

文章编号: 1000-8055(2009)04-0819-06

叶栅流场中的气动阻尼研究

于 航, 李 琳

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191)

摘 要: 从气动阻尼产生的机理出发, 建立合理的气动阻尼模型; 利用动网格技术, 结合等效模态气动阻尼比的计算式, 以 Rotor 37 跨声叶栅为例, 用弱耦合方法数值计算得到一弯、一扭与弯扭耦合模态的气动阻尼比, 并考虑流场压力水平及叶片振幅对气动阻尼的影响. 计算结果表明, 在保证进出口压比不变的情况下, 气动阻尼与压力成线性关系; 在小振幅下, 气动阻尼基本与叶片振幅无关.

关 键 词: 气动阻尼机理; 动网格; 模态气动阻尼比; 弱耦合方法

中图分类号: V231.92

文献标识码: A

Study of aerodynamic damping in cascade flow field

YU Hang, LI Lin

(School of Jet Propulsion,

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

Abstract: Based on the theory of aerodynamic damping, the appropriate damping model was established; with the help of moving meshes technology and in combination with the equation of equivalent mode aerodynamic damping ratio, the weakly coupled method was applied. In the researches of Rotor 37 transonic blade with excitation of the 1st bend mode, the 1st torsion mode and the 1st bend-torsion mode, the aerodynamic damping was gained. The pressure and the blade amplitude were considered. The results demonstrate that when the pressure ratio of input pressure and output pressure has been fixed, aerodynamic damping has a linear relation with the pressure; with a small blade deformation, the blade deformation has little influences on aerodynamic damping.

Key words: turbomachinery; moving meshes technology;

mode aerodynamic damping ratio; weakly coupled methods

在叶轮机械中, 引起叶片振动的因素有很多, 其中作用在叶片上的流体扰动力是激发叶片振动的最重要的因素, 流体诱导引起叶片强迫响应导致的高周疲劳断裂是叶轮机械一类主要的破坏形式. 所以, 如何在设计之初, 较好地预测叶轮机械动力响应特性对于叶轮机械的设计具有重要意义. 由于叶轮机械本身的特点, 预测叶片的强迫响应, 应该考虑气动阻尼的作用. 目前, 对气动阻尼的研究主要集中在实验研究^[1-2]和数值计算^[3-8]两

个方面. 在现有的研究中不难发现, 气动阻尼的研究主要集中在颤振方面^[3-5], 而以预测叶片强迫响应为目的的研究则相对较少. Stuart Moffatt 等人^[6]利用自行编制的弱耦合分域方法对气动阻尼进行计算, 并预测叶片的强迫响应, 计算结果表明在预测响应方面, 气动阻尼作用不可忽略; 同样, Eric SEINTURIER 等人^[7]在总结已有的计算方法基础上, 建立了一种适合工程应用的强耦合方法以预测叶盘结构的强迫响应. 相关研究^[8]考虑

收稿日期: 2008-04-21; 修订日期: 2008-06-15

作者简介: 于航(1982-), 女, 辽宁兴城人, 硕士生, 主要从事航空宇航推进理论研究.

了粘性对气动阻尼的影响,未考虑压力及叶片振幅等重要参数的影响.本文以预测叶片强迫响应为目的,利用成熟的CFD软件CFX及CSD软件ANSYS实现弱耦合方法,在获得模态气动阻尼比的基础上,着重研究流场压力水平及叶片振幅对气动阻尼的影响.

1 气动阻尼理论及方法

1.1 气动阻尼机理

气动阻尼的概念最早由颤振工作者提出^[9],他们发现即使弹性叶片处于定常均匀分布的流场中,由叶片振动引起的非定常气动力也有可能对叶片做正功,使振动发散,引发颤振,即气动非阻尼效应.同样,当叶片发生强迫响应时,仍然存在由叶片振动引起的非定常气动力,与颤振不同的是,该部分非定常气动力对叶片做负功,阻碍叶片振动,及气动阻尼效应.由此可见,气动阻尼正是由叶片振动引起的.

