

APU 总静压测头振动模态及结构分析

张强,张永峰,任瑞冬

(中国飞行试验研究院 发动机所,陕西 西安 710089)

摘要:本文对某型辅助动力装置(APU)的总静压测头,在 ANSYS 中进行了有限元建模,并计算了其前6阶固有频率。计算结果表明,测头第4阶固有频率与 APU 转子工作转速较为接近,因此在振动试验中发生了共振破坏现象。根据材料力学的固有频率计算公式,对测头的结构进行了更改,并计算了不同结构更改方案下的测头固有频率,找到了最佳结构更改方案,为测头的研制提供了宝贵意见。

关键词: APU 总静压测头 有限元 振动模态 结构分析

中图分类号: V231.9 **文献标识码:** A **文章编号:** 1002-6886(2010)01-0042-03

Modal and Structure Analysis of APU Air Pressure Sensor

ZHANG Qiang, ZHANG Yongfeng, REN Ruidong

Abstract: This paper studies the vibration modes of air pressure sensor of Auxiliary Power Unit (APU). Its fourth natural frequency is so close to the rotor speed of APU that sympathetic vibration accrued in test. So according to the formula of natural frequency in Mechanics of Materials, structure of the air pressure sensor is changed. Four new models are calculated, and the best one is found.

Key words: APU; air pressure sensor; finite element; vibration mode; structure

0 引言

辅助动力装置(APU)总静压测头是为了对 APU 进行飞行试验所设计的,其目的是试飞过程中测量进气道总静压。在对总静压测头样件进行振动试验时,当激振频率接近 APU 转子工作转速(780 Hz)时,试验件发生了共振,并导致试件破坏。通过对试验件进行有限元仿真计算,发现试验件的第4阶固有频率接近 APU 转子工作转速 780 Hz,并且与试验时所测的导致共振的频率基本吻合。

本文对测头结构尺寸进行了更改,并根据振动模态分析理论知识,利用 ANSYS 软件对不同方案的振动模态进行了计算分析,找到了最佳结构设计方案。

1 振动模态有限元法基本原理

在运用有限元法(FEM)对一个具有连续质量的模型进行振动模态分析计算时^[4],通常将该模型连续结构体离散为有限个单元组成的子元素,求出单元刚度矩阵 k 和单元质量矩阵 m 。按照节点自由度序号,对各单元的质量矩阵和刚度矩阵进行组集,得到总刚度矩阵 K 和总质量矩阵 M 。当结构系统无外部载荷作用,在不考虑阻尼的情况下,对大型结构进行剖分离散,自由振动方程为:

$$[M]q'' + [K]q = 0 \tag{1}$$

式中: M 为总质量矩阵; K 为总刚度矩阵; q 为节点位移向量。

设式(1)解的形式为:

$$\delta = \phi_i \sin(\omega t + \alpha) \tag{2}$$

即系统偏离平衡位置作自由振动时,系统上各质点自由度均以同一频率 ω 和同一相位角 α 做简谐振动。将式(2)代入式(1)并消去公因子 $\sin(\omega t + \alpha)$,于是整个结构固有频率与振型的特征方程为:

$$|[K] - \omega^2[M]| \phi_i = 0 \tag{3}$$

式中: ω 为系统自由振动固有频率; ϕ_i 为特征向量,即结构的正则化模型。式(3)为齐次线性方程组,该方程组有非零解的条件是其特征矩阵的行列式必须等于零,即:

$$|[K] - \omega^2[M]| = 0$$

将上式展开可得:

$$\omega^{2n} + a_1\omega^{2(n-1)} + \dots + a_{n-1}\omega^2 + a_n = 0 \tag{4}$$

该方程称为结构系统的特征方程。对其求解可得到 n 个特征值 ω_i^2 (或用 λ_i 表示 ω_i^2),而 $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$ 即为结构系统固有振动频率。将各阶固有振动频率 ω_i 分别代入式(3)后求解可得到一系列相互成比例的向量 $\phi_i^{(j)}$ (其中 $j = 1, 2, \dots$),这些向量均对应于固有振动频率 ω_i ,任取其中某个向量,用 ψ_i 表示,该向量描述了结构系统在第 i 阶固有振动频率下 ω_i 的振动型态,称其为固有振型(也称主振型)。将获得的 ω_i 和 ψ_i ($i = 1, 2, \dots, n$) 代回式(2)中得到 n 组特解,由这几组特解线性叠加即可得到结构系统自由振动的通解:

