

文章编号: 1000-8055(2000)02-0183-04

航空发动机风扇机匣行波振动的分析方法

王桂华¹ 李 琳²

¹(沈阳航空发动机研究所, 辽宁 沈阳 150001)

²(北京航空航天大学 405 教研室, 北京 100083)

摘要: 本文提出对风扇机匣应进行行波振动分析, 作出频率响应曲线, 进行限幅设计。在分析过程中, 根据结构特点给出了模型的简化方法, 采取周期对称模型, 并根据周期对称的理论结合激励力的特点给出了旋转脉动激励在周期对称模块中的施加方法。最后以实例予以验证。

关键词: 航空发动机; 机匣; 振动; 行波

中图分类号: V 231.92

文献标识码: A

1 引言

在现代航空发动机设计中, 为了减轻重量, 提高推重比, 机匣(特别是风扇机匣)往往设计得较薄, 虽然能够满足静强度的要求, 却容易引起振动、包容等问题。在实际发动机试车过程中, 就测到过机匣较大的振动, 而且在试车过程中也出现过安装座裂纹^[1]、静叶掉块等故障。因此有必要对其进行振动分析。由于发动机机匣—静子构件系统是一个庞大而又复杂的结构, 用有限元对其进行分析时存在两个问题: 第一, 取整体模型计算自由度过大, 需要对结构进行简化; 第二, 因为固有频率多, 要避开所有的频率是不可能的, 因此应对其进行频率响应分析, 进行限幅设计。在旋转脉动激励(风扇机匣的主要激励)的作用下风扇机匣的振动具有行波振动的特性^[2, 3]。这是机匣振动分析区别于其它静子件振动分析的一个显著特点。本文对风扇机匣的结构模型与激励模型进行了研究, 基于大型有限元结构分析软件 NASTRAN 的应用, 给出了风扇机匣行波振动的分析方法。

2 风扇机匣振动分析中的模型简化

风扇机匣宏观上为数段直径较大的圆柱或圆锥形薄壳结构, 轴向用螺栓连接。每一级(段)内按

气动增压比的要求装有不同的数目的静子叶片。静叶的一端固定在外机匣上, 另一端连接在内环上。图 1 所示风扇机匣由三级组成, 三级的静叶数分别为 46, 61, 58。每一级可以认为是周期对称结构, 而从整体来看它不是周期对称结构。

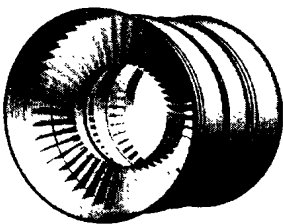


图 1 风扇机匣总体结构示意图

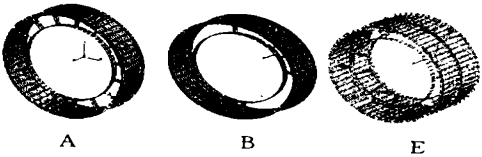


图 2 3 种计算模型的有限元网格图

鉴于风扇机匣的这一结构特点, 我们首先进行了风扇机匣按级分析的可行性研究。显然如果能按级进行分析, 则可利用周期对称特性大大减小计算量。为此采用 3 种模型: 两个具有不同静叶数的单级机匣及将它们用螺栓连接成一体的整体机匣。其有限元计算模型见图 2。3 种模型在 330

收稿日期: 1999- 05- 12; 修订日期: 1999- 09- 02

作者简介: 王桂华(19-), 女, 沈阳航空发动机研究所

~ 740 Hz 之间的固有频率及振型分析示于表 1。

表 1 3 种模型的频率比较表

振 型	模型 A	模型 B	模型 C
$m_2 = 6$		344.8	339.1
1 段内环转动	367.1		367.1
$m = m_2 = 4$			451.8
$m = m_1 = 3, m_2 = 5$			471.2
$m = m_1 = 4, m_2 = 8$			503.1
$m_1 = m_2 = m = 5$			600.4
$m_2 = 6$		604.0	603.3
2 段内环扭动		624.9	621.0
$m = m_2 = 6$			669.7
$m = 5, m_2 = 7$			677.6
$m = m_1 = 4, m_2 = 8$			690.9
2 段内环变形		632.3	703.0
2 段内环变形		707.1	704.5
1 段内环转动	730.3		733.1

