

文章编号: 1000-8055(2000) 04-0405-05

转子与限位器局部与整圈碰摩试验研究

戴兴建, 张小章, 金兆熊
(清华大学 工程物理系, 北京 100084)

摘要: 设计了储能飞轮转子与限位器碰摩试验装置, 用电磁激振器激励转子, 激振频率与转子—支承系统模态进动频率一致, 得到了大幅度低频异步反向进动并实现碰摩。分析了碰摩力对转子运动的影响。局部碰摩转子的稳定振动表明内置式限位器能够有效地限制转子低频进动幅度, 局部碰摩的特征是低频进动幅值不再增加、碰摩间断发生以及转子自转速度不变。当激振力幅度较大时, 会出现整圈摩擦运动, 转子的低频异步反进动转换为高频正向涡动, 转子与限位器连续摩擦, 转子自转转速迅速下降。

关键词: 转子; 限位器; 局部碰摩; 整圈碰摩

中图分类号: TH113 文献标识码: A

1 引言

限位器的设置可以用于限制梁、转子—支承等振动系统的大幅度振动。当被限制体的振动幅度超过设定间隙时, 限位器与被限制体就会发生碰撞, 转子系统还会出现摩擦。间隙、冲击和摩擦将会导致转子系统的动力行为呈现非线性和复杂性, 因此引起了许多学者的关注。Matsushita 着重研究由地震波产生的转子强迫振动, 他指出当转子与限位器的间隙适合时, 限位器一般可以遏制转子的地震响应^[1]。Choy 利用非线性方法分析转子—壳体碰摩相互作用^[2]。Muszynska 以实验手段研究特定位置的碰摩以及碰摩对转子动力响应的影响^[3]。Goldman 探索了转子动静碰摩系统的混沌现象^[4]。转子转速和系统阻尼是两个决定转子碰摩振动中的阵发性、混沌现象以及混沌路径的参数(褚福磊)^[5,6]。刘献栋给出了适合于航空发动机转子系统碰摩动模型, 并考察了整圈碰摩的稳定性^[7,8]。季进臣分析了刚性转子与滑动轴承碰摩运动的稳定性^[9]。戴兴建利用数值积分的方法研究了大幅度低频异步进动的转子与限位器碰摩的动力行为^[10]。

与理论研究相比较而言, 有关转子—支承系统碰摩动力学行为的实验结果是比较少见的。以

往的多数研究把碰摩作为极力避免的一种故障, 但在特定的条件下, 也可以利用碰摩来耗散系统的振动能量, 限制系统受迫振动幅度。本文主要是通过实验来研究飞轮转子的碰摩运动以及限位器的限幅功能。

2 碰摩实验装置

试验飞轮刚性转子上端采用磁轴承, 阻尼和刚度分别为 c_1 和 k_1 , 转子下端支承于阻尼弹性支承上, 阻尼和刚度分别为 c_2 和 k_2 , 由于支承刚度很小, 转子—支承系统的平动型和摆动型临界转速分别为 300 r/min 和 540 r/min, 转子运行在碰摩试验转速 3000 r/min 时, 处于超临界状态, 转子—支承存在一个模态衰减指数很小的反向低频进动模态, 在如地震波或飞轮真空系统破坏时大气干扰力作用下, 容易出现以转子上端进动幅度较大为特征的模态进动, 因此在转子上端内部设置限位器, 其刚度 K_1 较大且可调整, 为 k_1 的 10 倍以上, 它与转子内壁之间有一间隙 δ (300 μm), 对中理想条件下, 当转子上端轴心的振幅峰值超过 δ 时, 限位器将强迫限制转子的振动, 与旋转的转子内表面发生碰摩。如图 1 所示, 限位器具有非线性硬弹簧特性, 当限位器变形量达到最大值 250 μm 后, 刚度(K_s) 更大的限位器支座参与限制

