

文章编号:1000-8055(2017)07-1736-11

doi:10.13224/j.cnki.jasp.2017.07.026

# 安装节刚度对发动机整机耦合振动的影响分析

屈美娇<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, 南京 210016;

2. 中国航空发动机集团有限公司 沈阳发动机研究所, 沈阳 110015)

**摘 要:** 以带机匣的航空发动机转子试验器为研究对象,建立了模拟实际发动机安装条件下试验器的整机有限元模型。对试验器进行了整机模态试验,并利用试验器的模态试验结果对有限元模型进行了修改和验证。在此基础上,仿真计算了自由安装边界、固定安装边界和不同安装节刚度的弹性安装边界的试验器前 3 阶固有频率和模态振型,通过定义转静耦合因子,研究了安装节刚度对试验器转子、静子耦合程度的影响。结果表明:模态振型的转子、静子耦合程度越高,安装条件对该阶模态影响越大,并且安装节刚度对转子、静子耦合程度影响是非线性的。由于实际大型涡扇发动机的在很多模态下均存在转子、静子耦合现象,因此安装节的刚度对转子、静子耦合作用的影响不容忽视,在有限元建模和仿真计算中需要仔细考虑。

**关 键 词:** 航空发动机; 整机振动; 耦合动力学; 安装节; 有限元

中图分类号: V231.92

文献标志码: A

## Analysis on effect of mount stiffness on whole engine coupling vibration

QU Meijiao<sup>1</sup>, CHEN Guo<sup>1</sup>, FENG Guoquan<sup>2</sup>

(1. College of Civil Aviation, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

2. Shenyang Engine Research Institute, Aero Engine (Group) Corporation of China, Shenyang 110015, China)

**Abstract:** Using an aero-engine rotor tester with casing, a finite element model of engine to simulate the actual mounting condition was built. The modal tests of the tester under installation were carried out, and the finite element model was updated and verified based on the modal test results. The first 3 order natural frequencies and modal shapes of the tester were calculated under the conditions of the free boundary, fixed boundary and flexible mounting boundary with different mount stiffness values. By defining a rotor-stator coupling factor, the effect of the mount stiffness on the coupling degree between the stator and the rotor was studied. Results show that the coupling degree between stator and rotor increases with the increasing effect of mounting condition for a certain order mode. Moreover, the effect of the mount stiffness values on the rotor-stator coupling is nonlinear. Because the coupling phenomena between stator and rotor exist in many modes of practical large scale turbofan engines, the effect of the mount stiffness values on the coupling vibration of engine

收稿日期:2015-10-30

基金项目:国家自然科学基金面上项目(51675263); 江苏省研究生培养创新工程项目(KYLX16\_0387); 南京航空航天大学博士学位论文创新创优基金(BCXJ17-10)

作者简介:屈美娇(1990—),女,博士生,主要从事航空发动机整机振动与转子动力学研究。

引用格式:屈美娇,陈果,冯国全.安装节刚度对发动机整机耦合振动的影响分析[J].航空动力学报,2017,32(7):1736-1746. QU Meijiao, CHEN Guo, FENG Guoquan. Analysis on effect of mount stiffness on whole engine coupling vibration[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(7): 1736-1746.

cannot be ignored. Therefore, the mount conditions should be considered carefully in finite element modeling and simulating.

**Key words:** aero-engine; the whole engine vibration; coupling dynamics; mount; finite element method

航空发动机的整机振动建模与仿真是预计航空发动机振动的重要方法<sup>[1-3]</sup>。近年来,随着航空发动机薄壁机匣、弹性支承结构的广泛采用,转子-机匣-支承-安装节的耦合振动问题已经得到了普遍的重视。欧园霞等<sup>[4]</sup>将模态综合法与有限元法相结合,对发动机转子-支承-机匣系统的整机振动特性进行分析。陈果<sup>[5-7]</sup>利用有限元法对转子和机匣系统建模,支承系统采用集总参数模型,建立了一种通用的复杂转子-支承-机匣耦合动力学模型。Moore等<sup>[8]</sup>采用实体单元计算了涡轮压缩机的整机动力特性;洪杰、陈萌等<sup>[9-10]</sup>用3维实体单元建立了航空发动机整机有限元模型;Schönrock等<sup>[11]</sup>用有限元法计算并验证了BR710的整机动力特性。

长期以来,在航空发动机整机振动耦合动力学研究中,主要是考虑转子-支承-静子系统的耦合振动,安装节仅作简单的自由和固定边界条件处理<sup>[8-11]</sup>,将整机系统的耦合仅仅局限转子和机匣间的相互作用和影响。安装条件的简单处理,在理论上缺乏依据,在工程应用中将导致整机模型不能很好地反映系统动力特性,从而影响整机振动响应的预计。任兴民等<sup>[12-15]</sup>提出了一种静子动力特性的试验——解析算法,用实测的安装节动柔度来反映飞机系统的影响,采用传递矩阵法计算静子系统动力特性;用直接积分法分析发动机整机瞬态动力响应;计算各主轴承到安装节的传递函数和转子系统的动力响应,预计发动机整机稳态动力响应。郑旭东等<sup>[16]</sup>应用整体传递矩阵法对某型发动机转子-支承-机匣-安装节系统进行了整机临界转速及应变能分布的计算与分析。上述研究在计算整机动力特性时,均考虑了安装节的影响,但是并未指出安装节对整机动力特性及转子、静子耦合程度的影响。此外,现有研究中,对于转子、静子的耦合程度缺乏有效的评定机制,不利于耦合动力特性的研究。

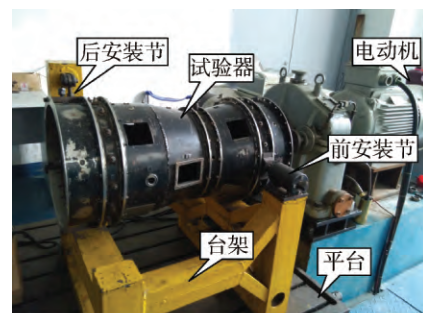
鉴于此,本文以带机匣的航空发动机转子试验器为研究对象,综合考虑安装节、静子系统、支承、转子系统的耦合作用,建立航空发动机整机振动有限元模型,并利用整机模态试验进行了模型修改和验证。针对定量评价转子、静子耦合程

度的问题,提出了一个转子、静子耦合程度评价指标——转静耦合因子,研究了安装节-静子系统-支承-转子系统组成的整机系统的动力特性,探究了安装节刚度对于发动机整机动力特性及转子、静子耦合程度的影响。