作者简介:张强(1980-),男,硕士,中国飞行试验研究院发动机所工程师。

收稿日期:2009-9-1

$$\phi_i = \sum_{i=1}^N a_i \varphi_i \sin(\omega t + \alpha) \quad (5)$$

2 原始结构测头振动模态计算分析

在 ANSYS 中,对测头进行了有限元仿真。图 1 为测头的有限元模型,测头的前 6 阶固有频率如表 1 所示。测头前 4 阶的振型图,如图 2—5 所示。

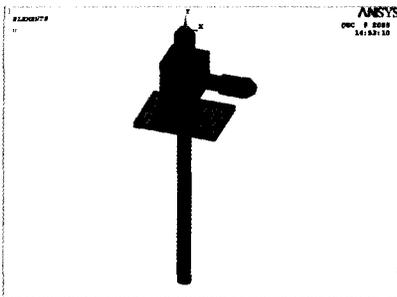


图1 测头有限元模型

表1 测头前6阶固有频率

阶数	频率(Hz)
1	557.44
2	569.88
3	682.22
4	720.09
5	1 292.9
6	3 502.6

图 2 为 $f_1 = 557$ Hz 振型,主要表现为测头主体固定座下方部分在 Z 方向的弯曲;

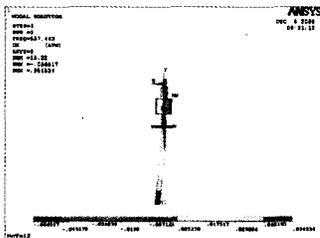


图2 $f_1=557.44$ Hz振型

图 3 为 $f_2 = 570$ Hz 振型,主要表现为测头主体固定座下方部分在 X 方向的弯曲;

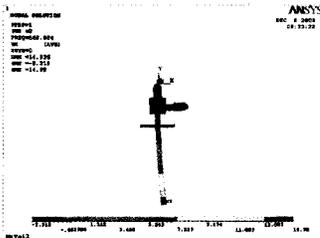


图3 $f_2=569.88$ Hz振型

图 4 为 $f_3 = 682$ Hz 振型,主要表现为测头主体和静压管接嘴共同在 X 方向的弯曲;

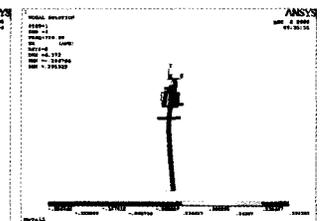


图4 $f_3=682.22$ Hz振型

图 5 为 $f_4 = 720$ Hz 振型,主要表现为测头主体和静压管接嘴共同在 Z 方向的弯曲。

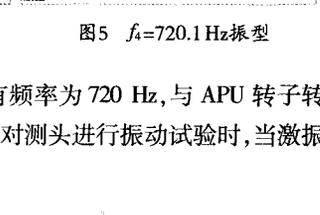


图5 $f_4=720.1$ Hz振型

可以发现,其第 4 阶固有频率为 720 Hz,与 APU 转子转速 780 Hz 较为接近。因此在对测头进行振动试验时,当激振

频率为 780 Hz 时,测头振动幅值比较大,并且发生振动断裂。

3 测头结构更改方案设计

3.1 力学原理

根据测头的固定方式,可以看出,测头振动模态计算的力学模型为悬臂梁模型,如图 6 所示。

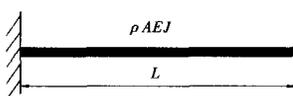


图6 悬臂梁模型

根据材料力学公式^[3],对于悬臂梁,其固有频率存在如下关系:

$$f \propto \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{EJ}{m}} = \sqrt{\frac{EJ}{\rho AL}} \quad (6)$$

