

文章编号: 1000-8055(2008)12-2202-06

涡轴发动机整机受迫振动分析

蔡显新, 刘玉慧, 赵艳云

(中国航空动力机械研究所, 株洲 412002)

摘 要: 涡轴发动机的一种常见的安装方式是其主安装节直接与主减速器相连, 对这种安装形式下涡轴发动机的受迫振动问题进行了研究. 首先讨论了其结构特点并对引起激振力的原因进行了分析, 然后对激振力引起的轴向力、弯矩在各承力件上沿轴向的分布规律进行了分析, 介绍了受迫振动响应分析和有限元方法. 发动机整机振动试验证明了该方法的有效性.

关 键 词: 涡轴发动机; 受迫振动; 振动载荷; 有限元法

中图分类号: V231.92

文献标识码: A

Forced vibration analysis of turboshaft engine

CAI Xian xin, LIU Yu hui, ZHAO Yan yun

(China Aviation Powerplant Research Institute, Zhuzhou 412002, China)

Abstract: The forced vibration problems of a turboshaft engine, which is mounted directly on the main gear box, were investigated. The characteristic of the engine structure and the source of the exciting force were analysed, and the distribution states of the axial force and bending moment caused by the vibration were also discussed. The mechanical vibration method and finite element method were applied to the forced vibration. The results of the full engine vibration experiment show that the proposed procedure is efficient.

Key words: turboshaft engine; forced vibration; vibration loads; finite element method

航空发动机的振动影响其可靠性和耐久性, 一直是国内外研究人员研究的一个重点, 如文献[1]采用三维有限元法对航空发动机整机动力特性问题进行了研究. 该文基于 NASTRAN 中实体单元编制了转子动力特性计算程序, 通过分析对比, 证明基于实体单元的整机模型能够准确考虑各种振动模式; 文献[2]对转子/轴承系统的一种基于特征系统实现算法的系统识别方法进行了研究; 文献[3]研究了高涵道比发动机的低频隔振问题; 文献[4]针对某航空发动机在 300 h 持久试车中所表现的振动特征, 分析了振动峰产生的机理, 研究了蠕变应变、部件热变形及其不同的台架支撑方式对整机振动的影响. 在有关航空发动机整

机振动的研究中, 主要考虑的是由转子不平衡引起的振动. 涡轴发动机常用的一种安装方式是将主安装节直接与主减速器相连, 因而主减速器的振动载荷可能通过主安装节传到发动机上, 从而导致(非转子引发的)发动机整机振动. 如某型涡轴发动机, 在地面联合试车台上测得主安装节附件处存在较大的与旋翼转速相关的低频振动载荷, 引起发动机较大振动, 这种情况在国内为首次遇到, 在有关资料上未查到相关内容的报道. 较准确地确定这种振动载荷在发动机各承力件上的分布状况, 即该载荷沿发动机轴向的传递函数, 进而获得各机匣的强度和寿命分析的载荷状况, 对发动机安全性和可靠性至关重要.

收稿日期: 2007-11-12; 修订日期: 2008-11-14

作者简介: 蔡显新(1959-), 男, 湖南株洲人, 博士, 研究员, 主要研究方向: 结构强度振动, 多学科设计优化, 6sigma 设计.

1 结构特点及激振力分析

图 1 为涡轴发动机结构简图, 从左至右各零部件分别为: 前轴套、后轴套、承力筒、进气机匣、导叶机匣、轴流机匣、扩压机匣、燃烧室、承力机匣、动力涡轮机匣、排气机匣。附件传动安装在进气机匣的上方, 前轴套安装在主减速器的输入机匣上, 前轴套和后轴套通过万向节环组件相连。万向节环组件可以传递扭矩、横向力、轴向力, 但不能传递弯矩。发动机的动力输出轴穿过前后轴套内部而与安装在输入机匣上的输入齿轮相连, 将动力传递给主减速器, 最终驱动安装在主减速器上的旋翼轴, 使旋翼旋转。扩压机匣上的辅助安装节被安装在直升机相应的支架上。在辅助安装节处,

