

## 航空发动机整机振动半实物建模方法研究\*

赵斌<sup>1</sup>, 陈果<sup>1</sup>, 冯国全<sup>2</sup>

(1. 南京航空航天大学 民航学院, 江苏南京 211106;  
2. 中国航空工业集团公司 沈阳发动机设计研究所, 辽宁沈阳 110015)

**摘要:** 为了研究一种快速准确地分析航空发动机整机振动的建模方法, 采用试验与仿真结合, 在转子模型中综合机匣-支承试验数据的半实物建模方法, 对整机振动半实物建模原理, 机匣-支承传递函数测试、结构综合建模等问题进行了研究, 运用航空发动机转子试验器对半实物建模方法进行验证。建立试验器整机及半实物仿真模型, 计算机匣振动响应; 拆装转子试验器, 测试机匣-支承连接位置频率响应函数, 综合转子有限元模型, 建立基于试验数据的试验器半实物模型, 计算整机频率响应函数。结果表明, 半实物建模方法能够在保证计算精度的前提下缩减90%以上的计算时间, 运用半实物模型能够准确地获得整机频率响应函数, 固有频率计算误差在2%以内。

**关键词:** 子结构方法; 转子动力学; 有限元方法; 模态分析; 测试技术

**中图分类号:** V232      **文献标识码:** A      **文章编号:** 1001-4055 (2016) 02-0346-08

**DOI:** 10.13675/j. cnki. tjjs. 2016. 02. 020

## Study on a Semi-Physical Method for Modeling Overall Vibration of an Aero-Engine

ZHAO Bin<sup>1</sup>, CHEN Guo<sup>1</sup>, FENG Guo-quan<sup>2</sup>

(1. College of Civil Aviation, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;  
2. Shenyang Engine Design and Research Institute, Aviation Industry Corporation of China, Shenyang 110015, China)

**Abstract:** In order to study a modeling method to analyze the overall aero-engine vibration problem more quickly and precisely and precisely, a semi-physical modeling method which combines testing and simulation modeling method together is used. The casing-support testing data is set into rotor finite element model during the modeling procedure. The overall vibration semi-physical modeling principle, casing-support structure transfer function testing and synthesized modeling method are studied. An aero-engine rotor tester is used to validate the semi-physical modeling method. The rotor tester overall and semi-physical simulation model are built to calculate the casing vibration responses. The rotor tester is disassembled to test the casing-support frequency response function which is synthesized with the rotor finite element model. The overall aero-engine tester semi-physical model based on testing data is built to calculate the overall aero-engine frequency response function. The results show that semi-physical modeling method can not only maintain the calculation accuracy, but also reduce more than 90% of the computation time. The semi-physical model can obtain the overall aero-engine frequency response function fast and precisely, and the nature frequency calculation error is less than 2%.

**Key words:** Substructure method; Rotor dynamics; Finite element method; Modal analysis; Testing technology

\* 收稿日期: 2014-09-02; 修订日期: 2014-12-11。

基金项目: 南京航空航天大学青年科技创新基金 (NS2013070)。

作者简介: 赵斌, 男, 硕士生, 研究领域为结构振动与强度。E-mail: zhaokimi@yeah.net

# 1 引言

航空发动机是一种转子-支承-机匣耦合的动力机械,发动机工作时,结构间存在较为复杂的相互作用关系。采用整机振动建模方法能够有效地分析发动机整机振动问题<sup>[1]</sup>。若能快速准确地获得发动机整机振动响应,将提高发动机研制及故障诊断效率,具有重要工程价值。

现阶段,有限元方法是整机振动建模的主要方法,文献[2,3]基于ANSYS平台直接建立发动机整机模型,计算振动响应。该方法建模过程清晰,可直接获得计算结果,使用建立的整机有限元模型便于对结构的进一步分析<sup>[4,5]</sup>。但是,该方法在计算过程中会产生大量的运算数据,对计算设备要求高,建模过程中也会遇到结构参数难以确定等问题,导致计算结果无法对应试验结果。

结构动力学建模中的模态综合方法能够有效地减小计算量,提高效率<sup>[6]</sup>。文献[7~9]运用子结构方法计算发动机整机振动响应,在转子模型中附加支承刚度,通过计算转子响应间接获得整机振动响应。该方法可提高计算速度,但上述研究缺少理论及试验支撑,并且未考虑支承间的作用关系。Liu<sup>[10]</sup>对模态综合方法进行了系统的研究,证明该方法具有工程应用价值。Mehrpooya<sup>[11]</sup>等通过模态试验,获得子结构的频率响应函数,并综合试验数据与有限元模型,计算结构整体动力学特性,但该研究对象为单节点串联模型,建模方法适用范围有限。