1.2 气动阻尼模型

在叶轮机械中,叶片在外界流场作用下,受到非定常气动载荷的作用.根据非定常气动载荷产生的原理不同,主要分为两大类:一类非定常气动载荷与叶片振动无关,是由流场本身的缺陷引起的阵风载荷,如进口流场畸变,尾流激振等;另一类非定常气动载荷与叶片振动有关,该类载荷为气动阻尼力.

由于气动阻尼是由叶片振动引起的,所以研究气动阻尼时,流场中的非定常气动力只包括由叶片振动引起的气动阻尼力,不包括与叶片振动无关的阵风载荷.换言之,叶片振动是流场中唯一的非定常激励源为达到这一目的,模型采用孤立叶片,以消除几何结构对流场的影响;同时,要求流场绕流情况良好,消除进出口边界条件畸变对流场的影响.周期对称边界的设置使得单通道流场计算合理化.

文献[10]通过对跨声风扇的气动阻尼研究指出,在小振幅下,与叶片振动相关的气动阻尼具有线性性质.所以为了便于研究以及和机械阻尼对比,通常将气动阻尼作为粘性阻尼来考虑,即作用在结构上的气动阻尼力与结构振动速度成线性关系.气动阻尼是否能作为粘性阻尼来考虑,主要是由流场的性质来决定的.当流场中存在漩涡等非线性特征时,流场中的非线性影响不可忽略时,气动阻尼将不能作为粘性阻尼来考虑^[11];当流场绕

流情况较好时,没有漩涡等非线性特征,流场中的非线性影响可以忽略,气动阻尼可以按照粘性阻尼来处理.所以,为忽略流场中的非线性影响,使气动阻尼作为粘性阻尼考虑合理化,通常给定的叶片最大振动幅不超过叶片弦长的1%^[8].因为在这个幅值范围内,流场及非定常气动力的变化线性较好,可以忽略流场非线性的影响^[8],能够保证气动阻尼力与叶片振动速度成正比.据此,本文主要研究的是小振幅线性范围内的气动阻尼.

1.3 弱耦合方法实现

本文采用弱耦合方法来求解气动阻尼.弱耦合方法的主要思想分别求解结构方程及流体方程,利用动网格技术将叶片的运动施加到流固耦合边界上,实现叶片在流场中的振动.具体过程为:

首先,利用成熟的CSD软件ANSYS计算叶片的固有模态,得到振型及频率.

其次,利用成熟的CFD软件CFX的动网格功能,将叶片按某阶固有振型振动的运动规律施加到耦合边界上,对流场进行扰动.

最后,利用CFX计算流场,得到非定常气动力,并结合已知的叶片振动位移,得到一个叶片振动周期内的非定常气动力^[12].

在几何建模时,为了避免耦合边界上流体网格与叶片网格不匹配的问题,采取用流体域内耦合边界的节点生成固体叶片的方法,保证了耦合边界节点数目和坐标的一致性.

1.4 等效模态气动阻尼比

在忽略流体对叶片固有模态影响的前提下,离散化的叶片强迫响应动力学方程可表示如下:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\} \quad (1)$$

其中 $[M]$, $[C]$, $[K]$ 分别为叶片的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵.方程左面的三项分别代表了叶片在运动中所受到的惯性力、阻尼力和弹性力,属内力;方程的右端项为作用在叶片表面的非定常气动载荷,为外力.

