

文章编号: 1000-6893(2001) 01-0069-04

高速弧齿锥齿轮动态啮合质量优化

方宗德¹, 杨宏斌¹, 周彦伟², 邓效忠²

(1. 西北工业大学 飞行器制造工程系, 陕西 西安 710072)

(2. 洛阳工学院 机电工程系, 河南 洛阳 471039)

OPTIMIZATION OF DYNAMIC MESHING BEHAVIOR OF HIGH SPEED SPIRAL BEVEL GEARS

FANG Zong-de¹, YANG Hong-bin¹, ZHOU Yan-wei², DENG Xiao-zhong²

(1. Department of Air. Manufacturing Engineering, Northwestern Polytechnical University, Xi an 710072, China)

(2. Department of Mech. & Electronic Engineering, Luoyang Institute of Technology, Luoyang 471039, China)

摘要: 提出了高速弧齿锥齿轮动态质量优化的新的思路和方法, 将局部综合法加工参数设计、TCA 技术和 LTCA 技术构成闭环反馈优化设计回路, 获得了工作载荷下良好的齿轮传动系统动态特性。

关键词: 弧齿锥齿轮; 动态啮合质量; 传动误差

中图分类号: TH132.41 文献标识码: A

Abstract: A new approach for optimizing the dynamic meshing behavior of spiral bevel gear drives has been developed. It includes (1) the local synthesis for determining the machine-tool settings, which can control the position and size of the contact pattern, the orientation of the contact path, the amplitude and the shape of the transmission error curve, (2) the tooth contact analysis (TCA) for simulating the geometry and contact of tooth surfaces, and (3) the loaded tooth contact analysis (LTCA) for simulating the tooth contact in transmitting torque. These techniques were used to constitute the design route with feedback. A numerical simulation on a computer shows that the excellent dynamic behavior of a spiral bevel gear drive, specially, with a contact ratio near 2.0 has been obtained by using the above mentioned method.

Key words: spiral bevel gear; dynamic meshing behavior; transmission error

弧齿锥齿轮是直升机动力传输的关键部件。由于其高速、重载的工作状态, 并由于结构质量的不断减轻, 以及由于齿轮传动系统所固有的引起强烈振动的高动力源, 使齿轮系统的振动、噪音和高动应力引起的破坏事故几率增大, 甚至影响到飞机本身的安全。因此, 齿轮系统的动态质量控制问题已成为国内外倍受关注的课题之一。

弧齿锥齿轮是所有齿轮传动中齿面几何拓扑结构最为复杂的一种。多年来国内厂家多依赖于 Gleason 调整卡公式计算方法来设计齿轮和机床参数^[1], 上述公式极为繁琐, 而且由于其在理论和方法上都具有近似性, 齿轮产品的加工质量很大程度上还须依赖技术人员和操作人员的经验。从设计和加工方面主要控制齿面啮合印痕, 而对与齿轮动态特性关系最大的传动误差曲线(幅值、形状), 则从设计、加工、检验方面都缺乏手段。

几十年来齿轮动力学研究已充分证明了齿轮副承载啮合传动误差对其动态特性的直接影响^[2,3], 而齿轮传动误差则由齿面非共轭特性和啮合刚度的变化共同作用产生。因此, 改善弧齿锥齿轮的动态特性的关键在于控制其承载传动时的传动误差。

本文提出了一种通过调整机床加工参数以控制齿面拓扑结构, 实现齿轮副承载传动误差优化的精密计算方法, 从设计和加工方面有效地改善了齿轮副的动态特性。

1 机床加工参数设计的局部综合法

已知加工过程中机床和刀具的一系列参数, 则弧齿锥齿轮齿面可以唯一确定。传统的 Gleason 调整卡计算方法使用困难且很不准确, 许多学者致力于更为准确的计算方法。Litvin 教授提出的局部综合法^[4]于 80 年代末已臻完善, 其主要思路如下:

(1) 预先规定啮合要求: 参考点位置、接触廓

收稿日期: 1999-10-15; 修订日期: 2000-06-14

基金项目: 航空科学基金资助项目(96c53037)

文章网址: <http://www.cnki.net.cn/hkxb/2001/01/0069/>

圆尺寸、接触路径方向和传动比函数的一阶导数。其中参考点决定了接触区位置,接触椭圆和接触路径决定了接触区大小,传动比函数的一阶导数则决定了传动误差曲线的幅值和形状。因此,以上啮合要求全面确定弧齿锥齿轮的传动质量。

(2) 根据参考点位置和选定的大轮刀具,计算大轮机床设置参数。

(3) 由大轮加工参数,可唯一地确定大轮齿面,根据产形轮和大轮在切削中的线接触条件,可计算得到参考点处全部二阶参数。

(4) 由预先规定的啮合条件和齿轮副的点接触条件,可以算出小轮齿面在参考点处的全部二阶参数。

(5) 根据小轮切削时产形轮与小轮的线接触条件,可以算出满足小轮参考点二阶参数要求的全部机床和刀具参数。

至此,大轮和小轮齿面完全确定,而且严格满足预先规定的啮合要求。该方法编制成计算机软件后,在使用方便和准确性方面,以及产品质量控制方面,远胜传统的 Gleason 调整卡计算方法。

2 齿面接触分析仿真(TCA)

已知大、小轮全部刀具和机床参数,齿面可通过计算机切削仿真展成,展成后齿面上一点的位置矢量 r_i 和 n_i 齿面单位法线在固定于齿轮箱体的坐标系 S_i 中的表达式为

$$\left. \begin{aligned} r_{ii} &= r_{ii}(u_i, \theta, \phi) \\ n_{ii} &= n_{ii}(u_i, \theta, \phi) \end{aligned} \right\} (i = 1, 2) \quad (1)$$

式中:1,2 分别为小轮和大轮的下标; u, θ 为齿面坐标; ϕ 为齿轮啮合转角。

当一对齿面啮合时,在接触点上两齿面必须有公共位置矢量和公共法线,即

$$\left. \begin{aligned} r_{r1}(u_1, \theta_1, \phi) &= r_{r2}(u_2, \theta_2, \phi) \\ n_{r1}(u_1, \theta_1, \phi) &= n_{r2}(u_2, \theta_2, \phi) \end{aligned} \right\} (2)$$

上式为包含 6 个方程的非线性方程组,由于 n_i 为单位矢量,实际独立方程为 5 个,而未知数 $(u_i, \theta, \phi, i = 1, 2)$ 有 6 个。求解时可按一定步长预先给定 ϕ , 求解非线性方程组解出其余的 5 个未知数。通过改变 ϕ 求出的一系列解,可以获得由齿面瞬时接触点组成的接触路径、由各接触点上主方向和接触椭圆长轴组成的接触印痕、沿接触椭圆长轴两齿面间距,以及无承载时的传动误差曲线为

$$\delta\phi = (\phi_2 - \phi_1) - (\phi - \phi_1) N_1 / N_2 \quad (3)$$

式中: ϕ 为初始转角; N 为齿数(详见文献[4])。

3 齿面承载接触仿真分析(LTCA)

齿轮在承载传动时,若忽略齿面摩擦和瞬时接触椭圆的宽度,对计算精度影响不大,此时齿面载荷沿接触椭圆长轴各点的齿面法向分布,这些点上的法向柔度预先用有限元方法求得,则齿面接触可以描述如下

$$\left. \begin{aligned} Fp + w &= Ze + d \\ \sum_{i=1}^n p_i &= P \end{aligned} \right\} (4)$$

若 $p_i < 0$, 则 $d_i = 0$; 若 $p_i = 0$, 则 $d_i > 0$ 式中: p 为载荷向量,元素 p_i 为瞬时接触椭圆长轴上同时接触各点的法向载荷; F 为柔度矩阵,元素 f_{ij} 为当齿面 i 点施加单位法向力时,在 j 点产生的法向位移; w 为齿面初始间距向量,包括齿面间隙与传动误差,由 TCA 解得; e 为全部元素为 1 的向量; Z 为载荷作用下两齿轮刚体接近量,即承载传动误差; d 为变形后最终间距向量; P 为总法向载荷。

