

文章编号:1000-8055(2012)08-1887-08

含滚动轴承的同向和反向旋转双转子系统 动力学响应

罗贵火¹, 周海仑², 王 飞¹, 杨喜关¹

(1. 南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016;

2. 南京航空航天大学 民航学院, 南京 210016)

摘 要: 以双转子航空发动机为研究对象,建立了航空发动机双转子-滚动轴承-机匣耦合动力学模型。模型中考虑了低压转子与高压转子的中介轴承耦合作用,滚动轴承模型中考虑了滚动轴承间隙、非线性赫兹接触力以及变柔性 VC(varying compliance)振动等因素。利用仿真模型,进行了同向和反向旋转双转子系统的拍振响应分析,结果表明当高低压转子的转速差较小时,双转子系统的拍振响应明显。同时研究了同转和反转双转子系统轴心轨迹响应的差异,研究表明反向旋转双转子系统的轴心轨迹会形成“花瓣”状。最后,利用双转子试验器验证了仿真结果的正确性,进一步验证本文所建模型的正确性。

关 键 词: 转子动力学; 双转子; 反向旋转; 滚动轴承; 拍振

中图分类号: V231.96

文献标志码: A

Dynamic response of co-rotating and counter-rotating dual-rotor system supported on ball bearing

LUO Gui-huo¹, ZHOU Hai-lun², WANG Fei¹, YANG Xi-guan¹

(1. College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

2. Civil Aviation College,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: The dual rotor-ball bearing-stator coupling dynamic model was established for the aero-engine with dual rotor as to research object. The model concerned the coupling effect of inter-rotor bearing between the low pressure rotor and high pressure rotor, between the outer race of ball bearing and bearing housing, and between the flexible support and squeeze film damper. In the model of ball bearings, the clearance of bearing, nonlinear Hertzian contract force between balls and races and the varying compliance vibration were considered. The beat vibration response and whirl orbit of co-rotating or counter-rotating dual-rotor system were analyzed by using the model. The results show that the beat vibration response occurs obviously when two rotors operate at approximate speed, the whirl orbit of the counter-rotating dual-rotor system will be the petal shape. Finally, the results of numerical integral and the model were validated with the experiments of the dual rotor rig.

Key words: rotor dynamics; dual-rotor; counter-rotating; ball bearing;
beat vibration

收稿日期:2011-09-15

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20120830.1200.201208.1887_030.html

作者简介: 罗贵火(1960—),男,江西南昌人,副教授,博士,主要研究领域为转子动力学、发动机结构强度与振动等。

目前,双转子结构已被大多数航空发动机采用,其中,高低压转子同向旋转的双转子发动机居多。另外,为了减轻发动机重量,提高发动机性能,高低压转子反向旋转的双转子结构也被采用,如装备于 F22 战斗机上的 F119 发动机^[1]。因此,研究同向和反向旋转双转子系统的振动响应特性,对航空发动机的设计和制造将具有重要的意义。

国内外学者在双转子系统的振动特性方面做了许多的研究,文献[2-4]研究了反向旋转双转子系统的轴心轨迹和非线性响应等。文献[5-6]分别利用传递矩阵法和有限元法,对双转子系统进行了临界转速、振型和不平衡响等方面的研究。以上研究均将中介轴承简化为弹簧和阻尼。文献[7]将双转子系统简化为两个不同频的余弦信号,进行了拍振响应分析;文献[8]对中介轴承单独进行了建模和分析,对同向和反向旋转时中介轴承的寿

命进行了对比分析,但是没有与双转子系统进行耦合分析。因此,本文对支承轴承和中介轴承进行了详细建模,并与高低压转子以及机匣相耦合,建立了双转子-滚动轴承-机匣动力学模型,利用双转子系统仿真模型对进行了双转子系统的响应特性进行了分析,并利用双转子试验器对仿真结果进行了验证,结果表明试验与仿真达成了很好的一致性。

1 双转子-滚动轴承-机匣耦合系统动力学模型

图 1 为本文建立的双转子-滚动轴承-机匣系统模型,高低压转子通过中介支承耦合在一起,高压转子通过支承轴承与机匣耦合在一起。根据高低压转子及轴承动力学关系,可得系统的运动微分方程(1)。

