

航空发动机试验器连接机匣动力学模型的确认方法

王立¹,梁昊天²,王相乾²,周标²,臧朝平²

(1. 中国航发湖南动力机械研究所,湖南 株洲 412002; 2. 南京航空航天大学 能源与动力学院,江苏 南京 210016)

摘要:提出一种基于参数灵敏度的航空发动机连接机匣动力学模型确认方法。以航空发动机整机试验器机匣系统为研究对象,以实测数据为参考基准,对单个机匣有限元简化模型进行修正与模型确认;基于实体薄层单元建立两段机匣连接结构有限元模型,并对薄层刚度进行模型修正;基于修正后的实体薄层单元建立连接机匣连接结构有限元模型。机匣组件模态测试数据与有限元模型模态仿真数据对比表明:最终确认的机匣组件的有限元模型能够有效地反映实际结构动力学特性。

关键词:航空发动机;机匣;有限元;模态测试;模型修正

中图分类号:V232.5 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2021)05-0082-06

Dynamic Model Validation of Assembled Aero-engine Test Rig Casing

WANG Li¹, LIANG Haotian², WANG Xiangqian², ZHOU Biao², ZANG Chaoping²

(1. AECC Hunan Aviation Powerplant Research Institute, Zhuzhou 412002, China;

2. College of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: A dynamic model validation method for an assembled aero-engine casing is introduced based on parameters sensitivity. With the casing system of whole aero-engine test rig as an example, the FEM of single casings are updated and validated based on modal test data, the FEM with jointed structures of the two casings is built based on a layer of updated continuous solid elements, and the layer stiffness is updated. The FEM for multi-casing is created based on updated layers of continuous solid elements. The comparison result of casting modal tests and FEM simulation data shows that the validated FEM is able to reflect dynamical characteristics of actual multi-casing structure effectively.

Keywords: aero-engine; casing; finite element; modal test; modal updating

0 引言

航空发动机机匣作为发动机的主要承力部件,其动力学特性对发动机转子的临界转速和整机动力学特性等有十分重要的影响^[1]。利用有限元方法建立数字样机,开展动力学仿真分析,已经逐渐成为航空发动机设计阶段的一项有效手段^[2]。然而有限元模型存在网格划分的离散误差、简化误差、材料参数误差、加工装配公差等因素,必然会有一些的误差。为提高动力学模型的精度,利用实际结构的振动试验数据作为参考,对有限元模型进行校准、修正,使得修正后的设计模型具有足够的精度来反映实际结构的动力学特性。这个过程即模型确认,为结构动力学分析提供了可靠的保证。

模型确认的思想^[3]是由美国能源部三大实验室在 20 世纪 90 年代提出的,近年在工业设计中得到应用。例如美国通用汽车公司(GM)的轿车车身的模型修正^[4]、加拿大波音公司飞机的模型修正^[5]、动车组转向架的模型修正^[6]等。ZANG C P^[2]提出在航空发动机设计过程中进行

动力学模型确认的框架。SEMENOV S^[7]建立了转子系统各子结构(盘、轴)的有限元模型,并对其逐一进行了模型确认。该研究将盘轴近似为刚性连接,未考虑连接对转子系统动力学特性的影响。LIU S G^[8]建立了航空发动机转子部件螺栓连接部件的实体有限元模型。马双超^[9]将薄层单元法运用到航空发动机机匣螺栓连接结构上。王攀^[10]基于赫兹接触理论以及 M-B 分形模型建立分区薄层单元模拟机匣螺栓连接结构。

目前航空发动机机匣螺栓连接结构的动力学建模与确认大多针对两段式机匣连接结构,而实际航空发动机机匣系统是由机匣(承力机匣、对开机匣、整环机匣)两两连接形成的组件,其结构较为复杂。针对航空发动机多段连接机匣结构的动力学模型确认的研究仍然较少。

本文针对航空发动机连接机匣系统,提出了连接机匣系统动力学模型确认的策略,并以其整机试验器的机匣系统为例,通过模型确认得到其动力学模型,可有效地反映实际结构的动力学特性。对后续整机的动力学分析、响应预测具有重要参考价值。

基金项目:国家自然科学基金项目(12072146)

