

基于模型确认的非线性转子支承系统建模方法

杨 稀, 闫 述, 王浩然, 赵永刚
(中国航发沈阳发动机研究所, 沈阳 110015)

摘要: 为了建立能够准确反映转子支承系统真实结构的数学模型, 提出基于模型确认辨识转子系统非线性支承刚度参数, 并建立转子支承系统的非线性动力学模型的方法。采用自由状态下的转子模态测试数据对转子模型进行修正与确认, 建立准确的转子模型。在此基础上, 对转子支承系统开展低幅值激励的模态测试, 辨识其线性支承刚度参数, 从而建立转子支承系统的底层线性模型。对转子支承系统开展不同激励水平下的恒位移振动测试, 确定支承非线性刚度的函数形式, 并进一步识别支承非线性刚度参数, 最终建立转子支承系统的非线性动力学模型。设计加工了考虑非线性支承因素的转子系统, 采用该方法建立的转子支承系统底层线性模型, 与实际结构的模态频差在 5% 以内, 模态置信准则 (MAC) 值在 0.89 以上, 具有良好的相关性; 进一步建立转子支承系统的非线性动力学模型, 将模型预测的响应与转动试验数据进行对比, 结果表明: 所提出的方法能够基本准确地反映真实结构的非线性动力学特性。

关键词: 转子支承系统; 非线性支承; 振动测试; 非线性参数识别; 非线性建模; 模态置信准则; 航空发动机

中图分类号: V231.9

文献标识码: A

doi: 10.13477/j.cnki.aeroengine.2025.01.022

A Nonlinear Modeling Method for a Rotor-Support System Based on Model Validation

YANG Xi, YAN Shu, WANG Hao-ran, ZHAO Yong-gang

(AECC Shenyang Engine Research Institute, Shenyang 110015, China)

Abstract: To establish a mathematical model that accurately reflects the real structure of the rotor-support system, a method based on model validation was proposed to identify the nonlinear support stiffness parameter and establish the nonlinear dynamic model for a rotor-support system. An accurate rotor model was established by using free-state rotor modal test data to modify and validate the rotor model. On this basis, low amplitude excitation modal tests were carried out on the rotor-support system to identify the linear support stiffness parameters, thereby the underlying linear model for the rotor-support system was established. The constant displacement vibration tests under different excitation levels were carried out on the rotor-support system to determine the functional form of the nonlinear support stiffness and further identify the nonlinear support stiffness parameters. Finally, the nonlinear dynamic model for the rotor-support system was established. A rotor system considering nonlinear support factors was designed and fabricated, and vibration tests were conducted, the model-predicted responses were compared with test data, the results show that for the established linear model, the modal frequency differences are within 5%, and the Modal Assurance Criterion (MAC) values are above 0.89, showing good correlations; the established nonlinear model can accurately reflect the nonlinear dynamic characteristics of the real structure.

Key words: rotor-support system; nonlinear support; vibration test; nonlinear parameter identification; nonlinear modeling; Modal Assurance Criterion; aeroengine

0 引言

在航空发动机转子动力学设计分析中, 需要将实际的发动机转子-支承系统模型化, 使其既能准确反映系统的动力学特性, 又适合开展仿真分析。实际的转子支承系统广泛存在如弹性支承结构、挤压油膜阻

尼器等局部非线性因素, 导致非线性动力学问题日益突出。传统的结构动力学设计将非线性因素进行线性化近似或视为不确定性处理^[1-3]已经难以满足需求, 需要提出新的考虑非线性因素的结构动力学设计方法^[4]。在此过程中, 准确、可靠地识别转子支承系统的非线性参数并建立正确的数学模型是至关重要的。

收稿日期: 2023-09-15 基金项目: 航空动力基础科研项目资助

作者简介: 杨稀 (1992), 女, 硕士, 工程师。

引用格式: 杨稀, 闫述, 王浩然, 等. 基于模型确认的非线性转子支承系统建模方法[J]. 航空发动机, 2025, 51(1): 151-157. YANG Xi, YAN Shu, WANG Haoran, et al. A nonlinear modeling method for a rotor-support system based on model validation[J]. Aeroengine, 2025, 51(1): 151-157.

