

基于谐波平衡法的汽轮机末级叶片气动阻尼计算

胡平¹, 杨锐², 竺晓程¹, 杜朝辉¹

(1. 上海交通大学机械与动力工程学院, 上海 200240; 2. 上海汽轮机厂有限公司, 上海 200240)

摘要:采用谐波平衡法分析了汽轮机低压缸末级动叶自由形式和围带形式的颤振特性, 获得了不同叶间相位角下的气动阻尼。研究发现:在设计工况下自由叶片叶间相位角在 $-30^\circ \sim -150^\circ$ 时气动阻尼为负, 叶片处于易发生颤振状态;当考虑围带时, 叶片气弹稳定性发生了显著变化, 在全行波域均处于稳定状态;由于振型、振幅的分布变化, 围带叶片压力侧振动引起的压力扰动相位不再随叶间相位角发生明显改变, 使得原本自由叶片上的气弹稳定性规律被破坏。

关键词:谐波平衡法; 末级动叶; 围带叶片; 颤振; 叶间相位角

中图分类号:TK262 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlge.2020.02.007

[引用本文格式]胡平, 杨锐, 竺晓程, 等. 基于谐波平衡法的汽轮机末级叶片气动阻尼计算[J]. 热能动力工程, 2020, 35(2): 47-55. HU Ping, YANG Rui, ZHU Xiao-cheng, et al. Aerodynamic damping calculation of steam turbine last stage rotors based on harmonic balance method[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2020, 35(2): 47-55.

Aerodynamic Damping Calculation of Steam Turbine Last Stage Rotors based on Harmonic Balance Method

HU Ping¹, YANG Rui², ZHU Xiao-cheng¹, DU Zhao-hui¹

(1. School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, China, Post Code: 200240;
2. Shanghai Turbine Works Company Limited, Shanghai, China, Post Code: 200240)

Abstract: A one-way FSI simulations of low-pressure steam turbine last stage rotors in both unshrouded and shrouded forms are carried out by using harmonic balance method. Aerodynamic damping results of unshrouded blade for different inter-blade phase angles (IBPA) show that IBPA is a significant impact on aerodynamic damping and there is a period range (-30° to -150°) in flutter situation. With shroud, the feature of aeroelastic stability changes significantly and it is stable in the whole travelling wave domain. Due to the change of mode and amplitude, the phase of pressure disturbance induced by the vibration on the pressure side no longer significantly changes with IBPAs, thus the aeroelastic stability rule on the original unshrouded form is destroyed.

Key words: harmonic balance method, last stage moving blade, shrouded blade, flutter, inter-blade phase angle

收稿日期:2019-05-29; 修订日期:2019-07-12

基金项目:国家重点研发计划资助(2018YFB0604404)

Fund-supported Project: National Key R&D Program of China (2018YFB0604404)

作者简介:胡平(1991-),男,江苏南京人,上海交通大学博士研究生, E-mail: kimihp@sjtu.edu.cn.

通讯作者:竺晓程(1975-),男,上海交通大学副教授.

引 言

对于现代大型汽轮机,为了获得更高的功率,其低压缸末级动叶往往制作得较为细长。因此,一方面末级动叶极易受到颤振影响^[1];另一方面,随着叶片高周疲劳和强迫振动问题越发得到关注^[2],在弱耦合方法中如何准确确定阻尼直接决定了预测结果的准确性。基于以上考虑,目前的措施集中于在叶片之间增加拉筋、围带等从而调频或依靠结构阻尼来避免颤振和共振带来的破坏。Rice 等人^[3]对考虑叶冠的叶片进行了气弹稳定性研究,发现叶片的气弹稳定性的确会发生改变。但是作为叶片设计的一环,对于自由叶片形式的颤振研究依然是必要的。

作为一个受到工程界关注的领域,叶轮机的气弹稳定性的研究方法一直在发展。早期主要采用以大量的实验为基础的经验方法来评估叶片的气弹稳定性^[4]。近些年来计算机的计算与数据处理能力得到了飞速的发展,出现了基于数值模拟的颤振问题研究方法,主要有特征值法和能量法。Bendiksen 和 Friedmann^[5]采用特征值法对不同叶栅的颤振问题进行了研究。Carta^[6]最早提出了能量法,该方法物理意义明确且方法简单,因而被广泛采用。

能量法通过判断叶片振动周期的阻尼值正负作为颤振发生与否的判据。传统的能量法基于行波模型,利用周期性边界条件根据不同的叶间相位角进行多流道非定常计算,有时甚至必须使用整周计算,计算成本高。Hanamura^[7]提出了影响系数法,即只有中间的一个叶片振动,利用叠加原理获得调谐叶栅数据的试验方法,并成功应用到数值模拟上。杨慧等人^[8]采用此方法对压气机叶片进行了试验,张陈安等人^[9]使用此方法用 5~7 通道模型进行了叶片气动阻尼计算,仅需要一次非定常计算就可以得到所有叶间相位角下的气动阻尼。Erdos 和 Alzner^[10]利用叶轮机结构周期性的特点提出了相位延迟周期边界条件。He^[11]基于相位延迟周期性边界条件对二维流场信号进行傅里叶分解再重构,在计算过程中只需存储傅里叶系数,极大节省内存资源,He 和 Denton^[12]随后将此方法延伸到三维流