第一作者简介:王立(1983—),男,辽宁昌图人,高级工程师,硕士,研究方向为发动机总体结构设计。

1 模型确认的基础理论

1.1 模型确认的框架结构

动力学模型确认的目的是利用实验获得的参考数据改善实际结构的仿真模型,使之可以准确地反映结构的动力学特性。图1为结构动力学模型确认框架结构示意图。其中,模型确认过程一般包括对结构的模态测试、试验结果对简化模型的预测数据的校准、相关分析和对模型参数的修正,以减少试验数据与有限元模型的预测结果之间的差异。

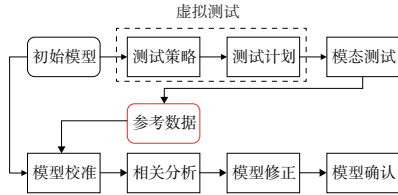


图1 结构动力学模型确认框架结构示意图

模态测试是指通过对实际部件、系统或整个样机进行模态试验,获取其动力特性参数,为与简化模型的预测结果相比较提供参考数据。

模型校准是利用测试的振动模态数据与由实际被测对象生成的有限元模型的预测数据相比较,评定有限元模型经过离散、简化后,是否满足进一步模型修正的要求。

相关分析用于评价简化模型预测的结果与参考测试数据相接近的程度。

在模型修正过程中,模态置信准则(modal assurance criterion, MAC)^[11]是工程上应用最为广泛的模态相关性分析方法。 M_{AC} 的定义为:

$$M_{AC}(r, q) = \frac{|\phi_r \phi_q^*|^2}{(\phi_r \phi_r^*)(\phi_q \phi_q^*)} \quad (1)$$

其中: ϕ_r 和 ϕ_q 分别代表第 r 阶和第 q 阶模态向量,上标“*”代表共轭转置。 M_{AC} 介于0~1之间, $M_{AC} = 1$,表示参考振型与预测振型完全相关; $M_{AC} = 0$,表示不相关。MAC的值越接近1,两者的相关性越好。

模型修正是利用相关的试验数据,对简化模型中个别参数数值进行改正的过程。使修正后的模型能够更准确地描述被测对象的动态特性,是模型确认过程中至关重要的环节之一。

1.2 基于灵敏度分析的模型修正方法

基于参数灵敏度分析,通过最小化目标函数实现结构参数的修正,是模型修正的常用方法。

1) 灵敏度分析

第 j 阶特征值 λ_j 和特征向量 ϕ_j 对修正参数 θ 灵敏度表示为:

$$\frac{\partial \lambda_j}{\partial \theta} = \phi_j^T \left(\frac{\partial \mathbf{K}}{\partial \theta} - \lambda_j \frac{\partial \mathbf{M}}{\partial \theta} \right) \phi_j \quad (2)$$

$$\frac{\partial \phi_j}{\partial \theta} = \sum_{m=1}^N \frac{-\phi_m^T \left(\frac{\partial \mathbf{K}}{\partial \theta} - \lambda_j \frac{\partial \mathbf{M}}{\partial \theta} \right) \phi_j}{(\lambda_m - \lambda_j)} \phi_m \quad (3)$$

其中: \mathbf{K} 、 \mathbf{M} 分别为刚度矩阵、质量矩阵; N 是总的模态阶数。

2) 参数估计

当修正参数的个数小于响应的数目时,目标函数可以定义为:

$$J(\delta_\theta) = \varepsilon^T \mathbf{W}_\varepsilon \varepsilon = \{\delta z - \mathbf{S}_j \delta_\theta\}^T \mathbf{W}_\varepsilon \{\delta z - \mathbf{S}_j \delta_\theta\} \quad (4)$$

其中: $\delta_\theta = \theta - \theta_j$ 代表参数摄动; $\delta z = z_m - z_j$ 为预测响应与测试响应的残差; \mathbf{S}_j 为灵敏度矩阵; θ_j 是第 j 次迭代后的估计的参数,在该参数下的响应则为 z_j ;参数 θ 可以看做能够预测实际响应的“真实”的结构参数,在迭代过程中,它表示在本次迭代后的最优估计参数 θ_{j+1} ; z_m 是系统的实际响应,可以是特征值、固有频率、模态振型等; \mathbf{W}_ε 是加权矩阵,用来反映残差向量中各元素的重要程度,通常为一对称矩阵;加权矩阵 \mathbf{W}_ε 通常很难估计,一种比较常用的定义为 $\mathbf{W}_\varepsilon = [\text{diag}(z_m)]^{-2}$ 。