式(4)中第 1 式为变形协调条件,第 2 式为力平衡条件,第 3 式为接触条件,以变形能最小为目标,式(4)为约束条件,可以由非线性规划方法求解承载接触问题(详见文献[5])。按与 TCA 同样的步长,连续求解上述承载接触问题,则可获得全部啮合过程中齿面载荷分布、齿面承载啮合印痕与承载传动误差。

上述方法进一步包含了承载时齿轮支承系统(轴、轴承、箱体)变形的影响,支承变形引起齿轮刚体位移,在第 2 部分 TCA 时引入此位移,再进行 LTCA,可得到支承变形时的承载印痕和传动误差。

4 齿轮传动质量分析

以一对航空弧齿锥齿轮为例,TCA 与 LTCA 的结果示于图 1~图 4 中。图 1 为无载时涂色层厚度 $6.3\mu\text{m}$ 的接触印痕,(a),(b)为 2 种不同接触路径方向设计,由局部综合法可以直接设计加工参数获得。图 2 为负荷力矩 $250\text{N}\cdot\text{m}$ 时齿面载荷分布,图 3 为负荷力矩 $50\text{N}\cdot\text{m}$ 和 $250\text{N}\cdot\text{m}$ 时齿面啮合印痕,图 4 为不同负荷时传动误差曲线,最上面一条曲线为由 TCA 获得的无载传动误差。

由图 1 可见(b)齿轮副的接触路径远长于(a)齿轮副,而且印痕在齿面占有更宽的范围。由图 2 可见,(a)齿轮副的齿面载荷在图中齿根及另一齿

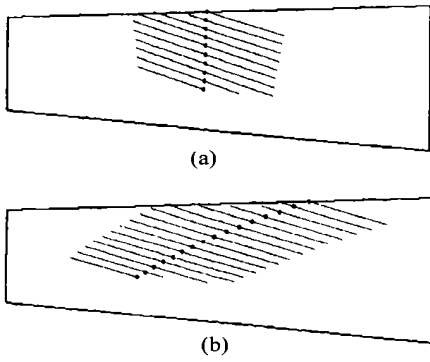


图 1 齿面涂色印痕

Fig. 1 Contact patterns from TCA

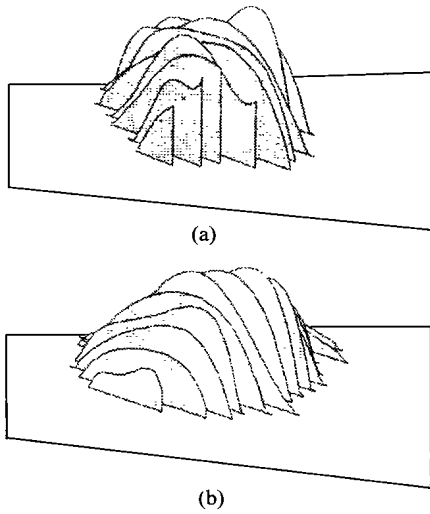


图 2 齿面载荷分布

Fig. 2 Load distributions on tooth surface

的齿顶集中, 直至沿齿根(顶)逐渐退出啮合, 称为边缘接触^[6]。边缘接触不仅易产生强度破坏(如折断、点蚀、胶合), 而且产生振动和噪音, 应尽量避免。(b) 齿轮副载荷在齿面上逐渐减小至齿根(顶)退出啮合, 无边缘接触现象。图 3 所示, 随负荷增加, 接触印痕区扩大, 而(b) 齿轮副扩展范围更大。在 250 N·m 时, (a) 齿轮副在进入和退出啮合时都有边缘接触(瞬时接触点沿齿根(顶)边缘移动), 而(b) 齿轮副无边缘接触。

