

文章编号:1000-8055(2011)02-0392-05

压气机转子叶片颤振边界的预测方法

张小伟, 王延荣, 徐可宁

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191)

摘 要: 通过发展的基于能量法的颤振数值预测方法得到了压气机转子叶片的颤振边界. 将计算结构动力学(CSD)分析得到的叶片表面节点位移插值到耦合面的流体网格点上, 并将设计的多层动网格技术应用于计算流体动力学(CFD)方法, 实现叶栅振荡作用下的非定常分析, 得到叶片表面的非定常气动功以及模态气动阻尼比. 以某第一级压气机转子叶片为例, 对比了不同振型、不同工况下的气动弹性稳定性, 并最终在压气机转子特性图上给出了叶片的失速颤振边界. 计算结果表明: 所发展的数值预测方法可以用于分析压气机叶片的气动弹性稳定性, 并通过模态气动阻尼比能够较好地给出压气机叶片的颤振边界.

关 键 词: 叶片颤振; 能量法; 模态气动阻尼比; 颤振边界; 预测方法

中图分类号: V215.3

文献标识码: A

Prediction method of blade flutter boundary in a compressor stage

ZHANG Xiao-wei, WANG Yan-rong, XU Ke-ning

(School of Jet Propulsion,

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

Abstract: The blade flutter boundary in a compressor stage was obtained by the developed numerical prediction method based on the energy method. The displacements of blade surface structural nodes, obtained from the computational structural dynamics (CSD) analysis, were transferred to fluid interface grids, and the designed multi-layer moving grid technique was applied to computational fluid dynamics (CFD). The unsteady analysis under the oscillating cascades was achieved to calculate the unsteady aerodynamic work for aerodynamic modal damping ratio. For a certain first-stage compressor rotor, the aeroelastic stability of different operating conditions was investigated and compared at different blade modes. And the blade flutter boundary has been obtained by analyzing the distribution of aerodynamic modal damping ratio in compressor characteristic map. The results show that the developed numerical method for aerodynamic modal damping ratio to determine the flutter boundary is feasible to preliminarily predict the aeroelastic stability of compressor blade.

Key words: blade flutter; energy method; aerodynamic modal damping ratio; flutter boundary; prediction method

叶轮机机械性能的不断要求叶尖切线速度越来越大, 同时, 叶片的刚度越来越低. 因此, 叶片发生颤振的可能性有所增加. 国内外许多发动机

均发生过风扇或压气机叶片颤振, 从而使得叶轮机机械气动弹性问题逐渐成为各国学者研究的热点方向. 当然, 叶轮机机械的颤振已成为现代发动机设

收稿日期: 2009-12-15; 修订日期: 2010-03-16

基金项目: 国家重点基础研究发展计划(2007CB210103); 北京航空航天大学博士研究生创新基金

作者简介: 张小伟(1984—), 男, 湖北广水人, 博士生, 主要从事航空发动机结构强度振动及气动弹性稳定性研究.

计所面临的主要技术难点之一。

随着计算机技术的发展,对叶轮机叶片颤振的研究已经从早期基于相似理论的经验方法发展到当前的数值预测方法^[1]。颤振的数值预测方法主要分为经典方法和数值积分方法,其中研究最多的主要是经典方法中的特征值法和能量法。能量法是 Carta^[2]提出并由 Bendiksen^[3]命名的,它基于如下假设:颤振以转子振动的某一自然振型出现,通过计算这一振型振动与流场之间的能量平衡来预测颤振。计算中忽略非定常气动力对振动模态的影响,但在振型计算中一般应考虑稳态气动力的影响。Moffatt 和 He^[4]采用 Carta 提出的能量法,计算了振荡叶栅上非定常气动力在一个振动周期内对叶片所做的功,并以气动功和气动阻尼比作为系统颤振分析的定量描述参数。特征值法是从叶片的振动方程出发,计及气动载荷项,利用一些假设条件将气动载荷表示为叶片振动位移及速度的线性函数,得到气动刚度矩阵和气动阻尼矩阵,进而将颤振问题转化为特征值问题,以求得的特征值实部为零作为系统颤振的判据,其正负分别表示系统颤振或稳定,特征值的虚部给出叶片颤振频率,特征向量给出颤振振型。