由式(4),利用最小二乘法,可以解得到下次迭代的参数摄动量:

$$\delta_\theta = [\mathbf{S}_j^T \mathbf{W}_\varepsilon \mathbf{S}_j]^{-1} \mathbf{S}_j^T \mathbf{W}_\varepsilon \delta z \quad (5)$$

将式(5)展开,有:

$$\theta_{j+1} = \theta_j + [\mathbf{S}_j^T \mathbf{W}_\varepsilon \mathbf{S}_j]^{-1} \mathbf{S}_j^T \mathbf{W}_\varepsilon (z_m - z_j) \quad (6)$$

式中 θ_{j+1} 即为估计的下次迭代的修正参数。

2 机匣螺栓连接结构建模理论与模型确认策略

采用弹簧和阻尼单元分别描述螺栓连接处的连接刚度和阻尼特性是工程中广泛采用的模拟螺栓连接的方式。这种方法能够较好地模拟一些简单的“点-点”接触的螺栓连接形式,但是对于包含较多螺栓连接的复杂结构,需要大量的弹簧和阻尼单元,导致难以准确得到这些单元的参数。因此本文采用薄层单元来模拟复杂螺栓连接结构。

当螺栓连接界面为无滑移状态时,可以用薄层单元的形式来模拟连接。薄层单元可以由通用的四面体、六面体等单元生成,而薄层单元的材料属性可以表示为以下形式:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{zz} \\ \sigma_{xy} \\ \sigma_{yz} \\ \sigma_{xz} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} & c_{14} & c_{15} & c_{16} \\ & c_{22} & c_{23} & c_{24} & c_{25} & c_{26} \\ & & c_{33} & c_{34} & c_{35} & c_{36} \\ & & & c_{44} & c_{45} & c_{46} \\ & & & & c_{55} & c_{56} \\ \text{sym} & & & & & c_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \varepsilon_{zz} \\ \varepsilon_{xy} \\ \varepsilon_{yz} \\ \varepsilon_{xz} \end{Bmatrix} \quad (7)$$

其中 $C_{ij}(i=1, \dots, 6, j=1, \dots, 6)$ 分别表示材料各个方向的弹性模量,其决定了连接处各个方向的刚度。一般螺栓连接处主要作用是法向刚度和切向刚度,而忽略不同方向之间的耦合刚度,则描述薄层单元中的材料属性可以简化为以下形式:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{zz} \\ \sigma_{xy} \\ \sigma_{yz} \\ \sigma_{xz} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} c_{11} & & & & & \\ & c_{22} & & & & \\ & & c_{33} & & & \\ & & & c_{44} & & \\ & & & & c_{55} & \\ & & & & & c_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \varepsilon_{zz} \\ \varepsilon_{xy} \\ \varepsilon_{yz} \\ \varepsilon_{xz} \end{Bmatrix} \quad (8)$$

其中:只有 $C_{ij}, i=j$ 项为非零项,其余元素都为0; C_{11} 、 C_{22} 、 C_{33} 是材料的弹性模量,表征了螺栓连接处各个方向的法向刚度; C_{44} 、 C_{55} 、 C_{66} 是材料的切变模量,表征了螺栓连接处不同平面的切向刚度。若将薄层单元简化为各项同性材料,由切变模量和弹性模量的关系 $G=E/2(1+\mu)$ (其中 G 代表切变模量, E 代表弹性模量, μ 代表泊松比),则可通过修正薄层单元处的弹性模量 E 得到连接处的实际刚度。

本文采用分步模型修正的策略进行连接机匣系统的动力学建模与模型确认。第一步,建立单个机匣部件的有限元模型,并基于实测数据采用灵敏度分析的模型修正方法对其进行模型修正;第二步,建立机匣两两连接结构的有限元模型,采用实体薄层模拟机匣连接结构,并基于实测数据对薄层刚度进行修正;第三步,将各机匣零件模型采用修正后的实体薄层连接,组成机匣组件模型,并与实测模态数据进行相关性分析。该策略的优点是:1)针对单个零件逐一进行模型确认,可尽可能地降低最终整机模型确认过程中不确定参数的个数;2)考虑了多个螺栓连接结构对机匣组件动力学特性的影响。

