

发动机轴承装配条件对支承刚度的影响*

蒋云帆¹, 廖明夫², 陈静³, 曾瑶³, 石斌³, 洪亮³

(1. 西华大学航空航天学院 成都, 610039) (2. 西北工业大学动力与能源学院 西安, 710072)

(3. 中国航发四川燃气涡轮研究院 成都, 610500)

摘要 为探索航空发动机轴承装配条件对支承刚度的影响, 支撑发动机转子系统的动力学设计和整机振动控制, 在动力学方程的基础上, 建立了振动测试和理论计算相结合的支承刚度辨识方法, 并以某型航空发动机的五号支点轴承为对象, 试验研究了圆柱滚子轴承内、外环配合参数、锁紧螺母拧紧力矩等参数对支承刚度的影响规律。结果表明: 建立的支承刚度辨识方法准确可行; 轴承内、外环为过盈配合时, 过盈量增大, 支承刚度增大, 支承刚度对锁紧螺母拧紧力矩不敏感; 轴承内、外环为间隙配合时, 转子出现非线性共振, 支承刚度大幅度地随机跳动, 不符合线性条件假设。设计时应合理考虑轴承内、外环配合参数, 避免导致转子系统振动特性恶化。

关键词 航空发动机; 滚动轴承; 装配条件; 支承刚度

中图分类号 TH133.33

引言

高性能航空发动机的转子越来越轻柔, 转速越来越高, 负荷越来越大, 作为发动机转子系统的核心承力、传力部件, 轴承支承组件的刚度特性对发动机转子系统的动力学特性有着极大的影响。因此, 开展支承刚度的辨识对发动机转子动力学的计算、动力学优化设计和故障分析具有十分重要的意义。在以往的研究中, 文献[1-4]通过测试数据和理论推导相结合的方法求得支承刚度。Kim等^[5]以测试得到的不平衡响应与计算结果差值最小为目标, 利用优化算法获取支承刚度。文献[6-8]结合上述两种方法对支承刚度进行辨识。

实际上, 航空发动机的支承刚度是随着轴承装配条件的变化而变化的, 例如轴承内外环的配合参数、内外环锁紧螺母拧紧力矩等。然而, 在众多的研究中, 关于轴承装配条件对支承刚度影响的研究鲜见报道。因此, 笔者结合试验数据和理论计算, 建立了利用不平衡激振力和不平衡响应之间的矢量关系、力的传递关系以及转子的边界条件辨识支承刚度的方法, 试验研究了某型航空发动机轴承装配条件对支承刚度的影响, 为航空发动机的设计和装配提供支撑。

1 试验系统

图1是用于研究航空发动机轴承装配条件对支承刚度影响的试验平台。根据以往的设计经验^[9-12], 为保证试验结果具有参考价值, 该试验平台的设计遵循4个原则: ①试验轴承是某型发动机上使用的真实轴承; ②试验轴承的轴承座与真实发动机的轴承座结构相近; ③转子的动力学特性与某型发动机低压转子的动力学特性相似; ④转子的转动惯量和质量与发动机相近。从图1中可以看出, 轴承内、外环的配合参数的改变可通过更换不同的内、外环衬套实现, 内、外环锁紧螺母拧紧力矩可通过施加不同的力矩值改变。为避免内、外环衬套和另一端轴承的装配对试验结果产生影响, 内、外环衬套采用过盈配合, 过盈量为0.04~0.06 mm。试验过程中只改变试验轴承的装配条件, 陪试轴承不拆卸。

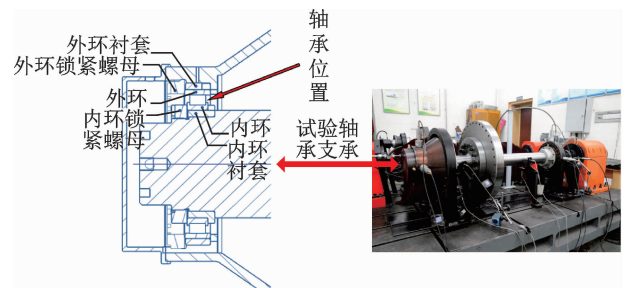


图1 试验平台

Fig. 1 Experiment platform

图 2 为测试系统简图。试验中,采用振动位移传感器(B&K IN-085)测量转子振动位移,振动速度传感器(B&K VS-080)测量支承振动速度,光电传感器(B&K P-84)测量转子转速。信号调理器用