过程。

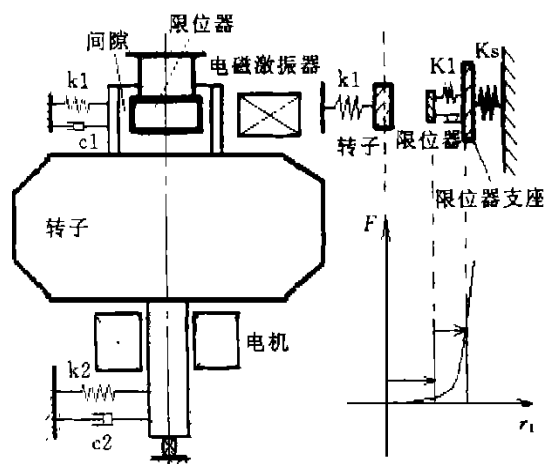


图1 转子—轴承—限位器系统

限位器与一般的动静件碰摩中的刚性静止部件的区别在于它具有一定弹性并且可以有较大的变形。碰摩试验用电磁激振器靠近转子上端外部,它通过扰动磁轴承的刚度产生一个谐变的激振力。实验方法是:将试验转子升速到 3000 r/min,通过正弦扫频激振试验找到转子上端响应最大时的激励频率 f_e ,以此频率激振(容易获得大幅度的进动以实现碰摩),增加激振电流,直到大幅度进动的转子与限位器碰摩,采集系统测试信号,处理得到的碰摩动力行为包括:振动时域波形、振动频谱分布、转子轴心轨迹等。

3 碰摩力及其影响分析

转子内表面与限位器接触瞬间受到的冲击力如图 2 所示,接触面法向正压力为 F_n ,切向摩擦力为 F_t ,这两个力有冲击力的特点:数值大、作用时间短。

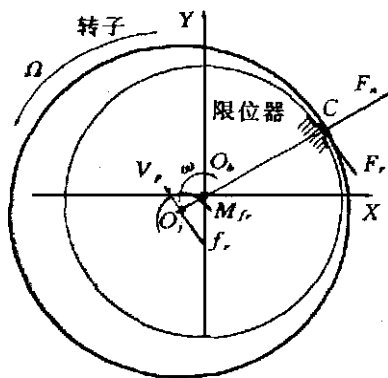


图2 碰摩力分析

有法向位移,刚性碰撞过程没有法向位移, F_n 不作功,法向碰撞不耗散能量。实际上,转子与限位器之间发生的是弹性碰撞,而且限位器会有微小的法向位移, F_n 对转子的功为负,碰撞过程将消耗转子的能量,这些能量一部分耗散为热、声能等,另一部分转化为限位器的动能,限位器获得的动能被限位器各部件之间的摩擦所耗散。 F_n 总是促使转子轴心 o_i 向平衡位置 o_b 运动。

将摩擦冲击力 F_t 向转子轴心 o_i 等效,得到摩擦力矩 M_f 和摩擦力 f_t ,摩擦力矩消耗转子自转动能,使转子降速。图 2 中,若碰摩前转子轴心做以频率 w 作反向圆进动,进动速度 V_p 与摩擦力 f_t 反向,摩擦力阻碍反进动,对转子作负功,起到一定的阻尼作用,若碰摩前转子做正向圆进动,摩擦力与速度同向,摩擦力促进正进动,将转子的自转动能转化来增加转子正进动能量,摩擦力成为一个负阻尼,这是不利的。限位器在摩擦冲击力作用下,会有一定的移动和转动,依靠各部件之间的干摩擦耗散能量。

外置式限位器与转子外表面摩擦,碰撞摩擦力会促使反向模态进动的出现,对抑制已有的亚谐正向模态进动是有利的,这是通常转子系统动静件碰摩故障的情形。实验飞轮转子对低频激励敏感,并且最容易出现大幅度反向异步涡动,为抑制反向涡动幅度,宜采用内置式限位器。

强迫激振碰摩实验中,转子与限位器碰摩运动存在两种形式:一是局部碰摩;二是整圈碰摩。局部碰摩时,转子涡动周期内,有限次数的碰摩间断发生,单次碰摩接触时间短,轴心涡动轨迹因瞬态摩擦力产生的涡动加速度累积而局部发生突变,碰摩力的影响还不能超过外加激振力和不平衡力的影响,轴心运动总体特性基本不变。整圈碰摩发生后,转子与限位器保持接触,轴心涡动轨迹由连续的接触压力和摩擦力所决定,轴心运动轨迹发生了根本性的改变。