$$\begin{cases}
 m_{rp1} \ddot{x}_{rp1} + k_1(x_{rp1} - x_{rr1}) + k_1(x_{rp1} - x_{rl1}) + c_1 \dot{x}_{rp1} = m_{rp1} e_1 \omega_1^2 \cos \omega_1 t \\
 m_{rp1} \ddot{y}_{rp1} + k_1(y_{rp1} - y_{rr1}) + k_1(y_{rp1} - y_{rl1}) + c_1 \dot{y}_{rp1} = m_{rp1} e_1 \omega_1^2 \sin \omega_1 t - m_{rp1} g \\
 m_{br1} \ddot{x}_{br1} + k_{frh1}(x_{br1} - x_c) + c_{frh1}(\dot{x}_{br1} - \dot{x}_c) + k_{trh1}(x_{br1} - x_{wr1}) + c_{trh1}(\dot{x}_{br1} - \dot{x}_{wr1}) = 0 \\
 m_{br1} \ddot{y}_{br1} + k_{frh1}(y_{br1} - y_c) + c_{frh1}(\dot{y}_{br1} - \dot{y}_c) + k_{trh1}(y_{br1} - y_{wr1}) + c_{trh1}(\dot{y}_{br1} - \dot{y}_{wr1}) = -m_{br1} g \\
 m_{bl1} \ddot{x}_{bl1} + k_{flh1}(x_{bl1} - x_c) + c_{flh1}(\dot{x}_{bl1} - \dot{x}_c) + k_{tlh1}(x_{bl1} - x_{wl1}) + c_{tlh1}(\dot{x}_{bl1} - \dot{x}_{wl1}) = 0 \\
 m_{bl1} \ddot{y}_{bl1} + k_{flh1}(y_{bl1} - y_c) + c_{flh1}(\dot{y}_{bl1} - \dot{y}_c) + k_{tlh1}(y_{bl1} - y_{wl1}) + c_{tlh1}(\dot{y}_{bl1} - \dot{y}_{wl1}) = -m_{bl1} g \\
 (m_{rr1} + m_{wr2}) \ddot{x}_{rr} + k_1(x_{rr1} - x_{rp1}) + c_{rb1} \dot{x}_{rr1} - F_{xbr1} + F_{xbr2} = 0 \\
 (m_{rr1} + m_{wr2}) \ddot{y}_{rr1} + k_1(y_{rr1} - y_{rp1}) + c_{rb1} \dot{y}_{rr1} - F_{ybr1} + F_{ybr2} = -(m_{rr1} + m_{wr2}) g \\
 (m_{rl1} + m_{wl2}) \ddot{x}_{rl1} + k_1(x_{rl1} - x_{rp1}) + c_{rb1} \dot{x}_{rl1} - F_{xbl1} + F_{xbl2} = 0 \\
 (m_{rl1} + m_{wl2}) \ddot{y}_{rl1} + k_1(y_{rl1} - y_{rp1}) + c_{rb1} \dot{y}_{rl1} - F_{ybl1} + F_{ybl2} = -(m_{rl1} + m_{wl2}) g \\
 m_{wr1} \ddot{x}_{wr1} + k_{trh1}(x_{wr1} - x_{br1}) + c_{trh1}(\dot{x}_{wr1} - \dot{x}_{br1}) + F_{xbr1} = 0 \\
 m_{wr1} \ddot{y}_{wr1} + k_{trh1}(y_{wr1} - y_{br1}) + c_{trh1}(\dot{y}_{wr1} - \dot{y}_{br1}) + F_{ybr1} = -m_{wr1} g \\
 m_{wl1} \ddot{x}_{wl1} + k_{tlh1}(x_{wl1} - x_{bl1}) + c_{tlh1}(\dot{x}_{wl1} - \dot{x}_{bl1}) + F_{xbl1} = 0 \\
 m_{wl1} \ddot{y}_{wl1} + k_{tlh1}(y_{wl1} - y_{bl1}) + c_{tlh1}(\dot{y}_{wl1} - \dot{y}_{bl1}) + F_{ybl1} = -m_{wl1} g \\
 m_{rp2} \ddot{x}_{rp2} + k_2(x_{rp2} - x_{rr2}) + k_2(x_{rp2} - x_{rl2}) + c_2 \dot{x}_{rp2} = m_{rp2} e_2 \omega_2^2 \cos \omega_2 t \\
 m_{rp2} \ddot{y}_{rp2} + k_2(y_{rp2} - y_{rr2}) + k_2(y_{rp2} - y_{rl2}) + c_2 \dot{y}_{rp2} = m_{rp2} e_2 \omega_2^2 \sin \omega_2 t - m_{rp2} g \\
 m_{rr2} \ddot{x}_{rr2} + k_2(x_{rr2} - x_{rp2}) + c_{rb2} \dot{x}_{rr2} - F_{xbr2} = 0 \\
 m_{rr2} \ddot{y}_{rr2} + k_2(y_{rr2} - y_{rp2}) + c_{rb2} \dot{y}_{rr2} - F_{ybr2} = -m_{rr2} g \\
 m_{rl2} \ddot{x}_{rl2} + k_2(x_{rl2} - x_{rp2}) + c_{rb2} \dot{x}_{rl2} - F_{xbl2} = 0 \\
 m_{rl2} \ddot{y}_{rl2} + k_2(y_{rl2} - y_{rp2}) + c_{rb2} \dot{y}_{rl2} - F_{ybl2} = -m_{rl2} g \\
 m_c \ddot{x}_c + k_{ch} x_c + c_{ch} \dot{x}_c + k_{frh1}(x_c - x_{br1}) + k_{flh1}(x_c - x_{bl1}) + k_{flh2}(x_c - x_{bl2}) + \\
 c_{frh1}(\dot{x}_c - \dot{x}_{br1}) + c_{flh1}(\dot{x}_c - \dot{x}_{bl1}) + c_{flh2}(\dot{x}_c - \dot{x}_{bl2}) = 0 \\
 m_c \ddot{y}_c + k_{ch} y_c + c_{ch} \dot{y}_c + k_{frh1}(y_c - y_{br1}) + k_{flh1}(y_c - y_{bl2}) + k_{flh2}(y_c - y_{bl2}) + \\
 c_{frh1}(\dot{y}_c - \dot{y}_{br1}) + c_{flh1}(\dot{y}_c - \dot{y}_{bl1}) + c_{flh2}(\dot{y}_c - \dot{y}_{bl2}) = -m_c g
 \end{cases} \quad (1)$$