发动机在一定范围内被允许作轴向运动, 绕辅助安装节的轴心线转动, 而其它运动被约束。

旋翼在旋转时, 将不可避免地引起主减速器发生振动。这种振动将通过前轴套而传到万向节环上。主减速器在振动时其振动位移是复杂的, 它将导致前轴套轴线上的任意点沿某种复杂的空间曲线运动。由于万向节环组件只能传递轴向力、横向力和扭矩, 而不能传递弯矩, 因此后轴套上将受到万向节环组件传来的轴向力、横向力和扭矩的激振力。从位移的角度看, 后轴套将受到 3 个方向的平动位移和扭转位移的激励。实测数据表明振动轴向力和弯矩载荷较大, 故本文仅讨论轴向和横向振动的情况。

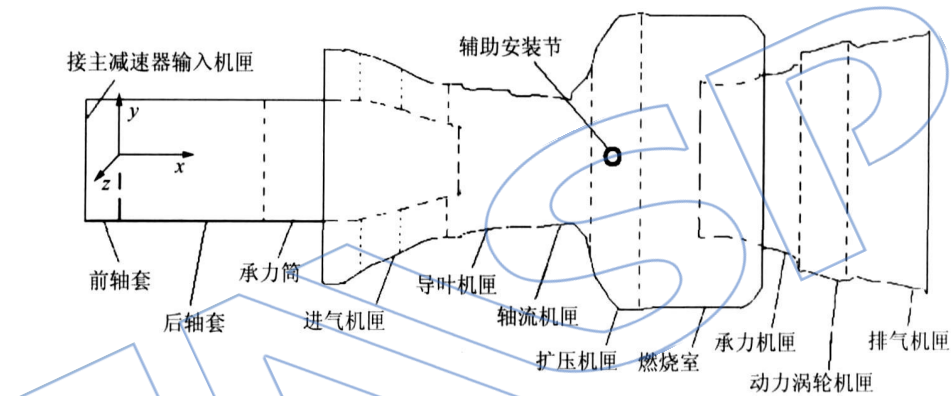


图 1 涡轴发动机结构简图
Fig. 1 Structure of the turboshaft engine

2 轴向振动

从主减速器传来的振动与旋翼的转速相关, 其频率值远低于发动机轴向振动固有频率。在计算时将发动机简化为多自由度质量-弹簧系统, 即将发动机简化成图 2 所示的计算模型, 且暂不考虑阻尼的影响, 由机械振动理论可得系统微分方程

[M]{ẍ} + [K]{x} = {f(t)} (1)

其中

[K] =

[k1 -k1 0 ... 0 0; -k1 k1+k2 -k2 ... 0 0; ...; 0 0 0 0 k8+k9 -k9; 0 0 0 0 -k9 k9] (2)

[M] = diag[mi], i = 1, 2, ..., 10 (3)

{f(t)} = [F1(t) 0 0 0 0 0 0 0 0 0]T (4)

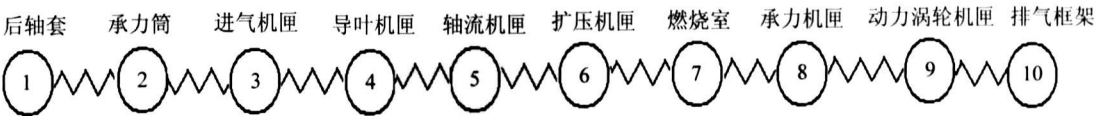


图 2 质量-弹簧系统
Fig. 2 Mass-spring vibration system

$\{x\}$ 为位移向量, $\{f\}$ 为载荷向量, $k_1 \sim k_9$ 和 $m_1 \sim m_{10}$ 分别为后轴套、承力筒、进气机匣、导叶机匣、轴流机匣、扩压机匣、燃烧室、承力机匣、动力涡轮机匣、排气机匣的轴向刚度和质量。

