

文章编号:1000-8055(2011)06-1282-07

航空发动机叶片-机匣碰摩过程的数值模拟

刘书国, 洪 杰, 陈 萌

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191)

摘 要: 提出了基于隐式-显式相结合的积分方法对航空发动机叶片-机匣碰摩过程进行数值模拟, 充分考虑了结构的低频线性稳态响应和碰摩引起的高频非线性瞬态响应. 以某高压涡轮结构为例, 仿真叶片-机匣碰摩的瞬态动力学过程, 分析叶片的动力响应特征. 研究表明: 叶片-机匣碰摩过程中将产生影响力分布的应力波并在叶身传导, 碰摩结束后叶片将以低阶固有模态频率进行振动衰减.

关 键 词: 叶片; 碰摩; 应力波; 动力响应; 数值模拟

中图分类号: V231.96

文献标志码: A

Numerical simulation of the dynamic process of aero-engine blade-to-case rub-impact

LIU Shu-guo, HONG Jie, CHEN Meng

(School of Jet Propulsion,

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

Abstract: Numerical simulation of the dynamic process of aero-engine blade-to-case rub-impact was conducted by explicit-implicit integration scheme. This took full account of low-frequency liner steady-state response and high-frequency nonlinear time-transient response due to the rub-impact. By taking the structure of a certain high-pressure turbine as example, the process of blade-to-case rub-impact was simulated, and the dynamic response characteristic of the blade during the process was analyzed. The results show that, the stress wave, which affects the stress distribution of blade, will be generated and propagated on the body of blade during the process of rub-impact; after the process of rub-impact, the dynamic response of blade is a decaying harmonic motion at the damped low-order natural frequency.

Key words: blade; rub-impact; stress wave; dynamic response; numerical simulation

在现代航空发动机设计中, 为了提高发动机性能、增加推质比(功质比), 采取的重要措施之一就是缩小旋转机械转静子之间的间隙^[1], 从而导致了转静子之间碰摩的可能性急剧增大, 与碰摩相关的整机振动问题也日益增多, 可能导致严重事故、造成重大经济损失^[2]. 例如, 美国运输部报道: 在 1962—1976 年间的 417 百万飞行小时中, 10.2% 的发动机转子事故是由转静子之间碰摩引起的; 自 1994—1996 年间, 因发动机碰摩故障导致 4 架 F-16 战斗机失事, 另有 339 台架次直接或

间接因发动机碰摩故障而被迫停飞^[3].

转静子之间的碰摩问题是旋转机械领域始终关注的重要研究方向. 20 世纪 80 年代, 对于转静子碰摩问题的研究有了较为明显的发展, 大量学者开始探索碰摩问题对于转子系统振动响应的影响, 如 Sawicki 等人^[4]. 20 世纪 80 年代后期, Muszynska^[5]较全面地总结了这一时期关于碰摩诱发振动问题的研究进展, 其论述主要针对转子系统各类典型情况的动力学响应方面.

此后, 相继又出现了多篇关于碰摩诱发振动

收稿日期: 2010-11-04; 修订日期: 2011-03-02

作者简介: 刘书国(1982—), 男, 四川遂宁人, 博士生, 主要从事发动机关键部件寿命评估和整机振动的相关研究.

的文献.在实验研究方面,大量学者开始关注发生碰摩时不同情况(碰摩侵入量、碰摩部件相对速度等)的载荷特性. Padova 等^[6]对发动机工作转速下转静子碰摩问题进行了实验研究,针对不同的碰摩侵入量情况进行了测试,对比分析了转静子的相互影响作用. Ahrens 等^[7]在低速情况下测量了平板实验叶片上碰摩载荷的大小,而 Young^[8]和 Ferguson^[9]通过测量机匣的变形,间接获得了碰摩载荷的实际大小和变化规律.在理论计算方面,有大量学者研究碰摩转子系统的动力学响应和非线性特征. Jiang 和 Ahrens 等^[10]通过实验测试结果对平板叶片碰摩载荷的理论计算模型进行了补充和修正. Turner 等^[11]采用有限元法对叶片-机匣系统进行离散,建立了碰摩运动的微分方程,采用显式中心差分法对微分方程进行了数值求解,结果表明其方法具有良好的数值稳定性和精度,适用于碰摩叶片的动力学特性分析. Garza^[12]通过非线性动力学软件模拟碰摩的非线性特征,并与俄亥俄州立大学燃气涡轮实验室的压气机碰摩实验结果进行了比对分析,验证了方法的适用性. Sinha^[13]在研究中开始考虑叶片在碰摩后的动力响应,以 Timoshenko 梁理论建立了更为准确的叶片结构动力学方程. 计算并分析了叶片丢失情况下发生转静子碰摩的原因、转子的稳定性及非线性动力学行为.

