

柔性转子-挤压油膜阻尼器系统 双稳态特性的实验研究

燃气涡轮研究所 祝长生 冯心海

西北工业大学 徐建康

摘 要

在大量试验结果的基础上,本文分析了在柔性转子——挤压油膜阻尼器系统中可能出现的共振型双稳态现象的一般特性及规律。讨论了油膜的径向间隙比、不平衡量、定心弹簧刚度及转子的加减速特性对双稳态特性的影响。

一、前 言

理论分析和试验研究均已表明:设计良好的挤压油膜阻尼器(SFD)不仅能减小转子系统的振动及外传力,也能提高转子系统的运动稳定性。但是,SFD是一种具有高度非线性元件,设计不当时,油膜力的高度非线性反而会使系统产生双稳态现象。而双稳态会引起转子系统很大的振动及外传力,给SFD的成功使用带来了一种潜在的危害,因而受到重视。

通过对现有资料所提供的双稳态跳跃试验结果的分析并结合SFD中油膜力的非线性特性,作者提出了共振型、分枝型及混沌型等三种类型的双稳态跳跃方式。虽然国内、外已有不少文章就SFD系统中共振型双稳态进行了研究^[1~5],但大都局限在刚性转子试验或理论分析阶段,且进行的实验研究较少。对柔性转子-SFD系统双稳态特性的研究尤其不够,特别是缺少足以说明问题的试验结果。

本文的目的是通过对大量的试验结果的分析来讨论柔性转子-SFD系统中发生在系统的临界转速附近的共振型双稳态的一般特性及系统参数对双稳态特性的影响。

二、试验设备简介

试验转子是一个Jeffcott转子,主要尺寸如图1示。不平衡量置于中间盘上。转子与电机之间采用尼龙绳柔性联轴节。用电涡流测振仪分别测量了盘及轴颈处水平及垂直方向上的振动。在盘的重点方位上贴有一厚为0.5mm的金属窄片,用它作为相位参考信号来分析盘处质心转角的变化情况。

SFD采用双承载区结构,端部无密封并采

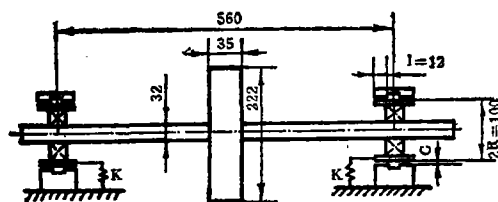


图1 试验转子结构简图

用低压力供油。转子系统的一阶刚支弯曲临界转速为 5085rpm。试验中所用的弹性支承的刚度比轴上盘处的刚度大,因而转子在运转过程中有较大的弯曲变形。

为了消除人为因素的影响,试验中采用了电机转速自动控制装置,使转子在 1000~13000rpm 的试验转速范围内按指定的加减速规律运转。试验是在转子支承对称的条件下进行的。

三、试验结果及分析

应指出的是,在试验数据的处理及分析中应区别双稳态跳跃及加减速通过转子系统的临界区时转子可能出现的振幅变化较大的非双稳态现象。前者在极短的时间内转子的振幅发生了明显的突然变化(图2a);而后者在系统的临界区内振幅逐渐增大然后又逐渐减小,没有振幅的突然变化(图2b)。

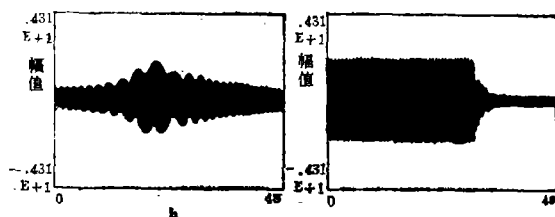


图2 转子在双稳态跳跃前后及过临界时的时间响应曲线
2a双稳态情况, 2b过临界情况

另外,文中的系统临界转速对不同的SFD系统具有不同的定义。对同心型SFD系统而言,系统的临界转速指由弹性支承和柔性转子所构成的系统的临界转速,它一般低于刚性支承的柔性转子系统的临界转速;对非同心型SFD,则指刚性支承的柔性转子系统的临界转速。

