

航空发动机整机模态计算分析

株洲航空动力机械研究所 欧园霞** 李彦 尹泽勇 梅庆

【摘要】 本文针对现代高速小型发动机转子—支承—机匣系统特点,建立了较完整的一套用于分析整机模态的有限元子结构模态综合法及程序,阐述了如何建立整机计算模型及如何分析整机模态等问题,给出了某型发动机整机模态的计算结果,并与试验结果进行了对照。

主题词: 航空发动机 模态分析 模态综合法 有限元分析 子结构法

1 前言

现代高速中小型航空发动机的显著特点是结构复杂,集高速、高温、高难度问题于一身,由于其转速高达 50000r/min 左右,而机匣壁薄至只有 $1\sim 2\text{mm}$,因此转子振动及整机振动问题十分突出。为了确保发动机安全可靠地工作,必须对其转子及整机进行振动分析。

本文分析对象系某型发动机,其燃气发生器转子转速高达 52000r/min 以上,自由涡轮转子转速高达 43000r/min 以上,除减速器机匣外的其它机匣几乎均为 $1\sim 2\text{mm}$ 厚的薄壁结构,结构形状十分复杂。为了对其转子及整机振动进行分析,需解决转子动力学分析中以前未遇到的各种类型的问题:首先要建立一整套分析方法及程序;其次还需解决如何建立具体的整机计算模型、如何划分子结构、如何进行模态识别与分析等一系列问题。经过几年的研究与努力,进行反复摸索与实践,终于使问题得到了较满意的解决。

2 转子—支承—机匣系统有限元子结构模态综合方法

2.1 转转子子结构系统有限元分析

本工作所用方法中首先分别建立固定、旋转及横截面3种坐标系。在固定和旋转坐标系内分别建立元素及全系统拉格朗日运动方程,利用正交旋转矩阵实现坐标变换。转转子子结构的组成:连续的具有分布质量的弹性轴,离散的具有回转质量惯性的刚性盘,及离散的具有弹性、阻尼的轴承。通过拉格朗日公式建立刚性盘的运动方程,即先求出刚性盘的动能,将其代入拉格朗日公式,略去高阶项得到盘的方程;用类似方法取定规定的平动及转动形函数,建立轴元素运动方程,先求出轴微元体能量,然后沿元素全长进行积分得到元素能量,将其代入拉格朗日公式,并利用二次型微商公式,可得轴元素运动方程。对于具有粘性阻尼的轴元素,还需引入粘性阻尼系数,利用广义Hamilton原理进行变分处理。

本方法所建立的有限转子模型考虑了轴的弯曲刚度、轴力刚度、剪切变形、轴向预紧力、粘性阻尼及盘轴的质量转动惯量、陀螺力矩等各种重要影响因素,从力学模型上使计算精度得到了保障。所建立的方法中,对于端齿相连部分,采用了一种新型的元素“端齿梁元”进行求解,

这在国内尚属首次。详细建模过程及公式系统见文献[1~3]。

2.2 机匣子结构有限元分析

由于机匣结构及壳体微分方程的复杂性, 要寻求壳体结构的解析解是非常困难的, 因此数值解法更显必要。本工作所用方法中, 根据发动机机匣大多由轴对称旋转壳组成的特点, 采用截锥壳元素来进行分析, 将它们简化成有限个锥壳单元的组合, 用一系列垂直于旋转轴线的平行线来划分元素, 而在周向无需进行元素划分, 这样不但节省了内存, 大大减少了数据准备工作量(相对四边形壳单元而言), 其计算精度也大大提高了比梁元素^[4]。

2.3 转子—支承—机匣系统模态综合法

本方法中, 子结构分析采用上述有限元素法, 而对全系统求解采用固定界面模态综合法。

子结构运动描述为保留进动模态与静力约束模态的迭加: 先求出子结构在状态空间下运动方程, 并将其按内部坐标及界面坐标进行分块, 令界面坐标状态向量为零, 得到内部坐标自由振动微分方程; 求出子结构保留进动模态(只保留低阶), 对于非轴对称系统还需利用左右特征向量双重正交性进行解耦; 在各子结构对接界面处依次施加单位位移得到子结构静力约束模态; 将保留进动模态与静力约束模态进行迭加得到真正模态。对子结构进行分析后, 利用对接面的位移协调条件(或力平衡条件), 将子结构运动方程组装为系统运动方程, 进行总体求解, 可得系统各种动力特性^[5]。

2.4 程序

基于以上方法所编制的程序可用于分析轴对称及非轴对称系统的进动频率、临界转速、响应及稳定性等动力特性。该程序用 FORTRAN 语言编制而成, 源程序语句约 6500 条, 子程序 86 个, 具有较强前后处理功能, 元素库中目前配备有普通转子元素、端齿梁元及截锥壳元, 并配备有解非轴对称问题的复模态综合法及解轴对称问题的广义模态综合法。