各机匣的质量被当作集中质量作用于各自的中部, 每个机匣被分为两个弹簧分别连接在集中质量的两边, 并与相邻机匣的弹簧串联。串联的两根弹簧通过计算其等效刚度而被当作一根弹簧处理。

设从主减速器传到后轴套的轴向力是随时间按正弦变化的简谐力, 则有

$$\{X\} = \left[[K] - \omega^2 [M] \right]^{-1} \{F(t)\} \tag{5}$$

速度、加速度、内力可由下式计算

$$\{\dot{X}\} = \omega \{X\}, \{\ddot{X}\} = \omega^2 \{X\},$$
$$N_i = (x_{i+1} - x_i) k_i \tag{6}$$

采用 UG 软件分别对各有关部件的质量、重心坐标及轴向长度进行计算。采用三维有限元法计算出各机匣的等效轴向刚度系数, 有关的详细处理方法见下。

图 3~ 图 4 分别为系统的 1, 5, 10 号(参见图 2)集中质量处位移-激振频率曲线图及 1, 5, 9 号弹簧的内力激振频率曲线图。图 3 中标号与图 2 集中质量序号对应, 图 4 中标号与图 2 弹簧序号对应。由图 3 可知, 当激振频率接近零时, 系统的位移较大, 这是因为在轴向无约束的情况下系统具有刚体模态所致。随着激振频率的升高, 位移减小, 曲线趋于平缓, 直到接近下一个固有频率时, 位移的绝对值才迅速上升。内力在接近(非零)固有频率之前, 变化缓慢。由于直升机旋翼的转速一

般不会太高, 其激起的振动频率一般在几十赫兹左右, 位于位移-激振频率曲线变化比较平缓的区域。

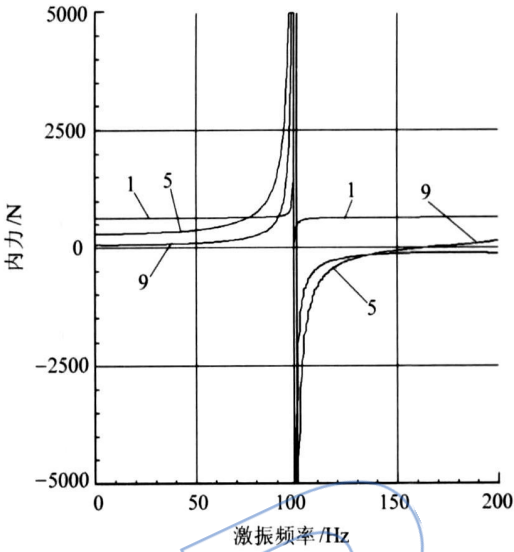


图 4 内力-激振频率曲线

Fig. 4 Force exciting frequency curve

在给定的激振力大小和频率作用下各机匣位移速度及内力的计算结果见表 1。

表 1 各机匣位移、速度及内力

Table 1 Displacement, velocity and force of each casing

序号	位移/mm	速度/(mm/s)	内力/N
1	0.1462	22.96	-
2	0.1469	23.07	320
3	0.1485	23.33	319
4	0.1487	23.36	159
5	0.1509	23.70	154
6	0.1516	23.80	133
7	0.1532	24.07	106
8	0.1550	24.34	79
9	0.1552	24.38	50
10	0.1553	24.39	38

由表 1 及以上分析得出以下结论:

- 1) 在激振力的作用下发动机近似地作刚体运动, 在发动机沿轴向各个部位上的轴向位移、速度和加速度大致相同;
- 2) 由于各部位加速度近似相等, 各机匣内力将与发动机的轴向位移成正比, 与激振频率成正比, 与其右侧的发动机各零部件质量的总合成

