

某涡喷发动机中介机匣振动模态分析^{*}

孙 扬¹, 刘振德¹, 郑 严¹, 洪 杰², 郭宝亭²

(1. 航天机电集团公司 31 所, 北京 100074; 2. 北京航空航天大学 动力系, 北京 100083)

摘 要: 用多点激振单点拾振的脉冲激励试验模态测试方法, 对某涡喷发动机中介机匣的振动特性进行了模态分析, 对比了模型机中介机匣与改型机中介机匣的振动模态, 试验结果表明模型机中介机匣在结构设计方面存在薄弱环节, 其结果为某涡喷发动机结构设计、振动故障分析提供了依据。

关键词: 涡轮喷气发动机; 中介机匣; 模态分析; 模态振动试验

中图分类号: V235.11 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4055 (2001) 06-0486-03

Modal analysis on middle casing of turbojet engine

SUN Yang¹, LIU Zhen-de¹, ZHENG Yan¹, HONG Jie², GUO Bao-ting²

(1. The 31st Research Inst., Beijing 100074, China;

2. Dept. of Jet Propulsion, Beijing Univ. of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: The experiment modal analysis of the middle casing of the turbojet engine was completed. The prototype parts and none prototype parts were compared through the vibration modal analysis test. The results are helpful for the vibration fault analysis and structure design of the turbojet engine.

Key words: Turbojet engine; Middle casing; Modal analysis; Modal vibration test

1 引 言

中介机匣是某涡喷发动机主要承力零件之一, 发动机的后轴承就安装在中介机匣上, 掌握其振动特性对分析发动机整机振动特性有着十分重要的意义。模态分析是将线性定常系统振动微分方程组中的物理坐标变换为模态坐标, 使方程组解耦, 成为一组模态坐标及模态参数描述的独立方程, 以便求出系统的模态参数。模态分析的最终目标是识别出系统的模态参数, 为结构系统的振动特性分析、振动故障诊断和预报以及结构动力特性的优化设计提供依据^[1]。模态分析是建立在试验基础上的, 因此所得到的动态特征参数比较准确。本文采用试验模态测试方法分析了某涡喷发动机中介机匣的动力特性, 对比了原型机中介机匣与改型机中介机匣的振动模态, 其结果为某涡喷发动机结构设计、振动故障分析提供了依据。

2 模态试验

2.1 模态试验模型

中介机匣是一结构复杂的铸件, 由外部的机匣、内部喇叭形鼓筒和 6 个支板组成, 并且支板的共振频率远高于机匣。因此, 在中介机匣的模态分析网格模型时, 外壳体上沿轴向分为 4 段、沿周向等分为 24 段, 将喇叭形鼓筒沿轴向分为 11 段, 在周向分为 12 段, 共 228 个节点如图 1 所示。

2.2 试验与分析系统

本试验采用多点激振单点拾振的方法^[2~5]。试验前首先建立中介机匣分析模型, 并适当选取一个拾振点。试验时将中介机匣用弹性绳吊挂使之处于自由状态, 拾振点固定在 25 号节点处, 其余各节点为响应点。利用压电式加速度传感器和力传感器进行激振和拾振信号的测量。信号通过低通滤波器和电荷放大器后, 进入 HP3566 结构动力分析系统, 根据实模

* 收稿日期: 2001-04-18; 修订日期: 2001-06-26。

作者简介: 孙 扬 (1968—), 男, 硕士, 高级工程师, 研究领域为小型弹用涡喷发动机。

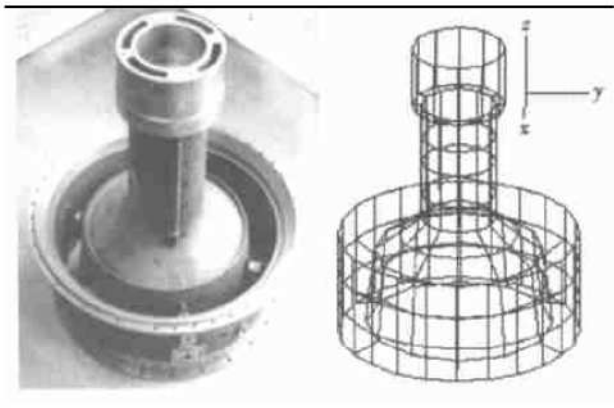


Fig. 1 Middle casing photo and experimental grid frame

态分析理论及复模态分析理论在动态分析仪上

进行模态参数识别, 在计算机上应用模态分析软件 STAR 进行模态分析。

3 试验结果

分别对 4 件中介机匣进行模态分析。在每个零件的模态试验中分别对 228 个激振点进行敲击, 并测量相对于 25 点的传递函数, 所有各点传递函数均进行 5 次平均以提高分析精度。对 228 个测量点传递函数集合后分析确定进行模态分析的峰值点。传递函数如图 2~ 5 所示, 图中横坐标为频率, 纵坐标为其幅值。在 3kHz 频率范围以下的共振点有 10 个, 其数值如表 1, 对应的模态振型如图 6 所示。表中 A 号、C 号为模型机件, B 号、D 号为改型机件。