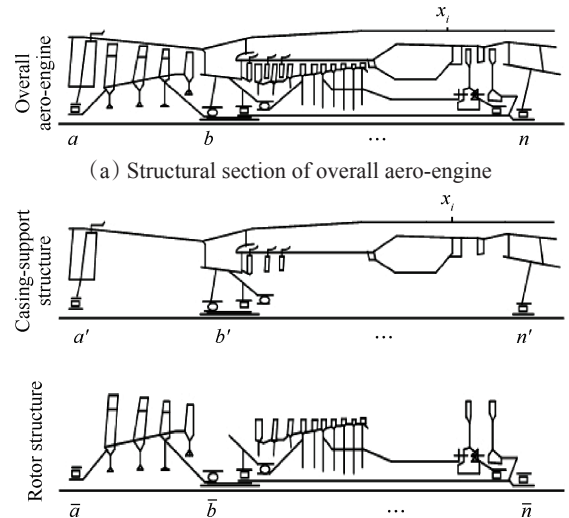
本文总结航空发动机整机振动建模方法及模态综合方法,提出一种试验与仿真结合的半实物建模方法。首先,考虑转子与机匣通过多个支承耦合在一起的结构特点,分析建模过程中支承间的相互作用关系,探讨整机振动半实物建模原理及流程。然后,运用发动机转子试验器对半实物建模方法进行验证,基于ANSYS平台建立试验器整机及半实物仿真模型,计算机匣振动响应,对比计算结果。最后,对转子试验器进行模态试验,拆装试验器,测试机匣-支承位置的动力学传递函数并进行数据处理,建立基于试验数据的试验器半实物模型,计算整机频率响应函数,识别固有频率,对比整机模态试验结果。

## 2 航空发动机半实物建模方法

### 2.1 半实物建模原理

航空发动机半实物建模方法是子结构模态综合

建模方法的一种。整机建模过程中,机匣-支承是难于建模的结构,因此,将发动机整机拆分为机匣-支承及转子两部分,航空发动机的结构剖视图见图1。



(b) Structural section of support-casing structure and rotor structure

Fig. 1 Structural section of an aero-engine

图1(a)为整机剖视图,该型发动机为双转子结构,高低压转子通过中介轴承及套齿联轴器连接,构成转子;内涵机匣、外涵机匣及各轴承支承构成机匣-支承<sup>[12]</sup>。机匣与转子间通过多个支承连接,按空气流动方向划分, $a, b$ 表示前两个连接位置, $n$ 表示最后一个连接位置。图1(b)为构成发动机的两个子结构:机匣-支承及转子,与整机对应,机匣-支承上连接位置分别由 $a', b', n'$ 表示;转子上连接位置由 $\bar{a}, \bar{b}, \bar{n}$ 表示; $x_i$ 表示机匣上第 $i$ 个振动响应测试点。

图1(a)中,发动机整机有限元建模过程需要形成结构的整体刚度矩阵,整机结构响应方程为

$$\begin{bmatrix} Z_{aa} & Z_{ab} & \cdots & Z_{an} \\ Z_{ba} & Z_{bb} & \cdots & Z_{bn} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ Z_{na} & Z_{nb} & \cdots & Z_{nn} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_a \\ u_b \\ \vdots \\ u_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_a \\ f_b \\ \vdots \\ f_n \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中 $Z_{aa}$ 表示整机有限元模型刚度矩阵 $a$ 处的刚度; $u_a$ 表示 $a$ 处的位移; $f_a$ 表示作用在 $a$ 处的外部载荷。

根据半实物建模方法的研究宗旨,不建立机匣-支承有限元模型,通过试验获得支承位置动力学传递函数,使用试验数据表示结构动力学特性,机匣-支承响应方程为

$$\begin{bmatrix} H_{a'a'} & H_{a'b'} & \cdots & H_{a'n'} \\ H_{b'a'} & H_{b'b'} & \cdots & H_{b'n'} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ H_{n'a'} & H_{n'b'} & \cdots & H_{n'n'} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_{a'} \\ f_{b'} \\ \vdots \\ f_{n'} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u_{a'} \\ u_{b'} \\ \vdots \\ u_{n'} \end{bmatrix} \quad (2)$$

式中  $H_{a'a}$  表示机匣-支承  $a'$  处的原点频率响应函数;  $f_a$  表示作用在  $a'$  处的外部载荷;  $u_a$  表示  $a'$  处的位移。式(2)中并没有形成机匣-支承的刚度矩阵,式中参数均可通过试验获得,表明机匣-支承的动力学特性可以通过试验方法表示。