其中用 m_{rp} 表示转子在圆盘处的质量, m_{wl} 和 m_{wr} 表示转子的左右滚动轴承外圈质量, m_{rl} 和 m_{rr} 表示转子在左右两端轴承处的质量, m_{bl} 和 m_{br} 表示

转子左右轴承支座质量, ω 表示转子的转速, e 表示转子在圆盘处的质量偏心距, k 表示转子刚度, c_{rb} 表示转子在轴承处的阻尼, c 表示转子在圆盘

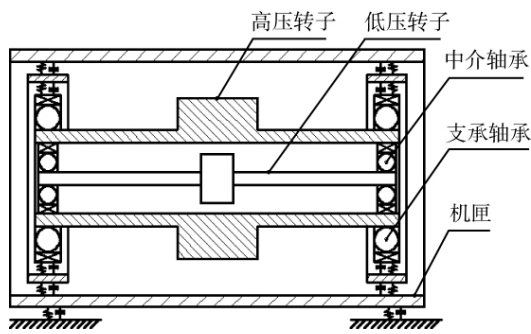


图1 航空发动机双转子-滚动轴承-机匣耦合系统的动力学模型示意图

Fig.1 Dual rotor-ball bearing-stator coupling system

处的阻尼,并用下标“1”表示高压转子对应的参数,下标“2”表示低压转子对应的参数.另外, m_c 表示机匣质量, k_{ch} 表示机匣与基础之间的支承刚度, c_{ch} 表示机匣与基础之间的阻尼, c_{flhl} 和 c_{frhl} 表示左右端轴承支座与机匣之间的支承阻尼, k_{tlhl} 和 k_{trhl} 表示左右轴承外圈与轴承座之间的支承刚度, c_{tlhl} 和 c_{trhl} 表示左右轴承外圈与轴承座之间的挤压油膜阻尼, F_{xbl1} , F_{ybl1} , F_{xbr1} 和 F_{ybr1} 左端和右端轴承的支承反力在 x 和 y 方向的分力.

1.1 滚动轴承动力学模型

根据参考文献[9-10],可得双转子系统中滚动轴承力.在滚动轴承模型中令轴承外圈固定在轴承座上,内圈固定在转子上旋转,如图2所示,可得滚动轴承的轴承力

$$\begin{cases} F_x = \sum_{j=1}^{N_b} K_c (x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - r_0)^{3/2} \cdot \\ \quad H(x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - r_0) \cos \theta_j \\ F_y = \sum_{j=1}^{N_b} K_c (x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - r_0)^{3/2} \cdot \\ \quad H(x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - r_0) \sin \theta_j \end{cases} \quad (2)$$

式中 θ_j 为滚动轴承在第 j 个滚珠处的角度, $\theta_j = \omega_{cage} \times t + \frac{2\pi}{N_b}(j-1)$, $j=1,2,\dots,N_b$, 其中 N_b 为滚珠的个数, ω_{cage} 表示保持架的转速,设外圈半径为 R ,内圈半径为 r ,则有 $\omega_{cage} = \omega \times r/(R+r)$. VC(varying compliance)频率即为滚动轴承中滚珠的通过频率,则有 $\omega_{vc} = \omega_{cage} \times N_b = \omega \times B_n$; $B_n = N_b \times r/(R+r)$,表示 VC 频率与基频的比值; N_b 为滚动轴承中滚珠个数, K_c 表示赫兹接触刚度, $H(\cdot)$ 表示亥维塞函数

$$H(t) = \begin{cases} 0 & t < 0 \\ 1 & t \geq 0 \end{cases}$$

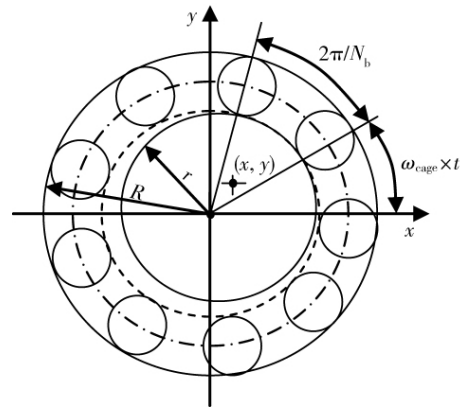


图2 滚动轴承模型示意图

Fig.2 Ball bearing model

根据滚动轴承模型(2),可以得到双转子系统模型中高压转子支承轴承的轴承力

1) 当 $x = x_{rr1} - x_{wr1}$, $y = y_{rr1} - y_{wr1}$, $\omega = \omega_1$, 则 $F_{xbr1} = F_x$, $F_{ybr1} = F_y$.

2) 当 $x = x_{rl1} - x_{wl1}$, $y = y_{rl1} - y_{wl1}$, $\omega = \omega_1$, 则 $F_{xbl1} = F_x$, $F_{ybl1} = F_y$.