2.1 航空发动机整机试验器机匣系统概述

航空发动机整机试验器机匣系统是一个模拟航空发动机机匣系统的薄壁结构,涵盖整环机匣、对开机匣及承力机匣等,如图2所示。

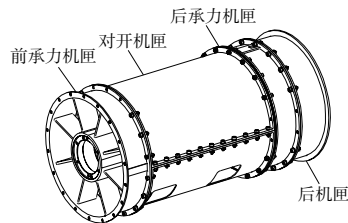


图2 机匣结构示意图

系统由前、后两个承力框架组成,用于通过前后支点支承转子系统,承力机匣内外环由8个均布支板连接。两承力机匣间装有对开式机匣,方便装拆,后部装有后机匣,各安装边法兰采用螺栓连接。机匣厚度为2mm。法兰安装边均布18处螺栓,螺栓直径为6mm。所有螺栓拧紧力矩为16N·m。

2.2 单个机匣部件的动力学建模与模型确认

首先进行单个机匣部件的动力学建模与模型确认,由于机匣数量过多,限于篇幅仅针对后机匣的模型确认过程展开叙述。

1) 后机匣有限元简化建模

考虑到计算精度和效率,有必要对有限元模型进行适当地简化。有限元简化模型不仅只考虑网格的粗化,还需要对几何结构进行适当简化,并在此基础上进行合理的网格尺寸划分。一些小尺寸的几何特征(如小直径的孔,倒角等)对结构的动力学特性影响较小,却使模型局部自由度急剧增加,严重影响有限元模型的计算效率。因此可以去除以上小尺寸的几何特征。

简化后的后机匣几何模型如图3所示,去除了安装边处的螺栓孔及倒角。

后机匣是轴对称结构,因此采用二阶六面体单元建模,得到简化的有限元模型(图3)。简化模型初始材料参数为:弹性模量为210GPa,泊松比为0.3,密度为7850kg/m³。计算其1000Hz以内固有模态。

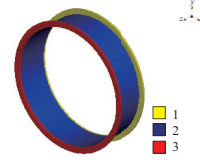


图3 后机匣简化模型

2) 模态测试

采用锤击法对后机匣进行自由-自由模态测试,测点布局方案见图4。测试采用单点激励、多点输出的方式,得到其前8阶(1000Hz以内)模态振型与频率(图5)。其振型主要为沿轴向和径向的节径振型。

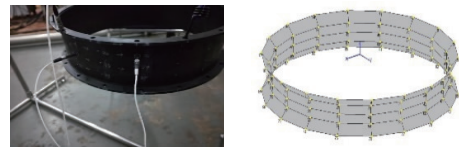


图4 后机匣模态测试示意图

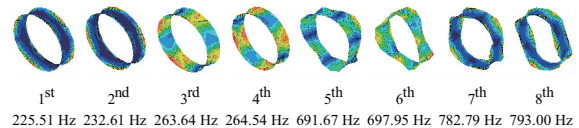


图5 后机匣模态测试振型

3) 相关性分析

将后机匣简化模型模态计算结果与模态测试结果进行相关性分析(表1、图6,图中:SET1为测试振型,SET2为简化模型仿真振型,本文各图同。),可得:简化模型频率普遍偏高,第1阶频差最大,达到5.97%。第1-第6,第9、第10阶型相关性较好,MAC值均在80%以上,第7、第8阶由于重模态的MAC值偏低。

表1 后机匣简化模型与模态测试数据的频差和MAC值

阶次	测试频率/Hz	计算频率/Hz	频差/%	$M_{AC}/\%$
1	225.51	238.97	5.97	95.74
2	232.61	238.98	2.74	94.76
3	263.64	269.95	2.39	85.91
4	264.54	269.95	2.04	94.80
5	691.67	706.80	2.19	88.18
6	697.95	706.80	1.27	91.62
7	782.79	801.32	2.37	65.89
8	793.00	801.32	1.05	67.03

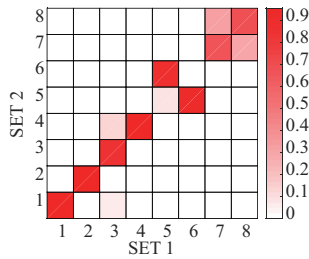


图6 后机匣修正前简化模型振型与测试振型的MAC图

4) 模型修正

后机匣简化模型去除了倒圆、螺栓孔等局部几何特征,其刚度发生变化,故将3个区域的弹性模量 E_1 、 E_2 、 E_3 作为修正参数(见图3)。选取频率和MAC值作为修正目标,采用基于灵敏度分析的模型修正方法对后机匣的修正参数进行修正,每次迭代的修正参数可根据式(6)求得,经过9次迭代,修正参数趋于收敛,如图7所示。

