

转子/机匣碰摩引起的转子弯扭耦合振动*

廖明夫, 宋明波, 张霞妹

(西北工业大学动力与能源学院 西安, 710072)

摘要 以航空发动机为研究背景, 针对其转子/机匣间隙小, 转速控制存在延迟, 碰摩故障发生可能导致的发动机转子弯扭耦合振动的特征, 建立了计及陀螺力矩的弹性支承-柔性转子-弹性静子系统的碰摩故障模型, 模型中考虑了有延迟的转速控制力矩。采用延迟微分方程的数值积分方法对方程进行了数值分析。分析结果表明: 碰摩作用发生时, 剧烈的碰摩会导致转子的反进动, 而碰摩与转速控制力矩的延迟共同作用会导致转子的扭转振动加剧, 甚至可能发生扭振失稳。应当在发动机控制系统的设计中充分考虑这种转子动力学影响。同时, 发动机扭振信号也可以作为转子/机匣发生碰摩的重要诊断信息之一。

关键词 航空发动机; 转子; 转静碰摩; 弯扭耦合振动; 失稳

中图分类号 TH113.1

引言

转子/机匣碰摩是航空发动机运行过程中常见的现象, 在某些情况下会造成发动机的进一步故障。因此, 转/静子碰摩成为发动机振动研究的焦点之一, 备受关注^[1]。近年来, 国内外学者分别在动力学建模^[2-4]、摩擦模型^[5]仿真^[6-7]以及实验^[8-11]等方面进行了深入探索, 但往往忽略了碰摩摩擦力引起的转子扭振以及转速控制力矩^[12, 13]。邓小文^[14-16]以一种异步电机为对象, 研究了转、静子的弯曲-扭转耦合振动, 该研究针对电机驱动的地面旋转机械, 其转速控制响应快, 反馈转矩可迅速控制转子的转速。航空发动机通过高压气流与燃油混合燃烧后产生高温燃气作为驱动, 转速控制系统的响应要慢得多, 而工作转速又非常高, 因此, 航空发动机的碰摩将可能造成转速波动, 引起转子弯扭耦合振动。笔者建立了考虑转子弯扭耦合振动的转子/机匣碰摩模型, 引入带延迟的转速控制反馈函数, 分析了转子机匣碰摩引起的弯扭耦合振动特性。结果表明, 转子机匣碰摩引起的弯扭耦合振动是不能忽视的, 在一定的情况下, 转子机匣碰摩会造成转子扭转振动失稳。

1 模型及坐标系

图 1 为本研究分析转子机匣碰摩引起转子弯扭耦合振动的转子-机匣模型。它由两部分组成: 转子

部分包括一根无质量的弹性轴和一个存在不平衡偏心 ϵ 的转盘, 质量为 m , 极转动惯量为 J_p , 直径转动惯量为 J_d , 支承于两个弹性支承上, 其刚度系数、阻尼系数分别为: $s_{b1}, s_{b2}, d_{b1}, d_{b2}$; 静子部分模拟机匣, 质量为 m_{st} 、刚度为 s_{st} , 阻尼系数为 d_{st} 。为了便于研究, 假定模型中所有元件均为各向同性。

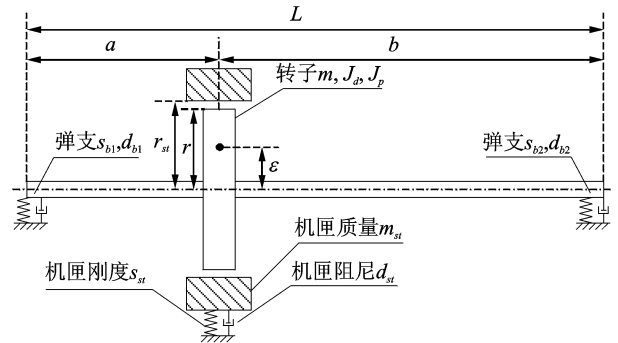


图 1 转子-机匣模型

Fig. 1 The dynamic model of rotor-casing

2 系统运动微分方程

2.1 运动微分方程

在转子/机匣碰摩情况下, 受力分析如图 2 所示。由质心运动定理以及动量矩定理得到转子系统的动力学微分方程为

$$m\ddot{x}_p + s_{11}x_p + s_{12}\varphi_y = s_{11}\left[x_{b1} + \frac{a}{L}(x_{b2} - x_{b1})\right] -$$

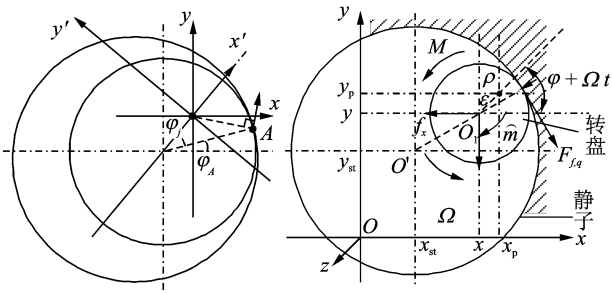


图2 转子-机匣碰摩时的受力分析

Fig. 2 The force analysis of rotor-casing contact

$$s_{12} \frac{1}{L} (x_{b2} - x_{b1}) + s_{11} \epsilon \cos(\varphi + \Omega t) + F_x^* \quad (1)$$

$$J_d \ddot{\varphi}_y + s_{21} x_p + s_{22} \varphi_y - J_p \Omega \dot{\varphi}_{x_1} =$$

$$s_{21} \left[x_{b1} + \frac{a}{L} (x_{b2} - x_{b1}) \right] - s_{22} \frac{1}{L} (x_{b2} - x_{b1}) + s_{21} \epsilon \cos(\varphi + \Omega t) + M_y^* \quad (2)$$

$$m \ddot{y}_p + s_{11} y_p - s_{12} \varphi_{x_1} = s_{11} \left[y_{b1} + \frac{a}{L} (y_{b2} - y_{b1}) \right] - s_{12} \frac{1}{L} (y_{b2} - y_{b1}) + s_{11} \epsilon \sin(\varphi + \Omega t) +$$