由于叶轮机内部的流场呈现着复杂的三维非定常特性,且分离流动、激波、激波与附面层的相互干扰等非线性因素的影响使得气动载荷很难用准确的函数来表达,因此,通过特征值法来定量、准确地描述颤振稳定性很难实现。另一方面,能量法的发展与计算流体动力学(CFD)的发展相伴而生。当前对流场的计算均考虑由于激波和边界层分离等引起的非线性流动,因此,能量法中的气动力模型研究主要集中在采用二维或三维 Navier-Stokes 方程与相应的湍流模型组成的封闭方程组。在气动弹性分析中,虽然结构和流场的三维作用对气动力有很大的影响,但是由于计算效率以及计算成本的限制,当前的很多研究均简化为二维或者准三维的线性方程来分析^[5-8],这在一定精度范围内也能满足要求。

本文通过有限体积法(FVM)计算了叶片振荡作用下时间线化的三维雷诺平均 Navier-Stokes(RANS)方程,并由 $k-\epsilon$ 湍流模型对 Reynolds 应力项封闭,其中叶片振荡作用通过设计的多层动网格技术实现。非定常分析得到不同时间步的非定常气动力和振动位移,通过文献[9]发展的数值预测方法得到模态气动阻尼比,并在压气机特性图中给出了压气机转子叶片的颤振边界。

1 数值方法

基于能量法的数值预测方法需要分别对计算结构动力学(CSD)和计算流体动力学(CFD)单独求解。在 CSD 分析中,外载荷仅仅考虑非定常气动力,同时由于气体的密度远小于固体结构的密度,且气体是可压缩的,因此忽略流体的附加质量以及附加刚度。对于阻尼项,由于机械阻尼与结构材料、结构形式等很多因素相关,很难表达,而且 Kielb 和 Chiang^[10]指出,叶轮机叶片结构的机械阻尼远小于气动阻尼,因此,忽略机械阻尼而仅仅考虑气动阻尼的作用。另外,Moffatt 和 He^[4]指出涡轮机械叶片的振型和固有频率基本不受气动载荷的影响,结构动力学分析中仅考虑自由振动的模态分析,即

$$\mathbf{M}_{\text{mech}} \ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}_{\text{aero}} \dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}_{\text{mech}} \mathbf{x} = 0 \quad (1)$$

式中 $\mathbf{M}_{\text{mech}}$ 为结构质量矩阵, $\mathbf{C}_{\text{aero}}$ 为气动阻尼矩阵; $\mathbf{K}_{\text{mech}}$ 为结构刚度矩阵, $\mathbf{x}$ 为位移向量。

在小幅振动下,与叶片振动相关的气动阻尼具有线性性质^[11],且由于非黏性阻尼的数学描述比较复杂,因此,为了便于研究,工程上通常采用某些近似的处理方法使系统的阻尼矩阵实现对角化,并将气动阻尼简化为等效黏性阻尼,得到模态气动阻尼比

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

其中 $\sum W$ 为非定常气动力在一个周期内对流场所做的功, ω 为某转速下的叶片振动频率; q^{cfd} 为正则坐标系下的模态振幅。

由于流体域和固体域的网格疏密不同,因此,流固耦合过程中采用有限元形函数的概念实现耦合界面的数据传递,其中,由于流体网格和固体网格对原始几何构型的精度不同,采用 Sadeghi 等^[12]提出的恒定位置矢量差法,使流体节点的位移始终等于其投影点的位移。虽然这会在流体网格的横向造成一定的剪切变形,但是该方法的计算效率较高。