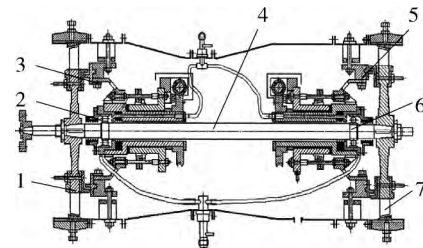
## 1 带机匣的转子试验器简介

本文的研究对象是一个带机匣的航空发动机转子试验器,该试验器由沈阳发动机研究所设计制造。试验器在外形上与发动机核心机机匣一致,尺寸缩小为原来的1/3;内部结构做了必要简化,核心机采用0-2-0支承结构,多级压气机简化为单级的盘片结构,叶片简化为斜置平面,多级涡轮做同样简化。轴为实心刚性轴,压气机盘与轴、涡轮盘与轴采用圆锥形配合面和180°双键连接。试验器采用电动机驱动,构成一个典型的单转子航空发动机系统模型。试验器真实图片如图1(a)所示,其剖面图如图1(b)所示。

航空发动机转子试验器通过刚性支架固定,并安装在试验平台上。前安装节位于压气机静子



(a) 航空发动机转子试验器实物图



1 压气机转子; 2 滚棒轴承; 3 压气机静子;  
4 轴; 5 涡轮转子; 6 球轴承; 7 涡轮静子

(b) 航空发动机转子试验器剖面图

图1 航空发动机转子试验器

Fig. 1 Aero-engine rotor tester

机匣左右两侧,采用螺栓结构固定在支架上,结构如图 2(a)所示。后安装节位于涡轮静子机匣左侧(顺航向看),通过铰链悬挂吊起试验器尾部,如图 2(b)所示。安装节并不对称,这种安装方式是当前航空发动机台架安装和装机的常见方式,在试验和实际应用中被广泛采用,具有一定的代表性。



(a) 前安装节结构



(b) 后安装节结构

图 2 试验室安装条件下试验器安装节结构  
Fig. 2 Tester mounting structures mounting in test room

## 2 试验器的有限元建模及有限元模型的试验验证

### 2.1 试验器的整机模态试验

#### 2.1.1 试验方案

试验采用单点激励多点测量的方法,在试验器上选取 13 个测点(测点位置如图 3 所示),其中转子 6 个测点,静子 7 个测点,依次布置 B&K4508ICP 加速度传感器。试验采用正弦激励法,测点 1 为激励点,安装南京航空航天大学振动工程研究所研制的 HEV-500 型高能电动式激振器,正弦激励力通过安装在激振器顶杆和结构之间的阻抗头测量。

#### 2.1.2 试验结果及分析

由单点激励多点测量的方法可以得到频响函数矩阵中的一列,利用振动模态识别软件,可以得

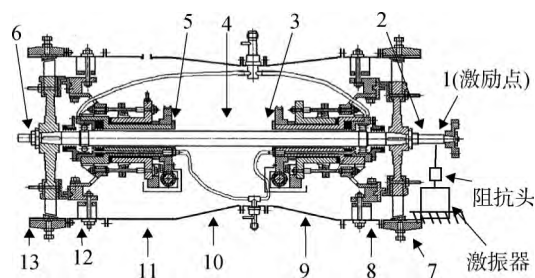


图 3 试验器整机模态试验测点位置示意图

Fig. 3 Test point positions schematic diagram of the whole tester modal test

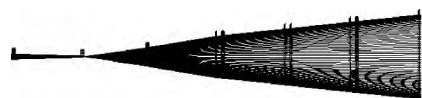
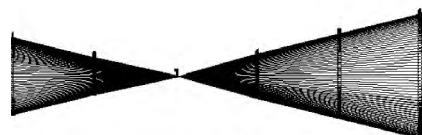
到试验器的前 3 阶模态参数,如表 1 所示。其中,第 1 阶为转子、静子耦合的整机刚体振型,转子俯仰,静子俯仰,频率为 38.2 Hz。试验第 2 阶为转子平动的刚体振型,频率为 46.6 Hz。试验器第 3 阶模态振型为转子 1 阶弯曲,频率为 113.3 Hz。图 4 为前 3 阶试验模态振型,图中上方为静子机匣的振型,下方为转子的振型。显然,在前 3 阶试验器模态振型中,只有第 1 阶出现转子、静子耦合振动,后两阶振型中静子机匣振动远比转子振动小,转子、静子耦合较小。

该试验器静子机匣壁厚为 4 mm,相对于转子结构刚度较强,静子结构本身和转子结构不会发生耦合振动,在水平方向的静子机匣的振动是由

表 1 试验模态结果

Table 1 Test modal results

参数	阶数		
	第 1 阶	第 2 阶	第 3 阶
固有频率 $f/\text{Hz}$	38.2	46.6	113.3
相对阻尼比	0.0183	0.0167	0.0134

(a) 第 1 阶( $f=38.2\text{ Hz}$ )(b) 第 2 阶( $f=46.6\text{ Hz}$ )

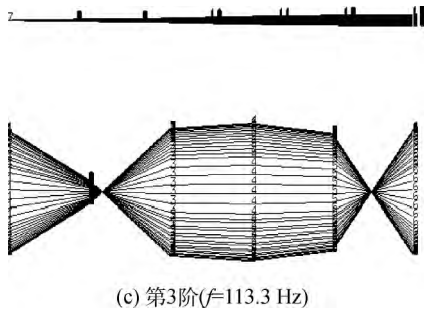


图 4 试验前 3 阶模态振型

Fig. 4 The first 3 orders modal shapes of test

于水平方向后安装节处缺乏约束引起的,即第 1 阶刚体耦合振型是试验器的安装方式引起的。第 1 阶临界转速也是在研究发动机振动特性时非常关注的动力特性,因此,在航空发动机整机振动建模与分析中,安装节刚度的合理设置非常重要。

### 2.2 试验器的有限元建模

#### 2.2.1 基于 UG 软件的 3 维建模

转子试验器结构复杂,机匣上存在观察孔、激励孔、螺栓、键槽等细小尺寸结构,这些结构对试验器的整机动力特性影响不大,但是在有限元划分网格时,会使网格规模激增,导致计算量增大。因此,在建模过程中,对结构进行了一些简化,忽略了一些细小尺寸结构。基于 UG 建立的带机匣转子试验器 3 维模型如图 5 所示。

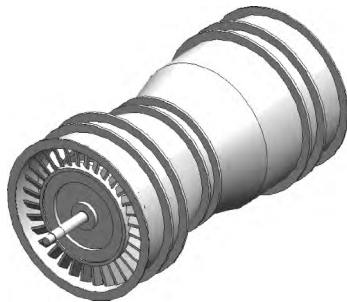


图 5 试验器三维实体模型

Fig. 5 Three-dimensional geometric model of the tester

#### 2.2.2 基于 HYPERMESH 软件的有限元建模

将 UG 模型以 IGES(initial graphics exchange specification)格式导出,导入 HYPERMESH 进行网格划分。HYPERMESH 提供多种网格划分方式,精确控制网格规模及网格质量,实现高效高质量的有限元建模。试验器转子所用材料为 30CrMnSi,机匣所用材料为 1Cr18Ni9Ti,材料参数如表 2 所示。

