

文章编号:1000-8055(2011)06-1266-08

双向顺序耦合法求解动力响应的试验验证

张大义, 马艳红, 洪 杰, 陈璐璐

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191)

摘 要: 为验证双向顺序耦合法求解的可信性, 设计并建立一套气流激振下叶片结构的动力响应试验系统. 通过平板叶片振动响应的计算与试验对比分析, 验证双向顺序耦合法适用于非共振状态以及共振状态的振动响应求解, 数值仿真结果可以准确地反映振动响应的时域变化规律和频域特征. 计算求得的振动位移和振动应力具有较好的计算精度, 相对误差在 40% 以内, 可以满足大多数的工程计算需求.

关 键 词: 叶片; 顺序耦合法; 试验验证; 共振状态; 动力响应

中图分类号: V232.4

文献标志码: A

Experimental verification on bidirectional sequential method to solve dynamical response caused by aerodynamic loads

ZHANG Da-yi, MA Yan-hong, HONG Jie, CHEN Lu-lu

(School of Jet Propulsion,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: An experimental system was erected to verify the precision of bidirectional sequential method of solving dynamical responses of blades caused by aerodynamic loads. The following results were obtained by comparison of calculation and experiment. Bidirectional sequential method is suitable for solving dynamical response of blades both in resonance state and in nonresonant state. The calculation results are correct in illuminating the vibration response both in time domain and in frequency domain. Bidirectional sequential method has a good calculation precision on solving vibration displacement and vibration stress whose relative errors are less than 40%. The method could satisfy the demands of most engineering problems.

Key words: blade; sequential method; experimental verification; resonance state; dynamical response

航空发动机中, 叶片振动引起的高周疲劳问题是严重影响发动机的设计质量和研制周期的关键问题之一^[1-2]. 由于盘片耦合振动带来的固有频率密集性, 以及复杂流场中气流激励的多频性, 传统设计中避开各阶共振频率的设计方法显现出局限性^[3]. 因此近年来国内外在叶片设计和故障分析中逐步由原来的仅关心叶片振动固有特性转变为更加关注叶片的振动响应, 相应地开展了大量的流场激励下叶片振动响应求解方法的研究

工作^[4-6].

气流激振下的叶片动力响应问题是流体域与固体域相互作用, 弹性力和气动力相互作用所产生的复杂物理问题. 在近年来提出的多种分析方法中^[7-8], 单向/双向顺序耦合法, 由于可以方便地利用成熟的流体分析软件和结构分析软件, 同时又能考虑了流体叶片间的相互作用, 因此在工程上具有更好的应用前景. 弓三伟等^[9]对大展弦比的叶片, 采用单向顺序耦合法, 借助于 CFX 和

收稿日期: 2010-05-19; 修订日期: 2010-07-18

作者简介: 张大义 (1979—), 男, 辽宁抚顺人, 博士后, 主要从事航空发动机叶片振动及振动控制方面研究.

ANSYS 对某汽轮机末级转子叶片进行了流固耦合计算,结果表明非设计状态下流场对结构变形具有更强的敏感性. Lau 等^[10]提出了尾流激振的简化物理模型和对应的流固耦合界面的动力方程,进一步分析了在尾流作用下,影响叶片系统高周疲劳寿命的重要参数.

本文作为文献[11]的工作延续,为验证双向顺序耦合法求解的可信度,开展相应的模型试验研究工作,模拟发动机中静子叶片,建立气流激振下叶片动力响应的试验系统.并针对平板叶片,采用双向顺序耦合法进行求解,通过计算/试验结果的对比分析,验证顺序耦合法求解的可信性.

1 试验方案

设计并建立一套气流激振下叶片结构的动力响应试验系统,包括气流激振系统、叶片夹持系统以及动态数据采集分析系统三部分,总体试验框图如图 1 所示.