$$F_y^* J_d \ddot{\varphi}_{x_1} - s_{21} y_p + s_{22} \varphi_{x_1} + J_p \Omega \dot{\varphi}_y = -s_{21} \left[y_{b1} + \frac{a}{L} (y_{b2} - y_{b1}) \right] + s_{22} \frac{1}{L} (y_{b2} - y_{b1}) - s_{21} \epsilon \sin(\varphi + \Omega t) + M_x^* \quad (4)$$

$$J_p \ddot{\varphi} + d_T \dot{\varphi} + s_T \varphi = \epsilon \cos(\varphi + \Omega t) \left\{ s_{11} \left[y_p - \epsilon \sin(\varphi + \Omega t) - y_{b1} - \frac{a}{L} (y_{b2} - y_{b1}) \right] - s_{12} \left[\varphi_{x_1} - \frac{1}{L} (y_{b2} - y_{b1}) \right] \right\} - \epsilon \sin(\varphi + \Omega t) \left\{ s_{11} \left[x_p - \epsilon \cos(\varphi + \Omega t) - x_{b1} - \frac{a}{L} (x_{b2} - x_{b1}) \right] + s_{12} \left[\varphi_y + \frac{1}{L} (x_{b2} - x_{b1}) \right] \right\} + \Delta M + M_T^* \quad (5)$$

$$m_{st} \ddot{x}_{st} + d_{st} \dot{x}_{st} + s_{st} x_{st} = -F_x^* \quad (6)$$

$$m_{st} \ddot{y}_{st} + d_{st} \dot{y}_{st} + s_{st} y_{st} = -F_y^* \quad (7)$$

$$d_{b1} \dot{x}_{b1} + d_{b2} \dot{x}_{b2} + \left[s_{b1} + \left(1 - \frac{a}{L}\right) s_{11} + s_{12} \frac{1}{L} \right] x_{b1} + \left(s_{b2} + \frac{a}{L} s_{11} - s_{12} \frac{1}{L} \right) x_{b2} = s_{11} [x_p - \epsilon \cos(\varphi + \Omega t)] + s_{12} \varphi_y \quad (8)$$

$$d_{b1} \dot{y}_{b1} + d_{b2} \dot{y}_{b2} + \left[s_{b1} + \left(1 - \frac{a}{L}\right) s_{11} + s_{12} \frac{1}{L} \right] y_{b1} + \left(s_{b2} + s_{11} \frac{a}{L} - s_{12} \frac{1}{L} \right) y_{b2} = s_{11} [y_p - \epsilon \sin(\varphi + \Omega t)] - s_{12} \varphi_{x_1} \quad (9)$$

$$ad_{b1} \dot{x}_{b1} - (L - a) d_{b2} \dot{x}_{b2} + \left[as_{b1} + \left(1 - \frac{a}{L}\right) s_{21} +$$

$$s_{22} \frac{1}{L} \right] x_{b1} - \left[(L - a) s_{b2} - \frac{a}{L} s_{21} + s_{22} \frac{1}{L} \right] x_{b2} = s_{21} [x_p - \epsilon \cos(\varphi + \Omega t)] + s_{22} \varphi_y \quad (10)$$

$$ad_{b1} \dot{y}_{b1} - (L - a) d_{b2} \dot{y}_{b2} + \left[as_{b1} + \left(1 - \frac{a}{L}\right) s_{21} + s_{22} \frac{1}{L} \right] y_{b1} - \left[(L - a) s_{b2} - s_{21} \frac{a}{L} + s_{22} \frac{1}{L} \right] y_{b2} = s_{21} [y_p - \epsilon \sin(\varphi + \Omega t)] - s_{22} \varphi_{x_1} \quad (11)$$

其中: m, J_d, J_p 分别表示转子的质量、直径转动惯量和极转动惯量; L, a, ϵ 分别表示轴长, 盘的位置以及盘偏心距; $s_{11}, s_{12}, s_{21}, s_{22}$ 表示轴在盘位置的刚度系数; m_{st}, s_{st}, d_{st} 分别表示机匣的质量、刚度以及阻尼系数; $s_{b1}, s_{b2}, d_{b1}, d_{b2}$ 分别为弹支的刚度以及阻尼系数; Ω 为转子的转速; $x_p, y_p, x_{st}, y_{st}, x_{b1}, y_{b1}, x_{b2}, y_{b2}, \varphi_y, \varphi_{x_1}, \varphi$ 分别为转盘质心坐标, 机匣质心坐标, 弹支坐标以及转盘的摆角和扭角; 式(5)中的 ΔM 为转子的转速控制力矩; 式(1~7)中的 $F_x^*, F_y^*, M_x^*, M_y^*, M_T^*$ 为转子/机匣碰摩相互作用产生的力及力矩。

2.2 转速控制力矩

式(5)中的 ΔM 为转子的转速控制力矩, 当转子以稳定转速 Ω 运行时, $\Delta M = 0$, 当转子由于外来干扰导致转速发生变化时, 这个控制力矩 ΔM 则试图抑制转速的变化。

假设转子的转速与力矩有如下的关系

$$M = Q\Omega^2 \quad (12)$$

其中: Q 为控制力矩系数, 取 0.1。

当转速增加 $\Delta\Omega$ 时, 力矩为

$$\tilde{M} = Q(\Omega + \Delta\Omega)^2 = Q\Omega^2 + 2Q\Omega\Delta\Omega + \Delta\Omega^2 \quad (13)$$

为了抑制这个转速变化, 系统附加一个转速控制力矩 ΔM , 则

$$\tilde{M} + \Delta M = Q\Omega^2 = (Q\Omega^2 + 2Q\Omega\Delta\Omega + \Delta\Omega^2) - (2Q\Omega\Delta\Omega + \Delta\Omega^2) \quad (14)$$