叶片对非定常气动载荷的等幅强迫响应对应于叶片在外载荷作用下的一种稳定运动,维持这种状态的条件是

$$\text{内力功} = \text{外力功} \quad (2)$$

当叶片按简谐规律运动时,惯性力与弹性力在一个振动周期内做功均为零^[13],公式(2)成为

$$W_{\text{damping}} = -W_{\text{force}} \quad (3)$$

其中 W_{damping} 为阻尼力在叶片一个振动周期内所

做的功, W_{force} 为非定常气动载荷在叶片一个振动周期内所做的功。

设叶片按某阶固有模态振动, 不计机械阻尼力, 并将气动阻尼力等效为粘性阻尼力 (与叶片振动的速度成比例), 则一个周期内的阻尼功为

$$W_{\text{damping}(i)} = \int_0^T \dot{\mathbf{x}}_i^T \mathbf{d} \dot{\mathbf{x}}_i dt \quad (4)$$

式中 $W_{\text{damping}(i)}$ 为对应该阶模态的阻尼功。

将物理空间下某阶响应转化到模态空间下有

$$\mathbf{x}_i = \mathbf{q}(t) \mathbf{\phi}_i \quad (5)$$

式中 $\mathbf{\phi}_i$ 为叶片的第 i 阶固有模态, 由质量归一化得到。

按某阶固有模态 $\mathbf{\phi}_i$ 振动的叶片上各点的运动随时间变化的规律服从下式

$$\mathbf{q}(t) = q_{0i} \sin(\omega t + \theta) \quad (6)$$

其中 q_{0i} 为叶片按第 i 阶模态振动时的模态振幅。令阻尼为粘性阻尼, 则式 (4) 变为

$$W_{\text{damping}(i)} = \int_0^T \dot{\mathbf{q}}(t)^T \mathbf{C}_i \dot{\mathbf{q}}(t) dt = \int_0^T C_i \dot{q}(t) \dot{q}(t) dt \quad (7)$$

设主振型关于阻尼矩阵正交, 并根据阻尼比的定义可以得到

$$W_{\text{damping}(i)} = \int_0^T 2M_i \omega \xi_{\text{damping}(i)} \dot{q}(t) \dot{q}(t) dt = 2\omega \xi_{\text{damping}(i)} \int_0^T \dot{q}(t) \dot{q}(t) dt \quad (8)$$

$\xi_{\text{damping}(i)}$ 为对应该阶模态的模态阻尼比, ω 为对应该阶模态的圆频率, C_i 为对应该阶模态下的阻尼系数。

将式 (5) 代入式 (8) 有

$$W_{\text{damping}(i)} = 2\omega \xi_{\text{damping}(i)} \int_0^T q_{0i}^2 \omega^2 \cos^2(\omega t + \theta) dt = 2\pi q_{0i}^2 \omega_i^2 \xi_{\text{damping}(i)} \quad (9)$$

联立式 (3) 和式 (9) 可得

$$\xi_{\text{damping}(i)} = \frac{W_{\text{damping}(i)}}{2\pi q_{0i}^2 \omega_i^2} = \frac{-W_{\text{force}(i)}}{2\pi q_{0i}^2 \omega_i^2} \quad (10)$$

式中的 $W_{\text{force}}^{[13]}$ 通过流场/叶片的气弹耦合数值分析获得, q_{0i} 的选取意味着规定了叶片运动的振幅。

2 算 例

2.1 结构有限元分析

采用的模型为 Rotor 37^[14] 跨声叶栅, 其设计状态的气动参数: 进口总温为 288.2 K, 进口总压为 101 325 Pa, 出口静压为 90 000 Pa。本文采用的

材料属性: 密度为 7 800 kg/m³, 弹性模量为 200 GPa, 泊松比为 0.3。

由耦合边界的节点生成的叶片有限元模型如图 1 所示。

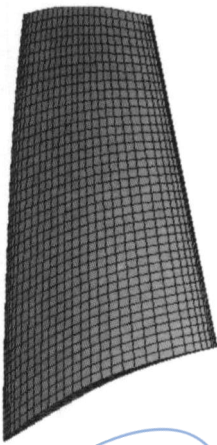


图 1 叶片的有限元模型 (ANSYS)

