

锥齿轮加工参数调整对强度的影响及动态特性分析

The Effect of Bevel Gear's Intensity and Analysis Dynamic Characteristics on Different Pinion Settings

郭霞¹ 赵智姝² 杨荣¹ 史妍妍¹

1 中航工业动力所航空发动机动力传输航空科技重点实验室 2 海军航空兵学院

摘 要: 鉴于不同的齿轮加工参数对锥齿轮强度的影响很大, 本文对比分析了螺旋锥齿轮不同加工参数下的静强度和动态特性, 得出了调整加工参数对齿轮接触区的影响, 以及动、静强度随之变化的趋势和规律。

关键词: 锥齿轮; 轮齿承载接触分析; 接触分析; 强度; 振动模态

Keywords: bevel gear; LTCA; contact analysis; Intensity; vibration-mode

0 引言

高速、轻质、重载螺旋锥齿轮是航空发动机中的关键零件,其使用寿命和可靠性直接关系着发动机的寿命和可靠性。国内外多项事故结果表明,齿轮断裂故障大部分是由行波振动引起的,因此设计时不仅需要计算齿轮的接触、疲劳和弯曲强度,更需要进行齿轮动态特性分析,同时找出加工参数对齿轮动静强度的影响规律,保证齿轮的最佳动静强度设计,减少齿轮故障。

本文分析了某型发动机中心锥齿轮在相同工况、不同加工参数下齿轮的接触情况、静强度和动态特性,得出了调整加工参数对齿轮接触区的影响,以及动、静强度随之变化的趋势和规律。

1 概述

所研究的发动机中心传动锥齿轮的转速为17902r/min,锥齿轮的装配关系如图1所示,中心传动锥齿轮传动基本参数见表1。通过对相同工况下多组

不同加工参数的计算结果进行对比,得出最终的结论。本文只取其中两组不同的加工调整参数进行计算、对比分析,两种方案的加工参数见表2。

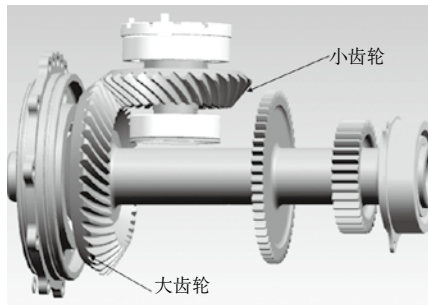


图1 齿轮装配图

表1 齿轮设计参数

基本参数	小齿轮	大齿轮
齿数	29	39
轴交角	90°	
压力角	20°	20°
中点螺旋角	35°	35°
旋向	左旋	右旋
模数	4	4
齿面宽(mm)	28	28
刀盘半径(mm)	76.2	76.2

2 静强度计算及结果分析

2.1 静强度计算方法

齿面接触分析(TCA)和齿面承载接触分析(LTCA)是进行静强度计算的基本方法。LTCA分析可以得到接触迹的切线方向、接触椭圆长轴的方向和幅值、接触区的位置和大小、传动误差曲线,以及加载情况下载荷在各接触齿对上的分配情况。

把加工好的大轮和小轮装配在一起(如图2所示),两齿轮轴线夹角为轴交角 Σ ,将小轮加工坐标系 $\sigma_1(O_1, i_1, j_1)$,

表2 小轮凹面机床调整参数

加工参数	方案1	方案2
刀盘齿形角	22°	22°
接触区长度系数B	0.21	0.212
对角接触修正 ΔA_x	0	-0.08
齿廓修正 ΔE_p	0.3	0.22
齿廓修正系数 K_p	0	-0.05
三阶修正 ΔE_m	0.05	-0.05
三阶修正 $\Delta 2c$	0	0
三阶修正 $\Delta 6cx$	0.08	0.06