于测试信号的调理,数据采集卡主要用于转速和振动信号的采集。用自行研制的航空发动机状态监测与故障诊断软件,作为信号的监测、记录和分析工具。

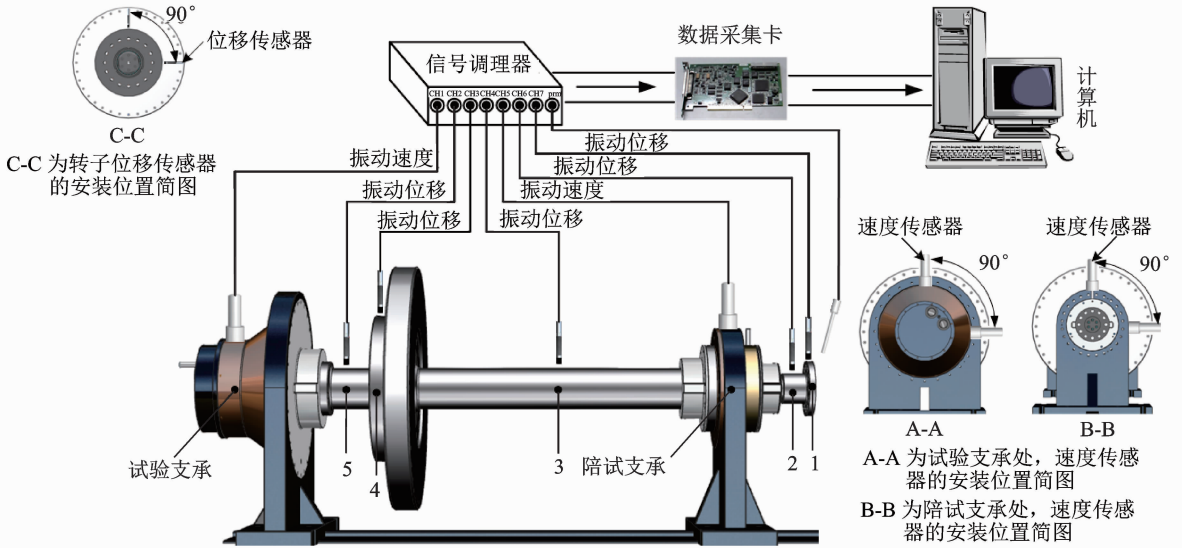


图 2 测试系统简图

Fig. 2 Sketch of testing system

2 转子支承刚度辨识方法

2.1 辨识原理

文中利用试验数据与传递矩阵在旋转坐标系下计算不平衡响应相结合的方法,对转子的支承刚度进行辨识。

图 3 为支承刚度的辨识原理。辨识过程中,首先应确定不平衡响应的幅值和相位,以及相应不平衡量的大小和位置。由于不平衡量沿转子轴向的分布无法确定,因此,试验中先测试不加配重时转子水平和竖直两个方向的不平衡响应幅值和相位,然后测试加配重后转子水平和竖直方向的不平衡响应幅值和相位,再将这两组测试数据进行矢量相减,得到所加配重激起的不平衡响应。该方法可排除转轴初始弯曲的影响,对两组测试数据进行矢量相减后,不平衡激振力与其激起的不平衡响应均为已知量。将不平衡力的幅值、相位以及不平衡响应的幅值和相位代入旋转坐标系下计算不平衡响应的传递矩阵,利用转子的不平衡响应计算公式反推转子的支承刚度。

利用测试数据辨识刚度时,如图 2 所示,转子右端(即测试截面 1 处)为驱动端,与驱动电机采用伞绳传动的软连接方式;左端为自由端。计算中,可将转子左端和右端的边界条件均按自由端的边界条件进行处理。

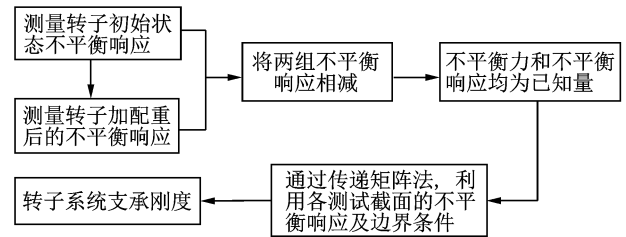


图 3 转子系统支承刚度辨识原理

Fig. 3 Identification principle of support stiffness of rotor system

测试截面 1 在旋转坐标系下的状态向量为 $[x \ \theta_y \ 0 \ 0 \ y \ \theta_x \ 0 \ 0 \ 1]^T_1$,测试截面 2 状态向量为 $[x \ \theta_y \ M_y \ Q_x \ y \ \theta_x \ M_x \ Q_y \ 1]^T_2$ 。文中的状态向量为复向量,即包含幅值和相位信息。测试截面 1 与测试截面 2 的状态向量之间的关系为

$$[x \ \theta_y \ M_y \ Q_x \ y \ \theta_x \ M_x \ Q_y \ 1]^T_2 = \mathbf{H}[x \ \theta_y \ 0 \ 0 \ y \ \theta_x \ 0 \ 0 \ 1]^T_1 \quad (1)$$

