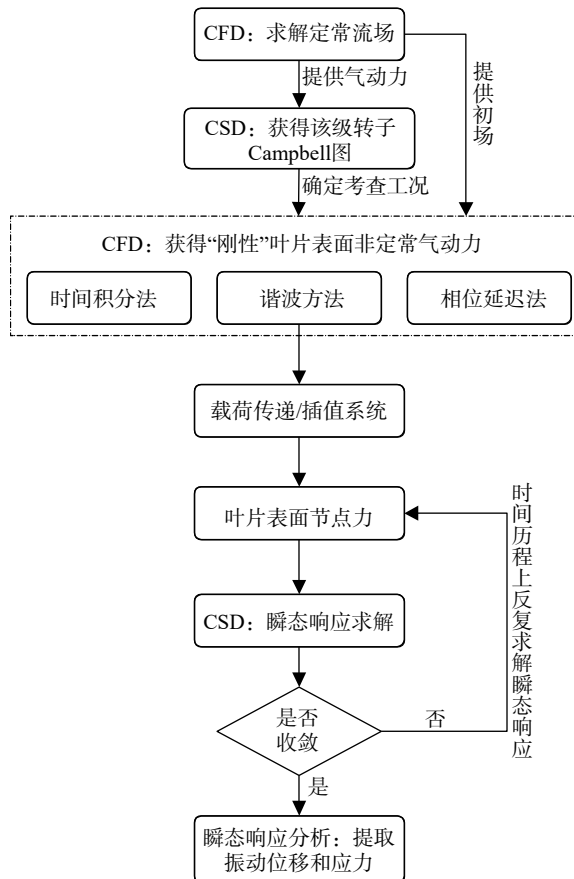


图 1 强迫振动响应解耦法分析流程

Fig. 1 Analysis process of forced response by using the weak decoupling method

态阶次的相对模态应力较大位置作为瞬态计算的监测点;⑤分析转静干涉作用下的非定常流场特征,并提取一个周期内叶片表面非定常气动力;⑥通过施加周期性的气动激励,计算共振状态下叶片强迫响应特征,当振动进入稳定状态后终止计算;⑦为模拟贴应变片方向的动应力,给出各监测点沿应力最大方向的动应力响应,利用傅里叶变换分析振动应力特征。

1.2 数值模型介绍

本文采用通用软件对非定常流场进行求解,流场分析网格基于 Auto-Grid 模块自动生成。本文的多级压气机模型中包括进口导叶 S0 以及 3 级高压压气机(R1~S3)共 7 排叶片。拟对其中 S1+R2+S2 进行非定常模拟,考查转子 R2 的强迫振动响应特性。分别构建 3.5 级和 1.5 级的流场三维网格,定常流场计算域分别为 S0 到 S3 和 S1 到 S2,各排叶片单通道网格单元数约为 13 万,7 排和 3 排模型计算域如图 2 所示。

首先对该压气机 3.5 级模型进行 100% 转速下的定常流场分析,进口边界条件为标准大气,

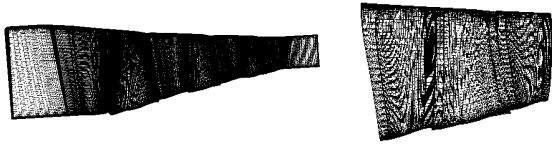


图 2 数值模型计算域

Fig. 2 Computing domain of the numerical model

给定总温、总压,并指定轴向进气;出口边界条件为平均反压;随后以强迫振动响应分析工况为例(设计转速下近最高效率工况点),提取目标转子(R2)及其上下游静子(S1和S2)共3排叶片,提取7排模型中R1/S2交界面下游的总温、总压和速度条件作为3排模型的进口条件,提取S2/R3交界面上游的静压条件作为3排模型的出口条件。计算工质选为理想气体,各叶片表面、轮缘、轮毂均设为光滑、无滑移、绝热壁面边界;转静交界面采用掺混面模型,扇区交界面为周期边界,湍流模型为S-A(Spalart-Allmaras)模型。在计算工况点3排模型的主要设计参数见表1,其中叶片尺寸参数以转子叶片前缘半径无量纲化,叶尖间隙以叶尖弦长无量纲化。

表 1 S1、R2 和 S2 无量纲设计参数

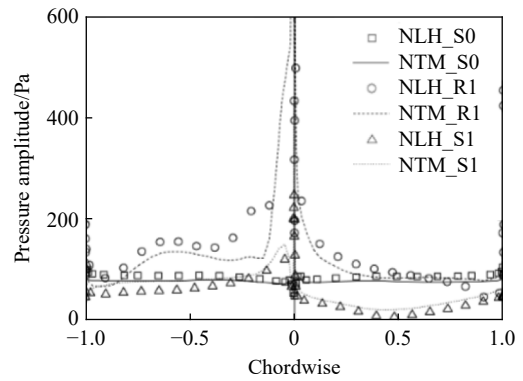
Table 1 Normalized design parameters of S1, R2 and S2

参数	S1	R2	S2
叶片数	46	37	62
叶尖前缘半径	1.014	1	0.982
叶尖尾缘半径	1.004	0.986	0.971
叶根前缘半径	0.628	0.653	0.7
叶根尾缘半径	0.650	0.697	0.718
叶尖弦长 C	0.191	0.264	0.157
叶根弦长	0.123	0.224	0.101
叶尖间隙	0	0.28% C	0

