

柔性转子的优化平衡*

西北工业大学 刘启洲** 陶仙德

【摘要】 本文提出一种柔性转子优化平衡准则—有约束的最小应变能准则,它能满足航空燃气涡轮发动机结构强度和性能一体化设计的要求。应用该准则时,平衡校正量(大小和方位)是优化参数;转子—支承系统的总应变能为目标函数;转子若干截面的振动幅值作为约束条件。选用了鲍威尔法和网格随机射线法,进行优化计算。编制了优化全过程的 FORTRAN 程序,并经算例和实验考核、验证。

关键词: 柔性转子 优化平衡准则 转子应变能 传递矩阵法

1 前言

目前,对如何确定柔性转子平衡准则,意见尚不一致,文献[1~3]分别采用最小轴承力和沿转子轴向最大横向振动位移最小的准则。其缺点之一是它们的局部性,即只能监视转子—支承系统个别点的振动值。为了克服此类缺点,Conry 等提出了最小应变能准则^[4]。转子—支承系统的总应变能是二次正定函数,是转子—支承系统动力响应很好的总体量度,很适于作为柔性转子平衡精度的评定参数。

虽然最小应变能准则反映了转子—支承系统的总体动力响应特性,但其出发点仅是降低振动,满足发动机强度要求。对于用减小叶尖间隙方法来改进性能的燃气涡轮发动机来说,这种准则显然不够完善。更合理的准则应是,综合考虑到不平衡量的大小、分布对发动机强度、性能(叶尖间隙变化引起)的影响,即应按强度、性能一体化设计要求确定平衡准则。本文提出“具有约束的最小应变能优化平衡准则”,能满足这一要求。

2 基本原理

实现具有约束的最小应变能优化平衡准则的基本思路是,首先计算转子—支承系统的稳态不平衡响应和挠曲应变能。然后,以平衡校正量(大小和方位)为优化参数、应变能为目标函数、转子若干截面处的振动响应幅值(表征叶尖间隙的大小)为约束条件,进行优化。优化的目的在于,得到一组最佳平衡校正量,使剩余不平衡量响应在满足约束条件的情况下,转子—支承系统的挠曲应变能达到最小。这样,不仅使转子达到最佳振动、强度要求,同时也满足为提高燃气涡轮发动机效率,对转子各截面径向间隙变化的要求。

2.1 稳态不平衡响应计算

本文应用传递矩阵法计算转子—支承系统的稳态不平衡响应,其基本思路与计算临界转速的传递矩阵法相似,不同之处在于,力学模型上增加了不平衡量^[5]。

2.2 应变能计算

若忽略剪力对弯曲变形的影响,可导出转子—支承系统离散模型的挠曲应变能为

$$E_s = 1/2 \{q^*\}^T [K_s] \{q\}$$

式中 $\{q\}$ 为转子各结点处的广义位移列向量,其元素为复数,包含 x, y 方向的位移和转角; $\{q^*\}^T$ 为 $\{q\}$ 的共轭转置; $[K_s]$ 为转子—支承系统的总动刚度矩阵,它包含了轴段、盘和支承对各单元动刚度的贡献。

值得注意的是,上式中的广义位移 $\{q\}$ 表征绝对位移,它包含刚体位移和相对位移。转子轴的应变能仅仅是轴相对位移的函数,但因 $\{q\}$ 中刚体位移部分对转子—支承系统应变能的优化迭代没有影响,故在应变能计算中,允许使用广义位移 $\{q\}$ 。

整个系统的动刚度矩阵,由各单元动刚度矩阵沿对角线方向叠加而成,如图 1 所示。

单元刚度矩阵由轴段、盘和支承的动刚度矩阵相加形成。其中,轴段的动刚度矩阵为

$$\begin{bmatrix} \alpha F_6 & F_1 & 0 & 0 & \alpha F_7 & -F_{10} & 0 & 0 \\ F_1 & -(F_5/\alpha) & 0 & 0 & F_{10} & -(F_8/\alpha) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \alpha F_6 & F_1 & 0 & 0 & -\alpha F_7 & -F_{10} \\ 0 & 0 & F_1 & -(F_5/\alpha) & 0 & 0 & F_{10} & -(F_8/\alpha) \\ \alpha F_7 & -F_{10} & 0 & 0 & -\alpha F_6 & F_1 & 0 & 0 \\ F_{10} & F_8/\alpha & 0 & 0 & F_1 & F_5/\alpha & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \alpha F_7 & -F_{10} & 0 & 0 & -\alpha F_6 & F_1 \\ 0 & 0 & F_{10} & F_8/\alpha & 0 & 0 & F_1 & F_5/\alpha \end{bmatrix}$$