转子结构相对简单,经过长时间的发展,已经可以精确地建立结构有限元模型,转子响应方程为

$$\begin{bmatrix} Z_{aa} & Z_{ab} & \cdots & Z_{an} \\ Z_{ba} & Z_{bb} & \cdots & Z_{bn} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ Z_{na} & Z_{nb} & \cdots & Z_{nn} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_a \\ u_b \\ \vdots \\ u_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_a \\ f_b \\ \vdots \\ f_n \end{bmatrix} \quad (3)$$

式中  $Z_{aa}$  表示转子有限元模型刚度矩阵中  $\bar{a}$  处的刚度;  $u_a$  表示  $\bar{a}$  处的位移;  $f_a$  表示作用在  $\bar{a}$  处的外部载荷,式(3)中参数在建立转子有限元模型时即可获得。

根据子结构连接时的力学传递关系确定结构间的相容平衡条件为<sup>[13]</sup>

$$\begin{bmatrix} u_a \\ u_b \\ \vdots \\ u_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u_a \\ u_b \\ \vdots \\ u_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u_a \\ u_b \\ \vdots \\ u_n \end{bmatrix}, \quad \begin{bmatrix} f_a \\ f_b \\ \vdots \\ f_n \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} f_a \\ f_b \\ \vdots \\ f_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_a \\ f_b \\ \vdots \\ f_n \end{bmatrix} \quad (4)$$

式(4)将相互独立的机匣-支承及转子响应方法联系在一起,综合式(2),(3),(4),结合图1,获得航空发动机整机子结构综合响应方程为

$$\begin{bmatrix} Z_{aa} & Z_{ab} & \cdots & Z_{an} \\ Z_{ba} & Z_{bb} & \cdots & Z_{bn} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ Z_{na} & Z_{nb} & \cdots & Z_{nn} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} H_{a'a} & H_{a'b} & \cdots & H_{a'n} \\ H_{b'a} & H_{b'b} & \cdots & H_{b'n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ H_{n'a} & H_{n'b} & \cdots & H_{n'n} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} u_a \\ u_b \\ \vdots \\ u_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_a \\ f_b \\ \vdots \\ f_c \end{bmatrix} \quad (5)$$

观察图1(a)中发动机整机剖视图,式(1)及式(5)中都包含整机连接位置  $a, b, n$  处的位移响应  $u_a, u_b, u_n$ , 因此,矩阵与整机刚度矩阵等价,为半实物建模方法中的整机刚度矩阵。

$$\mathbf{Z} = \begin{bmatrix} Z_{aa} & Z_{ab} & \cdots & Z_{an} \\ Z_{ba} & Z_{bb} & \cdots & Z_{bn} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ Z_{na} & Z_{nb} & \cdots & Z_{nn} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} H_{a'a} & H_{a'b} & \cdots & H_{a'n} \\ H_{b'a} & H_{b'b} & \cdots & H_{b'n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ H_{n'a} & H_{n'b} & \cdots & H_{n'n} \end{bmatrix}^{-1} \quad (6)$$

刚度矩阵  $\mathbf{Z}$  由两部分组成,一部分为转子有限元刚度矩阵,另一部分为机匣-支承试验频率响应函数矩阵的逆矩阵。

## 2.2 结构动力学响应

使用半实物模型计算整机振动响应时,运用数值积分方法直接计算半实物模型中的转子有限元模型,获得支承振动响应,计算支承反力,结合试验获

得的机匣-支承频率响应函数,进一步获得机匣振动响应。

机匣上  $x_i$  处的振动位移计算方法为

$$\begin{bmatrix} u_1 \\ \vdots \\ u_i \\ \vdots \\ u_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{i1} & \cdots & H_{ii} & \cdots & H_{in} \\ \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots \\ H_{i1} & & H_{ii} & & H_{in} \\ \vdots & & \vdots & \ddots & \vdots \\ H_{n1} & \cdots & H_{ni} & \cdots & H_{nn} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_1 \\ \vdots \\ f_i \\ \vdots \\ f_n \end{bmatrix} \quad (7)$$

式中

$$u_{x_i} = [H_{i1} \quad \cdots \quad H_{in}] \cdot [f_1 \quad \cdots \quad f_n]^T \quad (8)$$

式中  $H_{ii}$  表示机匣上第  $i$  个测点与第 1 个支承间的频率响应函数;  $f_i$  表示通过转子获得的第 1 个支承的反力。

在运用半实物模型计算整机频率响应函数时,由于模型的刚度矩阵随频率变化,难以进行时域计算。因此,根据频响函数计算公式

$$\begin{cases} \mathbf{H}(\omega) = \mathbf{Z}^{-1}(\omega) \\ \mathbf{Z}^{-1}(\omega) = (-\omega^2 \cdot \mathbf{M} + j \cdot \omega \cdot \mathbf{C} + \mathbf{K})^{-1} \end{cases} \quad (9)$$