由于结构中非线性的多样性和复杂性,非线性系统辨识历来是一项极具挑战性的研究工作。国内外研究人员提出了大量方法用于非线性的检测、定位、类型判定、函数形式确定、非线性参数估计、非线性模型修正等。Kerschen等^[5]和Noel等^[6]对这些研究工作进行了系统综述。每种方法各有优缺点,目前结构动力学中非线性系统辨识尚无统一的方法。焦映厚等^[7]综述了非线性转子动力学的研究现状,提出研究非线性参数识别、建模和重构为非线性转子动力学的发展趋势之一。随着模态测试技术在机械工程中的广泛应用,已经发展了大量成熟的软硬件工具。李勋等^[8]浅析了锤击法在航空发动机部件模态试验中的应用;宁宝奇等^[9]基于时域共振方法开发了轴流叶片的模态特性测试系统;充分利用模态测试数据进行非线性系统辨识具有重要工程价值;Ewins等^[10]和Carri等^[11]扩展了模态测试技术用于带有局部非线性的机械结构,并将该方法分为准备、测试与识别以及验证与确认3个阶段;张根辈等^[12]提出基于模态测试数据识别结构的非线性刚度和阻尼参数;Cooper等^[13]进一步发展了模态测试技术,引入了模型修正和确认的思想。该方法主要基于模态测试数据对非线性系统进行辨识、修正、验证、确认,以建立能够反映结构局部非线性特征的有效模型,但是相关方法在非线性转子系统中应用较少。

杨稀等^[14]针对非线性转子系统,提出了基于恒位移测试的转子系统非线性支承刚度参数辨识方法并进行了仿真验证。本文在此基础上,进一步将模型确认思想融入该方法,提出了基于模型确认的非线性转子支承系统建模方法,并开展试验验证了该方法的有效性。

1 转子支承系统的非线性建模方法

以典型的含局部支承刚度非线性因素的单转子系统为例,其动力学方程为

$$M\ddot{x} + D\dot{x} + Kx + g(x, \dot{x}) = F \sin(\omega t) \quad (1)$$

式中: M 为质量矩阵; K 为刚度矩阵; $D=C+\Omega G$,其中, C 为阻尼矩阵, Ω 为转轴旋转速度, G 为陀螺力矩矩阵; $g(x, \dot{x})$ 为转子支承处的非线性因素; $F \sin(\omega t)$ 为外激励。

由于难以实现对转子支承系统不平衡激励的准确测量和幅值控制,本文仅考虑在静止状态下开展转

子的非线性支承刚度参数辨识工作,并进一步建立转子支承系统的非线性模型。

本文提出的转子支承系统的非线性参数辨识及建模流程如图1所示。从图中可见,步骤I为在低幅值激励下,含局部非线性因素的实际转子支承结构一般表现出微弱的非线性现象,可近似视为线性结构。在此基础上,可利用成熟的模态测试技术及线性模型确认理论建立其底层线性动力学模型;步骤II为通过非线性振动测试确定局部非线性因素的位置、类型和函数形式,并进一步开展相应的非线性参数辨识工作,以准确、可靠地描述转子支承系统的非线性特征,最终建立其非线性动力学模型。下面将对上述步骤的具体内容进行详细阐述。

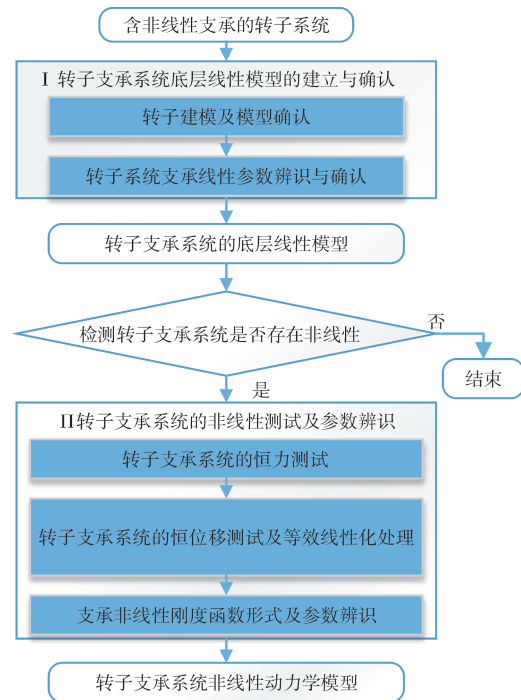


图1 转子支承系统非线性刚度参数识别及建模流程

1.1 转子支承系统底层线性模型的建立与确认

建立转子支承系统的底层线性模型,主要包括2个步骤。

(1)对自由状态的转子进行模态测试。利用模态测试数据,对转子的仿真模型进行修正与确认,即通过调整部分模型参数使转子结构的仿真模态与试验模态的差异达到可接受的水平^[15];