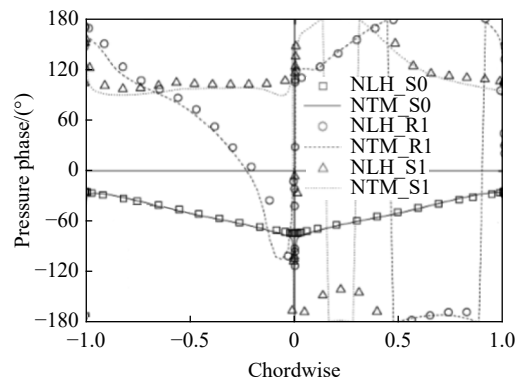
杨唯超^[17]以某1.5级压气机模型为例,分别以非线性谐波法(NLH)和时间推进法(NTM)考查了其转静干涉下的振荡流场,其中时间推进法采用全环模型。如图3所示,两种方法得到的叶片表面非定常气动力幅值和相位基本吻合,验证了非线性谐波法的可靠性。

利用通用软件开展强迫振动瞬态响应分析,基于转子叶片R2流场模型生成固体网格,并根据文献[18]给出的冷热态转换方法得到转子叶片的有限元模型,如图4所示。其中节点数和单元数分别为2772和1728,叶片根部固支。

分析中采用Rayleigh阻尼,它可表示为质量矩阵和刚度矩阵的线性组合。即



(a) 幅值



(b) 相位

图 3 非线性谐波法与时间推进法结果对比

Fig. 3 Comparison between nonlinear harmonic method and time marching method^[17]

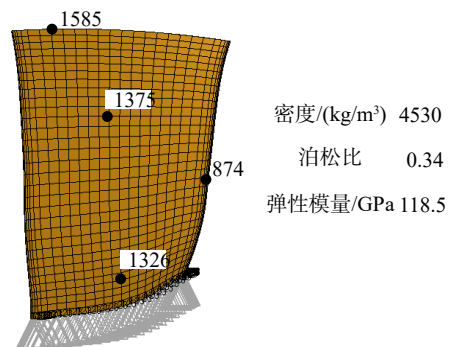


图 4 R2 的结构网格、监测点以及材料参数

Fig. 4 Solid Grids, monitors and material parameters of R2

$$C = \alpha M + \beta K \quad (3)$$

式中系数 α 和 β 的计算可以通过选择两阶比较重要的模态 a 和 b 来确定。假设该两阶振型的阻尼比分别为 ζ_a 和 ζ_b ,叶片的动频分别为 ω_a 和 ω_b ,有

$$\alpha = \frac{2(\zeta_a \omega_b - \zeta_b \omega_a)}{\omega_b^2 - \omega_a^2} \omega_a \omega_b$$
$$\beta = \frac{2(\zeta_b \omega_b - \zeta_a \omega_a)}{\omega_b^2 - \omega_a^2} \quad (4)$$

确定 α 和 β 后,可以确定任意第 i 阶振型的

阻尼比

$$\zeta_i = \frac{\alpha}{2\omega_i} + \frac{\beta\omega_i}{2} \quad (5)$$

2 结果与讨论

2.1 定常流场分析

首先给出 3.5 级模型 100% 转速下压气机转子工作特性线, 如图 5 所示, 随着反压提高效率先增加后降低, 后文主要关注近最高效率点的强迫振动响应。

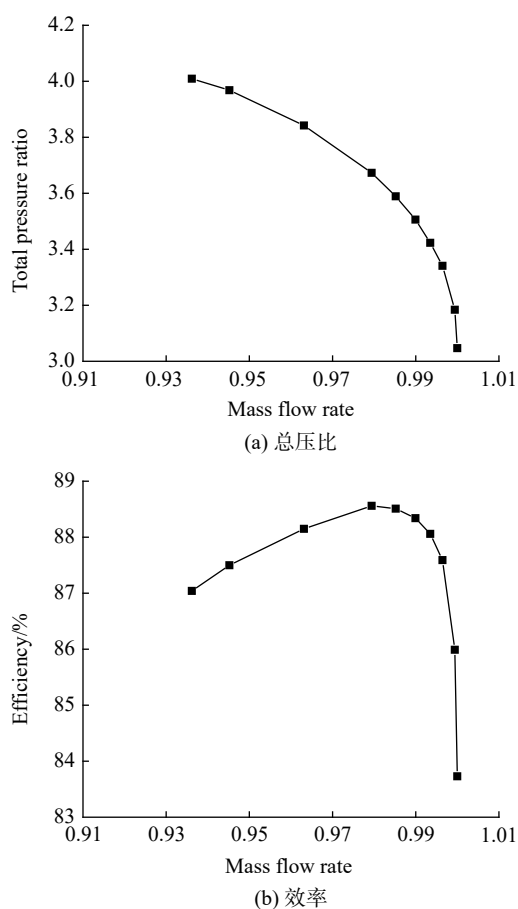


图 5 压气机特性图

Fig. 5 Performance of the compressor

提取近最高效率点工况下 R1/S2 交界面下游的总温、总压和速度条件, 以及 S2/R3 交界面上游的静压条件。作为 3 排模型的出口条件。为考查对流场的还原情况, 定义如下相似系数

$$S_p = \frac{\mathbf{p}_{7rows} \cdot \mathbf{p}_{3rows}}{|\mathbf{p}_{7rows}| |\mathbf{p}_{3rows}|} \quad (6)$$

其中 $\mathbf{p}$ 为某一叶高截面的压力分布向量。提取不同截面的压力分布, 进而得到如图 6 所示的压力

相似度随叶高的变化。不同叶高下相似度均在 95% 以上, 其中叶尖区域相似度较低。提取叶尖截面的叶片表面压力分布如图 7 所示, 同时图 8

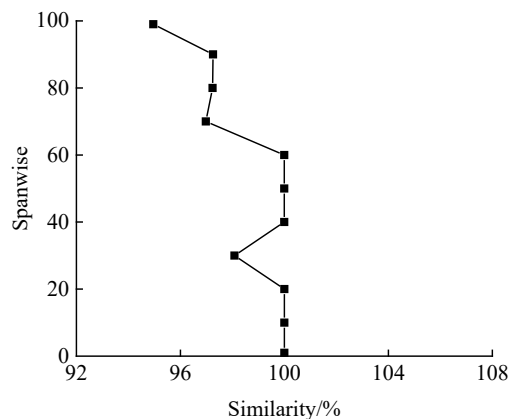


图 6 简化模型与原模型不同叶高的压力相似度

Fig. 6 Pressure similarity of different blade spans between the simplified and the original models

