

文章编号: 1000-8055(2002)05-0629-06

某发动机中心螺旋圆锥齿轮组件故障研究

史亚杰, 洪 杰
(北京航空航天大学 动力系, 北京 100083)

摘要: 本文对发动机附件传动中心螺旋圆锥齿轮联接螺栓的断裂故障, 从振动、强度、工艺、材料多方面进行故障机理的研究, 找出了故障发生的主要原因。文中对故障件进行模态分析, 临界转速计算, 强度和疲劳寿命的校核, 得到了组件失效是由于齿轮干涉产生的激振力引起的疲劳断裂。

关键词: 航空发动机; 螺旋齿轮; 模态分析; 故障

中图分类号: V 231.95; V 232.8

文献标识码: A

Investigation of Fault Mechanism for Spinal Bevel Gear Sets of an Aeroengine

SHI Ya-jie, HONG Jie

(Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: The spinal bevel gear is one of the key components in the accessory gear transmission system of aeroengine. By means of computing the modal properties, critical rotating speed, and stress levels, this paper investigated the fault mechanism of spinal bevel gears in various aspects of the vibration, strength, manufacture and material etc. The results indicate that the main reason of the failure is due to fatigue damage caused by the meshing forces between the gear teeth.

Key words: aircraft engines; screw gear; mode analysis; fault

1 引言

某发动机在台架试车过程中发生中心螺旋圆锥齿轮组件的联结螺栓全部断裂故障。锥齿轮组件工作环境和结构如图 1 所示, 其中圆柱直齿轮 A 与轴是一体加工制造的, 而相邻的锥齿轮 B 是通过周向均布的 7 个螺栓与锥齿轮相连。在工作状态下锥齿轮为主动, 圆柱齿轮为从动。

联结螺栓断裂断口形貌图如图 2 所示, 通过断口分析得到基本结论为: 联结螺栓断裂性质为受应力控制的旋转弯曲疲劳断裂, 引起疲劳的原因是螺栓受到多种因素引起的复杂应力作用。小齿轮起动工作面接触印痕偏小, 且齿根存在着干

涉现象。

本文对中心螺旋圆锥齿轮组件发生断裂的机理, 从强度和振动两个方面进行了较为深入的试验和计算分析研究, 得到了齿轮组件连接螺栓断裂的内在原因。为该型齿轮的设计提供了重要的参考依据。