1. 共振型双稳态现象的基本特性。

大量的试验表明,当转子系统在其临界转速附近出现共振型双稳态跳跃的情况下,转子系统(包括轴颈及盘处)的涡动轨道在跳跃前后的一个较宽的转速区内是协调的,没有观察到任何形式的非协调涡动轨道。只有在跳跃转速附近才出现十分近似于圆的圆轨道,但仍然是偏置的。在加速过程中,随着转速的增高,转子系统的运动轨道逐渐变大。在临界转速附近转子系统的运动轨道已变得足够大,当转速超过临界转速后,转子系统的振动并不下降。只有当转速达到一定值时,在极短的时间内(一般在0.2至0.4秒之内)转子系统突然从稳定的大轨道跳跃到有明显差别的小轨道,然后又稳定的运转。在减速过程中,当转速降到一定

值时,转子系统从小轨道又突然跳跃到较大的轨道。一般而言,减速过程中跳跃前后转子系统的运动轨道的变化没有加速过程中跳跃前后转子系统的运动轨道的变化那样大,那样明显。转子系统的运动轨道突然变化时的转速称为跳跃转速 ω_b 。通常,加速过程中的跳跃转速 ω_{ba} 比减速过程中的跳跃转速 ω_{bd} 高,从而在 ω_{bd} 到 ω_{ba} 的转速范围内形成了一个可能发生跳跃的双稳态区。在跳跃过程中,中间轨道忽大忽小表现出不稳定的特点。

无论在加速过程还是在减速过程中,伴随着转子系统涡动轨道的突然跳跃,盘处的质心

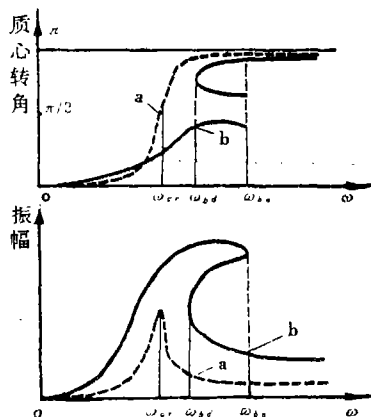


图3 转子系统的响应曲线

转角也发生了突然的增大或减小,其跳跃前后盘处的质心转角相差约为 90° 。

这种发生在系统临界转速附近的共振型双稳态跳跃现象的响应曲线(图3),类似具有硬特性的 Duffing 方程的响应曲线。

2. 系统参数对共振型双稳态特性的影响

a. 系统的不平衡量 u 的影响 系统的不平衡量 u 的大小对转子系统出现双稳态的可能性起决定作用并对其特性有明显影响。一般情况下,当 u 较小时,系统仅出现过临界时的大振动,响应曲线近似于线性系统的响应曲线。如图3中的a曲线。当 u 增大时,转子的振动普遍增大,油膜的非线性随之加强,当 u 大到一定程度时就产生了类似于具有硬特性的 Duffing 型响应曲线。如图3中的b曲线。表1中的试验结果则表明,随着 u 的增大,系统出现双稳态跳跃的可能性愈大,双稳态跳跃转速 ω_{ba} 及 ω_{bd} 越高。如果把产生双稳态跳跃时的最小不平衡量称之为临界不平衡量 U_{cr} ,则从大量的试验中发现,在较大的油膜径向间隙比 C/R 的情况下, u_{cr} 较小;而在中等大小的 C/R 的情况下, u_{cr} 较大。

对于在可供实际使用的SFD的参数范围内,当 u 超过一定值时系统都有可能出现双稳态跳跃。因而对应着一定的SFD参数,存在着一个不产生双稳态跳跃的不平衡量的范围,而这个 u_{cr} 可以认为是SFD能够起到良好作用的系统