4 局部碰摩

转子运转在 3000 r/min,同步不平衡响应单峰值为 25 μm ,扫频激振发现,在频率 f_e 为 4.4 Hz 的谐变激振力的激励下,转子上端的异步响应为最大。特征频率计算得到一个 4.37 Hz 的转子一阶平动型反进动频率,它对应的模态衰减指数是所有较低频进动模态中最小的,扫频激振和计算结果一致,设置限位器就是主要针对这一模态。

4.4 Hz 的激振力幅值 f_a 增加到 0.02 N 时,

若转子和限位器均为刚体,并且限位器不能

转子涡动幅度超过 $300\text{ }\mu\text{m}$, 转子与限位器发生稳定的碰撞摩擦, 振动波形如图 3 所示, 由它可以比较清楚地看到转子在轻度碰摩中, 转子的振动是近似强迫周期响应, 周期与激励周期相同, 有低频、幅度大的特点。图 3 还表示了激振力增加为 0.03 N 和 0.04 N 时的碰摩振动波形, 转子在激振力作用下, 4.4 Hz 的低频进动幅度逐步增大, 增大的进动在限位器的强迫限制下有所减小, 因激振力还维持着, 转子的振动又逐渐增大, 直到转子又一次与限位器碰摩。存在一个进动增大—碰摩—进动减小的近似周期过程。如果没有限位器的限制作用, 当激振力增加为 0.4 N 时, 低频进动幅度就会逐步增加到 $600\text{ }\mu\text{m}$, 由图 3 可以看到限位器明显限幅功能。

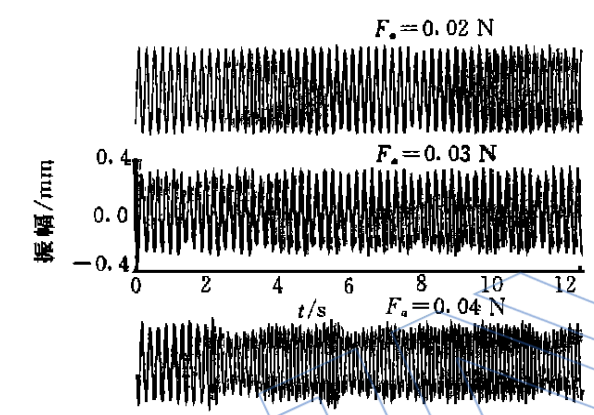


图 3 振动波形比较

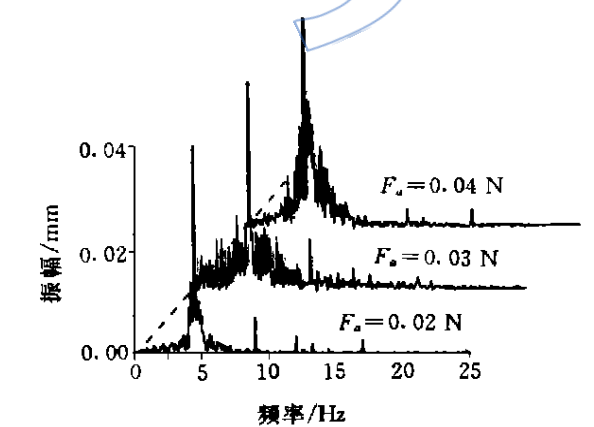


图 4 低频段幅值谱

对图 3 所示波形作 FFT 幅值谱, 得到图 4 低频段频谱分布: 在异步基频(即 4.4 Hz , 其幅值因纵坐标小而被截断)附近, 有低于基频的分数倍频成分、也有高于基频而小于倍频的成分, 还有有微量的 2 倍频、3 倍频, 激振力越大, 碰摩程度越重, 频谱就越复杂。