注: m 为外机匣周波数, m_1 为第一段内环的周波数, m_2 为第二段内环的周波数。

从表 1 可见: 在此频率范围内单个模型只反映此级内环及静叶有较大变形的振动, 而对外机匣有较大变形的两级整体振动没有反映。因此: 只考虑单级机匣的模型不能反映实际的振动情况。对于这种不能分级分析但分段周期对称的结构, 应如何利用其结构特点简化计算。这里考虑了这样一种方案: 重点分析某级机匣时, 忽略其余机匣内的静叶及内环。为此, 研究了静叶与内环对相邻机匣振动的影响。

在图 2 所示整体机匣模型 E 中略去一段和二段机匣的内环与静叶, 所得模型记为模型 C 和 D (网格图见图 3) 在 330~ 740 Hz 之间这 3 种模型的频率比较见表 2, 对应的振型见图 4~ 6。

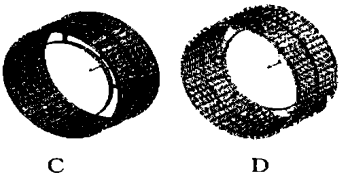


图 3 模型 C, D 的网格图

从表 2 可以看出: 略去第一段内环与静叶的结构 (模型 C) 的固有特性中缺少的仅仅是省略部分的振型和频率, 而且这些振型和频率的缺省并未对其它振型和频率构成显著影响。这是由于机匣外壁刚度较弱, 静叶与内环的变形只对本段机匣与静叶连接的局部区域有较大影响, 这种变形

较难传递到相邻机匣段, 也就是说: 某一段机匣内的静叶与内环对相邻机匣的加强作用可以忽略。如果不是专门研究第一段的内环和静叶, 比如重点研究的是第二段机匣及其内环和静叶时, 可以不考虑第一段的内环和静叶。

表 2 3 种模型的频率比较表

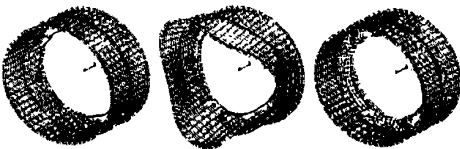
振 型	模型 C	模型 D	模型 E
$m_2 = 6$	339.4		339.1
1 段内环转动		367.2	367.1
$m = m_2 = 4$	452.4		451.8
$m = m_1 = 3, m_2 = 5$	473.2	486.7	471.2
$m = m_1 = 4, m_2 = 8$	504.8	497.3	503.1
$m_1 = m_2 = m = 5$	602.1	636.4	600.4
$m_2 = 6$	603.5		603.3
2 段内环扭动	620.7		621.0
$m = m_2 = 6$	674.1		669.7
$m = 5, m_2 = 7$	679.6		677.6
$m = m_1 = 4, m_2 = 8$	693.5	701.8	690.9
2 段内环变形	730.8		703.0
2 段内环变形	709.4		704.5
1 段内环转动		733.0	733.1