(2)对转子支承系统进行低幅值激励的模态测试,利用模态测试数据和线性模型确认方法,辨识和确认转子支承系统的线性支承刚度参数,建立转子支承系统的底层线性模型。

1.2 转子支承系统的非线性测试及参数辨识

转子支承系统的非线性参数辨识包括 3 个步骤。

(1) 保持激励力幅值恒定,对转子支承系统进行多组不同激励水平的正弦扫频振动测试,获取其频响函数,即恒力振动测试。

(2) 采用分段样条多项式法,将恒力振动测试结果转换为恒位移振动测试结果,并进一步得到测试刚度随位移响应幅值变化的关系。

(3) 基于测试刚度随位移响应幅值变化的关系,确定支承非线性刚度的函数表征形式,结合等效线性化理论,可进一步辨识转子系统的支承非线性刚度参数,最终建立转子支承系统的非线性动力学模型。

1.3 转子支承系统的恒位移测试

恒位移测试是指调整正弦激振力的幅值,使结构位移响应幅值保持恒定的正弦扫频振动测试。恒位移测试的难点是如何在不同频率下调整正弦激励幅值,以保持结构的稳态响应位移幅值恒定。一般来说,开展恒位移振动测试需要专用的激振器反馈控制装置。本文提出了一种利用分段样条插值多项式将恒力测试结果转换成恒位移测试结果的方法。该方法不需要专用的激振器反馈控制,具有简单、易操作的特点。

在非线性结构的恒力测试中,由于非线性因素的影响,不同频率 ω_i 下的结构稳态响应幅值与正弦激励幅值之间一般呈非线性单调递增关系,如图 2 所示。

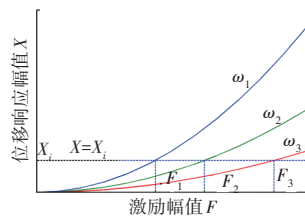


图 2 位移响应幅值与激励幅值的一般关系

从图中可见,在频率 ω_i 处,位移响应幅值 X 和激励幅值 F 之间的关系为

$$X = f(F, \omega_i) \quad (2)$$

$$F = f^{-1}(X, \omega_i) \quad (3)$$

当结构的初始条件为零时,给定激励幅值 F_i ,则位移响应幅值 X_i 为

$$X_i = f(F_i), \quad \omega = \omega_i \quad (4)$$

反之,当位移响应幅值 X_i 给定时,由式(4)亦可得到对应的激励幅值 F_i 为

$$F_i = f^{-1}(X_i), \quad \omega = \omega_i \quad (5)$$

在实践中,上述函数可以通过分段样条插值多项式生成。类似地,正弦激励与稳态响应之间的相位差

Φ ,随激励幅值增加亦呈单调递增或单调递减趋势。因此,对于任意给定稳态响应水平的恒位移测试,在频率 ω_i 处所需的正弦激励幅值 F_i 以及正弦激励与稳态响应之间的相位差 Φ_i 都可以在恒力振动测试数据的基础上,采用分段样条插值多项式法进行插值计算获得。

1.4 基于等效线性化理论的非线性参数辨识方法

对转子支承系统的支承非线性刚度因素进行等效线性化处理,旨在建立测试支承刚度与稳态响应位移幅值的关联,以便进一步确定支承非线性刚度的函数表征形式并识别关键的非线性刚度参数。

以单自由度非线性系统为例,介绍等效线性化处理的一般过程为

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx + g(x, \dot{x}) = F \sin(\omega t) \quad (6)$$

式中: m 为质量; c 为阻尼; k 为刚度; $g(x, \dot{x})$ 为刚度非线性因素。

将式(6)中的刚度项合并得到

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + f_s(x) = F \sin(\omega t) \quad (7)$$