目前,国内外学者对于转静子碰摩问题的研究大多集中在对碰摩转子系统的非线性动力响应方面,对于叶片-机匣碰摩过程和局部细节特征关注较少,只有部分学者近年来开始在相关模型实验器中进行碰摩部件的细节研究^[6-9]. 但对于工程实际中经常遇到的碰摩部件特征,如叶片的掉角和叶根高周疲劳等故障现象缺乏有效的理论分析和数值模拟手段.

本文主要针对叶片-机匣碰摩的瞬态过程与局部细节特征进行研究,考虑实际叶片的叶形特征,分析叶片顶部受瞬时碰撞与摩擦载荷(碰摩载荷)作用下的动力学响应特征. 碰摩现象经常是瞬时存在的(全周碰摩例外),当叶片发生碰撞和摩擦时,叶片与机匣由于相互作用力而很快分离,碰摩载荷也随之消失. 所以,碰摩过程包含了碰撞、摩擦和对碰摩部件刚化的复杂物理学瞬态过程. 为了对叶片-机匣碰摩的瞬态过程及动力学特征进行详细分析,本文从接触与碰撞动力学出发,以 LS-DYNA(通用显式动力分析)程序为平台,考虑碰摩部件的实际结构特征,对叶片-机匣碰摩的

瞬态过程进行数值模拟,分析碰摩激起的部件的动力学响应.

1 分析模型

以某小型涡扇发动机高压涡轮盘-叶片-机匣的真实结构为依据,根据计算分析的需要,对结构进行了相应简化和基本假设,并对叶片与机匣由于转子不平衡诱发的碰摩现象进行了显式动力学瞬态过程的数值模拟. 相应简化和基本假设如下:

1) 轮盘径向刚度远大于叶片和机匣,在碰摩过程中轮盘主要是径向承载,故计算中假设其为刚性壳体;

2) 不考虑单级叶盘整体耦合振动特性,忽略了轮盘周向刚度,为方便计算和结果分析减少了单级叶片数目(本文研究叶片-机匣碰摩过程,单次碰摩中仅几个叶片参与机匣相互作用而非整级叶片,故叶片数对碰摩过程计算结果的影响可以忽略);

3) 保留叶身带有一定扭角的真实几何叶形,忽略榫头缘板结构的影响;

4) 根据动力相似准则建立等壁厚机匣;

5) 转子支承与转子自身在轮盘截面的等效刚度由相互正交的弹簧单元进行模拟,弹簧的刚度值为该转子系统在轮盘截面处的转子横向正交等效径向刚度;

6) 不考虑温度梯度和气动载荷的影响.

根据上述假设,利用有限元法对结构进行离散,建立了动力学分析模型如图1所示. 其中机匣直径 $d=215\text{ mm}$, 机匣厚度 $t_c=2.2\text{ mm}$, 叶片数 $n=18$, 叶身高度 $h=26\text{ mm}$, 初始径向间隙 $\delta=1.2\text{ mm}$. 计算中假定转子转速 $\omega=42500\text{ r/min}$ (旋转方向为从叶片的叶盆向叶背方向,如图1中

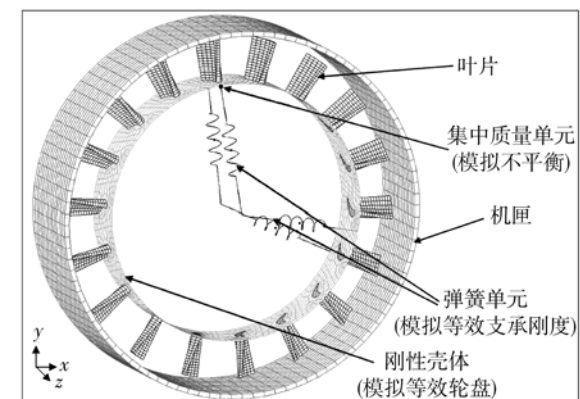


图1 有限元模型

Fig. 1 Finite element models

顺时针方向),不平衡量为 $12\text{ g} \cdot \text{cm}$ 。

计算中材料的静态应变强化效应采用双线性应力-应变模型进行模拟,应力循环效应采用等向强化模型,动态应变率效应采用 Cowper-Symonds 模型,其硬化方程为

$$\frac{\sigma_d}{\sigma_y} = 1 + \left[\frac{\dot{\epsilon}}{D} \right]^{1/S} \quad (1)$$

式中 σ_d 为动态应力, σ_y 为静态屈服强度, $\dot{\epsilon}$ 为动态应变率, D 和 S 为动态硬化材料系数,分别选定为 $D=100$, $S=10$ 。