$\Delta\Omega$ 为微小量, 略去高阶小量, 得到

$$\Delta M = -2Q\Omega\Delta\Omega = -2Q\Omega\dot{\varphi}(t - \tau) \quad (15)$$

需要注意的是, 由于发动机驱动力矩的特点, 控制力矩必然会存在一定的延迟, 即 t 时刻作用于转子的控制力矩 ΔM 实际是由 $t - \tau$ 时刻的 $\dot{\varphi}$ 计算得到的, τ 为滞后的时间。

2.3 碰摩力

对于由方程(1)~(11)所描述的转子系统, 当转子系统不发生碰摩时, 上述方程中的 $F_x^*, F_y^*, M_x^*, M_y^*, M_T^*$ 均为 0, 而当转子机匣发生碰摩时, 碰摩将

给系统引入了两个力:弹性正碰力和摩擦力(图 2)。

(24)

1) 弹性正碰力

本研究采用 Schweitzer 碰摩理论,其正碰力 F 的大小^[1,16]描述如下

$$|F| = s_{\text{contact}} \cdot \delta^{3/2} \left(\frac{3}{2} \alpha \dot{\delta} + 1 \right) \quad (16)$$

其中: s_{contact} 为转静子件碰摩刚度系数,文中取 $1 \times 10^9 \text{ N/m}$; α 为能耗常数,文中取 0.16 s/m ; δ 和 $\dot{\delta}$ 分别为转子与机匣相互作用侵入位移和侵入速度

$$\delta = \sqrt{[x_p + r \cos \varphi_A - \varepsilon \cos(\varphi + \Omega t) - x_{st}]^2 + [y_p + r \sin \varphi_A - \varepsilon \sin(\varphi + \Omega t) - y_{st}]^2} - r_{st} \quad (17)$$

$$\dot{\delta} = [\dot{x}_p - \dot{x}_{st} + \varepsilon(\Omega + \dot{\varphi}) \sin(\varphi + \Omega t)] \cos \varphi_A + [\dot{y}_p - \dot{y}_{st} - \varepsilon(\Omega + \dot{\varphi}) \cos(\varphi + \Omega t)] \sin \varphi_A \quad (18)$$

当 $\delta \geq 0$ 时,碰摩发生。

2) 摩擦力

采用库伦摩擦模型,碰摩引起的摩擦力的大小为 $\mu |F|$,可以表达为两个分力

$$\begin{cases} F_{f,z} = - \frac{v_z^{A,j}}{\sqrt{(v_z^{A,j})^2 + (v_q^{A,j})^2}} \mu |F| \\ F_{f,q} = - \frac{v_q^{A,j}}{\sqrt{(v_z^{A,j})^2 + (v_q^{A,j})^2}} \mu |F| \end{cases} \quad (19)$$

式(19)中的两个速度 $v_z^{A,j}, v_q^{A,j}$ 计算如下:

$$v_z^{A,j} = v_z^A = r \dot{\varphi}_{x_1} \sin \varphi_A - r \dot{\varphi}_y \cos \varphi_A + r(\Omega + \dot{\varphi})(\varphi_{x_1} \cos \varphi_j - \varphi_y \sin \varphi_j) \quad (20)$$

$$v_q^{A,j} = -v_x^A \sin \varphi_A + v_y^A \cos \varphi_A - (\dot{x}_p - \dot{x}_{st}) \sin \varphi_A + (\dot{y}_p - \dot{y}_{st}) \cos \varphi_A = r(\Omega + \dot{\varphi}) - [\dot{x}_p - \dot{x}_{st} + \varepsilon(\Omega + \dot{\varphi}) \sin(\varphi + \Omega t)] \sin \varphi_A + [\dot{y}_p - \dot{y}_{st} - \varepsilon(\Omega + \dot{\varphi}) \cos(\varphi + \Omega t)] \cos \varphi_A \quad (21)$$

由以上分析,碰摩力以及力矩 $F_x^*, F_y^*, M_x^*, M_y^*, M_T^*$ 可计算如下

$$\begin{cases} F_x^* = -|F| \cos \varphi_A - F_{f,q} \sin \varphi_A \\ F_y^* = -|F| \sin \varphi_A + F_{f,q} \cos \varphi_A \end{cases} \quad (22)$$

$$\begin{cases} M_x^* = -F_y^* (-r \varphi_y \cos \varphi_A + r \varphi_{x_1} \sin \varphi_A) + F_{f,z} [r \sin \varphi_A - \varepsilon \sin(\varphi + \Omega t)] \\ M_y^* = F_x^* (-r \varphi_y \cos \varphi_A + r \varphi_{x_1} \sin \varphi_A) - F_{f,z} [r \cos \varphi_A - \varepsilon \cos(\varphi + \Omega t)] \\ M_T^* = -F_x^* [r \sin \varphi_A - \varepsilon \sin(\varphi + \Omega t)] + F_y^* [r \cos \varphi_A - \varepsilon \cos(\varphi + \Omega t)] \end{cases} \quad (23)$$

其中

$$\begin{cases} \sin \varphi_A = \frac{y_p - \varepsilon \sin(\varphi + \Omega t) - y_{st}}{\sqrt{[x_p - \varepsilon \cos(\varphi + \Omega t) - x_{st}]^2 + [y_p - \varepsilon \sin(\varphi + \Omega t) - y_{st}]^2}} \\ \cos \varphi_A = \frac{x_p - \varepsilon \cos(\varphi + \Omega t) - x_{st}}{\sqrt{[x_p - \varepsilon \cos(\varphi + \Omega t) - x_{st}]^2 + [y_p - \varepsilon \sin(\varphi + \Omega t) - y_{st}]^2}} \end{cases}$$