场。Gerolymos 等人^[13]在此基础上对流场信号进行时空的双重傅里叶分解重构,发展了对任意动静叶片数、任意振动频率的单流道三维非定常计算。杨晓东等人^[14]基于相位延迟周期边界条件进行双流道非定常计算进行叶轮机颤振研究。Hall^[15-16]提出了谐波平衡法,将非定常问题转化为准定常问题求解,相比于非定常计算虽然计算内存占用较多,但计算时间大大减少,谐波平衡法的优势明显,是一种有应用前景的工程实用方法^[17]。

本文采用基于相位延迟周期边界条件的谐波平衡法对某型汽轮机低压缸 800 mm 末级动叶建立双通道气动阻尼计算模型,计算一阶弯曲模态振型下的气动阻尼,获得不同叶间相位角下的模态气动阻尼比变化,对比分析了不同相位角下的流场数据。并比较了考虑叶冠围带时气动阻尼分布的变化。

1 研究方法

1.1 基本流程

颤振计算的基本流程如图 1 所示。

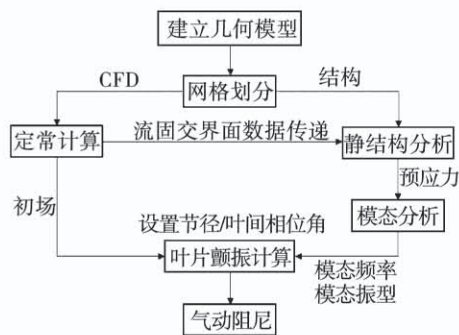


图 1 研究流程示意图

Fig. 1 Flutter prediction methodology

在对孤立叶排的流道和叶片进行几何建模之后,对应的网格也得到了划分。首先进行 CFD 定常计算,以获得颤振计算的初场。实际上谐波平衡法的求解并不依赖于初场,但初场可以有效地加快计算的收敛速度。同时定常计算所求得的叶片表面压力温度数据通过映射传输到有限元(FE)网格作为叶片表面边界条件。结构分析方面,将考虑气动和旋转的静结构分析结果作为模态分析的预应力,求解叶片的固有频率和模态振型,作为颤振计算的输入。颤振计算时,将所要研究的模态振型映射到 CFD 网格叶片表面,利用动网格技术模拟叶片按固

有频率周期性振动,同时设置不同的叶间相位角或节径。最后以能量法的观点和准则计算气动阻尼并判断叶片是否气弹稳定。

1.2 能量法

能量法从叶片振动周期内与外界进行能量交换的角度对叶片颤振情况进行判别,在这个过程中既可能向外界耗散能量,从而降低振动能量,也可能从外界吸收能量,使得振动加剧。对于自由叶片形式,系统的结构阻尼远小于气动阻尼,通过一个振动周期叶片表面非定常气动功的正负来判定颤振是否发生。

叶片表面的周期气动功为:

$$W_{\text{cycle}} = - \int_{t_0}^{t_0+T} \int_A \vec{p} \cdot \vec{n} dA dt \quad (1)$$

式中: T —振动周期; p —叶片表面压力; $\vec{v}$ —叶片振动速度矢量; $\vec{n}$ —叶片表面法向量; A —叶片表面积。

根据文献[18]在等效黏性阻尼模型下,模态气动阻尼比定义为:

$$\xi_{\text{aero}} = \frac{-W_{\text{cycle}}}{2\pi\omega^2(q^{\text{cfd}})^2} \quad (2)$$

式中: q^{cfd} —模态振幅,即 CFD 中振幅 x^{cfd} 与质量归一化模态向量 ϕ 之比。

当 $\xi_{\text{aero}} > 0$ 时,气动阻尼做功为正,系统稳定;当 $\xi_{\text{aero}} < 0$ 时,气动阻尼做负功,系统有可能是不稳定的。需要说明的是,当阻尼比为负时,叶片并不是一定会发生颤振,因为叶片还存在结构阻尼,只有当结构阻尼不足以完全抵消气动阻尼对稳定性的负贡献时,系统才会失稳。

1.3 谐波平衡法

非定常雷诺时均 N-S 方程进行有限体积离散,可得到半离散形式:

$$V \frac{\partial U}{\partial t} + R(U) = 0 \quad (3)$$

式中: V —网格单元控制体积; U —守恒变量; $R(U)$ —残差。

利用叶轮机机械的周期性特点,将流场信号进行傅里叶分解,忽略 M 阶以上高阶项:

$$U(t) \approx \hat{U}(t) = \sum_{n=-M}^{+M} A_n e^{-jn\omega t} \quad (4)$$

式中: $\hat{U}(t)$ —近似重构流场变量; n —时间谐波次数; A_n — n 阶傅里叶系数。

对于残差 R 有着类似的处理,这样式(3)可写成:

$$\sum_{n=-M}^{+M} (-jn\omega V A_n + R_n) e^{-jn\omega t} = 0 \quad (5)$$

谐波平衡法进一步利用叶轮机机械的周期性特征将流场信号的时间项转换为相位的函数。设 U^* 为振动周期内 $(2M+1)$ 个时刻的守恒变量向量:

$$U^* = [U(t_1), \dots, U(t_i), \dots, U(t_{2M+1})]^T$$

$U(t_i)$ —振动周期内第 i 个时刻的变量值。同理,残差向量:

$$R^* = [R(t_1), \dots, R(t_i), \dots, R(t_{2M+1})]^T$$

U^* 可由下式求得:

$$U^* = E^{-1} \hat{U} \quad (6)$$

E^{-1} —离散反傅里叶变换矩阵

$$E^{-1} = \begin{bmatrix} e^{jM\omega t_1} & \dots & e^{-j\omega t_1} & \dots & e^{-jM\omega t_1} \\ \vdots & & \vdots & & \vdots \\ e^{jM\omega t_k} & \dots & e^{-j\omega t_k} & \dots & e^{-jM\omega t_k} \\ \vdots & & \vdots & & \vdots \\ e^{jM\omega t_{2M+1}} & \dots & e^{-j\omega t_{2M+1}} & \dots & e^{-jM\omega t_{2M+1}} \end{bmatrix}$$

$$\hat{U} = [A_{-M}, \dots, A_{-1}, A_0, A_{+1}, \dots, A_{+M}]^T$$

将式(6)带入式(3)并在两边左乘 E^{-1} , 有

$$-j\omega V E^{-1} N E U^* + R^* = 0 \quad (7)$$

式中: N —对应于 M 阶谐波的对角矩阵。详细的推导方法见文献[19]。

可以看出,式(7)不包含时间项,因此可以引入虚拟时间项,使用时间推进方法进行定常形式的求解。

对于两流道建模,利用相位延迟周期边界条件,以中间的流道交界面作为采样面,进行傅里叶分解与重构,这样使得采样面远离实际的周期边界,对于相邻的3个流道界面 R_1 、 R_2 和 R_3 ,通过求解了 R_2 交界面上的流场信号,则有

$$U_{R_1}(t) \approx \hat{U}_{R_2}(t + \Delta T) = \hat{U}_{R_2}(t) e^{-j\beta} \quad (8)$$

$$U_{R_3}(t) \approx \hat{U}_{R_2}(t - \Delta T) = \hat{U}_{R_2}(t) e^{j\beta} \quad (9)$$

式中: $\Delta T = \beta/\omega$, β —叶间相位角。这样只需要进行两流道计算,大大节省计算资源。

对于 M 的取值,文献[20]研究表明对于亚声速情况 M 取1即可达到高精度结果,对于跨声速情况 M 需要取3才能得到足够精确的结果,本研究算例中 M 均取3。

2 研究对象

以某型汽轮机 800 mm 低压缸末级动叶叶片作为研究对象,建立计算模型。末级动叶原始叶片为带 Z 形叶冠形式,叶冠厚度为 11 mm。整周叶片数为 96,转子转动频率为 50 Hz。末级动叶分别采用自由叶片形式和阻尼连接形式进行颤振分析,两种形式的叶片如图 2 所示。对于自由叶片,顶部预设 3 mm 间隙;在实际运行时,叶冠处于自锁状态,因此考虑阻尼连接时,将叶冠简化成了等宽度与厚度的整圈围带形式。在有限元分析中,使用冷态的叶片几何造型,叶片材料为结构钢。在 CFD 分析中,使用热态的叶片几何造型,工质采用水蒸气等效参数的理想气体,湍流模型为 SST 模型,边界条件由设计工况下的多级计算结果中提取,进口设平均总温、总压边界条件,并给定沿叶高分布的入流角度,出口平均静压边界条件。

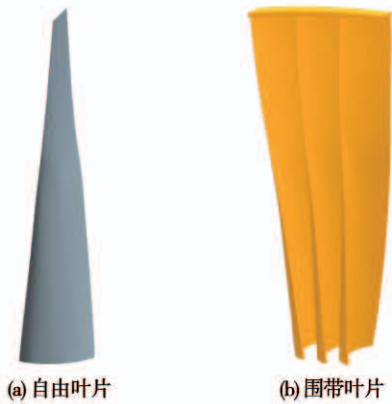


图 2 两种形式叶片几何模型
Fig. 2 Geometries of both blade forms

相比于实际,不论是在流体还是结构建模中均进行了一些简化。对于结构部分,相关的研究^[1]表明,叶根对于叶片的固有频率和振型影响不大,因此在建模中忽略了叶根。而对于围带叶片的 CFD 建模,围带不论对于流动还是对气动阻尼贡献的影响都是次要的,在 CFD 模型中也没有体现出来。

CFD 和 FE 网格分别采用 ANSYS TurboGrid 和 ANSYS Workbench 进行划分,全局采用结构化网格。经过网格无关性验证以后,所采用的网格节点数如表 1 所示。CFD 计算均采用 ANSYS CFX18.0 进行,定常采用单流道模型,颤振计算采用两流道模型。结构分析在 ANSYS Workbench 上进行。

表 1 不同模型网格节点数

Tab. 1 Number of nodes for different models

叶片类型	CFD (两流道)	FE(单叶片)
自由叶片	1219400	72280
围带叶片	1097460	83405

3 计算结果及分析

3.1 模态分析

对于自由叶片,以静结构分析的结果作为预应力进行模态分析,前 6 阶固有频率如表 2 所示。其中一阶弯曲模态(一阶)和一阶扭转模态(三阶)振型如图 3 所示。

表 2 前六阶固有频率(Hz)

Tab. 2 The first six eigenfrequencies(Hz)