注: m 为外机匣周波数, m_1 为第一段内环的周波数, m_2 为第二段内环的周波数。



频率 339.4 Hz 频率 473.2 Hz 频率 603.5 Hz

图 4 模型 C 的振型与频率



频率 367.2 Hz 频率 486.7 Hz 频率 733.0 Hz

图 5 模型 D 的振型与频率

同理, 如果不是专门研究第二段的内环和静叶, 比如重点研究的是第一段机匣及其内环和静叶时, 可以不考虑第二段的内环和静叶。

由此我们可以得出结论: 对于风扇机匣这样的分段周期对称结构, 由于某一段机匣内的静叶与内环对相邻机匣的加强作用可以忽略, 重点分

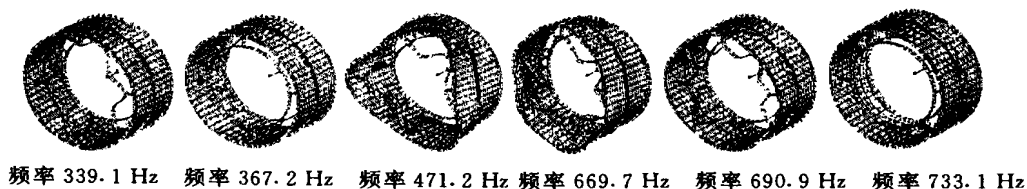


图 6 模型 E 的振型及频率

析某一级(段)时,可以略去其余级的静叶及内环。如此简化之后,整个结构即为周期对称结构,在以后的计算中即可采用周期对称模块进行计算。

利用周期对称功能的最大优势莫过于减少了数据准备工作,节省了计算时间。这主要是源于输入只有一个扇块的几何尺寸,输出所有扇块的分析结果。假设周期对称模型的自由度为 n , 则整体结构的自由度为 $N \times n$ 。如果解静力问题,整体结构要解一个 $N \times n$ 阶的方程组;周期对称要解 $(1 + N/2)$ 个 n 阶的方程组(N 为偶数,若 N 为奇数,为 $[(N+1)/2]$ 个),前者的计算时间比后者要长,并且 N 越大差别越明显。

3 风扇机匣的载荷及其在周期对称计算中的处理

机匣振动的主要激振源是叶片的旋转、转子的不平衡和燃烧过程引起的随机振动等。可分成气动的和结构的两类,机械激振通常比较弱,并由于结构阻尼的缘故衰弱得比较快,旋转叶片尾迹的压力脉动是机匣感受的主要激振形式,另一重要激振源是旋转的高低压气团所引起的周向压力变化。对某一级动叶激起的旋转压力脉动,当取其基频时旋转载荷可写为: $F_k = f_k \cos(\omega_k t + k\theta)$ 。式中 k 为载荷的谐波数。 $k=4$ 时的旋转脉动载荷在某一时刻的分布形式如图 7 所示。每种载荷的转动频率范围由发动机转速及各级动叶数决定。

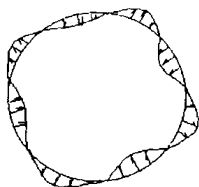


图 7 旋转脉动载荷形式图

根据行波振动理论,谐波数为 k 的旋转脉动激励可以使壳体结构发生径向具有相同周波数的前行波共振,其共振频率为所有包含 k 周波数变

形的模态所对应的频率。

对于用周期对称理论^[8]编制的程序模块,要根据结构扇块数 N 确定对称的周期分量数(N 为偶数时取为 $1 + N/2$, N 为奇数时取为 $(N+1)/2$)。如果选用所有的周期分量,则程序将计算全部周期分量的载荷,在给定频率范围内分别计算对各周期分量的响应,然后再将计算结果转换、组合,得出各扇块的最终结果。对于旋转脉动载荷,由于其分布特点,可使计算简化,节省计算时间。

设有谐波数为 m 的旋转脉动激励,各扇块上的载荷分量 U_n (扇块号 $n=1, 2, 3, \dots, N$), 可以表示为: $U_n = U_1 = U_1 e^{-i(n-1) \cdot 2\pi m/N} = U_1 e^{-i(n-1) \cdot m a}$ 。代入物理量到周期量的转换公式得载荷周期分量为:

$$X_1^k = \frac{U_1}{N} \sum_{n=1}^N e^{i(n-1)(m-k)a} \quad (1)$$

式中: X_1^k 为基础扇区(输入结构) k 阶周期分量。

$$\text{当 } k = m \text{ 时: } X_1^k = \frac{U_1}{N} \sum_{n=1}^N 1 = U$$

$$\text{当 } k \neq m \text{ 时: 由于 } \sum_{n=1}^N e^{i(n-1)(m-k)a} = 0 \\ \text{所以 } X_1^k = 0$$

也就是说对于谐波数为 m 的旋转脉动载荷,其周期分量除 $k=m$ 外均为零。在这种情况下,只需要计算一个周期分量的响应,可以大大减小计算工作量。例如在 NASTRAN 程序中这一简化工作可以通过选取适当的谐调参数 Harmonics 来实现。当载荷的谐波数为 m 时,谐调数 Harmonics 应按以下规则选取: $0 \leq m \leq N/2$ 时,取谐调数 Harmonics = m ; $N \geq m > N/2$ 时,取 Harmonics = $N - m$; $m \geq N$ 时,设 $m = jN + m_1$, $j = 1, 2, 3, \dots$, 则取 Harmonic ID = m_1 , 或 $N - m_1$ 。因为将 $m = jN + m_1$ 代入式(1)得:

$$X_1^k = \frac{U_1}{N} \sum_{n=1}^N e^{i(n-1)(jN+m_1-k)a} = \\ \frac{U_1}{N} \sum_{n=1}^N e^{i(n-1)(m_1-k)a}$$