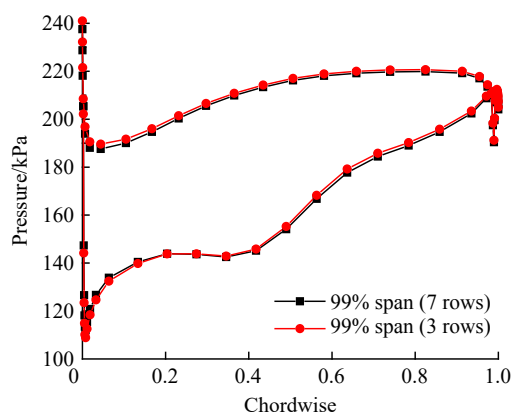


图 7 99% 叶高压力分布

Fig. 7 Distribution of pressure at 99% blade span

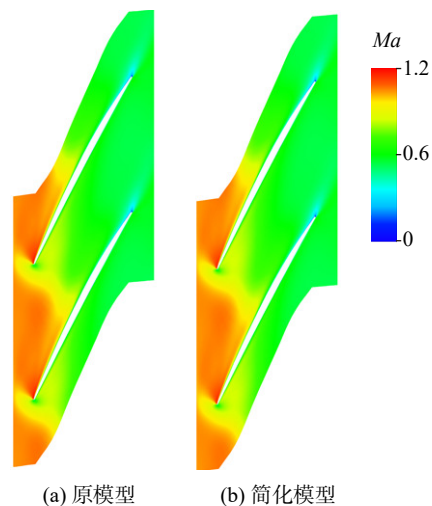


图 8 99% 叶高 Ma 分布

Fig. 8 Distribution of Ma at 99% blade span

给出了 7 排(7 rows)模型和 3 排(3 rows)模型在该叶高截面的马赫数(Ma)分布, 对比两种模型的计算结果可以发现 3 排模型的计算结果与 7 排吻合较好, 整体上较好地还原了 R2 转子在 7 排中的工作状态。因此, 后续分析基于上述 3 排模型开展。

2.2 转静干涉下非定常流场分析

设计转速下压气机转子 R2 感受到的通过频率为

$$f_{BPF} = \frac{14\ 826}{60} \times N_{\text{Stator}} \quad (7)$$

根据式(7), S1 与 S2 对应的通过频率分别 11 366.6 Hz 和 15 320.2 Hz。

提取计算得到的转子叶片表面各阶谐波如图 9 所示, 可以看到, 前排静子叶片 S1 引起的非定常流场幅值较大, 且随着通过频率倍频数的增加幅值逐渐减少, 但在通过频率 2 倍频处幅值依然较大。受 S1 叶片通过频率影响较为显著的区域主要集中在叶片压力面的叶尖与叶根区域, 靠近尾缘压力幅值逐渐减小。后排静子叶片 S2 引起的压力幅值与 S1 相比较小, 且只有通过频率 1 倍频的压力幅值较大。S2 通过频率主要影响叶片压力面尾缘区域, 压力幅值最大的区域大约位于压力面尾缘 40% 叶高处。S1 与 S2 通过频率对吸力面的影响较小。

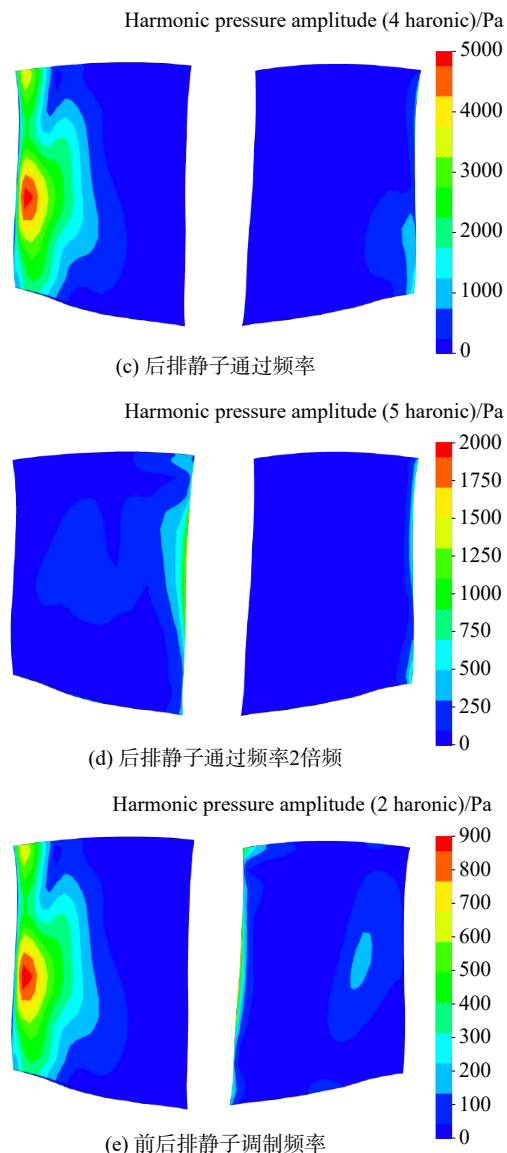
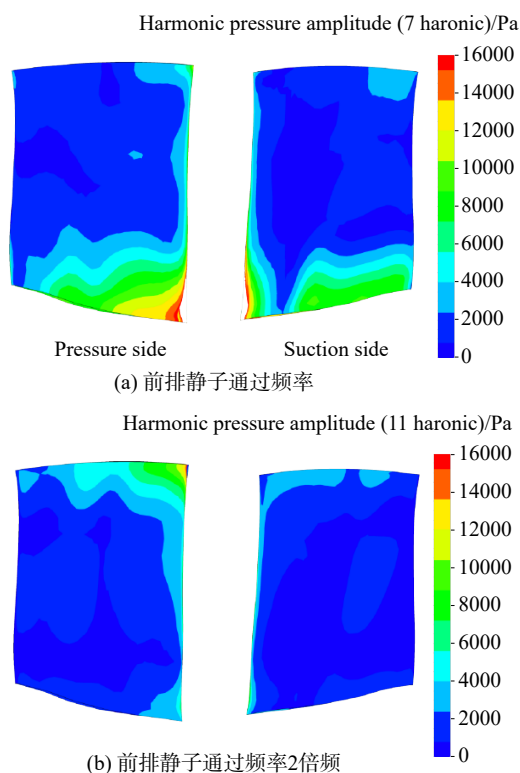