在频域内计算整机频响函数。

式中  $\mathbf{H}(\omega)$  为整机频率响应函数矩阵;  $\mathbf{Z}(\omega)$  为半实物模型整体阻抗矩阵;  $\omega$  为计算频率;  $\mathbf{M}, \mathbf{C}, \mathbf{K}$  为半实物模型质量矩阵、比例阻尼矩阵及刚度矩阵。半实物模型中转子有限元模型只附加机匣-支承刚度,不附加结构质量,因此,质量矩阵  $\mathbf{M}$  与转子质量矩阵相同。

## 2.3 半实物建模流程

总结上述航空发动机整机振动半实物建模原理及振动响应计算方法,归纳半实物建模流程主要包括:(1)转子有限元仿真建模;(2)机匣-支承频率响应函数测试;(3)综合有限元模型及试验数据,建立半实物模型;(4)根据实际需求计算整机振动响应及结构动力学特性。

## 3 半实物建模方法验证

### 3.1 发动机转子试验器

运用航空发动机转子试验器对本文发动机整机振动半实物建模方法进行验证。试验器由某发动机设计研究所研制,具备薄壁机匣、鼠笼式支承、叶片转子等航空发动机典型结构。

试验器通过法兰盘由电机带动旋转,工作转速为  $0 \sim 8\text{kr/min}$ ,能够模拟转子不平衡、不对中、碰摩、轴承损坏等航空发动机故障状况,试验器实物及结构剖视图见图2。

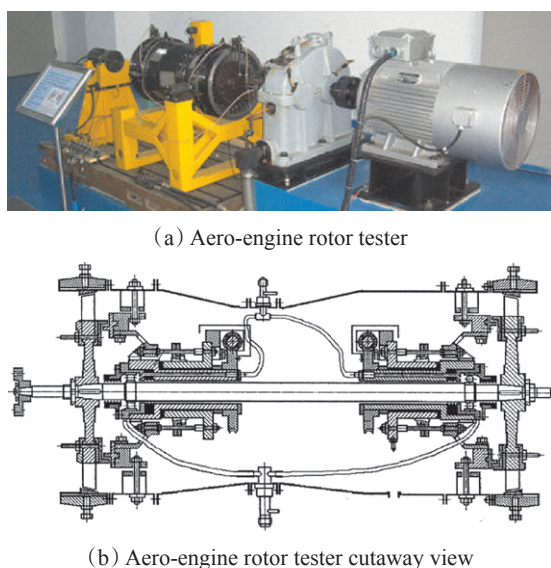


Fig. 2 Aero-engine rotor tester and cutaway view

观察结构剖视图发现,试验器包含两个鼠笼式弹性支承装置,通过轴承链接支承起双盘转子,并具有润滑供油系统。

### 3.2 试验器有限元建模

运用仿真模型验证半实物建模方法及该方法在工程软件中的适用性。基于 ANSYS 平台建立转子试验器整机有限元模型;再根据半实物建模方法,建立转子模型及机匣-支承模型,构建半实物仿真模型,见图 3。

试验器通过三处连接固定,其中,两处约束全部自由度,图 3 中使用 All-DOF 表示;一处约束垂向位移,使用 Y-DOF 表示,在有限元建模时设置相应的边界条件。

试验器有两个支承结构,为获得式(2)、式(7)中机匣-支承的频率响应函数,在支承处设置单位载荷,运用谐响应方法计算支承及机匣响应,获得各频率响应函数。再根据式(6)、式(8)建立试验器的半实物模型,计算整机振动响应。

结合支承位置位移及半实物模型附加动刚度,可获得式(7)中计算整机响应的支承力,转子试验器半实物模型支承力计算结果见表 1。

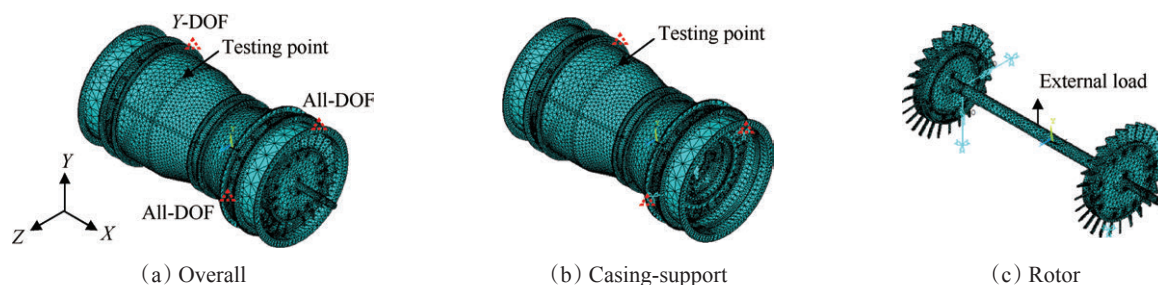


Fig. 3 Rotor tester half physical method verification model

在整机模型及半实物仿真模型中转子的相同位置施加单位载荷,运用谐响应方法计算机匣振动响应,谐响应计算结果与结构的频率响应函数变化趋势相同,能够反映结构动力学特性。若半实物模型计算结果能够对应整机模型计算结果,则表明半实物建模方法正确。