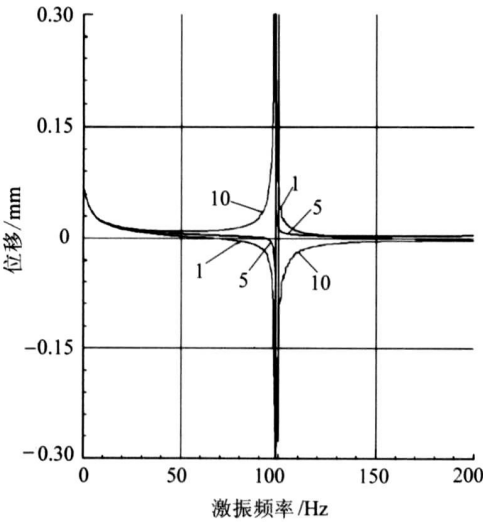


图 3 位移-激振频率曲线

Fig. 3 Displacement exciting frequency curve

正比;

3) 此外, 由于阻尼系数比较小, 因此阻尼系数在原有的基础上在一定范围内改变时, 对内力的影响不大。

3 横向振动

在采用有限元法进行频率响应分析时, 若采用三维有限元方法计算, 可获得较准确的结果, 但计算规模太大, 现有计算机难以承受, 此外计算周期也长。此外计算获得的各机匣安装边处梁单元的内力, 可作为外载对机匣进行进一步的应力分析。故本文采用梁单元进行计算。梁单元无法准确模拟机匣的复杂结构, 需作一些处理。主要计算步骤如下:

1) 计算发动机各部件的几何及质量参数。利用 UG 软件对发动机进气机匣、附件传动机匣、扩压机匣、排气机匣等有关零部件的质量、重心坐标及轴向长度进行计算和测量。其中转子的质量按简支梁理论分配至其前后主支撑轴承所在机匣。

2) 计算各机匣的刚度。采用三维有限元法计算出各机匣刚度系数: 包括水平方向(y)的弯曲和铅直方向(z)的弯曲刚度系数。在计算弯曲刚度系数时, 约束各机匣右端, 在左端面安装边与轴线交点处通过多点约束联接并分别施加 y 、 z 方向的单位弯矩载荷, 获得的加载处的 z 向、 y 向位移的倒数即为所需的等效刚度系数。

3) 材料数据处理。梁单元的材料密度、弹性模量及截面参数等由相应的机匣质量和刚度确定, 即这些参数的选择使得梁单元具有与机匣近似等效的刚度和质量。

后轴套及中间承力组件可简化为轴对称结构, 可采用梁单元直接模拟。材料性能数据可直接通过材料手册查得。其它部件的形状比较复杂, 需采用刚度和质量等效的方式进行模拟。这些部件的材料数据求解步骤如下:

第一步: 确定各部件梁单元的截面尺寸。本文取各部件梁单元为给定面积的正方形截面, 泊松比取为 0.3。

第二步: 计算各部件的密度。由于发动机各机匣内部或外部安装有各种零部件, 因此质量分布是不均匀的, 因而其重心位置不一定位于中心部位。为模拟真实的模型, 应确保发动机每个部件的质量和重心位置准确, 各部件轴向以其重心位置为分割点分为 L_1 、 L_2 两段, 各部件前端面到其重心位置距离为 L_1 , 重心位置到其后端面距离为

L_2 , 通过式(7)、式(8)分别计算两段的密度。

$$\rho L_1 A + \rho L_2 A = m \quad (7)$$

$$\rho L_1 \cdot L_1 / 2 = \rho L_2 \cdot L_2 / 2 \quad (8)$$

第三步: 根据各部件刚度系数确定梁单元的弹性模量。为模拟真实的模型应确保发动机各部件的刚度准确。求解过程如下:

施加 y 和 z 方向激振力时的方法相似, 以 y 方向激振力为例进行说明。由式(9)、式(10)求出弹性模量。

$$\frac{V(y)}{M_z} = \frac{L^2}{2EI} \quad (9)$$

$$I = \frac{ah^3}{12} \quad (10)$$

式中 $V(y)$ 为梁截面 y 方向的挠度; M_z 为梁截面 z 方向的弯矩; $V(y)/M_z$ 为 z 向弯曲柔度系数; L 为发动机各部件的长度; a 为梁截面的宽; h 为梁截面的高; I 为梁截面对 z 轴的惯性矩。