同理可以得到双转子系统模型中介轴承的轴承力(同向旋转取“+”,反向旋转取“-”)

1) 当 $x = x_{rr2} - x_{rr1}$, $y = y_{rr2} - y_{rr1}$, $\omega = \omega_1 \pm \omega_2$, 则 $F_{xbr2} = F_x$, $F_{ybr2} = F_y$.

2) 当 $x = x_{rl2} - x_{rl1}$, $y = y_{rl2} - y_{rl1}$, $\omega = \omega_1 \pm \omega_2$, 则 $F_{xbl2} = F_x$, $F_{ybl2} = F_y$.

1.2 计算参数

本文选取双转子系统的初始参数如下:

$$\begin{aligned} m_{rp1} &= 14.06 \text{ kg}, m_{rp2} = 20.22 \text{ kg}, \\ k_1 &= 1.0 \times 10^7 \text{ N/m}, k_2 = 2.0 \times 10^7 \text{ N/m}, \\ c_1 &= 200 \text{ N} \cdot \text{s/m}, c_2 = 200 \text{ N} \cdot \text{s/m}, \\ c_{rb1} &= 1050 \text{ N} \cdot \text{s/m}, c_{rb2} = 1050 \text{ N} \cdot \text{s/m}, \\ m_{bl1} &= m_{br1} = 9 \text{ kg}, m_{bl2} = m_{br2} = 13 \text{ kg}, \\ e_1 &= 5 \times 10^{-5} \text{ m}, c_{flhl} = c_{frhl} = 2100 \text{ N} \cdot \text{s/m}, \\ e_2 &= 5 \times 10^{-5} \text{ m}, k_{ch} = 2.5 \times 10^9 \text{ N/m}, \\ c_{tlhl} &= c_{trhl} = 1050 \text{ N} \cdot \text{s/m}, m_c = 50 \text{ kg}, \\ k_{tlhl} &= k_{trhl} = 2.5 \times 10^7 \text{ N/m}, c_{ch} = 2100 \text{ N} \cdot \text{s/m}, \\ m_{rl1} &= m_{rR1} = 2.0 \text{ kg}, m_{wl1} = m_{wr1} = 2 \text{ kg}, \\ k_{flhl} &= k_{frhl} = 2.5 \times 10^7 \text{ N/m}. \end{aligned}$$

在双转子系统模型中,高压转子处的支承轴承选用滚动轴承 JIS6306,中介轴承选用滚动轴承 SKF6002,具体参数如表1所示^[11].

表 1 两种滚动轴承的计算参数
Table 1 Ball bearing characteristics

轴承名称	外圈半径 R/mm	内圈半径 r/mm	滚珠个数 N_b	接触刚度 $K_b/10^9 (\text{N}/\text{m}^{3/2})$	轴承间隙 $r_0/\mu\text{m}$	B_n
JIS6306	63.9	40.1	8	13.34	5	3.08
SKF6002	14.13	9.37	9	7.055	2	3.6

2 双转子耦合系统动力学响应

2.1 同向和反向旋转双转子系统拍振响应的分析

在双转子航空发动机中,高低压转子不可避免的存在不平衡量,因此双转子航空发动机将受到两个激振源的作用,两个激振源频率比将会影响双转子系统的响应.图 3 为同向旋转双转子系统不同高低压转子转速比情况时,其中低压转子转速不变($10\,000\text{ r/min}$),从图中可以看到:低压转子的响应在高低压转子转速比为 1.1 时,转子的拍振响应比较明显;当转速比从 1.1 逐渐增加到 1.4 时,拍振响应逐渐减弱.图 4 为反向旋转双转子系统不同高低压转子转速比情况时低压转子的响应,响应结果与同向旋转双转子系统的响应相似.

通过仿真表明:同向和反向旋转双转子系统中,当高低压转子转速比接近时,将会出现拍振现

象,与文献[12]的结论是一致的.

2.2 同向和反向旋转双转子系统不平衡响应分析

令高低压转子转速比为 1.6,计算仿真得到同向和反向旋转双转子系统的不平衡响应,如图 5 所示,其中,图 5(a)和图 5(b)表示同向旋转时高低压转子响应,图 5(c)和图 5(d)表示反向旋转时高低压转子响应.

在双转子建模时,由于是对称结构,所以不用考虑陀螺力矩的影响,因此,同向和反向旋转双转子的临界转速相同,如图 5 所示.以同向旋转双转子为例,分析由高低压转子分别激起的第一阶临界转速.从图 5(a)和图 5(b)中,可以看出:高低压转子的不平衡响应中,都有两个峰值,其中第一个峰值为高压转子激起的转子系统的共振,第二峰值为低压转子激起的转子系统的共振.图 5(a)两个响应峰值对应的转速分别为 $11\,920\text{ r/min}$ 和