图 9 叶片表面非定常压力各阶谐波分布

Fig. 9 Distribution of pressure harmonics on the blade surface

进一步分析 S1 与 S2 的干涉作用可以看出, 由 S1 通过频率, S2 通过频率以及他们的倍频调制产生的频率的压力幅值相比通过频率较小, 其中图中列出了两个幅值较大的频率成分。频率为 S2-S1 的压力幅值较大的区域主要集中在叶片压力面尾缘, 且分布与 S2 通过频率类似。

整体来看, 前排静子产生的非定常压力幅值明显高于后排静子, 前后排静子对转子叶片压力面的影响较吸力面更为显著。

进一步提取叶尖 90% 叶高截面 10% 和 90% 弦长位置压力的时域信号进行傅里叶分析, 结果如图 10 所示。从叶片 90% 叶高前尾缘压力监测点的频域信号可以看出 S1 对转子叶片前尾缘均有显著影响, 其通过频率下(BPF)最大压力幅值

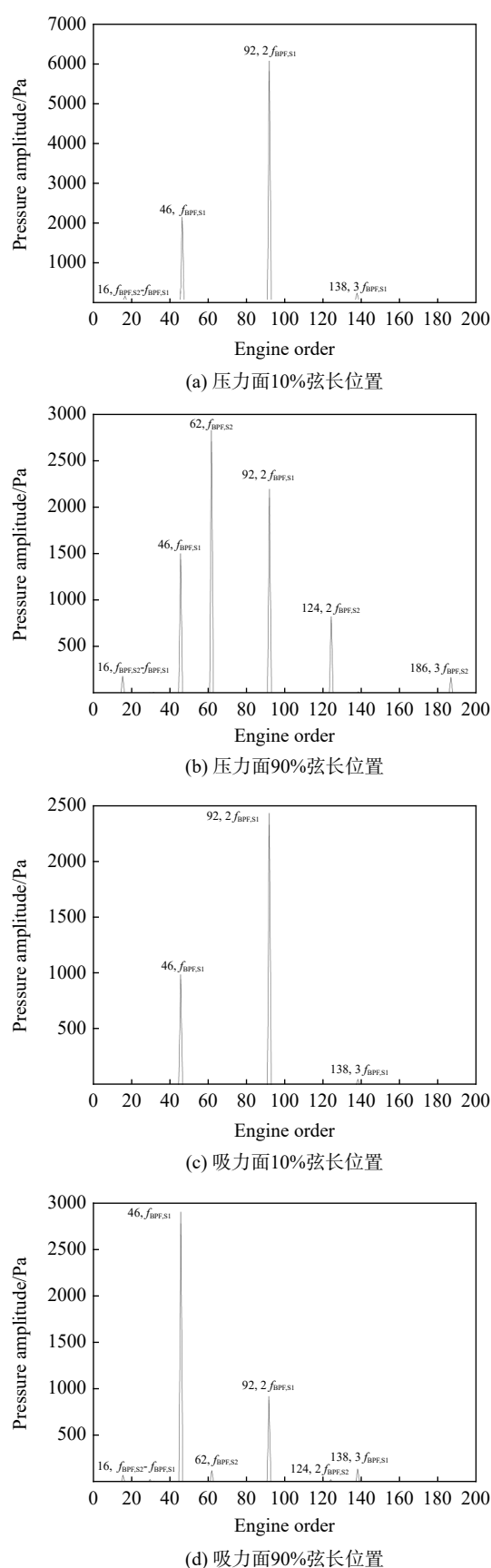


图 10 90% 叶高不同弦向位置压力谱
Fig. 10 Pressure spectrum of 90% blade span
at different chord lengths

高于 6 kPa, 而 S2 仅对转子叶片尾缘有影响。在叶尖区域, S1 通过频率 2 倍频的压力波动比其他倍频更加显著。而 S2 通过频率比其倍频压力幅值更大。在转子叶片叶尖吸力面主要受到 S1 叶片的影响, 而 S2 的影响较小。S1 与 S2 通过频率及其倍频调制产生的频率在叶尖前尾缘区域幅值较小, 几乎可以忽略。