3 数值求解

3.1 参数取值

仿真计算中模型各参数取值如表 1 所示。计算得到转子的弯曲临界转速为:1 231.2 r/min,扭转振动临界转速为 2 200 r/min。

表 1 参数取值

Tab. 1 Parameter value

物理量/单位	数值	物理量/单位	数值
转子长 L/m	1	盘极转动惯量/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)	1.884 1
盘距左支点距离 a/m	0.3	盘直径转动惯量/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)	0.964 4
转盘半径 r/m	0.225	机匣半径 r_{st}/m	0.225 45
转盘质量 m/kg	75	机匣质量 m_{st}/kg	0.75
弹支刚度系数/ ($\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$)	1×10^6	扭转刚度系数 $s_T/(\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1})$	1×10^5
弹支阻尼系数/ ($\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$)	500	扭转阻尼系数 $d_T/(\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	13
机匣刚度 $s_{st}/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	1×10^7	机匣阻尼系数 $d_{st}/(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	83
转轴直径 d/m	0.05	不平衡偏心距 ε/m	10×10^{-6}
摩擦系数 μ	0.1	弹性模量 $E/(\text{N} \cdot \text{m}^{-2})$	2.1×10^{11}

3.2 不同转速下的碰摩

假设转子稳态运行过程中,在第 2 s 时突然发生掉块,导致转子不平衡突然增大, ε 由 $10 \times 10^{-6} \text{ m}$ 变化为 $100 \times 10^{-6} \text{ m}$,从而导致碰摩,并设延迟 τ 为 10 个周期。

从图 3 看出,转速处于 1 050 r/min 时,转子在掉块后发生了轻微的碰摩,这是由于转子在掉块后会发生一个较大的瞬态振动,随后转子进入稳态运行,不再碰摩。1 150,1 300 和 1 400 r/min 3 个转速邻近临界转速,弹性正碰力剧烈。

如图 4 所示,碰摩将引起转子的扭转振动,1 500 r/min 转子发生轻微的碰摩后,进入了稳态运行,转子的扭振逐渐衰减。当转子处于 1 150,1 300 和 1 400 r/min 转速时,由于碰摩的持续作用,转子的扭振一直存在,且出现失稳的趋势。这是由于碰摩力矩和转子的转速控制力矩一起作用的结果。

如图 5 所示,转子机匣发生碰摩后,其扭振自振

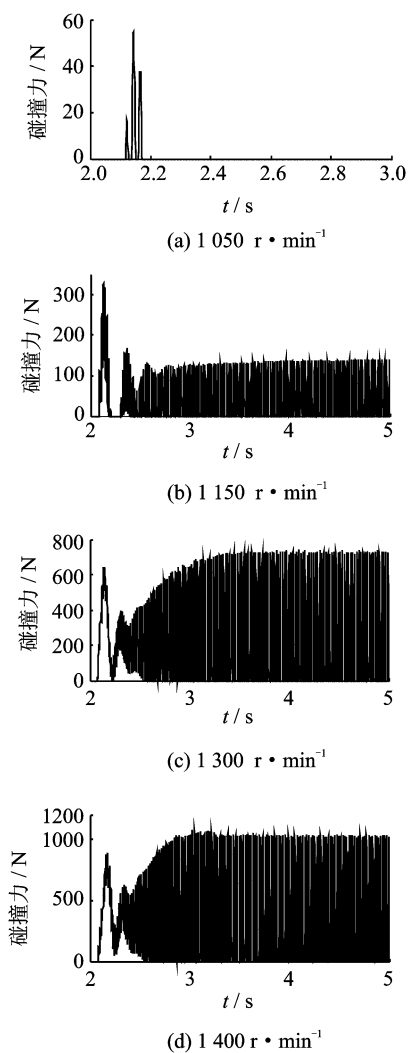


图 3 不同转速下的弹性正碰力

Fig. 3 The impact force at different rotational speed

频率成分始终存在,在轻微碰摩情况下,扭振的频率为扭振自振频率单一频率。而当转子掉块后发生强

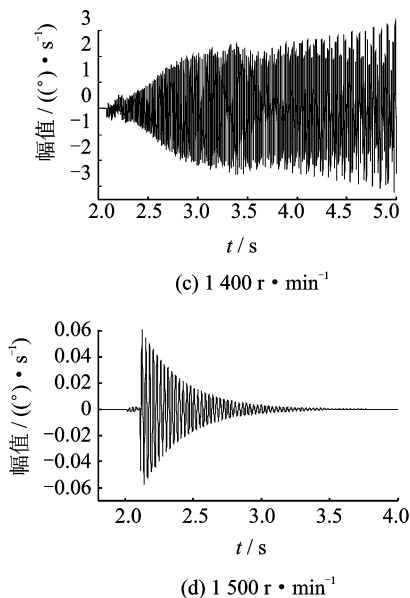
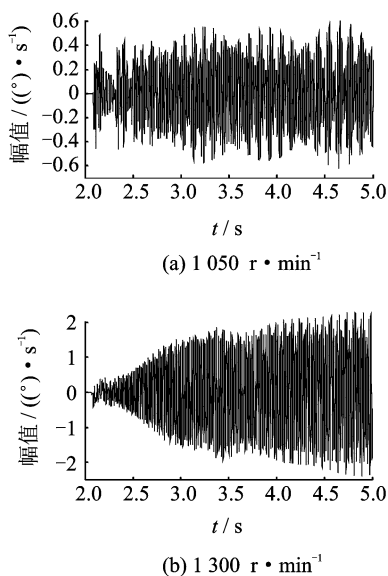
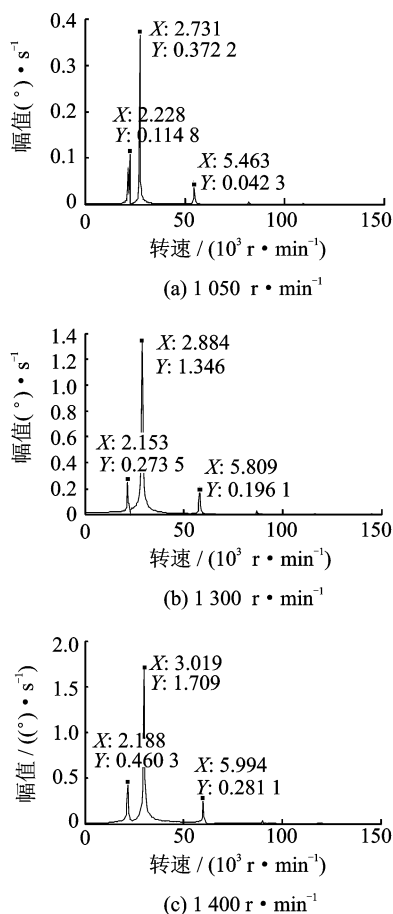


