

文章编号: 1000-8055(2002)03-0373-04

航空弧齿锥齿轮齿面接触应力计算与优化

周彦伟¹, 方宗德², 邓效忠¹

(1 洛阳工学院 机电工程系, 河南 洛阳 471003;
2 西北工业大学 机电工程学院, 陕西 西安 710072)

摘要: 本文在弧齿锥齿轮的轮齿接触分析(TCA)和承载接触分析(LTCA)的基础上, 根据计算所得的齿面接触点附近的准确几何形状, 一定载荷下的齿间载荷分配和齿面载荷分布状态, 采用弹性力学中两个空间曲面弹性接触的计算公式, 提出了航空弧齿锥齿轮齿面接触应力变化过程的计算方法, 进一步结合齿轮的加工参数设计和齿面修正, 对齿面接触强度进行了优化。

关键词: 弧齿锥齿轮; 接触应力; 计算; 优化

中图分类号: TH132.421

文献标识码: A

Calculation and Optimization for Tooth Contact Stress of Spiral Bevel Gears

ZHOU Yan-wei¹, FANG Zong-de², DENG Xiao-zhong¹

(1 Luoyang Institute of Technology, Luoyang 471003, China;

2 Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: On the basis of Tooth Contact Analysis (TCA) and Loaded Tooth Contact Analysis (LTCA), an approach to calculating the maximal tooth contact stress course in the whole meshing period of spiral bevel gears has been provided, by using the theory of elasticity. The effects of tooth surface geometry, load share, tooth deformation and manufacturing errors on contact stress course could be shown by means of the approach. An optimal method for high tooth contact strength was presented, in which by controlling the shape and amplitude of the transmission error curve, that is the curvature on tooth height, the maximal contact stress could be reduced and an improved contact strength could be obtained.

Key words: spiral bevel gear; contact stress; calculation; optimization

1 引言

在航空弧齿锥齿轮应用中, 如果设计正确无误, 使用正常, 则其可能发生的破坏形式仍是齿面接触疲劳。因此接触强度设计是航空齿轮设计中需重点考虑的环节。各国弧齿锥齿轮标准中的强度计算方法普遍采用美国格里森公司的方法^[1],

我国航标也不例外。格里森锥齿轮接触应力计算的基本公式与圆柱齿轮相近, 采用圆柱体接触的赫兹公式作为基本形式, 在载荷、尺寸、应力分布等各方面引入修正参数。这一方法由于简单可靠, 在系数影响中积累了格里森公司的长期经验, 因而在工程应用中受到技术人员的重视而被长期使用。但在近年来随着啮合理论与制造技术的发展,

收稿日期: 2001-09-24; 修订日期: 2002-03-28

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50175090)

作者简介: 周彦伟(1959-), 男, 河南新郑人, 洛阳工学院机电工程系教授

齿面的拓朴控制、修正及计算机仿真技术已广泛应用来提高齿轮啮合质量,上述经验公式不能反映齿面啮合对接触应力的影响,因此已不能满足现代工程设计的需要。目前有限元法已成为各种机械结构强度分析的有效工具,但采用有限元法进行弧齿锥齿轮接触过程计算是一个非常繁琐的工作^[2],目前多用于研究,少用于工程实践。

本文在航空弧齿锥齿轮局部综合法加工设计^[3],轮齿接触分析^[4](TCA)和承载接触分析^[5](LTCA)等项工作的基础上,结合齿面承载啮合仿真和弹性理论,提出了弧齿锥齿轮齿面接触应力的计算方法。这种方法既反映了齿面几何、载荷分布等各种因素的影响,又反映了接触应力变化的全过程,简便有效。可以嵌套在优化迭代过程中,是一种比较精确、可靠的工程设计工具。

2 接触点几何参数和载荷条件的获取

格里森关于弧齿锥齿轮接触应力计算是以节点为基准的,并不计算其它点的应力,因此所需的资料仅仅是弧齿锥齿轮宏观几何计算所得的参数^[6],齿轮上作用的转矩和载荷分配系数。本文提出的计算方法要计算任意接触点上的接触应力,所需的资料是这些点的曲率和载荷分布,计算精度要比格里森方法精确得多,且能够显示出接触应力的变化过程。

