

航空发动机系统的动力分析

大连理工大学 刘铁牛** 吴江宁

【摘要】 以包含复杂转子系统及支承结构系统的发动机总体模型为研究对象,进行动态特性及响应分析。为合理解决计算的准确性与经济性之间的矛盾,提出了模态阻抗综合分析法,将整体系统动力学问题化为低阶运动方程求解。应用按本文方法编制的程序对某型航发进行了整体动应力计算,结果与实际相符。

主题词: 航空发动机 陀螺仪 模态综合法 阻抗 特征值 系统分析 动态响应

1 前言

此前的转子动力学,常把转子系统从其支承系统(机匣、支板结构)隔离出来研究。随着发动机的高速化、轻型化,支承系统对转子系统特性的贡献,越来越显得不可忽视,因此两系统应当耦合为一个整体力学模型进行动态特性分析。转子系统自由度相对较少,其动力特性矩阵具有反对称性;而支承系统的动力特征矩阵具有对称性,但自由度数要大得多;两者之间由少数轴承或油膜联接,故为低维耦合。对于这样一个力学模型,人们对转子系统的动态特性尤为关心,因此需对其模态做精确分析;对支板及机匣构成的支承系统,人们只是对它的承载能力和它对发动机整体的动态特性的贡献感兴趣,所以对于后者做模态分析并不重要。由于转子系统与支承系统在力学模型上的显著差异及各自结构的复杂性,本文提出了一种模态阻抗综合分析法,即对转子系统实施陀螺模态分析法,对支承系统利用有限元法,通过动态缩聚求出它与转子耦合处的机械阻抗阵,最后通过阻抗耦合,得到发动机整体(转子系统和支承系统)的运动控制方程。采用此法做整体分析时能解决数值计算时遇到的精确性与经济性之间的矛盾。

2 理论方法及公式系统

首先将整体系统划分为3类子结构。轴、盘等旋转部件为转转子结构;机匣、支板等为支承子结构;油膜、轴承等为联接子结构。第3类子结构为前两种子结构间的弱耦合件。3种子结构计算模型见图1(图中(一)转子结构;(二)联接子结构;(三)支承子结构)。对3类子结构分别采用不同的方法进行动力学分析。

2.1 转转子结构在状态空间中的模态综合

设某转转子结构的内点坐标为 X_I ,其界面点的坐标为 X_S ,扰力 f_u ,界面力 f_s 。列出动力学方程,再引入状态向量: $Z = [\dot{X}_I^T \dot{X}_S^T X_I^T X_S^T]^T = [Z_I^T Z_S^T]^T$,可得状态空间中的动力学方程:

$$\begin{bmatrix} A_{II} & A_{IS} \\ A_{SI} & A_{SS} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{Z}_I \\ \dot{Z}_S \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_{II} & B_{IS} \\ B_{SI} & B_{SS} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Z_I \\ Z_S \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_u \\ F_s \end{bmatrix} \quad (1)$$

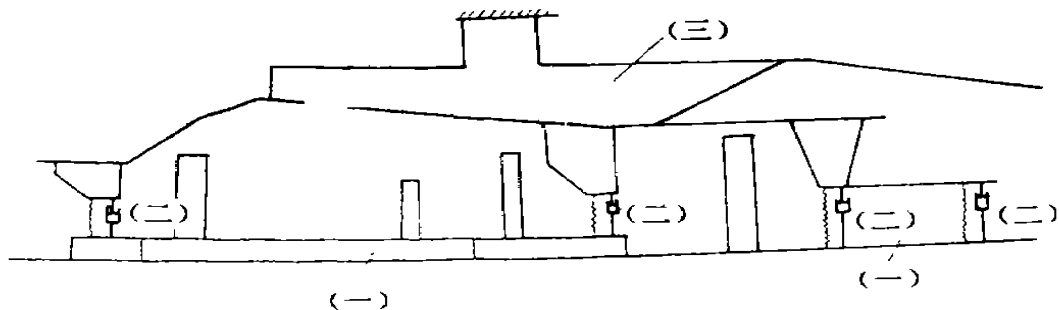


图 1 3 种子结构计算模型

对式(1)进行模态坐标下的凝聚,先对式(1)做固定界面上的模态分析。

$$A_{II}\ddot{Z}_I + B_{II}\dot{Z}_I = 0 \quad (2)$$

由于 A_{II} 对称, B_{II} 反对称, 式(2)的全部特征值均为纯虚数, 且每一特征对 $(i\omega, \varphi + i\psi)$ 的共轭 $(-i\omega, \varphi - i\psi)$ 也是式(2)的特征对。若 $\Gamma_I = \text{row}([\varphi, \psi])$, 则存在下列正交性:

$$\Gamma_I^T A_{II} \Gamma_I = I, \quad \Gamma_I^T B_{II} \Gamma_I = \Lambda \quad (3)$$