2.3 转子叶片激振频率分析

2.3.1 确定转子叶片共振状态

在 85%、90% 和 100% 转速下, 对转子叶片进行含离心力和稳态气动力(100% 转速气动力)下的静力分析, 以及含预应力的模态分析并给出各阶固有频率。根据模态频率和激励阶次绘制压气机第二级转子叶片的 Campbell 图。图 11 给出了转子叶片 85%~105% 转速的局部 Campbell 图, 其中横坐标为工作转速与设计转速之比, 纵坐标为动频(Hz)。图中的红色横线为转子叶片的前 20 阶动频线, 黑色线为激励倍频线。前排与后排静子分别对应 46 倍转动频率(用 46EO 表示)激励线与 62 倍转动频率(62EO)激励线, 其中 16 倍转动频率(16EO)为前后排静叶的调制频率。由于前述非定常流场是基于 100% 转速开展的, 因而这里着重分析 100% 转速附近的共振点(第 15 和 16 阶模态)。本文计算了 95%~105% 转速的非定常流场, 并将气动激励转换至模态空间。表 2 给出了第 15 阶模态下 16EO 引起的非定常气动力在模态空间的结果, 虽然模态力随转速的变化没有明确的规律, 但是可以看到, 在所关注的转速下变化较小(不大于 5%)。因此认为可基于 100% 非定常流场计算结果, 通过频率换算对激励频率进行“缩放”, 随后开展共振状态进行强迫响应分析。基于以上假设, 对图 11 中 96.86% 转速

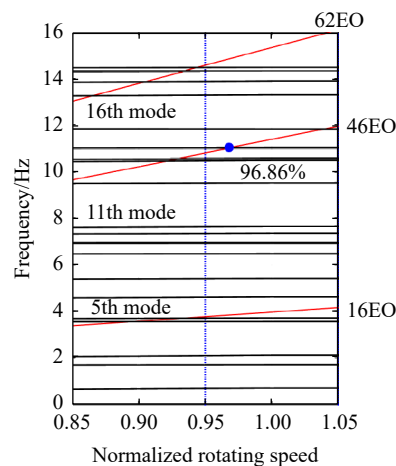


图 11 第二级转子叶片 Campbell 图
Fig. 11 Campbell diagram of R2

表 2 不同转速下气动激励与 100% 转速下的偏差
Table 2 Deviation of aerodynamic excitation between different rotating speeds and 100% rotating speed

归一化转速	模态力/N	误差/%
0.95	32.23	-1.6
0.98	31.24	-4.5
1.0	32.74	0
1.02	34.58	5.6
1.05	30.86	-5.7

进行分析,重点关注 46EO 附近的第 15 和 16 阶模态以及可能引起叶片严重破坏问题的第 1~3 阶模态振动应力较大的点。

2.3.2 设置监测点

第 1~3、15 和 16 阶的模态分析的结果如图 12 所示。根据振型和模态应力的分布,确定第 1~3、15 和 16 阶监测点最大振动应力的方向(类似于贴应变片的方法),并根据此方向确定监测点的最大振动应力。

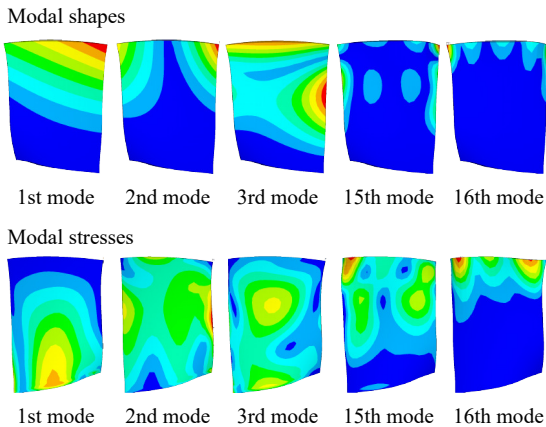


图 12 R2 叶片模态结果
Fig. 12 Modal analysis results of R2

根据振型和模态应力的分布得到各振型的监测点见表 3,监测点在叶片表面的位置如图 4 所示。

这里设置第 1 和第 2 阶模态阻尼比为 0.03%,参考式(4)得到的阻尼系数 α 和 β 分别为 1.887 5 和 $3.961\ 2\times 10^{-8}$,通过式(5)得到的各阶模态阻尼

表 3 转子叶片表面监测点
Table 3 Monitors on blade surface of R2

模态阶次	最大主应力	监测点编号	主应力方向		
			n_x	n_y	n_z
1	S1	1 326	0.97	-0.17	-0.16
2	S1	874	0.96	0.15	-0.22
3	S1	1 375	1.00	-0.02	-0.00
15	S1	1 585	-0.16	0.93	0.33
16	S1	1 585	0.06	0.91	0.41

比见表 4。

表 4 第二级转子叶片 100% 转速各阶模态频率和阻尼比
Table 4 Modal frequencies and damping ratios of R2 at 100% rotating speed

模态阶次	频率/Hz	$\zeta_i/\%$
1	709.46	0.030
2	1 701.2	0.030
3	2 116.5	0.033
15	11 013	0.138
16	11 817	0.148

2.4 转子叶片强迫振动响应分析

将前文得到的一个转动周期内叶片表面的非定常气动力延拓 20 个周期,并提取最后一个转动周期的结果用于分析。瞬态响应分析结果如图 13 所示,可以看到随着时间推进,叶片的振动逐渐趋于较为稳定的周期振动。图中 S_y 为 y 方向振动应力。