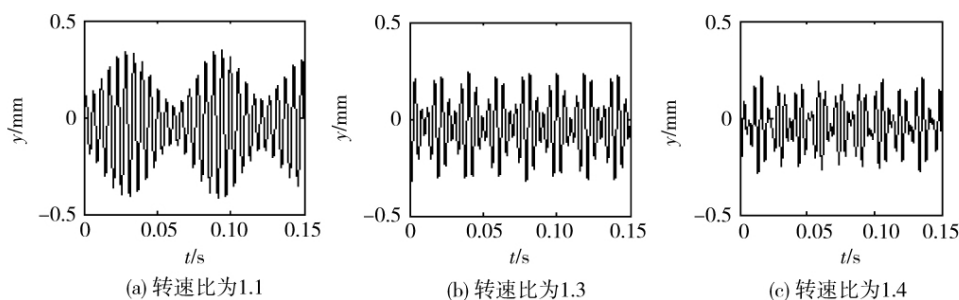


图 3 同向旋转双转子系统拍振响应

Fig. 3 Beat vibration response of co-rotating dual-rotor system

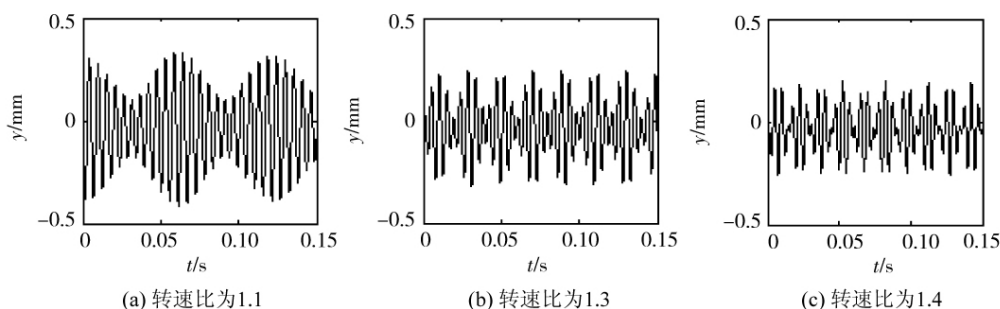


图 4 反向旋转双转子系统拍振响应

Fig. 4 Beat vibration response of counter-rotating dual-rotor system

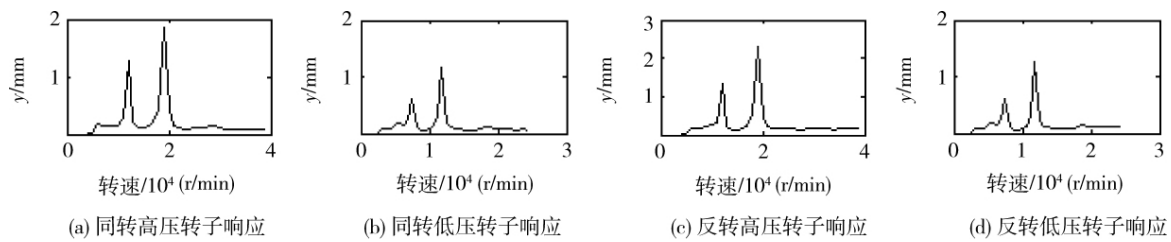


图5 同向和反向旋转双转子系统不平衡响应

Fig. 5 Response curve of co-rotating and counter-rotating dual-rotor system

18940 r/min, 从图 5(b) 中两个响应峰值对应的转速分别为 7338 r/min 和 11840 r/min. 由此, 可以得到双转子系统两个第一阶临界转速. 同理, 由图 5(c) 和图 5(d), 可得反向旋转双转子系统的两个第一阶临界转速.

2.3 同向和反向旋转双转子轴心轨迹分析

为了分析同向和反向旋转双转子系统的轴心轨迹, 分别仿真计算了双转子系统同向旋转和反向旋转时的轴心轨迹图, 如图 6 和图 7 所示.

图 6(a) 和图 7(a) 为双转子系统在高压转子激起的第一阶临界转速前的轴心轨迹图, 对比两

图可以发现: 转子系统的轴心轨迹较复杂, 这主要是由于转子系统在较低的转速下, 主要受到滚动轴承的影响; 图 6(b) 和图 7(b) 为同向和反向旋转转子系统通过由高压转子激起的第一阶临界转速且未通过由低压转子激起的第一阶临界转速时的轴心轨迹, 对比两个图可以看出: 同向旋转的双转子响应主要表现为“圆中套圆”, 而反向旋转双转子系统则表现为“花瓣”状; 图 6(c) 和图 7(c) 为同向和反向旋转转子系统通过由高低压转子激起第一阶临界转速后的轴心轨迹, 同向旋转时的轴心轨迹表现为“圆中套圆”, 反向旋转时表现为“花瓣”状.