Fig. 1 Finite element model

通过模态分析得到的一弯、一扭及弯扭耦合模态频率分别为 919.18, 2 600, 4 956 Hz, 振型云图如图 2~图 4 所示。

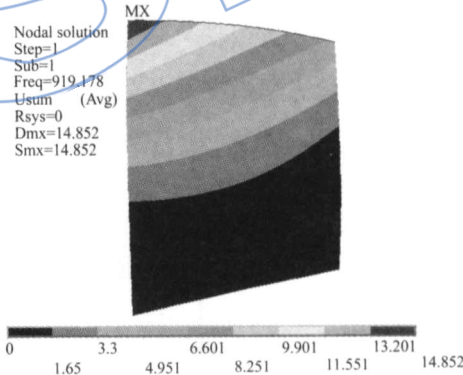


图 2 一弯振型

Fig. 2 First bend mode shape

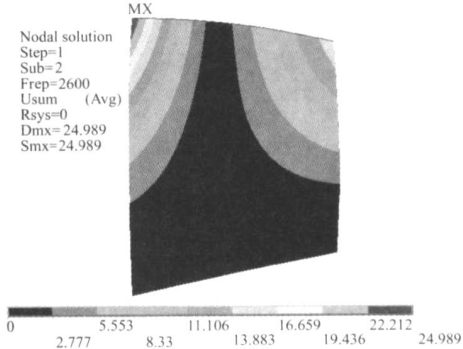


图 3 一扭振型

Fig. 3 First torsion mode shape

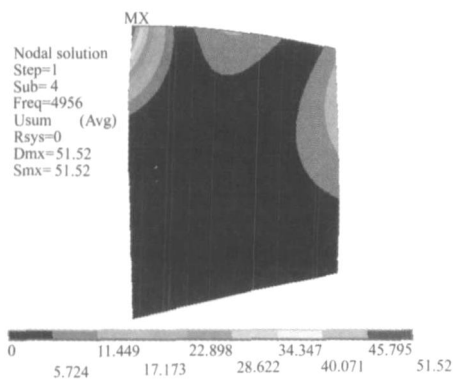


图 4 弯扭耦合振型

Fig.4 First bend-torsion mode shape

2.2 定常初场分析

Rotor 37 的流场模型如图 5 所示.

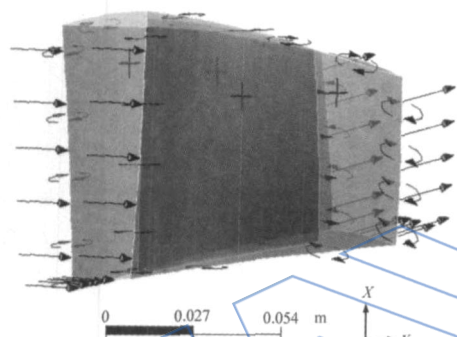


图 5 流场模型

Fig.5 Flow field model

为了加快非定常计算的收敛速度,在计算非定常前计算一个定常结果作为非定常计算的初场.同时,通过对初场绕流情况的分析,也能判断进出口边界条件是否存在畸变,从而判断给定的边界条件是否符合气动阻尼计算的要求.为方便说明,定义进出口边界条件如表 1.

表 1 进出口边界说明

Table 1 Inlet and outlet instruction

	进口参数	数值
BC1	进口总温/ K	288.2
	进口总压/ Pa	101 325
	出口静压/ Pa	90 000
BC2	进口总温/ K	288.2
	进口总压/ Pa	1.5 ×101 325
	出口静压/ Pa	1.5 ×90 000

图 6 与图 7 分别表示了流场边界条件为 BC1 和 BC2 时的绕流状况,可以看到流场的绕流状态

良好,不存在进气畸变,符合气动阻尼计算的前提.