式中: $f_s(x)$ 包含刚度线性和非线性特征。

基于等效线性化理论,式(7)可写成如下具有等效线性刚度的形式

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + k_{eq}x = F \sin(\omega t) \quad (8)$$

式中: k_{eq} 为等效刚度。

在多数情况下,正弦激励下的非线性结构产生正弦稳态响应,且其频率成分与激励一致。令正弦稳态响应为 $x = X \sin(\omega t + \varphi)$, X 为稳态响应下的位移幅值; φ 为激励与响应之间相位。采用 1 阶谐波平衡法可得到式(8)中的等效刚度为

$$k_{eq} = \frac{1}{\pi X} \int_0^{2\pi} f_s(X \sin \theta) \sin \theta d\theta = h(X) \quad (9)$$

由式(9)可见,等效刚度 k_{eq} 是稳态响应位移幅值 X 的函数。因此,采用恒位移测试可以建立稳态响应位移幅值和等效测试刚度之间的函数关系,并进一步识别系统的非线性刚度参数。

2 转子支承系统非线性参数辨识的试验

本文设计加工的转子支承系统试验装置如图 3 所示。转轴和轮盘皆采用 45 号钢制造,其实际尺寸和材料参数见表 1。双盘转子左端采用滚动轴承支承于刚性支座(支承 1)上,



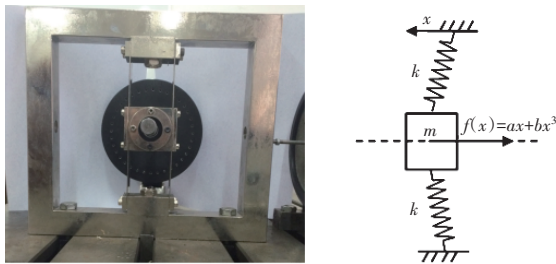
图 3 转子支承系统试验装置

可近似为线性支承;转子右端的滚动轴承安装于特殊设计的非线性支承(支承2)结构上。采用美国 Labworks 激振器进行电磁激励,PCB 加速度传感器进行响应测量。

表 1 转轴和轮盘的实际尺寸和材料参数

转轴直径/mm	转轴长度/mm	轮盘内径/mm	轮盘外径/mm
15	600	15	150
密度/(kg/m ³)	弹性模量/GPa	泊松比	
7810	200.1	0.28	

非线性支承形式如图 4 所示。在非线性支承(支承 2)的实际结构(图 4(a))中,2 个厚度为 1 mm 的弹簧钢板将上下固定块和轴承座连接在一起,轴承座位于弹簧钢板的居中位置。弹簧钢板与上下固定块和轴承座连接处采用螺栓和厚钢板压紧,以防弹簧钢板松动脱落。上下固定块通过螺栓结构与方形固定框架连接。滚动轴承采用过渡配合安装于轴承座中并与转轴相连。在该转子支承的水平方向上,其支承刚度呈立方非线性特征^[16](图 4(b))。



(a) 非线性支承结构 (b) 水平方向支承刚度的非线性特征

图 4 非线性支承形式

2.1 转子建模及模型确认

将轮盘结构作为集中质量处理,采用梁单元建立自由状态下的转子有限元模型,并进行有限元模态分析。同时,对自由状态下的实际转子结构进行模态测试,转子模态测试布点如图 5 所示。转子修正前后仿真结果与测试结果对比见表 2。

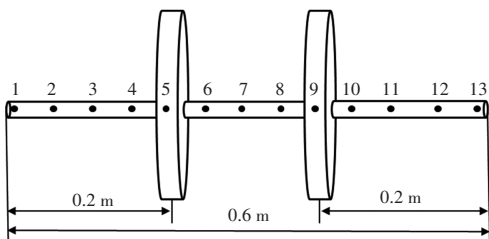


图 5 转子模态测试布点

表 2 转子修正前后仿真结果与测试结果对比

模态阶次	测试频率/Hz	仿真频率/Hz	频差/%	MAC ^① 值	修正后频率/Hz	修正后频差/%	修正后 MAC 值
1	124.3	121.2	-2.48	0.98	124.3	0.02	0.98
2	233.5	255.0	-3.64	0.95	230.8	-1.15	0.95
3	405.5	383.9	-5.33	0.98	393.7	2.90	0.98
4	443.9	434.8	-2.05	0.88	445.9	0.45	0.88

