

文章编号: 1000-8055(2009)01-0189-07

螺旋锥齿轮齿面接触分析改进算法研究

唐进元, 卢延峰, 周 超

(中南大学 现代复杂装备设计与极端制造教育部重点实验室,
机电工程学院, 长沙 410083)

摘 要: 针对现有齿面接触分析(TCA)的不足,提出了螺旋锥齿轮齿面接触分析的改进算法.基于空间曲面啮合原理、Enler-Rodrigues 公式以及接触区几何形状的等量关系对齿面接触分析算法进行了改进,通过方程变换,减少了求解接触点位置的非线性方程组维数,由啮合方程求得初值选取计算公式,使初始值求解有规律可循.以一对弧齿锥齿轮为例,对算法进行了对比分析与验证,结果表明:改进的齿面接触分析算法可减少求解非线性方程组时初值选取的繁复性与增强非线性方程组迭代求解的稳定性;并利用几何等量关系求解接触区几何参数,能避免求解复杂的齿面相对曲率等二阶几何参数.

关 键 词: 齿面接触分析(TCA); 螺旋锥齿轮; 改进的 TCA 算法; 非线性方程
中图分类号: TH132.4 **文献标识码:** A

Research on improved tooth contact analysis algorithm of spiral bevel gears

TANG Jin-yuan, LU Yan-feng, ZHOU Chao

(School of Mechanical and Electrical Engineering,
Key Laboratory of Modern Complex Equipment Design and Extreme Manufacturing,
Ministry of Education, Central South University, Changsha 410083, China)

Abstract: According to the deficiency of tooth contact analysis analysis, an improved tooth contact analysis algorithm was proposed. Based on the spatial surface engagement theory, the Enler-Rodrigues formula and the equivalent relationship between the contacted areas' shapes, the tooth contact analysis algorithm was proved. Through the equation transformation, the dimensions of the nonlinear equations for the contact points' position were decreased. The initial value was obtained regularly by the meshing equations. Taking a pair of spiral bevel gears as an example, the algorithm was proved. The results show that the complexity of initial values is decreased, the stability of the solution for nonlinear equations is enhanced, and the complex calculation of relative curvatures of the tooth surface is avoided by using the geometrical educational relationships between the geometrical parameters.

Key words: tooth contact analysis (TCA); spiral bevel gear;
improved tooth contact analysis algorithm; nonlinear equations

螺旋锥齿轮广泛应用于汽车、飞机、轮船、以及各种机械减速机构中^[1-2]. 齿面接触分析(TCA)是现代锥齿轮研究的一个重要领域^[3-14],

其结果是螺旋锥齿轮加工机床调整参数设计与接触质量检验的重要依据,齿面接触分析也是加载接触分析(L TCA)的理论基础.国内外学者对齿

收稿日期: 2007-12-05; 修订日期: 2008-03-25

基金项目: 国家自然科学基金科学(50875263); 国家重点基础研究发展计划(973 计划)(2005CB724100)

作者简介: 唐进元(1962 -),男,湖南长沙人,教授,主要研究方向为复杂曲面数字化设计与制造.

面接触分析进行了大量的研究^[3-14],但传统的 TCA 算法存在一些不足,主要有:①齿面接触分析算法^[3-7]都是采用同时求解 7 个非线性方程组,由于非线性方程组求解对初始值的敏感性很高,选取的初始值必须位于真实解的邻域内时才能求得收敛解,传统 TCA 算法中,初始值选取相当复杂,当初值选取不合理时接触分析无法进行;②传统的接触区确定方法是基于齿面的二阶几何参数进行计算的,必须计算复杂的齿面接触点的法曲率以及两齿面的相对法曲率等曲面二阶参数^[13-14],计算工作量与难度都很大。