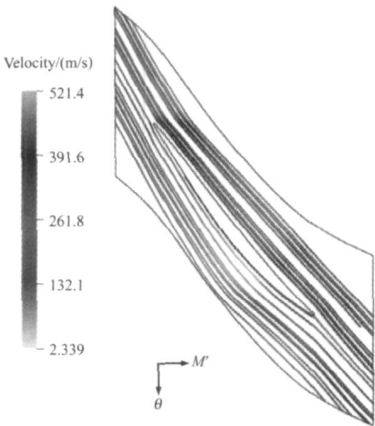


图 6 BC1 边界条件流场绕流情况

Fig.6 Stream-line of BC1

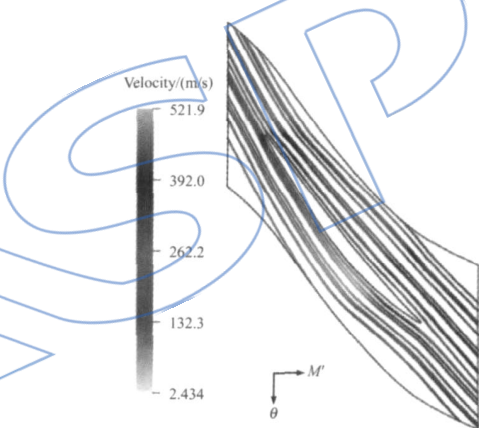


图 7 BC2 边界条件流场绕流情况

Fig.7 Stream line of BC2

2.3 进出口压力的影响(边界条件)

为保证压比不变,本文给定的两种边界条件的进出口压力是同比缩放的(如表 1).

取叶片振幅恒为 0.1 mm,按照表 1 中给定的参数设置进出口边界条件,得到一弯模态、一扭模态及弯扭耦合模态下的等效模态气动阻尼比见表 2.

表 2 不同边界条件下的等效模态气动阻尼比

Table 2 Mode aerodynamic damping ratio of different boundary condition

	一弯模态	一扭模态	弯扭模态
BC1/ %	0.22	0.36	0.25
BC2/ %	0.31	0.53	0.39
BC1 :BC2	1 :1.41	1 :1.47	1 :1.56

根据表 2 中的计算结果,可以得出如下结论:

1) 叶片模态气动阻尼比的量级:一弯、一扭及弯扭耦合模态下的等效模态气动阻尼比的量级是一致的,这与文献[6]中计算得到的 NASA67 风扇叶片一扭模态下的等效粘性气动阻尼比 0.56 % 的量级一致.

2) 叶片模态气动阻尼比随叶片振型的改变规律:同一边界条件下,一扭模态的等效模态气动阻尼比大于一弯模态的等效模态气动阻尼比,这与文献[8]中的内流场计算结果一致(在文献[8]中,计算得到的一扭模态的等效模态气动阻尼比为 0.43 %,一弯模态的等效模态气动阻尼比为 0.13 %),并且,弯扭耦合模态的等效模态气动阻尼介于一弯模态与一扭模态之间.

3) 叶片模态气动阻尼比与流场边界条件的关系:在不同的边界条件下,同一模态的等效模态气动阻尼比的值发生了变化,两种边界条件下的等效模态气动阻尼比接近 1 : 1.5,这与本文给定的两种边界条件下的压力水平的关系 $p_{BC1} : p_{BC2} = 1 : 1.5$ 是一致的.这种一致的比例关系说明气动阻尼的水平正比与边界条件的压力水平(本文保证了进出口的压比不变,进出的压力是同比增长与降低的).

2.4 叶尖最大振幅的影响

根据小扰动线化理论,在小振幅下非定常气动力与振动位移近似成线性关系^[12],文献[6]中也认为由叶片振动引起的扰动压力随着振幅的增大近似线性增加,气动功随着振幅的增大近似成二次方增长.根据式(10),在叶片振动形式(振型)一定的情况下,气动阻尼与气动功成正比,与振幅的平方成反比,从这个角度上看,气动阻尼是与叶片最大振幅无关的.然而,小扰动线化理论^[15]只适用于亚音流与超声流的情况,用这个理论来解释本文跨声叶栅中的气动阻尼现象是不够准确的.为了便于分析,本小节计算气动阻尼时,边界条件采用的是 BC1.以弯扭耦合模态为例,图 8 给出了叶片振幅为 0.1 mm 时 S_1 面(50 %叶高截面处)的马赫数分布情况.

