

变刚性支承转子的动力特性讨论

北京航空学院 晏砺堂

一、一种理想的转子稳态幅频线

一个转子如采用不同刚性的支承,则转子支承系统的幅频特性($r \sim \omega$)线不同。图1中虚线示出同一转子采用低刚性 k'_1 和较高刚性 k'_2 支承时的幅频特性线1和2。有人想利用改变支承的方法来减小通过临界转速时的振动。方法是对图1(a)情况在转子角速度 $\omega \leq \omega_I$ 时使支承刚性为 k'_2 , $\omega \geq \omega_I$ 时变支承刚性为 k'_1 ;对图1(b)的情况则在 $\omega \leq \omega_I$ 和 $\omega_{II} \leq \omega \leq \omega_{III}$ 支承刚性为 k'_2 ,其余转速支承刚性为 k'_1 。以为如此就可获得图1中实线所代表的理想幅频特性,转子成为无临界转子。

50年代曾在俄文杂志上看到有文章提出用电磁开关控制一楔形杆改变支承刚性以期获得图1(a)的理想幅频线。文献^[2]给出图1(b),并用自控机构改变转子一个空气轴承的轴向位置,作了试验,振动减小了,以为获得了理想幅频线。国内有些文章研究改变支承刚性或支承数目以减振,并进行过试验,振动减小了也认为获得了理想幅频线。

上述几文均采用了主动控振法,文章的共同点是对控振机构研究得多,减振原理研究得少,以为只需改变支承刚性、位置或数目就可获得图1中实线所代表的幅频线。实际上这是不大可能的,或说很难实现的。

二、转子系统理想幅频线可达性探讨

为了简明,以图1(a)所示特性线为例来分析并假定支承刚性是可变的。图中1、2两虚线是同一转子当支承刚性分别为 k'_1 和 k'_2 ($k'_1 < k'_2$)时的幅频线。支承上的载荷与变形(位移)关系应如图2中直线1'和2'所示。 p' 是支承载荷, r' 是变形。如在 ω_I 改变支承刚性,要求支承位移不变,则支承载荷必发生跳变,如图2中箭头所示,图2中 r'_I 为 ω_I 时支承的位移。载荷的跳变,转子不会随时自动发生,故必须在变支承刚性的同时给支承施加载荷才能获得

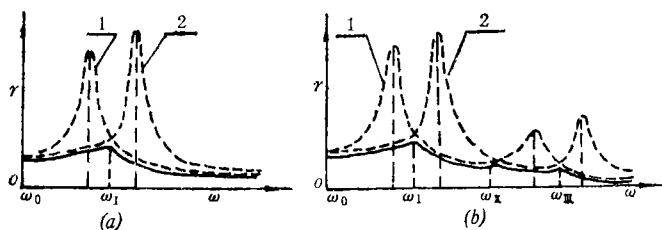


图1 具有不同刚性支承转子幅频线示意图

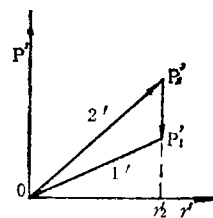


图2 线性变支承刚性的载荷变形图

图 2 带跳变那样的支承特性, 从而才能获得理想的幅频线。然而, 将载荷加到旋转的转子上并使之随转子一道旋转是不那么好办的。前述数文中都没提到在变支承刚性时变支承载荷, 因此得不到理想的幅频线。变支承刚性时, 不变载荷而要求支承位移不变, 得到的支承刚性必是非线性的, 从而转子系统也是非线性的。系统的振动特性应按非线性原理分析求得。图 1 中实线是两条各按线性振动理论分析得到的幅频线拼接的结果, 与按非线性理论分析得出的结果不同。

三、具有非线性刚性转子的稳态幅频特性举例

图 3 示出几种非线性刚性支承的载荷与位移关系图。众所周知只要支承载荷位移变化系不是直线就是非线性。具有非线性刚性支承的转子也是非线性的。这种转子的稳态幅频线是“歪头”的。即与线性情况比较幅频图线的上部(大振幅部分)是向某一边倾斜的。具有图 3(a)、(b)类型支承特性的转子, 幅频线上部向低转速一边倾斜; 具有图 3(c)一类支承刚性特性的转子, 其幅频线上部向高速方向倾斜。现在举一简单例子来说明。设一单质量(不计轴质量)简支转子, 其支承特性如图 3(a)所示。转子的稳态幅频线可用分析方法求出。设转子挠度(振幅)为 r_1 时改变支承刚性(从而也改变转子的刚性), 在挠度 $r \leq r_1$ 时, 转子刚性为 k_2 , $r \geq r_1$ 时, 转子刚性为 k_1 , 且 $k_1 < k_2$ 。转子具有质量偏心距 e , 忽略阻尼。无阻强迫振动时, 在小于共振频率的低频区(亚临界)落后相位角为 0° , 即振动与激振力同相位, 对转子来说振动与激振力同方向。超共振的高频区(超临界), 振动与激振力反相位, 转子挠曲的方向与产生激振力的质量偏心距 e 反方向。为方便起见, 我们取转子的挠度为正, 在亚临界取 e 为“+”, 而在超临界取 e 为“-”。即一般说的在过临界时发生转子质心转向。按照力的平衡关系有