基于优化齿面接触分析算法的目的,本文提出改进的接触分析算法,通过 Euler-Rodrigues 变换,减少了求解接触点位置的非线性方程组维数,提出了初值选取计算公式,使初始值求解有规律可循;提出计算接触区半径等参数的几何迭代算法,可以避免传统方法^[13-14]求解齿面法曲率、短程扰率以及相对法曲率等曲面二阶几何参数时的复杂计算。

1 螺旋锥齿轮齿面一般模型的建立

1.1 螺旋锥齿轮加工机床简介

传统机床基于展成加工原理,传统加工机床上有为完成展成运动而设计的摇台机构(图 1),不同于传统机床,数控加工机床可实现更多的加工自由度^[8-10]。现代螺旋锥齿轮设计制造是基于传统机床的结构基础上进行的,两者虽结构不同,最后加工出的螺旋锥齿轮是一致的。

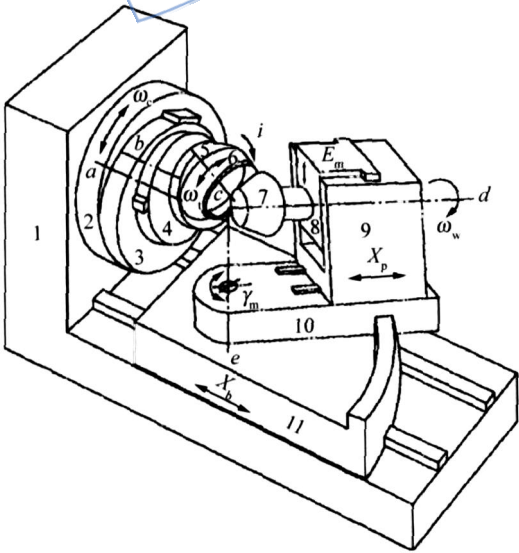


图 1 机械式螺旋锥齿轮加工机床结构示意图

Fig. 1 Sketch of mechanical spiral bevel gear machine tool

一般来说,机床调整参数有:机床滚比 R_a 、床位 X_b 、径向刀位 s 、垂直轮位 E_m 、轴向轮位 X_p 、轮坯安装角 γ_m 、刀转角 j 、刀倾角 i 。

1.2 螺旋锥齿轮齿面方程的建立

目前,螺旋锥齿轮的设计仍是以传统机床调整参数为基础的^[7-9],因此本文的建立的模型是依据传统机床调整参数建立的齿轮模型。为了建立螺旋锥齿轮的一般齿面模型,参照文献^[7-9]首先把图 1 所示的机械式螺旋锥齿轮加工机床,依据实现的功能分解成独立的 11 个部件(见表 1)。每一个部件的运动关系可以通过齐次变换矩阵实现。锥齿轮齿面的形成运动,本质上就是将连续的将刀具切削面方程从持刀刀架坐标系 S_i 根据啮合原理和齐次坐标矩阵变换转换到工件坐标系 S_w 下,即可得到齿面方程。

表 1 螺旋锥齿轮机床结构

Table 1 Framework of spiral bevel gear machine tool

机构图标	机构名称	机构完成的运动
1	机床底座框架	机床固定坐标系,运动参考点
2	摇台	摇台旋转,控制展成运动
3	偏心机构	径向刀位调整
4	刀转机构	实现刀具的刀转角
5	刀倾机构	实现刀具的刀倾角
6	刀盘	刀具旋转
7	工件	工件旋转
8	工件架垂直轮位调整机构	调整垂直轮位
9	轴向轮位调整机构	调整轴向轮位
10	轮坯安装角调整机构	调整轮坯安装角
11	滑动床鞍底座	调整床位
a	摇台轴线	
b	偏心轴线	
c	刀盘旋转轴线	
d	工件旋转轴线	
e	轮坯根锥角调整轴线	