2 中心螺旋圆锥齿轮盘组件 振动分析

为研究齿轮盘组件的振动对联结螺栓的强度的影响, 对齿轮盘组件进行模态分析和对转动轴系进行临界转速计算及横向振动的分析。

收稿日期: 2001-11-16; 修订日期: 2001-12-30

作者简介: 史亚杰(1976-), 男, 甘肃甘谷人, 北京航空航天大学动力系硕士生

2 1 齿轮组件模态分析

试验组件的直齿轮盘和轴是一体, 锥齿轮盘是通过七个螺栓固定在直齿轮盘上(见图 1 所示)。

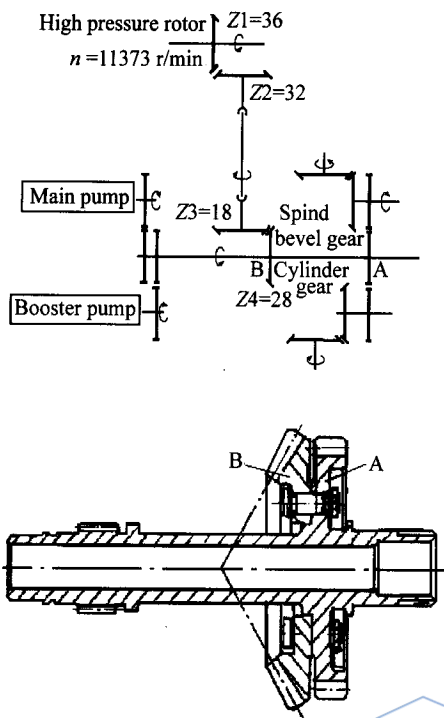


图 1 中心螺旋锥齿轮组件工作状况及结构

Fig 1 The running condition and structure of the spiral bevel gear sets

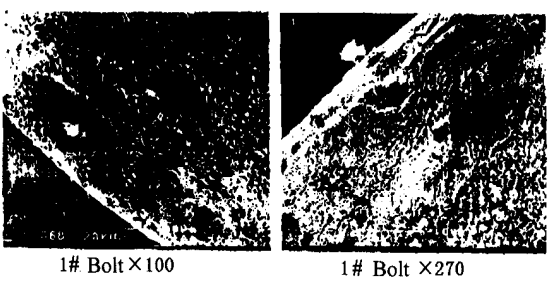
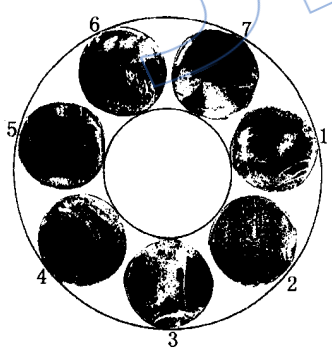


图 2 螺栓断口形貌图

Fig 2 The fracture sections of bolts

模态分析网格为在每个盘上沿径向分为两段, 沿周向等分为十四段, 每盘得到 28 个节点, 总共 56 个节点如图 3 所示。在模态分析试验中采用锤激法^[1], 并在 DA SP 结构动力分析系统上进行模态

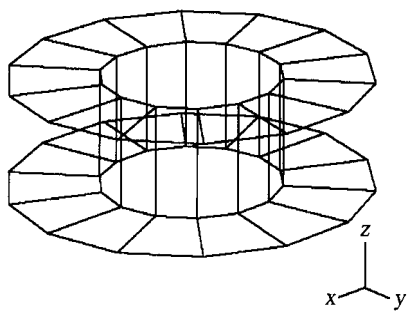


图 3 模态分析网格的划分

Fig 3 Mesh for mode analysis

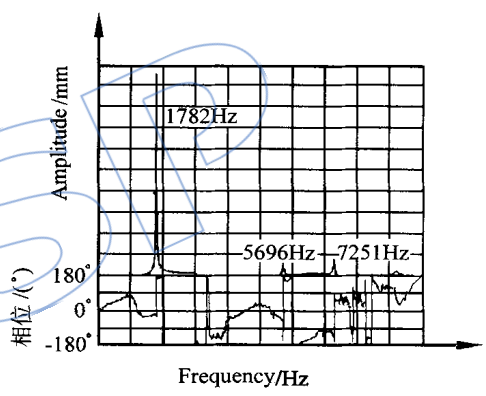
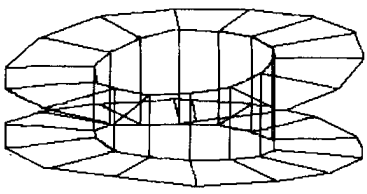
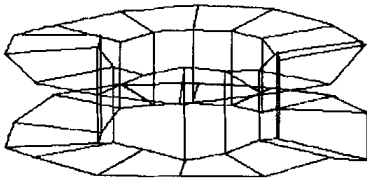


图 4 齿轮盘组件传递函数

Fig 4 Transfer function of the gears



(a) Mode 1 frequency = 1782 Hz



(b) Mode 2 frequency = 5696 Hz

图 5 齿轮盘组件模态振型

Fig 5 Mode of the gear sets

分析。

如图 4 所示为集总后传递函数, 上部为幅频特性下部为相频特性。在 10 kHz 频率范围以下的共振点分别为 1782 Hz, 5696 Hz, 7251 Hz, 前两阶模态振型如图 5 所示。

第一阶模态(模态频率为 1782 Hz)振型是盘的相对刚体摆动。由于齿轮间联结螺栓刚度较齿轮盘体本身的刚度要小, 故第一阶模态振型是盘的相对刚体摆动。由于两齿轮盘的振动相位相反, 在此共振频率下联结螺栓除承受传动负荷产生的剪切应力外还承受振动应力(拉伸)。第二阶模态(模态频率为 5696 Hz)模态振型为二节径, 第三阶模态(模态频率为 7251 Hz)模态振型为节径节圆复合振型。在后两种模态下齿轮盘体发生变形, 在盘上可产生较大的应力应变, 但由于频率较高通常情况下不会带来大的损坏。

