基于实体单元的转子动力特性计算方法

陈 萌 洪 杰 朱 彬 刘书国

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院，北京 100083)

摘 要：现代航空发动机振动分析必须考虑各结构间的动力影响，因此，应该运用实体单元对发动机进行整机建模.为了在进行复杂转子系统动力特性分析时能够考虑陀螺力矩的影响，在对八节点六面体实体单元有限元动力方程推导的基础上，对通用有限元软件 MSC/NASTRAN，利用 DMAP 语言进行二次开发，通过修改解题序列，加入陀螺力矩、科氏力和离心力的影响因素.在对典型结构计算分析的基础上，总结了转动结构振动的一些特点，通过对计算结果的对比，证明本程序在计算复杂旋转结构模型时能全面考虑壳体行波振动和转子进动的影响，指出了其在整机建模中的应用前景.

关 键 词：陀螺力矩；有限元法；动力学

中图分类号：V 231.96

文献标识码：A **文 章 编 号**：1001-5965(2007)01-0010-04

Rotor dynamic analysis based on solid element

Chen Meng Hong Jie Zhu Bin Liu Shuguo

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

Abstract: In modern times, dynamical interaction of different structures should be taken into account in aero—engine vibration analysis, as a reason, the engine should be modeled by solid elements. To take the gyroscopic effect into account in the analysis of complex rotor dynamics characteristic, based on the dynamics finite element equation of 8 node element CHEXA, a rotor dynamic analysis software package was developed on the platform of MSC/NASTRAN with the DMAP process by adding gyroscopic torque , Coriolis acceleration and centrifugal force to it. Dynamic analysis of typical models were performed, including a diagonal compressor and a conical shell. The results of calculation and experiments were compared. Typical vibration characteristics as rotor bending, shells traveling waves and various sectional vibrations were summered. The results showed that traveling waves and rotor precessions could be taken into account accurately while using the author's method. For the vibration of complex rotors can be calculated with the method, the foreground of the use in full modeling in multi-field was figured out.

Key words: gyroscopes; finite element method; dynamics

近年来，随着计算机硬件的发展，有限元法在整机建模及转子动力学研究中的应用已经越来越广.目前，已经有许多相对成熟稳定的大型有限元通用软件，ANASYS，ABAQUS，MSC/MARC，MSC/NASTRAN 等，这些有限元软件虽然功能较为齐全，但到目前为止，还不能考虑三维实体单元在转动状态下产生陀螺力矩时的动力特性.

陀螺力矩的影响在转子动力特性分析中占有十分重要的作用，如果建模时忽略陀螺力矩或是对其考虑得不全面，有可能会带来严重的错误[1].已有的运用梁单元或壳单元建模的方法对象单一，无法对复杂结构进行分析[2-3].

因此，本文准备采用三维实体单元对转子建模，利用 DMAP 语言对大型通用有限元软件

收稿日期：2006-01-20

作者简介：陈 萌(1981—)，男，山东胶南人，博士生，chenmengmeng1210@sohu.com.

MSC/NASTRAN 进行二次开发,修改解题序列,在其中加入陀螺力矩和离心力等的影响因素,以达到目的.

1　单元动力特性有限元分析

NASTRAN 中八节点实体 CHEXA 单元节点编号方式及本文定义的坐标系统如图 1[4],根据文献[5],单元插值函数为

$$N_i=\frac{1}{8}(1+\varepsilon_i\varepsilon)(1+\eta_i\eta)(1+\zeta_i\zeta)$$

式中,$Oxyz$ 为总体坐标系;$O\varepsilon\eta\zeta$ 为自然坐标系.

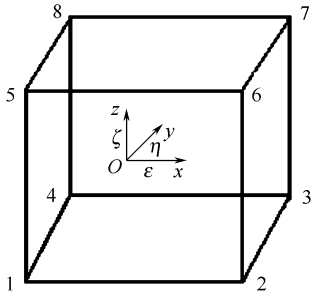


图 1　CHEXA 单元节点编号及坐标系统图

根据文献[3]的推导过程,可以得到单元动能和势能表达式:

$$T=T_1+T_2+T_3+T_4 \tag{1}$$

$$U=U_1+U_2 \tag{2}$$

式中,T_1 表征了单元体内质点在平衡位置附近相对运动的动能;T_2 实际上是在离心力作用下质点偏离原平衡位置引起的离心力增量在微小静位移 Δr 上所做的功,相对于原平衡位置而言具有势能的含义,这类似于弹簧由于变形而储备了一定的势能;T_3 表示科氏惯性力在质点相对平衡位置运动过程中所做的功;T_4 表示离心力在质点相对平衡位置运动过程中所做的功;U_1 为单元的线弹性应变能;U_2 为单元初应力引起的应变能.