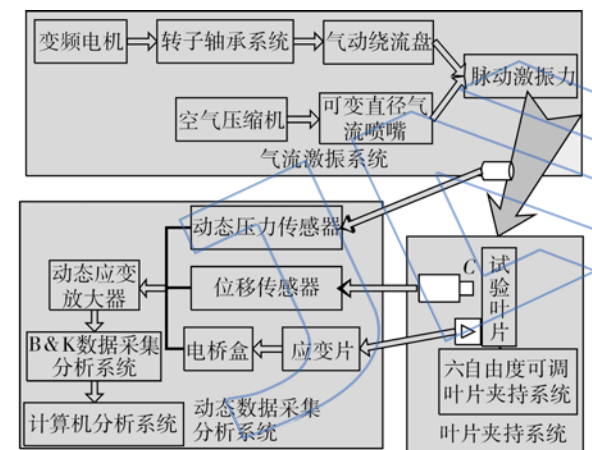


图 1 总体试验框图

Fig. 1 General block diagram of experiment

1.1 气流激振系统

气流激振系统用来为试验提供脉动气流激励载荷,模拟发动机中的前级叶排扰流力,如图 2 所示.工作中,变频电机输出轴通过联轴器带动扰流盘高速旋转,在扰流盘上带有一定数量的周向均布小孔,当由喷嘴喷出的高速气体流经扰流盘时,由于盘的旋转使高速气体受到扰动,形成周期性气流激励.

1.2 叶片夹持系统

为适应于不同叶片安装需求,并满足在试验研究中叶片的位置和角度任意可调,设计一个可以保证叶片试件六自由度可调的夹持系统,如图

3 所示.

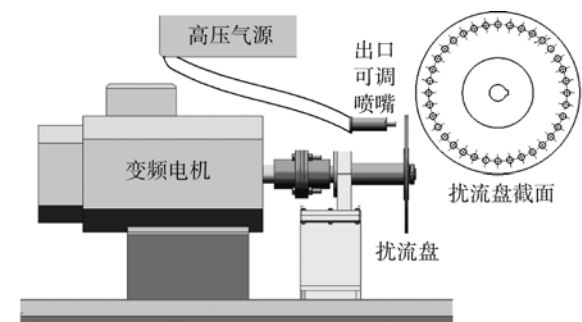


图 2 气流激振系统

Fig. 2 Aerodynamic excitation system

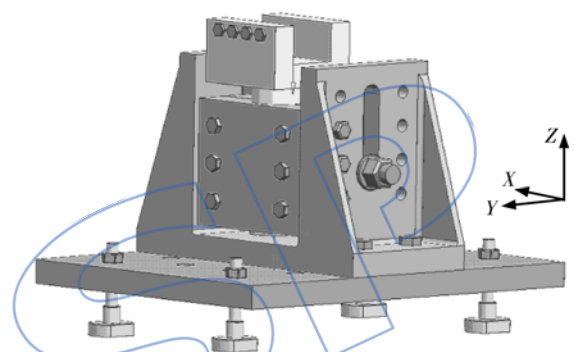


图 3 叶片夹持系统

Fig. 3 Fixed system for blade

1.3 动态数据采集分析系统

动态数据采集分析系统包括气流压力、气体流量以及叶片振动应力和位移的测量传感器、采集设备、分析系统.建立的整体试验系统实物图如图 4 所示.

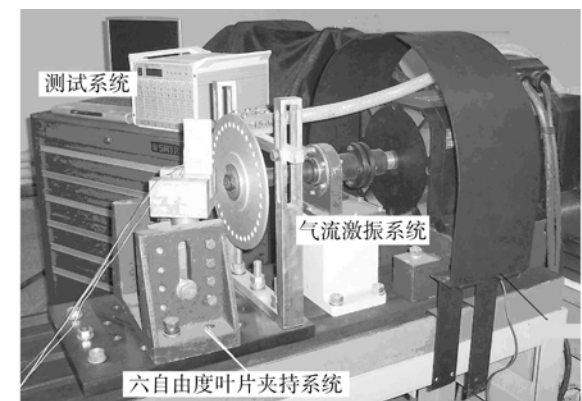


图 4 气流激振试验台

Fig. 4 Test bed of aerodynamic excitation system

1.4 试件参数

为减小计算模型的复杂性,便于将计算结果

与试验结果进行对比分析,试验选用 $50\text{ mm}\times 100\text{ mm}\times 1.5\text{ mm}$ 的平板叶片,根部固支.叶片的坐标系定义如下: x 向为叶片弦向, y 向为叶片展向, z 向由右手螺旋准则确定.定义叶片根部中间位置为关键点 B,叶片根部对称位置分别为关键点 A 和关键点 C,叶尖边缘为关键点 D,如图 5 所示.测试中,在 A、B 点测量 y 向应力分量;在 C 点测量 x 向应力分量. D 点处通过激光位移传感器,测量 z 向振动位移.