其中 $F_1 = \cos \alpha \sinh \alpha l$, $F_5 = \cos \alpha \sinh \alpha l - \sin \alpha \cosh \alpha l$, $F_6 = \cos \alpha \sinh \alpha l + \sin \alpha \cosh \alpha l$, $F_7 = \sin \alpha l + \sinh \alpha l$, $F_8 = \sin \alpha l - \sinh \alpha l$, $F_{10} = \cos \alpha l - \cosh \alpha l$, $\alpha = k/l$ (l 为轴段长度, $k = l^4 \sqrt{m \omega^2 / EJ}$, 见文献[5])。

盘的动刚度矩阵考虑了盘质量、极转动惯量及盘位置处的弹性和阻尼的影响(略)。

由于转子所分单元数较多,致使总动刚度矩阵的阶数很大,计算时需要很大的存储空间。但通过分析总动刚度矩阵和广义位移向量的排列规律,挠曲应变能的计算可采用逐段推算法。这时,计算过程中只需一个 12×12 阶的工作矩阵和一个 12 阶的工作列向量,可大大减少存储空间。

2.3 优化计算

本文选用两种方法(鲍威尔法和网格随机试验法)进行优化计算。应用鲍威尔法进行柔性转子优化平衡计算的步骤为:(1)先任意给定一组不平衡量 $U_i^{(0)}$,令 $K=0$,搜索方向 $S_i^{(K)}$ 平行各坐标轴。(2)求出最佳方向 $\lambda_i^{(K)}$,使转子的应变能 $E_s = f[U_i^{(K)} + \lambda_i S_i^{(K)}]$ 为极小值,且令 $U_i^{(K+1)} = U_i^{(K)} + \lambda_i^{(K)} S_i^{(K)}$ 。(3)若 $i=n$,转(4);否则,转(2)。(4)计算一组新的不平衡量 $U_i^{(K+1)} = 2U_i^{(K)} - U_i^{(K)}$ 。(5)寻找各次应变能计算结果相差最大者,即求 $\Delta^{(K)} = \max \{f[U_i^{(K)}] - f[U_i^{(K+1)}]\} (i=1, 2, \dots, n)$,

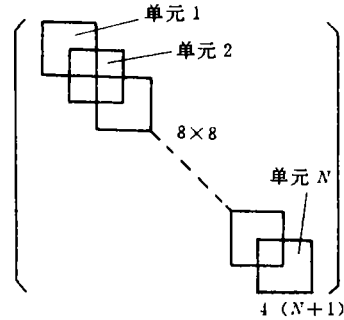


图 1 总动刚度矩阵的构成

令 $S_n^{(K)}$ 表示 $\Delta^{(K)}$ 的方向。(6) 比较并判断收敛方向, 即应变能减小方向是否改进。计算不等式:

a. $f[U_n^{(K+1)}] \geq f[U_n^{(K)}]$, b. $\{f[U_n^{(K)}] - 2f[U_n^{(K)}] + f[U_n^{(K+1)}]\} \times \{f[U_n^{(K)}] - f[U_n^{(K)}] - \Delta^{(K)}\}^2 \geq 0.5 \Delta^{(K)} \{f[U_n^{(K)}] - f[U_n^{(K+1)}]\}^2$, 上述只要有一个成立, 转(7); 否则, 转(11)。(7) 新的转子应变能下降方向 $S_n^{(K+1)} = S_n^{(K)}$ 。一交循环迭代后, 对应于应变能最小的最佳校正量; 若 $f[U_n^{(K)}] \geq f[U_n^{(K+1)}]$, 令 $U_n^{(K+1)} = U_n^{(K+1)}$; 否则, 令 $U_n^{(K+1)} = U_n^{(K)}$ 。(8) 判断是否满足所有约束, 若全部满足, 转(10); 否则, 转(2)。(9) 判断是否达到收敛标准:

a. 目标函数—转子应变能的收敛标准 $|f[U^{(K+1)}] - f[U^{(K)}]|/f[U^{(K)}] < E_1$, b. 各截面校正量的收敛标准 $|U_n^{(K+1)} - U_n^{(K)}|/U_n^{(K)} < E_2$ 。只要有一个不满足, 转(2); 否则, 停止。(10) 从 $U_n^{(K)}$ 沿 $S_n^{(K)}$ 方向求应变能函数的极小值, 令 $U_n^{(K+1)}$ 等于应变能极小值对应的校正量。(11) 令 $S_n^{(K)} = S_n^{(K)}$, 其余 $S_n^{(K+1)} = S_n^{(K)}$, 并转(9)。

3 算例和实验

3.1 算例

应用网格随机试验法, 对图 2 所示模型转子进行了一、二阶模态平衡计算。

假定的初始不平衡量(大小/方位), 截面 1、7、8 均为 0/0; 截面 2、6 均为 10/0; 截面 3、4 均为 10/180; 截面 5 为 10/90(克·公分/度)。约束限制值截面 4 为 $1 \times 10^{-4}m$ (二阶略)。一阶模态优化计算的校正量, 截面 4 为 12.24/195(克·公分/度)(二阶略)。

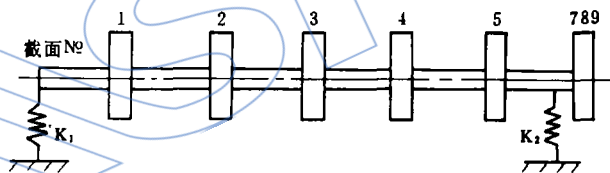


图 2 转子模型

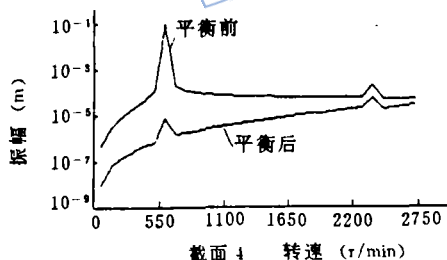


图 3 平衡前、后的计算响应曲线

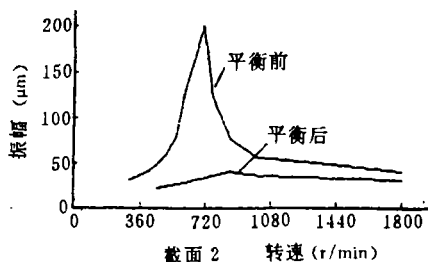


图 4 平衡前、后的实验响应曲线

施加校正配重前、后, 转子截面 4 的一阶模态计算振动幅值响应曲线如图 3 所示(二阶略)。

3.2 实验

本实验只进行了一阶模态的平衡($n_{c1} = 650r/min$), 选取中间盘的振动位移限制值为 $60\mu m$ (约束条件)。用鲍威尔法优化计算校正量。平衡前、后, 转子各截面的振动幅值响应曲线如图 4 所示。