$$\left. \begin{aligned} r \leq r_1 \text{ 时, } m\omega^2(r \pm e) &= k_2 r \\ r \geq r_1 \text{ 时, } m\omega^2(r \pm e) &= k_2 r_1 + k_1(r - r_1) \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中 m 转子的集中质量, e 质量偏心距, k_1 、 k_2 支承刚性为 k'_1 、 k'_2 时, 转子系统的刚性系数, e 前“+”、“-”号分别适用于亚、超临界区, ω 转子角速度。

解 $r \leq r_1$ 时

$$r = \pm e / [(\omega_2^2 / \omega^2) - 1] \quad (2)$$

$r \geq r_1$ 时

$$r = [-(\pm e) + r_1(\omega_2^2 - \omega_1^2) / \omega^2] / [1 - (\omega_1^2 / \omega^2)] \quad (3)$$

式中 $\omega_1^2 = k_1 / m$, $\omega_2^2 = k_2 / m$ 。

将(2)、(3)式画出, 得幅频图如图 4 所示。图中点画线是不稳定的, 实线部分是实际上可

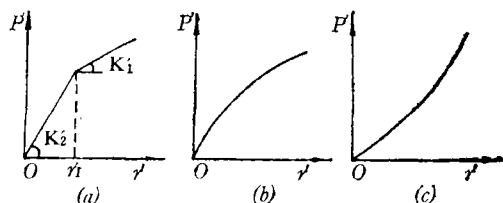


图 3 几种非线性刚性支承的载荷位移图

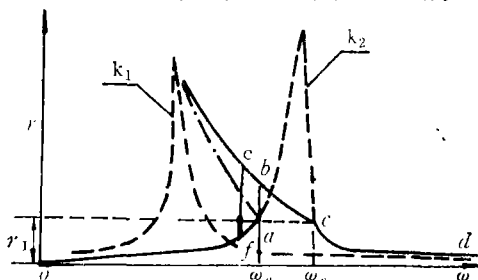


图 4 一种带非线性刚性支承的转子幅频线

达到的。稳态升速时转子实际的幅频线是 $oabcd$ ，稳态降速时是 $dcbefo$ 。升速时相当于在 ω_a 变支承刚性 k_2' 为 k_1' 得 a 点，挠度和载荷均未变。再升速则进入超临界，转子质心转向，载荷突变使得惯性力与挠度随之发生跳变，挠度由 r_a 跳到 r_b 。降速时相当于在 ω_c 变支承刚性 k_2' 为 k_1' ，挠度增至 r_e （ e 点位置与阻尼和不平衡量等有关）时，转子质心转向，载荷突变，挠度亦下跳至 f 。用此种支承虽有减振作用，但绝对得不到图 1 中所示的理想幅频线。一般情况振幅有跳动且较图 1 中实线所示振幅为大。如果升、降速时有加或减速，振幅可更小些，跳动也不很明显。

改变支承刚性的时机应有所选择，对于一些不平衡量和（或）临界转速容易变动的转子，变支承刚性的时机也应随之而改变，否则不仅减振效果不好，有时甚至起不到任何减振作用。

四、小 结

在转子工作时，变支承刚性、数目或位置，如不同时变支承载荷只能得到非线性刚性支承。它虽也有减振作用，但一般使得转子振幅发生跳变和在临界附近较大振幅的转速范围较宽。带这种支承的转子其振动特性只能按非线性振动理论分析得出，不可能得出由几段线性幅频线拼接起来的理想幅频线。

参 考 文 献

1. 丁文镜、王和祥，“主动控振技术述评”力学与实践，1984，第 6 卷，第 6 期。
2. Sandler, B., "Adaptive Mechanism (Automatic Vibration Control)" J. of Sound and Vibration, 1980, Vol.73, p.p.161—175.
3. 晏砺堂、岳承熙，“单盘柔性转子利用特殊非线性弹性支承以限制挠度的研究”北航航空学报，第 2 卷第 1 期，1966。
4. 阿德里阿诺夫，Я.С.，“航空燃气涡轮发动机（结构与强度计算）”，国防工业出版社，1965。
5. Григорьев, Н.В., “Нелинейные Колебания Элементов Машин”，1961。

（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.