与图 3 对应, 图 5 是典型的转子上端的轴心轨迹(已滤掉 50 Hz 的同步不平衡响应)。轨迹显示出与激励频率等同的低频异步反向进动, 采样时间为 2 s , 一共约有 9 个周期运动。图 5(a) 表示低频异步反向进动幅度在激振力强迫作用下逐步增加, 图 5 的(c) 中离中心最远的轨迹在 x 方向最大处有突变, 可以看出此时转子与限位器碰摩。限位器施加给转子的冲击力促使转子的振动幅度减小, 并且在短时间内达到最小。转子轴心低频进动轨迹是沿着顺时针方向的, 这与逆时针旋转的转子旋转方向相反, 亦即与不平衡响应方向相反, 因此此低频进动是异步反进动, 转子轴心的总体运动是大幅度低频反进动(外加激振力引起, 并在碰摩冲击后有畸变)与小幅度同步正进动(失衡量引起)的合成运动。转子下端轴心作类似的运动, 但低频进动分量只有上端的 $1/5$ 。

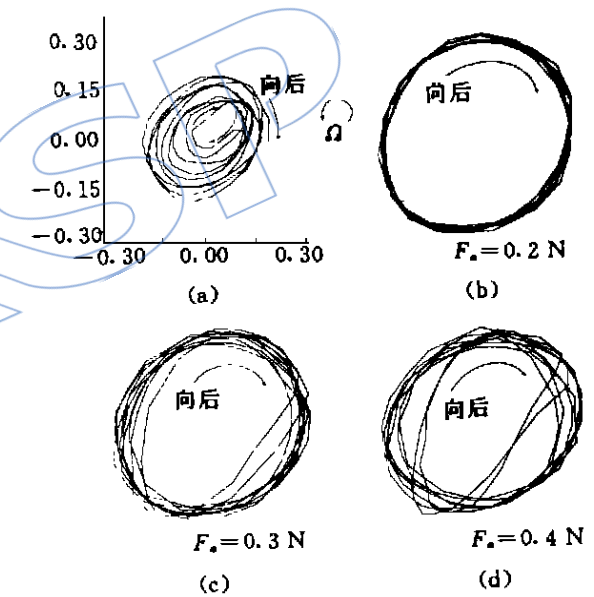


图 5 局部碰摩轨迹

以上 3 种碰摩实验中, 转子与限位器发生的是瞬间碰摩, 转子与限位器短时接触之后即刻分离, 轴心轨迹在一个低频涡动周期中, 与转子接触是偶尔出现的, 因此是局部碰摩。碰摩没有引起转子自转速度发生可以观测到的变化, 碰撞摩擦力矩较小, 不足以超过电机的拖动力矩, 它对转子转动的影响很小。稳定的局部碰摩特征在于: 低频进动幅值不再增加、碰摩间断发生以及转子转速不变。

5 整圈碰摩

激振力幅度增加到 0.06 N 后, 出现了转子与

限位器连续整圈摩擦运动。图 6 表示了整圈碰摩

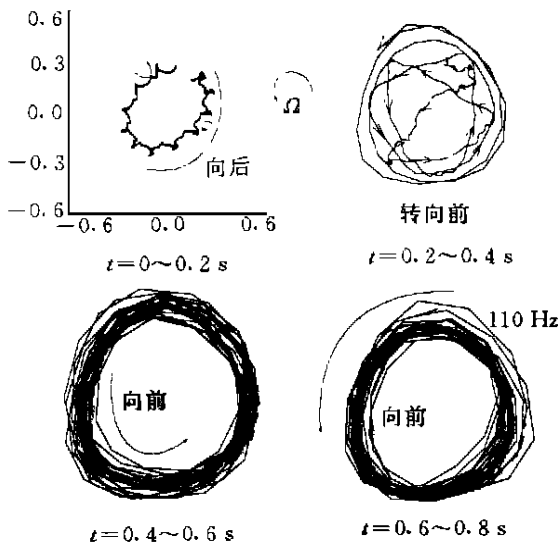


图 6 整圈碰摩起始过程

的起始过程: 在 0~0.2 秒内, 转子轴心做同步 50 Hz 小幅正进动(由图中的小幅逆时针曲折显示)和异步 4.4 Hz 大幅度反进动(由图中的主体轮廓显示)的合成涡动, 在 0.2~0.4 秒内, 低频异步反进动在碰摩后转换为正向涡动, 这是由于多次碰撞摩擦力引起的正向涡动加速度的累积(测试表明, 单次碰摩接触时间也比小激振力时有显著增加), 同步 50 Hz 进动分量逐渐消失, 发生多次局部碰摩之后, 转子与限位器保持接触, 出现整圈摩擦运动, 转子轴心运动轨迹主要由连续的接触压