2.2 中心螺旋圆锥齿轮组件轴系振动分析

为考虑该组件轴在工作范围内横向弯曲振动(即轴的临界转速)的影响, 利用整体传递矩阵法^[2,3]对其进行临界转速的计算。

根据齿轮盘组件的结构沿轴向划分为 20 个单元段, 在计算轴的横向振动时考虑各支承点及盘的转动惯量的影响。得到前三阶临界转速分别为 995 Hz, 4512 Hz, 7087 Hz, 对应的各阶振型从略。

表 1 齿轮啮合对齿轮盘共振频率的影响
Table 1 The effect of the mashing force to the frequency of the gear

自由模态	1782 Hz	5696 Hz	7251 Hz
工作状态	2086 Hz	5701 Hz	7286 Hz

以上的模态分析及临界转速的计算均基于组件处于自由状态下, 在工作状态下由于齿轮的相

互啮合使结构刚性提高, 固有频率也相应增加。为消除其影响利用共振法在传动附件齿轮工作状态下测得齿轮盘的共振频率见表 1 所示。

由于该发动机最大转速为 11373 r/m in (约为 189.55 Hz) 从计算结果可知, 轴系的临界转速远高于其工作转速范围。在发动机的正常工作情况下不会由于轴系的不平衡力引起轴的弯曲变形而引起齿轮组件啮合力的变化。

2.3 中心螺旋圆锥齿轮组件振动试验结果分析

根据图 1 中所示的齿轮传动规律得螺旋锥齿轮与高压转子转速的关系为:

$$n = \frac{Z_1}{Z_2} \times \frac{Z_3}{Z_4} \times n_2 = 0.723 \times n_2$$

其中: n 为圆锥齿轮转速; n_2 为高压转子转速; Z_i 为各齿轮齿数。

锥齿轮的啮合频率为:

$$f_n = \frac{Z_4}{60} \times n$$

通过计算得到各状态下对应的齿轮啮合激振频率。见表 2。

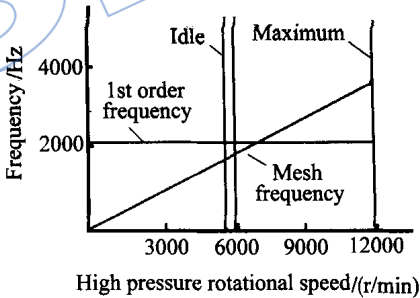


图 6 齿轮组件共振分析图

Fig 6 Compell figure of the gear sets

图 6 给出了锥齿轮共振分析的坎贝尔图。从图中可以看到, 在发动机地面慢车状态时高压转子的转速在 5459~ 5914 r/m in 范围内, 这时的齿轮啮合频率在 1838~ 1999 Hz 左右, 接近齿轮盘

表 2 发动机各工作状态下高压转子转速及锥齿轮啮合频率

Table 2 Speed of the HP rotor and mashing frequency of the spinal bevel gear in various work conditions

工作状态	最大	额定	地面慢车	空中慢车
高压转子转速/(r/m in)	11373 (190 Hz)	10235 (170 Hz)	5459~ 5914 (91~ 99 Hz)	9098 (151 Hz)
锥齿轮啮合频率/Hz	3838	3454	1838~ 1999	3063

的第一阶共振频率 2086 Hz(工作状态下测量值),可能激起齿轮盘的第一阶刚体摆动见图 5。这种齿轮盘的相对摆动可在联接螺栓上叠加振动拉应力,造成螺栓的振动疲劳。此外,发动机在稳定工作状态下均远离螺旋锥齿轮组件的共振频率不会产生大的振动应力。由于齿轮组件的第二、三阶共振频率均在转子工作转速范围以外,不会对齿轮组件振动有大的影响。