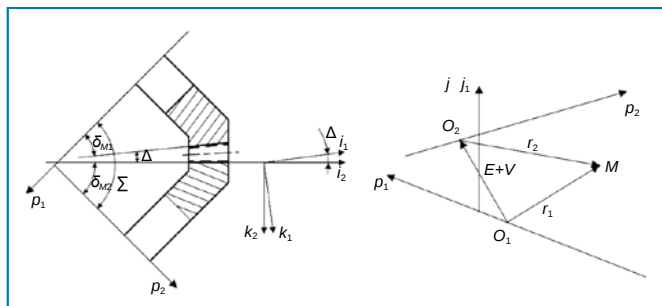


图2 齿轮几何装配图

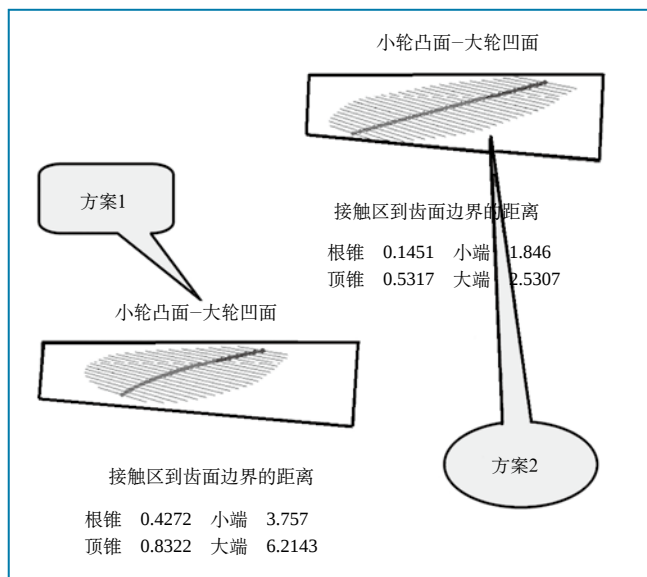


图3 不同加工参数对应的齿面加载接触印痕

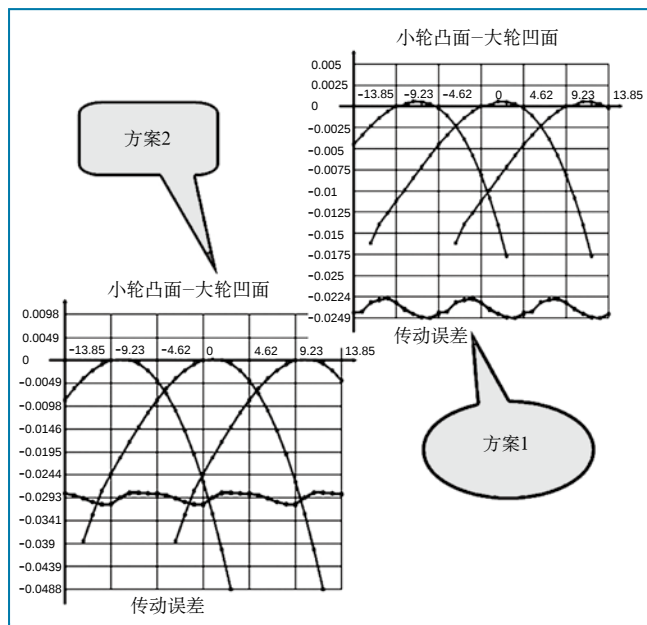


图4 不同加工参数对应的空载和加载传动误差

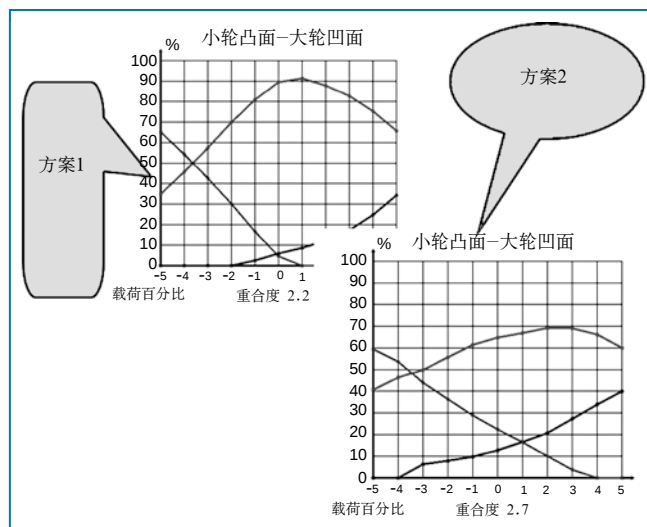


图5 不同加工参数对应的中间齿对承担载荷百分比

k_1)和大轮加工坐标系 $\sigma_2(O_2, i_2, j_2, k_2)$ 合并在一起, i_2 和 i_1 平行, k_2 和 k_1 、 i_2 和 i_1 之间有夹角 Δ ,由图2可得,

$$\Delta = \Sigma - (\delta_{M1} + \delta_{M2})$$

则两坐标系间的转换关系为:

$$\begin{cases} i_1 = \cos(\Delta) \times i_2 - \sin(\Delta) \times k_2 \\ j_1 = j_2 \\ k_1 = \sin(\Delta) \times i_2 + \cos(\Delta) \times k_2 \end{cases}$$