力和摩擦力所决定, 摩擦力加速并维持正向涡动, 涡动频率迅速加快, 幅值超过 300 μm, 限位器有很大的变形, 在 0.4~0.6 秒内, 正向整圈摩擦频率加快到 110 Hz, 幅值为 500~600 μm, 在 0.6~0.8 秒内, 振动频率保持 110 Hz, 以转子—限位器系统的自振频率共振。

整圈碰摩全过程见图 7, 它表示了振动波形和转子测速脉冲信号, 脉冲信号之间的间隔指示了自转周期, 回放磁带机记录信号时, 带速为实验记录时的 1/8, 因此图中的时间尺度放大到 8 倍。转子轴心以 110 Hz 的高频震荡约 6 秒(刻度秒), 转子自转速度由 3000 r/min 降低到 2400 r/min, 自转动能经摩擦转化为轴心高频震荡能量, 之后轴心震荡频率逐步增加到 130 Hz, 幅值又有所增加, 到 8.5 秒时, 限位器变形量达到最大, 限位器支座参与限制并产生位移, 轴心震荡幅度加大到 900 μm, 频率加快到 320 Hz, 此时转子自转速度迅速下降到 1400 r/min, 由于伴随连续摩擦的高频震荡消耗了大量的自转动能, 不足以长时间维持 320 Hz 的高频震荡, 所以随着自转动能的减少, 轴心震荡频率开始降低, 幅值减少。当转子以幅值为 400 μm, 频率为 80 Hz 做高频震荡时, 自转转速已掉到 250 r/min。

多次整圈碰摩实验均表明: 随着激振力的增加, 单位时间内碰摩次数增多, 在最大激振力作用下, 轨迹紊乱的局部碰摩过程持续一段时间后, 转子不再脱离限位器, 涡动幅度和频率迅速增加并达到一定的极限, 转速迅速下降。激振碰摩一旦导