3 中心螺旋圆锥齿轮组件联结螺栓强度计算

采用有限元法利用 ALGOR 和 ANSYS 有限元分析程序,对圆锥齿轮联结螺栓在起动和最大转速两种工作状态下进行静强度分析并确定联结螺栓应力状态和最大应力。

3.1 齿轮组件受力分析和计算策略

该齿轮组件的螺旋锥齿轮和圆柱齿轮由七个螺栓联结而成。该齿轮组件有以下的受力特点:第一,螺栓处在三维一般受力状态。第二,联结螺栓受力是周期变化的。齿轮组件在旋转过程中,其受力点在静止坐标系下空间位置是不变的,在齿轮组件转动坐标系下受力点是周期变化的。第三,螺栓有起动状态和最大状态两个典型工况。此时轮齿上的作用力大小、方向都不同。

根据以上受力分析得到具体分析求解策略为:首先,必须确定联结螺栓最大受力位置。为此应建立完整齿轮组件的三维空间有限元模型,计算联结螺栓处在不同位置时的变形,确定其受力最大时的空间位置,并按此位置进行齿轮组件和联结螺栓的强度计算;其次,进行齿轮组件整体计算。按联结螺栓受力最大时的空间位置建立整个齿轮组件的三维有限元模型,分别计算起动和最大转速两种工况组件的变形;最后,进行受力最大时联结螺栓的精细强度计算。以受力最大的螺栓和与其相连齿轮幅板的 1/7 为对象,建立精细有限元模型,并以整体分析时边界位置的位移作为该模型的边界条件,计算出起动和最大转速状态联结螺栓的应力状态和相应的危险轴段最大应力。

3.2 齿轮组件整体计算模型的建立及计算结果

为确定联结螺栓在两种工况下受力最大时的位移和应力状态。建立如图 7 的有限元模型。在模型中螺栓与圆柱齿轮的连接柱面部分的各节点处理为固支节点,并对联结螺栓变形较为重要的

中部,将两齿轮幅板销孔端部的倒角进行了精确的模拟,其中危险轴段的受力状态将决定联结螺栓的强度。

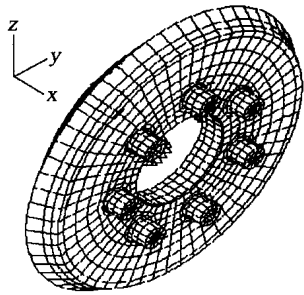


图 7 有限元模型
Fig 7 The FEM model

该有限元模型由 3530 个 8 节点六面体单元组成,节点总数为 4325。模型上在不同状态下作用的齿轮啮合力列于表 3。

表 3 各状态下锥齿轮的啮合力
Table 3 Mashing force of the spiral bevel gear in various work conditions

工作状态	起动状态	最大状态
轴向力/ N	9237.95	- 15.94
径向力/ N	4282.69	2776.28
切向力/ N	12278.5	3347.85

由于联结螺栓受力是周期变化的,所以必须首先确定其受力最大时的关键位置。联结螺栓在工作过程中有两个典型状态,一种是相邻两联结螺栓对称于加载点与组件轴线组成的平面,另一种是联结螺栓位于加载点与组件轴线组成的平面上。计算表明,螺栓的受力大小与其距加载点的距离成反比。因此,联结螺栓位于加载点与组件轴线组成的平面上时其受载最大。下面将以这种状态进行力学分析,计算在起动状态和最大工作状态下齿轮组件的应力分布。

3.3 联结螺栓局部分析模型和计算结果

在联结螺栓受力最大时即螺栓位于齿轮啮合点与轴线组成的平面内时,联结螺栓和与其相连的齿轮幅板的 1/7 为对象,建立精细有限元模型,并以整体分析时边界位置的位移作为该模型的边界条件输入,分别计算起动和最大状态螺栓的受力状态。

精细的局部有限元模型如图 8 所示,该模型

由 2584 个 6 面体 8 节点有限单元组成, 有节点 4083 个。

将起动状态和最大状态的边界位移加于模型上, 计算得到的联结螺栓危险轴段应力状态如图 9 所示。危险轴段的第一主应力分别为 $\sigma_1=592\text{ N/mm}^2$ 和 $\sigma_1=239\text{ N/mm}^2$ 。

