

带频率禁区的发动机转子动力优化设计

大连工学院 滕晓雷 滕弘飞
沈阳航空发动机研究所 张连祥

本文为带频率禁区的发动机转子动力优化设计。以转子的重量最轻为目标函数，约束条件为转子的各阶自振频率皆不落入转子工作频率的禁区并带边界约束，优化设计变量为转子的内外径、转子各轴段的长度及支承刚度等，一般可有20—30个设计变量。本文结合应用摄动逆求法^[1]和数学规则法进行转子的动力优化。一般其重分析次数不超过6—10次。

一、优化的数学模型

航空发动机转子动力优化设计的一般数学模型（简称优化问题 I）为：

求 $\mathbf{X}$ ； $\mathbf{X} = \{x_i\}$ ， $i = 1, 2, \dots, n$

$$\min \quad F\mathbf{X} = \min W, \quad W = w_0 + \pi/4 \sum_{p=1}^Z \gamma_p l_p (D_p^2 - d_p^2)$$

$$\text{s.t.} \quad \mathbf{X} \geq \mathbf{L} \quad \mathbf{L} = \{l_i\}, \quad \mathbf{X} \leq \mathbf{U} \quad \mathbf{U} = \{u_i\}, \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (2)$$

$$\mathbf{K} \mathbf{Y} = \lambda_j \mathbf{M} \mathbf{Y}, \quad \lambda_j \leq \bar{\lambda}, \quad \lambda_j \geq \bar{\lambda} \quad (3)$$

其中： W 为转子重量， w_0 为转子上的附加重量， γ_p 为某轴段转子材料比重， l_p 为轴段长度， D_p 为转子外径， d_p 为转子内径， x_i 为设计变量， $\mathbf{U}$ 、 $\mathbf{L}$ 分别为设计变量的上下限， Z 为不同轴径的轴段数， λ_j 为转子的 j 阶特征值， $\bar{\lambda}$ 为频率禁区的下限， $\bar{\lambda}$ 为频率禁区的上限， $\mathbf{K}$ 为刚度阵， $\mathbf{M}$ 为质量阵， $\mathbf{Y}$ 为对应于 λ_j 的振型。

采用传递矩阵法^[2]求解转子的各阶自振频率，其动力学模型如图1所示。

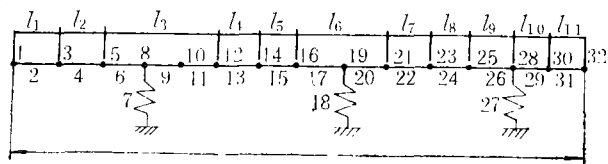


图1 转子动力学模型

二、优化方法及过程

采用数学规划“SUMT”及“Hooke-Jeeves”法与摄动逆求法相结合来求转子动力优化问题。

首先，将优化问题 I 简化为优化问题 II，即

求: $X, \min F(X), s.t. X \geq L, X \leq U$

$$\{x_i\}^T \in \bar{x}_i \quad (4)$$

其中 $\bar{x}_i$ 为回避变量区,其取法下面介绍,显然此时不考虑问题 I 的性能约束(3)。

寻优的第一次迭代初始点数据可为使转子重量最轻的设计变量尺寸约束极限。用“SUMT”和“Hooke-Jeeves”法求解问题 I (这是因为编程方便,理论上第一次迭代亦可不用数学规划法,该初始点数据即为当 $\bar{x}_i = 0$ 时问题 I 的最优解),得到一组在可行域的初步优化结果 x_i^{**} ;然后检查当前设计变量的转子任一阶的固有频率是否落入频率禁区,如果没有,则是最终优化结果 x^* ;否则,利用摄动逆求法,给出设计变量 x_i 的扰动量 ΔX_i^{**} ,取回避变量禁区 $\bar{x}_i$ 为

$$x_i^{**} - \Delta X_i^{**} \leq \bar{x}_i \leq x_i^{**} + \Delta X_i^{**} \quad (5)$$