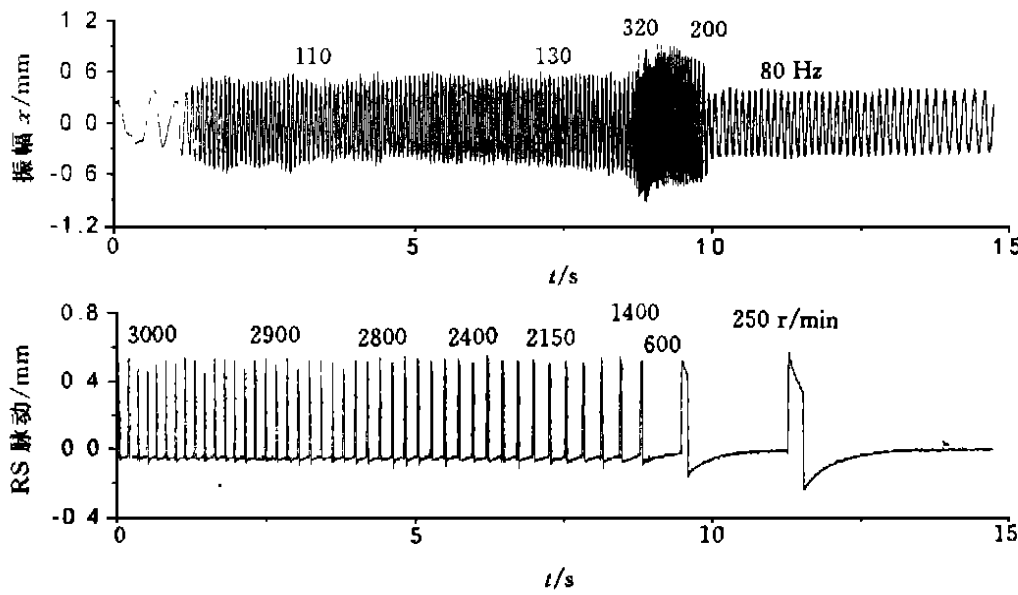


图 7 整圈碰摩过程及自转速度变化

致整圈碰摩运动, 转速迅速下降, 转子已经不能正常运转, 转子与限位器连续摩擦, 转子及限位器都会受到损伤, 这种整圈摩擦失稳运动是应当避免的。

6 结 论

- (1) 激振扰动力幅度较小时, 限位器能够有效限制转子系统最容易出现的大幅度低频反向进动, 碰摩冲击改变了转子—支承系统的瞬间特性, 从而制止低频进动幅度的继续增加, 碰摩间断发生、转子转速维持恒定。局部碰摩转子响应 FFT 谱除主要成分为激励频率外, 还含有由碰摩导致的分数倍主频、倍频以及部分频段连续分布频率, 激励越大, 碰摩频度越高, 频率分布越广。
- (2) 激振力较大时, 高频次的碰摩冲击会引发整圈碰摩运动。转子整圈碰摩的共性是低频反进动向高频正进动转换, 自转速度迅速下降, 转子自转动能经摩擦转化为转子轴心震荡动能, 并伴随着连续的摩擦耗散。

参考文献:

[1] Matsushita Osami, Takagi Michiyuki, Kikuchi Katsuaki.

Analysis of Rotor Vibration Excited by Seismic Wave[J]. Bulletin of JSME, 1984, 27(224): 278- 288

[2] Choy F K, Padovan J. Non-Linear Transient Analysis of Rotor-Casing Rub Events [J]. Journal of Sound and Vibration, 1987, 113: 529- 544

[3] Muszynska A, Franklin W D, Hayashida R D. Rotor-to-Stator Partial Rubbing and Its Effects on Rotor Dynamic Respons[e] R]. NASA Technical Report: N92- 14367

[4] Goldman P, Muszynska A. Chaotic Behavior of Rotor/Stator Systems with Rubs[J]. ASME Journal of Vibration and Acoustics, 1994, 116: 692- 701

[5] 褚福磊, 冯冠平. 碰摩转子系统中的阵发性及混沌现象[J]. 航空动力学报, 1996, 11(3): 261- 264

[6] 褚福磊, 张正松. 转子—轴承系统发生动静件碰摩时的混沌路径[J]. 应用力学学报, 1998, 15(2): 81- 86

[7] 刘献栋, 李其汉. 转静件碰摩模型及不对中转子局部碰摩的混沌特性[J]. 航空动力学报, 1998, 13(4): 361- 365

[8] 刘献栋, 李其汉. 质量偏心旋转机械整圈碰摩的稳定性及其 Hopf 分叉[J]. 振动工程学报, 1999, 12(1): 40- 46

[9] 季进臣, 虞烈. 高速对称刚性转子碰摩运动的稳定性分析[J]. 航空动力学报, 1999, 14(1): 65- 68

[10] 戴兴建, 张小章, 金兆熊. 大幅度进动转子与位移限制器碰摩动力行为[J]. 清华大学学报, 1998, 38(8): 104- 106

(责任编辑 王震华)

Experiments of Partial and Full Rotor/ Stop Rubbing

DAI Xing-jian, ZHANG Xiao-zhang, JIN Zhao-xiong

(Dept. of Engineering Physics, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: The vibration of a flywheel rotor with rotor/stop rubbing was investigated experimentally. The large amplitude of the rotor vibration was excited by the electromagnetic harmonic excitation force and thus caused the rubbing between the rotor and the stop. The rubbing force and its effects on the rotor were analyzed. The partial rubbing rotor vibration indicated that the inner type stop can limit the amplitude of asynchronous precession effectively. During the partial rubbing, the rotor/stop collision and rubbing appear occasionally. The partial rubbing has little effect on the rotating speed of the rotor. The partial rubbing will expand to full rubbing as the amplitude of the excitation becomes great enough. During the full rubbing, the rotor keeps contact with the stop and whips in a high frequency. The continuous friction makes rotating speed of the rotor drop sharply.

Key words: rotor; stop; partial rubbing; full rubbing