注:① MAC 为模态置信准则(Modal Assurance Criterion)。

从表 2 中可见,转子的仿真振型与实测振型的 MAC 值都超过 0.88,具有很好的相关性。测试结果与仿真计算结果的第 3 阶模态的频差绝对值超过 5%。因此,有必要对转子有限元模型进行修正及确认以提高其准确度。选择转子有限元模型的前 4 阶模态频率作为优化目标,对转轴和轮盘的弹性模量进行修正^[11]。修正后,转轴和轮盘的弹性模量为 210.5 GPa。从表 2 中还可见,此时转子前 4 阶模态的频差绝对值均在 3% 以下,MAC 值均保持在 0.88 以上,可认为修正后的转子有限元模型已经得到有效地确认,能够准确地反映实际转子结构的动力学特性。

2.2 转子系统支承线性参数辨识与确认

在修正后的转子模型基础上,进一步将图 3 中转子两端支承分别简化为在竖直方向和水平方向上的弹簧支承,转子-支承系统如图 6 所示。通过静力分析获得各支承刚度的初始模型参数 $k_1=8.6 \times 10^6$ N/m, $k_2=7.8 \times 10^6$ N/m, $k_3=2.8 \times 10^6$ N/m, $k_0=1.5 \times 10^5$ N/m。

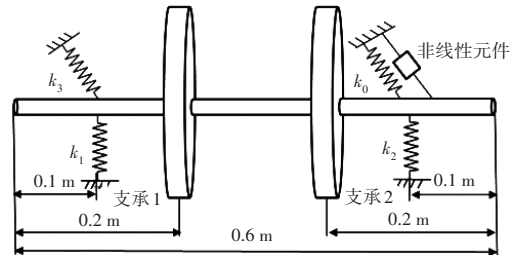


图 6 转子-支承系统

对上述线性转子支承系统开展有限元模态分析,同时分别在竖直和水平方向对实际转子支承系统进行低幅值水平激励的模态测试。转子支承系统在竖直、水平方向激励下仿真结果与测试结果对比分别见表 3、4。

表 3 转子支承系统在竖直方向激励下仿真结果与测试结果对比

模态阶次	测试频率/Hz	仿真频率/Hz	频差/%	MAC 值
1	54.30	52.90	-2.84	0.99
2	161.50	154.70	4.64	0.94

表 4 转子支承系统在水平方向激励下修正前后的仿真结果与测试结果的对比

模态阶次	测试频率/Hz	仿真频率/Hz	频差/%	MAC 值	修正后频率/Hz	修正后频差/%	修正后 MAC 值
1	31.90	34.30	7.50	0.98	31.90	0.02	0.99
2	81.20	91.20	12.26	0.97	84.50	4.06	0.89

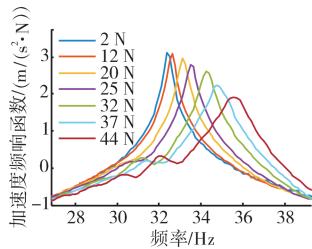
从表 3 中可见, 竖直方向上转子支承系统前 2 阶模态振动的频差绝对值均小于 5%, MAC 值均在 0.94 以上。这说明该有限元模型与实际转子支承系统具有很好的相关性。

从表 4 中可见, 水平方向上转子支承系统前 2 阶模态振动的频差超过 7%。因此, 有必要对原模型进行修正。选择转子支承系统有限元模型的前 2 阶模态频率作为优化目标, 对水平方向上的支承弹簧单元刚度进行修正^[11], 修正后 $k_3=1.32 \times 10^6 \text{ N/m}$, $k_0=1.24 \times 10^5 \text{ N/m}$, 此时前 2 阶模态频差均在 5% 以内。1 阶模态振动的 MAC 值稍有提高, 2 阶模态振动的 MAC 值虽然有所降低, 但仍然保持很好的相关性。至此, 转子支承系统的底层线性模型已经建立并得到有效确认。