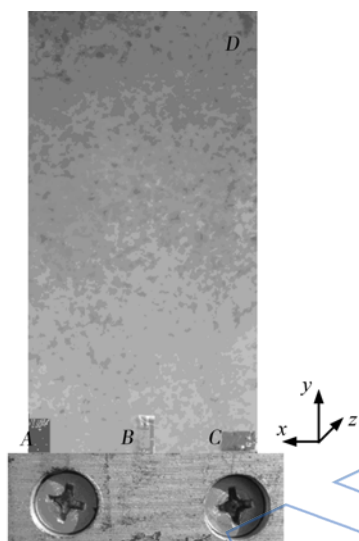


图 5 坐标系定义及叶片应变片位置

Fig. 5 Coordinate define and strain gauge location

1.5 试验状态选取

首先对叶片固支状态下的振动固有特性进行计算分析和锤击法固有模态测试,求得平板叶片固支状态下的前四阶固有频率和对应振型如表 1 所示,可见计算值略高于试验值,这主要是由于试验中固持端不可能使叶片达到理想的固支状态.

表 1 平板叶片前四阶固有模态

Table 1 First four natural modes of plate blade

阶次	固有频率/Hz		振型
	计算结果	试验结果	
1	122.7	117.1	一弯
2	527.2	523.5	一扭
3	770.2	770.8	二弯
4	1727.4	1710.2	二扭

根据固有模态的分析结果,有针对性地选取 4 个试验状态进行仿真计算和相应的试验测试,如表 2 所示.

表 2 试验状态参数表

Table 2 Parameters of experiment states

序号	扰流盘转速 /(r/min)	扰动气流 主频率/Hz	状态选取说明
1	200	120	接近一弯共振频率
2	315	189	远离各阶共振频率
3	875	525	接近一扭共振频率
4	1284	770.4	接近二弯共振频率

2 仿真计算模型与初始条件

双向顺序耦合法求解的理论方程、数值仿真方法以及求解方法的物理过程参见作者的前期研究文献[11].以状态 1 为例,本文给出计算模型和相关计算参数.

根据试验系统建立相应的叶片模型和三维流场模型,结构化网格如图 6 所示.叶片材料为 20 号钢,结构阻尼比按 0.01 给定,折合比例阻尼系数 $\alpha = 2.4884$, $\beta = 6.3032 \times 10^{-6}$.

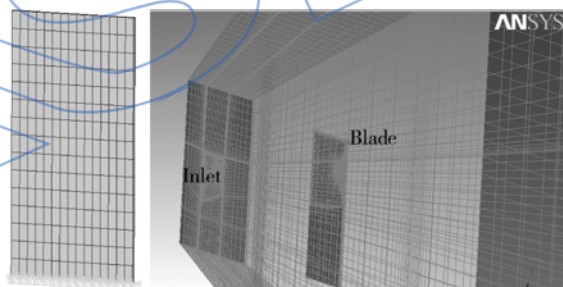


图 6 固体域与流体域的网格划分

Fig. 6 Mesh of solid domain and fluid domain

流体域进口处给定总压函数:采用傅里叶展开对总压的试验测试曲线进行拟合,再将拟合公式给定流场计算域的进口总压条件,如图 7 所示;出口给定静压为 101325 Pa ;壁面为无滑移.

综合考虑计算精度和计算速度,每个周期分为 20 个子步,物理时间步长为 $4.1667 \times 10^{-4}\text{ s}$.收敛判据为流场压力和叶身振动位移在相邻周期的数值相对残差小于 1.0×10^{-3} .

3 计算结果与试验结果对比分析

3.1 结果对比分析(状态 1)

状态 1 的扰动气流主频率接近于叶片一阶固有频率,可认为叶片处于一阶共振状态.计算至 2500 子步时,流场压力和叶身振动位移均呈周期

性变化,并且满足收敛判据.求得一个周期内的叶身压力云图变化如图 8 所示.