一阶	二阶	三阶	四阶	五阶	六阶
95.039	176.81	270.81	345.96	426.47	512.92

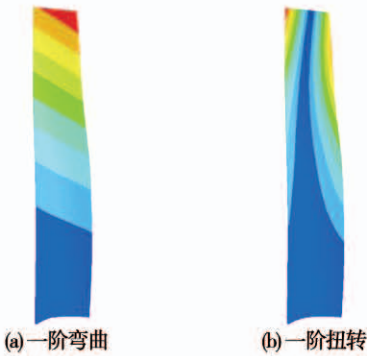


图 3 自由叶片模态振型
Fig. 3 The 1st bending and torsion mode shapes

当叶片考虑围带时,各叶片之间有了约束,这种约束不同于叶盘叶根,因为叶盘的质量远大于叶片,同时叶根处模态振幅也几乎可以忽略。而围带的质量却小于叶片,此处的振动也更大,所以必须进行整圈模态分析。但因为叶片的周期对称特性,可以利用圆周对称方法将模型进行简化。

对于整圈的分析,当选取节径数不同时,对应的一阶模态固有频率和振型都不再相同。节径数与行波模型中的叶间相位角有如下对应关系:

$$\beta = \frac{360^\circ \times ND}{N_{BL}} \tag{10}$$

式中:ND—节径数,对于行波模型,可以认为是一周

扰动数; N_{BL} —叶片数,同时 β 的正负取决于行波方向是否与转子旋转方向相同。

表 3 给出了第一族模态,即部分节径下一阶模态的固有频率,这些节径都对应了特殊的叶间相位角。当节径为零时,叶片为同相位振动,对于弯曲模态,围带几乎对叶片没有约束作用,整体刚度没有变化,但由于围带增加了质量,所以此时固有频率相比自由叶片稍微降低了一点。当节径不为零时,叶片的振动相位不再相同,此时叶冠的约束开始发挥作用,这使得整体刚度增大,固有频率显著上升。

表 3 围带叶片不同节径第一族模态固有频率

Tab. 3 Eigenfrequencies of the 1st family of vibration

ND	$\beta /(^{\circ})$	f/Hz
0	0	92.636
± 8	± 30	226.04
± 16	± 60	305.75
± 24	± 90	304.71
± 32	± 120	300.41
± 40	± 150	296.44
48	180	294.92

图 4 给出了自由叶片和有围带时不同节径一阶模态最大振幅的切向和轴向归一化分量沿叶高的分布。由于叶片的造型原因,对于两种形式的叶片,最大振幅均在尾缘产生。径向虽有变形,但相比而言可以忽略。图中也证明了节径为零时叶片模态与自由叶片很相近,但在叶顶附近,沿轴向已经开始被围带约束。非零节径下模态振型开始出现较大变化,主要表现在叶顶的约束以及最大位移出现位置的下移,当节径大于 16 以后,不同节径下的振型各方向变形分量趋于一致。

在实际分析结果中,不同于自由叶片的一阶模态,虽然各节径下叶片第一阶模态依旧是以“弯”为主,但也出现了“扭”成分,即弯扭耦合模态,具体表现为各变形分量之间存在相位差。在算例中,对于不同节径,叶片表面一阶振型各方向变形分量相位差分布均在 $\pm 10^{\circ}$ 范围内,忽略不计。

3.2 自由叶片气动阻尼计算

对自由叶片进行了一阶弯曲和扭转振型的颤振计算,同时采用直接基于行波模型的非定常计算对

谐波平衡法进行了验证。

文献[20]对谐波平衡法和直接非定常计算进行了比较,表明两者计算结果很接近。图 5 给出了一阶弯曲模态下两种方法的结果对比。可以看出,两种方法计算得到的结果吻合很好,实际相对误差在 3% 以内。

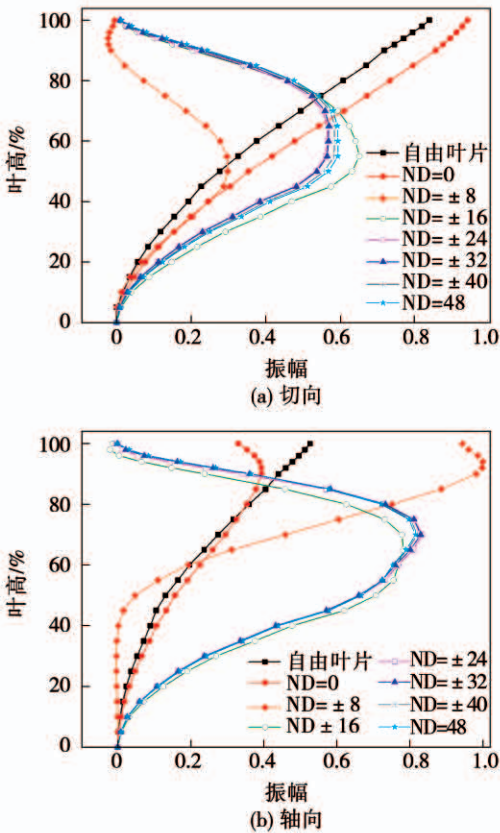


图 4 一阶模态最大振幅归一化分量沿叶高分布
Fig. 4 Blade mode shape description

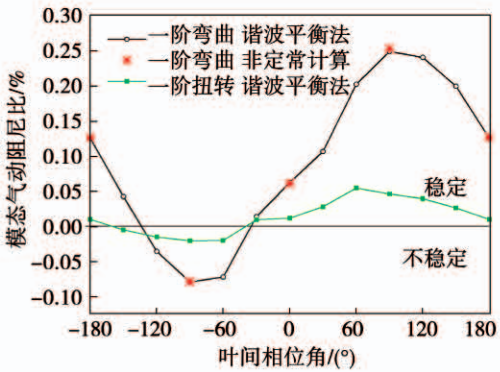


图 5 一阶弯曲和扭转模态气动阻尼比曲线
Fig. 5 Predicted aeroelastic stability of the 1st bending and torsion modes