其中: \mathbf{H} 为测试截面 1 与测试截面 2 之间的传递矩阵,两测试截面之间为阶梯轴,其几何参数和材料参数均为已知量,因此,矩阵 \mathbf{H} 中各元素都是已知的。

利用式(1)可得方程组

$$\begin{cases} H_{11}x_1 + H_{12}\theta_{y_1} + H_{15}y_1 + H_{16}\theta_{x_1} + H_{19} = x_2 \\ H_{51}x_1 + H_{52}\theta_{y_1} + H_{55}y_1 + H_{56}\theta_{x_1} + H_{59} = y_2 \end{cases} \quad (2)$$

式(2)中 x_1, y_1, x_2 和 y_2 均可测量得到; θ_{x_1} 和 θ_{y_1} 为未知量,方程数与未知数个数相等,联立求解

即可得到 θ_{x_1} 和 θ_{y_1} 。

轮盘处的状态向量为 $[x \ \theta_y \ M_y \ Q_x \ y \ \theta_x \ M_x \ Q_y \ 1]^T$ ，测试截面1和测试截面4状态向量之间的关系为

$$[x \ \theta_y \ M_y \ Q_x \ y \ \theta_x \ M_x \ Q_y \ 1]^T_4 = \mathbf{PB}_1\mathbf{I}[x \ \theta_y \ 0 \ 0 \ y \ \theta_x \ 0 \ 0 \ 1]^T_1 \quad (3)$$

其中： \mathbf{I} 为测试截面1与陪试支承之间的传递矩阵； \mathbf{B}_1 为陪试支承的传递矩阵； \mathbf{P} 为陪试支承与测试截面4之间的传递矩阵。

如前所述， \mathbf{I} 和 \mathbf{P} 均为已知矩阵。由于 x_4 和 y_4 均为测量得到，利用式(3)对状态向量的第1行和第5行列方程即可解得陪试支承刚度 $S1_x$ 和 $S1_y$ 。

对试验支点进行刚度辨识时，可以利用转子右端测得的边界条件和转子左端的边界条件，通过计算不平衡响应的传递矩阵法对整个转子系统列动力学方程。

$$[x \ \theta_y \ 0 \ 0 \ y \ \theta_x \ 0 \ 0 \ 1]^T_n = \mathbf{NB}_2\mathbf{J}[x \ \theta_y \ 0 \ 0 \ y \ \theta_x \ 0 \ 0 \ 1]^T_1 \quad (4)$$

其中： \mathbf{N} 为试验支点后一站点到转子左端的传递矩阵，为已知量； \mathbf{J} 为转子右端到试验支点前一站点的传递矩阵，由于陪试支承的刚度已辨识得到，因此传递矩阵 \mathbf{J} 中的各元素均为已知量； \mathbf{B}_2 为试验支承的传递矩阵。

选择公式(4)的第3行和第7行联立列方程组即可得到试验支点支承刚度 $S2_x$ 和 $S2_y$ 。

2.2 测试数据处理方法

准确测量不平衡响应的幅值和相位是确保正确辨识支承刚度的关键。因此，采用同步整周期采集模式，使用正峰点相位，即测点逆着旋转方向转过相位角即得振动高点^[13]。整周期采集的采样频率动态跟踪转速变化，在每周周期采样点数不变的情况下采样间隔均匀，所采信号周期完整，可减少傅里叶变换时的频谱泄露^[14]。利用电涡流位移传感器测量转子水平和垂直方向振动位移，将傅里叶变换后的基频振动幅值和相位代入传递矩阵法计算模型进行支承刚度解算。

由于计算模型在旋转坐标系下建立，因此，为便于计算，以粘贴光电传感器感光纸的位置为旋转坐标系的横坐标，将横坐标沿转子转动方向旋转 90° 取为旋转坐标系的纵坐标，将测量转速的光电传感器对准水平方向，如图4所示，保证测量的起始时刻旋转坐标系与固定坐标系重合。

假设水平方向一阶幅值和一阶相位分别为 A_1 ， φ_1 ，垂直方向为 A_2 ， φ_2 ，即测试开始时，振动高点与水平和垂直位置的夹角分别为 φ_1 和 φ_2 ，如图5所

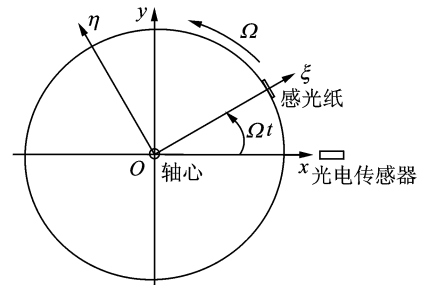


图4 坐标系

Fig. 4 Coordinate system

示。图中实线为转子实际轴心轨迹，虚线为高点的振动矢量圆。在旋转坐标系下，对于水平方向，高点的振动矢量始终为 $A_1 e^{-j\varphi_1}$ ；对于垂直方向，高点振动矢量始终为 $A_2 e^{-j(\varphi_2 - 90^\circ)}$ ，负号表示相位角的取法与旋转方向相反。