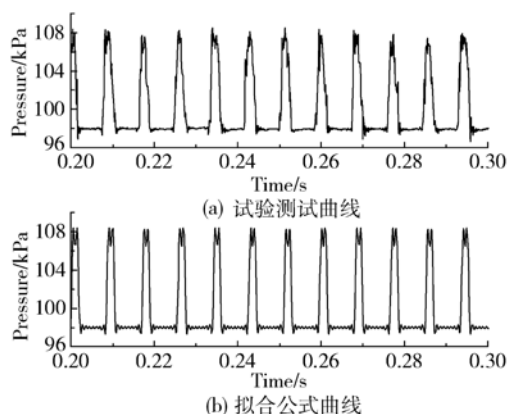


图 7 进口总压拟合曲线

Fig. 7 Fitting curves for total pressure of inlet

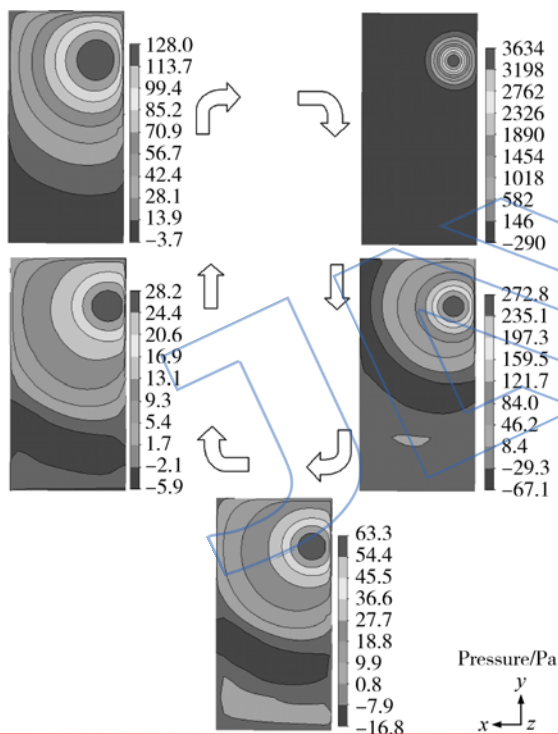


图 8 一个周期内叶身的压力变化云图

Fig. 8 Contour maps of blade in one cycle

根据计算结果,进一步绘制叶身某点压强随时间变化曲线及频域成分如图 9 所示,叶尖 D 点的 z 向位移随时间的变化曲线及频域成分如图 10 所示.

由图 9 和图 10 可见,作用于叶身的气动压力具有 2,3,4,...倍频的分量成分,但叶片在气动激励作用下振动响应只有 1 倍频成分.这是由于 1 倍频接近于叶片的第一阶固有频率,因此主要体现为一阶模态的参与,振动响应以 1 倍频频率

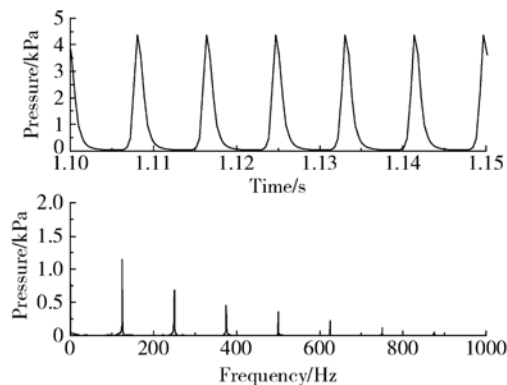


图 9 叶身某点压强曲线

Fig. 9 Pressure curve of a certain point on blade

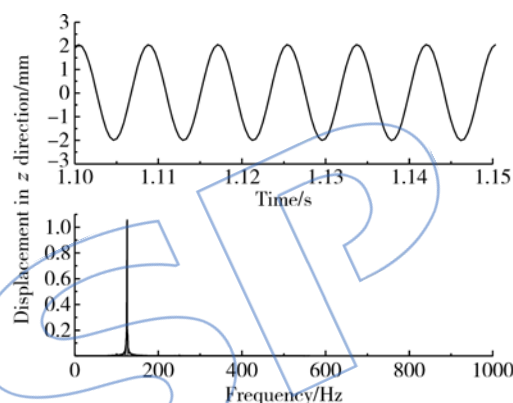


图 10 叶尖关键点 D 的位移曲线(状态 1)

Fig. 10 Displacement curve of key point D on blade (state 1)

为主.

对应求得叶片在某时刻的振动位移和 y 向(展向)应力分量如图 11 所示.可见,在振动循环中,叶片的振动表现为第一阶振型, y 向振动应力最大点出现在叶根靠近中心位置.