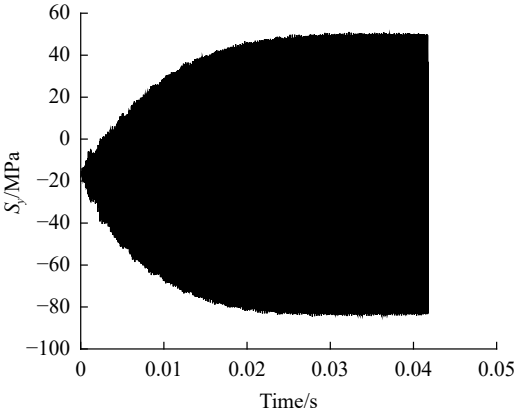
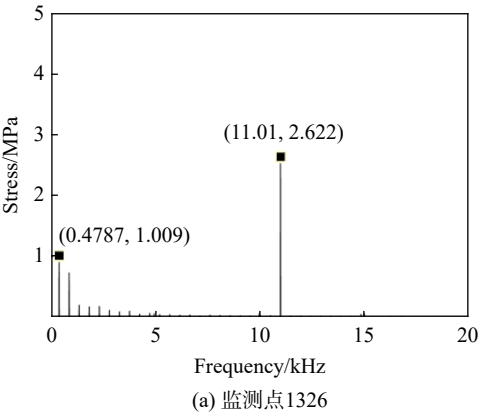
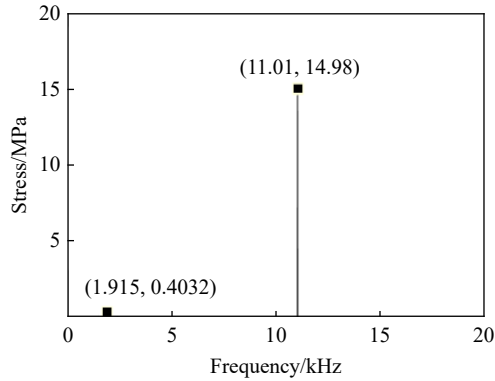


图 13 强迫振动响应收敛情况
Fig. 13 Convergence of forced response

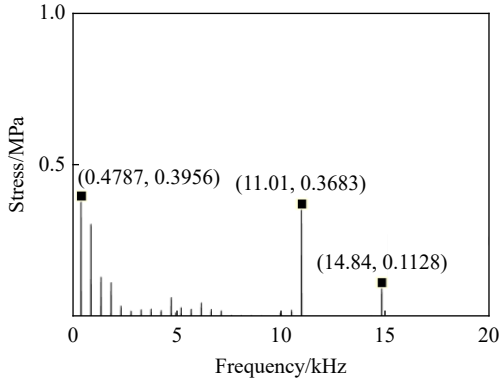
图 14 给出了表 3 中监测点动应力响应在一个转动周期内的傅里叶分析频谱图,动应力响应的横坐标为时间步,纵坐标为振动应力,单位 MPa;傅里叶分析频谱图的横坐标为频率,单位 kHz,纵坐标为振动应力,单位 MPa。



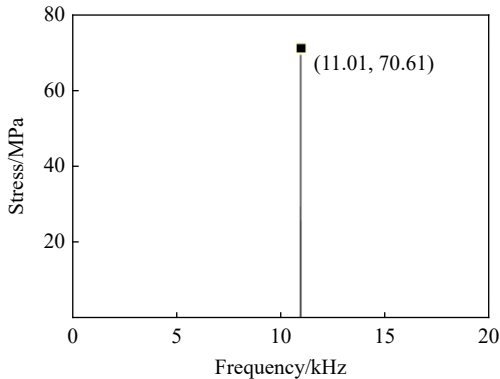
(a) 监测点 1326



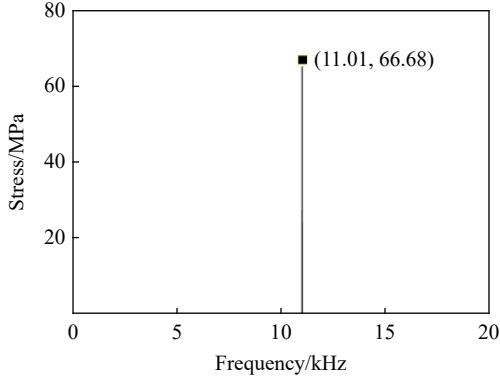
(b) 监测点874



(c) 监测点1375



(d) 监测点1585(第15阶模态应力方向)



(e) 监测点1585(第16阶模态应力方向)

图 14 各监测点振动应力

Fig. 14 Vibration stresses at monitors

在共振转速(96.86%转速)下, S1 和 S2 的通过频率分别为 11 010 Hz 和 14 839 Hz。对比上述

节点的振动应力结果可以发现, 在对应 1~3 阶模态的监测点位置振动应力相对较小, 而在对应 15 和 16 阶模态的监测点位置, 振动应力较大, 意味着 S1 通过频率(11 010 Hz)可能激起了叶片的 15 阶模态共振。0.148% 阻尼下, 在所考查方向的振动应力达 70.8 MPa。为进一步分析振动特征, 参考等效应力计算式, 利用各方向振动应力获得最大振动应力约为 80 MPa, 应力分布情况如图 15 所示, 与图 12 中 15 阶模态应力分布几乎一致, 最大振动应力位置出现在前缘叶尖区域, 说明此时激起了 15 阶模态共振。图中 S_{eqv} 为等效振动应力。

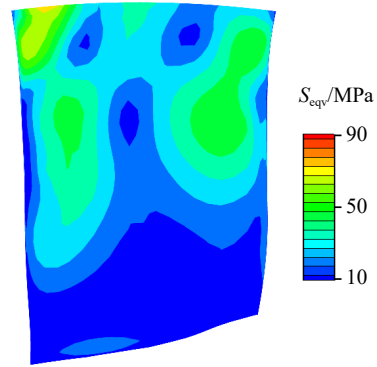


图 15 共振点附近振动应力分布

Fig. 15 Distribution of vibration stresses near the resonance point

考虑到小阻尼下共振点附近响应峰值对频率比非常敏感, 此时得到的振动应力不一定是峰值应力。叶片在物理空间的位移 s 可以通过各阶模态叠加获得, 表示为如下形式:

$$s = \Phi_n u_n \quad (8)$$

其中 n 为参与计算的模态阶次。 n 的选取直接决定了模拟结果的准确性, 理论上需要考虑所有阶模态才能叠加得到叶片准确的响应结果, 这是不现实的, 也会额外增加不必要的计算量。因此当使用模态叠加法求解响应时, 通常根据所关注的模态阶次和激励特征信息, 选取前若干阶模态进行叠加即可获得较好的精度。