### 3.3 结果分析

考虑试验器工作频率,计算设备的数据处理能力及有限元模型计算速度,将谐响应分析定为 10 步,分析频率为 20~200Hz。整机模型及半实物模型获得的试验器机匣测点振动响应见表 2。

计算结果表明,20~200Hz 间的 10 个计算频率下,运用发动机半实物建模方法获得的试验器整机振动响应与常用的整机建模方法计算结果基本相同,两种方法间的误差在 1% 以下,误差是由于有限元软件随机划分网格时 Combine14 单元微小的位置偏差产生的。

对比结果证明航空发动机半实物建模方法正确,可以代替整机建模方法运用到航空发动机整机振动分析过程中,两种方法的计算时间及单元数量见表 3。

表 3 中数据说明,半实物建模方法在分析试验器整机振动响应过程中使用的有限单元数量及计算时间远少于整机建模方法。

通过对比计算,表明半实物方法能够在保证计算精度的同时大幅度提高发动机整机振动响应计算速度,提高效率。

## 4 半实物建模方法应用

半实物建模方法中,通过支承位置频率响应函数表示机匣-支承的动力学特性,结构的频率响应函数可以通过试验获得,将测试的机匣-支承频响函数与转子有限元模型综合,建立基于试验数据的半实物模型,计算整机振动响应,是该方法的研究目的。这种建模过程既避免了机匣-支承的有限元建模,又提高了整机振动响应的计算速度。

针对发动机转子试验器,建立基于机匣-支承试验数据的整机半实物模型,计算整机频率响应函数,与整机模态试验获得的频率响应函数进行对比,若计算结果能够对应试验结果,则表明本文半实物建模方法具有实际工程应用价值。

**Table 1 Semi-physical model support force**

Calculation frequency/Hz	The front support force/N	The rear support force/N
20	612.117	614.894
40	1894.79	1905.71
60	-757.218	-763.129
80	-255.144	-257.875
100	-137.369	-139.356
120	-87.593	-89.270
140	-61.169	-62.685
160	-45.253	-46.675
180	-34.851	-36.216
200	-27.649	-28.979

#### 4.1 试验器动力学参数测试

对试验器进行模态试验,使用的测试设备有B&K 4508加速度传感器、ENDEVCO 30927力锤、NI 9234数据采集卡及MAS模态分析系统。

首先,进行整机模态试验,在转子上依次布置加速度传感器,采用力锤敲击方法,获得试验器整机频率响应函数,作为对比数据。

然后,将试验器转子拆下,机匣-支承保留原有边界条件,重新固定在试验平台上。将加速度传感器安装在机匣-支承两个鼠笼式弹性支承的轴承座位置,使用力锤敲击轴承座,获得两个支承位置的原点频率响应函数及支承间的跨点频响函数,即式(2)中的建模参数,试验过程见图4。

试验获得的支承频率响应函数需要进行处理,再应用到半实物建模中。按空气流动方向,前支承原点加速度频率响应函数的幅值及相位曲线见图5,使用FRF表示频率响应函数。

试验获得的频率响应函数为加速度频响函数,半实物建模中使用的是位移频响函数。因此,需要将试验数据变换为相应的位移频响函数,再根据公式(5),进一步变换为半实物模型中综合的附加动刚度。

频响函数需要根据相位进行处理,同时,考虑阻尼比相对相位的影响。在阻尼较小时,相位在固有频率处小范围内由0变为 $\pi$ ;当阻尼增大时,变化范围增大;当阻尼较大时,相位在固有频率处将不再发生较大变化<sup>[14]</sup>。