其中:

ρ - 密度;

A - 横截面积;

E - 弹性模量;

J - 截面惯性矩;

L - 长度。

若梁截面为圆环,那么:

$$J = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4) \quad (7)$$

其中, d 和 D 分别为圆环的内外半径。

由(6)式和(7)式可得:

$$f \propto \frac{1}{4} \sqrt{\frac{E}{\rho}} \sqrt{\frac{(D^2 + d^2)}{L}} \quad (8)$$

3.2 不同结构更改方案的模态计算结果分析

根据结构尺寸更改原则,对原始模型进行了修改,给出了表 2 所示的四种方案,表中,绿色标注的尺寸为更改后的尺寸。表 3 为不同方案下的前 6 阶固有频率计算结果。

方案 1:把测头主体在固定座上方部分的外径增大,根据悬臂梁原理,相当于增大了悬臂梁的刚度,因此,模型的 3、4 阶固有频率显著增加,达到 1 250 Hz 左右。由于没有改变测头主体在固定座下方部分的尺寸,因此,模型的 1、2 阶频率变化不大。

方案 2:在方案 1 的基础之上,把测头主体在固定座下方,长度为 10.5 mm 的部分外径增大,总长度不变,即增加了测头主体在固定座下方部分的刚度,因此,模型的 1、2 阶频率显著增加,但是没有超过 780 Hz,反而有接近 780 Hz 的趋势。

方案 3:是在方案 1 的基础之上,测头主体在固定座下方部分外径不变,缩短长度 20 mm,相当于减小了测头主体在固定座下方部分的质量。结果表明,模型的 1、2 阶固有频率显著提高,达到 850 Hz,超过 780 Hz,但是裕度不大。

方案 4:是方案 1—3 的综合。计算结果表明,模型的 1、2 阶固有频率达到 1 020 Hz,3、4 阶固有频率达到 1 320 Hz,因此,该方案下,模型的前 4 阶固有频率都很好的超过 780 Hz,而且裕度较大,是最佳的方案。