2 隐式-显式结合求解序列

基于以上假设简化模型,离散结构得到分析的有限元模型。建立了碰摩的基本有限元动力学方程,如式(2)所示:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{q}}(t) + [\mathbf{K} + \mathbf{B}(t)]\mathbf{q}(t) = \mathbf{P}(t) \quad (2)$$

式中 $\mathbf{M}$ 为系统的质量矩阵, $\mathbf{C}$ 为系统的阻尼矩阵, $\mathbf{K}$ 为系统静止状态的刚度矩阵, $\mathbf{B}(t)$ 为由于旋转离心力带来的刚度矩阵, $\mathbf{P}(t)$ 为碰摩载荷向量。

定义 Δt_p 为脉冲函数的作用时间长度,脉冲函数 $\Phi(t)$ 如式(3)所示。脉冲函数在时域上可以描述为如图2所示的波形^[14]。

$$\Phi(t) = \frac{4}{\Delta t_p} \left(1 - \frac{t}{\Delta t_p} \right) t \quad (3)$$

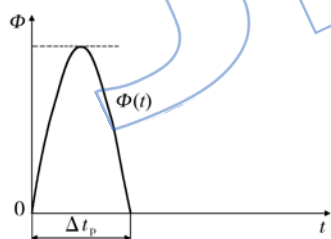


图2 脉冲载荷定义

Fig. 2 Pulse width definition

碰摩载荷实际可以被描述为一个与时间相关的脉冲函数 $\Phi(t)$ 和一个与空间位置相关的载荷函数 $\mathbf{F}(\mathbf{q})$ 的乘积,如式(4)所示:

$$\mathbf{P}(t) = \Phi(t) \cdot \mathbf{F}(\mathbf{q}) = \frac{4}{\Delta t_p} \left(1 - \frac{t}{\Delta t_p} \right) t \sum_{i=1}^i \mathbf{F}_i \quad (4)$$

式中 $\mathbf{F}_i$ 是第 i 个节点受到的载荷向量, i 是受载荷作用的节点编号。

在求解方程(2)的过程中,需要考虑由于旋

离心力带来的刚度矩阵项 $\mathbf{B}(t)$ 随转速变化的惯性效应,可通过达朗贝尔原理转换为准静态问题采用隐式积分序列进行求解;同时,还要考虑碰摩载荷 $\mathbf{P}(t)$ 随时间变化的动态效应,这需要采用积分步长更短、积分精度更高的瞬态求解方法。

叶片与机匣发生碰摩时,转子部件(叶片、轮盘)会受到旋转离心力的作用产生结构系统的低频线性稳态响应(惯性效应等),同时也会受到非线性碰撞、摩擦力的作用产生高频非线性瞬态响应(应力波等)。同时考虑这两种因素的存在,给数值计算带来了困难——选择无条件稳定的隐式算法将丢失部分高频非线性瞬态响应(应力波传导无法准确捕捉),而采用条件稳定的显式算法又将使计算的规模过于庞大。ANSYS 自身的结构动力学瞬态求解器是基于隐式求解的积分算法,并不适合计算碰撞冲击等现象造成的波传播问题。而 LS-DYNA 软件自身的隐式积分序列不考虑结构系统的惯性效应,需要在 ANSYS 隐式求解器中进行计算,然后通过动力松弛文件^[15]传递到 LS-DYNA 中进行显式的数值积分求解。

采用隐式-显式相结合的算法,将结构系统的动力响应求解分为两个步骤:

1) 先将整个结构在一定约束条件下对离心载荷的响应通过 ANSYS 的隐式算法求得,写入 ANSYS 的动力松弛文件 drelax 中;

2) 以“预载荷”的形式(动力松弛文件)添加到显式动力学分析的初值条件中去修正系统刚度矩阵,然后定义叶片与机匣之间的接触摩擦关系,给系统附初值条件(转速),最后以显式中心差分法在 LS-DYNA 求解器中进行叶片-机匣碰摩过程的数值模拟。

这样利用隐式-显式相结合的方法将碰摩产生的动力学问题模拟得更为全面,同时也保有较高的计算效率。

对于叶片与机匣的“接触-碰撞”问题的描述关键在于建立合理的碰撞模型,而碰撞模型将会受很多因素的影响,例如接触物体的材料特性、几何特性以及运动特性。本文是通过定义叶片表面与机匣内壁之间动态的接触界面,采用“对称罚函数法”计算叶片表面与机匣内壁之间的动态接触关系以描述叶片与机匣的“接触-碰撞”问题。该方法的物理意义相当于在节点和被穿透主表面之间放置一个法向弹簧,以防止从节点对主表面的穿透。计算中接触罚刚度因子假定为 0.7。计算求解序列的流程如图3所示。