例如结构的扇块数为 56, 载荷谐波数为 15,

若取 $\text{Hamonics} = \text{ALL}$, 将进行 29 种周期量的转换, 按上述方法, 取 $\text{Hamonics} = 15$, 只进行一种周期量的转换。按照这种方式加载所用的计算时间不超过取 $\text{Hamonics} = \text{ALL}$ 时的 $2/(N+1)$ 。

4 某机风扇机匣行波振动分析

某机试车时发生风扇一级和二级静子叶片掉角故障(结构如图 1 所示)。静子叶片进气边靠近内环的悬臂部分从圆角处开始出现裂纹, 从掉角的边缘分析是疲劳断裂。事故发生后, 对这两级叶片以及相邻的第三级叶片的工作转速和相应的工作时间进行了统计。结果表明: 一级静叶在累积工作 6 小时时尚无裂纹, 而当其累积工作时间达 8 小时以上时即有裂纹出现, 累积工作时间继续增加则出现掉角。这反映了故障的疲劳特征。

考虑到静叶属于机匣—静子件系统, 如前所述, 该系统在旋转脉动激励作用下有产生行波振动的可能, 我们应用上述研究结果对该风扇机匣

进行了分析。采用图 8 所示的计算模型, 得出叶片根部对一、二级动叶尾迹气体压力脉动的应力响应曲线(如图 9)。

从计算结果可见, 一级静叶掉角的故障原因是在一、二级动叶尾迹气体压力脉动激励下, 机匣—静子件系统发生行波振动, 振动中静叶根部有较大应力。3000 Hz~5000 Hz 为叶片响应较大的区域。在这一区域内, 即便是非共振点, 响应幅值仍很大, 所以在这一区域内工作时间越长, 裂纹出现的可能性越大。这一点已为实测结果证实。

5 结 论

计算一个结构的频率响应曲线, 特别对于整体机匣这样的大型结构, 所需的时间是相当长的, 但是由于采用了周期对称模型, 并采用本文的载荷施加方法, 使原本需要几十小时的计算时间降到了一小时以内。

根据本文的分析及与实测结果的对比, 说明对风扇机匣这种分段周期对称结构按周期对称进行简化分析省时、经济并且实用、可行。

参 考 文 献

- 1 Macke H J. Traveling-Wave Vibration of Gas-Turbine Engine Shell[J]. Journal of engineering for Power, 1966
- 2 晏砺堂. 涡轮机轴流叶轮盘行波振动研究[J]. 航空动力学报, 1990, 5(1):
- 3 刘更等. 航空高速双联斜齿圆柱齿轮行波共振的研究[J]. 西北工业大学学报, 1992
- 4 王桂华. 航空发动机风扇机匣行波振动的分析方法: [硕士论文][D]. 北京航空航天大学, 1999
- 5 Fortescue Method of Symmetrical Coordinates Applied to Solution of Polyphase Networks[J]. Transaction A IEE, 1918, 37

(责任编辑 王震华)

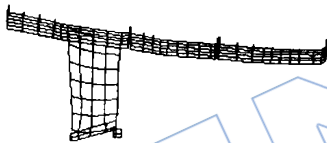


图 8 周期对称结构的网格图

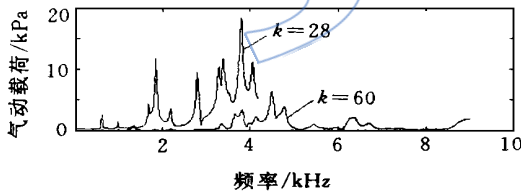


图 9 一级机匣组件中叶片根部的响应曲线

Method for Traveling Wave Vibration Analysis of Fan Casing in Aeroengine

Wang Guihua¹, Li Lin²

¹(Strength Design Dept Shenyang Aeroengine Research Institute, Shenyang 110015, China)

²(4th Dept Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract The traveling wave vibration of the fan casing is researched on the basis of analyzing its structure and load characteristics. According to the response line, the natural frequencies with high response are avoided. The method for simplifying the structure into cyclic symmetrical one and the loading method of rotating pulse incitement are given in this paper. An engineering example is calculated with this method, the result shows both time saving and a good agreement with the testing data.

Key words aircraft engines; case; vibration; travelling waves