I 为单位阵, 而 $\Lambda = \text{block-diag} \begin{bmatrix} 0 & -\omega \\ \omega & 0 \end{bmatrix}$ 。式(1)的约束模态为

$$\begin{bmatrix} Z_I \\ Z_S \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \ddot{X}_I \\ X_I \\ \ddot{X}_S \\ X_S \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \varphi & 0 \\ 0 & \varphi \\ I & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{X}_S \\ X_S \end{bmatrix} \quad (4)$$

其中 $\varphi = K_{II}^{-1} \cdot K_{IS}$ 是原位形空间上的约束模态。取如下凝聚变换

$$\begin{bmatrix} Z_I \\ Z_S \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Gamma_{II} & \varphi & 0 \\ \Gamma_{IS} & 0 & \varphi \\ 0 & I & 0 \\ 0 & 0 & I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} S_I \\ X_S \\ X_S \end{bmatrix} = [E][S] \quad (5)$$

其中 Γ 是 Γ_I 中的前 k 对 φ 和 ψ , S_I 是 $2k$ 维模态坐标组成的列向量。代入式(1)并左乘 E^T , 得凝聚方程, 可将其写成:

$$A_{ii}\ddot{y}_i + B_{ii}\dot{y}_i = f_i \quad (6)$$

下标 i 表示子结构编号。式(6)中 A_i 保持对称, B_i 保持反对称。当有多个转子子结构时, 每一子结构均可得形如(6)的方程, 将它们合并, 并将共用坐标凝聚, 仍可得形式相同的方程

$$A_{RR}\ddot{y}_R + B_{RR}\dot{y}_R = f_R \quad (7)$$

A_R 对称, B_R 反对称。下标 R 表示(7)是转子系统的运动方程。

2.2 联接子结构的控制方程

X_R, X_F 分别表示转子系统的界面坐标和由支板、机匣组成的支承系统的界面坐标。由于联接子结构的质量与力学模型中其他子结构相比甚小, 可略去不计。则由油膜、轴承组成的联接系统的控制方程可写成

$$A_{BYB}\ddot{y}_B + B_{BYB}\dot{y}_B = f_B \quad (8)$$

本文特意将(8)凑成与转子子结构的动力方程(7)具有相同的形式, 即 A_B 对称, B_B 反对称。下

标 B 表示(8)是联接系统的控制方程。

2.3 支承系统的运动方程及其凝聚

若以 X_I 、 X_F 分别表示支承系统内点坐标及界面点坐标, 则支承系统的运动方程为

$$\begin{bmatrix} M_{II} & M_{IF} \\ M_{FI} & M_{FF} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{X}_I \\ \ddot{X}_F \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{II} & C_{IF} \\ C_{FI} & C_{FF} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{X}_I \\ \dot{X}_F \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{II} & K_{IF} \\ K_{FI} & K_{FF} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_I \\ X_F \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ -f_F \end{bmatrix} \quad (9)$$

其中界面力 $-f_F$ 是联接子结构界面力 f_F 的反作用力。

由于支承是一个庞大且复杂的结构, 其求解大规模特征对时需要庞大的存贮空间和计算工作量。本文对支承系统采用阻抗分析。即将支承系统对整体动力特性的贡献, 化为由界面坐标表示的等效阻抗。为此先进行静凝聚 $X_I = -K_{II}^{-1}K_{IF}X_F = DX_F$ 。引入坐标变换 $\begin{bmatrix} X_I \\ X_F \end{bmatrix} =$