根据齿轮啮合原理,可以得出刀具刃任意 P 点的位置矢量方程和单位切向量和法向量方程在持刀架刀具坐标系 S_i 中,设其矢量和切向量表达

式为

$$r_i = r_i(u, \theta) \quad (1)$$

$$t_i = t_i(u, \theta) \quad (2)$$

其中 u, θ 为切削面描述参数。

通过从坐标系 S_i 到 S_w 的坐标变换, 可以把刀具切削刃上 P 点的位置矢量和单位切向量和法向量转换到工件坐标系 S_w 下, 如下式所示

$$r_w = M_{wi} r_i(u, \theta) \quad (3)$$

$$t_w = M_{wi} t_i(u, \theta) \quad (4)$$

其中矩阵 M_{wi} 是一系列坐标转换矩阵的合成矩阵。

$$M_{wi} = M_{wo} M_{op} M_{pr} M_{rs} M_{sm} M_{mc} M_{ce} M_{ej} M_{ji} \quad (5)$$

式(5)中转换矩阵 $M_{wo}(\psi)$, $M_{op}(E_m)$, $M_{pr}(X_p)$, $M_{rs}(Y_m)$, $M_{sm}(X_b)$, $M_{mc}(\phi)$, $M_{ce}(s)$, $M_{ej}(j)$, $M_{ji}(i)$ 是对表 1 各部件位置关系进行变换的矩阵, 具体表达式可由有多体运动学的齐次坐标变换方法得到, 此处不赘述。

根据啮合原理, 最终在工件坐标系 S_w 内, 齿面上任意点的矢量、法向矢量以及切向矢量可以表达为

$$r_w = r_w(u, \theta, \phi) \quad (6)$$

$$t_w = t_w(u, \theta, \phi) \quad (7)$$

$$n_w = n_w(u, \theta, \phi) \quad (8)$$

根据啮合方程

$$f(u, \theta, \phi) = n_w \cdot v_w = 0 \quad (9)$$

其中 v_w 为加工齿面时, 刀具与齿面之间的相对速度

$$v_w = \frac{\partial r_w}{\partial \phi} \omega \quad (10)$$

取 ω 为单位矢量, 即 $\omega = 1$ 。

设一对啮合的大轮, 小轮分别在 $S_1(O_1; x_1, y_1, z_1)$ 坐标系和 $S_2(O_2; x_2, y_2, z_2)$ 坐标系下表示, 其中 S_1 坐标系与小轮工件坐标系 S_w 重合固连一起, S_2 坐标系与大轮工件坐标系 S_w 重合固连一起。所以

展成法加工的小轮方程

$$\begin{cases} r_1 = r_1(u_1, \theta, \phi) \\ t_1 = t_1(u_1, \theta, \phi) \\ n_1 = n_1(u_1, \theta, \phi) \\ f_1(u_1, \theta, \phi) = 0 \end{cases} \quad (11)$$

展成法加工的大轮方程

$$\begin{cases} r_2 = r_2(u_2, \theta, \phi) \\ t_2 = t_2(u_2, \theta, \phi) \\ n_2 = n_2(u_2, \theta, \phi) \\ f_2(u_2, \theta, \phi) = 0 \end{cases} \quad (12)$$

2 齿面接触分析的改进算法

首先将锥齿轮大轮小轮按照图 2 和图 3 所示的安装条件安装, 安装固定参考坐标系为 $S_f(O_f; x_f, y_f, z_f)$ 。接触算法^[4-6]是基于在接触点处, 两齿面的位置矢量相等, 该点在两齿面的单位法向量共线, 如图 2 所示, 安装位置如图 3 所示。

