

支承微移时临界转速的变化趋势

南华动力机械研究所 李彦 尹泽勇

若采用移动支承位置的方法来调整转子支承系统的临界转速,则支承微移时转子支承系统临界转速的变化趋势对于制订具体的调整方案和预估可能的调整效果都具有重要的参考价值。本文导出了支承微移时系统临界转速的变化趋势的计算公式,利用该式仅需在系统临界转速与主模态分析结果的基础上附加少量的运算,即可给出支承微移时系统临界转速的变化趋势。根据这些变化趋势可以减少临界转速调整过程中的尝试次数,有效地节省工作量。

一、分 析

对于一个经过有限单元离散化处理的线弹性轴对称转子支承系统,其第*i*阶临界转速的圆频率 ω_i 及与之对应的主模态向量 φ_i 须满足如下的特征方程:

$$\mathbf{K}\varphi_i = \omega_i^2 \mathbf{M}\varphi_i \quad (1)$$

当系统中某一支承微移时,产生相应微小增量 $\delta\mathbf{K}$ 、 $\delta\mathbf{M}$ 、 $\delta\omega_i^2$ 、 $\delta\varphi_i$,式(1)将变成:

$$(\mathbf{K} + \delta\mathbf{K})(\varphi_i + \delta\varphi_i) = (\omega_i^2 + \delta\omega_i^2)(\mathbf{M} + \delta\mathbf{M})(\varphi_i + \delta\varphi_i) \quad (2)$$

将式(2)展开,略去二阶微量并结合式(1)可得:

$$(\delta\mathbf{K})\varphi_i + \mathbf{K}\delta\varphi_i = (\delta\omega_i^2)\mathbf{M}\varphi_i + \omega_i^2(\delta\mathbf{M})\varphi_i + \omega_i^2\mathbf{M}\delta\varphi_i \quad (3)$$

将式(3)转置后用 φ_i^T 右乘,利用 $\mathbf{K}$ 和 $\mathbf{M}$ 的对称性并再次结合式(1),经整理可得:

$$\delta\omega_i^2 = \varphi_i^T(\delta\mathbf{K} - \omega_i^2\delta\mathbf{M})\varphi_i / \varphi_i^T\mathbf{M}\varphi_i \quad (4)$$

若 φ_i 为按质量矩阵归一的模态向量,即 $\varphi_i^T\mathbf{M}\varphi_i = 1$,则式(4)可简化为:

$$\delta\omega_i^2 = \varphi_i^T(\delta\mathbf{K} - \omega_i^2\delta\mathbf{M})\varphi_i \quad (5)$$

若在某给定转子支承系统的有限元离散模型中,只有原位于结点*b*处的支承位置发生微小改变(微移前和微移时的位置坐标为 $\mathbf{x}_b$ 和 $\mathbf{x}$),则式(5)的矩阵 $\delta\mathbf{K}$ 和 $\delta\mathbf{M}$ 中除与结点*b*及其相关结点相对应的元素外,其他元素均为零。设划去 $\delta\mathbf{K}$ 和 $\delta\mathbf{M}$ 中元素全为零的行与列,得子矩阵 $\delta\mathbf{K}^*$ 和 $\delta\mathbf{M}^*$,而 φ_i 中与 $\delta\mathbf{K}^*$ 和 $\delta\mathbf{M}^*$ 相对应的子向量为 φ_i^* ,则式(5)改写成:

$$\delta\omega_i^2 = \varphi_i^{*T}(\delta\mathbf{K}^* - \omega_i^2\delta\mathbf{M}^*)\varphi_i^* \quad (6)$$

若将式(6)写成微商形式,则有:

$$\left. \frac{d\omega_i^2}{dx} \right|_{\mathbf{x}=\mathbf{x}_b} = \varphi_i^{*T} \left(\left. \frac{d\mathbf{K}^*}{dx} \right|_{\mathbf{x}=\mathbf{x}_b} - \omega_i^2 \left. \frac{d\mathbf{M}^*}{dx} \right|_{\mathbf{x}=\mathbf{x}_b} \right) \varphi_i^* \quad (7)$$

式(7)反映结点*b*处支承微移时,转子支承系统第*i*阶临界转速随支承微移的变化趋势。必须指出,式(7)中的 ω_i^2 和 φ_i^* 分别为支承微移之前系统的第*i*阶特征值和特征向量的子向量; $(d\mathbf{K}^*/dx)|_{\mathbf{x}=\mathbf{x}_b}$ 和 $(d\mathbf{M}^*/dx)|_{\mathbf{x}=\mathbf{x}_b}$ 则分别为子矩阵 $\mathbf{K}^*$ 和 $\mathbf{M}^*$ 在 $\mathbf{x}=\mathbf{x}_b$ 处对 $\mathbf{x}$ 的导数,实际计算时可用差分方法近似求得。由于这两个导数和 φ_i^* 的阶数都很低,故式(7)所含的计算量很少。