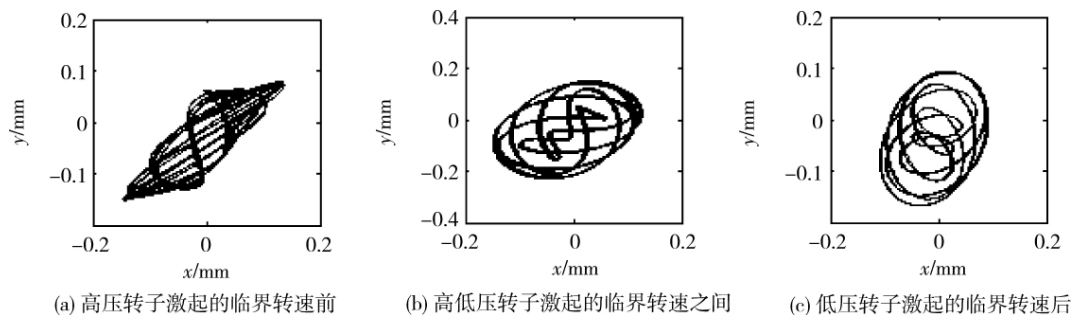


图6 同向旋转双转子系统的轴心轨迹

Fig. 6 Orbits plot of co-rotating dual-rotor system

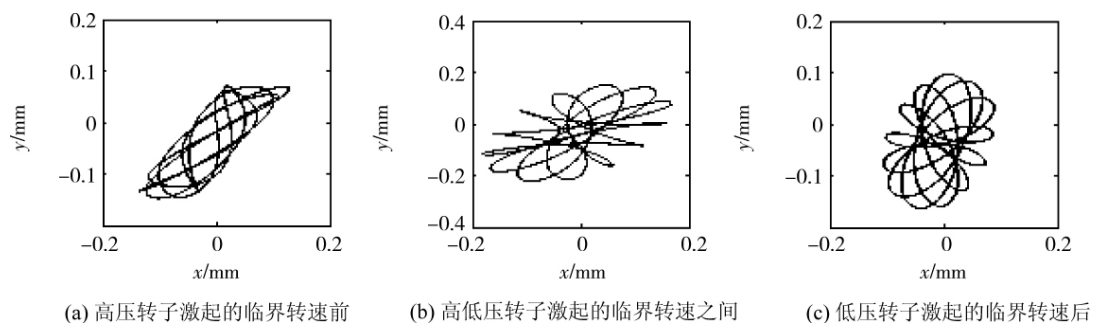


图7 反向旋转双转子系统的轴心轨迹

Fig. 7 Orbits plot of counter-rotating dual-rotor system

3 试验研究

3.1 试验设备

双转子系统的动力学响应试验在含挤压油膜阻尼器的双转子试验器上进行,试验器的外转子部分模拟高压转子,内转子部分模拟低压转子,如图8所示。双转子试验器可以进行内外转子同转和反转试验,另外,双转子试验器的支承结构动力参数可变,如支承刚度和支承阻尼等。

3.2 双转子试验器的拍振试验

设定低压转子转速不变(低压转子的转速为

1000 r/min),逐渐增加高压转子的转速,采集不同转速比时双转子系统的时间-位移数据。以低压转子的响应为例说明双转子系统的拍振响应,图9表示同向旋转双转子系统的时间-位移,图10表示反向旋转双转子系统的时间-位移。从图9(a)和图10(a)中,可以发现当转速比为1.1时,同向和反向旋转双转子系统的高低压转子的响应均有明显的拍振信号产生;随着转速比的增加,双转子系统的拍振响应越来越不明显,如图9(c)和图10(c)所示。对比图3和图4可知试验结果与前面的仿真结果是一致的。