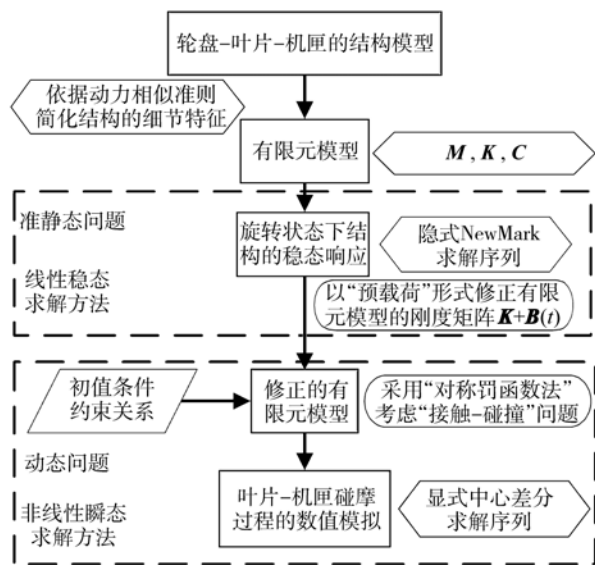


图 3 隐式-显式相结合的求解序列

Fig. 3 Explicit-implicit integration scheme

3 叶片-机匣碰摩过程数值模拟

3.1 叶片-机匣碰摩过程

根据简化建立的模型,对轮盘-叶片-机匣结构进行了动力学瞬态过程的数值计算.模拟了 $2000\mu\text{s}$ 内叶片与机匣共发生两次的碰摩过程.图 4、图 5 为计算得到的叶片与机匣第一次、第二次碰摩过程中等效应力的动态分布云图.

从叶片与机匣发生第一次碰摩可以看出,在第一次碰摩开始阶段,叶尖与机匣刮蹭同时叶身受到机匣径向碰撞力和周向摩擦力的作用,叶尖局部发生弹性弯曲变形,叶身的应力最大区域集中于离碰摩点最近的叶尖,图 4(a)所示.而在第一次碰摩结束阶段,叶身的应力最大区域由叶尖转移到叶根,如图 4(b)所示.分析其原因主要为碰撞产生的应力波的传导.第一次碰摩发生时叶身受到径向碰撞力的作用,产生结构应力波由碰

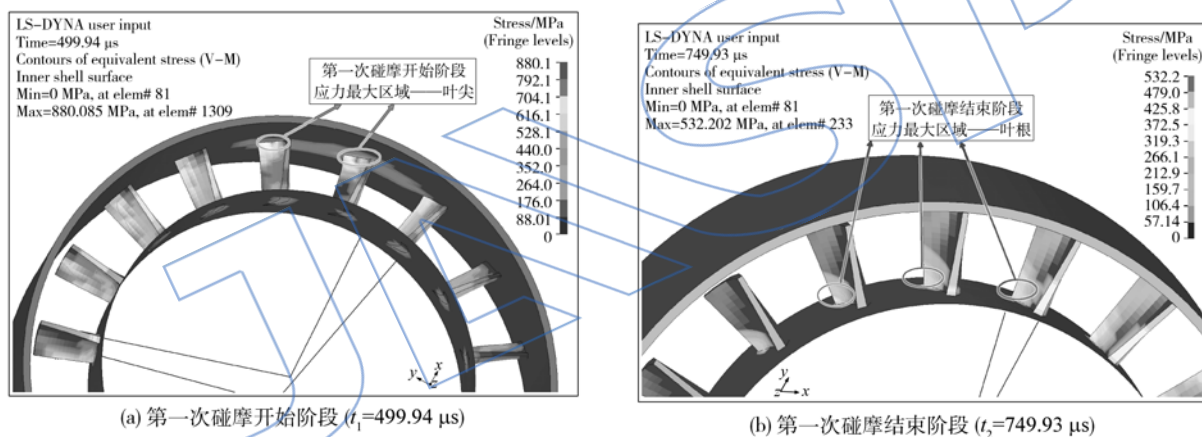


图 4 第一次碰摩过程中等效应力的动态分布

Fig. 4 Transient contour map of equivalent stress during the process of 1st rub-impact