二、应 用

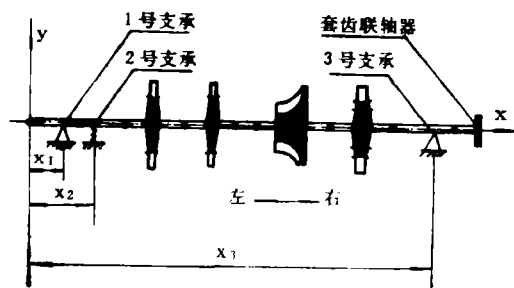


图1 转子支承系统计算模型

图1为某发动机转子支承系统有限元计算模型，该转子的的工作转速范围为32000~46000r/min。经分析得知，系统的一阶与二阶临界转速值分别为29600r/min和50510r/min。由于这两阶临界转速的值与转子的的工作转速范围十分接近，因此不利于系统的正常工作。

为了采用移动支承位置的方法来调整系统的临界转速，使其尽可能远离转子的的工作转速范围，首先计算三个支承分别单独微移时系统临界转速的变化趋势，结果如表1所示。

由表1可知，系统临界转速随1号和2号支承微移的变化趋势，对于所需实现的调整目的不利；而随3号支承微移的变化趋势是，当3号支承向右移动时，系统的一阶和二阶临界转速分别趋于下降和上升。因此若将3号支承从原来位置向右移动一段距离，有可能增大转子工作转速范围同系统临界转速的差距，从而在一定程度上改善系统的工作条件。

表1 临界转速随各支承微移时的变化趋势

被 移 支 承	一 号 支 承	二 号 支 承	三 号 支 承
$d\omega_1^2/dx$	-9640(1/sec ² ·mm)	+15750(1/sec ² ·mm)	-103100(1/sec ² ·mm)
$d\omega_2/dx$	-12570(1/sec ² ·mm)	+32580(1/sec ² ·mm)	+549700(1/sec ² ·mm)

根据上述分析，并结合系统的结构条件，将3号支承向右移动12.5mm（相当于转子总长度的1.8%）后，系统的一阶和二阶临界转速的值分别变成27050r/min和56750r/min，比原设计方案的相应数值有明显的改善。

由此可见，在采用移动支承位置的方法来调整转子支承系统的临界转速时，若首先借助式(7)进行少量的运算，求得系统的临界转速随各支承微移时的变化趋势，则不仅有助于初步判断可能的调整效果，同时也有利于合理地选择应移动的支承和预估需移动的距离，从而有效地减少调整过程中的尝试次数。尤其值得一提的是，由于移动支承位置有时可使某些阶数相邻的临界转速的数值沿彼此相反的趋势变化，这一特性对于调整超临界工作的转子支承系统的临界转速往往十分有利。因此该方法可用于预估调整效果，制定调整方案和提高调整工作效率。

（责任编辑 李其汉）

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF SUDDEN IMBALANCE RESPONSE ON A FLEXIBLE ROTOR SYSTEM WITH SQUEEZE-FILM DAMPER

Fu Caigao and Li Xifan (*Gas Turbine Establishment*)

An experimental method is used to investigate suddenly applied imbalance responses of a flexible rotor with an uncentralized squeeze-film damper. The results show that the unstable transient process in this system is very short, and only after a few cycles the system recovers to steady state on new vibration level. The squeeze-film damper system has a limited capability of sudden subjection to the imbalance load. The limits depend mainly on the oil-film clearances of the damper. This work will be helpful for selecting squeeze-film parameters and experimental method of suddenly applied imbalance.

VARIATION OF CRITICAL SPEED OF A ROTOR-BEARING SYSTEM WITH SLIGHT RELOCATION OF BEARING

Li Yan and Yin Zeyong (*Nanhua Power Plant Research Institute*)

A formula has been derived for calculating the variation of critical speeds of a rotor-bearing system with slight change of bearing position. The formula can determine which bearing should change position and in which direction it should move so that the desired critical speeds of the system could be reached. The formula has been applied to rearranging the bearings of a certain aeroengine so successfully that its critical speeds are farther away from the working speed range than before.

APPLICATION OF MICROCOMPUTER TO AUTOMATIZING FATIGUE TESTING

Yang Daman, Zhuang Zhongliang, Lu Qixin

(*Nanjing Aeronautical Institute*)

This paper describes how a microcomputer is applied to a blade fatigue testing system. Automatic checking and controlling of blade fatigue testing in the system are implemented with the aid of a nest-form of assembly language and high-level language. The system can also be used for fatigue testing of fuel or oil tubes.