根据其物理意义,可以得到单元的质量矩阵 $\boldsymbol{M}^e$、单元的离心刚度矩阵 $\boldsymbol{K}_R^e$、单元的初应力矩阵 $\boldsymbol{K}_\sigma^e$、以及单元的陀螺矩阵 $\boldsymbol{C}^e$ 的表达式:

$$\boldsymbol{M}^e=\rho\int_{-1}^{1}\int_{-1}^{1}\int_{-1}^{1}\boldsymbol{N}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{N}\,|\boldsymbol{J}|\,\mathrm{d}\varepsilon\mathrm{d}\eta\mathrm{d}\zeta \tag{3}$$

$$\boldsymbol{K}_R^e=\rho\int_{-1}^{1}\int_{-1}^{1}\int_{-1}^{1}\boldsymbol{N}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\Omega}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\Omega}\boldsymbol{N}\,|\boldsymbol{J}|\,\mathrm{d}\varepsilon\mathrm{d}\eta\mathrm{d}\zeta \tag{4}$$

$$\boldsymbol{K}_\sigma^e=\iiint_p\boldsymbol{G}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{S}\boldsymbol{G}\,\mathrm{d}v \tag{5}$$

$$\boldsymbol{C}^e=2\rho\int_{-1}^{1}\int_{-1}^{1}\int_{-1}^{1}\boldsymbol{N}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\Omega}\boldsymbol{N}\,|\boldsymbol{J}|\,\mathrm{d}\varepsilon\mathrm{d}\eta\mathrm{d}\zeta \tag{6}$$

根据多自由度系统的拉格朗日方程:

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left(\frac{\partial L}{\partial\dot{q}_i}\right)-\frac{\partial L}{\partial q_i}=F_i \tag{7}$$

可以得到单元的运动方程:

$$\boldsymbol{M}^e\ddot{\boldsymbol{\delta}}^e+\boldsymbol{C}^e\dot{\boldsymbol{\delta}}^e+(\boldsymbol{K}^e+\boldsymbol{K}_\sigma^e-\boldsymbol{K}_R^e)\boldsymbol{\delta}^e=\boldsymbol{Q}_c^e+\boldsymbol{F}^e \tag{8}$$

将式(8)对所有单元组集得到整个结构的动力学有限元方程为

$$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{\delta}}+\boldsymbol{C}\dot{\boldsymbol{\delta}}+(\boldsymbol{K}+\boldsymbol{K}_\sigma-\boldsymbol{K}_R)\boldsymbol{\delta}=\boldsymbol{Q}_c+\boldsymbol{F} \tag{9}$$

根据式(9),确定计算所需要的有关数据,如节点坐标、单元节点编号、材料密度等,设法把这些数据从 MSC/NASTRAN 的静力解题序列 sol101 中引入新的 DMAP 序列完成单元的陀螺矩阵和离心刚度矩阵的计算,按照 MSC/NASTRAN 的要求组集形成结构的总体陀螺矩阵和离心刚度矩阵之后,再把 $\boldsymbol{C}$ 和 $\boldsymbol{K}_R$ 重新导入 NASTRAN 正在进行的有关解题序列参与运算. 结构的基本流程框图如图 2.

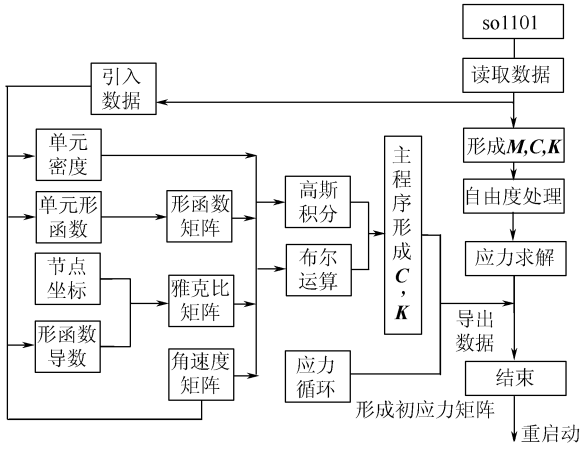


图 2　程序基本流程框图

2　转动部件动力特性计算分析

2.1　斜锥壳体算例

对参考文献[6]的一个锥壳算例进行计算分析. 图 3 是该锥壳的有限元模型,共有 10000 个单元,20200 个节点,边界条件为两端固定. 表 1、表 2 分别给出了不同转速下动坐标系中行波频率文献[6]结果和有限元计算结果,n 为圆波数.