这样,就可以把小轮坐标系中的齿面方程 r_1 、法矢 n_1 、齿高方向 t_1 写到 大轮加工坐标系 σ_2 中。

2.2 静强度计算结果

计算分析小轮加载时的接触情况和静强度,不同的加工调整参数对应着不同的齿面接触情况和静强度。图3所示为算例齿面加载接触印痕。图4上部所示为单齿几何传动误差,下部为加载传动误差。图5所示为中间啮合齿对承担载荷百分比。图6所示为两种方案对应的小轮齿面接触应力峰值曲线。图7所示为小轮凸面受载的齿根弯曲应力峰值曲线及最大应力云图。

2.3 静强度计算结果分析

a. 方案2与方案1在接触印痕走向一致的情况下,方案2较方案1的重合度高。

b. 两种方案下的传动误差几何曲线都呈基本对称的二阶抛物线,而且误差波动幅值逐渐呈减小趋势,方案2较方案1降低了约6%。

c. 方案2较方案1中间齿对承载载荷变小,即更多的载荷由即将进入啮合和即将退出啮合的齿对承担。

d. 锥齿轮的齿面接触应力方案2较方案1变小,方案2与方案1分别为1640MPa和1510MPa,降低了约8%。按照锥齿轮的

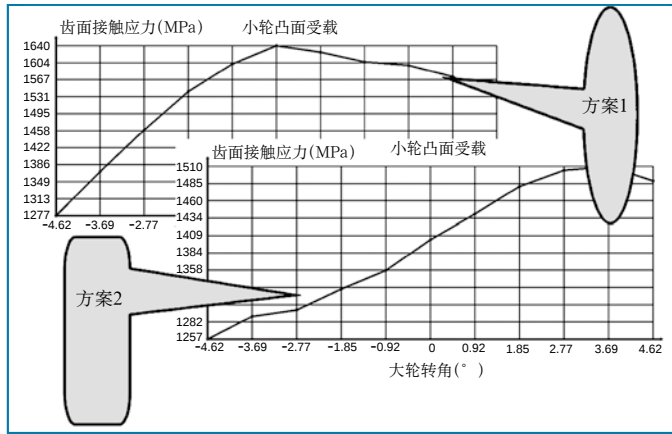


图6 不同加工参数对应的齿面接触应力峰值曲线

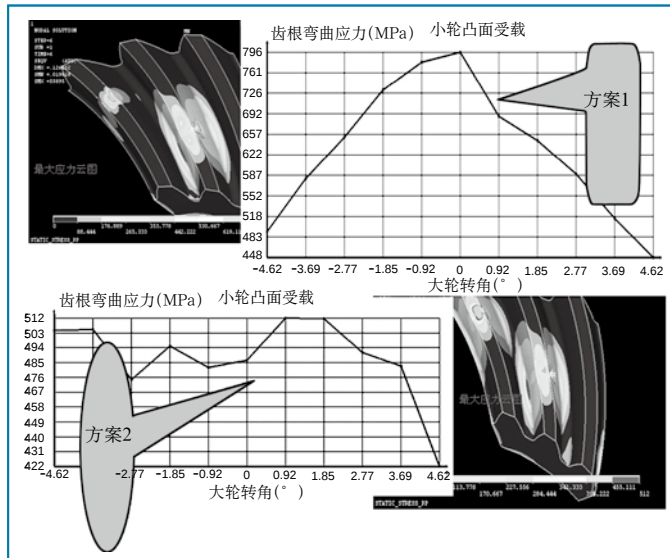


图7 不同加工参数对应的齿根弯曲应力峰值曲线及最大应力云图

计算齿面接触应力应不大于其许用齿面接触应力的要求,即 $\delta_H \leq \delta_{HP} = 1550 \text{ MPa}$, 可见方案2满足锥齿轮齿面接触强度要求。

e. 方案2锥齿轮的齿根弯曲应力较方案1变小,分别为 795 MPa 和 512 MPa,降低了约36%。按照锥齿轮的计算齿根弯曲应力应不大于其许用齿根应力的要求,即 $\delta_F \leq \delta_{FP} = 520 \text{ N/mm}^2$, 可见方案2满足锥齿轮齿根弯曲强度要求。

3 模态分析及计算结果

3.1 锥齿轮模态分析

齿轮动态特性分析主要包括固有频率模态分析和啮合力激振行波振动响应计算两个部分。项目研究航空发动机传动系统中齿轮的轻量化悬臂式设计,探索航空弧齿锥齿轮结构特点对其共振转速的影响,为轮体动态结构优化提供基础。