叶片在物理坐标系下的振动方程可写为如下形式(暂忽略阻尼项):

$$M_{stru} \ddot{s} + K_{stru} s = F_{aero} \quad (9)$$

式中 M 、 K 、 s 和 F 分别为系统的质量矩阵、刚度矩阵、物理空间振动位移向量和非定常气动力向量。利用结构前 n 阶质量归一模式向量组成的矩阵 Φ_n , 可将式(9)转换至模态空间

$$\mathbf{M}_{\text{modu}} \ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}_{\text{misde}} \mathbf{u} = \mathbf{F}_{\text{mode}} \quad (10)$$

其中

$$\begin{cases} \mathbf{s} = \Phi_n \mathbf{u} \\ \mathbf{M}_{\text{mode}} = \Phi_n^T \mathbf{M}_{\text{stru}} \Phi_n = \mathbf{E} \\ \mathbf{k}_{\text{mode}} = \Phi_n^T \mathbf{K}_{\text{stru}} \Phi_n = \mathbf{\Omega} \\ \mathbf{F}_{\text{mode}} = \Phi_n^T \mathbf{F}_{\text{aero}} \end{cases} \quad (11)$$

此时模态质量矩阵 $\mathbf{E}$ 为单位阵, 模态刚度矩阵 $\mathbf{\Omega}$ 为对角线元素对应各阶频率的对角阵。由于模态之间的正交性当系统的振动方程转换到模态空间后实现解耦, 且当激起第 i 阶模态共振时, 式 (8) 中 u_i 显著大于 $u_j, u_j \approx 0 (j \neq i)$, 可以认为式 (10) 中只保留了第 i 个方程, 即

$$\ddot{u}_i + \omega_i^2 u_i = F_i \quad (12)$$

此时叶片模型在模态空间近似为单自由度系统(图 15 中结果也印证了这一点)。当激起 15 阶共振时, 理论最大振动应力约为 92.0 MPa。进一步地, 将 S1 引起的叶片表面非定常气动载荷简化为简谐载荷, 利用扫频的方式计算得到 15 阶模态在上述阻尼条件下的最大振动应力如图 16 中实线所示, 约为 91.9 MPa, 与理论结果吻合较好, 大于瞬态响应分析结果。这是因为小阻尼条件下通过瞬态分析准确捕捉共振应力比较困难, 略减小激励频率后, 振动应力进一步增大。如图 16 中虚线方块所示, 通过瞬态分析计算共振应力需多次开展分析逼近共振点。共振点的应力分布如图 17(a) 所示, 两种方法结果几乎完全一致, 图 17(b) 给出了两种方法获得振动应力的误差分布, 在包含叶尖在内的绝大部分区域两种方法的误差在 10% 以内。因此, 对激励条件不是特别复杂的情况,

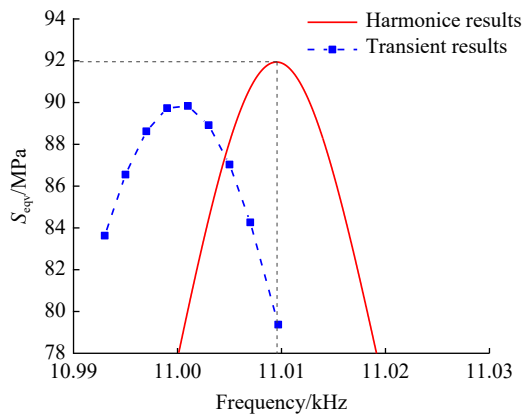


图 16 共振点附近监测点 1 585 的振动应力
Fig. 16 Vibration stress of Monitor 1 585 near the resonance point

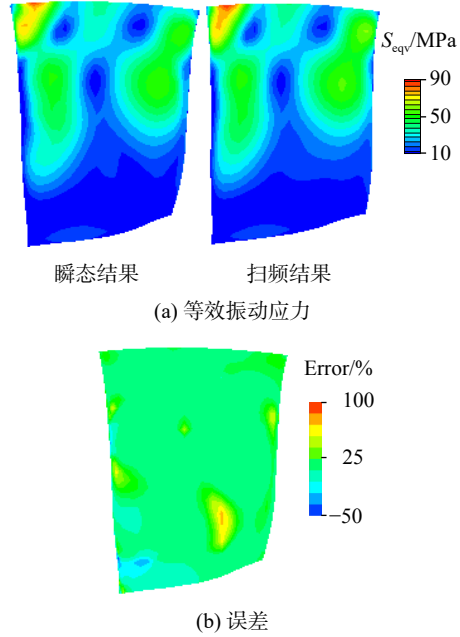


图 17 共振点振动应力与误差分布
Fig. 17 Vibration stress and error distribution at the resonance point

利用系统在模态空间的频响关系或扫频是一种可靠且快速的方法, 与瞬态动力学分析方法相比, 计算效率可提高约两个量级(表 5)。

表 5 不同方法的计算耗时

Table 5 Calculation time of different methods

方法	归一化时间
共振模态频响关系分析	1
扫频方法	10
瞬态分析	$10^3 \sim 10^4$

3 结 论

本文利用数值模拟对多级压气机中的 1.5 级模型(静-转-静)的非定常流场和强迫响应特征进行了考查。通过对进口边界的修正并利用谐波方法对多级压气机中间级的非定常气动力进行预测, 分析了上下游静子的影响。通过对气动激励的“缩放”快速计算了共振点附近的振动响应, 主要结论如下:

1) 首先通过对边界条件修正实现了对模型的减缩, 由 7 排模型减缩为 3 排模型; 随后利用非线性谐波法对非定常流场进行刻画, 与传统时间推进法相比计算效率提高了约一个数量级; 在所考查工况下, 所构建的(S1+R2+S2) 1.5 级模型与其在多级压气机中的工作状态相比, 较好地还原

