尾流激振情况下叶片强迫响应瞬态分析方法

孟 越 李 琳 李其汉

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100083)

摘 要: 对叶片强迫响应问题,提出应用瞬态分析的方法,针对转子叶片在前排静子叶片尾流激振情况下的位移和应力进行预估. 流场进行全场三维非定常求解,将三维非定常气动力引入转子叶片有限元结构计算中,对尾流激振情况下叶片强迫响应问题进行瞬态分析,比较了不同转速下叶片的强迫响应,得到响应位移及应力变化的分析结果. 采用叶片强迫响应瞬态分析方法,从流场的求解到结构响应的求解均应用成熟的通用软件,为工程应用该方法进行尾流激振情况下叶片振动应力预估及阻尼的研究提供了一个可行的方法.

关 键 词: 尾流激振; 强迫响应; 瞬态分析

中图分类号: V 232.4

文献标识码: A **文 章 编 号**: 1001-5965(2006)06-0671-04

Transient analytical method of vane forcing response under stator-rotor wake influence

Meng Yue Li Lin Li Qihan

(School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: Rotor blade forcing response problems due to the wake of front vane row was analyzed. A transient analytical method was presented for blade forcing response. Then displacement and stress could be predicted. The analysis of three-dimension unsteady flow field was performed with NUMECA to provide the wake influence force and the pressure was introduced into calculating structure dynamics(CSD). Structure analysis was performed by finite element package ANSYS using transient analysis type. Force boundary condition was written with ANSYS parametric design language(APDL), a scripting language for ANSYS. The displacement and stress under different rotate speed were calculated. Then compared them with Compbell method. For transient analytical method, whether flow field or structure analysis were both presented with well-rounded software, so it's easy for using in engineering field.

Key words: wake influence; forcing response; transient analytical method

在叶轮机械中,引起叶片振动的因素很多,其中作用在叶片上的流体扰动力是激发振动的最重要因素,流体诱导振动导致的叶片高周疲劳断裂是叶轮机械类主要的结构破坏形式.

对于叶片强迫响应问题,传统的分析方法是用坎贝尔图来预测叶轮机的强迫共振转速. 然而在发动机工作范围内通过调频要完全避开叶片的各阶共振是不可能的,而仅考虑几个低阶共振点又远远不够. 最有效的方法是通过分析流体激振力,直接求解并控制叶片的振动响应(位移和应力),从而分析控制叶片的高周疲劳破坏.

Stuart Moffatt[1,2] 提出一种比较松散的耦合方式对叶片强迫响应进行计算,计算中假定气动力对叶片的固有频率和振型没有影响. 该方法用 ANSYS 计算叶片某一模态的振型和频率,再将其带入 CFD(Computational Fluid Dynamics)的网格中,对线性非稳态 N-S 方程应用单通道法进行频域求解,计算气动力和阻尼力,再带回 FE(Finite

收稿日期: 2005-07-01

作者简介: 孟 越(1978-),女,辽宁沈阳人,博士生, mengyue@sjp.buaa.edu.cn.

Element)模型中计算该模态下的共振响应.

国内有关 CFD 和 CSD(Calculating Structure Dynamics)结合研究叶片强迫响应的文献还比较少,处于刚刚起步的阶段. 文献[3]应用能量法原理和二维半激盘动力响应模型计算了线化理论下叶片强迫振动振幅. 文献[4]采用参数多项式方法和振荡流体力学理论求解尾迹流场,叶片响应计算采用稳态求解方法计算各阶谐波作用下的强迫响应并进行线性叠加.

本文提出对叶片强迫响应问题应用瞬态分析的方法,将三维流场计算结果引入结构计算中,对叶片响应进行瞬态分析,求解叶片强迫响应位移和应力.

1 强迫响应预估系统

图1所示为强迫响应预估系统框图,该系统为开放式半耦合系统. 在该系统中,无论流场求解还是结构计算均采用成熟的分析软件. 分析过程首先建立流场模型,对流场进行三维非定常计算,求解叶片表面非定常气动载荷. 同时,根据 CFD 模型建立有限元模型,将流场分析得到的叶片表面气动力数据加以处理,作为有限元瞬态分析中的力边界条件施加到有限元模型上,求解叶片瞬态强迫响应. 系统中的阻尼包括结构阻尼和气动阻尼2部分,在本文中并未涉及到气动阻尼的计算和分析,气动阻尼将作为专题进行研究.