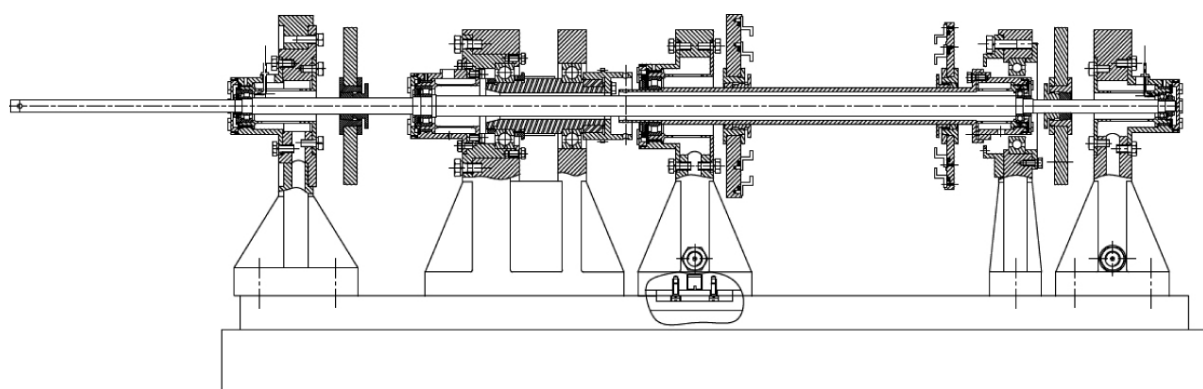


图8 双转子试验器剖面图

Fig. 8 Sectional drawing of dual-rotor rig

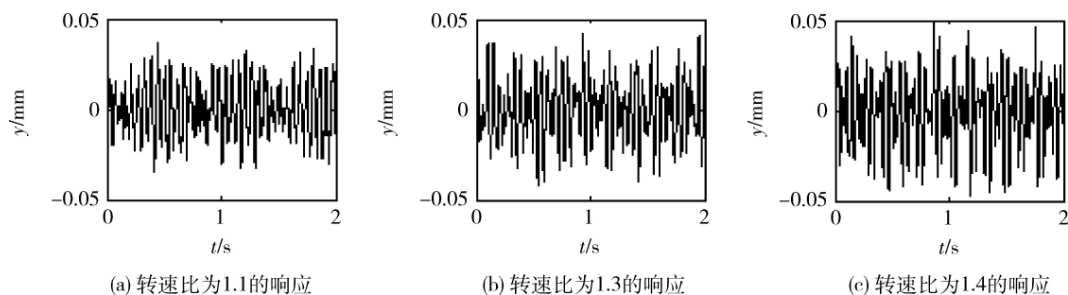


图9 同向旋转双转子系统拍振响应

Fig. 9 Beat vibration response of co-rotating dual-rotor system

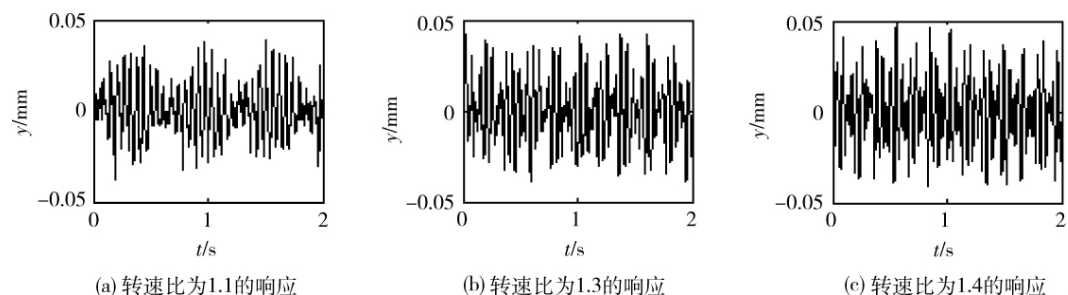


图10 反向旋转双转子系统拍振响应

Fig. 10 Beat vibration response of counter-rotating dual-rotor system

3.3 双转子试验器的轴心轨迹试验

为了对比研究同向旋转和反向旋转双转子系统转子的轴心轨迹,分别进行同向旋转和反向旋转,且转速比为1.6时的双转子试验,以低压转子的响应为例,进行对比分析,测试结果如图11和图12所示。

对比图11和图12可以看出:在由高压转子激起的第一阶临界转速前,由于滚动轴承的影响,低压转子的响应相对较复杂,如图11(a)和图12(a)所示,其中,同向旋转时低压转子转速为1675 r/min,反向旋转时为1250 r/min;双转子系统通过由高压转子激起第一阶临界转速,且未通过由

低压转子激起的第一阶临界转速时,同向旋转的双转子系统的轴心轨迹表现为“圆中套圆”状(低压转子转速为2250 r/min),反向旋转双转子系统的轴心轨迹为花瓣状(低压转子转速为2050 r/min),如图11(b)和图12(b)所示;双转子系统通过由低压转子激起的第一阶临界转速后,即通过两个一阶临界转速后,转子系统的响应与两个临界转速之间时总体上具有相似的规律,如图11(c)和图12(c)所示,其中同向旋转时,低压转子的转速为3150 r/min,反向旋转时为2940 r/min。对比图6与图11,图7和图12,可知试验与前面仿真的结果是一致的。

