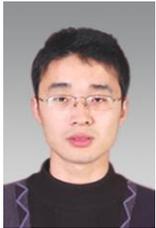


转子 - 滚动轴承试验器有限元建模及实验验证

赵文涛, 陈 果, 乔保栋, 杨飞益

(南京航空航天大学 民航学院, 江苏 南京 710068)



摘 要: 针对自行研制的转子 - 滚动轴承试验器, 在 Pro/E 中建立了单盘转子的三维实体模型。通过 Pro/E 与 ANSYS 的无缝连接技术, 在 ANSYS 中得到单盘转子的三维有限元模型, 采用 Solid185 实体单元进行网格划分并采用 Subspace 法得到了前 4 阶固有频率和振型。利用锤击法对转子试验器进行了实验模态分析, 并与 ANSYS 模态分析结果进行了对比。结果表明, 基于 ANSYS 的计算模态和实验模态达到了很好的一致性。同时, 利用 ANSYS 分析了陀螺力矩对临界转速的影响。最后, 利用修改后的有限元模型仿真计算了不平衡动力响应, 与相同条件下的实验结果比较表明, 所建立的有限元模型能够准确模拟实际转子 - 滚动轴承试验器的动力学行为。

关键词: 转子 - 滚动轴承试验器; 有限元分析; 模态分析; 不平衡响应; 陀螺力矩

中图分类号: O242.21

文献标识码: A

文章编号: 1671-654X(2011)03-0034-05

Finite Element Modeling and Experiment Verification of Rotor-ball Bearing Tester

ZHAO Wen-tao, CHEN Guo-qiao, BAO Dong-yang, YANG Fei-yi

(College of Civil Aviation, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract Taking into account the rotor-bearing tester made voluntarily, in this paper, a three-dimensional solid model that simulates the rotor system with single disc is created in Pro/E. Through the seamless connection between Pro/E and ANSYS, a three-dimensional finite element model of rotor system with single disc can be got in ANSYS, after meshed by Solid185 solid element, the first four natural frequencies and mode shapes are calculated by subspace method. The experimental modal analysis is conducted on the rotor test device through the hammer method, and the results were compared with those calculated by ANSYS. The results show that the calculation modal based on ANSYS and the testing modal to achieve a good consistency. At the same time, influence of gyro torque on rotor system critical speed is analyzed with ANSYS. Finally, the rotor system's imbalance responses are obtained by means of the modified finite element model, by comparison with the experiment results, the results indicate the new model can be able to accurately simulate the actual dynamic behavior of the rotor-bearing tester.

Key words rotor-bearing tester; finite element analysis; modal analysis; imbalance responses; gyro torque

引言

航空发动机整机振动问题一直是困扰航空发动机研发的一大痼疾, 如何减小振动, 提高发动机在多种工况下运转的稳定性和可靠性, 是发动机设计人员必须面对的问题。目前我国对航空发动机转子动力学研究领域涉及到转子的临界转速和不平衡响应等问题, 以及含故障的转子系统非线性振动、分叉与混沌^[1]。其基本方法包括传递矩阵法^[2-3]、模态综合法^[4-5]和有限元分析方法^[6-7]等。但是, 理论分析的正确性往往

依赖于模型的正确性, 由于航空发动机结构复杂, 其计算模型往往难于验证, 长期以来, 实验研究严重滞后于理论分析, 使得计算结果难以真正指导实际。鉴于此, 为了将动力学建模、分析与实验验证结合起来, 本文自行研制了一个转子 - 滚动轴承试验器: 首先利用 Pro/E 进行了试验器实体建模, 然后采用 ANSYS 建立转子 - 滚动轴承试验器动力学模型, 对转子模型进行模态分析、不平衡响应分析、陀螺力矩对临界转速影响分析。最后, 对试验器进行了相应实验, 并将计算结果与实验结果进行了比较。计算结果表明, 本文所建立的计算

收稿日期: 2010-08-24 修订日期: 2011-04-29

基金项目: 国家自然科学基金项目资助 (50705042); 航空科学基金项目资助 (2007ZB52022)

作者简介: 赵文涛 (1987-), 男, 山东滕州人, 硕士研究生, 主要研究方向为航空发动机整机振动。

模型基本上能够模拟转子-滚动轴承试验器的动力学行为,并能取代其进行部分实验工作。本文研究工作为进一步实施实际航空发动机整机振动建模、仿真与实验验证提供重要思路和可行方法。