Table 1 Middle casing modal frequency and modal mode

Order	Modal frequency(f /kHz)				Modal mode
	A	B	C	D	
1	0.596	0.634	0.645	0.662	Casing , 2 nodal diameter mode, axial direction , first order
2	0.764	0.815	0.778	0.810	Casing , 0 nodal diameter mode, radial direction , first order
3	1.12	1.20	1.23	1.24	Casing , 2 nodal diameter mode, axial direction , 0 order
4	1.33	1.61	1.53	1.57	Casing , 3 nodal diameter mode, axial direction , first order
5	1.60	1.70		1.77	Casing , 2 nodal diameter mode, axial direction , second order
6	1.78		1.86		Bearing casing , first order
7	2.03	2.05	2.02	2.00	Casing , 4 nodal diameter mode, axial direction , first order
8			2.18	2.17	Casing , 3 nodal diameter mode, axial direction , 0 order
9	2.73	2.73	2.77	2.72	Casing , 4 nodal diameter mode, axial direction , first order
10	2.86	2.94	2.96	2.96	Casing , 5 nodal diameter mode, axial direction , second order

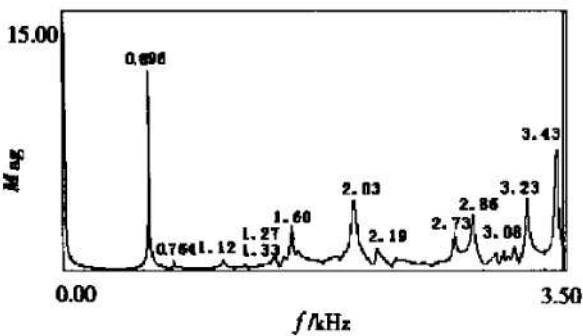


Fig. 2 Middle casing(A) transfer function

从表 1 和图 6 可知, 模型机中介机匣(A, C)与改型机中介机匣(B, D)在模态振型的分布上没有大的差异, 但在模态频率的数值上存在着一定的差别。对整机振动影响较为敏感的第二阶模态更为突出, 模型机件(A, C)第二阶模态频率分别为 776 Hz 和 778 Hz, 改型机件的(B, D)为 815 Hz 和 810 Hz, 这说明模型机

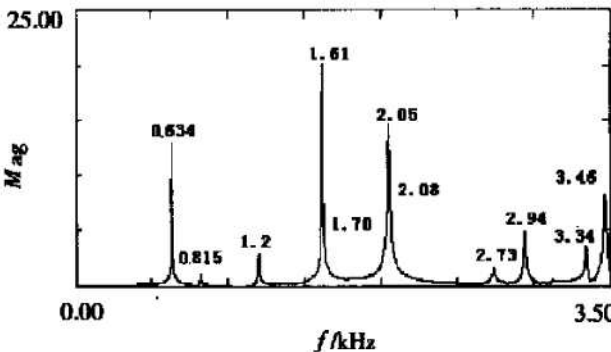


Fig. 3 Middle casing(B) transfer function

件与改型机件两者之间动力特性存在着较大差异。

由发动机的支承结构可知, 中介机匣的轴承腔内安装转子的后轴承, 轴承腔与后轴承套配合形成挤压油膜阻尼减振结构。发动机的工作转速范围为 20.6 kr/min~ 29.5 kr/min(基频为 343 Hz~ 492 Hz、二倍频为 686 Hz~ 983 Hz)。图 6(b)表明, 第二阶模态振型为中介机匣的摆动。