表 2 试验器模型材料参数

Table 2 Material parameters of tester model

弹性模量 $E/10^{11}$ Pa	密度 $\rho/(kg/m^3)$	泊松比 $\mu$
2.11	7800	0.3

选取 Solid 186 单元对静子和转子结构分别进行网格划分,在支承处采用 Combin 14 单元连接,代替真实的轴承结构,前后支承刚度与真实轴承刚度一致,各向同性。用试验结果修正有限元模型,模型各支承刚度如表 3 所示。其中,  $k_1, k_2$  分别为转子前后支承刚度,  $k_{3x}, k_{3y}$  为试验器前安装节水平和垂直方向刚度,  $k_{4x}, k_{4y}$  为试验器后安装节水平和垂直方向刚度。整机有限元模型如图 6 所示。共划分单元为 179 763 个,节点为 57 204 个。

表 3 试验器支承参数(单位: $10^6$  (N/m))

Table 3 Supports parameters of tester (unit: $10^6$  (N/m))

参数	数值	参数	数值
$k_1$	1.0	$k_{3y}$	50
$k_2$	1.0	$k_{4x}$	5.0
$k_{3x}$	50	$k_{4y}$	5.0

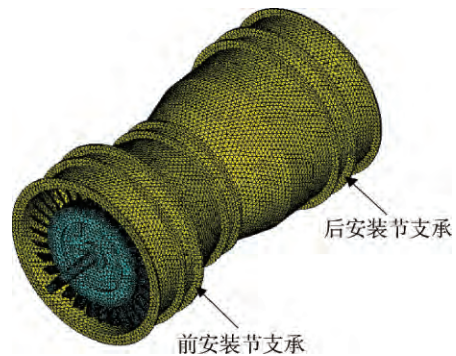


图 6 试验器有限元模型

Fig. 6 Finite element model of tester

### 2.3 有限元模型的验证

将有限元模型以 CBD(coded database)格式导出,导入 ANSYS 软件进行有限元计算,得到前 3 阶模态振型如图 7 所示。其中,试验器第 1 阶模态振型为整机刚体振型,转子、静子发生耦合振动,转子俯仰,静子俯仰,频率为 38.3 Hz。试验器第 2 阶模态振型也为刚体振型,表现为转子平动,频率为 45.6 Hz。试验器第 3 阶模态振型为转子 1 阶弯曲,频率为 113.0 Hz。

将仿真计算和试验得到的前 3 阶固有频率进

行对比,结果如表 4 所示,其中,相对误差的计算是以试验结果为基准的。

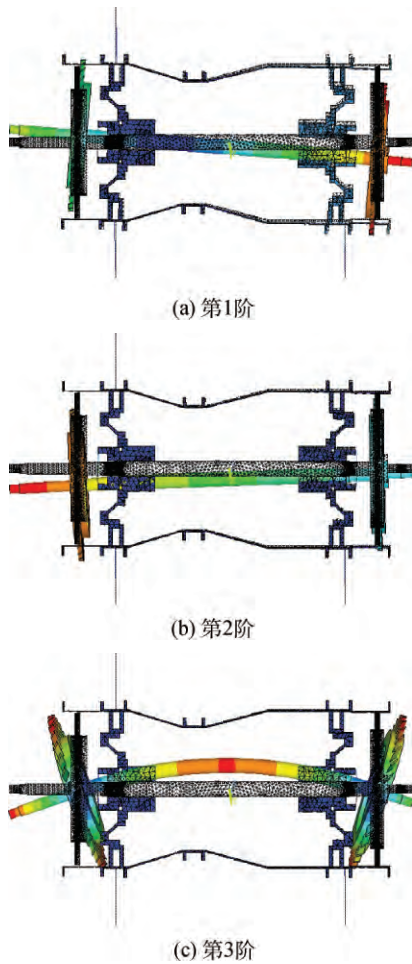


图 7 试验室安装状态前 3 阶模态振型

Fig. 7 The first 3 orders modal shapes in the condition of mounting in test room

表 4 仿真与试验前 3 阶固有频率对比

Table 4 Comparisons between the first 3 orders natural frequencies of simulation and test result

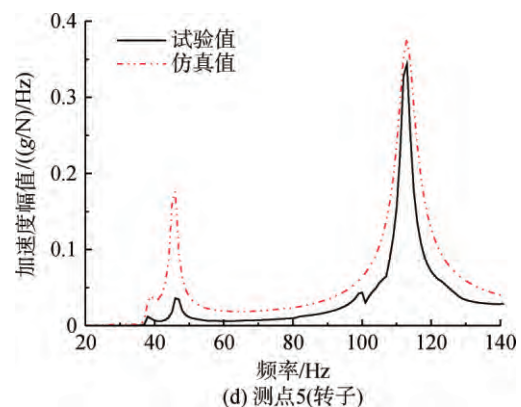
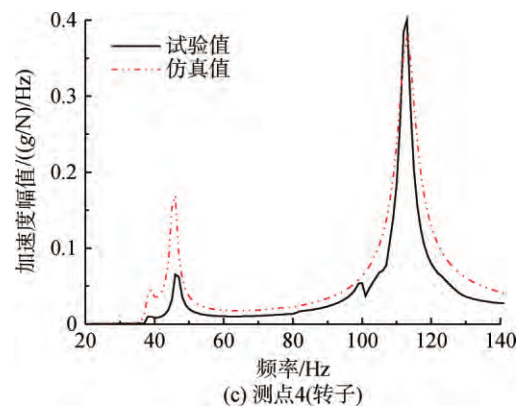
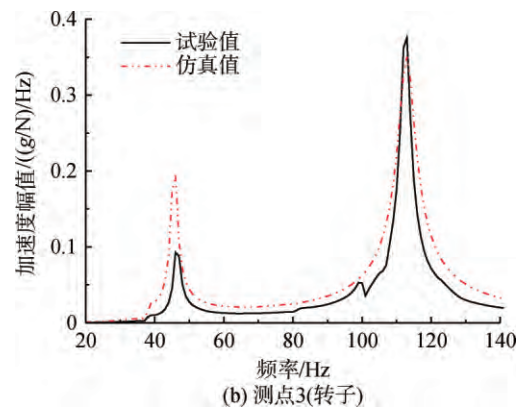
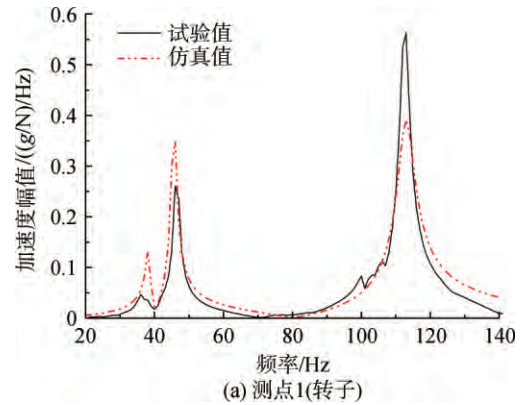
参数	阶数		
	第 1 阶	第 2 阶	第 3 阶
固有频率试验结果/Hz	38.3	46.6	113.3
固有频率仿真结果/Hz	38.2	45.6	112.9
相对误差/%	-0.26	-2.14	-0.35