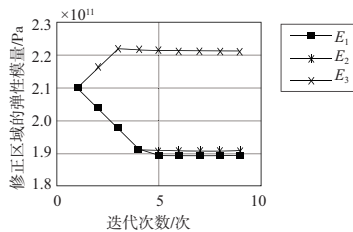


图7 修正参数迭代曲线

由于螺栓孔导致了安装边的弹性模量减小,机匣壁的材料属性及加工误差等不确定影响因素导致机匣壁弹性模量发生变化(表2)。修正后的简化模型仿真模态数据与模态测试数据的频差和MAC见表3和图8。修正后仿真模态数据与模态测试数据的各阶频差均保持在5%以内。前6阶振型相关性较好,MAC值均在80%以上。

表2 后机匣简化模型修正前后参数变化

修正参数	修正前/GPa	修正后/GPa	变化率/%
E_1	210	196.43	-6.5
E_2	210	226.17	7.7
E_3	210	191.40	-8.9

表3 修正后简化模型与模态测试数据的频差和MAC值

阶次	测试频率/Hz	修正后频率/Hz	频差/%	$M_{AC}/\%$
1	225.51	234.68	4.07	95.61
2	232.61	234.68	0.89	94.77
3	263.64	264.75	0.42	84.78
4	264.54	264.75	0.08	94.28
5	691.67	693.38	0.25	90.53
6	697.95	693.38	-0.65	92.82
7	782.79	787.69	0.63	64.11
8	793.00	787.69	-0.67	65.24

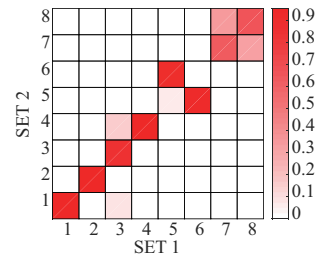


图8 后机匣修正后简化模型振型与测试振型的MAC图

按照该方法完成图2中机匣系统其余单个机匣零件的模型确认工作,使其分析频率范围内的各阶频差均保持在5%以内。MAC值均在80%以上。

2.3 两段机匣连接结构的动力学建模与模型确认

基于确认的机匣零件简化模型,利用实体薄层单元建立两段机匣连接结构的动力学模型,并对其开展模型确认工作。由于机匣数量过多,限于篇幅针对后承力机匣和后机匣组合件(图9(a))的模型确认过程展开叙述。



(a) 后承力机匣和后机匣组合件 (b) 组合件连接结构简化建模

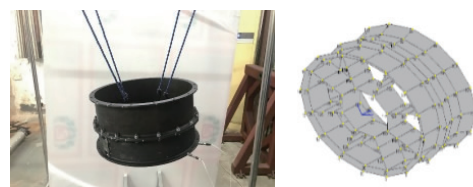
图9 后承力机匣与后机匣安装边螺栓连接示意图

1) 两段机匣连接结构简化建模

图9(b)为组合件的简化模型。将修正后的后承力机匣和后机匣部件采用薄层单元连接。薄层采用厚度为1mm的2阶六面体实体单元模拟螺栓连接结构,单元上下表面分别与法兰边进行刚性连接,薄层初始材料参数弹性模量为210GPa,泊松比为0.3,密度为7850kg/m³。计算其1000Hz以内固有模态。

2) 模态测试

以16N·m的拧紧力矩拧紧安装边螺栓后,采用锤击法对后承力机匣与后机匣组合件进行自由-自由模态测试,测点布局方案见图10,得到其前5阶(1000Hz以内)模态振型与频率(图11),可见其振型主要为后机匣处的节径振型和后承力机匣的支板弯曲振型。