4) 采用梁单元进行整机频率响应计算。后轴套、中间承力组件、进气机匣扩压机匣、燃烧室、涡轮机匣、排气机匣等通过建立梁单元模型进行模拟, 附件传动通过加集中质量的方式加在其对应的重心位置附近。

发动机后轴套承受较大的频率为 30 Hz 的弯矩作用, 该振动载荷系由旋翼引起, 并由主减的微幅晃动, 通过前轴套、万向节环将振动载荷传到后轴套上。因此拟采用在前轴套处施加强迫激振的方式进行稳态响应分析。

为了便于与试验结果对比, 施加的计算载荷与试验载荷幅值相同。在后轴套前安装面(见图 2)分别施加 x 、 z 两个方向频率为 30 Hz 的激振力。

图 5 为发动机振动分析的有限元模型。左端的后轴套和及中间承力组件近似为圆柱壳, 直接用管状的梁单元模拟, 其余用正方形截面梁单元

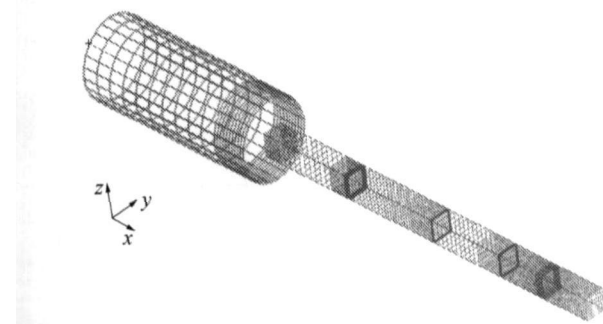


图 5 发动机有限元(梁单元)模型

Fig. 5 FEM model of the engine

模拟,共包括 109 个二节点梁单元,110 个节点.

4 整机振动试验与计算结果的对比

为验证方法的正确性,对某发动机进行了整机振动试验.采用永磁激振器在前轴套和后轴套之间的万向节环处激振,激振频率为 30Hz.先后进行了两次实验,轴向加载简单,所需的辅助支架无需另行加工,因此首先进行轴向(x)的振动试验.第二次为横向(z)振动试验.试验时沿发动机轴向的各个机匣上安装了 8 个加速度计.

轴向和横向加速度的计算值与实验值列于表 2.轴向振动通过求解(1)~(6)式获得,横向振动采用有限元(梁单元)法获得.由表 2 可看出,加速度的计算值与实验值是一致的.

图 6~ 图 7 分别为系统的横向位移-激振频率曲线图及内力-激振频率曲线图.图中右上方的标号为与图 2 对应的集中质量(图 6)或弹簧的序号(图 7).由图 6 可知,当激振频率在 0, 28, 147.21 Hz 附近时,系统的位移较大,这说明这些点接近系统固有频率(包括刚体模态).在两个频率之间曲线变化平缓,位移值较小.内力在接近(非零)固有频率之前,变化缓慢.在横向激振力作用下发动机的弯矩分布见图 8,图中数字为相应部位的弯矩值.