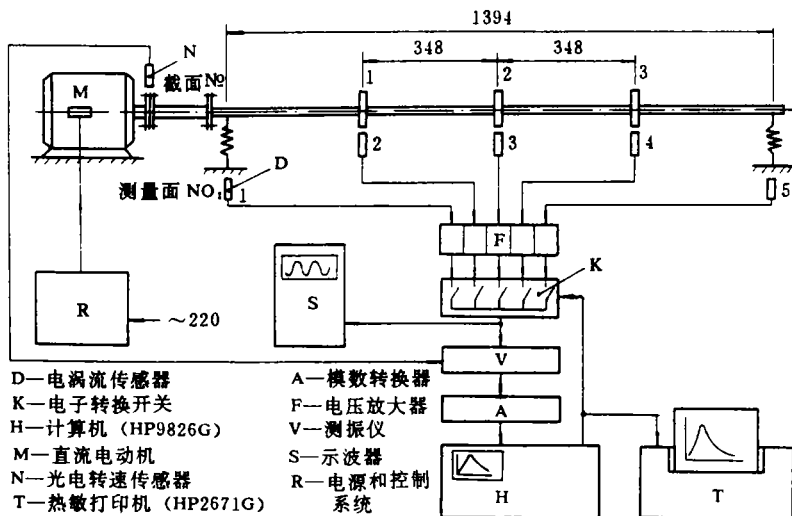


图 5 实验装置和测试系统

实验装置和测试系统如图 5 所示。

4 结 论

理论分析说明,对于柔性航空燃气涡轮发动机转子,具有约束的最小应变能优化平衡准则是一种较为合理、完善的平衡准则。因为它能在满足发动机振动、强度的要求下,做到尽量减小叶尖间隙,以提高发动机的效率。

算例和实验表明,实现该准则的方法和优化平衡程序是有效的,适用于模态平衡法。

参 考 文 献

- 1 Tang T M, Trumpler P R. Dynamics of Synchronous Precessing Turborotors with Particular Reference to Balancing. Part 2-Application, ASME Journal of Applied Mechanics, 1968, 35(1), 25—30
- 2 Little R M, Pilkey W D. A Linear Programming Approach for Balancing Flexible Rotors. ASME Journal of Engineering for Industry, 1976, 98(3), 1030—1035
- 3 Pilkey W D, Bailey J T. Constrained Balancing Techniques for Flexible Rotors. ASME Journal of Mechanical Design, 1979, 101(2), 304—308
- 4 Conry T F, Goglia P R, Cusano C. A Minimum Strain Energy Approach for Obtaining Optimal Unbalance Distribution in Flexible Rotors. ASME Journal of Mechanical Design, 1982, 104(4), 875—880
- 5 顾家柳等. 转子动力学. 北京: 国防工业出版社, 1985 年 12 月

3-D FINITE ELEMENT CYCLIC SYMMETRIC AND CONTACT STRESS ANALYSIS FOR A COMPLETE GEAR TRAIN

Yin Zeyong, Xu Youliang, Gao Xiangqun, Wei Gang

(Nanhua Power Plant Research Institute)

ABSTRACT A complete gear train of a reduction gearbox is the object of finite element stress analysis. One of the basic segments of the complete gear train is taken as the computational model in the light of the cyclic symmetry of the gear train, meanwhile the contact transmission forces between the corresponding meshed teeth are considered in the analysis of the model. For simplicity the corresponding meshed lines are used instead of the actual contact surfaces. Both torque and centrifugal loads are involved in the analysis. The stresses in all the parts of a complete gear train can be determined by one analysis. The computed results show that the contact force on a meshed tooth is correlative not only to the length of the meshed line, but also to its position, and, moreover, the neglect of the stress resulted from centrifugal load is inappropriate to a high speed gear train.

OPTIMUM BALANCING OF FLEXIBLE ROTOR

Liu Qizhou and Tao Xiande

(Northwestern Polytechnical University)

ABSTRACT A new criterion for optimum balancing of a flexible rotor is introduced, which is the minimum rotor strain energy criterion with constrains. This criterion meets the requirements for integral design of structure strength and performance of a gas turbine aeroengine. In this criterion the balance correction masses (quantity and orientation) are the optimum design variable, the objective function of optimization is the total strain energy of the rotor and its supports. The response amplitudes at several cross-section along the rotor are taken as its constraints. The Powell's method and the net random-ray method are chosen as optimum methods. A program is written with FORTRAN 77 for the whole optimization procedure. The program has been testified by a numerical example in comparison with its experiments.

STUDY ON PERFORMANCE OF SQUEEZE FILM DAMPER WITH OIL-AIR TWO-PHASE FLUID

Shen Xinmin, Li Qihan, Du Lijie

(Beijing University of Aeronautics and Astronautics)

ABSTRACT This paper presents an analytical method for lubrication film performance of squeeze film damper with oil-air two-phase fluid on the basis of the testing results and numerical analysis of oil film cavitation. The calculational results for the pressure distribution of lubrication oil film are in good agreement with the experimental results. The damper performance data obtained from two-phase fluid analysis are also compared with the results calculated by pure oil film damper. It is