(a) 实际测试照片 (b) 测点布局

图10 后承力机匣与后机匣组合件模态测试示意图

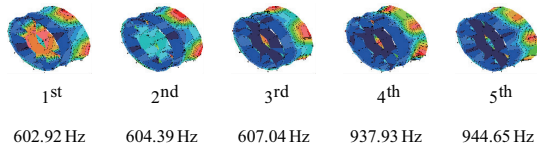


图 11 后承力机匣与后机匣组合件模态测试振型

3) 相关性分析

将组合件的模态计算结果与模态测试结果进行相关性分析(表 4,图 12)。

相关性分析后可得,由于薄层为普通钢,近似为两两刚性连接,因此频率整体偏大。前两阶测试振型显示,后机匣与后承力机匣支板出现耦合振动模式,因此前两阶 M_{AC} 较低。而组合件连接刚度对这两阶振型特性影响较大,为改善该情况,需对薄层刚度进行修正。

表 4 组合件简化模型与模态测试数据的频差和 M_{AC} 值

阶次	测试频率/Hz	计算频率/Hz	频差/%	$M_{AC}/\%$
1	602.92	607.01	0.68	52.10
2	604.39	657.06	8.71	66.30
3	607.04	691.47	13.91	82.13
4	937.93	994.40	6.02	89.24
5	944.65	994.40	5.27	88.34

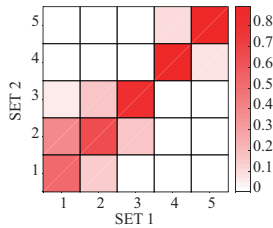


图 12 组合件简化模型振型与测试振型的 MAC 图

4) 模型修正

选择薄层单元的弹性模量 E 作为修正参数。修正前后薄层单元参数变化见表 5。可以看出,螺栓连接导致连接刚度明显减小。修正后组合件的仿真模态数据与测试数据对比,各阶频差均保持在 5% 以内,且振型相关性较好,MAC 值均在 90% 以上(表 6,图 13)。

表 5 组合件简化模型修正前后参数变化 单位:Pa

修正参数	修正前	修正后
薄层弹性模量 E	2.1×10^{11}	6.32×10^9

表 6 组合件修正后简化模型与模态测试数据的频差和 M_{AC} 值

阶次	测试频率/Hz	修正后频率/Hz	频差/%	$M_{AC}/\%$
1	602.92	596.74	-1.02	96.14
2	604.39	596.77	-1.26	92.94
3	607.04	596.83	-1.68	97.15
4	937.93	933.45	-0.48	97.40
5	944.65	933.77	-1.15	95.69

按照该方法完成图 2 中机匣系统中其余两段机匣连接组件的模型确认工作,使其分析频率范围内的各阶频差均保持在 5% 以内,MAC 值均在 80% 以上。

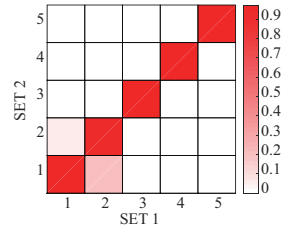


图 13 组合件修正后简化模型振型与测试振型的 MAC 图

2.4 机匣连接系统动力学模型确认

1) 机匣连接系统简化建模

图 14 为机匣组件的简化模型。将修正后的各机匣零件简化模型采用薄层单元连接。薄层弹性模量为 2.3 节修正后的弹性模量,薄层厚度、薄层与机匣模型间的连接方式均与前文所述相同,计算其 650 Hz 以内(前 8 阶)固有模态。

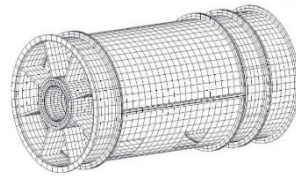


图 14 机匣组件简化模型示意图

2) 模态测试

以 $16 \text{ N} \cdot \text{m}$ 的拧紧力矩拧紧安装边螺栓后,采用锤击法对后承力机匣与后机匣组合件进行自由-自由模态测试,测点布局方案见图 15,得到其 650 Hz 内(前 8 阶内所有整体模态)模态振型与频率(图 16),其振型主要为对开机匣处的节径振型、支板弯曲振型以及后机匣的节径振型。