1 转子-滚动轴承故障试验器

1.1 试验器简介

由于实际航空发动机普遍采用滚动轴承,为了模拟转子、滚动轴承支撑下的转子动力学行为,设计制造了转子-滚动轴承故障试验器,该试验器能有效地模拟航空发动机转子不平衡以及滚动轴承常见故障。转子-滚动轴承故障试验器实物图如图1所示,试验器包括转轴、转子圆盘、法兰连接盘、轴承座、调速电动机、齿轮增速器等,该试验器上可以灵活地安装振动位移、转速、加速度传感器,进行综合性地振动测试。



图1 转子-滚动轴承故障试验器

1.2 基于 Pro/E 的试验器三维建模

1) 三维立体图

首先将转子系统拆分成最小的单元,分别画出最小单元的零件图,然后通过组装,得到了转子的三维立体装配图,如图2所示。

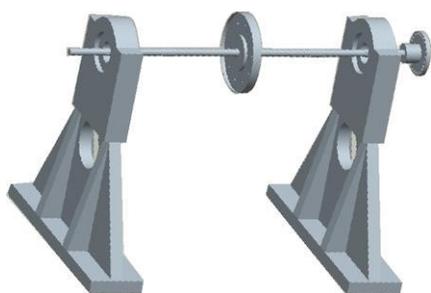


图2 转子的三维立体图

2) 建模

忽略转子部件的倒角、圆角、键槽等一系列次要因素的影响,表1给出了在实体建模时转子部件的各项尺寸参数。

表1 转子主要计算参数

部件	内径/mm	外径/mm	长度/mm
转子轴	—	18/20	855
转子圆盘	10	200	—
法兰连接盘	9	59	—

2 转子-滚动轴承试验器有限元建模

2.1 模型导入

将建好的模型从 Pro/E 中导入 ANSYS 通常的方法是将 Pro/E 中的模型保存副本为 IGES 格式,在 ANSYS 中文件→输入→IGES 即可。但是,这种方法得到的模型通常会出现模型断裂的结果,本文采用的是 Pro/E 与 ANSYS 的无缝连接技术,连接过程如下:

1) 在同机的同一作系统下安装有 Pro/E 和 ANSYS 两种软件。

2) 保证上述两种软件的版本兼容,Pro/E 的版本不得高于同期的 ANSYS 的版本,本文采用的是 Pro/E 2.0 与 ANSYS 11.0 地连接。

3) 安装 ANSYS 时,必须安装 ANSYS Connection For Pro/ENGINEER 模块。在“开始_程序_ANSYS 11.0_ANS_ADMN Utility”中,选择 configuration options,选择 configure connection for Pro/E,输入模块类型,图形类型、工作空间大小等,再输入 Pro/E 的安装路径,完成“连接”安装,此时将在 Pro/E 的相关文件夹中产生一个 protk.dat 文件。运行 Pro/E 打开一个已建好的模型(可以不必输入材料特性),此时在 Pro/E 的菜单中(屏幕右边)最后一行会出现 ANSYS GEOM,单击它,直到自动调用并启动了 ANSYS 此时在 ANSYS 中执行 pb^t volumes 命令即可完成模型的导入。

2.2 单元选取

在实体建模的基础上,采用实体单元模拟转子的转轴、圆盘和轴承支座,由于要考虑陀螺力矩的影响,综合上述因素,本文采用 SOLID185 单元模拟转轴、圆盘和轴承支座;用 COMBIN14 单元来模拟轴承。

材料特性参数:

弹性模量 $E = 2.11 \times 10^8 \text{ Pa}$

泊松比 $\mu = 0.3$

密度 $\rho = 7.8 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$

2.3 网格划分

采用 Solid185 实体单元对转轴、圆盘和轴承底座进行智能自适应网格划分,得到有限元模型,如图3所示。

2.4 施加约束

根据转子系统的实际工作状态,在轴承支座的底面采用全约束;模拟轴承的 COMBIN14 弹簧单元由两

个节点构成,每个节点有 2 个自由度,分别将两个节点连接到轴和轴承座上,由于在轴承座上施加了全约束,故在节点的两端均未施加约束。

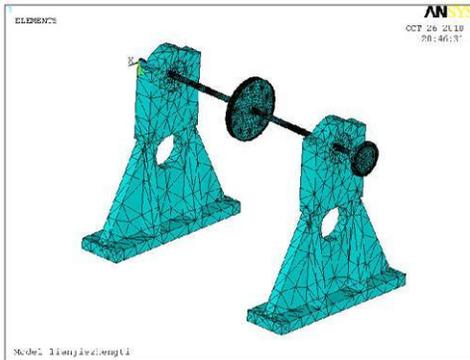


图 3 划分网格后的有限元模型

图的比较中,由于实验模态分析仅仅敲击了两轴承之间的轴,因此所得到的振型为图 6 虚线之间的部分,而计算模态分析可以得到从最左端到最右端的整个转轴的振型,因此其振型还包括了图 6 中虚线以外的部分。