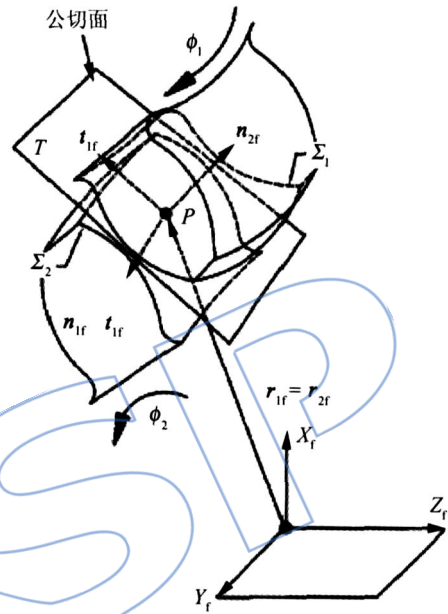


图 2 接触分析条件示意图

Fig. 2 Sketch of contact analysis condition

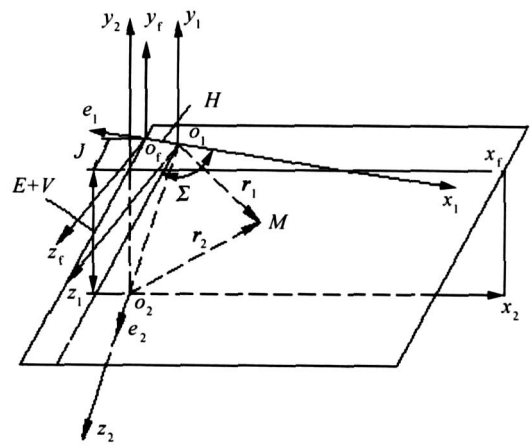


图 3 安装示意图

Fig. 3 Sketch of installation of gears

齿面接触分析条件的数学表达式如下:

齿面接触分析条件

$$\begin{cases} r_{1f}(u_1, \theta, \phi, \phi_1) = r_{2f}(u_2, \theta, \phi, \phi_2) \\ n_{1f}(u_1, \theta, \phi, \phi_1) = n_{2f}(u_2, \theta, \phi, \phi_2) \\ f_{1f}(u_1, \theta, \phi, \phi_1) = 0 \\ f_{2f}(u_2, \theta, \phi, \phi_2) = 0 \end{cases} \quad (13)$$

其中 ϕ_1 和 ϕ_2 分别是螺旋锥齿轮小轮和大轮的在从初时安装位置到接触点位置时的转动角度. 两齿面上的点位置矢量和单位法向矢量都是在固定安装坐标系 S_f 下表述的为参考坐标系.

在啮合过程中,以大轮转角 ϕ_2 为初始值,不断的按一定的增量改变 ϕ_2 值,同时求解方程组,方程组由 7 个非线性方程组成. 由此就可以求得齿面上每个接触点的齿面参数 $u_1, \theta_1, \phi_1, \phi_2, \theta_2, \phi_2$. 根据文献[8, 10],在某些情形下,即使方程组(13)式可以成功精确收敛,而接触分析结果也不一定准确. 这是因为在方程组中,单位法向量共线相等的条件中,只利用了矢量的前两个分量,这是因为 $n_1 = n_2 = |1|$, 因此法向量第三分量是没有被考虑的,为了避免这样的非线性方程求解上的原理性缺陷,由图 2 所示, Litvin 引进一个公切面上的任意齿面上的两个切向量,和另一齿面上的法向量参与方程的组成已达到利用法向量所有分量^[7]. Litvin 等人提出的接触分析条件如下式表示

$$\begin{cases} r_{1f} - r_{2f} = 0 \\ (n_{2f} \times t_{2f}) \cdot n_{1f} = 0 \\ t_{2f} \cdot n_{1f} = 0 \end{cases} \quad (14)$$

但这个方法并没有简化非线性方程组中的未知数个数,求解过程中,仍要对 7 个未知齿面参数,求解上仍有些麻烦,在迭代初始值上仍需有对 7 个齿面参数 $u_1, \theta_1, \phi_1, \phi_2, \theta_2, \phi_2$ 的初始值进行假设.

本文提出一种新型改进的算法来即可充分利用接触分析条件,又可减少非线性方程组的维数.

