

转子动力学优化设计

南京航空航天大学 黄太平** 罗贵火

【摘要】 优化设计可以使转子支承系统具有先天优良的转子动力学特性, 优化支承的刚度与阻尼系数是使转子支承系统获得优良动力学特性的有效途径。本文采用传递矩阵—拟模态综合法分析转子支承系统的动力特性—临界转速、不平衡响应以及对支承动力参数灵敏度分析, 进而对支承动力参数作优化设计。本文所提出的方法已经过算例、模型试验及工程应用的证实。

主题词: 转子 动力学 优选设计 临界速度 刚度 阻尼

1 前言

自从50年代末, 航空发动机采用了安放在柔性支承上的刚性转子设计以来, 在工作转速范围内存在一阶、二阶临界转速, 而转子发生实质性弯曲变形的临界转速则高于最大工作转速, 使发动机结构与动力学设计带来很大变化; 加上采取适当的减振措施, 大大提高了发动机的性能。对于航空发动机而言, 转子与支承机匣系统的设计不只是取决于转子动力学设计的需要, 而首先是取决于发动机总体设计方案, 取决于气动力设计以及许多其它结构设计、材料工艺条件等因素的协调, 转子的尺寸、重量不可能仅根据转子动力学的要求而任意改变。因此, 把转子动力学设计的重点放到柔性支承系统上, 也就是选择最佳的柔性支承和阻尼器与转子相匹配, 从而得到转子—支承—机匣系统的最佳动力学特性^[1, 2]。

本文采用传递矩阵—拟模态综合法分析转子支承系统的临界转速与不平衡响应, 并以此方法为基础, 进行支承动力参数的优化设计, 以取得转子支承系统的良好动力学特性。

2 传递矩阵—拟模态综合法

为了进行转子支承系统的转子动力学优化设计, 采用传递矩阵—拟模态综合法^[3]。将动力参数待优化的支承作为边界坐标, 转子支承系统的其它不变部分作为约束子系统, 即内部坐标, 不仅减少计算工作量, 而且具有清晰的物理概念。

2.1 求解子系统约束模态的传递矩阵法

典型的约束子系统如图1所示, 采用改进的传递矩阵法分析其约束振动模态与约束静位移模态^[4]。在一般情况下, 假定两端自由, 弯矩与剪力为零 $M_0 = 0, Q_0 = 0, M_n = 0, Q_n = 0$, 在各约束点1, 2, ..., M处, 挠度 $Y_1, Y_2, \dots, Y_M$ 皆为零。于是可以写出如下 $M+2$ 个约束方程:



图1 典型的约束子系统

$$\begin{cases} Y_1 = f_1(Y_0, \theta_0) = 0 \\ \vdots \\ Y_M = f_M(Y_0, \theta_0, R_1, \dots, R_{M-1}) = 0 \\ M_n = f_{M+1}(Y_0, \theta_0, R_1, \dots, R_M) = 0 \\ Q_n = f_{M+2}(Y_0, \theta_0, R_1, \dots, R_M) = 0 \end{cases} \quad (1)$$

方程组(1)中包含了起始端的截面挠度 Y_0 、转角 θ_0 、各约束点的约束力 $R_1, \dots, R_M$ 共 $M+2$ 个未知状态参数。各式中的函数关系 $f_1, \dots, f_{M+2}$ 由子系统的结构所决定,即取决于轴段的几何、物理参数及其轮盘参数、弹性支承参数、轴段联接条件,并与子系统的旋转角频率有关。因此,只要建立函数关系式,便可求解,得到约束子系统的模态参数,即约束模态频率 Ω 与约束模态振型 Φ 。利用方程组(1),改写成非齐次方程,即依次令 $Y_1 = 1, Y_2 = Y_3 = \dots = Y_M = 0; Y_2 = 1, Y_0 = Y_3 = \dots = Y_M = 0; \dots$ 并令自转与进动角频率皆为零,便可求得相应的约束静位移模态 $[\delta\epsilon]^T$ 与刚度矩阵 K 。

2.2 拟模态综合法

拟模态综合法是利用线性振动系统模态叠加原理而建立的一种近似计算方法。在求得子系统的约束振动模态、约束静位移模态后,通过模态坐标变换,可求得

$$\begin{bmatrix} A_{11} + B_{11} & B_{12} \\ B_{21} & A_{22} + B_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Y_1 \\ Y_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (2)$$

式中各符号意义请参见文献[3]。由(2)式可求得系统的模态频率及相应的模态振型,经坐标反变换,便可求得物理坐标上的振型。利用(2)式的相应非齐次方程组,引入不平衡力,可用来求解不平衡响应^[5]:

$$\begin{bmatrix} A & B & 0 & 0 \\ C & D & 0 & -E \\ 0 & 0 & A & B \\ 0 & E & C & D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} R_1 \\ R_2 \\ I_1 \\ I_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} Q_1^R \\ Q_2^R \\ Q_1^I \\ Q_2^I \end{Bmatrix} \quad (3)$$