图 4 所示, 由于接触路径长度差异, 由 TCA 无载传动误差曲线可见, (a) 齿轮副的最大重合度略大于 1, 而(b) 齿轮副的最大重合度接近 2, 由大量的经验可以证明, (b) 齿轮副具有较好的动态特性。需指出, 2 对齿轮的无载传动误差曲线形状向下弯曲且对称, 这是由局部综合法通过传动比一阶导数和参考点位置的选取来确定的。当传动误差曲线向上弯曲时, 齿面印痕不连续及造成剧烈的振动冲击, 是设计和制造中不允许的。当曲线

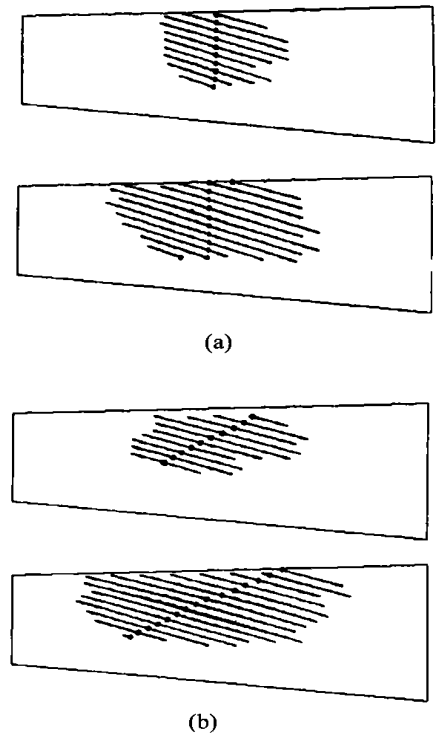


图 3 齿面承载啮合印痕

Fig. 3 Loaded contact patterns from LTCA

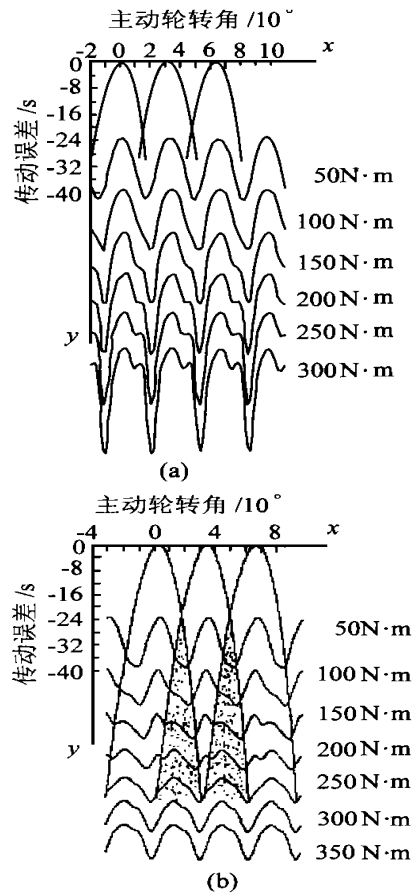


图 4 齿轮副的传动误差曲线

Fig. 4 Transmission error curves

不对称时,即使接触路径较长,也不能获得大的重合度和避免边缘接触,而这一点往往被忽视且不易控制,在设计和制造中须引起注意。图4中当承载传动误差曲线处于无载曲线以下时,也要逐渐产生边缘接触,其程度随距离增大而趋严重。(a)齿轮副在 $50\text{N}\cdot\text{m}$ 时已产生轻微边缘接触,而(b)齿轮副则在 $300\text{N}\cdot\text{m}$ 时才产生边缘接触。此外,(a)齿轮副随载荷增大,传动误差幅值增大,动载随即增加。(b)齿轮副则在 $250\text{N}\cdot\text{m}$ 处幅值最小,而且此时齿轮副实际重合度接近2。因此, $250\text{N}\cdot\text{m}$ 是(b)齿轮副的良好工作点。