图 4 力锤

3 计算模态与实验模态验证

3.1 计算模态分析

采用 Subspace 法对施加约束后的模型进行模态分析,并得到了转子系统的前 4 阶固有频率和振型。计算所得的前 4 阶固有频率如表 2 所示。

表 2 模态分析计算结果(前 4 阶固有频率)

阶数	固有频率 /Hz
1	35.586
2	143.16
3	265.59
4	482.88

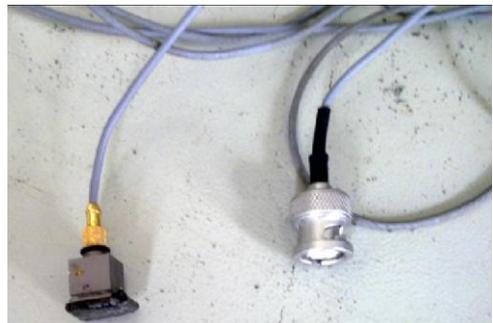


图 5 ICP 加速度传感器

3.2 实验模态分析

本文中采用的实验方法是单输入、单输出的锤击法,转子采用自由支撑方式。为了更好地测出转子的模态,根据转子的结构和经验,在转子上两轴承之间平均布置 21 个测点,将传感器放置在非节点处,依次对 21 个点进行锤击实验,分别得到 21 个频响函数,为了使得测量数据尽可能的精确,采用 3 次测量取均值的方法。本实验中采用的仪器有:力锤,型号为 ENDEVCO 30927(如图 4 所示),该力锤可以直接与数据采集分析系统相连进行数据采集与分析。ICP 加速度传感器,型号为 B&K 4508(如图 5 所示)、NI 采集卡,型号为 NI-USB9234。

通过对所有测量点的测量数据进行拟合,得到加速度原点频响函数曲线,从而得到结构的固有频率,进行振型编辑后,可得到相应的模态振型。

3.3 模态分析结果比较

表 3 为实验模态和计算模态得到的固有频率的比较,图 6 为对应于前四阶固有频率的振型比较。在振型

表 3 计算模态与实验模态地比较

阶数	有限元法	实验法	误差率 /%
1	35.586	35.75	0.46
2	143.16	146.38	2.2
3	265.59	260.2	2.1
4	482.88	485.79	0.6

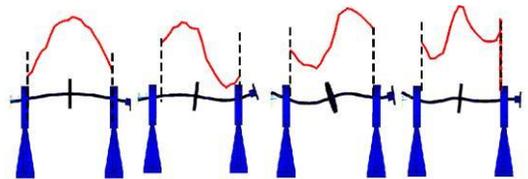


图 6 计算与实验模态振型比较(第 1、2、3、4 阶振型)

由表 3 可知,有限元方法得到的固有频率与模态实验得到的固有频率略有偏差,这是由于所建立的实体模型无法做到无误差的模拟转子实体,网格划分的精度不够、理论计算无法全面而精确地确定结构的约束,而只能用一些理想化约束来代替,而且各种参数的取值也不完全跟实际一致。但是两种方法得到的结果还是相当接近的,其误差率在可以接受的范围内。

4 转子不平衡响应分析比较

4.1 不平衡响应仿真计算

不平衡响应分析是用于确定系统结构在承受随时间变化的载荷时稳态响应的一种技术, 目的是计算出结构在不同转速下的运动参数响应值(通常是位移), 绘制位移随转速的变化曲线。由于加工精度的原因, 转子本身不可避免地存在残余偏心, 因而转子在旋转过程中会产生旋转离心力, 这些力都是周期性的, 并以一定的频率作用在转子上。由残余偏心产生的离心力在不同的转速下具有不同的值, 且对转子振动影响很大。通过不平衡响应计算可以得出不平衡量在不同转速下对转子的影响, 进而可以预测系统在某些情况下的振动情况, 这有助于动平衡工作中选择合适的平面。

本文将采用 Full 法对转子-滚动轴承动力学模型进行不平衡响应分析。其分析步骤为:

1) 设置分析类型, 定义求解类型 Harmonic, 动力响应方法为 Full 平衡方程求解器为 Frontal solver

2) 在 1 700 r/min~ 3 200 r/min 的转速范围内, 随机选取 18 个转速点, 分别计算在各个转速下转子圆盘的水平响应值。例如在 1 700 r/min 转速下, 设置激振频率范围为 0~ 28 48 Hz, 子步数为 1, 频率边界条件为 Ramped

3) 施加载荷。在转子圆盘上施加载荷, $F_x = F_y = m e \omega^2$, F_x 超前 F_y 90°, e 为转盘的偏心距, ω 为转盘的角速度。

4) 求解不平衡响应, 用 POST26 后处理器查看圆盘处的不平衡响应值。

5) 重复步骤 2)~ 4) 可完成其余 17 个转速点的不平衡响应地计算。

4.2 不平衡响应实验

在转子-滚动轴承故障试验器上进行临界转速验证, 调节电机转速从 1 700 r/min 变化到 3 200 r/min, 通过位于转子圆盘处水平和垂直方向的电涡流位移传感器来拾取其振动位移信号, 由此可以得到转子响应的转速-振幅关系图, 从而得到转子的水平不平衡响应值。仿真和实验得到的转子不平衡响应的转速-振幅图如图 7 所示。在图 7 中, 由于在系统临界转速下转盘处振幅过大, 超过了电涡流传感器的测量范围, 因此未能测得其实验值, 而在仿真中可以计算转子临界转速及其附近转速下的不平衡响应值, 从图中可以看出, 在转速为 2 178 r/min 时, 不平衡响应幅值达到了 0.44 mm。图 8 为转子不平衡响应的三维瀑布图, 从图中可以看出: 在临界转速前, 系统的响应值随着转速的增加而增加, 在临界转速处达到最大值; 在临界转速后, 系统的响应值随着转速的增加而减小, 在 2 600

r/min 以后, 系统的响应趋于稳定。表 4 是相同转速下, 实验与仿真转盘水平方向位移幅值大小的对比, 由表 4 可知, 相同转速下, 仿真模型基本上能够比较准确模拟实际转子试验器的动力学行为。然而, 实验振幅和仿真振幅还是存在一定误差, 一方面是由于系统阻尼的误差, 另一方面可能是建模时对实际转子的尺寸测量不是很精确。

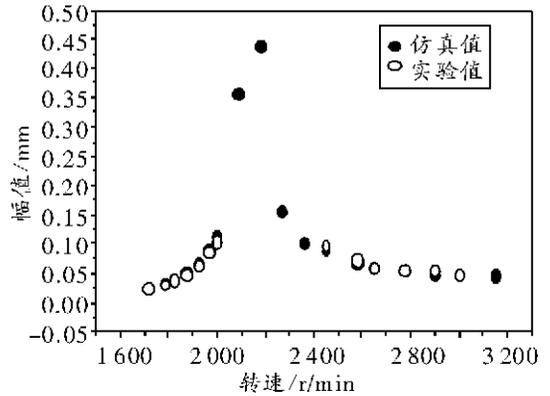


图 7 转子水平响应的转速-幅值

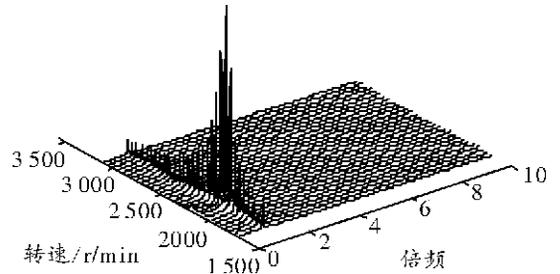


图 8 转子不平衡响应的三维瀑布图

表 4 实验与仿真转盘水平方向位移

转速 / r/min	实验 / mm	仿真 / mm
1709	0.027	0.024
1784	0.033	0.034
1818	0.040	0.041
1870	0.051	0.053
1921	0.066	0.070
1961	0.089	0.091
1998	0.105	0.115
2448	0.100	0.090
2575	0.076	0.070
2650	0.061	0.063
2775	0.058	0.055
2896	0.056	0.051
3003	0.051	0.049
3150	0.050	0.047