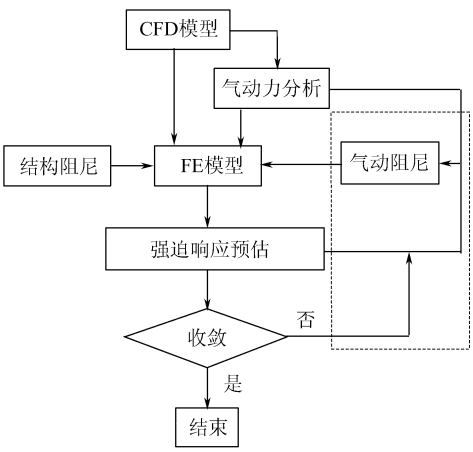


图1 强迫响应预估系统框图

1.1 三维非定常流场计算

三维非定常流场的求解步骤可归纳如下:

1) 建立模型;

2) 对流场进行三维定常计算;

3) 将定常计算的结果作为初场引入三维非定常计算,直到残差小于设定值,即可认为计算收敛.

1.2 非定常气动载荷的处理

气动载荷的处理是本系统中的重点问题. 在 CFD 计算中,将转子转过一个叶片通道分为若干时间步,计算收敛后,将各个时间步中叶片表面流场的压力值按时间顺序提取出来,仅保留与有限元叶片模型对应节点的值. 用 APDL 语言编写有限元程序,将这些点的压力值(实际为压强,在工程应用上常称为压力)按时间顺序加到对应的有限元节点上,并写成载荷步文件. 在 CFD 计算中,若计算模型为单通道模型(即转子气流通道仅为一个),则对于稳定收敛之后的三维流场计算来讲,转子叶片转动时所受到的气动载荷是周期性的,一个周期叶片转过一个通道. 若 CFD 模型是多通道模型(转子气流通道为2个或2个以上),则转子叶片所受到的气动载荷也是周期性的,一个周期转子转过 N 个通道(N 为 CFD 模型中的转子通道数目).

在叶片强迫响应计算中,采用的是瞬态分析的方法,仅计算叶片一个周期所受的气动载荷是不够的. 为了在瞬态分析中能够计算到叶片受到气动激振力后的稳态响应,一般需要计算多个周期. 因此,在加载时将叶片所受气动载荷按周期重复加载.

1.3 有限元建模及分析

为便于在叶片单元上施加压力载荷,叶片的有限元模型表面节点与 CFD 模型的壁面节点是一一对应的. 但是由于 CFD 计算中单元节点数目密集,而在有限元分析中并不需要建立如此稠密的单元,因此在建立有限元模型的时候选取 CFD 模型中的部分节点. 选取节点时兼顾流场计算中表面激振力的准确性,避免节点过于稀疏,在激振力变化较大的地方应适当加密.

对于多自由度系统动力学方程如下:

$$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{x}} + \boldsymbol{C}\dot{\boldsymbol{x}} + \boldsymbol{K}\boldsymbol{x} = \boldsymbol{F} + \boldsymbol{F}_{\text{aero}}$$

方程中等号右边的力项包括常力项和变力项. 常力项包括离心力等,变力项即为气动载荷.

动叶表面气动激振力为周期性非定常气动力,将其在一个脉动周期内展开为傅里叶级数,可表示如下:

$$\boldsymbol{F}_{\text{aero}} = A_0 + \sum_{n=1}^{\infty} \boldsymbol{F}_n \cos(n\Omega t + \boldsymbol{\varphi}_n)$$

式中,A_0 为与时间无关的常数项;Ω 为非定常气动力基频;是转子转动角频率与导叶数乘积;$\boldsymbol{F}_n$ 和 $\boldsymbol{\varphi}_n$ 为第 n 阶谐波分量的幅值和相位.

按以上方程求解叶片瞬态响应,对振幅及应

力水平进行预估.

2　算例分析

2.1　计算模型

算例采用改型后的 Aachen 一级半透平进行非定常数值模拟[5]. 它由 2 列相同的静叶(41 个)和一列动叶(41 个)构成.

2.2　三维非定常流场计算

求解三维定常/非定常 N-S 方程采用格子中心有限体积法,空间差分采用中心差分格式,时间项采用 4 阶 Runge-Kutta 法迭代求解. 非定常计算应用双重时间步方法. 湍流模型采用 Sparlart-Allmaras 模型. 动叶的网格位置随着时间步变化,静、动叶交接面处信息传递采用超限插值方法. 应用 NUMECA 程序进行计算,图 2 为 CFD 计算网格图.