5 齿轮传动动态质量的优化

由上述可知,弧齿锥齿轮传动的动态特性改善,必须满足以下要求:(1)传动误差曲线形状向下弯曲且对称;(2)最大重合度接近2;(3)使工作承载传动误差处于无载传动误差下限,此时幅值最小且实际重合度达到设计最大重合度。

根据以上要求作者绘出动态特性优化程序流程图如图5所示,并编制了相应的计算机程序,有效地解决了弧齿锥齿轮动态设计问题。

6 结论

本文以局部综合法齿面加工参数设计、TCA和LTCA构成闭式反馈优化设计回路,以无承载传动误差曲线形状、最大重合度和实际工作承载传动误差曲线位置为依据,提出了航空弧齿锥齿轮传动动态质量控制的思路、理论方法及程序实现。作者借鉴了国内外研究成果与经验,并进行了不少实例研究和分析,提出了这一新的思路和方法,但还须进一步经过实验与实践验证。

参考文献

- [1] 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. 260~298.
- [2] Litvin F L. Gear geometry and applied theory[M]. Englewood Cliffs, NJ: Prentice Hall, 1994. 250~263.
- [3] 方宗德. 斜齿轮传动的动态特性分析[J]. 航空学报, 1992, 13(2): 32~39.
- [4] Litvin F L. Local synthesis and tooth contact analysis of face-milled spiral bevel gears [R]. NASA, CR 4342, 1990.
- [5] 方宗德. 齿轮轮齿承载接触分析(LTCA)的模型与方法[J]. 机械传动, 1998, 22(2): 1~3.
- [6] 高建平, 方宗德. 螺旋锥齿轮边缘接触分析[J]. 航空动力学报, 1998, 13(3): 289~292.

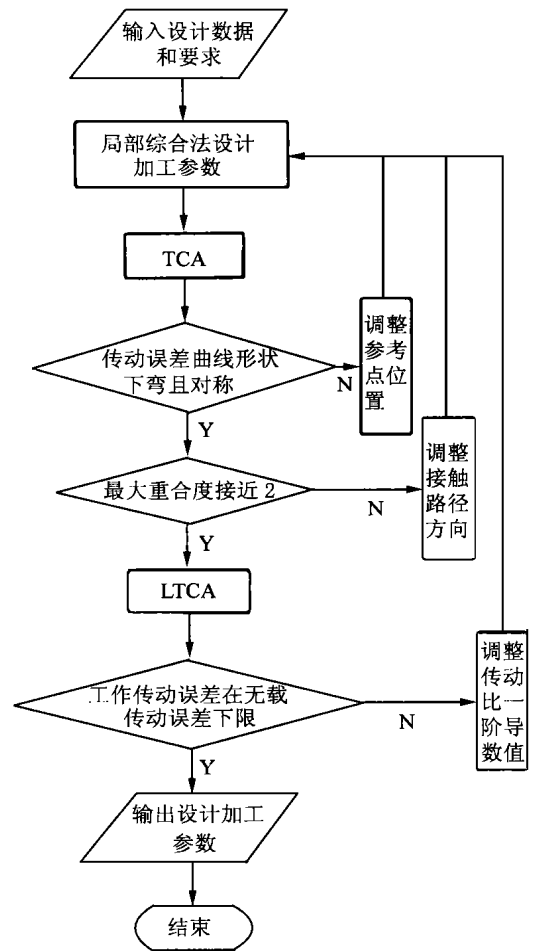


图5 优化设计程序流程图

Fig. 5 Flow chart of optimal designing process
作者简介:



方宗德 于1982, 1984, 1986年分别获清华大学学士、硕士、博士学位, 1986年~1988年为西安交通大学博士后, 1994~1995年在美国Illinois U. 和Michigan U. 作高级访问学者。在国内外发表学术论文80余篇, 获国家和省部级奖励8项。联系电话: 029-8493958, Email: fauto@nwpu.edu.cn