连续体结构的运动方程为:

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{F\} \quad (1)$$

式(1)中, $[M]$ 、 $[C]$ 、 $[K]$ 为结构的质量矩阵、阻尼矩阵、刚度矩阵, $\{q\}$ 、 $\{F\}$ 为结构节点上的位移和外载荷。

当不承受外载荷时即得到自由振动方程,而阻尼对结构自由振动无影响。此时得到无阻尼自由振动方程为:

$$[M]\{\ddot{q}\} + [K]\{q\} = 0$$

结构自由振动可以分解为一系列简谐振动的迭加,设结构各节点的简谐运动为: $\{q\} = \{\delta\} \sin(\omega t)$ (2)

式(2)中, $\{\delta\}$ 为节点位移 $\{q\}$ 的振幅列向量, ω 为简谐振动固有频率。

将简谐运动方程代入结构无阻尼振动自由方程,并消去 $\sin(\omega t)$ 因子,得到: $([K] - \omega^2 [M])\{\delta\} = 0$ (3)

式(3)称为结构自由振动的广义特征值问题,即寻求数值 ω 和非零向量 $\{\delta\}$ 的问题。 ω 即为结构固有频率, $\{\delta\}$ 即为振型。

求解此广义特征值问题的方法是将其转化为求解矩阵特征值的标准方程:

取 $\lambda = \omega^2$, 则有 $[K]\{\delta\} = \lambda [M]\{\delta\}$; 取 $\lambda = 1/\omega^2$, 则有 $\lambda [K]\{\delta\} = [M]\{\delta\}$; 当式中 $[M] = 1$ 时, 则有 $[K]\{\delta\} = \lambda \{\delta\}$, 这即是矩阵特征值问题的标准形式。采用反迭代、瑞利-李兹等数值方法求解即可。

系统的振动响应 $u(x, t)$ 在每一时刻均满足问题的边界条件,可以展开为固有振型 δ 的绝对、一致收敛级数:

$$u(x, t) = \sum_{i=1}^{\infty} q_i(t) u^i(x)$$

其中, $q_i(t)$ 为系统主坐标。

对于弹性体连续系统,有无阻尼自由振动方程和系统初始条件: $Mu + Ku = 0$, $u|_{t=0} = u_0(x)$,

$$\left. \frac{\partial u}{\partial t} \right|_{t=0} = \bar{u}_0(x)$$

可得到弹性体连续系统关于主坐标的受迫振动方程和初始条件:

$$q_r(t) + \omega_r^2 q_r(t) = f_r(t), \quad q_r(0) = q_{r0}, \quad \bar{q}_r(0) = \bar{q}_{r0}, \quad r = 1, 2, \dots$$

其中, $f_r(t) = \int_0^l f(x, t) u^{(r)}(x) dx$, 表示广义干扰力分量,

$$q_{r0} = \int_0^l u_0(x) M u^{(r)}(x) dx, \quad \bar{q}_{r0} = \int_0^l \bar{u}_0(x) M u^{(r)}(x) dx。$$

系统的初始激励响应为:

$$q_{r0} \cos \omega_r t + \frac{\bar{q}_{r0}}{\omega_r} \sin \omega_r t$$

系统在干扰力作用下零初值响应为:

$$\frac{1}{\omega_r} \int_0^t f_r(\tau) \sin \omega_r(t - \tau) d\tau$$

两者相加,即为主坐标下弹性体连续系统受迫振动方程在初始条件下的解,再代入到振动响应关于固有振型的级数

表达式中,就得到受迫振动的一般响应

$$u(x,t)=\sum_{r=1}^{\infty} u^r(x) \left[\frac{1}{\omega_r} \int_0^t f_r(\tau) \sin \omega_r(t-\tau) d\tau + q_{r0} \cos \omega_r t + \frac{\bar{q}_{r0}}{\omega_r} \sin \omega_r t \right]$$

3.2 模态计算

小轮齿轴为简支结构,对其进行结构建模和模态分析,图8所示为辐板齿轮体的前4阶固有频率及模态振型。其中,一至四节径模态分别为3889Hz、5871Hz、12354Hz、19719 Hz。