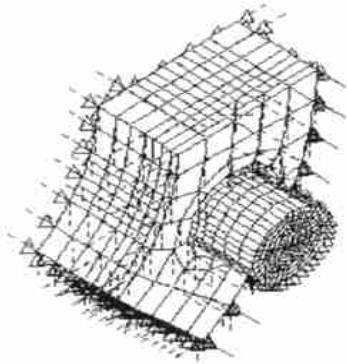


图 8 精细有限元模型
Fig 8 The fine model of FEM

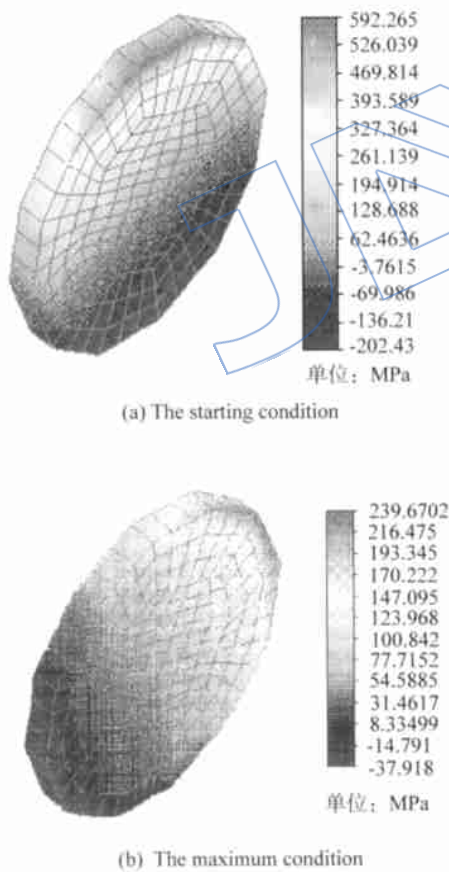


图 9 联结螺栓应力分布

Fig 9 Stress distributing of the bolt

通过对齿轮组件有限元模型的强度计算可以分析得到以下结论: 在齿轮组件正常工作状态下,

联接螺栓受到剪切、弯曲和拉伸应力的作用。联结螺栓的受力是周期变化的且联结螺栓位于加载点与组件轴线组成的平面上时承受载荷最大。计算得到起动状态联结螺栓所受应力最大 $\sigma_1=592\text{ N/mm}^2$ 。

3 4 安装紧度和拧紧力矩对联接螺栓强度的影响

在计算模型中取以一个螺栓为中心的 1/7 齿轮盘的扇形区, 其中螺旋圆锥齿轮、圆柱齿轮和螺栓三部分分别划分网格, 然后在根据装配要求将其组合在一起进行计算。因为要考虑联接螺栓的安装紧度的影响, 在螺栓建模中螺栓的直径应大于齿轮盘上孔(其差值 δ 即为安装紧度)。对于螺母拧紧力矩的影响, 由于拧紧力矩与螺栓轴向变形的关系取决与具体结构和工艺条件很难在计算中给出准确的数值, 在计算中根据以往的经验给定螺栓在拧紧后轴向的变形量以边界条件的形式给出。计算中的有限元模型见图 10 所示。其中螺栓由 1080 节点 808 个单元组成, 圆柱直齿轮由 825 个节点 506 个单元组成, 圆锥齿轮由 636 个节点 366 个单元组成。在计算中采用了 8 节点实体等参元。

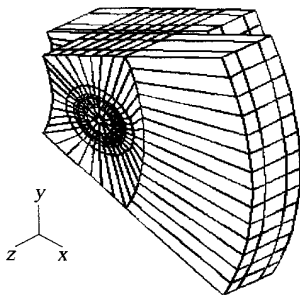


图 10 螺旋圆锥齿轮组件有限元模型
Fig 10 The FEM model of the spiral bevel gears



图 11 螺栓的应力分布

Fig 11 Stress distributing of the bolt

当给定螺栓径向压紧(过盈)量在 0.01~0.028 mm, 螺母拧紧所产生的轴向变形量在 0.015~0.030 mm 时的联接螺栓所受轴向拉应力值见表 4 和图 11 所示应力分布。