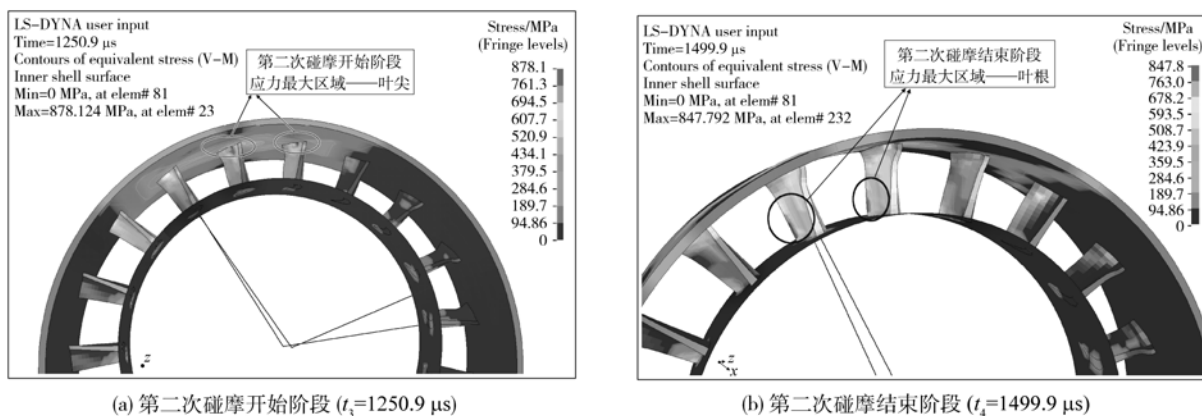


图 5 第二次碰摩过程中等效应力的动态分布

Fig. 5 Transient contour map of equivalent stress during the process of 2nd rub-impact

摩点叶尖向叶根传导,故碰摩开始阶段应力最大区域位于叶尖,而一定时间后,应力最大区域向叶根转移。

第一次碰摩结束后,整级叶盘的轴心运动轨迹受碰摩载荷的影响偏离了原有轨迹,经历约 $490\mu\text{s}$ 后叶片(首次发生碰摩叶片相邻约 60° 位置)再次碰摩,如图5所示。第二次碰摩开始阶段和结束阶段与第一次碰摩的基本特征相仿,但叶身的响应大小和应力分布与第一次不尽相同,其原因主要为第一次和第二次碰摩前叶片与机匣的相对运动状态(相对速度和加速度)不同造成的。

研究中对碰摩的计算采用隐式-显式相结合的求解序列,能够满足结构受瞬态冲击后动力学响应计算的需要,较为准确地捕捉到叶片-机匣碰摩后结构应力波在叶身的传导。但需要特别注意的是,参与计算单元的特征长度和数值积分步长与实际应力波传导的速度相协调一致^[11]。即当 Δs 为单元的特征长度, Δt_s 为计算程序的积分步长时,应当满足式(5)的关系:

$$\frac{\Delta s}{\Delta t_s} \approx V_c \quad (5)$$

其中 V_c 表示应力波在结构受载方向的传导速度。这样才能保证计算的收敛性,并在计算中考虑应力波对叶片动力响应的影响。

3.2 碰摩叶片的动力响应特征

转子叶片在碰摩过程中的应力分布及变化规律是叶片-机匣碰摩过程中关注的主要问题。首先对发生碰摩叶片的径向应力分布及随时间变化的特征进行分析。数值计算得到叶片尾缘(排气边——该侧应力高于进气边)的叶尖、叶中和叶根单元的径向应力随时间变化的曲线,如图6所示。

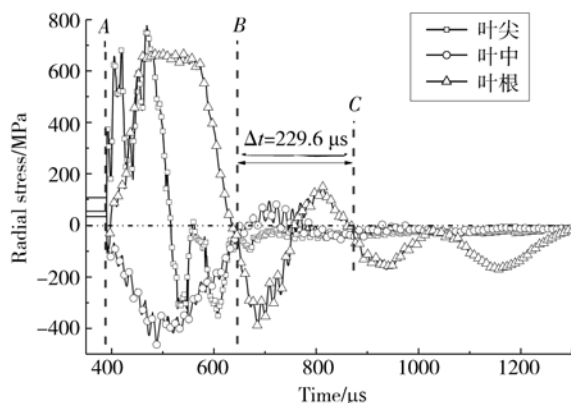


图6 碰摩叶片径向应力的时域曲线

Fig. 6 Time domain curves of the radial stress of the rub-impact blade

从图6可以看出,时刻A之前初始应力为叶片的离心应力造成的。A—B时间段是该叶片与机匣接触阶段即发生了碰摩,叶片的径向应力发生急剧变化。其中叶尖和叶根选取的单元位于受拉伸应力作用一侧,叶中选取的单元位于叶盆侧受压应力作用。在A—B时间段内,叶尖的碰摩瞬时应力最大,叶根的平均应力水平最大。叶尖、叶中和叶根的最大应力在叶片与机匣“接触-碰撞”后依次发生。叶片与机匣接触后,叶片沿叶高方向受到一个径向冲击加载波的作用,叶身有明显的应力波传导现象。碰摩瞬时叶片内部径向应力沿叶高方向的分布如图7所示。