图 4 不同转速下转子的扭转振动

Fig. 4 The torsional vibration at different rotational speed

碰摩,扭振的频率成分复杂,主要表现为弹性正碰力的冲击频率,如图 6 所示。

图 7 为转子机匣碰摩后的轴心轨迹。转子在 1 500 r · min⁻¹ 发生轻微碰摩后进入稳态运行状



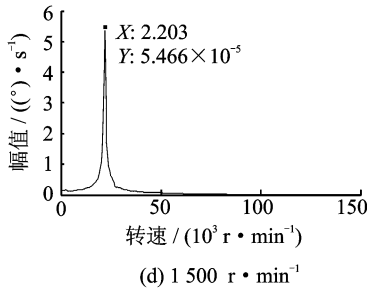
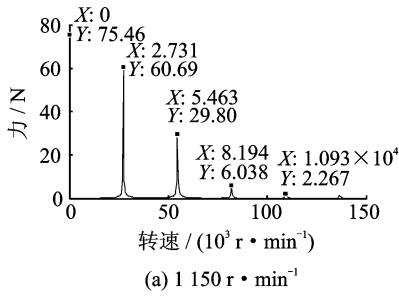
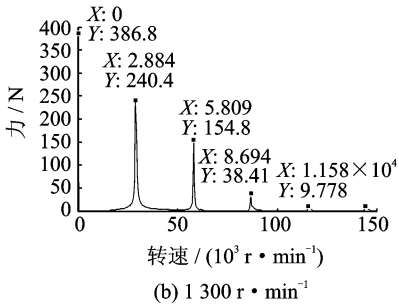


图 5 不同转速下转子扭转振动频谱

Fig. 5 The frequency spectrum at different rotational speed



(a) 1 150 r · min⁻¹



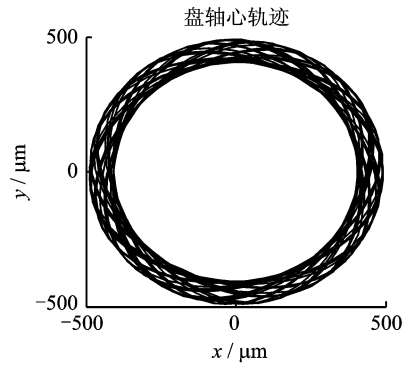
(b) 1 300 r · min⁻¹

图 6 不同转速下弹性正碰力的频谱

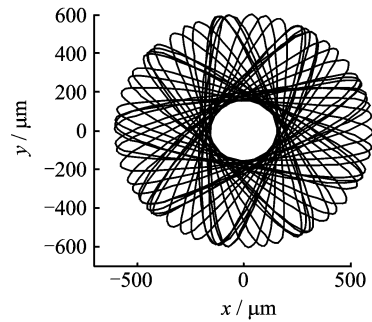
Fig. 6 The frequency spectrum of impact force at different rotational speed

态,脱离碰摩,轴心轨迹为一个圆。转子在 1 150, 1 300和 1 400 r · min⁻¹时,轴心轨迹均为花瓣状。当转子在 1 400 r · min⁻¹转速下时,碰摩发生初期,碰摩力较小时,转子轴心轨迹与 1 150,1 400 r · min⁻¹时类似,但一段时间后,碰摩力稳定在 1 000 N左右,转子在机匣之间发生来回震荡,发生了如图所示的轴心轨迹,凸显了系统的非线性特性。

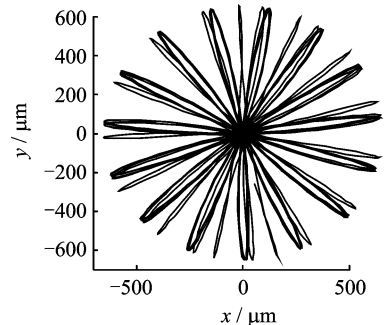
图 8 为转子振动的进动分析。选取了碰摩发生后的 32 个周期数据分析,可以看出,在 1 050 r · min⁻¹时,由于瞬态响应没有完全衰减,系统除了 1×倍频还有自振频率分量。1 150,1 300,1 400 r · min⁻¹均选取了转子由于掉块导致的自振频率振动衰减后的 32 个周期数据,可以看出,由于碰摩的持续作用,系统出现了反进动。反进动的频率为正碰力的冲击频率与转子转频之差。在 1 400 r · min⁻¹时,由于转子在机匣中发生了类似来回震荡的情况,