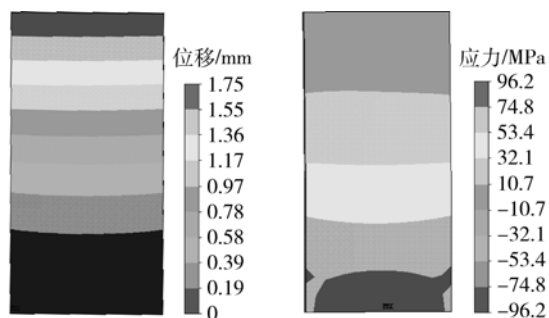
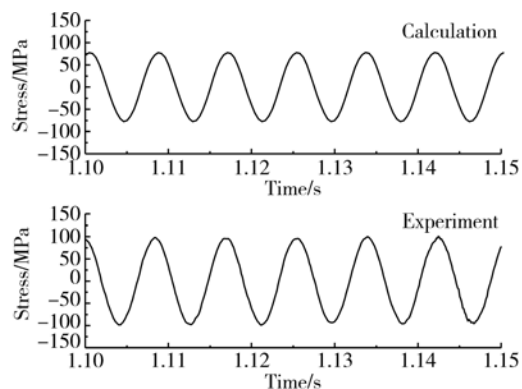


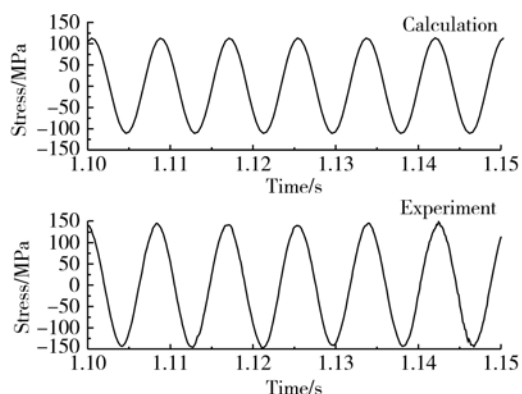
图 11 叶身振动位移和 y 向应力分量图

Fig. 11 Contour maps of vibration displacement and stress on y direction

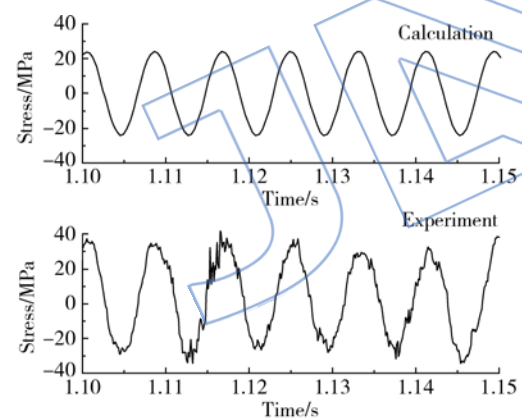
进一步绘制叶根 A, B, C 三位置的应力分量随时间的变化曲线,并与试验测试结果进行对比,如图 12 所示.



(a) A点处y向应力分量时域曲线



(b) B点处y向应力分量时域曲线



(c) C点处x向应力分量时域曲线

图12 应力的时域曲线对比(状态1)

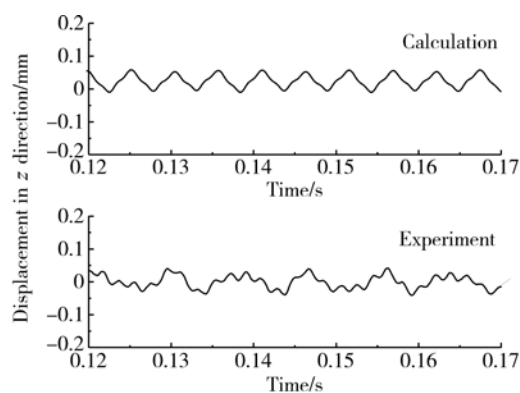
Fig. 12 Comparison of stress altering with time (state 1)