5 陀螺力矩对转子临界转速的影响

虽然有限元方法处理转子动力学问题时, 可以很

好地兼顾模型的完整性和计算的效率,但是多年来转子的“陀螺效应”一直是制约转子动力学有限元分析的“瓶颈”问题。ANSYS 软件则能很好地解决转子动力特性分析中“陀螺效应”影响的问题,而且陀螺效应的考虑不受计算模型上的限制,使得转子动力学有限元分析变得简单高效。在固定坐标系下,目前 ANSYS11.0 版本只有 10 种单元可以考虑陀螺效应⁸⁾,分别是: BEAM4 PIPE16 MASS21 SOLID45 SOLID95 SOLID185 SOLID186 SOLID187 BEAM188 BEAM189。

本文采用 SOLID185 单元,采用 QR 阻尼法分析了陀螺效应对转子临界转速的影响。ANSYS 在计算转子固有频率时,模态提取将会得到两组数值,分别为转子正进动和反进动,由于陀螺效应的影响,随着转子转速的升高,正进动固有频率将会提高,反进动固有频率将会降低⁹⁾,根据固有频率的定义,应只对正进动固有频率分析。计算中,对所要分析的转速范围 0~36 000 r/min 分成 36 个等分,在每一个转速下,计算了转子的前四阶固有频率。

根据计算的结果,绘制了转子系统的 Campbell 图,如图 9 所示。图中频率-旋转速度的曲线与等转速线的交点即为临界转速点。从图中可以看出,转子旋转速度的改变对转子系统的前 2 阶临界转速影响较小,得到的临界转速与没加陀螺力矩前的临界转速基本一致;而对第 3、4 阶临界转速的影响比较大,从图中可以看出,加上陀螺力矩之后,第 3 阶临界转速为 18 000 r/min 左右,第 4 阶临界转速为 31 800 r/min 左右。

6 结论

1) 建立了一种有限元转子模型。在模型中,用实体单元 SOLID185 对转子系统进行网格划分,考虑了转子的转动惯量。运用 Subspace 计算方法得到转子的模态频率。

2) 针对实际转子试验器,利用锤击法对转子试验器进行了实验模态分析,并与有限元方法的计算模态结果进行了比较,通过对有限元转子模型的修改,最终使计算模态和实验模态达到了很好的一致性。

3) 通过对比两种方法得到的结果,基于 ANSYS 的计算模态和实验模态达到了很好的一致性,仿真模型

基本上能够比较准确地模拟实际转子试验器的动力学行为。

4) 利用验证好的模型仿真计算了不平衡动力响应,与相同条件下的实验结果比较表明,本文所建立的有限元转子模型能够准确模拟实际转子试验器的动力学行为。

5) 陀螺力矩对此类转子系统的模态有一定的影响,尤其对于高阶模态,在设计时应充分考虑和利用。

6) 本文研究工作对于进一步模拟含故障的航空发动机整机振动响应以及动力学特征提供了重要方法和思路。

参考文献:

- 1) 闻邦椿,武新华,于,等.故障旋转机械非线性动力学的理论与试验[M].北京:科学出版社,2004:44-54
- 2) Chen G, Li C G, Wang D Y. Nonlinear Dynamic Analysis and Experiment Verification of Rotor-Ball Bearings-Support-Stator Coupling System for Aeroengine with Rubbing Coupling Faults[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2010, 132(2): 1-9
- 3) 罗贵火,黄太平.某小型高速转子临界转速分析[J].南京航空航天大学学报,1996,28(3):440-444
- 4) 欧园霞,李彦,尹泽勇,等.航空发动机整机模态计算分析[J].航空动力学报,1994,9(2):137-141
- 5) Yang G J, Xu Y, Shi Z G, Gu H D. Characteristic analysis of rotor dynamics and experiments of active magnetic bearing for HTR-10GT[J]. Nuclear Engine and Design, 2007, 237(12-13):1363-1371
- 6) Chen Yeong-Shu, Cheng Ye-Dar, Yang Tachung, et al. Accurate identification of the frequency response functions for the rotor-bearing-foundation system using the modified pseudo mode shape method[J]. Journal of Sound and Vibration, 2010, 329(2):644-658
- 7) Masaharu Shinozaki, Osamu Funatagawa, Masao Kobayashi. Study of stator structure modeling for rotor dynamic analysis[C]. New Orleans, Louisiana, USA: ASME, 2001
- 8) 卢双龙.卧螺离心机双转子系统动力特性研究[D].南京:东南大学,2010
- 9) 闻邦椿,顾家柳,夏松波,等.高等转子动力学理论、技术与应用[M].北京:机械工业出版社,2000