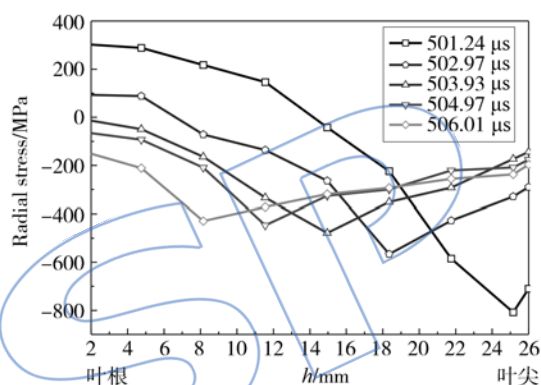


图7 碰摩瞬时径向应力沿叶高方向的分布

Fig. 7 Distribution of the radial stress along height during the rub-impact process for different times

由图7可见,在叶片与机匣碰摩载荷作用下,叶尖质点首先离开初始平衡位置,并带动相邻质点运动,应力波在叶片内部沿载荷方向(叶高方向)传播,由于材料自身阻尼和应力波的耗散,应力波由叶尖向叶身传播过程中逐渐减弱。应力波在 $t=501.24\mu\text{s}$ 左右形成于叶尖,在 $t=506.01\mu\text{s}$ 左右传导至叶根。如图7中不同时刻的径向应力分布所示。

当叶片-机匣碰摩结束时,如图6中B时刻之后叶片与机匣分离,在计算模拟时间内不再发生碰摩,叶片自身以一定频率进行振动衰减。图6中B—C时间段为碰摩结束后结构的第一个周期运动时间段($\Delta t=229.6\mu\text{s}$)。现对B时刻之后叶根单元的径向应力时域响应曲线进行FFT(快速傅里叶变换)分析,如图8所示。

从图8振动衰减过程的频域分析中可以看出其主要成分为:最主要的频率成分 4237 Hz ——转子叶片第一阶模态频率,振型为节线位于叶根的一阶弯曲型振动; 706 Hz ——计算中假定转速为 42500 r/min ; 2108 Hz ——两次碰摩时间间隔

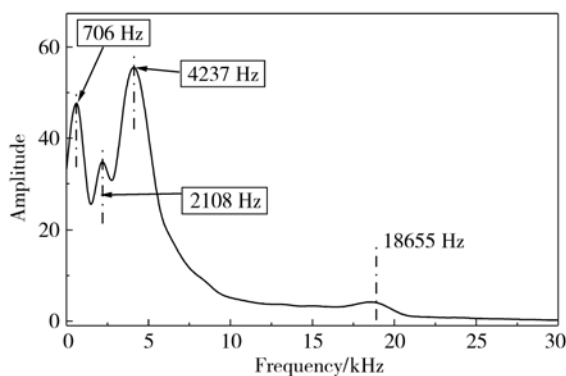


图8 振动衰减过程的频域分析

Fig. 8 Frequency domain analysis during the process of vibration decay

为 $490\mu\text{s}$; 碰摩引起的其他高频成分. 由上述分析可知叶片-机匣碰摩结束后, 单个叶片将主要以低阶固有模态频率做振动衰减, 其振动应力最大区域位于叶根(如图6所示, 振动衰减过程中叶根振动应力最大).

3.3 碰摩机匣的动力响应特征

在计算模拟的 $2000\mu\text{s}$ 时间内静子机匣内壁等效应力的动态分布及变化过程如图9所示.

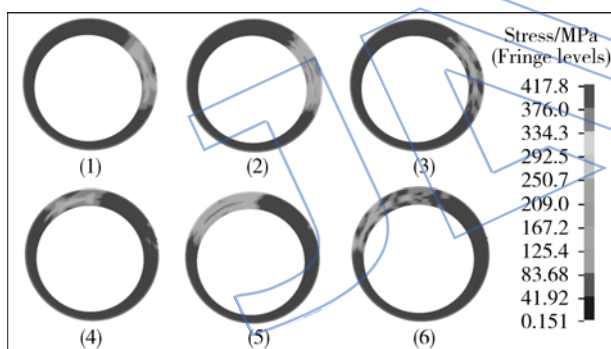


图9 整个碰摩过程中机匣等效应力的动态分布

Fig. 9 Transient contour map of equivalent stress on the case during the process of whole rub-impact