表1 u 对双稳态特性的影响

系统参数 u (g·cm)	W_b (rpm)	K = 4032kg/cm		K = 3381kg/cm	
		C/R = 0.5 %	C/R = 0.3 %	C/R = 0.3 %	C/R = 0.1 %
34.0	W_b	无双稳态		无双稳态	
68.4	W_{ba}	5220	5355	无双稳态	
	W_{bd}	4560	4595		
88.8	W_{ba}	5475	5430	5715	5940
	W_{bd}	4650	4785	4870	5310
118.0	W_{ba}		5565	5805	
	W_{bd}		4845	5200	

表2 C/R 对双稳态特性的影响

系统参数 C/R	W_b (rpm)	K = 4032kg/cm		K = 3381kg/cm
		$u = 88.8g \cdot cm$	$u = 68.4g \cdot cm$	$u = 88.8g \cdot cm$
0.0%	W_{ba}	5520	5385	4950
	W_{bd}	5285	5070	5310
0.3%	W_{ba}	5430	5355	5715
	W_{bd}	4785	4595	4875
0.5%	W_{ba}	5475	5220	5490
	W_{bd}	4650	4560	4725

表3 K 对双稳态特性的影响

系统参数 K	W_b (rpm)	$u = 68.4g \cdot cm$		$u = 88.8g \cdot cm$	
		C/R = 0.1 %	C/R = 0.5 %	C/R = 0.3 %	C/R = 0.1 %
3381kg/cm	W_{ba}	无双稳态		5835	5940
	W_{bd}	无双稳态		4785	5310
4032kg/cm	W_{ba}	5385	5220	5430	5520
	W_{bd}	5070	4560	4785	5285

表4 转子的加速特性对双稳态特性的影响

系统参数 W_{ba} (rpm)	角加速度 ϵ (rpm/s)	K = 4032kg/cm			K = 3381kg/cm
		$u = 88.8g \cdot cm$	$u = 68.4g \cdot cm$	$u = 68.4g \cdot cm$	$u = 88.8g \cdot cm$
		C/R = 0.3 %	C/R = 0.5 %	C/R = 0.3 %	C/R = 0.1 %
27.85		5430	5220	5355	5940
76.45		5355	5175	5295	5865
149.20		5340	5175	5265	5835

不平衡量之上限值。

b. 油膜径向间隙比 C/R 的影响 在相同的定心弹簧刚度、不平衡量及加减速特性的条件下, 径向间隙比 C/R 偏大时, 出现双稳态跳跃的可能性较大。过大的 C/R 的系统, 则可能出现系统的阻尼不足, 当转子的转速远大于系统的临界转速后, 转子的振动仍继续增大并不下降的现象。总之, C/R 的合理选择十分重要。表 2 的部分试验结果说明了增大 C/R , 出现双稳态的跳跃转速一般情况下都下降, 但个别情况下也会出现稍有增大的情况。如表 2 中 $K = 4032 \text{ kg/cm}$, $u = 88.8 \text{ gcm}$ 的情况下, $C/R = 0.5\%$ 的 ω_{ba} 稍大于 $C/R = 0.3\%$ 的 ω_{ba} 。

c. 定心弹簧刚度 K 的影响 表 3 给出的试验结果表明, 增大 K 使产生双稳态的可能性增大, 系统的 u_{cr} 减小。随着 K 的增大, 转子的振动水平及跳跃前后轨道的变化量增大, 因而设计同心型 SFD 时选择较小的定心弹簧刚度对提高系统的稳定性, 增大系统的 u_{cr} 及减小转子系统的振动水平都十分有利。

d. 转子的加减速特性的影响 转子的加减速特性不仅对转子系统的振动特性有影响, 而且对系统的双稳态特性也有一定的影响。如果转子的加减速特性用转子的角加速度 ε 来表示, 那么随着 ε 的增大, 转子的振动及 ω_b 反而减小。有时过大的 ε 会使双稳态跳跃现象显得不十分明显。这种现象在降速过程中尤为明显。表 4 给出了该影响的试验结果。