由应力的时域曲线对比可见,使用双向顺序耦合法求解可以很好地反映出试验测试中振动应力的变化规律,但在具体数值上存在着一定的误差,误差分析见3.3节。

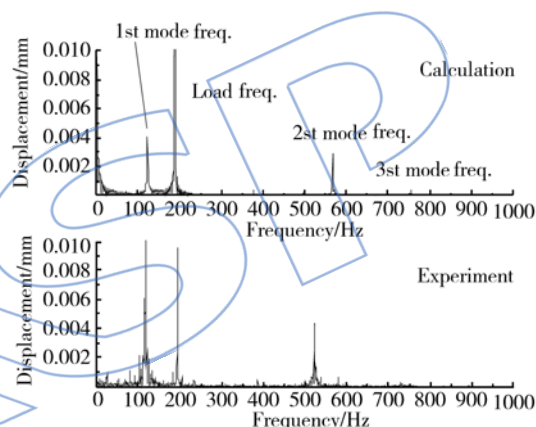
3.2 结果对比分析(状态2~状态4)

对于状态2~状态4,本文不详细列出流场压力分布和应力分布,仅给出关键点D的时频域位移曲线与试验结果的对比。

状态2的扰动气流主频率远离叶片各阶固有频率,即非共振状态,计算至600子步时,达到收敛,D点时频域位移曲线如图13所示。



(a) 时域曲线对比



(b) 频域成分对比

图13 关键点D的z向位移曲线对比(状态2)

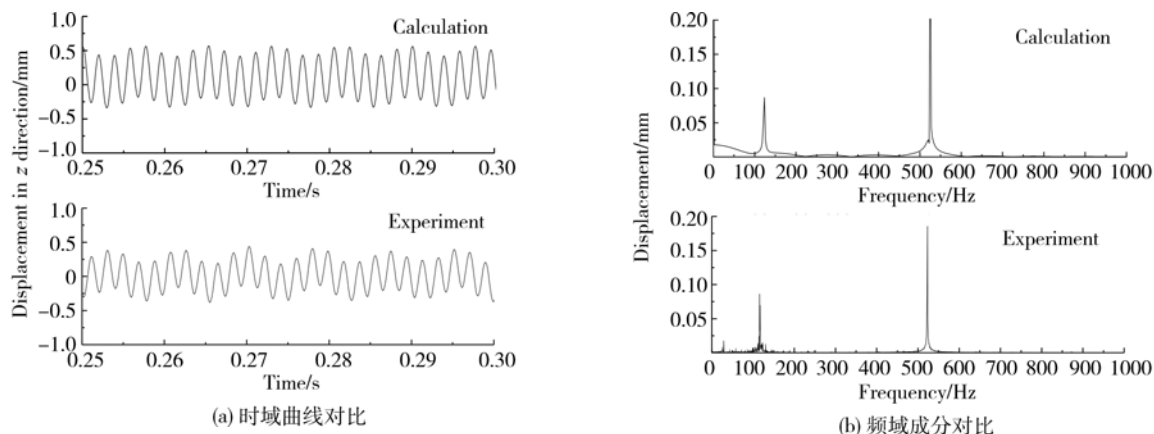
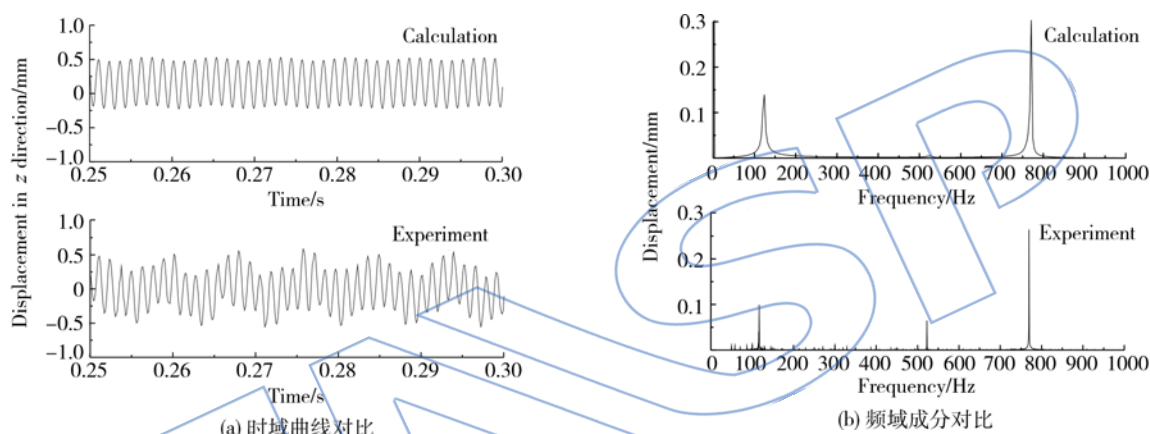
Fig. 13 Comparison of displacement on z direction of key point D (state 2)