在 CFD 分析中,选用时间线化的三维 RANS 方程计算叶片振荡作用下的非定常流场,其中 Reynolds 应力项通过 $k-\epsilon$ 湍流模型来封闭,叶片的振荡作用通过设计的多层动网格技术来实现。在多层动网格技术中,将振荡叶栅通道分为如图 1 所示的网格区域,其中可动域为 O 型网格,固定域为 H 型网格。叶片表面附近的 O 型网格一方面

便于后续对网格的搜索,另一方面可以得到较好的近场分辨率并便于更精确计算叶片表面压力^[13],这对能量法进行气动弹性分析至关重要。

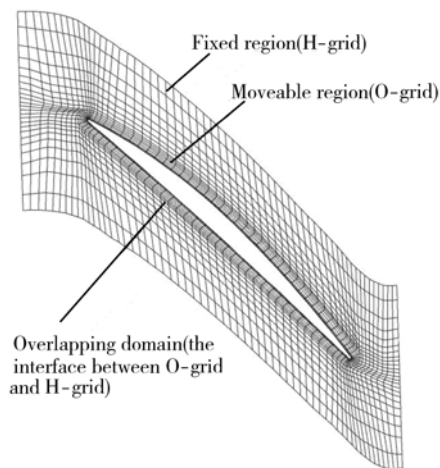


图 1 叶栅的可动域和固定域

Fig. 1 Moveable region of the cascade

将固体域中的节点位移插值到可动域表面网格点后,给定流场叶片表面网格点的振幅为插值得到的位移幅值,指定可动域和固定域交界面上的网格点振动幅值为 0,可动域中其他网格点的振动幅值按照对应各层网格点之间法向距离的比值来线性插值得到。假设给定的振动为正弦振动,并设定网格振动一个周期的时间步,在流场分析的每一时间步都要对可动域进行更新。

2 计算结果及分析

以某型发动机第一级压气机转子叶片为例,在压气机特性图的 100% 转速线上,给定不同出口反压,在叶片的第一阶弯曲振动模态和第一阶扭转振动模态下,对比了不同工况、不同模态的气动阻尼比,研究了叶片的气动弹性稳定性。另外,在一阶弯曲模态下,通过改变工况(转速、出口反压)计算了压气机转子叶片在不同工况下的模态气动阻尼比,并最终得到了能够用于指导叶片设计的压气机颤振特性图。

2.1 气动弹性稳定性分析

上述压气机转子叶片材料为合金钢,其有限元模型采用八节点六面体单元,在设计转速下,通过有限元模态分析得到叶片的各阶振型以及相应的动频,图 2 示出了叶片的第一阶弯曲模态和第一阶扭转模态。

CFD 定常分析中,流体域在旋转坐标系下绕

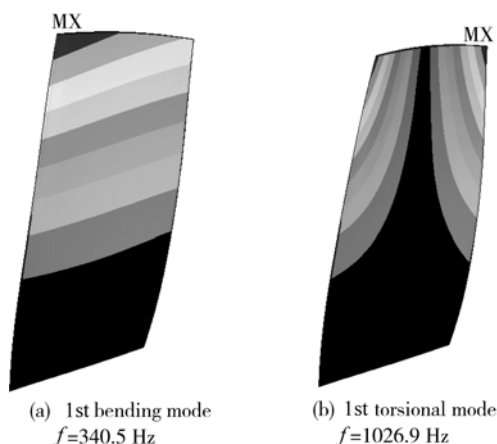


图 2 叶片的模态

Fig. 2 Modal shapes and frequencies of the rotor blade

x 轴逆时针旋转,流场进口给定总温 264.49 K,总压 101325 Pa,轮缘、轮毂和叶片表面给定为绝热、无滑移光滑壁面,扇区周期对称面给定为周期对称边界。在不同的工作转速下(70%, 80%, 90%, 100%)分别给定不同的出口反压可以得到压气机特性图,如图 3 所示。值得注意的是,本文的所有计算模型均忽略了叶尖间隙。