进一步对仿真模型进行谐响应计算,取有限元模型与试验测点对应的点,计算各测点加速度频率响应函数,与试验得到的频率响应函数进行对比。测点 1、测点 3、测点 4、测点 5、测点 7、测点 13 的试验频率响应函数曲线与仿真频率响应函数曲线对比如图 8 所示。

由图 7,图 8 及表 4 可以得出如下结论:

1) 仿真与试验的前 3 阶模态振型非常一致。第 1 阶均为转子、静子耦合的整机刚体振动,第 2 阶均为转子平动,第 3 阶均为转子 1 阶弯曲振型。

2) 仿真计算得到的第 1 阶固有频率与试验值误差仅为 -0.26%,第 2 阶固有频率与试验值



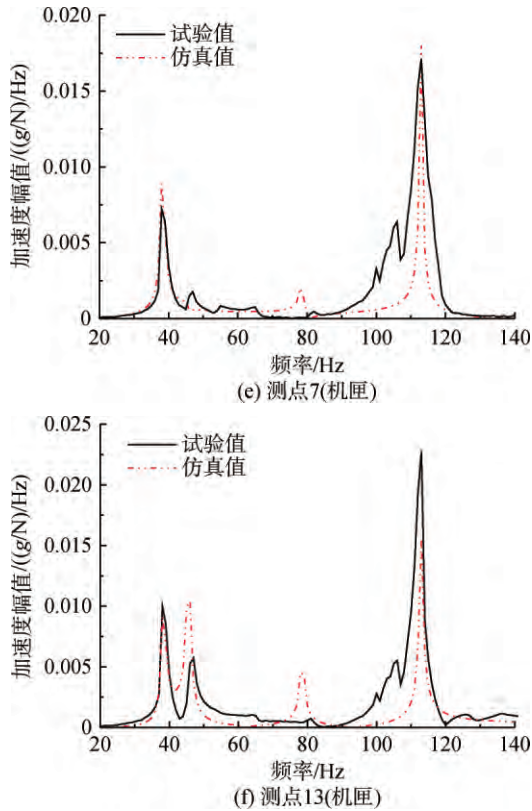


图 8 试验与仿真频率响应函数对比结果

Fig. 8 Comparisons between the frequency response functions of test and simulation results

的误差仅为  $-2.14\%$ , 第 3 阶固有频率与试验值的误差为  $-0.35\%$ , 仿真与试验得到的前 3 阶固有频率吻合程度很好。

3) 仿真计算得到的测点 1、测点 3、测点 4、测点 5、测点 7、测点 13 的加速度频率响应函数与试验结果基本一致。

综上所述, 本文所建立的有限元模型能够真实的反映试验器本身的固有特性, 建模方法正确, 模型准确, 可以用以计算和预测真实试验器的特性。

### 3 安装节刚度对试验器整机动力学特性的影响分析

本文基于转子试验器的转子-支承-机匣-安装节耦合动力学有限元模型, 研究安装节的刚度对整机耦合振动的影响, 安装节考虑 3 种情况: ①自由安装边界; ②固定安装边界; ③弹性安装边界, 即安装节具有一定的刚度。

#### 3.1 自由安装边界下的整机动力特性

不考虑安装节刚度因素, 令模型所有安装节无约束, 在自由安装边界下, 计算试验器整机动力特性, 得到前 3 阶模态频率及振型如图 9 所示。

从计算结果可以看出:

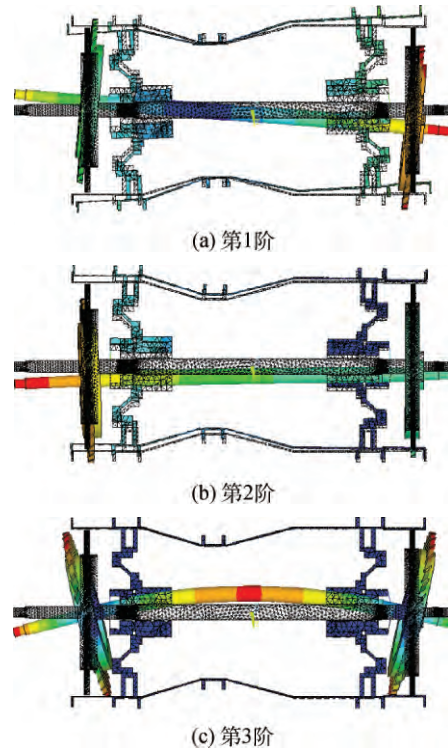


图 9 自由安装边界下前 3 阶模态振型

Fig. 9 The first 3 orders modal shapes in the free mounting boundary

1) 第 1 阶固有频率为  $55.06\text{ Hz}$ , 转子为俯仰振型, 静子结构也为俯仰振型, 与转子俯仰反相。静子结构振动幅度与转子相近。

2) 第 2 阶固有频率为  $56.02\text{ Hz}$ , 转子整体平移, 转子前端振幅略大于后端振幅, 压气机静子机匣随转子同相俯仰。静子结构振动幅度相对于转子较大。

3) 第 3 阶固有频率为  $112.97\text{ Hz}$ , 转子发生 1 阶弯曲, 静子结构相对于转子结构几乎没有振动。

#### 3.2 固定安装边界下整机动力特性

在试验器的前后安装节位置加全约束, 令安装节位置完全固定, 计算得到试验器的前 3 阶模态, 模态振型如图 10 所示。该方法是目前对航空发动机进行整机 3 维建模分析时最常用的研究方式。

从计算结果可以看出:

1) 第 1 阶固有频率为  $42.59\text{ Hz}$ , 振型为转子俯仰, 静子结构基本不振动。

2) 第 2 阶固有频率为  $47.09\text{ Hz}$ , 转子整体平移, 静子结构基本不振动。

3) 第 3 阶固有频率为  $112.97\text{ Hz}$ , 转子发生 1 阶弯曲, 静子结构基本不振动。

在前 3 阶振型中, 静子结构相对于转子结构振幅均较小, 主要原因为安装节位置全约束, 限制

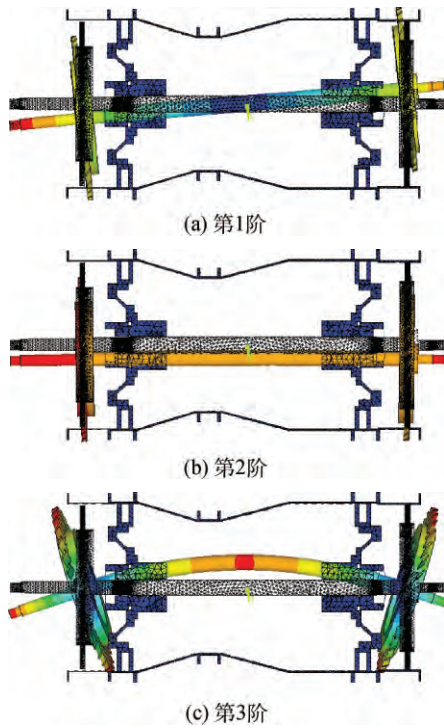


图 10 固定安装边界下前 3 阶模态振型  
Fig. 10 The first 3 orders modal shapes in the fixed mounting boundary