因此,以 $\pi/2$ 为分界,相位超过 $\pi/2$ 的频响数据,幅值取相应负值,变换后的频响数据可根据式(5)直接综合到转子有限元模型中。

#### 4.2 转子有限元建模

半实物模型中转转子为有限元仿真模型,将从试验器上拆下的转子以自由约束方式悬挂,测试结构

**Table 2 Displacement response results obtained with the two modeling methods**

Calculation frequency/Hz	Overall aero-engine modeling method/m	Semi-physical modeling method/m	Calculation error/%
20	$1.321 \times 10^{-6}$	$1.324 \times 10^{-6}$	0.214
40	$4.063 \times 10^{-6}$	$4.073 \times 10^{-6}$	0.249
60	$-1.667 \times 10^{-6}$	$-1.652 \times 10^{-6}$	0.888
80	$-5.639 \times 10^{-7}$	$-5.612 \times 10^{-7}$	0.483
100	$-3.063 \times 10^{-7}$	$-3.040 \times 10^{-7}$	0.735
120	$-1.976 \times 10^{-7}$	$-1.969 \times 10^{-7}$	0.346
140	$-1.400 \times 10^{-7}$	$-1.395 \times 10^{-7}$	0.326
160	$-1.053 \times 10^{-7}$	$-1.050 \times 10^{-7}$	0.308
180	$-8.272 \times 10^{-8}$	$-8.248 \times 10^{-8}$	0.299
200	$-6.710 \times 10^{-8}$	$-6.690 \times 10^{-8}$	0.291

**Table 3 Comparison of computation time and number of elements**

Calculation method	Computation time/min	Number of computation elements
Overall aero-engine modeling method	About 400	$3.16 \times 10^6$
Semi-physical modeling method	35	$7.98 \times 10^4$