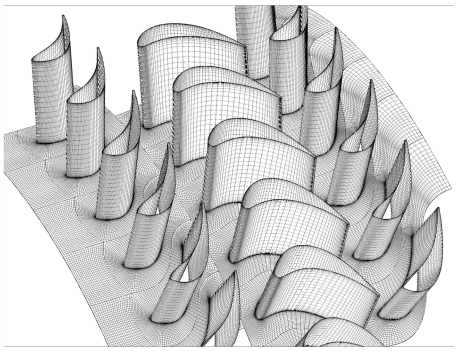


图 2　CFD 计算网格图

2.3　有限元建模及计算分析

将 CFD 模型中的壁面节点隔行取出建立叶片有限元模型. 将叶片考虑为悬臂梁,在叶片底端施加全约束. 叶片材料参数:密度 $\rho = 7\ 850$ kg/m^3,弹性模量 $E = 205 \times 10^9$ Pa,$\mu = 0.3$. 网格采用 SOLID45 单元.

按照 2.2 节所述的方法将 CFD 计算中的表面气动力转化为有限元计算中的气动载荷,对该模型进行瞬态分析. 采用 ANSYS 程序瞬态分析中的完全法进行求解.

2.3.1　转子叶片共振分析

图 3 所示为转子叶片的共振分析图(坎贝尔图). 本算例仅研究上游静子尾迹流场对下游转子的影响,故在坎贝尔图中只标明了上游叶片数目 $k=41$ 以及其二倍频 $k=82$.

2.3.2　叶片强迫响应结果分析

将气动载荷加载到有限元模型中进行瞬态分析,为加速收敛过程,计算中适当加大了结构阻尼. 为考察静子尾迹对转子的影响,在响应计算中分别考虑了如下转速:3 080 r/min(坎贝尔图上危险点 A)、3 500 r/min(工作转速)、4 430 r/min(图上危险点 B)、6 150 r/min(图上危险点 C)、以及 7 300 r/min(过一阶共振转速后).

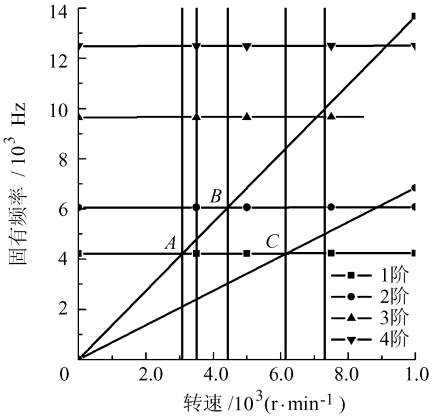
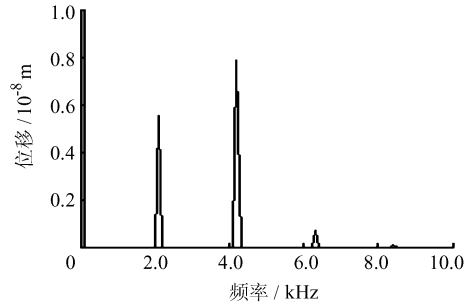
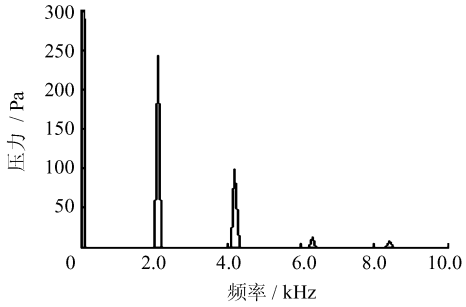


图 3　叶片动频曲线图(坎贝尔图)

图 4 为 3 080 r/min 下叶片尾缘顶端节点周向位移频谱分析图,以及对应该点的气动载荷频谱分析图. 表 2,表 3 列出了 5 个转速下对应的激振力频率和幅值以及该转速下位移响应的频率幅值. 表 4 列出了各转速下应力最大值点的应力响应频率和幅值.



a　位移谱分析图



b　压力谱分析图

图 4　叶片尾缘顶端节点位移频谱分析图以及对应点压力频谱分析图

从表 2 ~ 表 4,图 4 可以看出,叶片响应频率与激振力频率是对应的. 当激振力频率远离共振频率时,位移响应幅值以及叶身应力变化幅值与激振力幅值呈线性关系,但在共振频率附近时,则响应幅值增加明显. 从转速 3 080 r/min 和 6 150

r/min 的计算结果来看该叶片对于一阶固有频率的共振响应明显,而对于转速 4 430 r/min,即危险点 B 激起的二阶共振并没有激振力基频激起的振动大,从应力分析也可以看出,该叶片对于一阶固有频率响应明显,而二阶共振所引起的应力变化则不大,因此在设计中应注意避免一阶固有频率的共振.