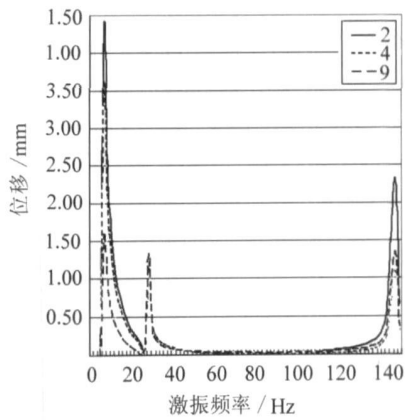


图 6 位移-频率曲线

Fig. 6 Displacement exciting frequency curve

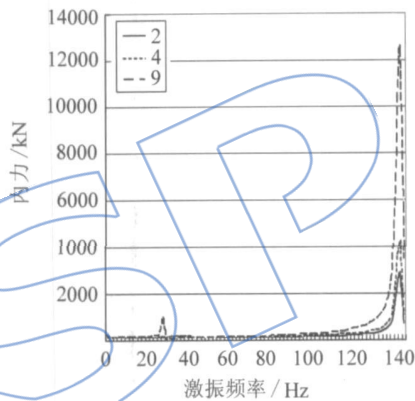


图 7 内力-频率曲线

Fig. 7 Force exciting frequency curve

表 2 轴向和横向加速度的计算值与实验值

Table 2 Axial acceleration obtained by calculating and experiment

测 点		1	2	3	4	5	6	7	8
轴向	计算	0.358	0.360	0.361	0.370	0.372	0.376	0.380	0.381
	实验	0.36	0.39	0.34	0.38	0.36	0.38	0.35	0.36
横向	计算	0.79	0.57	0.51	0.45	0.18	0.13	0.16	0.33
	实验	0.79	0.56	0.44	0.40	0.16	0.10	0.19	0.42

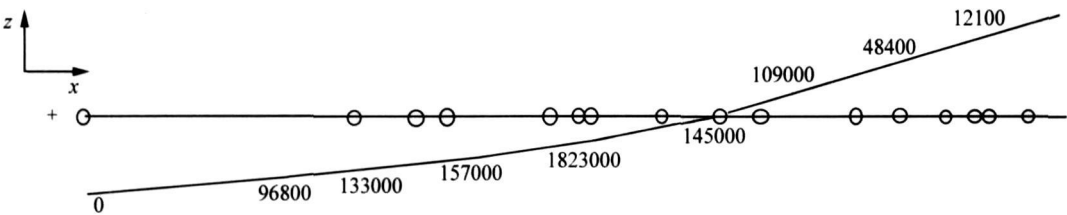


图 8 弯矩分布图(MPa)

Fig. 8 Bending moment of the engine

由以上计算可得以下结论:

- 1) 在非共振区, 位移、速度、加速度的大小近似地与到辅助安装节的距离成正比;
- 2) 弯曲内力分布与结构质量分布有关, 与刚度分布无关.

由振动引起的各机匣安装面处的轴向力及弯矩与后轴套中部所受的轴向力及弯矩列于表 3. 由表 3 可看出, 弯矩从左到右开始逐步增大, 在进气机匣后安装面达到最大值, 然后逐步减小.

表 3 频率响应计算结果
Table 3 Values of frequency response

位置	y 方向 弯矩比值	z 方向 弯矩比值
后轴套后安装面	1. 01	1. 02
承力筒后安装面	1. 23	1. 25
进气机匣后安装面	1. 24	1. 25
导叶机匣后安装面	1. 19	1. 19
轴流机匣后安装面	0. 55	0. 56
扩压机匣后安装面	0. 45	0. 46
燃烧室后安装面	0. 11	0. 11
承力机匣后安装面	0. 03	0. 03
动力涡轮机匣后安装面	0. 057	0. 057

5 总 结

本文建立了一种涡轴发动机振动载荷传递的分析方法, 此方法适合于涡轴发动机主安装节直接与主减速器相连情况. 该方法简单、实用, 验证试验表明该方法能较准确地计算出这类发动机各机匣由于旋翼转动而引起的振动载荷. 该方法已在某涡轴发动机的研制中得到应用, 解决了研制中的难题, 为该发动机的首飞发挥了重要作用, 为今后相似安装方式涡轴发动机的受迫振动分析提供了有用的参考.

参考文献:

[1] Shiau T N, Cheng C H, Tsai M S. System identifacation of a rotor system with hydrodynamic bearing by eigensystem realization algorithm with an opimum doping signal [R]. GT2006-91114, 2006.

[2] Baklanov V S, Golov I V, Postnov S S. Vibroisolation of power plants for new generation airplanes with engines of high by pass ratio[R]. AIAA 2004-2823, 2004.

[3] 李宝凤, 王德友. 某型航空发动机 300h 持久试车中的整机振动分析[J]. 航空发动机, 2004, (3): 18-21.

[4] 谢 F S, 摩尔 I E, 亨克尔 R T. 机械振动 理论及应用[M]. 沈文均, 张景绘, 译. 北京: 国防工业出版社, 1984.