由谐波平衡法计算的阻尼比曲线由每隔 30° 叶

间相位角的阻尼比数据构成。表 4 给出了不同叶间相位角的颤振计算时,两种方法所需的最小流道数对比情况。在实际计算中,非定常计算的时间步设置为颤振周期的 1/192。对于不同的叶间相位角,取决于具体的收敛情况,谐波平衡法的单例计算时间在 90 ~ 140 核小时之间。对于已经计算的非定常算例, $\beta = 0^\circ$ 时计算时间为 54.5 核小时; $\beta = 180^\circ$ 时计算时间为 102.2 核小时; $\beta = \pm 90^\circ$ 时计算时间约为 210 核小时。整体来看,在相同网格模型下,两者计算速度相当,但想要获得相同数量的数据,非定常计算在某些叶间相位角下需要建立更大的模型,而谐波平衡法仅需要两流道。对于本例,通过非定常计算得到所有相应数据所需要的期望时间为谐波平衡法的 4 倍。

表 4 直接行波法和谐波平衡法在不同叶间相位角下建模所需最少流道数

Tab.4 Best model reduction of IBPAs with two methods

$\beta / (^\circ)$	流道数	
	直接行波法	谐波平衡法
0	1	2
30	12	2
60	6	2
90	4	2
120	3	2
150	12	2
180	2	2

图 5 同时给出了一阶弯曲和扭转模态下气动阻尼比曲线分布。从图中可以看出,对于任一种模态,叶片气动阻尼比受叶间相位角变化的影响非常显著,且均呈现近似正弦的分布。当叶间相位角在约 $-30^\circ \sim -150^\circ$ 之间时,气动阻尼比为负值,叶片振动处于颤振状态。扭转模态不稳定状态区间相比弯曲模态要相对大一些,但弯曲模态阻尼变化范围远大于扭转模态,阻尼比的最小值也明显小于扭转模态。当叶间相位角为 -90° 时,一阶弯曲模态的气动阻尼比达到了最小值,接近 -0.09% 。由此可以看出,相比于一阶扭转模态,一阶弯曲模态对于叶片气弹稳定性有着更显著的影响。

3.3 围带对气动阻尼的影响

考虑围带时,不同叶间相位角对应于不同节径,对每一个算例均要赋予叶片对应的振型和频率。围

带叶片第一族振动模态和自由叶片一阶振型下的气动阻尼如图 6 所示。

当赋予对应节径的固有频率与振型后,气动阻尼比曲线不再呈现类似正弦函数的分布,整体表现为节径越大气动阻尼比越大,并以 $\beta = 0^\circ$ 为对称轴,两侧数值大小基本对称。这可以认为是围带对叶顶部分的约束造成的,当不同节径时叶片振动振型发生了明显的变化,此时振型气动阻尼比起主要影响,而叶间相位角的影响不再起到主导作用。完全考虑围带后气动阻尼曲线均落在 0 以上,即在叶间相位角变化范围内叶片始终处于气弹稳定状态。

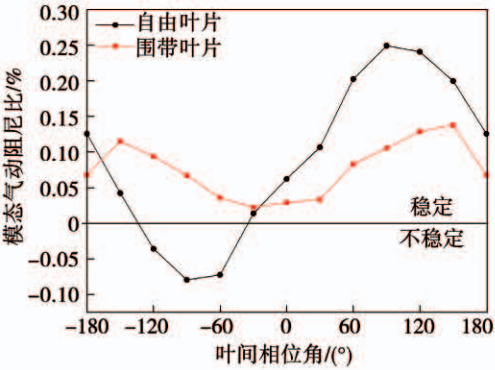


图 6 两种形式叶片气动阻尼比曲线

Fig.6 Predicted aeroelastic stability of both blade forms

为了深入分析两种叶片形式下气弹稳定性的差异,提取了自由叶片形式下气动阻尼比最大和最小时的两个叶间相位角($\beta = \pm 90^\circ$)下的叶片表面时均功率密度分布,围带叶片也提取自相应的叶间相位角情况。图 7 给出了时均归一化功率密度在叶片压力面和吸力面的分布情况。图 7 可以看出,不论叶片形式和所处的叶间相位角,叶片表面出现有明显能量交换的位置均是叶片上振动最剧烈的位置:对应自由叶片是叶片顶部;对应围带叶片是叶片中上部。可见,振型对于叶片气动阻尼的重要影响。即使振型使得叶片表面能量交换剧烈的径向位置有所改变,但对应于相同的叶间相位角,同一叶片侧的弦向位置叶片能量交换的方向和数值也基本对应。叶间相位角为 -90° 时,叶片压力面侧的分布,此时自由叶片压力面侧顶部前后缘对流体做负功,尾缘做功更多,弦中部表现不明显,但在做正功;而围带叶片压力面侧中部呈现出明显的整体做正功状态,特别是叶片尾缘部分,这与自由叶片的情况完全没有对照性。