了静子结构的振动。第 1 阶仿真模态振型与试验模态振型相比,静子结构的振动未能表现出来,并且第 1 阶仿真固有频率提高,主要原因是静子结构被不合理约束,第 1 阶参振质量降低,导致固有频率提高。

### 3.3 转静耦合因子

为了衡量转静子间的耦合程度,本文定义了一个转子、静子耦合程度评价指标——转静耦合因子。定义第  $i$  阶模态振型中的转静耦合因子  $C_i$  为

$$C_i = \frac{|S_i|_{\max}}{|R_i|_{\max}}$$

其中  $|R_i|_{\max}$  为第  $i$  阶模态振型中,转子各截面处的模态振型分量绝对值中的最大值;  $|S_i|_{\max}$  为第  $i$  阶模态振型中,静子机匣各截面处的模态振型分量绝对值中的最大值。

### 3.4 不同状态下整机耦合振动特性对比分析

由于 ANSYS 模态计算时,采用的是质量矩阵归一化的方法,故对同一结构,其模态振型位移具有可比性。分别提取自由安装边界、固定安装边界及弹性安装边界状态下,转子试验器的前 3 阶模态振型数据,比较不同边界条件对同一模态振型的影响。前 3 阶振型位移如图 11 所示。

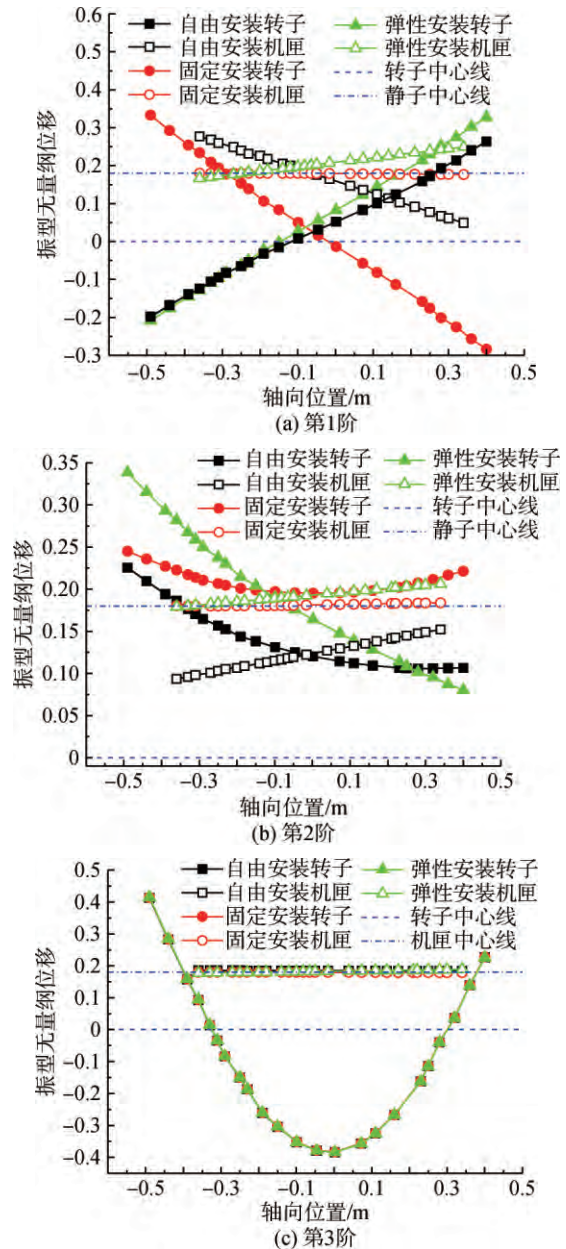


图 11 不同安装边界下仿真模态振型无量纲位移  
Fig. 11 Simulated modal shape dimensionless displacements in different mounting boundaries

分别计算自由安装边界、固定安装边界及弹性安装边界下的前 3 阶模态振型转静耦合因子,如表 5 所示。

表 5 不同安装边界下前 3 阶转静耦合因子

Table 5 Rotor-stator coupling factor of the first 3 orders modal shapes in different mounting boundaries

耦合因子	边界类型		
	自由安装	固定安装	弹性安装
$C_1$	0.496	0.012	0.211
$C_2$	0.384	0.015	0.078
$C_3$	0.015	0.003	0.021

由图 11 和表 5 可知

1) 试验器第 1 阶模态振型受安装状态影响很大。不同安装状态下模态振型及转子、静子耦合程度变化很大。在自由安装边界下,表现为转子俯仰,静子与转子反相俯仰,转静耦合因子为 0.496,转子、静子耦合程度高。固定安装边界下,第 1 阶模态振型表现为,转子俯仰,静子相对于转子振动很小,转静耦合因子为 0.012,转子、静子耦合程度低。弹性安装边界下,第 1 阶模态振型为,转子俯仰,静子与转子同相俯仰,转静耦合因子为 0.211,耦合程度较高,模态振型与试验第 1 阶模态振型相近。

2) 试验器第 2 阶模态振型受安装状态影响较小。不同安装状态下,转子、静子振型基本一致,均表现为转子平动,弹性安装边界及固定安装边界的转静耦合因子均小于 0.1。在自由安装边界下,表现为转子平动,静子平动,转静耦合因子为 0.384,耦合程度高。固定安装边界下,表现为转子平动,静子基本不动,转静耦合因子为 0.015,耦合程度低。弹性安装边界下,表现为转子平动,静子相对于转子振动较小,转静耦合因子为 0.078,耦合程度低,与试验第 2 阶模态振型相近。

3) 试验器第 3 阶模态振型几乎不受安装状态影响。自由安装边界、固定安装边界和弹性安装边界下的转静耦合因子均小于 0.003,耦合程度均很低。且各状态的静子和转子振型位移曲线均能重合,具有很好的一致性。主要原因是,转子 1 阶弯曲的节点位置在前、后支承处,该阶振型下,转子振动传递给静子结构的振动非常有限。

4) 固定安装边界下,前 3 阶静子振型位移都很小,相对于静子结构中心线几乎没有振动,转静耦合程度因子均低于 0.02。观察试验得到的振型可知,在第 1 阶固有频率时,静子振型位移很大,相对于转子振型位移已不可忽略。固定安装边界下,机匣结构的振动在一定程度上被限制,在研究转子、静子耦合的整机振动问题时,该状态的 3 维模型无法很好地模拟耦合振动,尤其是机匣结构的振动特性。