由3.1节可知, $2000\mu\text{s}$ 内叶片与机匣共发生了两次碰摩, 分别发生在机匣内壁表面3点钟和11点钟位置, 如图9中所示. 其中第一次碰摩机匣内壁等效应力变化如图9中(1)→(3); 第二次碰摩机匣内壁等效应力变化如图9中(4)→(6). 碰摩开始阶段, 叶片对机匣的侵入量较小, 主要以周向的刮蹭为主, 可能发生多个叶片的同时刮蹭, 机匣沿周向多个叶片位置的径向变形较小, 应力开始增加, 如图9中(1)和(4); 碰摩发生过程中, 叶片对机匣的侵入量增大, 机匣对于叶片碰摩位置的径向变形增大, 应力陡增, 如图9中(2)和

(5); 碰摩结束阶段, 叶片开始与机匣分离, 机匣径向变形减小, 叶片与机匣再次以周向的刮蹭为主, 如图9中(3)和(6).

研究中计算模型对机匣的两端面安装边采用全约束方式, 叶片-机匣碰摩只引起了机匣局部变形, 没有能激起机匣的行波振动. 叶片与机匣分离后, 机匣迅速恢复状态没有发生相应的共振现象. 但对某些薄壁弱刚性机匣壳体, 碰摩载荷作为一个旋转运动载荷还可能激起机匣的行波共振.

通过在计算程序中选定时间间隔提取机匣上定义的动态接触-摩擦表面所有节点接触力的合力, 获得叶片与机匣之间碰摩载荷随时间变化情况. 碰摩载荷的大小和叶片与机匣的材料、相对运动关系、叶片对机匣的侵入量等有直接关系. 对碰摩载荷做归一化处理, 用于分析和比较两次碰摩过程中碰摩载荷的时域变化规律和相对大小. 碰摩载荷的时域曲线如图10所示.

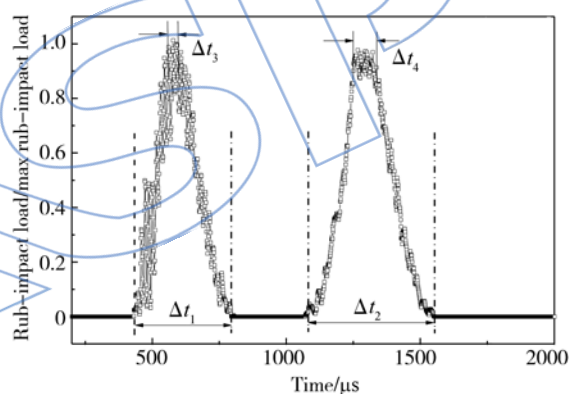


图10 碰摩载荷的时域曲线

Fig. 10 Time domain analysis of the rub-impact load

从图10中可见, 每一次碰摩载荷作用时间段 $\Delta t_1, \Delta t_2$ 极短(小于 $100\mu\text{s}$), 可以近似为一个冲击过程, 包含了较宽频带的能量成分.

从两次碰摩过程中碰摩载荷的相互比较来看, 两次碰摩并不完全相同. 第一次碰摩冲击效应更为明显($\Delta t_1 < \Delta t_2$), 发生碰摩后叶片与机匣迅速分离, 碰摩载荷消失, 叶片与机匣发生碰摩的区域相对较小; 第二次碰摩冲击效应略微减弱, 最大碰摩载荷保持了一段时间($\Delta t_4 > \Delta t_3$), 叶片与机匣之间发生瞬时黏滞, 碰摩发生区域相对较大, 碰摩载荷对叶身影响范围扩大.

两次碰摩过程中叶片与机匣的几何结构、材料完全相同, 导致其碰摩载荷不同的原因主要为叶片与机匣之间的相对运动关系——即发生碰摩前的相对速度(矢量)、加速度不同.

不同的碰摩载荷直接影响了碰摩部件叶片与机匣的动力响应。从叶片的动力响应来看(图4、图5),第二次碰摩载荷作用时间较长,叶片整体的平均应力水平高于第一次碰摩。而叶片的瞬时应力水平第一次高于第二次碰摩,因为第一次碰摩最大瞬时接触载荷高于第二次碰摩。从机匣的动力响应来看(图9),同样也能发现这个特征,第一次碰摩机匣响应区域相对集中,碰摩结束后叶片与机匣迅速分离;第二次碰摩机匣响应区域相对较大,碰摩结束阶段叶片与机匣刮蹭区域明显大于第一次。

4 结论及展望

本文以 LS-DYNA 计算软件为平台,将隐式-显式相结合的积分求解序列应用于航空发动机叶片-机匣碰摩问题的动力学数值模拟,并以某型高压涡轮叶片-机匣碰摩为例进行了仿真分析,得到主要结论如下:

1) 叶片-机匣碰摩是一个强非线性的瞬态过程,每次碰摩叶片与机匣相互作用的载荷形式、大小和时间都不相同。碰摩载荷受发生碰摩部件的结构、材料和相对运动关系的影响,导致不同情况下叶片-机匣碰摩的动力响应特征不尽相同。

2) 叶片-机匣碰摩中,碰撞冲击将会产生应力波在叶身上沿叶高方向传导,影响叶片在碰摩过程中叶身应力的瞬时分布和变化规律。发生碰摩瞬时叶尖的应力水平最高,然后瞬时应力最大位置由叶尖向叶根传播并逐渐减弱。

3) 叶片与机匣每一次碰摩,近似一个冲击过程,碰摩结束后碰摩载荷迅速消失,叶片将主要以自身的低阶固有模态频率进行振动衰减。

本文采用的隐式-显式相结合的数值模拟方法可以综合考虑结构动力学特征——低频线性稳态响应(惯性效应等)和低频非线性瞬态响应(应力波等)。初步探索了叶片-机匣碰摩过程中碰摩载荷的特征,分析了发生碰摩部件的动力学响应特性,对于进一步认识叶片-机匣碰摩的物理现象和工程中碰摩现象的故障诊断具有重要的价值。

本文提出的碰摩数值仿真方法可以进一步应用于转子系统和转静子耦合系统的碰摩问题动力学响应分析中。而碰摩的过程,受转静子初始间隙、材料刚性比、碰摩发生前相对速度和加速度等参数的影响,还需要对碰摩过程中的这些影响参数进行深入的数值仿真、对比分析和相应的实验研究。

参考文献:

- [1] Chupp R E, Hendricks R C, Lattime S B, et al. Sealing in turbomachinery[J]. Journal of Propulsion and Power, 2006, 22(2): 313-349.
- [2] 沈自尹. F110 涡轮封严件的改进[J]. 国际航空杂志, 1995(3): 51-52.
SHEN Ziyin. The improvement of the seal structure in turbine[J]. International Aviation, 1995(3): 51-52. (in Chinese)
- [3] Ikeda T, Ishida Y, Yamamoto T, et al. Nonlinear forced oscillations of an unsymmetrical shaft and an unsymmetrical rotor with quartic nonlinearity[J]. Bulletin of the JSME, 1988, 31(3): 530-538.
- [4] Sawicki J T, Padovan J, Al-Khatib R. The dynamics of rotor with rubbing[J]. International Journal of Rotating Machinery, 1999, 5(4): 295-304.
- [5] Muszynska A. Rotor-to-stationary element rub-related vibration phenomena in rotating machinery: literature survey[J]. Shock and Vibration Digest, 1989, 21(3): 3-11.
- [6] Padova C, Barton J, Dunn M G, et al. Experimental results from controlled blade tip/shroud rubs at engine speed[J]. Journal of Turbomachinery, 2007, 129(4): 713-723.
- [7] Ahrens J, Ulbrich H, Ahaus G. Measurement of contact forces during blade rubbing[C]// Proceedings of the Seventh International Conference on Vibration in Rotating Machinery. Nottingham: IMechE, 2000: 259-268.
- [8] Young G. Development of a general predictive model for blade tip/shroud interference; interactive forces[D]. Columbus, OH: The Ohio State University, 2006.
- [9] Ferguson J L. A moving load finite element-based approach to determining blade tip forces during a blade-on-casing incursion in a gas turbine engine[D]. Columbus, OH: The Ohio State University, 2008.
- [10] Jiang J, Ahrens J, Ulbrich H, et al. A contact model of a rotating rubbing blade[C]// Proceedings of the 5th International Conference on Rotor Dynamics. Darmstadt: IF-ToMM, 1998: 478-489.
- [11] Turner K E, Adams M L, Dunn M G. Simulation of engine blade tip-rub induced vibration[R]. ASME Paper 2005-GT-68217, 2005.
- [12] Garza J W. Tip rub induced blade vibrations: experimental and computational results[D]. Columbus, OH: The Ohio State University, 2006.
- [13] Sinha S K. Dynamic characteristics of a flexible bladed-rotor with coulomb damping due to tip-rub[J]. Journal of Sound and Vibration, 2004, 273(4-5): 875-919.
- [14] Turner K E, Dunn M G, Padova C. Airfoil deflection characteristics during rub events[R]. ASME Paper 2010-GT-22166, 2010.
- [15] Hallquist J O. LS-DYNA theory manual[M]. California: Livermore Software Technology Corporation, 1998.