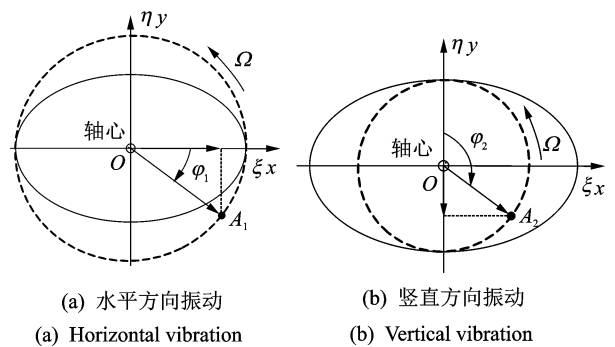


图5 水平和垂直方向振动

Fig. 5 Horizontal and vertical vibration

经过上述处理后，将转子的振动位移信号和不平衡量表达为复数形式，即可代入旋转坐标系下的不平衡响应计算公式进行刚度解算^[13]，即

$$\begin{cases} x = A_1 \cos(-\varphi_1) + jA_1 \sin(-\varphi_1) = A_1 \cos\varphi_1 - jA_1 \sin\varphi_1 \\ y = A_2 \sin\left[-\left(\varphi_2 - \frac{\pi}{2}\right)\right] + jA_2 \cos\left[-\left(\varphi_2 - \frac{\pi}{2}\right)\right] = \\ \quad A_2 \cos\varphi_2 + jA_2 \sin\varphi_2 \\ U = \Delta m r \omega^2 = \Delta m \omega^2 r (\cos\varphi - j\sin\varphi) \end{cases} \quad (5)$$

其中： x 和 y 分别为转子的水平和垂直方向振动位移信号； U 为转子不平衡量。

3 试验结果及讨论

以某型发动机5号支点轴承为对象，试验研究了轴承内、外环配合关系和锁紧螺母拧紧力矩等装配条件对支承刚度的影响。

3.1 外环装配条件对支承刚度影响

外环装配条件对支承刚度影响的主要试验参数为外环的配合关系以及外环锁紧螺母拧紧力矩,其选取遵循低于发动机设计值、发动机设计值和高于发动机设计值的原则。试验过程中,外环配合关系分别为“间隙+0.05”、“大过盈-0.045”和“小过盈-0.006”;每种配合关系下,外环锁紧螺母力矩分别取值 299.7,621.6 和 1 110 N·m。其中,小过盈配合和外环锁紧力矩 621.6 N·m 是发动机目前采用的装配工艺参数。为避免内环装配条件的影响,内环配合关系依据发动机设计要求选定为过盈配合,过盈量采用发动机设计值,为 0.05 mm;内环锁紧螺母拧紧力矩采用发动机设计值,为 666 N·m。

外环配合关系对支承刚度的影响如图 6 所示。图中给出了 3 种外环配合关系下,轴承外环锁紧螺母拧紧力矩为 621.6 N·m 时,支承刚度随转速的变化及其相对关系。由图可知,某型机 5 号支点头轴承外环配合关系对支承刚度的影响较大,外环为过盈配合时,过盈量越大,支承刚度越大。刚度辨识过程以小过盈配合为例,试验中,在图 2 所示的测试截面 4 即轮盘处的 90°相位角施加 20 g·cm 不平衡量,将施加不平衡量后的不平衡响应与施加不平衡量前的不平衡响应矢量相减,得到测试截面 1、测试截面 2 和测试截面 4 的不平衡响应波德图分别如图 7~9 所示。将图中的不平衡响应幅值和相位按前述辨识方法进行计算,便可得到各转速下的支承刚度。

另外,由图 6 可见,外环为间隙配合时,支承刚度测试数据跳动较大,刚度曲线在大过盈配合和小过盈配合之间来回穿梭,无规律可循。究其原因,由图 10 所示的外环不同配合关系下的转子振动位移瀑布图可知,当轴承外环为间隙配合时,如图 10(c)所示,转子的振动信号中存在一条共振线,即振动信号中始终存在次谐波和超次谐波振动,该共振线的频率为转子系统的 1 阶临界转速,反映了在全转速