3. 在非同心型 SFD 系统中出现双稳态的可能性及特点。

非同心型 SFD 是无定心弹簧的 SFD。在 $l = 1.2 \text{ cm}$ 、 1.6 cm , $C/R = 0.1\%$ 、 0.3% 及 0.5% 与 $u = 34.0 \text{ gcm}$ 、 68.4 gcm 、 88.8 gcm 及 118.0 gcm 的不同组合下的试验中, 虽然能够容易地观察到非协调涡动轨道, 但仅在 $l = 1.2 \text{ cm}$, $C/R = 0.1\%$ 及 $u = 88.8 \text{ gcm}$ 的试验条件下才观察到了上述共振型双稳态跳跃现象。因此, 在非同心型 SFD 系统中同样存在出现双稳态的可能性。另外, 还发现非同心型 SFD 系统中的 u_{cr} 比同心型的 u_{cr} 大的多。即便出现双稳态跳跃, 其跳跃前后轨道的变化量较小, 双稳态转速区较小。系统的响应曲线仍与图 3 相似。

四、结 论

1. SFD 只能在一定的不平衡量范围内才能起到良好的减振作用, 过大的 u 会使系统出现双稳态跳跃, 而合理的选择系统参数则可以扩大这个不平衡量的范围。
2. 双稳态跳跃以转子系统的振动振幅及盘处的质心转角同时发生突然的变化为特征。
3. 一般情况下, U 、 K 、 C/R 越大, 产生双稳态的可能性越大。 U 越大, C/R 、 K 及 ε 越小, ω_b 越高。

参 考 文 献

- [1] 付才高, “带非同心型挤压油膜阻尼器支承的柔性转子双稳态特性试验研究”, 燃气涡轮研究所, YK8-1wo44。
- [2] Cooper, S., “Preliminary Investigation of Oil Film for Control of Vibration”, Proc. of the Lub. and Wear Convention, IME, Paper 28, 1963, pp. 305—315.
- [3] White, D. C., “The Dynamics of Rigid Rotor Supported on Squeeze Film Bearings”, Conf. on Vibration in Rotating System, Proc. of IME, Vol. 186, 1972, pp. 213—229.
- [4] Simandiri, S. and Hahn, E. J., “Experimental Evaluation of the Predicted Behavior of Squeeze Film Bearing Supported Rigid Rotors”, J. of Mech. Engrg. Sci, IME, Vol. 21, No. 6, 1976, pp. 109—117.
- [5] Cookson, R. A. and Dainton, L. J., “An Investigation into the Effect of Side-plate Clearance in an Uncentralized Squeeze Film Damper”, ASME Paper 83-GT-176.

(责任编辑 李其汉)

quired in both the blade and the disk are more accurate. 2. In order to avoid the assumption for certain boundary conditions, the cyclic symmetric relations are employed at the corresponding boundaries of the disk sector. 3. Several different kinds of elements are applied to modeling the structure. For comparison five other simplified models are also evaluated.

AN EXPERIMENTAL INVESTIGATION ON THE BISTABLE BEHAVIORS OF A FLEXIBLE ROTOR-SQUEEZE FILM DAMPER SYSTEM

Zhu Changsheng and Feng Xinhai

(Gas Turbine Establishment)

Xu Jiankang

(Northwestern Polytechnical University)

Abstract

The bistable behaviors of resonance type occurred near main resonance speed of the system is investigated, based on experiments of a flexible rotor-squeeze film damper system. The influences of unbalance speed, radial clearance ratio, centralizing spring stiffness and acceleration process on the behaviors are considered. It is shown that the squeeze film damper is effective only within a certain unbalance range. If the unbalance is large enough, the bistable operation may occur. The larger the unbalance, the centralizing spring stiffness or the radial clearance ratio is, the more the possibility of occurrence of the bistable operation.

THE BISTABLE BEHAVIORS OF A RIGID ROTOR WITH SQUEEZE FILM DAMPER

Yan Litang, Zhang Shiping, Li Qihan, Zhao Fuan

(Beijing Institute of Aeronautics and Astronautics)

Abstract

The bistable behaviors of the rigid rotor with centralizing spring and squeeze film damper are studied by means of calculations and experiments. The bistable behaviors are characterized by the variations of eccentricity, transmissibility and Lagging phase angle. The results calculated and experimental data are in a good agreement. The bistable operation of the rotor can