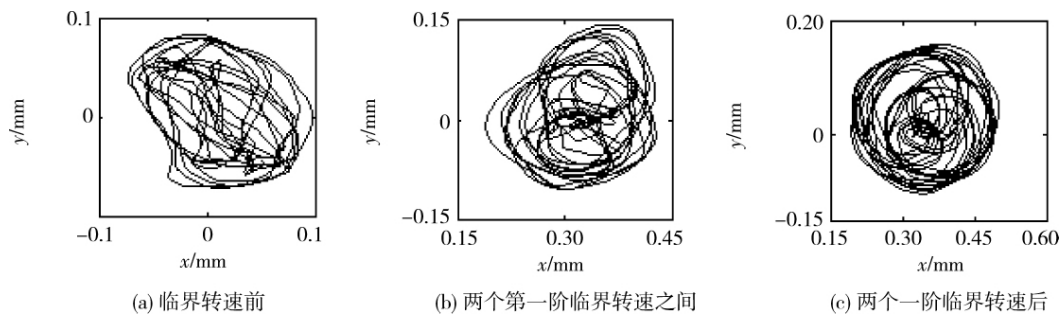


图11 同向旋转双转子系统的轴心轨迹

Fig. 11 Orbits plot of co-rotating dual-rotor system

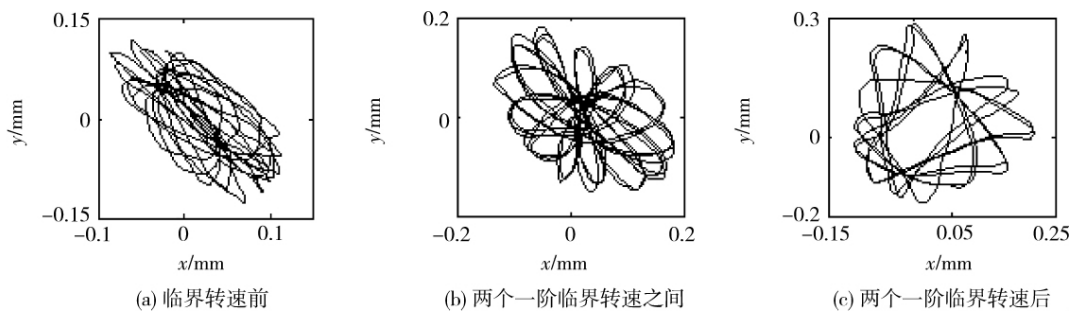


图12 反向旋转双转子系统的轴心轨迹

Fig. 12 Orbits plot of counter-rotating dual-rotor system

4 结 论

以双转子航空发动机为研究对象,建立了航空发动机双转子-滚动轴承耦合动力学模型,通过仿真计算,分析了同向和反向旋转双转子系统的拍振和轴心轨迹响应,并利用双转子试验器对仿真结果进行验证,通过以上研究,主要得出如下结论:

1) 同向和反向旋转双转子系统,在高低压转子转速比接近的时候,双转子系统的响应会出现拍振,随着转速比的增大,拍振响应逐渐消失,当

转速比大于1.3后,拍振响应已经不明显。

2) 同向和反向旋转双转子系统的轴心轨迹差异较大。同向旋转和反向旋转双转子系统在未通过高压转子激起的第一阶临界转速时,轴心轨迹比较复杂;通过由高压转子激起的第一阶临界转速或通过由低压转子激起的第一阶临界转速后,同向旋转双转子系统的轴心轨迹表现为“圆中套圆”状,而反向旋转双转子则表现为“花瓣”状。

参考文献:

[1] 陈光. 航空发动机结构设计分析[M]. 北京:北京航空航天大学

- 大学出版社, 2006.
- [2] 胡绚, 罗贵火, 高德平. 反向旋转双转子稳态响应计算分析与试验[J]. 航空动力学报, 2007, 22(7): 1044-1049.
HU Xuan, LUO Guihuo, GAO Deping. Numerical analysis and experiment of counter-rotating dual-rotor's steady-state response[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(7): 1044-1049. (in Chinese)
- [3] 罗贵火, 胡绚, 杨喜关. 反向旋转双转子系统非线性分析[J]. 振动工程学报, 2009, 22(3): 268-273.
LUO Guihuo, HU Xuan, YANG Xiguan. Nonlinear dynamic performance analysis of counter-rotating dual-rotor system[J]. Journal of Vibration Engineering, 2009, 22(3): 268-273. (in Chinese)
- [4] 冯国权, 岳承熙, 张连祥. 对转式双转子发动机特性分析[J]. 航空发动机, 1993, 19(5): 43-48.
FENG Guoquan, YUE Chengxi, ZHANG Lianxiang. Dynamic analysis of a two-spool engine with counter rotating rotors[J]. Aeroengine, 1993, 19(5): 43-48. (in Chinese)
- [5] Gupta K D, Gupta K, Athre K. Unbalance response of a dual rotor system; theory and experiment[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 1993, 115(4): 427-435.
- [6] Chiang H W D, Hsu C N, Tu S H. Rotor-bearing analysis for turbo machinery single- and dual-rotor systems[J]. Journal of Propulsion and Power, 2004, 20(6): 1096-1104.
- [7] 韩军, 高德平, 胡绚, 等. 航空发动机双转子系统的拍振分析[J]. 航空学报, 2007, 28(6): 1369-1373.
HAN Jun, GAO Deping, HU Xuan, et al. Research on beat vibration of dual-rotor for aero-engine[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2007, 28(6): 1369-1373. (in Chinese)
- [8] 胡绚, 罗贵火, 高德平. 航空发动机中介轴承的特性分析[J]. 航空动力学报, 2007, 22(3): 439-443.
HU Xuan, LUO Guihuo, GAO Deping. Performance analysis of aero-engine intershaft bearing[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(3): 439-443. (in Chinese)
- [9] 陈果. 转子-滚动轴承-机匣耦合系统的不平衡-碰摩耦合故障非线性动力学响应分析[J]. 航空动力学报, 2007, 22(10): 1771-1778.
CHEN Guo. Nonlinear dynamic response analysis of unbalance-rubbing coupling faults of rotor-ball bearing-stator coupling system[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(10): 1771-1778. (in Chinese)
- [10] 周海仑, 陈果, 李飞敏. 转子-滚动轴承耦合系统的转静碰摩故障分析与智能诊断[J]. 振动与冲击, 2008, 27(10): 90-94.
ZHOU Hailun, CHEN Guo, LI Feimin. Dynamic analysis and intelligent diagnosis for rubbing fault of a rotor-ball bearing coupled system[J]. Journal of Vibration and Shock, 2008, 27(10): 90-94. (in Chinese)
- [11] Fukata S, Gad E H, Kondou T, et al. On the radial vibration of ball bearings (computer simulation)[J]. Bulletin of the JSME, 1985, 28(239): 899-904.
- [12] Buscarello R T. Practical solutions to machinery and maintenance vibration problems[M]. 4th ed. Denver: Update International, 2002.