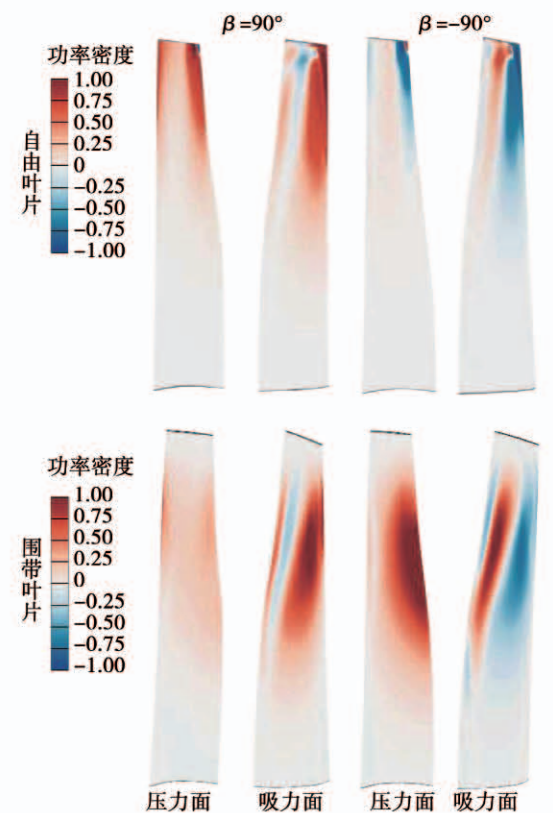


图 7 叶片表面时均归一化功率密度

Fig. 7 Time-averaged normalized wall power density distribution around the blade surfaces

对于相同的叶片,当叶间相位角相反时,绝大多数情况下叶片表面对应位置的能量传递方向也随之逆转,这表明周围叶片振动时的扰动波与目标叶片振动耦合时,两者之间的相位差会对叶片振动做功造成显著影响。然而,之前的“反常”现象在说明叶间相位角影响时也是存在的。对围带叶片,当叶间相位角由 90° 变为 -90° 时,压力面侧的叶片振动做功情况没有由正变为负,反而相对于 90° 做了更多的正功。正是由于这一反常情况,使得围带叶片的模态气动阻尼比曲线没有像自由叶片那样呈现出近似正弦的分布。

为了进一步探究这种“反常”现象,图 8 给出了对应的叶片表面相对压力幅值与相位分布,每组图片中左侧为压力面,右侧为吸力面。图中相位是以叶片振动速度相位为参考的,因此叶片表面浅色区域表示扰动压力与振动速度相位差接近 0° ;反之,深色区域表示扰动压力与振动速度相位差接近 180° 。

由于自由叶片振型成分单一,所以在相反的叶间相位角下叶片表面压力幅值分布完全一致,显著振幅区域出现于叶顶前后缘附近;但叶间相位角改变了叶片表面扰动压力的相位,使得对应位置,特别是显著振幅区域的相位几乎反转,导致了功率密度的改变。

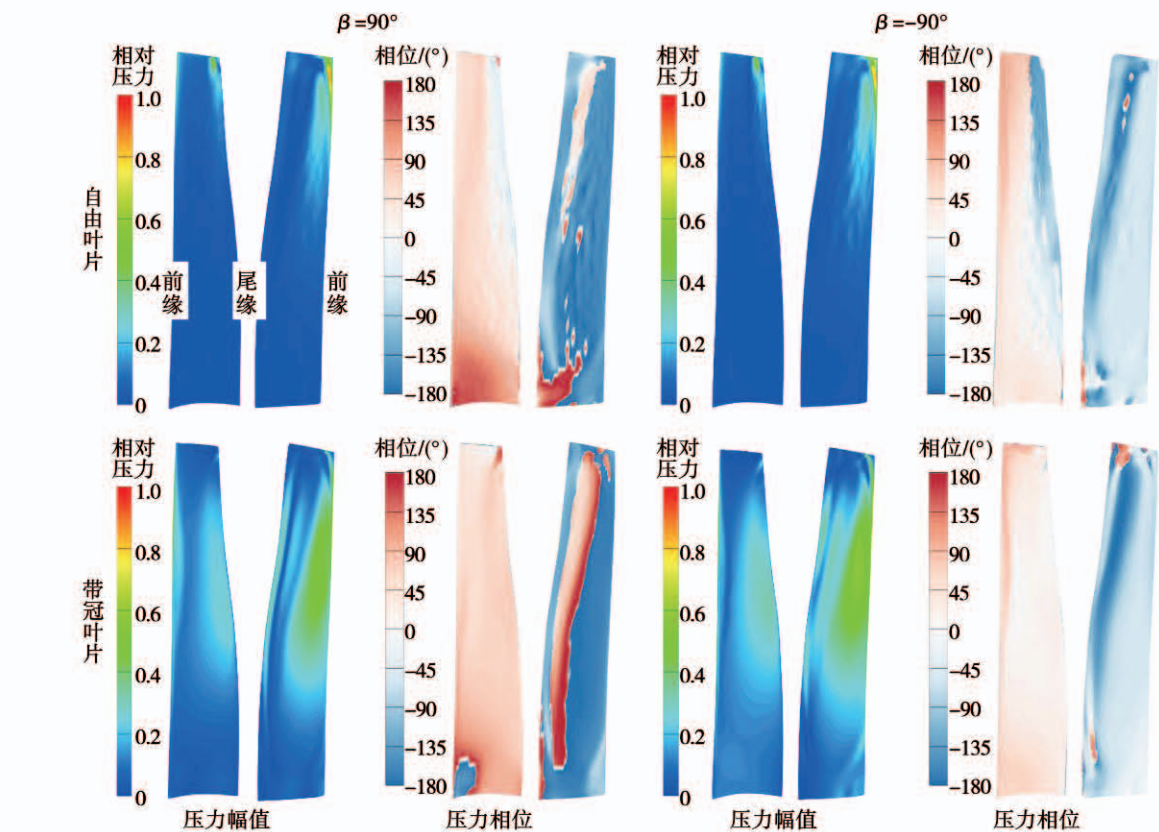


图 8 叶片表面相对压力幅值与相位分布

Fig. 8 The distribution of relative pressure amplitude and phase around the blade surfaces