式中: $A = -\Omega^2 \Phi M_1 \Phi \pm \omega \Omega \Phi C_{g1} \Phi + \Phi (\Omega^2 M_1 \mp \omega \Omega C_{g1}) \Phi$, $B = -\Omega^2 \Phi M_1 \delta \pm \omega \Omega \Phi C_{g1} \delta$, $C = -\Omega^2 \delta M_1 \Phi \pm \omega \Omega \delta C_{g1} \Phi$, $D = -\Omega^2 \delta M_1 \delta - \Omega^2 \epsilon M_2 \epsilon \pm \omega \Omega \delta C_{g1} \delta \pm \omega \Omega \epsilon C_{g2} \epsilon + K_s + K$, $E = \Omega C_{20} R_1$, R_2, I_1 ,

I_2 为模态响应的实部与虚部, Q_1^R, Q_2^R 与 Q_1^I, Q_2^I 为不平衡力的实部与虚部。

3 支承刚度的优化设计

航空发动机一般有两个工作转速区:一是主要工作转速区,从巡航状态到最大状态;另一是慢车转速。发动机可能在这两个转速区比较长时间停留,定为转子支承系统的“频率禁区”;转子支承系统的各阶临界转速都必须离开这两个禁区。为此,通过优化支承刚度来调整转子支承系统的临界转速。简单的转子支承系统的临界转速随支承刚度的变化如图2所示,但复杂的转子支承系统只有通过优化设计才能正确地决定各

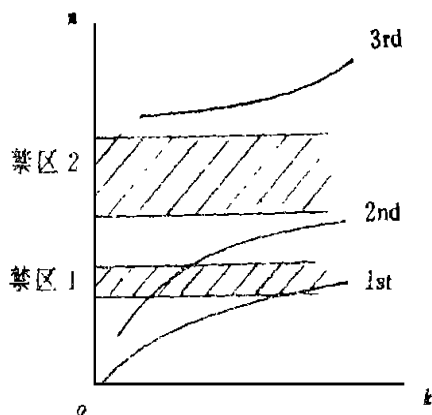


图2 频率禁区及支承刚度对 n_{cr} 的关系

支承刚度值。优化的目标函数表示为:

$$W = \sum_{i=1}^N \Delta\omega \leq \epsilon \quad (4)$$

式中

$$\Delta\omega = \begin{cases} \omega - \omega_l, & \omega_l < \omega < \omega_u \\ 0 & \omega < \omega_l \text{ 或 } \omega > \omega_u \end{cases}$$

下标 i 代表第 i 阶临界转速, j 代表第 j 个频率禁区, l 与 u 分别表示频率禁区的下限与上限。

在进行优化设计时, 必须作各支承刚度对目标函数的灵敏度分析。由于复杂的多转子多支承系统中, 各支承刚度对临界转速的影响不是一个简单的函数关系, 灵敏度分析采用增量法进行。用坐标轮换法寻求最佳优化路径。

例如一个具有中介支承的双转子系统如图 3 所示, 未作优化设计时, 转子支承系统的内转子同步临界转速为: $\omega_1 = 159.4 \text{ rad/s}$, $\omega_2 = 606.75 \text{ rad/s}$, $\omega_3 = 1429.09 \text{ rad/s}$ 。该转子支承系统的工作转速范围规定了它的两个频率禁区的上下限频率为: $\omega_l = 128 \text{ rad/s}$, $\omega_u = 192 \text{ rad/s}$; $\omega_l = 512 \text{ rad/s}$, $\omega_u = 768 \text{ rad/s}$ 。显然, ω_1 与 ω_2

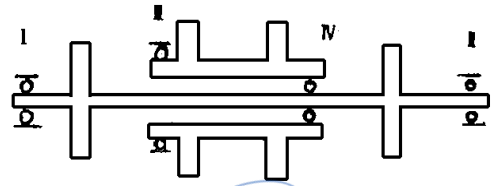


图 3 双转子系统示例图

分别落入第一与第二频率禁区内, 故需优化设计各支承刚度以调整其临界转速。由灵敏度分析确定第 IV 支点上的支承刚度灵敏度最高, 经优化迭代后 $K_{IV} = 632246 \text{ N/m}$, $\omega_1 = 127.6 \text{ rad/s}$, 离开第一频率禁区。进一步对二阶临界转速进行调整, 当 $K_{IV} = 339000 \text{ N/m}$ 时, 转子支承系统各阶临界转速为: $\omega_1 = 96.70 \text{ rad/s}$, $\omega_2 = 511.65 \text{ rad/s}$, $\omega_3 = 799.65 \text{ rad/s}$, 皆离开两个频率禁区。进一步需对外转子同步的临界转速进行检查, 如落入禁区则再进行支承刚度的重新优化。如此反复迭代直到完全满足要求为止。