图 3　锥壳有限元模型

考虑到静频的误差,从表1和表2可以看出,本文对锥壳的计算结果和文献吻合得较好,这也说明了程序可以进行壳体行波频率的计算.根据表2,给出锥壳动坐标系下行波频率随转速的变化曲线如图4所示.

表1 锥壳不同转速下行波频率文献的结果

转速/Hz	类型	频率/Hz		
		$m=2$	$m=3$	$m=4$
0		5337	3985	3160
166.67	前行波	5261	3936	3155
	后行波	5420	4070	3266
333.33	前行波	5193	3922	3246
	后行波	5511	4192	3470
500	前行波	5139	3938	3400
	后行波	5600	4330	3725
666.67	前行波	5077	3995	3670
	后行波	5722	4541	4124

表2 锥壳不同转速下行波频率计算的结果

转速/Hz	类型	频率/Hz		
		$m=2$	$m=3$	$m=4$
0		5408.5	4043.0	3145.4
166.67	前行波	5339.2	4004.3	3211.8
	后行波	5497.1	4138.1	3322.9
333.33	前行波	5289.1	4020.8	3341.4
	后行波	5605.2	4288.8	3563.9
500	前行波	5257.6	4089.1	3574.0
	后行波	5732.7	4492.0	3908.5
666.67	前行波	5243.9	4204.3	3887.9
	后行波	5879.3	4742.9	4335.1

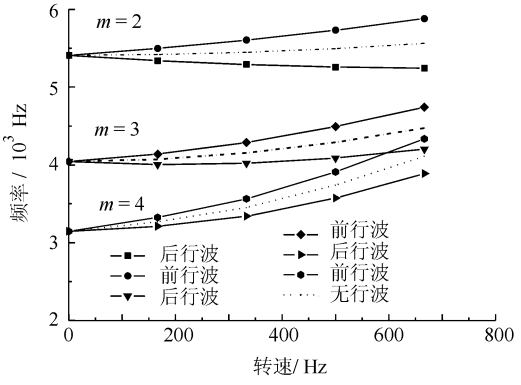


图4 锥壳行波频率随转速变化曲线

从图4可看出,由于科氏力的影响,转动壳体会产生频率不同的前后行波,可得出以下结论:

1) 科氏力使转动壳体产生频率不同的前后行波,可称之为"频率分叉";

2) 随周波数的增加,科氏力的影响降低,即前后行波的频率差随周波数的增加而减小;

3) 随着转速的升高,不同周波数的频率会出现交叉,必须从振型上加以区分.

2.2 斜流压气级算例

上面算例对壳体振动进行了计算分析,同时也验证了本程序的正确.下面对某斜流压气机进行分析,实体结构图如图5所示.

根据叶轮的结构和在工作中的安装状态对该模型施加的约束条件如图6中所示,A,B面施加轴向约束,C面为施加周向约束,其余各面为自由状态.

利用程序对模型进行计算,表3给出了斜流盘片的前几阶模态计算结果.



图5 斜流压气机结构图

根据表3,仅选取有代表性的受到陀螺力矩影响的几阶振型进行分析,模型频率随转速变化曲线如图7.这几阶模态应用普通程序将无法得到其壳体行波振动和转子进动频率,只能得到如图7中虚线所示不考虑陀螺力矩时模型的动频.

表3 斜流盘片各阶频率随转速变化表

振型描述		进动类型	频率/Hz				振型图
大叶片振型	轮盘振型		转速为0 Hz	转速为318.31 Hz	转速为636.62 Hz	转速为873.35 Hz	
	叶轮扭转		1108.5	1109.1	1110.9	1113.2	
	叶轮俯仰	反进动	1198.3	984.7	761.9	588.7	
	叶轮俯仰	正进动	1198.3	1408.8	1623.5	1789.1	
一阶振动			2194.2～2220.4	2260.5～2297.7	2486～2557.9	2700.9～2777.6	
一阶振动	轴向平移		2544.1	2560.3	2631	2516.7	图8a
一阶振动	轮毂一节径	反进动	2552.6	2452.3	2296.3	2285.4	图8b
一阶振动	轮毂一节径	正进动	2552.6	2725.1	2943.8	3129.5	图8b
二阶振动	轮毂二节径	反进动	3656.6	3632.8	3664	3719.7	
二阶振动	轮毂二节径	正进动	3656.6	3740.5	3884.2	4026.6	
二阶振动			4279.8～4342.5	4343.0～4412	4526.6～4599.0	4725.1～4799.4	
	节圆		5038.3	5057.8	5116.5	5185.7	

从表 3、图 7 和图 8 可以看出,本程序在计算复杂转子时有巨大优势,它可以同时计算壳体行波振动和转子横向振动的进动频率,还可以计算叶片的振动等局部振动,而普通的程序无法完成这些工作.