2.3 转子支承系统的非线性检测

采用一系列不同幅值水平的周期 chirp 扫频激励信号, 在支承 2 轴承座一侧沿水平方向进行激励, 同时测量该轴承座另一侧水平方向上的加速度响应, 得到不同激励水平下的加速度频响函数, 如图 7 所示。从图中可见, 随激励幅值水平的增大, 转子支承系统水平方向上的 1 阶固有频率发生了明显的“频移”现象, 同时其频响函数峰值亦呈递减趋势。显然, 上述非线性特征是由转子支承系统在水平方向的支承刚度非线性因素所致。

图 7 1 阶模态频率附近不同激励水平的加速度频响函数



2.4 转子支承系统的恒力测试

以 0.25 Hz 为步长, 在 30 ~ 37 Hz 的频段范围内, 沿支承 2 水平方向进行恒力振动测试。取激励力幅值分别 5.6、11.0、16.2、21.6、27.0 N, 得到恒力测试的加速度频响函数如图 8 所示。对恒力测试数据中的激励和加速度响应进一步处理, 得到位移响应幅值随激励水平的变化如图 9 所示。从图中可见, 当激励频率远离共振频率时, 位移响应幅值随激励幅值的增长基本呈线性关系。当激励频率靠近共振频率时, 由于

非线性支承刚度因素的影响, 位移响应幅值随激励幅值的提高呈非线性单调递增趋势。这一趋势确认之后, 即可将恒力测试结果转换成恒位移测试结果(第 2.5 节)。

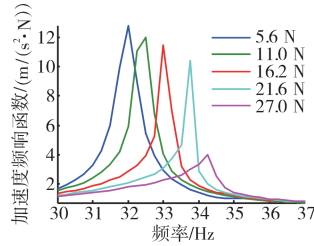


图 8 恒力测试加速度频响函数

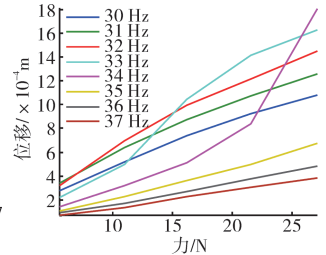


图 9 位移响应幅值随激励水平的变化

2.5 转子支承系统的恒位移测试及等效线性化处理

采用分段样条多项式法, 将恒力测试数据转换成恒位移测试数据, 得到 0.3485、0.6283、0.9081、1.1878、1.4676 mm 共 5 组不同响应水平下的恒位移测试频响函数, 如图 10 所示。由图获得恒位移测试的 1 阶固有频率及等效线性化结果, 见表 5。

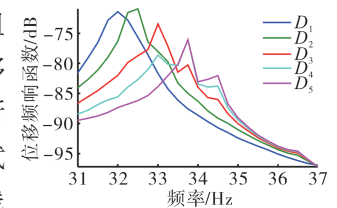


图 10 恒位移测试频响函数

表 5 恒位移测试及等效线性化结果

序号	位移/mm	固有频率/Hz	等效刚度/ $\times 10^5 \text{ (N/m)}$
1	0.3485	32.1000	1.2583
2	0.6283	32.3280	1.2847
3	0.9081	32.8257	1.3449
4	1.1878	33.3080	1.4060
5	1.4676	33.8754	1.4820

基于第 2.2 节经过模态测试确认的转子支承系统底层线性有限元模型, 多次改变有限元模型中支承 2 水平方向上弹簧单元的刚度参数, 并对其进行模态分析获取转子支承系统的 1 阶固有频率, 从而建立支承 2 水平方向上支承刚度与 1 阶固有频率之间的关系如图 11 所示。

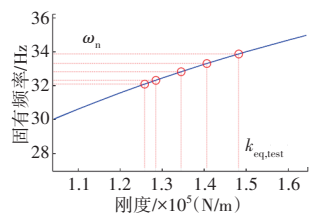


图 11 支承刚度与 1 阶固有频率的关系

根据图 11 得到 5 组不同响应水平的恒位移测试中的 1 阶固有频率 ω_n 对应的等效刚度 $k_{eq, test}$ (表 5)。采用表 5 中的等效刚度和位移响应幅值数据进行多项式拟合, 建立等效刚度和位移响应幅值之间的函数关系, 表明不考虑奇次项的 2 次多项式具有较好的拟合