由此可见,试验器第 1 阶模态振型转静耦合程度较高,受安装条件影响很大。第 2 阶模态振型耦合程度较低,受安装条件影响较小。第 3 阶模态振型耦合程度非常低,几乎不受安装条件影响。安装条件对于转子、静子耦合程度高的模态振型影响较大。在研究特定的模态振型时,应设

置合理的安装条件。

### 3.5 安装节刚度对整机动力特性的影响分析

#### 3.5.1 安装节刚度对整机固有频率的影响分析

在弹性安装边界下,分别设定后安装节刚度为  $5 \times 10^6$  N/m,前安装节刚度为  $5 \times 10^7$  N/m,改变另一安装节刚度,计算不同条件下试验器的前 3 阶固有频率,得到结果如图 12 所示。

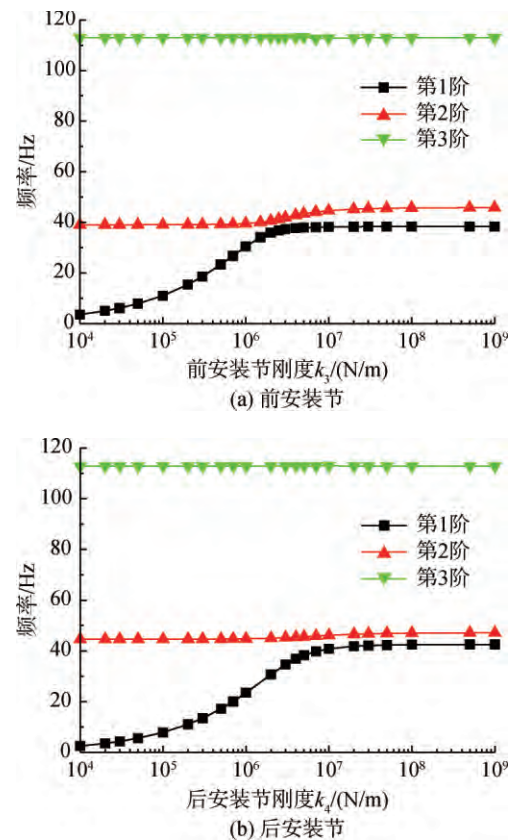


图 12 前 3 阶固有频率与安装节刚度的关系

Fig. 12 Relationship between the first 3 orders natural frequencies and mount stiffness values

图 12 可得到如下结论:

1) 试验器第 1 阶固有频率,随前安装节刚度的增大逐渐增大,在刚度增大到  $2 \times 10^6$  时,第 1 阶固有频率稳定在 38 Hz 左右;随后安装节刚度的增大而增大,在刚度增大到在刚度增大到  $1 \times 10^7$  时,第 1 阶固有频率稳定在 38 Hz 左右。

2) 试验器第 2 阶固有频率,随前安装节刚度的增大变化不大。前安装节刚度在  $1 \times 10^4 \sim 1 \times 10^6$  N/m 时,第 2 阶固有频率稳定在 39 Hz 左右,在  $1 \times 10^6 \sim 1 \times 10^7$  N/m 时,第 2 阶固有频率增大,刚度大于  $1 \times 10^7$  N/m 时,第 2 阶固有频率不再增大,稳定在 46 Hz 左右。试验器第 2 阶固有频率随后安装节刚度的增大变化不大,稳定在



46 Hz左右。

3) 试验器第 3 阶固有频率, 随前、后安装节刚度的增大变化很小, 受前、后安装节刚度影响均不大。

试验器的第 1 阶振型转子、静子耦合程度高, 其固有频率对安装节刚度的变化较为敏感。第 2 阶、第 3 阶模态振型转子、静子耦合程度低, 固有频率受安装节刚度影响不大。

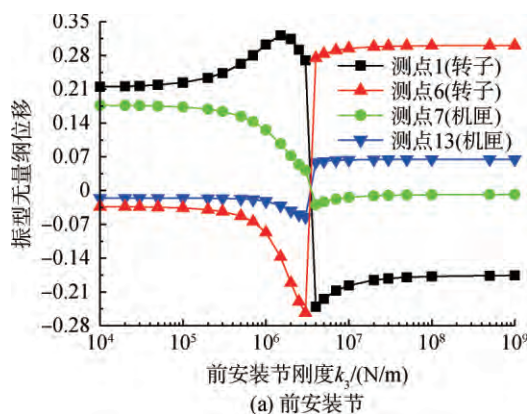
### 3.5.2 安装节刚度对转子、静子耦合程度的影响

试验器第 1 阶模态振型转子、静子耦合程度高, 其固有频率受安装节刚度影响很大。分别固定后安装节刚度为  $5 \times 10^6$  N/m, 前安装节刚度为  $5 \times 10^7$  N/m, 改变另一安装节刚度。计算不同条件下试验器的第 1 阶固有频率, 提取第 1 阶振型位移数据, 分析前后安装节变化对第 1 阶转子和静子振型及转子、静子耦合程度的影响。由于转子和静子均发生俯仰振型, 测点 1 和测点 6 可明确表示转子的第 1 阶振型变化情况, 类似的, 选取测点 7 (即机匣上第 1 测点) 和测点 13 (即机匣上第测点 7) 反映静子的第 1 阶振型变化情况。绘制所选取测点的无量纲振型位移随安装节刚度变化的曲线, 得到结果如图 13 所示。为使结果更加清晰, 趋势更加明显, 取无量纲振型位移绝对值, 结果如图 14 所示。

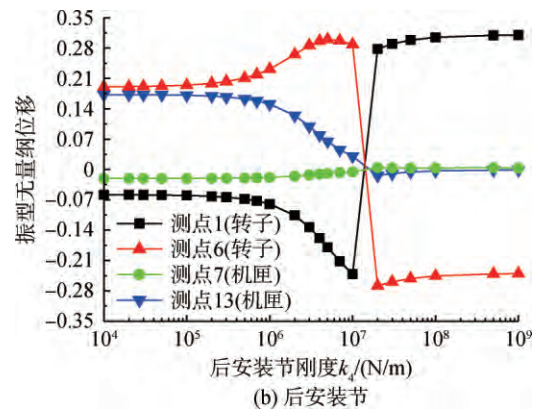
由图 13、图 14 可得出如下结论:

1) 随着前安装节刚度的增大, 测点 1 的振型位移先稳定, 后增大, 随后减小最后稳定。测点 6 的振型位移先稳定后增大, 最后趋于稳定。前安装节刚度小于  $1 \times 10^5$  N/m 时, 测点 1、测点 6 振型位移基本不变; 前安装节刚度为  $3 \times 10^6$  N/m 和  $4 \times 10^6$  N/m 之间时, 转子俯仰反相; 前安装节刚度大于  $3 \times 10^7$  N/m 时, 测点 1 和 6 振型位移基本不再变化, 转子模态振型不再变化。