首先设大小轮的转角 ϕ_1, ϕ_2 是一系列齿面参数的函数,即

$$\phi_1 = \phi_1(u_1, \theta_1, \phi_1, u_2, \theta_2, \phi_2) \quad (15)$$

$$\phi_2 = \phi_2(u_1, \theta_1, \phi_1, u_2, \theta_2, \phi_2) \quad (16)$$

齿轮接触分析条件即可简化为

$$\begin{cases} r_{1f}(u_1, \theta_1, \phi_1) = r_{2f}(u_2, \theta_2, \phi_2) \\ f_1(u_1, \theta_1, \phi_1) = 0 \\ f_2(u_2, \theta_2, \phi_2) = 0 \end{cases} \quad (17)$$

式(15)和式(16)的推导过程是建立在在接触点位置上,两啮合齿面的单位法向量共线相等 $n_1 = n_2$ 的条件上的,推导过程如下:

1) 首先准备进行接触分析的齿轮按照预先制定的安装条件 E, G, P, Σ_0 以及相应的假设的安装调整值 $\Delta E, \Delta G, \Delta P, \Delta \Sigma_0$ 进行安装. 相应的位置关系如图 3 所示. 相应的坐标转换矩阵 M_{f1} , M_{f2} 可根据图示位置关系得到

$$M_{f1} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & H + \Delta H \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (18)$$

$$M_{f2} = M_{2f}^{-1} = \begin{bmatrix} \sin(\Sigma + \Delta\Sigma) & 0 & -\cos(\Sigma + \Delta\Sigma) & 0 \\ 0 & 1 & 0 & E + V + \Delta E + \Delta V \\ \cos(\Sigma + \Delta\Sigma) & 0 & \sin(\Sigma + \Delta\Sigma) & -(J + \Delta J) \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}^{-1} \quad (19)$$

2) 在安装固定坐标系 S_f 下,未旋转前,大、小轮法向量 n_{10f} 和 n_{20f} 分别为

$$\begin{cases} n_{10f}(u_1, \theta_1, \phi_1) = M_{f1} n_1(u_1, \theta_1, \phi_1) \\ n_{20f}(u_2, \theta_2, \phi_2) = M_{f2} n_2(u_2, \theta_2, \phi_2) \end{cases} \quad (20)$$

3) 假设未经旋转的法矢量是 n_0 , 当绕某旋转轴旋转 ϕ 角后成为一个新的矢量 n , 根据 Euler-Rodrigues 公式可以把 n 表示为

$$n = (e \cdot n_0) e - \cos \phi [(n_0 \times e) \times e] - \sin \phi (n_0 \times e) \quad (21)$$

同理可得

$$n_{1f} = (e_1 \cdot n_{10f}) e_1 - \cos \phi_1 [(n_{10f} \times e_1) \times e_1] - \sin \phi_1 (n_{10f} \times e_1) \quad (22)$$

$$n_{2f} = (e_2 \cdot n_{20f}) e_2 - \cos \phi_2 [(n_{20f} \times e_2) \times e_2] - \sin \phi_2 (n_{20f} \times e_2) \quad (23)$$

其中 e_1 和 e_2 分别是与小轮的旋转轴 p_1 和大轮的旋转轴 p_2 共线重合的单位矢量. 求解线性方程组(22)和(23)则可得

$$\phi_1 = \sin^{-1} \left\{ \frac{\cos \delta [e_2 \cdot e_1 (e_1 \cdot n_{10f}) - e_2 \cdot n_{20f}]}{(e_1 \cdot n_{10f}) e_2} \right\} - \delta \quad (24)$$

$$\phi_2 = \sin^{-1} \left\{ \frac{\cos \delta [e_1 \cdot e_2 (e_2 \cdot n_{20f}) - e_1 \cdot n_{10f}]}{(e_2 \cdot n_{20f}) e_1} \right\} - \delta \quad (25)$$