效果,等效刚度随位移响应幅值的变化如图 12 所示。

2.6 支承非线性刚度函数形式及参数识别

根据第 2.5 节中非线性支承的等效刚度与位移响应幅值的拟合结果,给出测试等效刚度的拟合公式为

$$k_{\text{eq,test}} = a + cX^2 \quad (10)$$

$$\text{其中 } a = 1.246 \times 10^5, c = 1.1125 \times 10^{10} \quad (11)$$

基于式(10)得到非线性弹性力的表达式为

$$f(x) = k_0x + k_nx^3 \quad (12)$$

式中: k_0 为支承的线性刚度参数,在第 2.2 节中已经得到; k_n 为待辨识的支承非线性刚度参数。

将式(12)代入式(9),可得

$$k_{\text{eq,theory}} = k_0 + \frac{3}{4}k_nX^2 \quad (13)$$

式中: $k_{\text{eq,theory}}$ 为理论等效刚度。对比式(10)和式(13),得到非线性刚度参数为

$$k_n = \frac{4}{3}c \quad (14)$$

将式(11)和式(14)联立,得到辨识的非线性刚度参数为

$$k_n = 1.4834 \times 10^{10} \quad (15)$$

至此,结合转子支承系统的底层线性模型和非线性刚度参数的辨识结果,最终建立转子支承系统的非线性模型。

为了检查上述转子支承系统非线性动力学模型的准确度,在 1600~2400 r/min 之间获取转子支承系统转动试验数据。利用转子支承系统的振动响应,基于 Huber-M 估计法^[17]识别得到转子支承系统的总体不平衡量为 7×10^{-4} kgm,相位为 0° ,位于支承 1 处。在转动状态下,对转子支承系统的响应进行预测,并与实际测试结果相比较,得到预测响应与测试响应的对比如图 13 所示。

从图中可见,根据转子支承系统的非线性动力学模型预测的响应与测试响应的变化趋势基本一致,说明基于恒位移测试方法能够有效地识别转子系统非

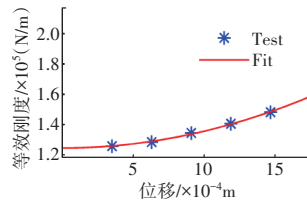


图 12 等效刚度随位移响应幅值的变化

线性支承刚度的函数形式。但预测结果与试验结果之间仍然存在一定偏差,可能是滚动轴承的非线性因素影响了非线性支承刚度参数辨识的结果。

3 结论

(1)采用模态测试数据进行模型修正与确认,建立的转子支承系统底层线性模型与实际结构的模态频差在 5% 以内,模态振型 MAC 值在 0.89 以上,具有良好的相关性。

(2)该方法建立了转子非线性支承刚度与位移响应幅值的关系,确定了支承非线性因素的类型和函数形式,识别了支承非线性刚度参数。此外,采用该方法结合转子支承系统底层线性模型,最终得到的转子支承系统非线性动力学模型,预测的响应与实际结构的测试响应变化趋势基本一致,基本能够准确地反映实际结构的非线性动力学特性。

(3)该方法综合了成熟的有限元分析方法、模态测试技术和等效线性化理论,通过振动测试来识别转子支承系统的非线性刚度参数,具有良好的工程实际应用前景,可为实际转子动力学设计提供更为详尽的分析工具。

基于参数辨识建立的转子支承系统非线性动力学模型给出的预测响应仍然与实测响应存在一定偏差。因此,后续工作将研究如何建立非线性动力学模型预测数据与实测数据之间的相关性分析准则,寻求非线性动力学模型的评估和修正方法,以进一步提高非线性动力学模型的准确度。

参考文献:

- [1] Ghanem R G, Doostan A, Red-Horse J. A probabilistic construction of model validation[J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 2008, 197(29): 2585-2595.
- [2] Hasselman T, Lloyd G. A top-down approach to calibration, validation, uncertainty quantification and predictive accuracy assessment[J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 2008, 197(29): 2596-2606.
- [3] Horta L G, Kenny S P, Crespo L G, et al. NASA Langley's approach to the Sandia's structural dynamics challenge problem[J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 2008, 197(29-32): 2607-2620.
- [4] 陈予恕, 张华彪. 航空发动机整机动力学研究进展与展望[J]. 航空学报, 2011, 32(8): 1371-1391.
CHEN Yushu, ZHANG Huabiao. Review and prospect on the research of dynamics of complete aero-engine systems[J]. Acta Aeronautica et