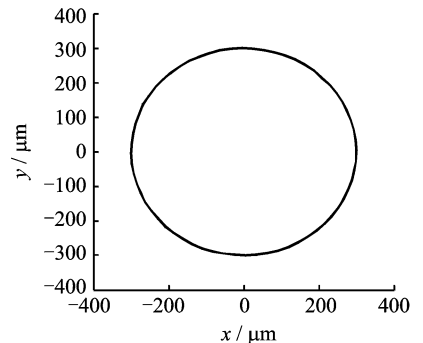
(a) 1 150 r · min⁻¹



(b) 1 300 r · min⁻¹



(c) 1 400 r · min⁻¹



(d) 1 500 r · min⁻¹

图 7 不同转速下转子轴心轨迹

Fig. 7 The axis orbit at different rotational speed

因此反进动较大。

3.3 不同控制力矩延迟下的扭振

由于控制力矩的延迟,转子可能发生不同状态的振动。控制力矩相当于对系统的扭振提供了附加

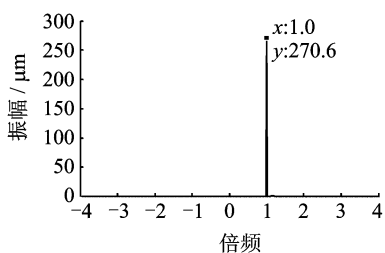
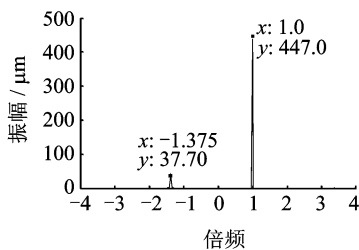
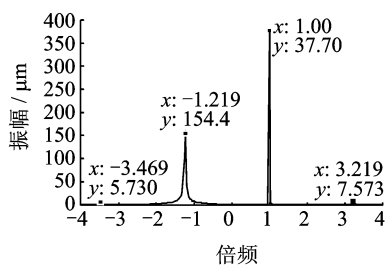
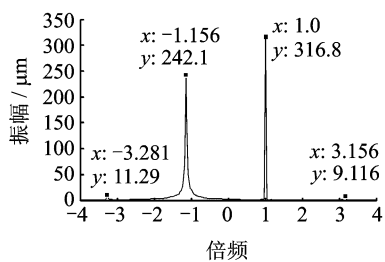
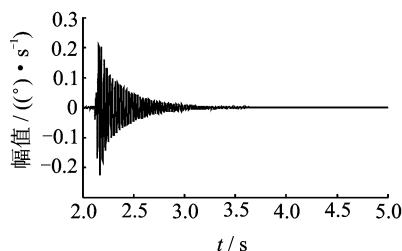
(a) $1\ 050\ \text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ (b) $1\ 150\ \text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ (c) $1\ 300\ \text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ (d) $1\ 400\ \text{r} \cdot \text{min}^{-1}$

图8 不同转速下转子的进动

Fig. 8 The whirl transform of rotor vibration at different rotational speed

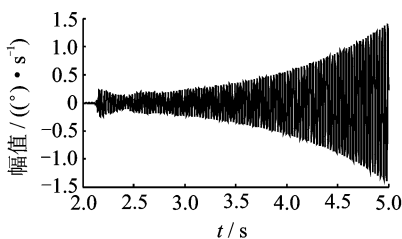
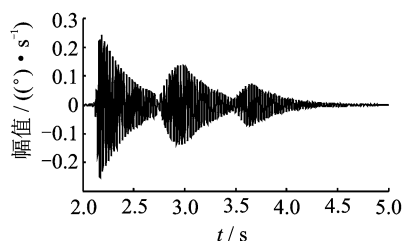
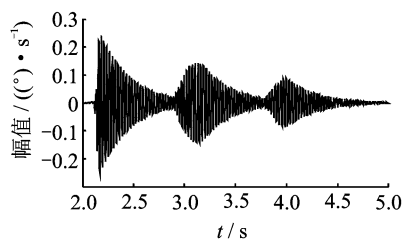
的阻尼,但如果系统的控制力矩有延迟,则可能导致所提供的阻尼为负阻尼,从而引起扭振失稳。在发动机中转速控制力矩的延迟是不可避免的。

图9为 $1\ 050\ \text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ 时不同的控制力矩延迟下转子的扭转振动,此时转子机匣发生轻微碰摩。控制力矩的启动门槛值设置为 $0.1\ (^{\circ})/\text{s}$,即只有当转速波动大于 $0.1\ (^{\circ})/\text{s}$ 时,控制力矩才作用。从图中可以看出,当控制力矩没有延迟时,相当于对系统提供了扭振阻尼,而当控制力矩有延迟时,系统的扭振发生震荡,这正是由于控制力矩对系统提供了负阻尼所致,尤其当延迟为5个旋转周期时,扭振发生了失稳。由此看出,即使发生轻微的碰摩,如果控制



(a) 不延迟

(a) Without delay

(b) τ 为5个周期(b) With 5 periods of τ (c) τ 为10个周期(c) With 10 periods of τ (d) τ 为13个周期(d) With 13 periods of τ 图9 $1\ 050\ \text{r}/\text{min}$ 时不同控制力矩延迟下的扭振Fig. 9 The torsional vibration with different control torque at $1\ 050\ \text{r}/\text{min}$

力矩施加不当,系统扭振也有失稳的可能。

图10为 $1\ 300\ \text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ 时不同的控制力矩延迟下转子的扭转振动。此时转子和机匣发生了剧烈的碰摩。同样设置控制力矩的启动门槛值为 $0.1\ (^{\circ})/\text{s}$,即只有当转速波动大于 $0.1\ (^{\circ})/\text{s}$ 时,控制力矩才作用。从图中可以看出,当控制力矩没有延迟时,相当于对系统提供了扭振阻尼,而当控制力矩延迟为5个旋转周期时,转子出现扭振失稳。这是由于控制力矩延迟产生了负阻尼,而当控制力矩