状态3为叶片处于二阶共振状态,计算至2300子步时,达到收敛,D点时频域位移曲线如图14所示。

状态4为叶片处于第三阶共振状态,计算至2500子步时,达到收敛,D点时频域位移曲线如图15所示。

由状态2~状态4振动位移的时频域曲线对比可见,使用双向顺序耦合法求解可以很好地反映出试验中振动位移的频域特征和时域变化规律。在非共振状态时,振动响应的频域成分主要为激励频率,其次是低阶固有频率;在接近共振状态时,振动响应的频域成分主要为共振模态的固有频率,其次是第一阶固有频率。

由状态1~状态4的计算收敛步数来看,对于非共振状态2,由于振动响应较小,采用双向顺序耦合法可以在很少的时间步内达到计算收敛;

图 14 关键点 D 的 z 向位移曲线对比(状态 3)Fig. 14 Comparison of displacement on z direction of key point D (state 3)图 15 关键点 D 的 z 向位移曲线对比(状态 4)Fig. 15 Comparison of displacement on z direction of key point D (state 4)

而对于共振状态,计算收敛速度较慢,并且在振动响应过大时,可能导致计算发散问题。

3.3 数值对比及误差分析

叶片的振动应力可采用平均应力和应力幅值来描述,由于在振动试验测试中,平均应力作为直流量被滤掉,因此将状态 1~状态 4 应力幅值的计算/试验结果列于表 3 中进行对比分析。

由结果对比可见,计算值相对于试验值存在着一定的误差,并且计算值有的偏大,有的偏小,带来误差的主要原因如下:

1) 在固有振动特性上,有限元模型与实际试验叶片存在差异,参考表 1,这是共振状态(状态 1,3,4)相对误差的最主要原因。由于有限元模型与实际叶片在固有频率值上的差异,使得计算和试验中激励频率值与固有频率值的相近度不同,导致共振时的放大倍数不同,因此计算结果可能偏大,也可能偏小。如状态 1,试验中激励频率值

更接近于叶片实际固有频率值,因此试验结果的振动响应放大更为明显;而状态 3,4,计算中的激励频率值更接近于有限元模型的固有频率值,因此计算结果更大。

2) 测试中存在较强的电磁干扰,给应变测试带了一定误差,这是非共振状态(状态 2)相对误差的最主要原因。试验中扰动盘由大功率电机带动旋转,电机的空间电磁波干扰对应变片测试的影响很大。试验中通过电机及测试设备接地,信号线加金属屏蔽网等方法尽量减小电磁波的影响,但由于试验室客观条件限制,不能彻底去除干扰。因此振动应力较小时,电磁波影响所占比例会更大,使得相对误差偏大,如图 12 中状态 1 的 C 点应力值误差大于 A, B 点,表 3 中状态 2 误差大于其他状态。而振动位移测试采用激光传感器,受电磁波影响很小。

3) 进口处气流压力不稳带来的误差。计算中

表3 数值仿真与试验结果对比分析表
Table 3 Comparison of calculation and experiment

		状态 1	状态 2	状态 3	状态 4
D点 z 向位移幅值/mm	计算值	2.04	0.0058	0.38	0.55
	试验值	2.30	0.0086	0.26	0.40
	误差/%	-11.30	-32.56	46.15	37.50
A点 y 向应力幅值/MPa	计算值	78.70	1.96	64.19	96.33
	试验值	94.21	5.31	51.05	84.81
	误差/%	-16.46	-63.09	25.74	13.58
B点 y 向应力幅值/MPa	计算值	114.05	1.44	5.12	84.56
	试验值	141.43	3.79	3.70	83.78
	误差/%	-19.36	-62.01	38.37	0.93
C点 x 向应力幅值/MPa	计算值	24.10	0.72	20.54	30.59
	试验值	35.85	1.38	17.57	23.03
	误差/%	-32.77	-47.83	16.90	32.83

进口处的气流根据试验结果由傅里叶展开后给出,是理想的周期信号,但在试验中进口处压力会有一定波动,进而带来振动响应的波动.与前两个原因相比,其影响较小.