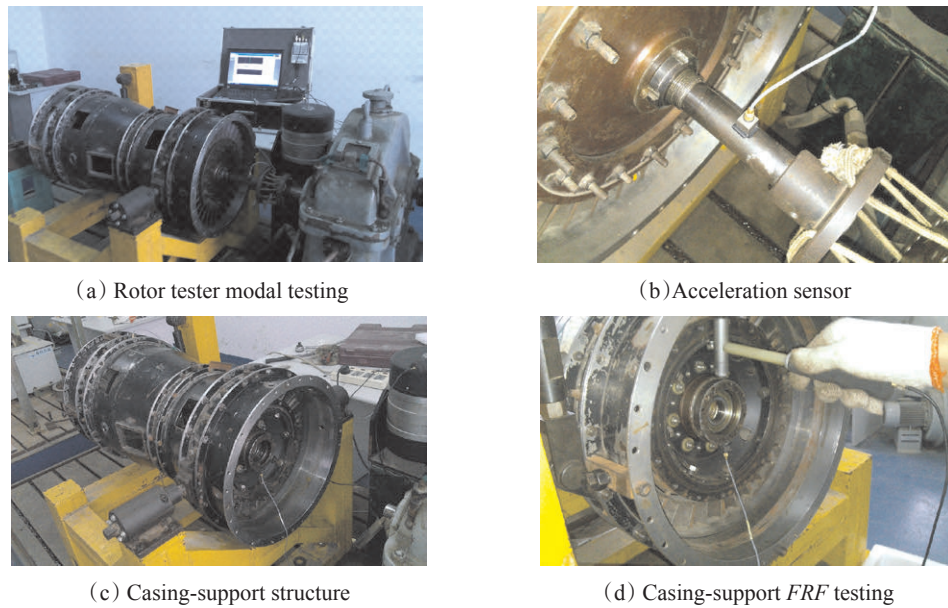


Fig. 4 Tester modal testing

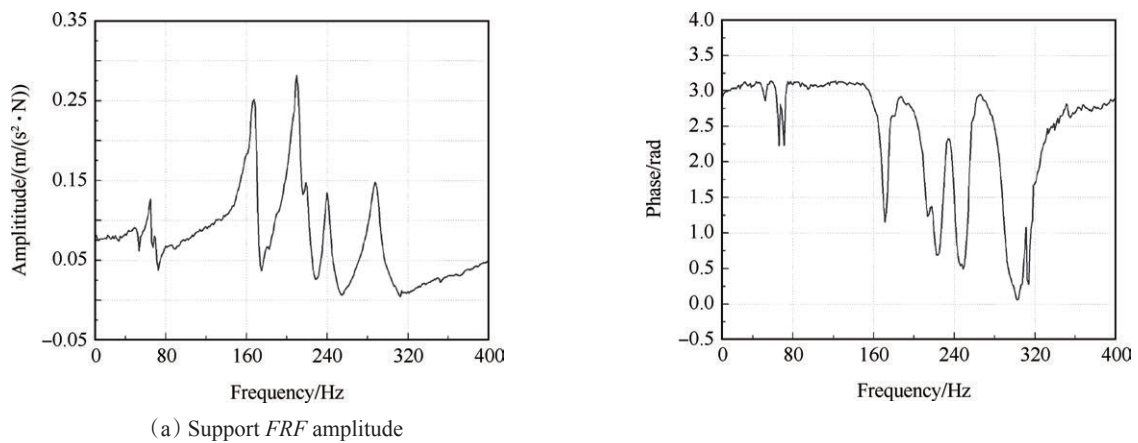


Fig. 5 Acceleration FRF of first support

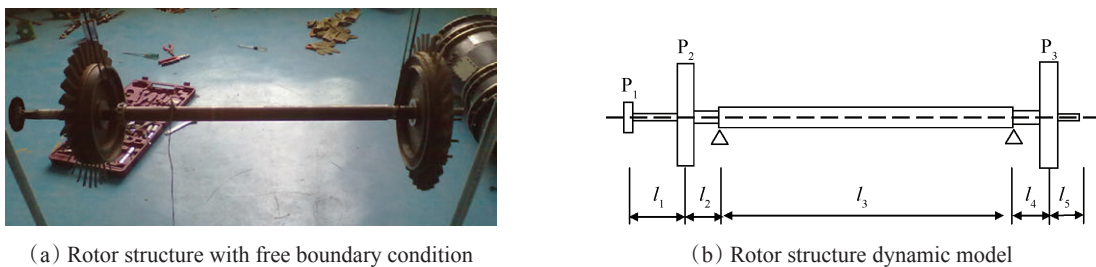


Fig. 6 Rotor structure

尺寸,建立有限元模型,转子实物及力学模型见图6。

转子由法兰盘P<sub>1</sub>及两个转子圆盘P<sub>2</sub>、P<sub>3</sub>组成,转轴为阶梯轴段,被转盘及轴承分为五段,采用梁单元、盘单元建立转子有限元模型。

半实物模型中,为了降低转子仿真模型的建模误差,需要确保建立的转子模型能够反映实际结构的动力学特性。

对转子进行模态实验,对比有限元模型与试验

获得的结构固有频率,判断模型的真实程度。如果误差较大,需进行有限元模型修正<sup>[15]</sup>,直至无明显误差,试验获得的转子频率响应函数见图7。

通过转子有限元模型计算及通过频响函数识别的固有频率见表4。

表4中数据说明,转子有限元模型能够较好地对应实验获得的前4阶固有频率,该转子模型可以进一步应用到试验器整机半实物建模中。

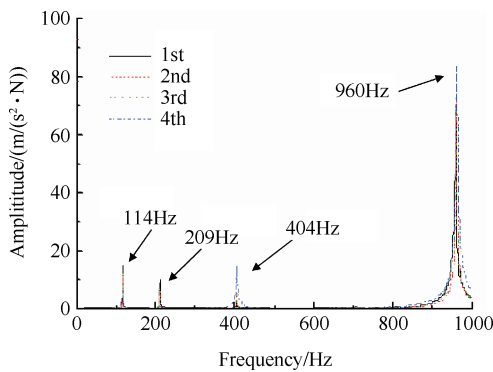


Fig. 7 FRF curve of rotor structure

Table 4 Measured and simulated natural frequency of rotor structure

Modal order	1	2	3	4
Measured result/Hz	114	209	404	960
Simulation result/Hz	109	206	409	968

#### 4.3 试验器半实物建模

根据式(5),结合图1,综合试验数据与有限元模型,分别在转子有限元模型刚度矩阵中支承自由度及两个自由度交叉项上叠加附加动刚度,建立基于试验数据的发动机转子试验器半实物模型,根据式(9)计算试验器整机频率响应函数。

#### 4.4 结果分析

运用基于试验数据建立的试验器半实物模型计算整机频率响应函数,对比整机模态试验结果,见图8。

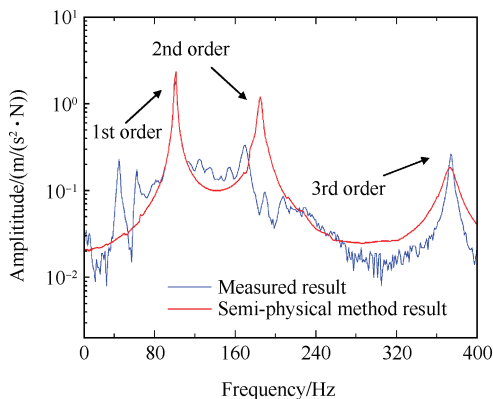


Fig. 8 Comparison curve of overall aero-engine rotor tester FRF obtained from testing and semi-physical method

图8中频率响应函数对比曲线表明,基于试验数据的半实物模型能够获得的试验器整机频率响应函数,计算结果与模态试验结果在数量级及变化趋势上基本相同,对比文献[16]中的计算结果,本文半实物建模方法获得的计算结果更接近试验结果。

根据频率响应函数识别的整机固有频率见表5。表5中数据说明,半实物模型能够准确地计算试

验器整机固有频率,计算误差在2%以内。对比整机建模方法及低维有限元建模方法,半实物建模方法能够快速准确地分析发动机整机振动问题,兼顾了仿真计算及试验测试两种方法的优点。