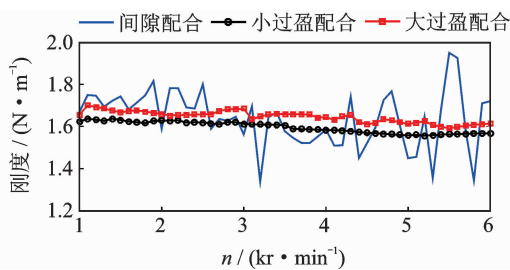


图 6 外环配合关系对支承刚度的影响

Fig. 6 Influence of outer ring fit on support stiffness

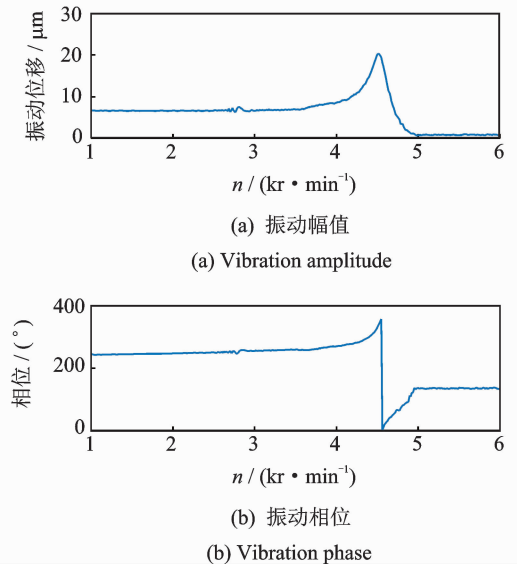


图 7 测试截面 1 不平衡响应波德图

Fig. 7 Bode diagram of unbalance response in test section 1

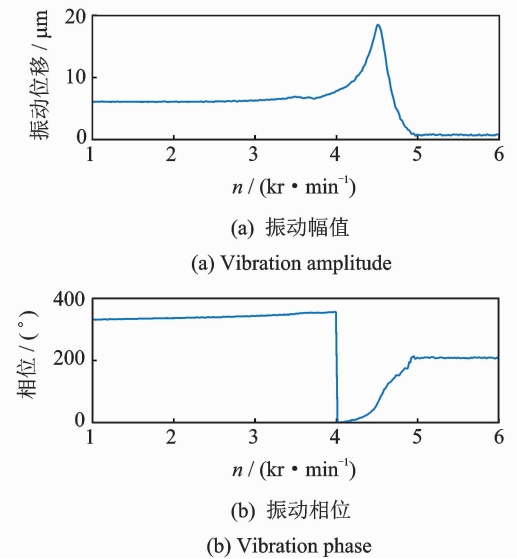


图 8 测试截面 2 不平衡响应波德图

Fig. 8 Bode diagram of unbalance response in test section 2

工作范围内,转子系统的 1 阶临界始终被激起,共振转速增多。此时,支承的刚度特性已不符合线性条件假设,而是与支承当前的结构参数、装配参数和工况相关。因此,线性条件下的刚度辨识不再适用。由图 10(a,b)可知,当轴承外环改为过盈配合后,上述现象消失,支承刚度符合利用不平衡响应进行辨识的基本条件。

图 11 显示了在 3 种外环锁紧螺母拧紧力矩下,轴承外环为小过盈配合时,支承刚度随转速的变化及其相对关系,即反映了轴承外环锁紧螺母拧紧力矩对支承刚度的影响。可以看出,不同力矩下支承