了转子叶片表面的压力分布特征。

2) 对1.5级模型非定常气动力的分析结果表明, 转子叶片主要受到上下游静子引起的非定常气动力, 而两者倍频和调制频率成分并不显著; 转子叶片压力面的非定常气动力幅值大于吸力面, 由上游尾迹引起的非定常气动力较为显著, 相对而言, 转子叶片受下游静子影响较小。

3) 基于转子叶片所受激励特征并结合 Campbell 图确定了前排尾迹引起的共振点是主要的关注状态。此时, 转子叶片在前排尾迹作用下被激起了第15阶模态, 在所考查的频率和阻尼条件下, 瞬态分析得到的监测点考查方向上的振动应力约为71 MPa, 获得共振状态下最大等效振动应力约为90 MPa。

4) 利用系统共振状态频响关系和扫频方法预测前排尾迹引起的叶片强迫响应峰值振动应力约为92 MPa。与瞬态分析方法相比, 利用系统在模态空间的频响关系和扫频方式可更快速获得叶片共振状态, 便于工程上快速评估叶片的强迫振动响应特征。

上述分析示例表明本文所形成的方法和流程是可行的, 且有一定的普适性。

参考文献:

- [1] 韩乐, 王延荣. 转子叶片气弹稳定性与强迫响应分析[J]. 航空发动机, 2021, 47(4): 82-90.
HAN Le, WANG Yanrong. Analysis of aeroelastic stability and forced response of rotor blades[J]. Aeroengine, 2021, 47(4): 82-90. (in Chinese)
- [2] HAN Le, WEI Dasheng, WANG Yanrong, et al. Analysis method of nonsynchronous vibration and influence of tip clearance flow instabilities on nonsynchronous vibration in an axial transonic compressor rotor[J]. Journal of Turbomachinery, 2021, 143(11): 111014.1-111014.15.
- [3] KIELB R E, CHIANG H D. Recent advancements in turbomachinery forced response analyses[R]. AIAA-92-0012, 1992.
- [4] VAHDATI M, SAYMA A I, IMREGUN M. An integrated nonlinear approach for turbomachinery forced response prediction: Part I formulation[J]. Journal of Fluids and Structures, 2000, 14(1): 87-101.
- [5] VAHDATI M, SAYMA A I, IMREGUN M. An Integrated nonlinear approach for turbomachinery forced response prediction: Part II case studies[J]. Journal of Fluids and Structures, 2000, 14(1): 103-125.
- [6] 徐可宁. 叶轮机叶盘结构气动弹性算法研究及程序实现[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2011.
- XU Kening. On the algorithm of aeroelasticity and the program implementation of bladed disk assemblies in turbomachines[D]. Beijing: Beihang University, 2011. (in Chinese)
- [7] ESPINAL D, IM H S, ZHA G C. Full-annulus simulation of non-synchronous blade vibration excitation of an axial compressor[J]. Journal of Turbomachinery, 2018, 140(3): 031008.1-031008.12.
- [8] HE L, DENTON J D. Three-dimensional time-marching inviscid and viscous solutions for unsteady flows around vibrating blades[J]. Journal of Turbomachinery, 1994, 116(3): 469-476.
- [9] HALL K C, LORENCE C B. Calculation of three-dimensional unsteady flows in turbomachinery using the linearized harmonic euler equations[J]. Journal of Turbomachinery, 1993, 115(4): 800-809.
- [10] NING W, HE L. Computation of unsteady flows around oscillating blades using linear and nonlinear harmonic euler methods[R]. ASME Paper 97-GT-229, 1997.
- [11] HE L. An Euler solution for unsteady flows around oscillating blades[J]. Journal of Turbomachinery, 1990, 112(4): 714-722.
- [12] 张小博, 王延荣, 黄钟山, 等. 转静干涉下转子叶片的非定常压力频谱[J]. 航空动力学报, 2016, 31(7): 1695-1703.
ZHANG Xiaobo, WANG Yanrong, HUANG Zhongshan, et al. Frequency spectrum of unsteady pressure on rotor blade with rotor-stator interaction[J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31(7): 1695-1703. (in Chinese)
- [13] 王翔鹏, 王延荣, 田爱梅. 转、静子轴向间距对转子叶片振动应力的影响[J]. 航空动力学报, 2016, 31(6): 1427-1434.
WANG Xiangpeng, WANG Yanrong, TIAN Aimei. Effect of axial spacing between rotor-stator on vibration stress of blade[J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31(6): 1427-1434. (in Chinese)
- [14] 李雪峰. 轴流跨音风扇/压气机转静非定常气动力的数值研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2019.
LI Xuefeng. Numerical study on unsteady aerodynamic of axial flow transonic fan/compressor[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2019. (in Chinese)
- [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] 张翔, 黄秀全, 张恒铭, 等. 基于谐波平衡法的跨声速风扇颤振特性数值模拟[J]. 机械强度, 2017, 39(3): 493-499.
ZHANG Xiang, HUANG Xiuquan, ZHANG Hengming, et al. Numerical simulation of flutter characteristics in transonic fan based on harmonic balance method[J]. Journal of Mechanical Strength, 2017, 39(3): 493-499. (in Chinese)
- [17] 杨唯超. 压气机转子叶片颤振及其影响因素分析[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2019.
YANG Weichao. Investigation on flutter of compressor rotor blade and its influencing factors[D]. Beijing: Beihang University, 2019. (in Chinese)
- [18] 王延荣, 黄钟山, 付志忠, 等. 基于热态叶型的小轮毂比弯掠叶片结构保形设计与优化[J]. 航空动力学报, 2015, 30(10): 2305-2311.
WANG Yanrong, HUANG Zhongshan, FU Zhizhong, et al. Structural design and optimization for the deformation approaching to hot profile of a swept fan blade with smaller hub-to-tip ratio[J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(10): 2305-2311. (in Chinese)

(编辑: 张 雪)