表 2 各转速下叶片顶端尾缘节点激振力频率幅值

转速/	$k=41$		$k=82$	
($r \cdot min^{-1}$)	频率/Hz	幅值/Pa	频率/Hz	幅值/Pa
3 080	2 105	243.16	4 209	99.03
3 500	2 392	373.40	4 783	41.74
4 430	3 027	317.77	6 054	41.00
6 150	4 202	666.65	8 405	96.83
7 300	4 988	1 643.20	9 977	317.20

表 3 各转速下叶片顶端尾缘节点位移响应频率幅值

转速/	$k=41$		$k=82$	
($r \cdot min^{-1}$)	频率/Hz	幅值/m	频率/Hz	幅值/m
3 080	2 105	5.54×10^{-9}	4 209	7.86×10^{-9}
3 500	2 392	1.40×10^{-8}	4 783	1.6×10^{-9}
4 430	3 027	1.66×10^{-8}	6 054	4.71×10^{-9}
6 150	4 202	7.09×10^{-8}	8 405	2.05×10^{-9}
7 300	4 988	6.82×10^{-8}	9 977	9.049×10^{-9}

表 4 各转速下叶身应力最大点应力响应变化频率幅值

转速/	$k=41$		$k=82$	
($r \cdot min^{-1}$)	频率/Hz	幅值/Pa	频率/Hz	幅值/Pa
3 080	2 105	8 541	4 209	14 755
3 500	2 392	14 093	4 783	3 299
4 430	3 027	14 471	6 054	692
6 150	4 202	75 326	8 405	986
7 300	4 988	110 810	9 977	5 187

本算例所选取的叶片是展弦比接近 1 且较厚的叶片,在实际工作中这种叶片的高阶响应并不明显.对于现代高性能风扇/压气机叶片,结构更轻、更柔,在尾流激振情况下叶片的响应则会更丰富复杂.

3 结 论

本文主要介绍了尾流激振情况下叶片强迫响应预估系统,提出了应用瞬态分析的方法分析叶片强迫响应问题.主要结论如下:

1) 叶片响应(位移应力)大小与叶片表面所受气动激振力大小、相位和分布均有关系;

2) 叶片响应频率与激振力频率是对应的;

3) 当激振力频率远离共振频率时,位移响应幅值以及叶身应力变化幅值与激振力幅值呈线性关系,但在共振频率附近时,则响应幅值增加明显;

4) 本文所提出的尾流激振情况下叶片强迫响应瞬态分析方法是可行、适用的.

参考文献 (**References**)

[1] Stuart M, Li He. Blade forced response prediction for industrial gas turbines part 1: methodologies [C]//Proceedings of the ASME Turbo Expo 2003. Volume 4: Oil and Gas Applications, Structures and Dynamics. [S.L]: ASME, 2003:407-414

[2] Wei Ning, Stuart M, Li Yansheng, et al. Blade forced response prediction for industrial gas turbines part 2: verification and application[C]// Proceedings of the ASME Turbo Expo 2003. Volume 4: Oil and Gas Applications, Structures and Dynamics. [S.L]: ASME, 2003:415-422

[3] 郭恩民.叶轮机流动诱发振动现象的非定常气动探索[D].北京:北京航空航天大学 能源与动力工程学院,1997
Guo Enmin. Search of unsteady pneumatic phenomenon of fluid influence in impeller machine[D]. Beijing: School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautic and Astronautics, 1997(in Chinese)

[4] 王梅,江和甫,吕文林,在尾流激振情况下叶片振动应力预估技术[C]//中国航空学会动力分会发动机结构强度与振动专业委员会第十二届学术会议论文集.四川:青城山,2004:484-490
Wang Mei, Jiang Hefu, Lü Wenlin, Prediction of vane forcing response under wake influnce[C]// 12th Academic Conference Paper of Engine Structure Intensity and Vibration Council of China Society of Aeronautics and Astronautics. Sichuan: Qingcheng mountain, 2004:484-490(in Chinese)

[5] 祈明旭,丰镇平,KANG Shun,等,轴流透平级动静干涉的非定常效应及其对气动性能的影响[C]// 工程热物理学会热机气动热力学学术会议论文集. 中山:中国工程热物理学会,2002:395-401
Qi Mingxu, Feng Zhenping, KANG Shun, et al. Unsteady effection and influence of pneumatic performance under stator-rotor wake in axial-flow turbins[C]// Academic Conference Paper Corpus of Thermo-Engine Pneumatic Thermodynamics Conference of Society of Engineering Thermophysics. Zhongshan: China Society of Engineering Thermophysics, 2002:395-401(in Chinese)

(责任编辑:张 嵘)