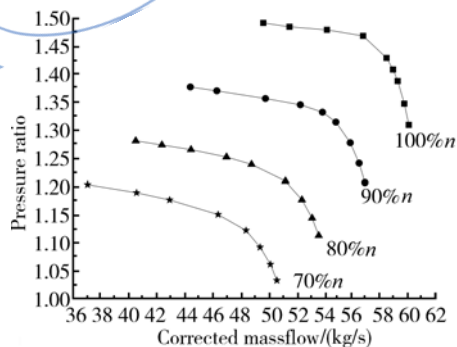


图 3 压气机转子特性图

Fig. 3 Characteristic map of compressor rotor

压气机转子特性图中,对于某一恒定转速下的特性线,随着压气机折合流量的减少,进出口压比逐渐增加,当折合流量减小到某一值时,压比不再增加,此时流过压气机的气流会产生脉动,压气机进入了不稳定的工作边界,即失速边界;另一方面,当折合流量增加到某一值时,压比迅速降低,折合流量不再增加,即压气机达到了堵塞边界。

在 100% 转速线上分别选取靠近喘振边界和设计点附近的工况进行非定常分析,其中以对应工况的定常分析结果作为初始条件插值到叶片振荡作用下的非定常分析中去。给定转子转速为

100%设计转速,指定叶片表面网格点按照从有限元模态分析插值获得的不同模态下的叶片振型以正弦规律做周期性振动,当流场气动参数振荡稳定后,选取一个振荡周期内叶片表面的结果文件,通过非定常分析得到的叶片表面非定常气动力分布和相应的振动位移,进而得到气动功的分布。

由于实验测得叶片颤振时的频率与叶片的第一阶弯曲固有频率相近,这里选取压气机特性图中 100%转速线进行计算.在叶片第一阶弯曲固有频率下,当反压分别为 100 kPa 和 115 kPa 时,其叶背和叶盆的气动功分布分别如图 4 和图 5 所示.当反压为 100 kPa 时,工况位于设计点附近,此时激波强度较弱,叶背和叶盆表面的正气动功梯度较小,且正气动功最大值均较负气动功最大值的绝对值小;当反压为 115 kPa 时,工况位于失速边界附近,此时激波强度较强,叶背和叶盆表面的正气动功梯度较大,且正气动功最大值远大于负气动功最大值的绝对值。

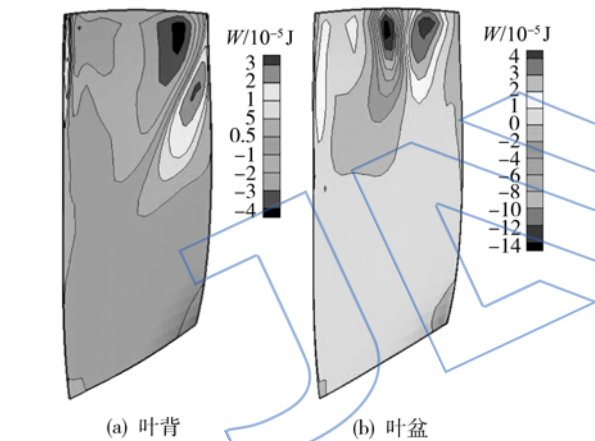


图 4 反压 100 kPa 时的气动功分布
Fig. 4 Aerodynamic work on blade surface for low back pressure

另一方面,对出口反压分别为 100 kPa 和 115 kPa 的工况进行了非定常分析,其中分别指定叶片在第一阶弯曲模态(1B)和第一阶扭转模态(1T)下振动.在叶片一个振荡周期内,计算得到各不同工况、不同模态振型下叶片表面的非定常气动力,并基于能量法得到对应的模态气动阻尼比,见表 1.叶片在第一阶弯曲模态下,在靠近喘振边界时气动力总功为正,表明在一个周期内气流对叶片做功,叶片的振幅越来越大,叶片在很短的时间内产生裂纹甚至发生断裂,这与文献[14]中实验测定的颤振状态一致;在靠近喘振边界的一阶扭转模态以及靠近设计状态的弯、扭模态时,气