从图 8 中可以看到,来流进入叶栅通道后,开始加速,并在叶背处达到最大,经过一道激波后,流场中的速度降低,激波后的某些区域变成亚声流场.由此可见,不能用小扰动理论来保证跨声叶栅的气动阻尼与叶片振幅无关,所以,将重点研究气动阻尼与叶片振幅的关系.

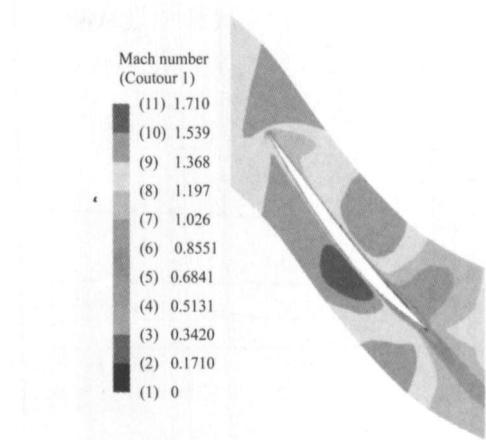


图 8 弯扭耦合模态下的 S_1 面马赫数分布情况
Fig. 8 Mach number development for S_1 under the first bend-torsion mode

本文叶片振幅的取值范围为 0.05~0.1 mm,即 0.13 % 的弦长~0.25 % 的弦长.表 3 给出了一弯、一扭及弯扭耦合模态下气动阻尼随给定叶尖最大振幅变化而变化的情况.图 9 给出了各个模态气动阻尼比随振幅增加的变化规律.

表 3 一弯、一扭及弯扭耦合模态下阻尼随最大振幅变化而变化的情况
Table 3 Aerodynamic damping changed with the blade deformation under different modes

模态 振幅/mm	一弯 阻尼/%	一扭 阻尼/%	弯扭 阻尼/%
0.05	0.1803	0.3344	0.2234
0.055	0.1885	0.3382	0.2402
0.06	0.1918	0.3436	0.2472
0.065	0.1944	0.3477	0.2487
0.07	0.1969	0.3515	0.2501
0.075	0.1979	0.3534	0.2513
0.08	0.2032	0.3572	0.2515
0.085	0.2085	0.3592	0.2523
0.09	0.2122	0.3607	0.2532
0.095	0.2157	0.3622	0.2536
0.1	0.2177	0.3629	0.2545

从表 3 及图 9 给出的变化规律中可以看出,气动阻尼随着振幅的增加呈线性增加的趋势,但是这种增长趋势非常缓慢,阻尼值变化很小.所以在小幅振动下,同一模态的气动阻尼可以认为基本不变.这种结果虽然与小扰动理论一致,但是不能用小扰动线化理论解释.合理的解释为,小幅振

动引起的流场扰动依然具有线性特点,即非定常气动力与位移成正比,气动功与位移成二次方关系。

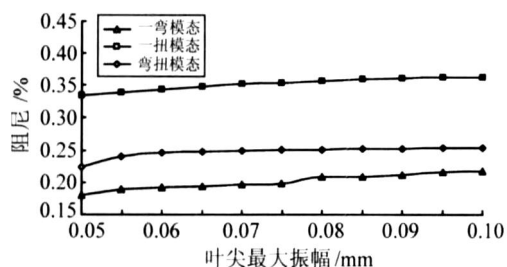


图9 气动阻尼比随最大振幅增加的变化规律

Fig.9 Aerodynamic damping changed with the blade deformation increasing

3 结 论

本文主要研究 Rotor 37 跨声叶栅在单通道可压流场中的模态气动阻尼比的计算方法及其影响因素,得到的结论如下:

1) 计算气动阻尼时,主要考虑叶片振动产生的气动载荷,所以要求流场扰流情况良好,不会有进口畸变、尾流激振等引起的强非线性特征。

2) 本文利用 CFX 的动网格技术,计算得到的一弯、一扭与弯扭耦合模态下的气动阻尼比(BC1)分别为 0.22%,0.36%,0.25%,其量级与机械阻尼比^[16]相当,所以在考虑叶片强迫响应时,气动阻尼不能忽略。