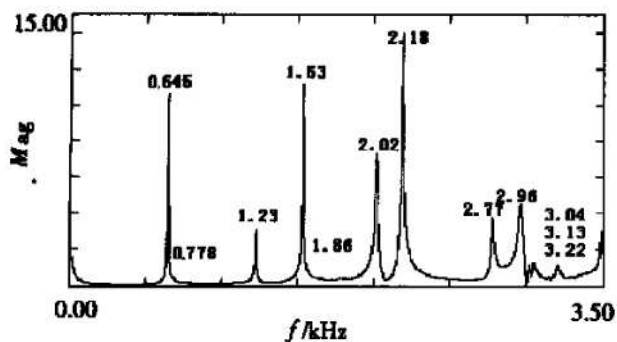


Fig. 4 Middle casing (C) transfer function

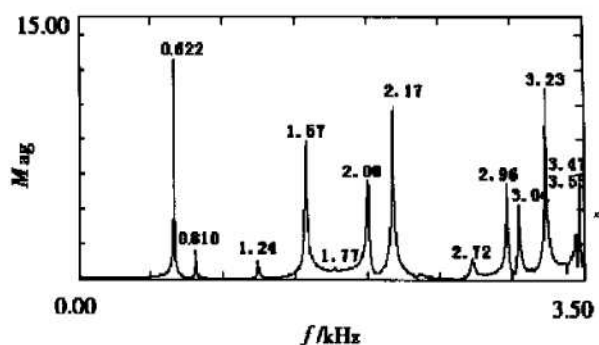


Fig. 5 Middle casing (D) transfer function

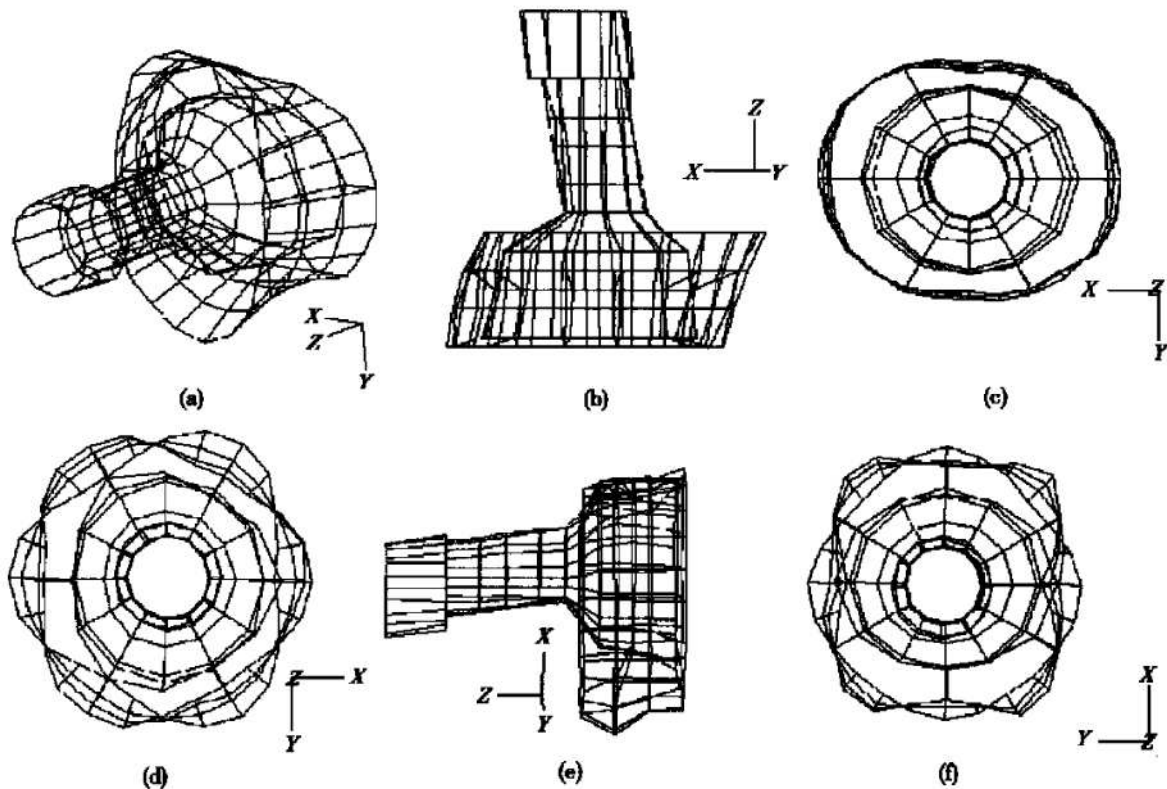


Fig. 6 Middle casing modal mode

(a) First mode; (b) Second mode; (c) Third mode; (d) Fourth mode; (e) Fifth mode; (f) Sixth mode

4 结 论

(1) 改型机件与模型机件在第二阶模态频率差别较大, 这说明两者之间动力特性存在着较大差异。改型机件与模型机件的差异极有可能影响发动机整机的动力特性, 应引起重视。

(2) 如果发动机转子系统对中情况不良, 模型发动机很有可能在转速为 23.28 kr/min 或 23.3 kr/min (改型机件为 24.3 kr/min 或 24.45 kr/min), 激起中介机匣二阶模态振动, 同时由于此时中介机匣轴承腔摆动, 造成挤压油膜阻尼减振结构失效, 从而造成发动机振动过大, 甚至超限。这与原型发动机转速在 24 kr/min 附近不宜长时间停留是一致的, 说明模型发动机结构设计上本身存在薄弱环节。

参考文献:

- [1] 傅志方. 振动模态分析与参数辨识[M]. 北京: 机械工业出版社, 1990.
- [2] 孙 扬, 洪 杰, 郭宝亭, 等. 某弹用涡轮喷气发动机前后承力框架模态试验研究[D]. 中国航天机电集团公司 31 所, 2000.
- [3] 大久保信行. 机械模态分析[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 1985.
- [4] 张令弥. 模态分析基础和模态分析方法[M]. 南京: 南京航空学院出版社, 1988.
- [5] 孙 扬. 某涡喷发动机前轴承弹性支承试验模态分析[J]. 推进技术, 1999, 20(3).

(编辑: 盛汉泉)