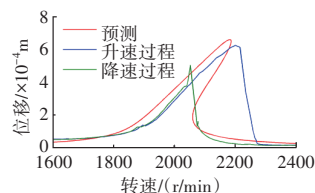


图 13 预测响应与测试响应的对比

- Astronautica Sinica, 2011, 32(8): 1371–1391. (in Chinese)
- [5] Kerschen G, Worden K, Vakakis A F, et al. Past, present and future of nonlinear system identification in structural dynamics[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2006, 20(3): 505–592.
- [6] Noël J P, Kerschen G. Nonlinear system identification in structural dynamics: 10 more years of progress[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2017, 83: 2–35.
- [7] 焦映厚, 陈照波, 夏松波, 等. 非线性转子动力学的研究现状与展望[J]. 哈尔滨工业大学学报, 1999, 31(3): 1–4
JIAO Yinghou, CHEN Zhaobo, XIA Songbo, et al. Present status and prospect of non-linear rotor dynamics[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 1999, 31(3): 1–4. (in Chinese)
- [8] 李勋, 张东明, 赵开宁. 锤击法在航空发动机部件模态试验中的常见问题浅析[J]. 航空发动机, 2010, 36(5): 47–51.
LI Xun, ZHANG Dongming, ZHAO Kaining. Common problems analysis of impact modal test in aeroengine component[J]. Aeroengine, 2010, 36(5): 47–51. (in Chinese)
- [9] 宁宝奇, 李朝峰, 杨树华, 等. 轴流叶片非接触式模态特性测试系统的开发与研究[J]. 航空发动机, 2017, 43(6): 76–83.
NING Baoqi, LI Chaofeng, YANG Shuhua, et al. Development and research on non-contact modal characteristics test system of axial-flow rotor blade[J]. Aeroengine, 2017, 43(6): 76–83. (in Chinese)
- [10] Ewins D J, Weekes B, Delli C A. Modal testing for model validation of structures with discrete nonlinearities[J]. Philosophical Transactions A, 2015, 373: 20140410.
- [11] Carri A D, Weekes B, Maio D D, et al. Extending modal testing technology for model validation of engineering structures with sparse nonlinearities: a first case study[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2016, 84: 97–115.
- [12] 张根辈, 臧朝平. 基于振动测试的非线性参数识别方法[J]. 振动与冲击, 2013, 32(1): 83–88.
ZHANG Genbei, ZANG Chaoping. A novel method for nonlinear parametric identification based on vibration tests[J]. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32(1): 83–88. (in Chinese)
- [13] Cooper S B, DiMaio D, Ewins D J. Integration of system identification and finite element modelling of nonlinear vibrating structures[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2018, 102: 401–430.
- [14] 杨稀, 臧朝平, 周标, 等. 基于恒位移测试的转子系统非线性支承刚度参数辨识研究[J]. 机械制造与自动化, 2019, 48(5): 29–33.
YANG Xi, ZANG Chaoping, ZHOU Biao, et al. Nonlinear stiffness parameter identification of rotor support based on constant-amplitude displacement test[J]. Machine Building and Automation, 2019, 48(5): 29–33. (in Chinese)
- [15] 马双超, 臧朝平, 兰海波. 某航空发动机机匣的动力学模型修正[J]. 航空动力学报, 2013, 28(4): 878–884.
MA Shuangchao, ZANG Chaoping, LAN Haibo. Dynamic model updating of an aero-engine casing[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(4): 878–884. (in Chinese)
- [16] Shaw A D, Hill T L, Neild S A, et al. Periodic responses of a structure with 3:1 internal resonance[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2016, 81: 19–34.
- [17] 缪海林. 基于模型的转子系统不平衡量识别的鲁棒方法研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2012.
MIAO Hailin. Estimate based on finite element model using robust research on unbalance identification[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2012. (in Chinese)

(编辑: 兰海青, 孙明霞)