围带叶片由于叶顶的约束使得振型成分更为复杂,因此相反叶间相位角下表面压力幅值分布存在部分差异,但整体上差别不大。在两种叶间相位角下的吸力面和 90° 的压力面,扰动压力相位分布与自由叶片对应部分相近,这也是功率密度分布特征相似的原因。然而,当叶间相位角为 -90° 时,不同于自由叶片,围带叶片压力面尾缘部分的相位依旧接近 0° ,这也造成了功率密度分布的“反常”现象。

根据图 7、图 8 的分析结果,选取自由叶片 95% 叶高处和围带叶片 70% 叶高处进行研究。图 9、图 10 解释了这种“反常”现象产生的原因。

从图 9 可以看出,自由叶片一阶振型是纯弯曲振型,因此相同叶高处叶片振幅沿弦向变化不大,振幅最小值也达到了最大值的 85% 以上。相对而言,围带叶片振幅从前向后显著增加,尾缘振幅几乎是前缘的 2 倍。

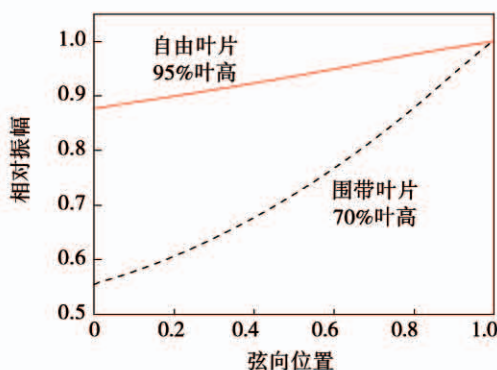
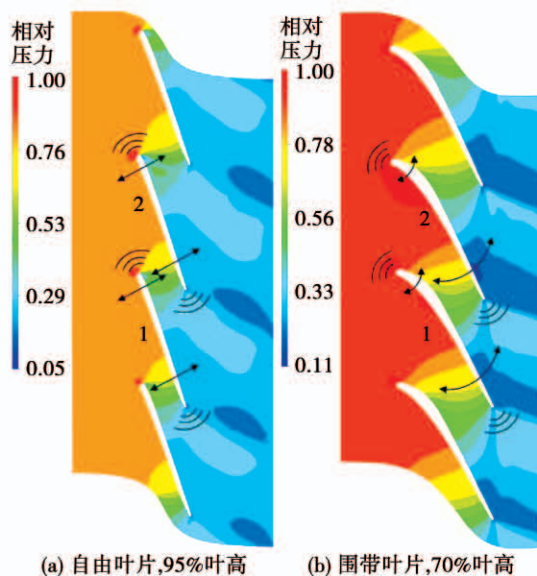


图 9 叶片弦向相对振幅

Fig. 9 The relative amplitude of the blade along the chordwise direction

图 10 给出了对应等叶高截面流道的相对压力分布云图,结合图 7、图 8 可知,叶片表面与汽流能量交换最活跃的位置对应了大压力梯度的区域,即吸力面前缘和压力面尾缘,吸力面尾缘为次活跃区域。由于压力梯度大,这些区域的压力波动对于叶片的振动更为敏感,在振动周期内更容易积累出净功。从图中可以明显地看出,由于叶片造型的扭转,无论是 70% 还是 95% 叶高位置,1 号叶片吸力面前缘与 2 号叶片压力面尾缘构成了叶栅通道有效长度。对于自由叶片,由于叶片振动时前后缘振动幅度相仿,因此两侧压力扰动均明显受叶间相位角影响。而对于围带叶片,由于前后缘振幅相差很大,对

于压力面尾缘,其振动更接近于在一个端壁固定的通道内振动,因此此处受到叶间相位角的影响要小很多,进而使得扰动压力相位变化减小;但对于吸力面前缘,尽管自身振动幅度小,但对面的大幅度振动使其依旧显著被叶间相位角影响。



(a) 自由叶片,95%叶高 (b) 围带叶片,70%叶高

图 10 等叶高截面相对压力分布

Fig. 10 Relative pressure distribution at constant blade height cross section

4 结 论

(1) 谐波平衡法所计算的结果与传统行波模型下的非定常计算结果高度吻合,同时谐波平衡法由于模型简单且无需针对性改变,其执行效率远高于传统方法。具体地,对于本算例,谐波平衡法的计算时间是传统方法期望值的 $1/4$;

(2) 对于自由叶片,一阶弯曲振型和一阶扭转振型均在约 $-30^\circ \sim -150^\circ$ 叶间相位角区间内存在气弹不稳定区域。其中一阶弯曲振型气动阻尼变化范围更大,且极限值更小,因此其对于叶片的气弹稳定性有着更为显著的影响;

(3) 当考虑围带时,由于相邻叶片产生的约束,叶片的模态固有频率和振型会随节径的变化而变化,此时气动阻尼比随叶间相位角的变化规律不同于自由叶片,且整体都处于气弹稳定状态;