2) 随着前安装节刚度的增大, 测点 7 的振型



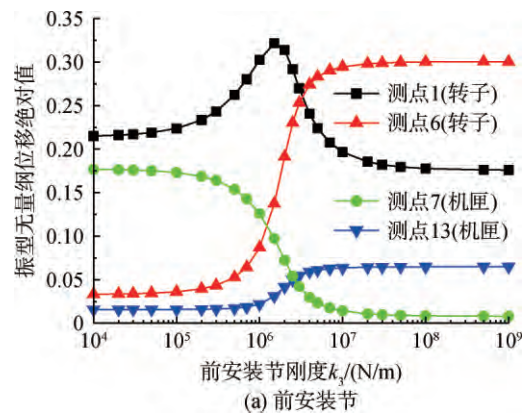
(a) 前安装节



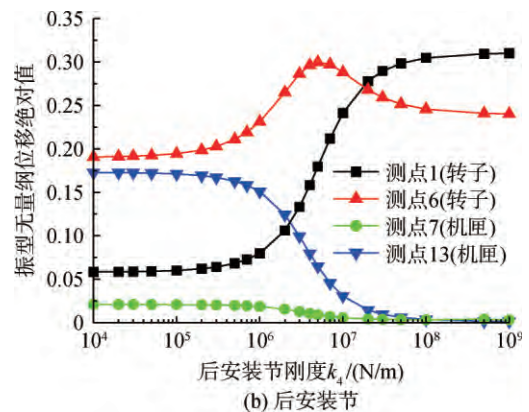
(b) 后安装节

图 13 测点 1、测点 6、测点 7、测点 13 的第 1 阶模态振型位移随安装节刚度的变化关系

Fig. 13 Relationships between the 1st order modal shape displacement of the test point 1, 6, 7, 13 and mounts stiffness values



(a) 前安装节



(b) 后安装节

图 14 测点 1、测点 6、测点 7、测点 13 的第 1 阶模态振型位移绝对值随安装节刚度的变化关系

Fig. 14 Relationship between the 1st modal shape displacement absolute values of the test point 1, 6, 7, 13 and mount stiffness values

位移先稳定后减小最后稳定。测点 13 的振型位移先稳定后增大, 最后趋于稳定。前安装节刚度小于  $1 \times 10^5$  N/m 时, 测点 7、测点 13 振型位移基本不变; 前安装节刚度为  $3 \times 10^6$  N/m 和  $4 \times 10^6$

N/m 之间时,机匣俯仰反相;前安装节刚度大于  $3 \times 10^7$  N/m 时,测点 7 和测点 13 振型位移基本不再变化,静子模态振型不再变化。

3) 随着后安装节刚度的增大,测点 1 的振型位移先稳定后减小最后稳定。测点 6 的振型位移先稳定后增大,最后趋于稳定。后安装节刚度小于  $1 \times 10^5$  N/m 时,测点 1、测点 6 振型位移基本不变;后安装节刚度在  $1 \times 10^7$  N/m 和  $2 \times 10^7$  N/m 之间时,转子俯仰反相;后安装节刚度大于  $1 \times 10^8$  N/m 时,转子模态振型不再变化。

4) 随着后安装节刚度的增大,测点 7、测点 13 的振型位移变化趋势相同,先稳定后减小最后稳定在零处,即不再发生振动。后安装节刚度小于  $1 \times 10^5$  N/m 时,测点 7、测点 13 振型位移基本不变;后安装节刚度为  $1 \times 10^7$  N/m 和  $2 \times 10^7$  N/m 之间时,机匣俯仰反相;后安装节刚度大于  $1 \times 10^8$  N/m 时,静子几乎不再发生振动。

计算不同安装节刚度下的试验器第 1 阶转静耦合因子,由图 14 可知

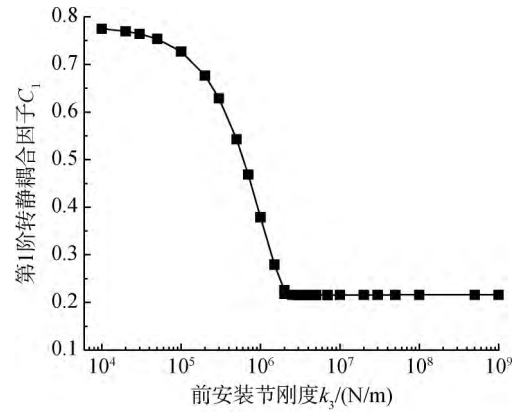
$$C_1 = \begin{cases} |D_{7,c}| / |D_{1,r}|, & k_3 < 2 \times 10^6 \text{ N/m} \\ |D_{13,c}| / |D_{6,r}|, & k_3 \geq 2 \times 10^6 \text{ N/m} \\ |D_{13,c}| / |D_{6,r}|, & k_4 < 3 \times 10^7 \text{ N/m} \\ |D_{7,c}| / |D_{1,r}|, & k_4 \geq 3 \times 10^7 \text{ N/m} \end{cases}$$

式中  $D_{j,c}$  表示测点  $j$  (机匣) 振型位移,  $D_{j,r}$  表示测点  $j$  (转子) 振型位移。计算  $C_1$  随前、后安装节变化的曲线如图 15 所示。

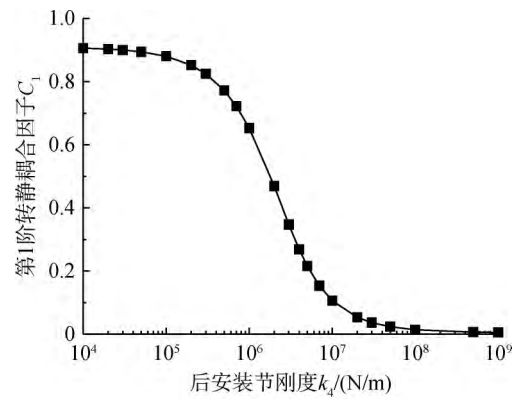
由图 15 可知

1) 随着前安装节刚度的增大,  $C_1$  不断减小, 转子、静子耦合程度不断降低。当前安装节刚度小于  $1 \times 10^5$  N/m 时,  $C_1$  变化平缓, 转子、静子耦合程度受安装节刚度影响较小。当前安装节刚度在  $1 \times 10^5 \sim 2 \times 10^6$  N/m 之间时,  $C_1$  迅速下降, 转子、静子耦合程度随前安装节刚度增大明显下降。当前安装节刚度大于  $2 \times 10^6$  N/m 时,  $C_1$  基本不再变化, 前安装节刚度不再影响转子、静子耦合程度。

2) 随着后安装节刚度的增大,  $C_1$  不断减小, 直至趋近于 0。后安装节刚度小于  $1 \times 10^5$  N/m 时,  $C_1$  变化平缓, 转子、静子耦合程度受安装节刚度影响较小。当后安装节刚度在  $1 \times 10^5 \sim 1 \times 10^8$  N/m 之间时,  $C_1$  迅速下降, 转子、静子耦合程度随前安装节刚度增大明显下降。当后安装节刚度大于  $1 \times 10^8$  N/m 时,  $C_1$  基本不再变化, 后安装节刚度不再影响转子、静子的耦合程度。