3 某型发动机整机模态计算

3.1 某发动机结构

该发动机由附件传动系统(含油箱)、燃气发生器、自由涡轮、排气管、减速器、承力机匣等主要部件组成。压气机为单轴式组合压气机, 由一级轴流和一级离心组成。燃气发生器内装有压气机、燃烧室及两级轴流涡轮。为叙述方便, 本计算中所指的燃气发生器转子约定为由燃气发生器转子主体及拉紧螺杆(简称拉杆)两大部分组成, 其中转子主体包括轴流压气机转子、离心压气机转子、涡轮转子。本计算中所指燃气发生器机匣包括压气机进气机匣、压气机机匣、中介机匣、离心叶轮罩、涡轮机匣、自由涡轮导向器及相应支板、端盖等零部件。本计算中所指自由涡轮仅包括自由涡轮轴、轴承座及轴承座支架。发动机组件静止件之间用螺栓连接在一起, 燃气发生器转子分界面采用 5 对圆弧端齿传扭定心, 装配时初始预紧力右端约 7000Q、左端约 4500Q, 用连结在一起的两个螺栓拉紧。

以发动机安装平面为界面可分为两大承力系统, 前承力系统由压气机进气机匣、中介机匣及前承力机匣等组件组成; 燃气发生器、自由涡轮所产生的载荷及振动通过燃气发生器机匣及自由涡轮轴承座支架传给前承力机匣至承力环上。后承力系统由排气管、后承力机匣组成。发动机螺旋桨、减速器、排气管及后承力机匣所产生的载荷及振动, 通过排气管传给后承力机匣至承力环上。承力环把前、后承力机匣的载荷, 通过 3 个减振器, 传至飞机。

3 2 某发动机整机计算模型

在建立整机计算模型时, 如果将发动机的任何一个零件都考虑在内, 其自由度是相当惊人的, 很有可能导致整个方案的“不可实现性”。因此在整机建模过程中, 我们舍去了那些对整机模态影响不大的零件: 例如附件传动系统及操纵系统。另外, 从传力路线来看转子的力主要通过燃气发生器机匣传到承力机匣上, 与燃烧室关系不大, 再加上燃烧室结构十分复杂, 整机模型中未考虑它。对于减速器的处理是只考虑其质量的影响, 不考虑其刚度影响, 因为减速器机匣属厚壳结构, 它比承力机匣或排气机匣的壁厚大约大 5 倍, 属典型“刚硬”型。

子结构划分的优化方案是既保证足够的计算精度又要有效地降低机时, 尽量用较少的子结构划分取得最大的模态综合效果, 将该发动机划分为 8 个子结构时需 CPU 54 分钟, 而划分为 12 个子结构时仅需 17 分钟, 显然采取后者(见表 1)。

表 1 子结构节点单元数据表

子结构号	名 称	节点数	单元数	自由度数	界面数
1	拉 杆	16	15	64	3
2	燃气发生器转子主体	33	32	132	6
3	燃气发生器机匣	15	18	60	3
4	燃气发生器机匣	8	7	32	2
5	燃气发生器机匣	7	6	28	4
6	燃气发生器机匣	11	12	44	2
7	燃气发生器机匣	13	12	52	2
8	自由涡轮轴	10	9	40	1
9	自由涡轮轴承座	5	4	20	1
10	自由涡轮轴承座支架	13	12	52	2
11	排气机匣	20	19	80	1
12	承力机匣	22	22	88	2
	整 机	173	168	692	19

各子结构之间耦合点为 A、B、C、D、E、F、G、J、K、L、M、N、P、Q、S。其中 E 处轴承座为鼠笼式弹性支承, E 为弹性耦合点, 其余为刚性耦合点。

燃气发生器转子主体、拉杆及自由涡轮转子无端齿部位采用普通梁元, 有端齿部位采用变轴力端齿梁元, 自由涡轮轴承座支架及所有机匣均采用截锥壳元。

为保证转子主体轴的连续性, 盘的一部份划给轴, 另一部份按集中质量处理, 叶片也按集中质量处理作用在质心上。燃气发生器转子主体及拉杆分别承受轴向压力及拉力, 拉为正, 压为负。温度影响在材料性能中考虑。

4 计算和试验的结果及分析

4 1 计算和试验的结果

整机固有频率计算结果及试验结果列于表 2, 整机振型曲线示于图 1(因篇幅限止只列出

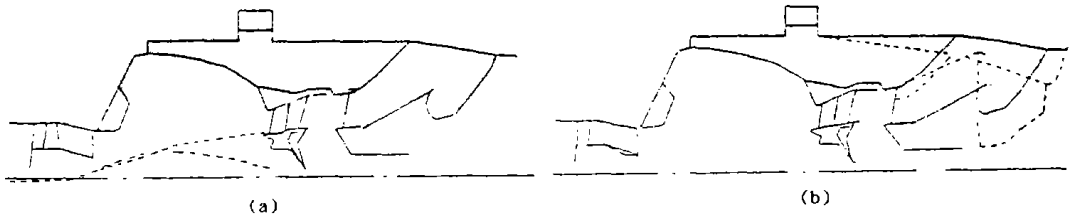


图 1 整机振型曲线

几阶)。表中 Ω 为转子自转速度, n 为频率。图中实线表结构外形, 虚线表振型。试验是在

表 2 轴台固支条件下整机频率计算结果与整机试验结果对照表($\Omega=0$)