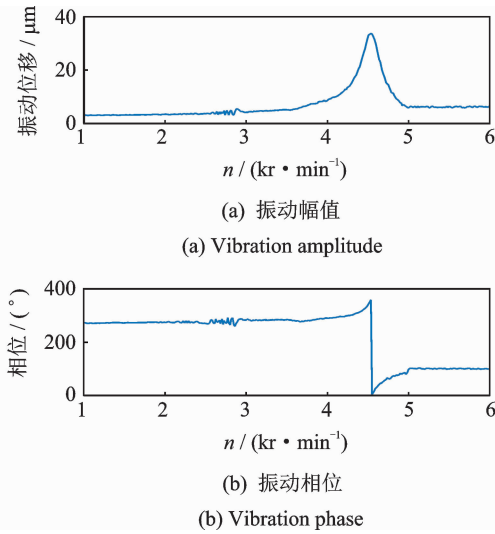


图9 测试截面4不平衡响应波德图

Fig.9 Bode diagram of unbalance response in test section 4

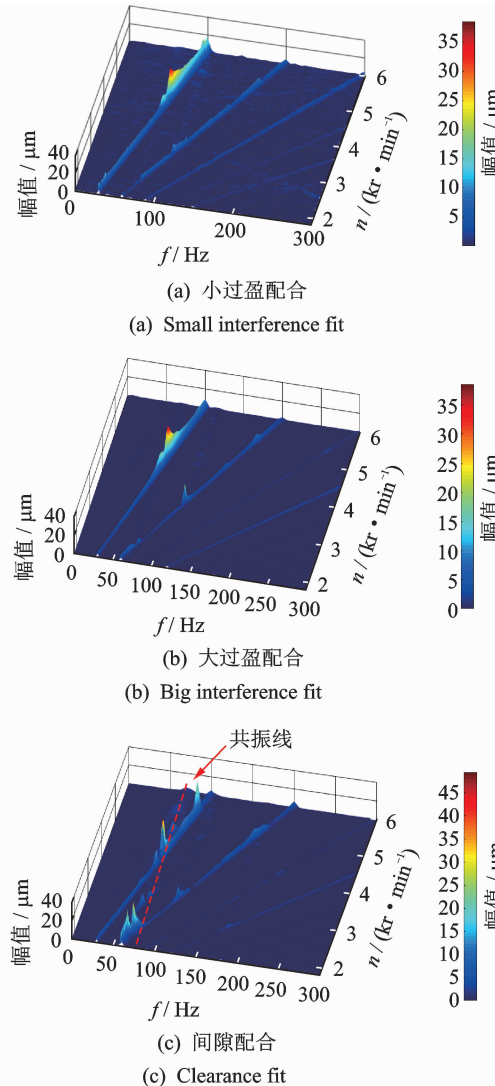


图10 转子振动位移瀑布图

Fig.10 Waterfall diagram of rotor vibration displacement

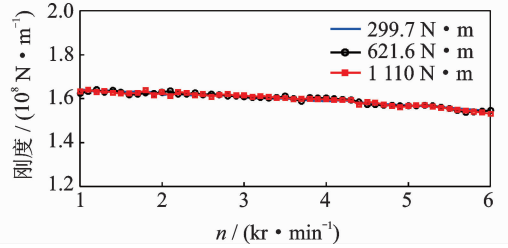


图11 外环锁紧螺母拧紧力矩对支承刚度的影响

Fig.11 Influence of tightening torque of outer ring lock-nut on supporting stiffness

拧紧力矩不敏感。

3.2 内环装配条件对支承刚度影响

内环装配条件对支承刚度影响的主要试验参数为内环的配合关系以及内环锁紧螺母拧紧力矩。试验过程中,内环配合关系分别为“大过盈-0.05”、“小过盈-0.014”、“大间隙+0.04”和“小间隙+0.015”;每种配合关系下,内环锁紧螺母力矩分别取值399.6,666.0和1221.0 N·m。其中,大过盈和内环锁紧力矩666.0 N·m是发动机目前采用的装配工艺参数。为避免外环装配条件的影响,根据外环装配条件试验结果,外环采用过盈配合,过盈量为0.03 mm;外环锁紧螺母拧紧力矩采用发动机设计值,为621.6 N·m。

图12显示了4种内环配合关系下,轴承外环锁紧螺母拧紧力矩为666.0 N·m时,支承刚度随转速的变化及其相对关系,反映了内环配合关系对支承刚度的影响。由图可见,某型机5号支点轴承内环配合关系对支承刚度的影响较大,内环配合关系为过盈配合时,过盈量越大,支承刚度越大。

另外,从图12中可以看出,内环与轴为间隙配合时,支承刚度测试数据跳动较大,无规律可循。这主要是因为,由图13所示的内外不同配合关系下的转子振动位移瀑布图可知,与外环试验相似,当轴承内环与轴为间隙配合时,如图13(c~d)所示,转子

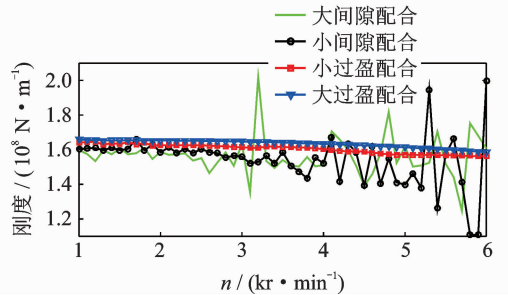


图12 内环配合关系对支承刚度的影响

Fig.12 Influence of inner ring fit on support stiffness

的刚度曲线重合度较高,支承刚度对外环锁紧螺母

的振动信号中同样存在频率为转子系统 1 阶临界转速的共振线,转子系统的 1 阶临界始终被激起,支承的刚度特性不再符合线性条件假设,线性条件下的刚度辨识不再适用。如图 13(a~b)可知,当轴承内环改为过盈配合后,上述现象消失,支承系统刚度满足利用不平衡响应进行辨识的基本条件。