亦可根据设计变量 x_i 增减对特征值 λ_i 影响的物理概念,直接取

$$\bar{x}_i \leq x_i^{**} + \Delta x_i^{**} \quad (6)$$

$$\text{或取 } \bar{x}_i \geq x_i^{**} - \Delta X_i^{**} \quad (7)$$

将更为方便。再返回用数学规划法求解问题 I,直到所有固有频率不落在频率禁区为止。为保险起见,最后一次迭代可用数学规划法求解问题 I。优化框图见图 2。

在逆求中如何正确选取设计变量的扰动量 ΔX_i^{**} 对于重分析次数影响较大,我们将扰动量的选取和优化的初始步长 S_j^{**} 联系起来,即

$$\Delta X_i^{**} = \varepsilon \cdot S_j^{**} \quad (8)$$

ε 的取值可根据特征值落于频率禁区内的位置而定,当特征值 λ_A 落于频率禁区的上部时,一般 $\bar{x}_i$ 取(6)式;当特征值 λ_B 落于频率禁区下部时,一般 $\bar{x}_i$ 取(7)式;当有两阶特征值落入禁区内时,可根据离禁区边界近的一个来确定 ε 。根据本文处理发动机转子动力优化问题经验,一般取 $\varepsilon = 0 - 1.0$,其重分析次数较少,每次迭代 ε 是变化的。

三、计算实例及结论

本文以某发动机转子结构为例,对其进行了带有频率禁区的动力优化设计,其各轴段原始数据见表 1。转子的工作转速 $n_E = 11300 \text{ r/min}$,即工作频率 $f_E = 188.3 \text{ Hz}$,支承刚度分别为 $K_1 = 4.5 \times 10^5 \text{ N/mm}$, $K_2 = 1.6 \times 10^5 \text{ N/mm}$, $K_3 = 4 \times 10^5 \text{ N/mm}$,根据工作频率 f_E 设置的频率禁区上下限分别为 $\bar{f} = 244.8 \text{ Hz}$, $\underline{f} = 131.8 \text{ Hz}$ 。按原始参数计算得转子的固有频率 $f = 209 \text{ Hz}$,恰好落于频率禁区之内,转子重量 $W = 634.4 \text{ N}$ 。

为使转子之各阶固有频率均避开频率禁区,分别讨论了在给定条件下设计变量对于转子固有频率的影响。

1. 逆求时改变外径 D 、内径 d 、支承刚度 K ,而保持各段长度不变。

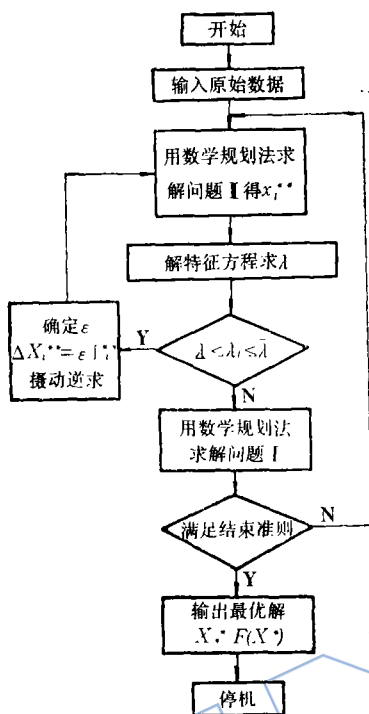


图 2 优化框图

(1) 增大支承刚度 优化结果见表2, 关切频率为 $f = 267.5\text{HZ}$, 各支承刚度分别为 $K_1 = 5.5 \times 10^5\text{N/mm}$, $K_2 = 2.0 \times 10^5\text{N/mm}$, $K_3 = 5.0 \times 10^5\text{N/mm}$, 优化后转子重量为 $W = 475.2\text{N}$ 。

(2) 减小支承刚度 优化结果见表3, 关切频率为 $f = 246.5\text{HZ}$, 各支承刚度分别为 $K_1 = 3.5 \times 10^5\text{N/mm}$, $K_2 = 1.2 \times 10^5\text{N/mm}$, $K_3 = 3.0 \times 10^5\text{N/mm}$, 优化后转子重量为 $W = 584.5\text{N}$ 。