任意接触点的曲率是通过轮齿接触分析得到的。轮齿接触分析是一种比较准确的轮齿啮合过程数值仿真方法,它的主要思想是:首先展成小轮和大轮的齿面,然后根据点接触条件和啮合方程

$$\left. \begin{aligned} A &= \frac{1}{2}(k_{I1} + k_{I2} + k_{II1} + k_{II2}) \\ B &= \frac{1}{2} \sqrt{(k_{I1} - k_{I2})^2 + (k_{II1} - k_{II2})^2 + 2(k_{I1} - k_{I2})(k_{II1} - k_{II2}) \cos 2\varphi} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

以上计算式中的几何参数 k_{Ii} 和 k_{IIi} ($i=1, 2$)、 φ 和载荷 P 已由TCA和LTCA获得,因此每个接触位置上的最大接触应力可以求出。

4 齿顶边缘处接触应力计算

当接触点位于齿顶边缘处(即另一齿面齿根处),由于齿面边缘限制,接触椭圆是不完整的(图1)。由于接触椭圆面积变化,应力分布相应变化,且在边缘处产生较大应力。为了处理这一现象,本文在接触应力计算程序中采取以下措施:

建立一组非线性方程组,选定步长求解方程,获得系列解可以表示瞬时接触点组成的接触路径和传动误差曲线,进而求出每一瞬时接触点处的两个主曲率 k_{Ii} 和 k_{IIi} ($i=1, 2$;表示小轮、大轮,下同)及两齿面主方向间夹角 φ 瞬时接触椭圆及集合生成的齿面啮合印痕。

任意接触点的载荷分布是通过轮齿承载啮合分析得到的。承载啮合分析是载荷作用下齿轮啮合过程的数值仿真方法,它的主要步骤是:在上述TCA几何分析的基础上,用有限元法求得齿面柔度矩阵,建立载荷作用下齿面接触的非线性模型,利用数学规划法求解,获得齿面载荷分布,齿面承载啮合印痕和承载传动误差。

3 齿面接触应力计算

根据弹性理论^[7],当两个光滑的空间曲面在载荷作用下接触时,形成一接触椭圆,椭圆中心处有最大接触应力:

$$\sigma = (3/2)(KP/\pi ab) \quad (1)$$

式中, P 为法向载荷, K 为载荷系数, a 和 b 分别为椭圆的长、短半轴,可由下式得到:

$$\left. \begin{aligned} a &= \alpha \sqrt{\frac{3}{4} \frac{KP}{A} \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)} \\ b &= \beta \sqrt{\frac{3}{4} \frac{KP}{A} \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

式中, μ_i 和 E_i ($i=1, 2$)分别是泊桑比和弹性模量,系数 α 和 β 由参数 $\theta \left(\theta = \cos^{-1} \frac{B}{A} \right)$ 在相关表中查取^[7]。 A 和 B 是齿面接触点附近的几何参数,由下式计算:

(1) 计算瞬时接触点沿长轴方向至边缘的距离 a' !

(2) 用长半轴为 a 的新的瞬时接触半椭圆代替原不完整的长半轴为 a 的瞬时接触半椭圆;最大接触应力计算公式(1)改为:

$$\sigma = \frac{3}{2} \frac{KP}{\pi \left(\frac{a+c}{2} \right) b} \quad (4)$$

当 $a' \geq a$ 时:

$$c = a$$

当 $a' < a$ 时:

$$c = a'$$

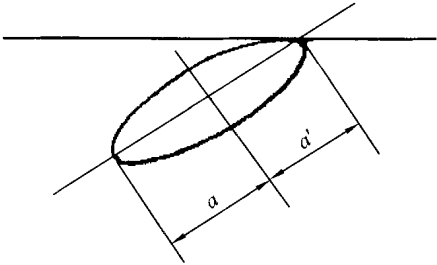


图1 齿顶边缘处的接触椭圆
Fig 1 Contact ellipse in tooth top edge

5 接触应力的计算结果

本文以一对弧齿锥齿轮为例, 它的几何参数

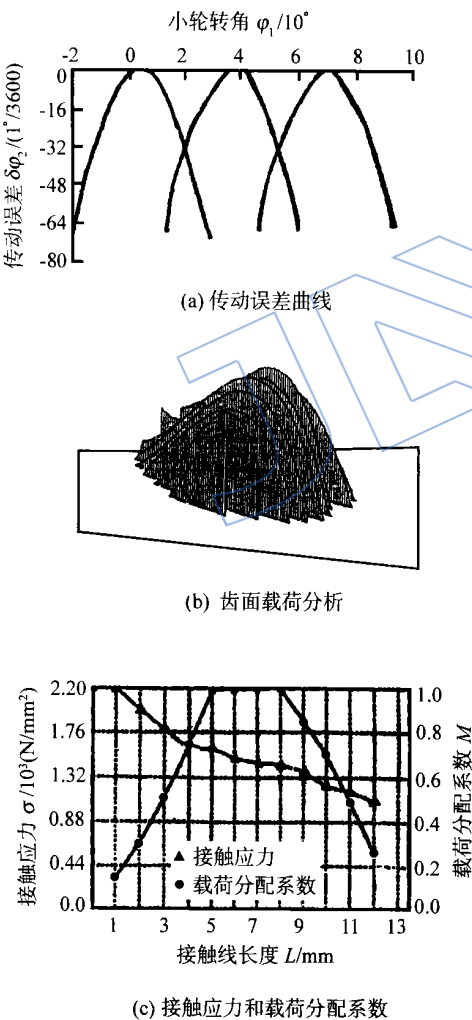


图2 传动误差、载荷分布和接触应力曲线
Fig 2 Transmission, load distribution and contact stress curve

见文献[5]。图2(a)是由 TCA 得到的传动误差曲

线, 它的幅值反映了齿高方向的曲率, 对每个接触位置上的载荷分配产生显著影响。图2(b)是由 L TCA 得到的齿面载荷分布。图2(c)是用上述方法计算所得的每个接触位置上的最大接触应力和载荷分配系数。载荷分配系数的定义是当前位置上的法向载荷与整个啮合过程中的最大法向载荷之比, 它反映了在每个接触位置上承受的实际载荷。由图可见, 当传动误差曲线基本对称(这是考虑齿轮传动的动态性能的一般设计要求), 且在啮合齿对转换时幅值约为34 s, 载荷沿整个啮合路径的变化也大致对称, 但接触应力沿路径变化较大, 在啮入时(大轮齿顶, 小轮齿根)最大接触应力达2200 N/mm², 在啮出时则只有1060 N/mm²。原因与圆柱齿轮相仿, 在小轮齿根处, 曲率较大, 产生较大的接触应力。

6 接触强度的优化

接触强度优化的目标是使接触应力沿路径的变化比较均匀, 从而减小最大接触应力。约束条件是齿轮工作图上的所有尺寸不变, 切齿刀具不变, 弯曲强度不降低。由齿面几何分析与 TCA 结果知, 改变小轮加工时的滚比值, 可以显著改变小轮