3) 本文考虑了进出口压力水平及叶片振动的振幅对气动阻尼的影响。研究表明,当进出口压力以相同的倍数增加的时候,模态气动阻尼比也以近似的倍数增加。气动阻尼随着振幅的增加呈线性增加的趋势,但是这种增长趋势非常缓慢,阻尼值变化很小。所以在小幅(1%弦长)振动下,同一模态的气动阻尼可以认为基本不变。这样的结论在工程上是有意义的,只要流场中不具有强的非线性特征,可以认为叶片的气动阻尼相同,减少了对气动阻尼的重复计算。

参考文献:

[1] Kielb J J, Abhari R S. Experimental study of aerodynamic and structural damping in a full-scale rotating turbine [J]. J. Eng. Gas Turbines Power, 2003, 125(1): 102-113.
 [2] Jeffers T R, Kielb J J. A novel technique for the measurement of blade damping using piezoelectric actuators [R]. ASME Paper, 2000-GT-0359.
 [3] Sadeghi M, Liu F. Coupled fluid-structure simulation for turbomachinery blade rows [R]. Reno, NV: 43rd AIAA

Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, 2005.

[4] Carsterns V, Kemme R, Schmitt S. Coupled simulation of flow-structure interaction in turbomachinery [J]. Aerospace Science and Technology, 2003: 298-306.
 [5] Srivastava R, Bakhle M A, Keith T G Jr. Numerical simulation of aerodynamic damping for flutter analysis of turbomachinery bladed rows [J]. Journal of Propulsion and Power, 2003: 260-267.
 [6] Moffatt S, Li H. Blade forced response prediction for industrial gas turbines - Part I: Methodologies [J]. American INST of Aeronautics and Astronautics, 2005, 21(4): 707-714.
 [7] Seinturier E, Lombard J-P, Dumas M. Forced response prediction methodology for the design of HP compressors bladed disks [J]. Proceedings of ASME Turbo Expo, 2004, 6: 317-326.
 [8] Gottfried D A, Fleeter S. Aerodynamic damping predictions for turbomachine blade rows using a three-dimensional time marching simulation [R]. AIAA Paper, 99-2810, 1999.
 [9] 周盛. 叶轮机气动弹性力学引论 [M]. 北京: 国防工业出版社, 1989: 1-240.
 [10] Li H D, He L. Single-passage analysis of unsteady flows around vibrating blades of a transonic fan under inlet distortion [J]. Journal of Turbomachinery, 2002, 124(2): 285-292.
 [11] 刘子强, 白葵, 毛国良. 锤头体弹性振动跨音速气动阻尼系数的确定 [J]. 宇航学报, 2002, 23(6): 1-7.
 LIU Ziqiang, BAI Kui, MAO Guoliang. The determination of aerodynamic damping on hammerhead launch vehicles at transonic speeds [J]. Journal of Astronautics, 2002, 23(6): 1-7. (in Chinese)
 [12] 杨蕾. 叶片颤振数值预测方法研究 [D]. 北京: 北京航空航天大学, 2007: 38-39.
 YANG Lei. Research on numerical methods for flutter prediction blades [D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2007: 38-39. (in Chinese)
 [13] 周盛, 陆亚钧, 郭恩民. 能量法在叶轮机动力响应问题研究中的应用 [C] // 第二届海峡两岸航空航天技术暨流固耦合学术研讨会论文集. 北京: 北京航空航天大学, 1998: 274-280.
 [14] 宁方飞. 考虑真实几何复杂性的跨音压气机内部流动的数值模拟 [D]. 北京: 北京航空航天大学, 2002: 103-135.
 NING Fangfei. Numerical investigation of flows in transonic compressors with real geometrical complexities [D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2002: 103-135. (in Chinese)
 [15] 管德. 非定常空气动力计算 [M]. 北京: 北京航空航天大学, 1991: 47-88.
 [16] Kielb R E, Chiang H D. Recent advancements in turbomachinery forced response analyses [R]. AIAA Paper, 92-0012, 1992.