2. 逆求时同时改变外径D, 内径d, 长度l及支承刚度K

(1) 刚度增加 表4为其优化结果, 关切频率为 $f = 248.8\text{HZ}$, 各支承刚度分别为 $K_1 = 5.5 \times 10^5\text{N/mm}$, $K_2 = 2.0 \times 10^5\text{N/mm}$, $K_3 = 5.0 \times 10^5\text{N/mm}$, 优化后转子重量 $W = 334.2\text{N}$ 。

(2) 减小刚度 表5为其优化结果, 关切频率 $f = 249.5\text{HZ}$, 各支承刚度分别为 $K_1 = 3.5 \times 10^5\text{N/mm}$, $K_2 = 1.2 \times 10^5\text{N/mm}$, $K_3 = 3.0 \times 10^5\text{N/mm}$, 优化后转子重量 $W = 408.1\text{N}$ 。

由上述结果可以看出, 在题目给定条件下, 长度对转子各阶固有频率影响最大, 内外径次之, 而支承刚度影响较小。上述各次计算的重分析次数一般为5—8次, 且除最后一次外, 其余的都是解简化了的优化问题Ⅱ时的重分析数。

表1 转子的原始结构参数 (单位mm)

轴段	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
外径D	145	125	90	78	66	61	95	95	81	77	70
内径d	125	92	74	61	48	29	83	83	61	64	60
长度l	63	32	557	60	275	180	199	76	73	52	1

表2 优化结果 (单位mm)

轴段	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
外径D	15	128	80	80	69	62	96	97	83	79	72
内径d	85	60	51	43	26	17	57	59	49	47	43

表3 优化结果 (单位mm)

轴段	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
外径D	156	135	85	85	73	66	102	102	88	83	76
内径d	78	56	48	40	24	17	54	55	48	45	41

表4 优化结果 (单位mm)

轴段	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
外径D	140	121	95	76	65	59	91	92	79	75	68
内径d	91	64	54	45	26	18	61	62	52	50	46
长度l	57	28	503	54	25	16	18	68	66	47	1

表5 优化结果 (单位mm)

轴段	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
外径D	148	128	80	80	69	62	96	97	83	79	72
内径d	85	60	51	43	26	17	57	59	51	47	43
K度l	54	27	478	51	236	154	170	65	62	45	1

参 考 文 献

- [1] 滕弘飞、滕晓雷, “机械动力优化设计的摄动逆求法及应用”, 大连工学院学报, No.1, 1987年。

(责任编辑 李其汉)

TECHNICAL NOTES

DISCUSSION ON DYNAMIC CHARACTERISTICS OF A ROTOR WITH CHANGEABLE SUPPORT STIFFNESS

Yan Litang

(Beijing Institute of Aeronautics and Astronautics)

Abstract

In this paper the author identifies that the rotor system will be nonlinear provided the support stiffness varies at ω_1 with the amplitude unchanged and no external load is added to the support (it is difficult to add rotating load to it). Its amplitude-frequency curve must be obtained in accordance with the nonlinear vibration theorem. Although the maximum amplitude of the rotor system with nonlinear support stiffness may be decreased, it never follows the curve of solid line in Fig.1 as the addition of two curves with different linear support stiffness. In order to demonstrate this argument, a brief analysis of the vibration characteristics of a nonlinear rotor system is completed and its amplitude-frequency curve is plotted in Fig.4.

AN OPTIMAL DYNAMIC DESIGN OF AEROENGINE ROTORS WITH FREQUENCY CONSTRAINTS

Teng Xiaolei and Teng Hongfei

(Dalian Institute of Technology)

Zhang Lianxiang

(Shenyang Aeroengine Research Institute)

Abstract

The present paper deals with the following optimization: given the structural natural frequency constraint and certain constraints on the design variables, finding out the minimum weight of the rotor consistent with the above constraints. By using the method of mathematical programming combined with the perturbation converse solution, this problem can be solved. The combined method reduces times of re-analyses, and is simple and easy to understand. A practical example of dynamic design of an aeroengine rotor is given. The results may be useful to the practical engineering.