(4) 围带叶片气动阻尼曲线不同于自由叶片的主要原因是由于围带的约束使得叶片振型成分变得复杂,等叶高下叶片振幅大小有着巨大差异,这使得

叶片压力面压力扰动相位不再随叶间相位角发生明显变化,进而破坏了叶片表面与汽流的能量交换规律。

参考文献:

- [1] FUHRER C, VOGT D M. On the impact of simulation approaches on the predicted aerodynamic damping of a low pressure steam turbine rotor[C]. ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. American Society of Mechanical Engineers, 2017: V008T29A007 – V008T29A007.
- [2] 弓三伟, 邹正平, 杨振亚, 等. 汽轮机末级叶片流固耦合数值模拟[J]. 热能动力工程, 2009, 24(1): 31 – 36.
GONG San-wei, ZOU Zheng-ping, YANG Zhen-ya, et al. Numerical simulation of fluid-solid coupling of blades in the last stage of a steam turbine[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2009, 24(1): 31 – 36.
- [3] RICE T, BELL D, SINGH G. Identification of the stability margin between safe operation and the onset of blade flutter[C]. ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea, and Air. 2009: 147 – 178.
- [4] 刘文阁, 冯毓诚. 对经验法预测叶片失速颤振的分析及叶片颤振数据库的建立[J]. 北京航空航天大学学报, 1986(4): 120 – 129.
LIU Wen-ge, FENG Yu-cheng. Analysis of empirical flutter prediction method of blades and establishment of a flutter data bank[J]. Journal of Beijing Institute of Aeronautics and Astronautics, 1986(4): 120 – 129.
- [5] BENDIKSEN O O, FRIEDMANN P P. The effect of bending-torsion coupling on fan and compressor blade flutter[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines & Power, 1982, 104(3): 617.
- [6] CARTA F O. Coupled blade-disc-shroud flutter instabilities in turbo-jet engine rotors[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines & Power, 1967, 89(3).
- [7] HANAMURA Y, TANAKA H, YAMAGUCHI K. A simplified method to measure unsteady forces acting on the vibrating blades in cascade[J]. Bulletin of JSME, 1980, 23(180): 880 – 887.
- [8] 杨慧, 何力, 王延荣. 压气机线性振荡叶栅气弹试验研究(一): 非定常气动响应[J]. 航空学报, 2008, 29(4): 795 – 803.
YANG Hui, HE Li, WANG Yan-rong. Experimental study on aeroelasticity in linear oscillating compressor cascade. Part I: unsteady aerodynamic response[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2008, 29(4): 795 – 803.
- [9] 张陈安, 张伟伟, 叶正寅, 等. 一种高效的叶轮机叶片气动阻尼计算方法[J]. 力学学报, 2011, 43(5): 826 – 833.
ZHANG Chen-an, ZHANG Wei-wei, YE Zheng-yin, et al. An efficient method on aerodynamic damping coefficient calculation for turbomachinery[J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2011, 43(5): 826 – 833.
- [10] ERDOS J I, ALZNER E, MCNALLY W. Numerical solution of periodic transonic flow through a fan stage[J]. AIAA Journal, 1976, 15(11): 1559 – 1568.
- [11] HE L. An Euler solution for unsteady flows around oscillating blades[J]. Journal of Turbomachinery, 1990, 112(4): 714 – 722.
- [12] 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.
- [13] GEROLYMOS G A, MICHON G J, NEUBAUER J. Analysis and application of chorochronic periodicity in turbomachinery rotor/stator interaction computations[J]. Journal of Propulsion & Power, 2002, 18(6): 1139 – 1152.
- [14] 杨晓东, 侯安平, 李漫露, 等. 相位延迟边界条件在叶轮机械颤振分析中的应用[J]. 航空动力学报, 2014, 29(8): 1846 – 1854.
YANG Xiao-dong, HOU An-ping, LI Man-lu, et al. Flutter analysis of turbomachinery based on phase lagged boundary condition[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(8): 1846 – 1854.
- [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] THOMAS J P, DOWELL E H, HALL K C. Nonlinear inviscid aerodynamic effects on transonic divergence, flutter, and limit-cycle oscillations[J]. AIAA Journal, 2002, 40(4): 638 – 646.
- [17] 陈琦, 陈坚强, 谢昱飞, 等. 谐波平衡法在非定常流场中的应用[J]. 航空学报, 2014, 35(3): 736 – 743.
CHEN Qi, CHEN Jian-qiang, XIE Yu-fei, et al. Application of harmonic balance method to unsteady flow field[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2014, 35(3): 736 – 743.
- [18] MOFFATT S, HE L. Blade forced response prediction for industrial gas turbines: Part 1—methodologies[J]. ASME Paper No. GT2003 – 38640, 2003.
- [19] THOMAS J P, CUSTER C H, DOWELL E H, et al. Unsteady flow computation using a harmonic balance approach implemented about the OVERFLOW 2 flow solver[C]//19th AIAA Computational Fluid Dynamics Conference, 2009.
- [20] PATIL S, ZORI L, GALPIN P, et al. Investigation of Time/Frequency Domain CFD Methods to Predict Turbomachinery Blade Aerodynamic Damping[C]//ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. American Society of Mechanical Engineers, 2016: V07BT34A028 – V07BT34A028.

(姜雪梅 编辑)