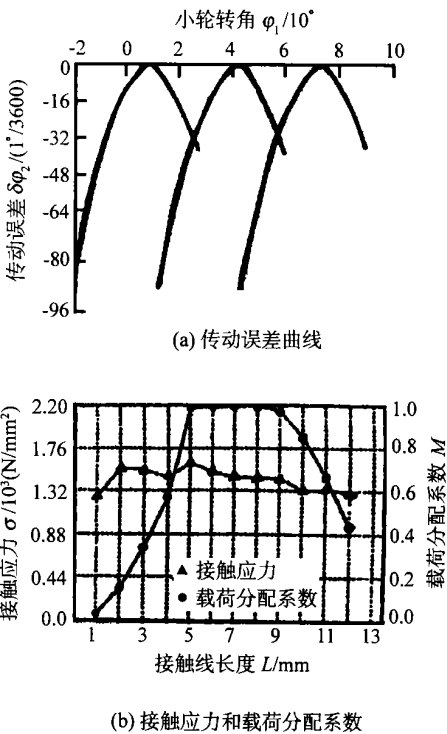


图3 第一种优化结果
Fig 3 The first result of optimization

沿齿高的曲率变化和传动误差曲线的形状, 而对

齿面啮合印痕影响甚小。因此可调整齿间载荷分配和载荷沿路径的变化,达到控制接触应力变化的目的。上例优化结果的传动误差曲线、载荷分配和接触应力变化分别示于图3(a)和图3(b)中。传动误差在啮合转换时的幅值基本未变,但啮入端幅值远大于啮出端,载荷向啮出端(大轮齿根、小轮齿顶)偏移,减小了小轮根部的载荷,使接触应力减小,最大值减至1540 N/mm²。但由于传动误差曲线的严重不对称,可能导致边缘接触和振动噪音。为此,作者另外设计了一种优化方法。由文献[3]知,调节予控参数中传动比导数值,能够控制传动误差曲线的幅值。采用此方法优化所得的传动误差、载荷分配和接触应力变化示于图4(a)

和图4(b)中,传动误差曲线仍为对称形状,但啮合转换处的幅值增至45 s。由于齿高方向曲率修正量增加,在啮入和啮出端的载荷分配比例都减小,两端的接触应力也减小,最大接触应力减到1860 N/mm²,且仍保持了较好的动态特性,是比较可取的设计方案。

7 结 论

(1) 在 TCA 和 L TCA 的基础上,结合弹性力学的接触理论,提出了弧齿锥齿轮齿面接触应力计算方法。该方法能够反映整个啮合过程中接触应力的变化,能够反映齿面几何(即加工设计)、载荷变化和误差对强度的影响,是一种简便精确的计算方法。

(2) 通过改变加工设计以控制传动误差曲线的形状和幅值,能够控制沿接触路径的载荷分配,达到优化齿面接触应力变化过程、提高齿面强度的目的。

参考文献

[1] 仙波正庄 齿轮强度计算[M] 北京: 化学工业出版社, 1984

[2] Bibel G.D. Contact Stress Analysis of Spiral Bevel Gears Using Finite Element Analysis[J]. A S M E, J. of Mechanical Design, 1995, 117(2): 235- 240

[3] 田行斌, 方宗德 基于局部综合的弧齿锥齿轮磨齿加工参数设计[J]. 机械科学与技术, 1999, 18(6): 958- 960

[4] 田行斌, 方宗德 弧齿锥齿轮加工参数的全局优化设计[J]. 航空动力学报, 2000, 15(1): 75- 77.

[5] 田行斌, 方宗德 弧齿锥齿轮的有摩擦承载接触分析[J]. 西北工业大学学报, 2000, 15(1): 18- 22

[6] AGMA. Rating the Pitting Resistance and Bending Strength of Generated Straight Bevel, ZEROL Bevel, and Spiral Bevel Gear Teeth, American National Standard [M]. Alexandria: AGMA, 1986

[7] 徐秉业, 黄炎, 刘信声, 等 弹塑性力学及其应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 1984: 153- 184

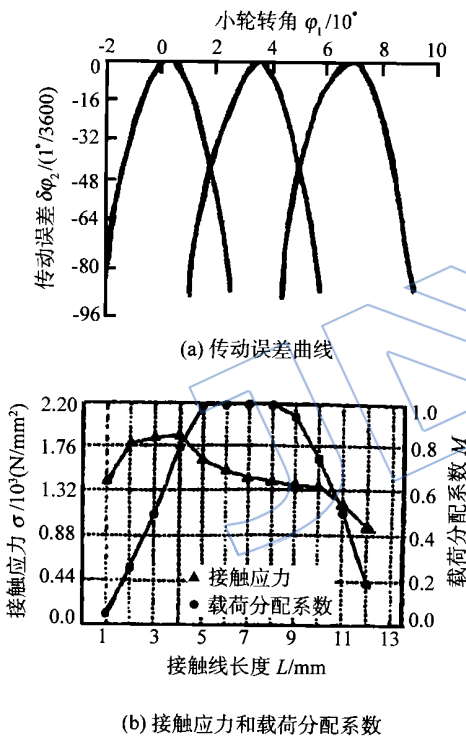


图4 第二种优化结果
Fig 4 The second result of optimization

(责任编辑 吴一黄)