4 支承阻尼优化设计

支承阻尼优化的目的在于获得整个工作转速范围内最小的振动响应, 优化目标函数可取总的平均振动烈度或最大位移振幅, 也可用于外传力作为优化目标函数。

$$R = \sum_{j=1}^N \sqrt{\sum_{i=1}^M Z_{ij}^2} \quad (5)$$

$$R^* = \max(Z_{ij}) \quad i = 1, M; \quad j = 1, N \quad (6)$$

$$R' = \sum_{j=1}^N \sqrt{\sum_{i=1}^K F_{ij}^2} \quad (7)$$

式中: Z_{ij} 为第 j 阶振动模态时各 i 坐标的速度幅值; Z_{ij} 为第 j 阶振动模态时各 i 坐标的位移幅值; F_{ij} 为第 j 阶振动模态时各 i 支承的外传力; N 为模态数; M 为坐标数; K 为支承数。

优化目标是使目标函数达最小值, 即 $\min R$ 、 $\min R^*$ 或 $\min R'$ 。

外传力与振动烈度或位移振幅存在一定的内在关系, 在一定的支承刚度值下, 增大阻尼系数可减小振动, 也减小外传力; 但当阻尼系数增大过多时, 振幅不成比例下降, 外传力反而增大。因此, 在保证最小振动烈度或位移振幅与最小外传力的条件下, 存在着最优阻尼系数值。

在阻尼优化设计中, 同样必须作灵敏度分析。由 (3) 式可得第 i 阻尼器的灵敏度方程为:

$$\begin{bmatrix} A & B & 0 & 0 \\ C & D & 0 & -E \\ 0 & 0 & A & B \\ 0 & E & C & D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \partial_1 / \partial c_{2i} \\ \partial_2 / \partial c_{2i} \\ \partial_1 / \partial c_{2i} \\ \partial_2 / \partial c_{2i} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ \Omega I_{2i} \\ 0 \\ -\Omega R_{2j} \end{Bmatrix} \quad (8)$$

阻尼优化设计的基本步骤: (1) 给定不平衡量, 确定不平衡力的列阵 $[Q_1^R, Q_2^R, Q_1^I, Q_2^I]^T$; (2) 给定阻尼系数初值, 在各频率下求模态响应 R_1, R_2, I_1, I_2 , 并经坐标反变换求得物理坐标上的振动

响应 Z_{ij} 或 Z_{ij}' 以及外传力 F_{ij} ; (3) 根据 (5)、(6) 或 (7) 式求得目标函数 R, R' 或 R' , 如已满足最小值要求, 优化设计完毕, 否则进行下一步; (4) 根据 (8) 式, 用坐标轮换法确定各阻尼器的灵敏度, 然后对灵敏度最高的阻尼器给出阻尼系数新值, 从第 2 步重新进行优化设计。

对图 3 所示双转子系统作阻尼优化设计, 取初值 $C_{2i} = 100 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, 优化后, $C_I = 974 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, $C_{II} = 838 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ 。目标函数下降为初值的五分之一。实验表明, 在 $C_{IV} = 1000 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ 时, 系统的过一阶临界转速时的振动最小。 C_{II} 主要抑制二阶临界转速, 受实验条件限制, 未能验证。图 4 为阻尼系数变化对转子支承系统振动的影响。

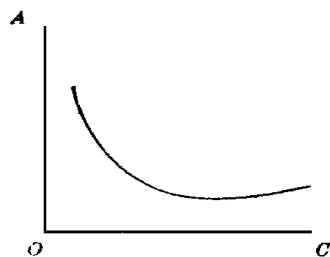


图 4 阻尼系数对振动的影响

5 应用与结论

通过多个模型算例、实验模型及航空发动机压气机转子的优化设计与运行考验, 证明本方法完全适用于多转子多支承系统的转子动力学优化设计。采用传递矩阵—拟模态综合法对转子支承系统作转子动力学优化设计是行之有效、简捷的途径。拟模态综合法使复杂系统化为若干子系统, 大大缩减自由度; 又将待优化的参数作为边界坐标处理, 使灵敏度分析、优化迭代过程大为简化。约束子系统采用改进的传递矩阵法既可分析约束振动模态, 又可分析约束静位移模态, 两者相结合充分发挥各自长处。对中小型涡轮涡桨发动机的高速转子系统, 采用支承刚度与阻尼优化设计方法, 可以有效地调整临界转速, 保证在全工作转速范围内平稳运行。本文所提出的方法, 不仅适用于各类航空发动机的转子支承系统, 也可推广应用于各类高速转子系统的转子动力学优化设计。

参 考 文 献

- 1 Vance J M, Royal A C. High Speed Rotor Dynamics—an Assessment of Current Technology for Small Turbo shaft Engines Journal of Aircraft, 1975
- 2 Mullen K M, Magge J A. New Concept for Critical Speed Control SAE 670347, 1967
- 3 Huang Tai ping, Lund J W. The Transfer Matrix Component Mode Synthesis for Eigen solutions of Rotor Systems Journal of Nanjing Aeronautical Institute, 1988, 5(1)
- 4 Huang Tai ping. The Transfer Matrix Impedance Coupling Method for the Eigen solutions of Multi-Spool Rotor Systems Transactions of ASME, Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design, 1988, 110(4)
- 5 苗兰森, 黄太平. 复杂转子系统支承阻尼优化设计. 振动工程学报, 1990, 3(4)

(责任编辑 魏星禄)