其中

$$\delta = \tan^{-1} \left\{ \frac{[(n_{10f} \times e_1) \times e_1] \cdot e_2}{(n_{10f} \times e_1) \cdot e_2} \right\} \quad (26)$$

$$\delta = \tan^{-1} \left\{ \frac{[(n_{20f} \times e_2) \times e_2] \cdot e_1}{(n_{20f} \times e_2) \cdot e_1} \right\} \quad (27)$$

4) 对非线性方程组的啮合条件也可以进行简化,反求解参数 u_1, u_2 , 详见文献[20].

展成法加工的齿轮

$$\begin{cases} u_1 = f_1(\theta_1, \phi_1) \\ u_2 = f_2(\theta_2, \phi_2) \end{cases} \quad (28)$$

将式(23)~式(27)代入方程组(13),进行简化之后,得到最终的接触条件方程组(28).

展成法加工的齿轮的简化后的接触条件

$$r_{1f}(\theta, \phi) = r_{2f}(\theta, \phi) \quad (29)$$

简化后的齿面接触条件只有 3 个非线性方程组成,大大简化了非线性方程初始值计算的繁琐和工作量.方程组即可给定一个大轮参数角 ϕ_2 ,或者小轮参数角 ϕ_1 ,然后给定其他 3 个未知齿面参数的初始值,求解简化后的非线性方程组即可得所有接触点齿面参数.

$\theta, \phi, \theta, \phi$ 的初始值的可以通过指定齿面接触点位置而获得,一般来说,我们指定大轮齿面设计计算点为第一接触点,相应的小轮接触点为接触瞬间传动比为理论传动比的小轮计算点.根据文献[14],利用其接触点的特殊性,可以容易的求得 $\theta, \phi, \theta, \phi$ 的齿面参数初始值.

得到一系列的接触点坐标后,就可以得到齿轮传动误差的曲线变化图.计算公式为

$$TE = (\phi_2 - \phi_{20}) - (\phi_1 - \phi_{10}) \frac{N_1}{N_2} \quad (30)$$

其中 ϕ_{10} 和 ϕ_{20} 是齿轮副初始安装位置时的初始旋转角,此时传动误差是 0; N_1, N_2 分别是小轮和大轮的齿数.

3 齿面接触区接触形状的确定

通常,在大轮和小轮啮合时的每一个共轭接触点处,大轮和小轮的齿面都是相切的,只要不发生曲率干涉,用红丹粉就可以观察到一个接触椭圆. TCA 的结果图是由一系列的接触点的接触椭圆组成的接触区图.传统的接触区确定方法是基于齿面的二阶参数进行计算的,这样就必须计算复杂的齿面接触点的法曲率以及两齿面的相对法曲率等曲面二阶参数^[13-14],这会使计算机编程时产生程序的冗余,需编写大量的齿面法曲率和相对短程挠率等复杂公式,由于其复杂性,会增加计算时间.另外,齿面的接触区长轴长度占整个齿面较大的部分,近似的二阶齿面参数不一定能够真实表示齿面接触的情况^[8-10].因此本文基于基本的几何关系以及数学迭代方法来求解接触区的相关参数,易于求解和理解.

第 1 步:在 S_f 坐标系内,令 $g_1 = t_{1f}, g_2 = n_{1f} \times t_{1f}, g_3 = n_{2f}$. P 点为共轭瞬时共轭接触点. g_1, g_2 在一个公切面内.如图 4(a)所示.

第 2 步:在 P 点处假设一个半径为 r_0 的圆柱体,其轴线是 g_3 方向,圆柱体会截齿面 Σ_1, Σ_2 .然

后之后的迭代法就是需要接触最小截面角度 ε 和最小齿面差 $h_{\min}$,如图 4(b)所示可知.