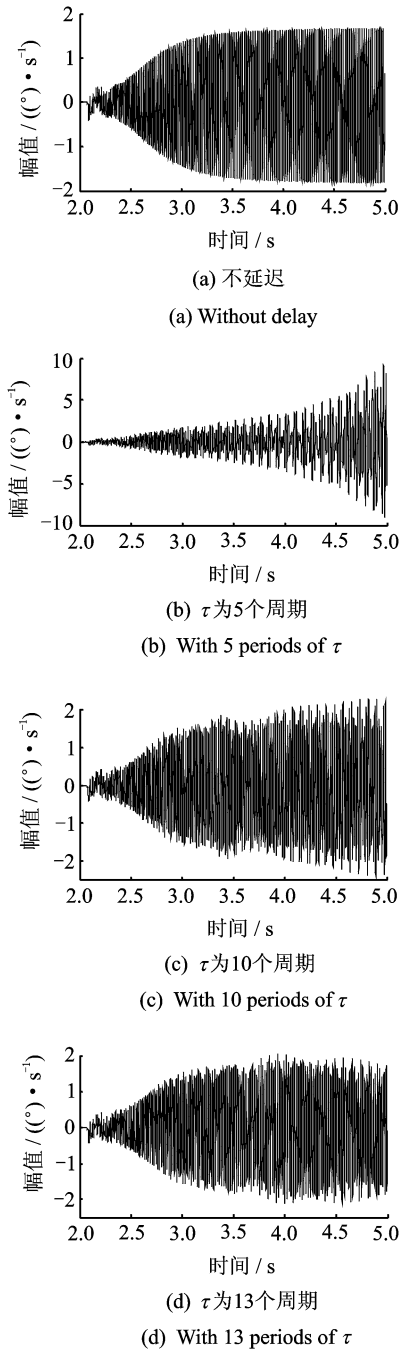


图 10 1 300 r · min⁻¹时不同控制力矩延迟下的扭振
Fig. 10 The torsional vibration with different control torque at 1 300 r · min⁻¹

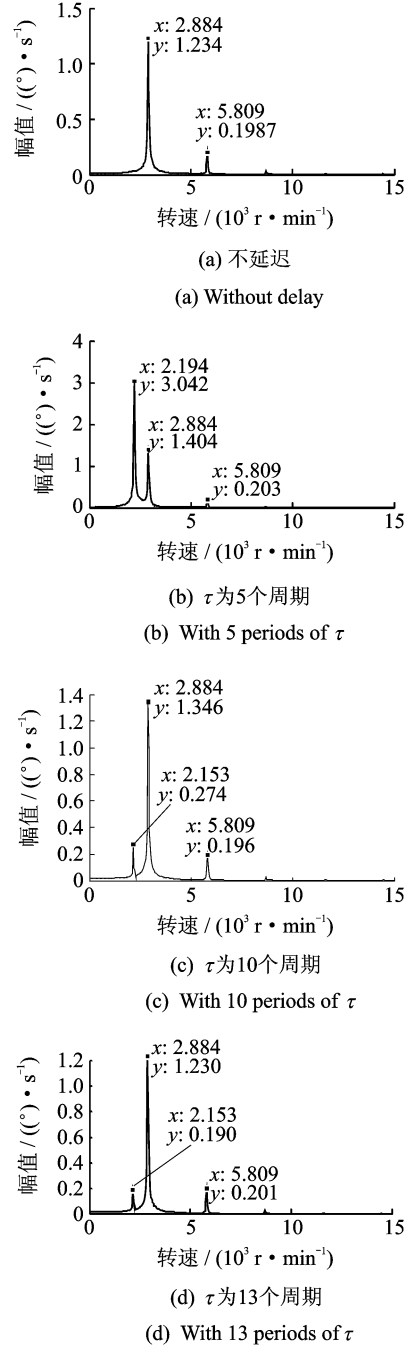


图 11 1 300 r · min⁻¹时不同控制力矩延迟下转子扭转振动频谱
Fig. 11 The frequency spectrum of torsional vibration with different control torque at 1 300 r · min⁻¹

延迟为 10 个旋转周期以及 13 个旋转周期时,虽没有发生失稳,但扭振依然持续发生,且幅值较大。

图 11 为 1 300 r · min⁻¹时不同的控制力矩延迟下转子扭转振动频谱。从图中可以看出,当控制力矩没有延迟时,扭振的频谱中没有扭振自振频率成分,这是由于当控制力矩没有延迟时,相当于对系统提供了一个扭振阻尼,于是系统的扭振自振频率成分迅速衰减。而当控制力矩有延迟时,如果延迟

的时间恰好造成了对系统提供了扭振负阻尼,那么系统就会发生扭振失稳,扭振自振频率成分占优。而在延迟 10 个旋转周期以及 13 个旋转周期时,扭振频谱主要为正碰力冲击频率成分,同时也伴有扭振自振频率成分。

图 12 为控制力矩延迟为 5 个旋转周期以及 12 个旋转周期时的轴心轨迹。由图 12 可以看出,当控

制力矩延迟为5个旋转周期时,随着扭振的失稳,转速的波动也影响了转子的横向振动,使得转子的轴心轨迹复杂,控制力矩延迟为13个旋转周期时的轴心轨迹则呈现规则的花瓣状。

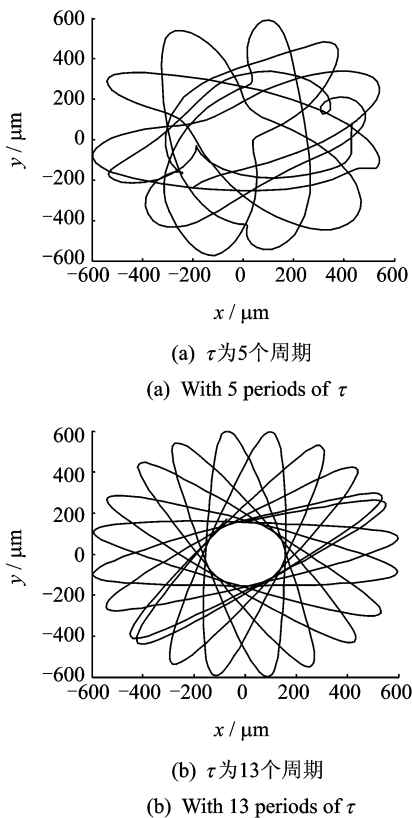


图12 $1\ 300\ \text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ 时不同控制力矩延迟下的轴心轨迹
Fig.12 The axis orbit with different control torque at $1\ 300\ \text{r} \cdot \text{min}^{-1}$

综上所述,由于航空发动机的工作特点,其转速控制力矩的延迟是不可避免的。这有可能使得转/静子碰摩引起的转子扭转振动失稳,还应根据发动机控制系统的特性和控制律进行进一步的研究。