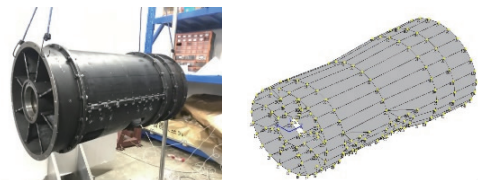


图 15 机匣组件模态测试示意图

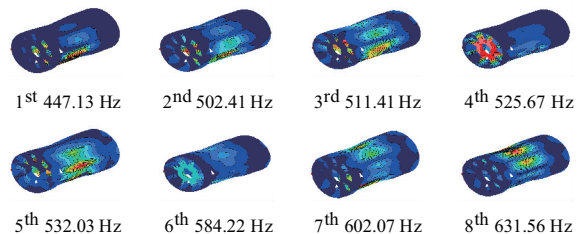


图 16 机匣组件模态测试振型

3) 相关性分析

将组合件的简化模型的仿真模态数据与模态测试数据进行相关性分析,结果见表7和图17。

表7 机匣组件简化模型与模态测试数据的频差和MAC值

阶次	测试频率/Hz	计算频率/Hz	频差/%	$M_{AC}/\%$
1	447.13	452.51	1.20	95.15
2	502.41	508.29	1.17	74.64
3	511.41	516.93	1.08	47.23
4	525.67	510.43	-2.90	96.29
5	532.03	548.57	3.11	90.44
6	584.22	570.74	-2.31	88.68
7	602.07	603.54	0.24	88.63
8	631.56	608.49	-3.65	86.58

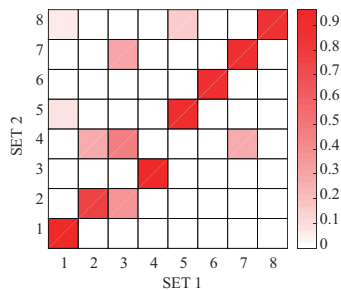


图17 机匣组件模态振型MAC图

从结果可知,机匣组件简化模型第1阶模态与模态测试相比,频差仅为1.20%,MAC值为95.15%,表现了相当高的相关性,由于第1阶频率(447.13 Hz)远超整机试验器工作转速(150 Hz),已满足要求。此外,第2、第3阶模态相关性偏低,对应为对开机匣处的振型(表7、图16),这可能与约束状态(实际、仿真)有关。开机匣应易拆卸,便于维护,但安装状态时内部存在装配应力、椭圆度大的问题^[11]。另一方面,薄层与机匣的刚性连接采用节点耦合自由度的方式模拟。在同一连接法兰处,约束不能保证两两连接建模时的节点对与机匣组件建模时的节点对完全一致。

3 结语

本文提出了一种针对航空发动机机匣连接结构动力学模型确认的方法。以某试验器为例,确认后的机匣系统动力学模型与测试结果对比,关心的第1阶频差仅为1.20%,MAC值高达95.15%,表明机匣系统动力学模型能有效地反映实际构件的动力学特性。

参考文献:

- [1] 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.
- [2] ZANG C P, EWINS D J. Model validation for structural dynamics in the aero-engine design process[J]. Frontiers of Energy and Power Engineering in China, 2009,3(4):480-488.
- [3] DOEBLING S, SCHULTZE J, HEMEZ F. Overview of structural dynamics model validation activities at los alamos national laboratory [C]// 43rd AIAA/ ASME/ ASCE/ AHS/ ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference. Denver, Colorado. Reston, Virginia:AIAA,2002.
- [4] EWINS D J. Modal testing: theory, practice and application[M]. BALDOCK: Research Studies Press, Ltd, 2000.
- [5] MOTTERSHEAD J E, FRISWELL M I. Model updating in structural dynamics;a survey[J]. Journal of Sound and Vibration, 1993,167(2):347-375.
- [6] 贺斐洋,史治宇.基于灵敏度分析的动车组转向架模型修正[J].机械制造与自动化,2018,47(2):99-103.
- [7] SEMENOV S, NIKHAMKIN M, SAZHENKOV N. Rotor system mathematical model substructure-based reduction and updating using experimental modal analysis [C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Oslo, Norway: 2018.
- [8] LIU S G, WANG J, HONG J, et al. Dynamics design of the aero-engine rotor joint structures based on experimental and numerical study[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air. Glasgow, UK: 2010:49-60.
- [9] 马双超.航空发动机机匣模型确认与动力学特性研究[D].南京:南京航空航天大学,2012.
- [10] 王攀,臧朝平.机匣螺栓连接分区薄层单元建模方法[J].航空发动机,2019,45(2):7-12.
- [11] ALLEMANG R J. The modal assurance criterion - twenty years of use and abuse[J]. Spie Proceedings,2003,37(8):14-21.

收稿日期:2021-03-09