(a) 前安装节



(b) 后安装节

图 15 第 1 阶转静耦合因子随安装节刚度的变化关系

Fig. 15 Relationship between the 1st rotor-stator coupling factors and mount stiffness values

当安装节刚度很大或者很小时,对于整机振型和转子、静子耦合程度影响较小,安装节刚度在一定范围内对转子、静子耦合程度会产生较大的影响。对该试验器,前、后安装节刚度分别在  $1 \times 10^5 \sim 2 \times 10^6$  N/m 和  $1 \times 10^5 \sim 1 \times 10^8$  N/m 时,第 1 阶整机模态振型和转子、静子耦合程度受安装节刚度影响较大。

## 4 结论

本文建立了安装条件下带机匣的航空发动机转子试验器的整机有限元模型,并用模态试验对该模型进行了修改和验证。提出了一种评价转子、静子间耦合作用的无量纲量——转静耦合因子,仿真研究了安装节刚度对试验器前 3 阶固有频率的影响,分析了前、后安装节刚度的变化对试验器第 1 阶模态振型及转子、静子耦合程度的影响,得到结论如下:

1) 本文所建立的有限元整机模型前 3 阶固有频率、模态振型与整机模态试验结果对应良好,

且仿真得到的转子和机匣的测点频率响应函数与试验结果吻合良好。该试验器整机有限元模型能够真实反映该试验器的动力特性。

2) 在安装节自由安装边界、固定安装边界和具有一定刚度的弹性安装边界下, 试验器第1阶模态振型差异很大, 第2阶模态振型总体保持一致, 第3阶模态振型几乎完全一致。模态振型的转子、静子耦合程度越高, 安装条件对该阶模态影响越大。

3) 安装节刚度对转子、静子耦合程度影响是非线性的, 当安装节刚度很大或者很小时, 对于整机振型和转子、静子耦合程度影响均变得很小。对试验器第1阶模态, 前安装节刚度在  $1 \times 10^5 \sim 2 \times 10^6$  N/m 之间, 后安装节刚度在  $1 \times 10^5 \sim 1 \times 10^8$  N/m 之间时, 安装节刚度对该阶模态的转子、静子耦合影响很大, 在此区间以外, 变得不明显。

## 参考文献:

- [1] 《航空发动机设计手册》总编委会. 航空发动机设计手册: 第19册 转子动力学及整机振动[M]. 北京: 航空工业出版社, 2000.
- [2] 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 Astronautica Sinica, 2011, 32(8): 1371-1391. (in Chinese)
- [3] 温登哲, 陈予恕. 航空发动机机匣动力学研究进展与展望[J]. 动力学与控制学报, 2013, 11(1): 12-19.  
WEN Dengzhe, CHEN Yushu. Review and prospect on the research of aero-engine casing dynamics[J]. Journal of Dynamics and Control, 2013, 11(1): 12-19. (in Chinese)
- [4] 欧园霞, 李平. 用模态综合法分析发动机整机振动特性[J]. 航空动力学报, 1987, 2(3): 209-281.  
OU Yuanxia, LI Ping. Mode synthesis analysis of vibration characteristics of entire engine[J]. Journal of Aerospace Power, 1987, 2(3): 209-281. (in Chinese)
- [5] 陈果. 航空发动机整机振动耦合动力学新模型及其验证[J]. 航空动力学报, 2012, 27(2): 241-254.  
CHEN Guo. A coupling dynamic model for whole aero-engine vibration and its verification[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(2): 241-254. (in Chinese)
- [6] CHEN G. Vibration modelling and verifications for whole aero-engine[J]. Journal of Sound and Vibration, 2015, 349: 163-176.
- [7] 陈果. 双转子航空发动机整机振动建模与分析[J]. 振动工程学报, 2011, 24(6): 619-632.  
CHEN Guo. Vibration modeling and analysis for dual-rotor aero-engine[J]. Journal of Vibration Engineering, 2011, 24(6): 619-632. (in Chinese)
- [8] MORRE J J, VANNINI G, CAMATTI M, et al. Rotor dynamic analysis of a large industrial turbo-compressor including finite element substructure modeling[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines, 2010, 132(8): 1-9.
- [9] HONG J, CHEN M, LIU S G. Application of whole engine finite element models in aero-engine rotor dynamic simulation analysis[C]// Proceedings of ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air. Montreal: ASME, 2007: 771-778.
- [10] 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.  
CHEN Meng, MA Yanhong, LIU Shuguo, et al. Rotor dynamic analysis of whole aero-engine models based on finite element method[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2007, 33(9): 1013-1016. (in Chinese)
- [11] SCHÖNROCK A, DASCOTTE E, DUFOUR K H. Validation of an aeroengine carcass finite element model by means of computational model updating based on static stiffness testing[R]. Long Beach, CA: The 2nd MacNeal-Schwendler Corporation Aerospace Conference, 1999.
- [12] 任兴民, 顾家柳. 航空发动机安装节动柔度测量及静子动力特性计算[J]. 力学与实践, 1993, 15(6): 26-28.  
REN Xingmin, GU Jialiu. Dynamic flexibility measurement for Aero-engine mounting sections and dynamic characteristics calculation for stator[J]. Mechanics in Engineering, 1993, 15(6): 26-28. (in Chinese)
- [13] 任兴民, 顾家柳. 航空发动机静子支承刚性的一种传递矩阵算法[J]. 西北工业大学学报, 1993, 11(3): 282-287.  
REN Xingmin, GU Jialiu. A transfer matrix method for calculation of support stiffness of aeroengine stator[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 1993, 11(3): 282-287. (in Chinese)
- [14] 任兴民, 顾家柳, 戈立春. 转子-机匣系统的瞬态动力响应计算[J]. 西北工业大学学报, 1996, 14(2): 234-238.  
REN Xingmin, GU Jialiu, GE Lichun. On improved calculation of transient dynamic response of rotor-stator system[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 1996, 14(2): 234-238. (in Chinese)
- [15] 任兴民, 顾家柳. 航空发动机整机稳态动力响应计算[J]. 航空学报, 1997, 18(5): 625-626.  
REN Xingmin, GU Jialiu. Calculation of steady state dynamic response of aeroengine[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 1997, 18(5): 625-626. (in Chinese)
- [16] 郑旭东, 张连祥, 刘廷毅. 航空发动机整机振动特性及应变能计算与分析[J]. 航空发动机, 2000(2): 42-46.  
ZHENG Xudong, ZHANG Lianxiang, LIU Tingyi. Analysis of vibration characteristics and potential energy of whole aero-engine[J]. Aeroengine, 2000(2): 42-46. (in Chinese)

(编辑: 王碧珺)