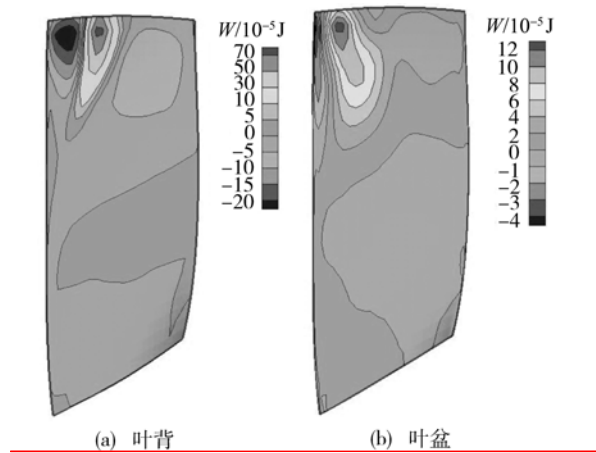


图 5 反压 115 kPa 时的气动功分布
Fig. 5 Aerodynamic work on blade surface for high back pressure

动功均为负,此时叶片能量不断地释放到气流中,颤振不会发作.另外,在同一工况下,一阶扭转模态对应的气动阻尼比均比一阶弯曲模态对应的气动阻尼比大,因此,对该压气机转子叶片来说,叶片更易发生弯曲模态下的气动弹性失稳。

表 1 气动功和模态气动阻尼比

Table 1 Aerodynamic work and aerodynamic modal damping ratio

模态	工况			
	反压 115 kPa		反压 100 kPa	
	1B	1T	1B	1T
$\Sigma W/10^{-3} J$	1.523	-2.133	-4.362	-1.780
$\delta/\%$	-0.103	0.497	0.296	0.415

2.2 叶片颤振边界的预测

在非定常流场分析中,选取叶片在一阶弯曲模态下振动,给定叶片最大振幅为 1 mm,在不同的转速工况下,给定不同的出口反压,计算得到各反压条件下的气动功和模态气动阻尼比.值得注意的是,不同转速下的叶片动频和振型均要相应发生变化。

图 6 给出了各不同转速线下气动弹性稳定和气动弹性失稳对应的折合流量范围,其中仅在 90%转速线和 100%转速线上,在喘振边界附近的工况会发生颤振.另外,从图中可以看出,各转速线对应的模态气动阻尼比随折合流量的增加均呈现先增大后减小的趋势,而且随着转速的降低,变化趋势逐渐变得平缓。

将各不同工况下的模态气动阻尼比表示在压

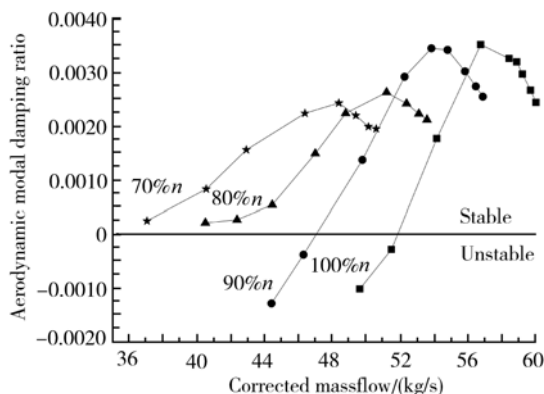


图6 模态气动阻尼比与折合流量的关系

Fig. 6 Aerodynamic modal damping ratios versus corrected massflow

气机转子特性图上,可以得到模态气动阻尼比与折合流量和压比的三维关系图,通过曲面拟合得到整个工作范围内的模态气动阻尼比分布,并投影到压气机转子特性图上得到模态气动阻尼比的等值线图,图7给出了转子特性图上模态气动阻尼比等值线云图,其中将模态气动阻尼比为0的曲线作为压气机转子叶片的颤振边界.从图中可以看出,压气机叶片颤振边界位于失速边界前,转子在靠近失速边界的工况工作时会出现颤振,这与文献[14]中的实验结果是一致的.