$\begin{bmatrix} D \\ I \end{bmatrix} X_F$ 。代入(9)并左乘以 $[D^T \quad I]$, 可简写成

$$A_{FY} \ddot{y} + B_{FY} \dot{y} = f_F' \quad (10)$$

若不考虑支承系统的阻尼, A_F 和 B_F 仍具有对称和反对称性质, 这样处理将使整体模态分析计算变得规范、简捷。

考虑 3 类系统在界面上的运动相容及力的平衡条件, 由(7)、(8)、(10)可得总体运动方程

$$A \ddot{y} + B \dot{y} = f \quad (11)$$

其中 A 为对称阵而 B 为反对称阵。

2.4 系统整体的动力分析

用 Lanczos 法求解下式

$$(i\omega A + B)y = 0 \quad (12)$$

的特征值 $\omega(j=1, 2, \dots, n)$, 便得到系统 n 个进动频率。

若系统含有 J 个转子, 各转子转速对应的角速度为 Ω , 则求解临界转速的方程为:

$$(i\omega^* A + B)y = 0, \quad \omega^* = \Omega(j=1, 2, \dots, J) \quad (13)$$

(11) 中系统不平衡力矢量可表示为: $f = f_1 e^{i\Omega} + f_2 e^{-i\Omega}$, $f_2 = \bar{f}_1^*$ 。

设解的形式为 $y = y_1 e^{i\Omega} + y_2 e^{-i\Omega}$ 。代入总体方程(11)有

$$(B + i\Omega A)y_1 = f_1, \quad (B - i\Omega A)y_2 = f_2 \quad (14)$$

显然解 y_2 与解 y_1 共轭 $y_2 = \bar{y}_1$ 。因此只需求解(14), 设其解为 $y_1 = y_{1R} + iy_{1I}$, 则 $y_2 = y_{1R} - iy_{1I}$ 。

所以稳态不平衡响应可表示为

$$y = 2(y_{1R} \cos \Omega t - y_{1I} \sin \Omega t) \quad (15)$$

当系统具有 L 个不同转速的转子时, 总的不平衡响应为:

$$y = 2 \sum_{i=1}^L (y_{1Ri} \cos \Omega_i t - y_{1Ii} \sin \Omega_i t) \quad (16)$$

从解向量 y 中提取支承结构与转子系统接口坐标的位移响应, 即可用于支承结构的动应力及其承载能力分析上。

3 计算中几个值得注意的问题

本文方法用于简单转子计算, 结果与已知的解析均吻合很好。对某些发动机的动特性及应力响应做了应用研究。如对某型发动机转子、支板、机匣系统, 计算了 5 种转速下的进动频率,

其结果列于表 1。在每种给定的转速 Ω (r/min) 之下,用本文方法算得 4 个正向进动频率 ω_{Fi}

表 1 进动频率计算结果 (单位: r/min)

Ω	正 向 进 动				反 向 进 动			
	ω_{F1}	ω_{F2}	ω_{F3}	ω_{F4}	ω_{B1}	ω_{B2}	ω_{B3}	ω_{B4}
20000	33699	69466	89170	144630	32980	67633	83490	132496
	33709	69471	89181	144652	32983	67637	83499	132515
30000	33876	69876	90564	147371	32788	67112	82059	129257
	33881	69881	90575	147393	32792	67112	82066	129278
42000	34077	70340	92218	150449	32550	66450	80346	125353
	34081	70349	92227	150468	32553	66453	80351	125372
51800	34240	70710	93556	152820	32349	65866	78945	122170
	34243	70712	93564	152826	32353	65871	78953	122192
65000	34438	71175	95321	155751	32068	65051	77068	117970
	34444	71180	95330	155768	32076	65059	77072	117981

(r/min), 列于上行。下行的对应值, 是用纯粹的模态综合法得到的。两者相对误差< 0.03%。可见本文方法与模态综合法在此算例取得了一致的精度。另外, 使用本文方法计算动力响应的算例, 请参看参考文献[4]。

参 考 文 献

1 欧园霞, 李平. 用模态综合法分析发动机整机振动特性. 航空动力学报, 1987, 2(3)

2 Zheng Zhaochang, Zhou Xiaopin. Gyroscopic Mode Synthesis in the Dynamic Analysis of a Multishaft Rotor- Bearing System. ASME 1985: 85- IGT-73

3 张文. 转子动力学理论基础. 北京: 科学出版社, 1990

4 吕和祥. 发动机机匣、支板系统结构动力分析. 航空动力学报, 1994, 9(2)

(责任编辑 魏星禄)