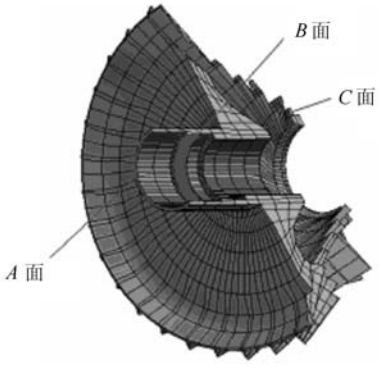


图 6　斜流压气机的约束图

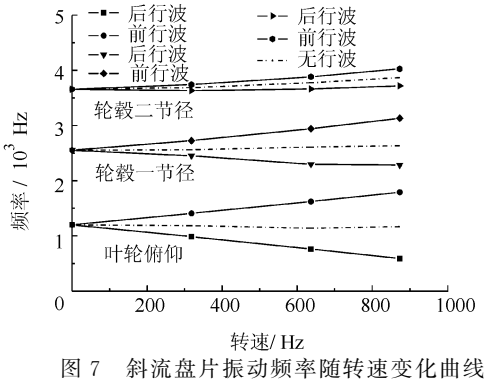
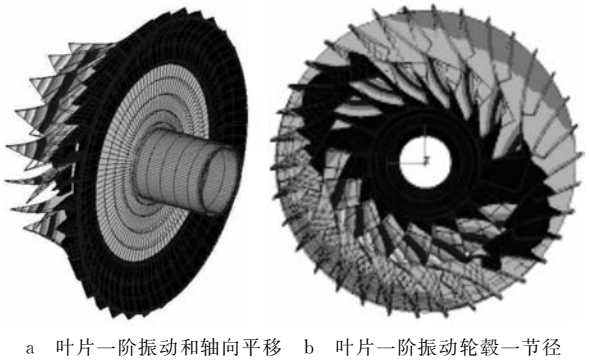


图 7　斜流盘片振动频率随转速变化曲线



a　叶片一阶振动和轴向平移　b　叶片一阶振动轮毂一节径

图 8　斜流盘片各阶振型图

3　结 束 语

本文通过运用 DMAP 语言二次开发 NASTRAN,计算分析了陀螺力矩和科氏力对转子固有频率的影响.

与普通的程序比较,本程序的优点是可以在计算分析复杂结构时考虑壳体行波振动和转子的进动频率,同时考虑局部的振动特性.这样在进行发动机整机建模时,就可以用实体单元对整机建模,这样就可以全面考虑各种因素对发动机整机动力特性的影响.

参考文献(References)

[1] Lin Y H, Lin S C. Optimal weight design of rotor systems with oil——film bearings subjected to frequency constraints [J]. Finite Elements in Analysis and Design, 2001, 37: 777—798

[2] 赵险峰.带非线性阻尼的转子动力学有限元研究[D].北京:北京航空航天大学能源与动力工程学院,2000
Zhao Xiangfeng. A study on the dynamics of nonlinear damp rotor by finite element method[D]. Beijing: School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2000(in Chinese)

[3] 吴炜.复合材料鼓式转子系统动力特性的有限元研究[D].北京:北京航空航天大学能源与动力工程学院,2001
Wu Wei. A study on the dynamics of drum-type composite rotor by finite element method [D]. Beijing: School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2001(in Chinese)

[4] 西夫尔 HG. 大型有限元软件 MSC/NASTRAN[M]. 崔俊芝译.北京:国防工业出版社,1988
Schaeffer H G. MSC/NASTRAN primer static and normal modes analysis[M]. Cui Junzhi. Beijing: National Denfence Industry Press, 1988(in Chinese)

[5] 王勖成.有限单元法[M].北京:清华大学出版社,1997
Wang Maocheng. Finite element method [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 1997(in Chinese)

[6] 晏砺堂,朱梓根,李其汉.高速旋转机械振动[M].北京:国防工业出版社,1994
Yan Litang, Zhu Zigen, Li Qihan. Vibration of high speed rotating mechanism[M]. Beijing: National Denfence Industry Press, 1994(in Chinese)

(责任编辑:张　嵘)