第 3 步:循环改变 r_0 值,直至迭代得出一个截面角度 ε 和两齿面之间差距 $h_{\min}$,使得 $h_{\min}$ 为红丹粉显示接触区域的最小差距值 $\Delta = 0.00635$,此时的 r_0 值就可以使得圆柱体在截面角度 ε 方向截得的齿面最小差都等于 Δ .在齿面得两侧分别会得出两个 r_0 值,即为 c_1, c_2 .这样得出的 $c_1 + c_2$ 就等于整个共轭接触点长轴长度.一般来说 $c_1 \neq c_2$.图 4(c), (d) 所示.

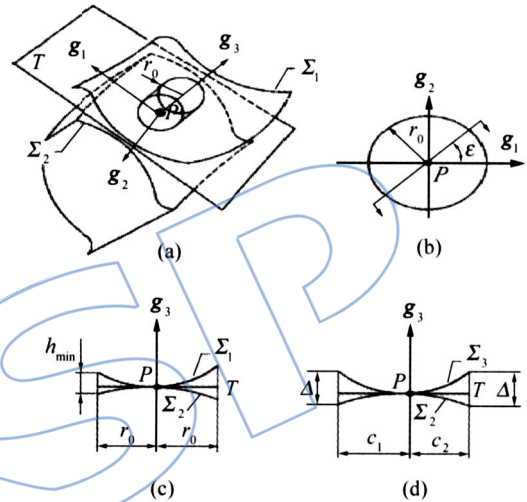


图 4 求解齿面接触区长度和方向示意图

Fig. 4 Sketch of the solution of contact line's length and angle

这个算法的优点是只需要齿面方程的法矢量切矢量就足以求解出接触区长轴长度,以及接触线方向,在编写程序的过程中,只要知道齿面方程,利用牛顿迭代法即可求出,而避免计算复杂的齿面法曲率和短程挠率等复杂公式,易于理解,便于实现计算机仿真.

4 齿面接触分析实例

本文采用一对弧齿锥齿轮大轮凸面和小轮凹面为例,调整参数依据 Gleason 公司开发的商用软件计算得出,见表 2;其设计参数见表 3.

齿面接触分析结果:图 5 和图 6 为大轮凸面齿面中点处运动曲线图和接触区图;图 7 为存在安装误差情况下齿面接触轨迹比较图.

由 TCA 改进算法建立的过程,结合算例可知:①改进的齿面接触分析算法可以减少求解非线性方程组时初值选取的繁复性,由原来的 7 个非线性方程减少到 3 个非线性方程,初始值的选取也由原来的 7 个初始值,减少到只对 $(\theta, \phi,$

θ, ϕ) 中的任意 3 个进行选取即可,从而增强非线性方程组的迭代求解的稳定性;②改进的齿面接触分析算法利用几何等量关系可方便地求解出接触区几何参数,不用求解齿面相对法曲率、相对短程挠率等复杂二阶齿面参数;③改进的 TCA

算法可以考虑螺旋锥齿轮安装过程中的安装误差的影响.可以用于测试安装误差敏感性测试,也可以据此指导齿轮副安装.

表 2 齿轮加工调整参数
Table 2 Processing adjustment parameters of spiral gears

加工参数	小轮	大轮
砂轮半径 r/mm	145.923	152.4
砂轮外刃角 $\alpha_0/(\circ)$	18.75	18.75
砂轮内刃角 $\alpha_i/(\circ)$	21.25	21.25
砂轮顶宽 b_s/mm	1.651	3.81
径向刀位 $/\text{mm}$	154.127	146.886
刀倾角 $i/(\circ)$	0	0
刀转角 $j/(\circ)$	0	0
垂直轮位 E_m/mm	-1.463	0
轮坯安装角 $\gamma_m/(\circ)$	42.728	42.728
床位 X_b/mm	4.374	-0.0001
水平轮位 X_p/mm	-6.446	0
角向刀位 $q_2/(\circ)$	55.706	54.093
滚比 R_a	1.364853	1.413102