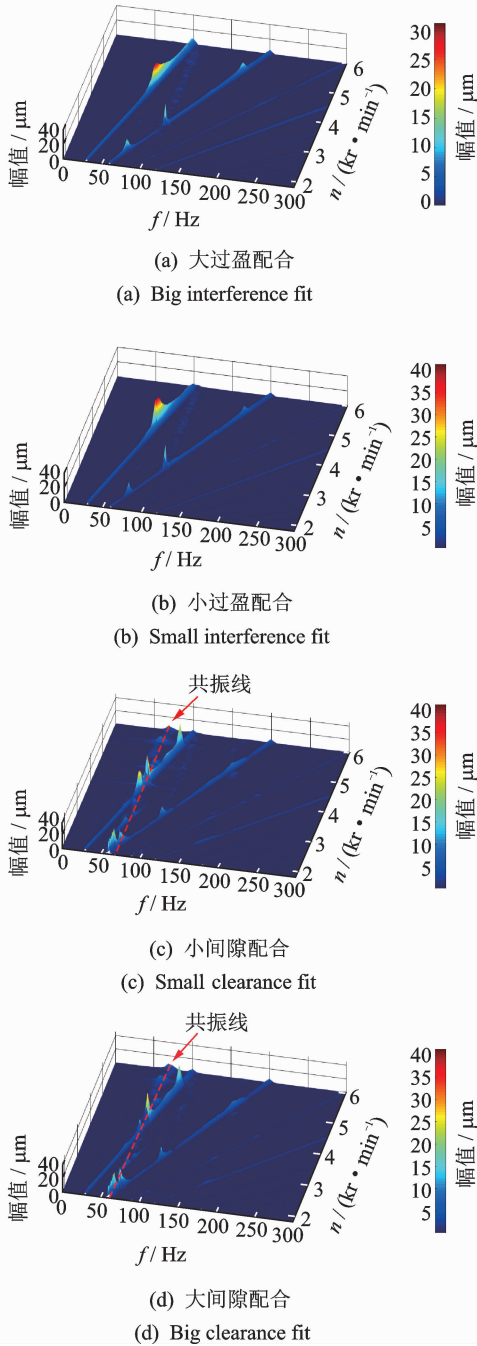


图 13 转子振动位移瀑布图

Fig. 13 Waterfall diagram of rotor vibration displacement

图 14 显示了 3 种内环锁紧螺母拧紧力矩下,轴承内环为小过盈配合时,支承刚度随转速的变化及其

相对关系,反映了内环锁紧螺母拧紧力矩对支承刚度的影响。可以看出,不同力矩下支承的刚度曲线重合度较高,支承刚度对内环锁紧螺母拧紧力矩不敏感。

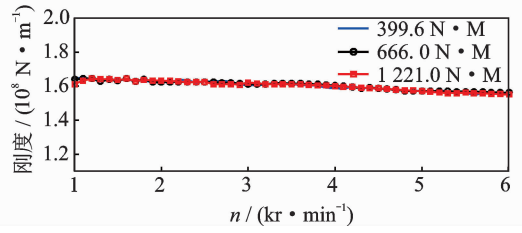


图 14 内环锁紧螺母拧紧力矩对支承刚度的影响

Fig. 14 Influence of tightening torque of inner ring lock-nut on supporting stiffness

3.3 试验结果验证

将辨识得到的支承刚度代入试验器转子系统动力学特性计算模型,计算试验器临界转速和振型,并与实测结果进行比较,验证刚度辨识方法的正确性以及刚度辨识结果的准确性,确保试验结果真实可信。

图 15 显示了外环锁紧螺母拧紧力矩对转子系统临界转速影响的试验结果。图 16 中的实测振型为沿转子轴线布置的电涡流位移传感器测得的转子振型。将不同外环锁紧螺母拧紧力矩下辨识得到支承刚度代入转子动力学计算模型,计算试验器临界转速及振型,临界转速计算结果如表 1,计算振型与实测振型对比如图 16 所示。其中,辨识得到的陪试支承的刚度为 $8 \times 10^7 \text{ N/m}$,试验支承的刚度如图 11 所示。

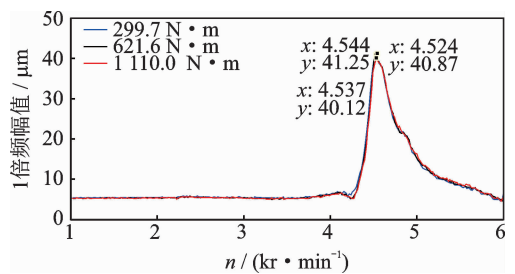


图 15 试验器测试临界转速

Fig. 15 Critical speed obtained by the test

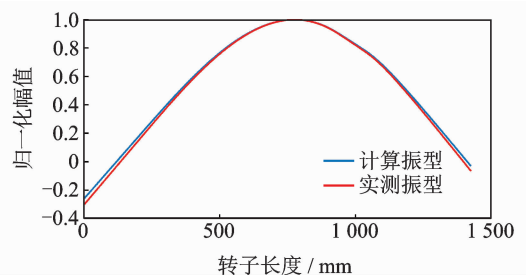


图 16 计算振型与实测振型对比

Fig. 16 Comparison of calculated and measured modes of vibration

从表1中可以看出,将辨识得到的支承刚度代入计算模型得到的临界转速,与实测临界转速之间相差不到实测临界转速值的1%。由图16可以看出,计算振型与实测振型吻合较好。表明提出的支承刚度辨识方法可行,辨识出的支承刚度可信;得到的轴承装配条件对支承刚度的影响规律是可靠的。