阶数	整机计算结果(轴台固支)			整机试验结果(轴台—垂直)			振动类型综合分析
	n (Hz)	n (rad/s)	主振型部位	n (Hz)	n (rad/s)	峰值	
				25	157		可能由计算模型中未考虑的部件或设备某些部件引起
				50	314		
				100	628		
				115	722		
1	165.63	1040	自由涡轮转子	160	1005	大	自由涡轮转子振动
2	356.70	2297	燃气发生器转子	360	2261	最大	燃气发生器转子一阶
3	443.08	2784	自由涡轮转子	440	2764	大	自由涡轮转子振动
				495	3110		可能由计算模型中未考虑的部件或设备某些部件引起
				540	3392		
4	564.80	3548	机匣	565	3550	大	机匣振动
5	650.65	4088	机匣	615	3864	大	机匣振动
6	699.15	4392	机匣	720	4523		机匣振动
7	930.57	5845	机匣	900	5654		机匣振动
8	946.70	5948	燃气发生器转子	1005	6314	较大	燃气发生器转子二阶
9	1257.95	7903	燃气发生器转子	1260	7916	大	燃气发生器转子三阶
10	1314.10	8256	燃气发生器转子端部	1300	8168		燃气发生器转子端部局部振动
11	1373.73	8631	机匣	1480	9299		机匣振动
12	1508.08	9475	机匣	1610	10115		机匣振动
13	1620.98	10185	机匣	1675	10524	大	机匣振动
14	1731.53	10879	机匣	1760	11058	大	机匣振动

自转速度为 0 的状态下进行。对发动机轴台固支和自由—自由状态的垂直和水平二方向进行了试验模态分析, 本文仅给出了轴台—垂直结果。试验时使用 BM-PC/AT 计算机及 C R A S 模态分析软件完成。在发动机上共设置了 49 个节点, 把节点两两联成与实物成比例的骨架线图形, 并选用十几个锤击点。根据测量的每一导纳函数进行曲线拟合, 并进行模态编辑^[6]。

4.2 计算试验结果的综合分析

对于如此复杂的一台完整发动机来说,其模态是十分复杂的。如何进行整机模态分析,这是一个很值得探讨而十分有实用价值的问题。为了使问题得到较好解决,我们将计算结果与试验结果紧密结合,抓主要模态,舍弃那些次要局部模态,重点分析以转子系统为主的模态,并参照自由—自由模态、部件模态及振型曲线进行综合分析和判断,我们认为:表 2 中,对应 $n=165.63, 356.70, 443.08, 946.7, 1257.95, 1314.7\text{Hz}$ 频率值的整机 1、2、3、8、9、10 阶模态是以转子系统为主的整机模态;表 2 中,对应 $n=564.8, 650.65, 699.15, 930.57, 1373.73, 1508.08, 1620.98, 1731.53\text{Hz}$ 频率值的整机 4、5、6、7、11、12、13、14 阶模态属于由机匣振动引起的整机模态;表 2 试验中对应 $n=25, 50, 100, 115, 495, 540\text{Hz}$ 等值在整机计算中未出现,这些频率所对应的模态可能由附件系统、燃滑油系统、燃烧室、轴台固支油泵电机、轴台设备其它部件等引起,因计算模型中未考虑这些部件,当然不会有它们的模态,而试验时包括所有零部件,因此模态更丰富。

5 结束语

(1) 利用有限元子结构模态综合法及相应的程序对复杂的整机系统进行整机振动分析是切实可行的,效果是令人满意的。

(2) 对于整机系统将计算与试验相结合进行综合分析是十分必要的。

(3) 对结构复杂自由度较大的整机系统而言,合理地划分子结构是节省机时内存的关键。例如划分为 8 个子结构时需 CPU 54 分钟,而划分为 12 个子结构仅需 17 分钟,两者计算精度几乎完全一样。

(4) 该机建模方式经过反复摸索与实践并与试验进行了对照,最后获得了较好效果,因此本工作可为今后类似发动机整机振动分析提供有益启示。

参 考 文 献

- 1 欧圆霞 转子动力特性有限元分析 中国航空科技文献, HJB860414, 1986
- 2 尹泽勇 端齿梁元的刚度矩阵 株洲航空动力机械研究所科研报告, KT215-JB-2, 1991
- 3 欧圆霞 用有限元子结构模态综合法分析轴向预紧端齿连接转子的动力特性 株洲航空动力机械研究所科研报告, KT215-JB-4, 1991
- 4 欧圆霞 采用截锥壳元素的机匣系统的动力特性分析 KT218-JB-4, 1990
- 5 欧圆霞 转子—支承—机匣系统的模态综合法 株洲航空动力机械研究所科研报告, KT218-JB-5, 1990
- 6 陈少红 某发动机整机试验模态分析研究 株洲航空动力机械研究所科研报告, KT218-JB-12, 1990

(责任编辑 王震华)