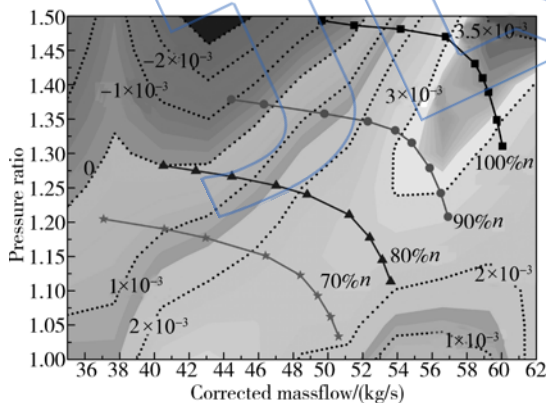


图7 压气机转子颤振特性图

Fig. 7 Flutter characteristic map of compressor rotor

3 结论

基于文献[9]发展的用于预测叶轮机械叶片颤振的流固耦合数值方法,本文以某型发动机第一级压气机转子为例,研究了不同振型、不同工况下的气动弹性稳定性,计算结果表明:

1) 通过发展的数值预测方法能够给出叶片表面非定常气动功的分布,并清楚地看出流固耦合交界面上的能量传递;

2) 在不同工况、不同叶片振动模态下,计算的气动阻尼比可以用于分析振动模态对叶片气动弹性稳定性的影响;

3) 在压气机特性图上,不同工况下叶片模态气动阻尼比有很大的区别.给定模态下,将气动阻尼比表示在压气机转子特性图上可以得到压气机转子叶片的颤振边界,并用于指导叶片的设计.

参考文献:

- [1] 周盛. 叶轮机气动弹性力学引论[M]. 北京:国防工业出版社,1986.
- [2] Carta F O. Coupled blade-disk-shroud flutter instabilities in turbojet engine rotors[J]. Journal of Engineering for Power, 1967, 89(3): 419-426.
- [3] Bendiksen O O. Aeroelastic problems in turbomachines [R]. AIAA Paper 90-1157, 1990.
- [4] Moffatt S, He L. Blade forced response prediction for industrial gas turbines: Part I—Methodologies[R]. ASME Paper GT 2003-38640, 2003.
- [5] He L. An Euler solution for unsteady flows around oscillating blades[J]. Journal of Turbomachinery, 1990, 112(4): 714-722.
- [6] Hall K C, Lorence C B. Calculation of three-dimensional unsteady flows in turbomachinery using the linearized harmonic euler equations[R]. ASME Paper 92-GT-136, 1992.
- [7] Kielb R E. CFD for turbomachinery unsteady flows—An aeroelastic design perspective [R]. AIAA Paper 2001-16317, 2001.
- [8] Ekici K, Voytovych D M, Hall K C. Time-linearized Navier-Stokes analysis of flutter in multistage turbomachines [R]. AIAA 2005-836, 2005.
- [9] 张小伟,王延荣,张潇,等. 涡轮机械叶片的流固耦合数值计算方法[J]. 航空动力学报, 2009, 24(7): 1622-1626. ZHANG Xiaowei, WANG Yanrong, ZHANG Xiao, et al. Numerical method for fluid-structure interaction in turbomachinery bladings[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(7): 1622-1626. (in Chinese)
- [10] Kielb R E, Chiang H D. Recent advancements in turbomachinery forced response analysis [R]. AIAA Paper 92-0012, 1992.
- [11] 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.
- [12] Sadeghi M, Liu F, Lai K L, et al. Application of three-dimensional interfaces for data transfer in aeroelastic computations[R]. AIAA Paper 2004-5376, 2004.
- [13] Hsiao C, Bendiksen O. Finite element calculations of transonic flutter in cascades[R]. AIAA Paper 93-2083, 1993.
- [14] 宋兆泓. 航空发动机典型故障分析[M]. 北京:北京航空航天大学出版社, 1993.