在图 11 中可见在安装紧度和螺母拧紧力矩作用下, 螺栓中间的危险轴段处的拉伸应力最大。这是因为由于螺栓和齿轮盘之间的安装紧度的存在, 使本应由螺栓单独承受的拉应力由螺栓和齿轮盘一体承受, 从而在齿轮盘中的螺栓上的拉应力相应减小。在两个齿轮盘的结合部由于倒角的存在使得这一段螺栓与齿轮盘不接触, 由螺栓单独承受螺母产生的拧紧力矩, 故此拉应力值最大。

表 4 在不同过盈量和拧紧力矩下螺栓拉应力(M Pa)
Table 4 The drawing stress of the bolt in various interferences

$\Delta U_d/mm$ $\Delta U_z/mm$	0.015	0.020	0.025	0.030
0.01	83.7	135.9	188.2	240.3
0.02	37.8	84.9	130.9	190.3
0.28	0.8	43.5	90.6	141.3

表中: $\Delta U_d/mm$ 和 $\Delta U_z/mm$ 分别表示螺栓在径向和轴向的过盈和变形量。

在表 4 中表明了螺栓与齿轮盘紧度和螺母拧紧力矩的变化对螺栓强度的影响。由计算可知, 在螺母拧紧力矩一定时, 随着安装紧度的加大螺栓拉应力减小。这是因为螺栓圆柱面在受到大的过盈压缩时, 径向尺寸会减小而轴向尺寸会同时加大。在给定螺栓与齿轮盘的安装紧度时, 随着拧紧力矩的加大螺栓承受的拉应力也加大。

应该说明的是, 螺母的拧紧力矩与作用在螺栓上的拉力关系主要取决于摩擦系数, 而摩擦系数是与材料、螺纹加工及安装工艺等诸多因素有关, 很难精确给出, 在计算中根据装配图纸上的工艺要求, 在拧紧力矩为 28.5 N·m, 摩擦系数取 0.5 时, 在螺栓上可产生 85 N/mm² 的安装预应

力。在起动状态下螺栓所受的总应力为 677 N/mm²。

4 结 论

本文对某发动机中心螺旋圆锥齿轮组件进行了齿轮盘及轴件振动分析并利用 ALGOR 和 ANSYS 有限元通用程序计算了联结螺栓在起动和最大状态两种工况下的强度。得到的主要结论如下:

(1) 根据有限元计算的结果, 在齿轮组件正常工作状态下, 联接螺栓受到剪切、弯曲和拉伸应力的作用不是造成故障的主要原因, 联结螺栓可以满足静强度要求, 疲劳循环寿命大于 10⁵ 满足发动机总寿命要求。

(2) 齿轮组件联接螺栓断裂故障产生的主要原因是圆锥齿轮啮合时产生的严重干涉造成较大的动应力。此外, 发动机地面慢车状态与齿轮组件的一阶振动频率安全余度较小, 当发动机在此转速附近工作时产生的附加振动应力会造成螺栓寿命的减小。

以上的计算分析表明, 为防止齿轮组件的联接螺栓的断裂失效应从减小激振源和提高螺栓疲劳强度两方面入手。加强圆锥齿轮的啮合检查是减小齿轮干涉的重要手段; 严格控制螺栓的工艺过程也是十分必要的。此外, 在两齿轮盘之间适当加入一些阻尼减振材料对减小螺栓的附加振动应力是十分有利的。故障重现和改进试件的实验结果都证明本文结论和建议是正确的。

参考文献

[1] 大久保信行(日). 机械模态分析[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 1985
[2] 晏砺堂. 航空燃气轮机振动与减振[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1997.
[3] 张锦, 刘晓平. 叶轮机振动模态分析理论及数值方法[M]. 北京: 国防工业出版社, 2001.

(责任编辑 吴一黄)