4 结论

1) 转子/机匣碰摩会引起转子弯扭耦合振动,剧烈的碰摩会导致转子反动动。

2) 转子/机匣碰摩的摩擦力矩会导致转子发生扭转振动,而对于航空发动机这类转速控制力矩存在延迟的转子系统,可能引起转子扭振失稳,导致弯扭耦合振动加剧。摩擦力矩越大,转子越易于发生扭振失稳。

3) 由于转速控制力矩延迟的存在,即使不出现扭振失稳,转子/机匣碰摩引起的转子扭转振动也会

持续发生,且幅值较大。

4) 转子扭振信号可以作为转子/机匣发生碰摩的重要诊断信息之一。

参 考 文 献

- [1] 马辉,太兴宇,李焕军,等. 旋转叶片-机匣碰摩模型及试验研究综述[J]. 航空动力学报,2013,28(9):2055-2069.
Ma Hui, Tai X Yingyu, Li Huanjun J, et al. Literature survey of rub-impact model and experiment of rotating blade and casing[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(9):2055-2069. (in Chinese)
- [2] Issam Abu-Mahfouz, Amit Banerjee. On the investigation of nonlinear dynamics of a rotor with rub-impact using numerical analysis and evolutionary algorithms [J]. Procedia Computer Science, 2013(20):140-147.
- [3] Varney P, Green I. Nonlinear phenomena, bifurcations, and routes to chaos in an asymmetrically supported rotor - stator contact system[J]. Journal of Sound and Vibration, 2015(336):207-226.
- [4] Chávez J P, Hamaneh V V, Wiercigroch M. Modelling and experimental verification of an asymmetric Jeffcott rotor with radial clearance [J]. Journal of Sound and Vibration, 2015(334):86 - 97.
- [5] 曹登庆,杨洋,王德友,等. 基于滞回碰摩力模型的转子系统碰摩响应研究[J]. 航空发动机,2014,40(1):1-9.
Cao Dengqing, Yang Yang, Wang Deyou, et al. Study on rub-impact responses of rotor systems based on hysteretic rub-impact force model [J]. Aeroengine, 2014, 40(1): 1-9. (in Chinese)
- [6] Ma Hui, Zhao Qianbin, Zhao Xueyan, et al. Dynamic characteristics analysis of a rotor - stator system under different rubbing forms[J]. Applied Mathematical Modelling, 2015(39):2392-2408.
- [7] 太兴宇,马辉,谭祯,等. 叶片-机匣系统碰摩振动响应分析[J]. 振动、测试与诊断,2014,34(2):280-287.
Tai Xingyu, Ma Hui, Tan Zhen, et al. Analysis of vibration response during blade-casing rub events[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2014,34(2):280-287. (in Chinese)
- [8] 刘杨,太兴宇,姚红良,等. 双盘转子轴承系统不对中碰摩耦合故障分析[J]. 振动、测试与诊断,2013,33(5):820-823.
Liu Yang, Tai Xingyu, Yao Hongliang, et al. Study on misalignment-rubbing coupling fault of dual-disk rotor-bearing system including the impact of motor

- coupling[J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2013, 33(5):820-823. (in Chinese)
- [9] 王俨凯,王理,廖明夫,等. 双转子发动机-机匣碰摩振动特征研究[J]. *机械科学与技术*, 2014, 33(4):614-620.
Wang Yanka, Wang Li, Liao Mingfu, et al. Exploring vibration characteristics of dual-rotor engine's rotor-to-case rub-impact[J]. *Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering*, 2014, 33(4):614-620. (in Chinese)
- [10] 王四季,廖明夫,蒋云帆,等. 对转双转子局部碰摩故障实验[J]. *推进技术*, 2013, 34(1):31-36.
Wang Siji, Liao Mingfu, Jiang Yunfan, et al. Experimental study on local rub-impact fault of counter-rotating dual-rotor[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2013, 34(1):31-36. (in Chinese)
- [11] 于明月,陈果,刘永泉,等. 基于机匣应变信号的航空发动机转静碰摩部位识别[J]. *航空学报*, 2013, 34(6):1474-1484.
Yu Mingyue, Chen Guo, Liu Yongquan, et al. Aero-engine rotor-stator rubbing position identification based on casing strain signals[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2013, 34(6):1474-1484. (in Chinese)
- [12] Vlajic N, Liu X, Karki H, et al. Torsional Oscillations of a Rotor with Continuous Stator Contact[J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2014, 83(6):65-75.
- [13] Lahriri S, Weber H I, Santos I F, et al. Rotor-stator contact dynamics using a non-ideal drive—Theoretical and experimental aspects[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2012(331):4518-4536.
- [14] 邓小文,廖明夫, Liebich R, et al. 碰摩转子的弯曲和扭转振动分析[J]. *航空动力学报*, 2002, 17(1):97-104.
Deng Xiaowen, Liao Mingfu, Liebich R, et al. Coupled bending and torsional vibrations due to rotor-to-stator contacts [J]. *Journal of Aerospace Power*, 2002, 17(1):97-104. (in Chinese)
- [15] 邓小文,廖明夫, Liebich R, et al. 双盘转子碰摩的弯曲和扭转振动实验研究[J]. *航空动力学报*, 2002, 17(2):205-211.
Deng Xiaowen, Liao Mingfu, Liebich R, et al. Experimental research of bending and torsional vibrations of a double disc rotor due to rotor-to-stator contacts[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2002, 17(2):205-211. (in Chinese)
- [16] 邓小文. 双盘转子碰摩的弯曲和扭转耦合振动研究[D]. 西安:西北工业大学, 2001.



第一作者简介:廖明夫,男,1960年2月生,博士、教授、博士生导师。主要研究方向为发动机结构动力学,旋转机械故障诊断和风力发电技术。曾发表《航空发动机高压转子的结构动力学设计方法》(《航空动力学报》2014年第29卷第7期)等论文。

E-mail: mfliao@nwpu.edu.cn