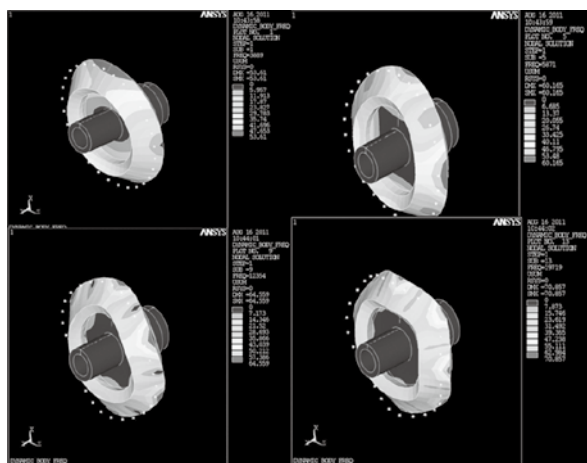


图8 齿轮体的固有频率及模态振型

输入计算得到的一至四节径固有频率,进行共振转速计算,得到表3所示的前四阶共振转速表。

谐波次数为1时的二节径前行波共振转速(13046.7r/min)在齿轮的工作转速范围内,此时对应工作扭矩629N·m,进行齿根动应力计算,得到小轮齿根动应力计算结果,如图9所示。

3.3 结果分析

由以上计算结果可知,小齿轮在谐波系数等于1时存在二节径共振转速(13046.7r/min),方案2较方案1动应力幅值减小,降低了约16%。

4 结论

1) 螺旋锥齿轮分析程序通过基本参数建模,用有限元精确计算每一点的应力,更接近真实。

2) 其中切齿加工参数的调整明显改变接触区,从而直接影响到齿轮的接触和弯曲强度,同时也影响着节径共振齿根动应力的值。

3) 对角接触修正 ΔAx 的正负和三阶修正 ΔEm 的适当调整改变接触线的弯曲程度,三阶修正 $\Delta 6cx$ 增加接触区右移,齿廓修正系数 Ep 和接触区长度系数 B 的增加接触区逆时针偏移。

4) 提高齿轮工作重合度对改善齿轮的齿轮的动态特性和静强度是有利的。

表3 共振转速表

	前行波	后行波
一节径共振转速 (r/min)	8333.6	7778
二节径共振转速(r/min)	13046.7	11363.2
三节径共振转速(r/min)	28509.2	23163.8
四节径共振转速(r/min)	47325.6	35852.7

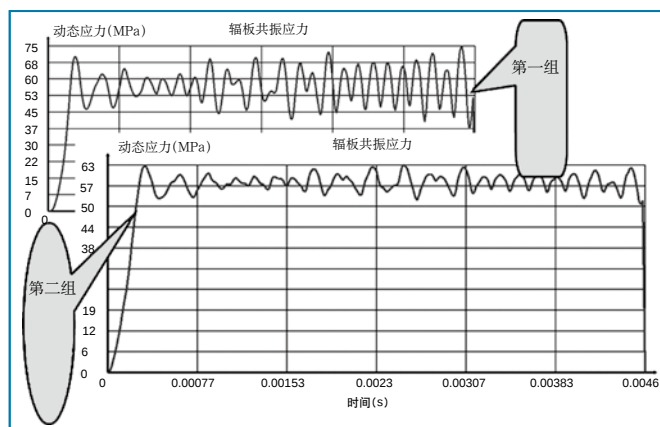


图9 不同加工参数对应的齿根动应力

5) 通过对螺旋锥齿轮加工参数的设计控制可以直接用于指导加工,同时通过对锥齿轮的动力学特性、实际工作中的动态响应及动应力问题的分析,可以更好地指导设计,避免设计过程中出现问题。

AST

参考文献

- [1] 王建军, 洪涛, 吴仁智, 等. 齿轮系统参数振动问题研究综述[J]. 振动与冲击, 1997, 16(4): 69-73.
- [2] 曾韬. 螺旋锥齿轮设计与加工[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 1989: 101-128.
- [3] 王延忠, 周云飞, 周济, 等. 考虑轮齿制造误差的螺旋锥齿轮加载接触分析研究[J]. 机械科学与技术, 2002, 21(2): 224-227.
- [4] 王延忠, 周元子, 李国权, 等. 螺旋锥齿轮啮合刚度及参数振动稳定性研究[J]. 航空动力学报, 2010(7).
- [5] 郭梅. 某型发动机弧齿锥齿轮加载接触分析[C]//中国航空学会第十三届机械动力传输学会会议论文集. 沈阳: 沈阳发动机设计研究所, 2007-10.

作者简介

郭霞, 本科, 工程师, 主要从事附件传动研究工作。

杨荣, 硕士, 研究员, 主要从事附件传动研究工作。

史妍妍, 博士, 工程师, 主要从事附件传动研究工作。