表2 APU 测头结构尺寸更改方案

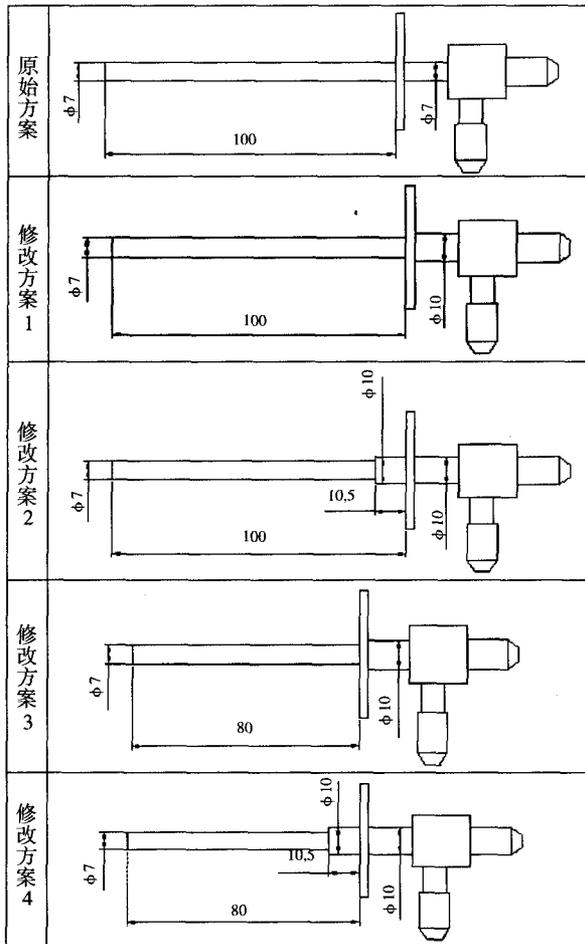


表3 不同方案下的测头前6阶固有频率

	1	2	3	4	5	6
原始模型	557.4	569.9	682.2	720.1	1 292.9	3 502.6
修改方案1	568.7	582.5	1 244.9	1 249.1	2 634.4	3 578.3
修改方案2	672.8	686.3	1 242.3	1 246.1	2 623.7	4 107.5
修改方案3	856.4	883.6	1 270.2	1 283.1	2 635.8	4 753.9
修改方案4	1 017.9	1 055.6	1 320.7	1 352.9	2 635.4	4 806.3

4 结论

通过对 APU 总静压测头的模态计算分析,并对比试验结果,可以得出如下结论:

- 1) 由于试验件本身结构设计不合理,第4阶固有频率接近 APU 转子频率 780 Hz,因此在振动试验时,产生共振破坏。
- 2) 对测头结构进行更改,应本着减小质量和提高刚度的原则进行,四种测头结构更改方案中,方案4是最佳方案。

参考文献

[1] 曾攀. 工程中的有限元方法[M](第3版). 清华大学出版社. 2006年11月
 [2] 段进,倪栋,王国业. ANSYS10.0 结构分析从入门到精通[M](第1版). 兵器工业出版社. 2006年10月
 [3] 单辉祖. 材料力学[M]. 国防工业出版社(第1版). 1981年8月
 [4] 傅志方. 模态分析理论与应用[M](第3版). 上海交通大学出版社, 2000年7月

(上接第25页)

图2(c)与图2(b)相比,系统响应又表现出了明显的不同,系统响应在转速为 580 rad/s 时经 Hopf 分岔进入拟周期运动(图5),且低速域内的拟周期运动区域增加,在进入混沌运动之前出现了3倍周期运动,且随着转速的增加,其在高速域内的混沌运动区域减少。

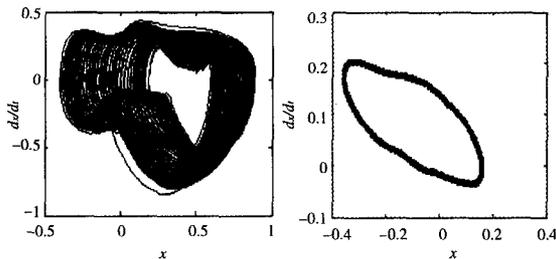


图5 $\omega=630$ rad/s时的相图和Poincare截面图

综上所述,在裂纹深度一定的情况下,裂纹角越大,各种综合力对转子系统分岔特性的影响也逐渐增大。

4 结束语

建立了流体激振力和非线性油膜力作用下的叶轮转子

裂纹的动力学模型,利用数值积分法研究了裂纹角变化下的系统分岔特性,并通过分析得出以下结论:在带有裂纹的叶轮转子运动中,裂纹深度一定的情况下,裂纹角越大,流体激振力和非线性油膜力对转子系统分岔特性的影响就越大,但究竟哪个力起主导作用还有待进一步的研究。

参考文献

[1] Bovsunovsky A. P., Matveev V. V.. Analytical Approach to the Determination of Dynamic Characteristics of a Beam with a Closing Crack. Journal of Sound and Vibration, 2000, 235(3): 415-434
 [2] 李振平,金志浩等. 含横向裂纹的弹性转子——轴承系统的动力学研究. 振动工程学报, 2003. 12: 468-471
 [3] 杨积东,徐培民,闻邦椿. 裂纹转子分岔、混沌行为研究. 固体力学学报, 2002. 3: 115-119
 [4] Adiletta G, Guido A R. Chaotic Motions of a Rigid Rotor in Short Journal Bearing[J]. Nonlinear Dynamics, 1996, 10: 251-269
 [5] 李同杰,孙启国,王娟. 横向流体激振力作用下的不平衡离心叶轮转子分岔特性研究. 振动与冲击, 2007: 144-146