Table 5 Calculated vs. measured natural frequencies

Modal order	1	2	3
Rotor tester modal testing/Hz	103	187	375
Semi-physical method calculation/Hz	105	184	379
Calculation error/%	1.94	1.60	1.07

由于试验过程中存在的测试误差,导致计算的频响函数曲线并不光滑。通过分析频响函数,识别模态振型发现,在40~70Hz,试验器存在两阶频率接近的刚体振型,而半实物方法未能计算出试验器的刚体振型。造成误差的原因可能与该频率处测试的机匣-支承动力学传递函数不够准确有关,在以后的工作中应对计算精度及试验数据的处理方面做进一步研究。

## 5 结论

本文将试验方法与仿真建模方法结合,研究一种航空发动机整机振动半实物建模方法,并运用发动机转子试验器对半实物建模方法进行了验证,获得以下结论:

(1)航空发动机整机振动半实物建模方法考虑了支承间的相互作用关系,便于将试验测试的机匣-支承数据综合到转子有限元仿真模型中,建模原理及分析流程清晰准确,建模方法适用范围更广。

(2)分别建立转子试验器整机及半实物仿真模型,计算机匣振动响应,两种方法的计算误差在1%以内,并且,半实物建模方法将计算时间降低90%以上,表明半实物建模方法可以在保证计算精度的前提下大幅度提高计算效率,可以替代整机建模方法分析航空发动机整机振动问题。

(3)基于机匣-支承试验数据的试验器半实物模型能够快速准确地计算整机振动响应,获得的整机频率响应函数能够对应模态试验结果,固有频率计算误差在2%以内,表明可以应用试验与仿真结合的半实物建模方法分析实际航空发动机整机振动问题。

#### 参考文献:

- [1] 付才高,郑大平,欧园霞,等.航空发动机设计手册(第19册)[M].北京:航空工业出版社,2000.

- [ 2 ] 王海涛. 某型航空发动机整机振动特性分析[D]. 南京:南京航空航天大学, 2010.
- [ 3 ] 高金海, 洪杰. 航空发动机整机动力特性建模技术研究[J]. 战术导弹技术, 2006 (3): 29-35.
- [ 4 ] 任萍, 刘勇琼, 全猛. 空载固体发动机计算与试验模态相关性分析[J]. 推进技术, 2004, 25 (5): 392-396. (REN Ping, LIU Yong-qiong, TONG Meng. Correlation between the Finite Element and Testing Modal Analysis of Solid Rocket Motor [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2004, 25 (5): 392-396.)
- [ 5 ] 吴祥法, 张平. 微型固体脉冲推力器结构强度有限元分析[J]. 推进技术, 1999, 20(6): 28-31. (WU Xiang-fa, ZHANG Ping. Finite Element Analysis on Structure Strength of a Solid Impulsive Micro-thruster [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 1999, 20(6): 28-31.)
- [ 6 ] 王文亮, 杜作润. 结构振动与动态子结构方法[M]. 上海:复旦大学出版社, 1985.
- [ 7 ] Moore J J, Vannini G, Camatti M, et al. Rotordynamic Analysis of a Large Industrial Turbocompressor Including Finite Element Substructure Modeling [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2010, 132(8): 082401.
- [ 8 ] 赵文涛. 考虑实测支承动刚度的航空发动机整机振动建模及验证[D]. 南京:南京航空航天大学, 2012.
- [ 9 ] 陈萌, 马艳红, 刘书国, 等. 航空发动机整机有限元模型转子动力学分析[J]. 北京航空航天大学学报, 2007, 33(9): 1013-1016.
- [ 10 ] Liu Wenjie. Structural Dynamic Analysis and Testing of Coupled Structures [D]. London: University of London, 2001.
- [ 11 ] Mehrpouya M, Graham E, Park S S. FRF Based Joint Dynamics Modeling and Identification [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2013, 39 (1): 265-279.
- [ 12 ] Feng Guoquan, Zhou Baizhuo, Luo Guihuo. Vibration Characteristic Investigation of Counter-Rotating Dual-Rotor in Aero-Engine [J]. *Transactions of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics*, 2012, 29(1): 33-39.
- [ 13 ] Ren Y, Beards C F. On Substructure Synthesis with FRF Data [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1995, 185(5): 845-866.
- [ 14 ] 胡海岩, 陈怀海. 机械振动基础[M]. 北京:北京航空航天大学出版社, 2005: 76-120.
- [ 15 ] 郭勤涛, 张令弥, 费庆国. 结构动力学有限元模型修正的发展——模型确认[J]. 力学进展, 2006, (1): 36-42.
- [ 16 ] 陈果. 航空发动机整机振动耦合动力学模型及其验证[J]. 航空动力学报, 2012, 27(2): 241-254.

(编辑:朱立影)