表1 临界转速对比

Tab. 1 Comparison of critical speed

实测临界转速/ ($r \cdot \text{min}^{-1}$)	计算临界转速/ ($r \cdot \text{min}^{-1}$)	相对误差/ %
4 544	4 560	0.35
4 537	4 555	0.40
4 524	4 542	0.40

4 结 论

1) 建立的支承刚度辨识方法准确可行,试验结果能有效反应轴承内、外环配合关系、锁紧螺母拧紧力矩等参数对支承刚度的影响,对同类试验研究具有重要的参考价值。

2) 轴承内、外环配合关系对支承影响较大,内、外环过盈配合量增大,支承刚度增大;设计时应考虑轴承配合关系对转子系统临界转速、不平衡响应等动力学特性的影响。

3) 支承刚度对轴承内、外环锁紧螺母拧紧力矩不敏感,设计时可不予考虑。

4) 轴承内、外环为间隙配合时,转子系统始终存在次谐波振动和超次谐波振动,共振转速增多,支承的刚度特性已不符合线性条件假设,线性条件下的刚度辨识不再适用。

参 考 文 献

- [1] BURROWS C R, SAHINKAYA M N. Parameter estimation of multi-mode rotor-bearing[J]. Mathematical and Physical Sciences, 1982, 379(1777): 367-387.
- [2] EDWARDS S, LEES A W, FRISWELL M I. Experimental identification of excitation and support parameters of a flexible rotor-bearing-foundation system from a single run-down[J]. Journal of Sound and Vibration, 2000, 232(5): 963-992.
- [3] TIWARI R, LEES A W, FRISWELL M I. Identification of speed-dependent bearing parameters[J]. Journal of Sound and Vibration, 2002, 254(5): 967-986.
- [4] HAN Q K, YAO H L, WEN B C. Parameter identifications for a rotor system based on its finite element model and with varying speeds[J]. Acta Mechanica Sinica, 2010, 26(2): 299-303.
- [5] KIM Y H, YANG B S, TAN C C. Bearing parameter identification of rotor - bearing system using cluste-

ring-based hybrid evolutionary algorithm[J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2007, 33(6): 493-506.

- [6] STEFFEN J V, ASSIS E G. Parameter Identification in Rotor Bearing Systems[C]//Proceedings of the 17th International Modal Analysis Conference. Kissimmee Florida, USA: Society for Experimental Mechanics, 1999: 1000-1006.
- [7] ASSIS E G, STEFFEN J V. Inverse problem techniques for the Identification of rotor-bearing systems [J]. Inverse Problems in Engng, 2003, 11(1): 39-53.
- [8] 金路. 航空发动机转子系统动力学优化设计方法研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2013.
- [9] JIANG Y F, LIAO M F, WANG S J. The design of counter-rotating dual-rotor experimental apparatus [C]// Proceeding of 4th International Symposium on Jet Propulsion and Power Engineering (ISJPPE 2012). Xi'an, China: Northwestern Polytechnical University Press, 2012,9: 467-472.
- [10] 王四季, 廖明夫. 带弹支干摩擦阻尼器的转子振动控制策略和方法[J]. 航空动力学报, 2011, 26(10): 2214-2219.
WANG Siji, LIAO Mingfu. Control strategy and methods of rotor system by an elastic support/dry friction damper[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(10): 2214-2219. (in Chinese)
- [11] 王四季, 廖明夫, 杨伸记. 主动式弹支干摩擦阻尼器控制转子振动的实验[J]. 航空动力学报, 2007, 22(11): 1893-1897.
WANG Siji, LIAO Mingfu, YANG Shenji. Experimental investigation on rotor vibration control by elastic support/dry friction damper[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(11): 1893-1897. (in Chinese)
- [12] 廖明夫, 马振国, 邓巍. 某型航空发动机中介轴承外环故障振动分析[J]. 航空动力学报, 2011, 26(11): 2422-2426.
LIAO Mingfu, MA Zhenguo, DENG Wei. Vibration analysis on turbofan engine intershaft bearing with outer race defect[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(11): 2422-2426. (in Chinese)
- [13] 钟一谔. 转子动力学[M]. 北京: 清华大学出版社, 1987: 293, 165-169.
- [14] 廖明夫. 转子动力学基础[M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2004: 92-95.



第一作者简介: 蒋云帆, 男, 1986年11月生, 博士、高级工程师。主要研究方向为航空发动机结构动力学、发动机状态监测与故障诊断。曾发表《航空发动机转子扭振测量新方法》(《振动、测试与诊断》2013年第33卷第3期)等论文。

E-mail: yunfanj@163.com