由上述对比和误差分析,对于非共振状态2,可以认为较大的相对误差主要是由于试验测试中难以避免的干扰带来的,并非是计算结果与叶片真实振动应力的差距.因此,可认为相对误差一般在40%以内,仿真结果具有较好的数值精度,可以满足大多数的工程计算需求.

4 结论及展望

设计并建立一套气流激振下叶片结构的动力响应试验系统,通过计算与试验的对比分析,主要结论如下:

1) 双向顺序耦合法适用于非共振状态以及共振状态的叶片动力响应的求解,数值仿真结果可以准确地反映振动响应的时域变化规律和频域特征.

2) 双向顺序耦合法求得的振动位移和振动应力具有较好的计算精度,相对误差一般在40%以内,可以满足大多数的工程计算需求.

3) 对于振动响应小的计算状态,双向顺序耦合法可以在较少的时间步内达到计算收敛;振动响应过大时,计算收敛速度较慢,甚至可能引起计算发散问题.

下一步研究工作是基于叶片动力响应进一步完善高周疲劳概率寿命预估方法^[12],并采用本套试验系统进行气流激振下平板叶片概率疲劳寿命的试验验证.

参考文献:

- [1] 李其汉,王延荣,王建军.航空发动机叶片高循环疲劳失效研究[J].航空发动机,2003,29(4):16-18.
LI Qihan, WANG Yanrong, WANG Jianjun. Investigation of high cycle fatigue failures for the aero engine blades[J]. Aeroengine, 2003, 29(4): 16-18. (in Chinese)
- [2] Srinivasan, A V. Flutter and resonant vibration characteristic of engine blades[J]. Engineering for Gas Turbines and Power, 1997, 119(4): 742-775.
- [3] William C S, Anthony N P. The consideration of high cycle fatigue in a turbine blade[R]. AIAA Paper 2002-1537, 2002.
- [4] 谢远森,李意民,周忠宁,等.旋转预应力条件下的叶片流固耦合模态分析[J].噪声与振动控制,2009(4):34-37.
XIE Yuansen, LI Yimin, ZHOU Zhongning, et al. Mode analysis of fluid-structure coupling blade under rotational and pre-stress state[J]. Noise and Vibration Control, 2009 (4): 34-37. (in Chinese)
- [5] Sanders A J, Fleeter S. Potential field interactions in a low-speed centrifugal compressor[J]. Journal of Propulsion and Power, 1998, 14(6): 925-933.
- [6] Kishore R, Patrick B L, Sanford F. High speed centrifugal compressor aeromechanics impeller unsteady aerodynamics [R]. AIAA 2007-5020, 2007.
- [7] Hirt C W, Amsden A A, Cook J L. An arbitrary Lagrangian-Eulerian computing method for all flow speeds[J].

- Journal of Computational Physics, 1974, 14(3): 227-253.
- [8] Kishore R, Patrick B L, Sanford F. Finite element simulation of turbomachine blade row viscous interactions-vane vibratory stress predictions[R]. AIAA 2004-0193, 2004.
- [9] 弓三伟, 任丽芸, 刘火星, 等. 汽轮机末级转子叶片流固耦合计算[J]. 热力透平, 2007, 36(3): 154-157.
GONG Sanwei, REN Liyun, LIU Huoxing, et al. Fluid solid interaction of rotor blade in last stage of steam turbine [J]. Thermal Turbine, 2007, 36(3): 154-157. (in Chinese)
- [10] Lau Y L, Leung R C K, So R M C. Vortex-induced vibration effect on fatigue life estimate of turbine blades[J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 30(7): 698-719.
- [11] 张大义, 马艳红, 洪杰, 等. 气流激励下叶片振动响应分析方法[J]. 航空动力学报, 2009, 24(7): 1523-1529.
ZHANG Dayi, MA Yanhong, HONG Jie, et al. Dynamical response analysis on blades arisen by aerodynamic forces through sequential method[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(7): 1523-1529. (in Chinese)
- [12] 马艳红, 张大义, 洪杰, 等. 气流激励下叶片的高周疲劳概率寿命预估技术[J]. 推进技术, 2009, 30(4): 462-466.
MA Yanhong, ZHANG Dayi, HONG Jie, et al. Prediction on high cycle life of blades using probability method[J]. Journal of Propulsion Technology, 2009, 30(4): 462-466. (in Chinese)