表 3 齿轮设计参数
Table 3 Design parameters of spiral gears

设计参数	小轮	大轮
齿数 z	37	37
模数 m	-	8
齿面宽 b'/mm	63	63
压力角 $\alpha/(\circ)$	20	-
轴交角 $\Sigma/(\circ)$	90	-
齿顶高 h_t/mm	6.8	6.80
齿根高 h_a/mm	8.3	8.30
全齿高 h/mm	15.1	15.10
节锥角 $\delta/(\circ)$	45	45
面锥角 $\delta_f/(\circ)$	47.267	47.267
根锥角 $\delta_r/(\circ)$	42.733	42.733
齿根角 $\theta/(\circ)$	2.267	2.267
旋向	左旋	右旋

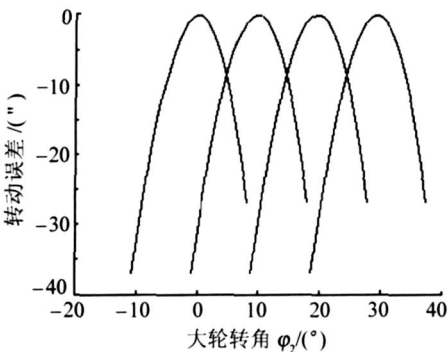


图 5 大轮中点处运动曲线图
Fig. 5 Function of transmission error figure of middle point

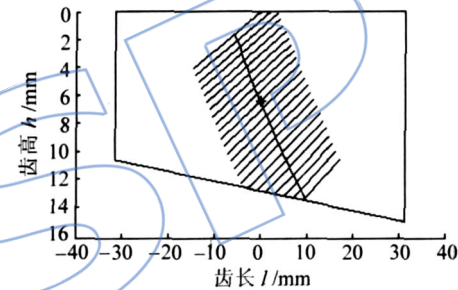


图 6 齿面中点处接触区形状图
Fig. 6 Contact figure of middle point

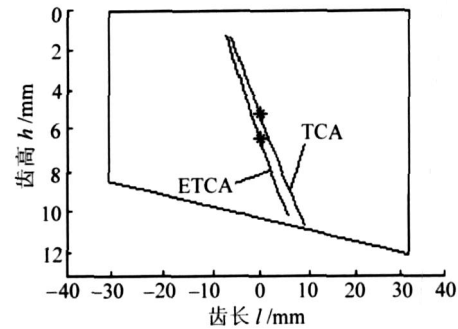


图 7 安装误差 $\Delta E = -0.05$ $\Delta P = +0.1$ 混合安装误差影响下的齿面中部接触轨迹图
Fig. 7 Contact figure of middle point influenced by installation error: $\Delta E = -0.05$ $\Delta P = +0.1$

5 结 论

本文提出一个改进的接触分析算法用于减少求解接触点位置时的非线性方程的数目,以减少齿面初始值参数设定的难度,使求解稳定. 提出计算接触区半径等参数的几何迭代算法,可以避免传统方法中求解齿面相对法曲率、相对短程挠率等复杂公式的繁琐过程. 并实现有同样的求解精

度,更易于接触分析的计算机快速实现.本文的齿面接触分析引入安装调整误差,更能真实体现齿面接触分析的真实情况.

参考文献:

- [1] Stadtfeld H J. Advanced bevel gear technology [R]. Rochester, N Y: The Gleason Works, 2000.
- [2] Krenzer, T J. Face-milling or face hobbing[J]. A GMA, Technical Paper ,No.90 FTM 13,1990:1610-1620.
- [3] Litvin F L, Vecchiato D, Fuentes A. Automatic determination of guess values for simulation of meshing of gear drives [J]. Computer Methods Appl. Mech. Engrg., 2004:3745-3758.
- [4] Litvin F L. Gear geometry and applied theory[M]. N J: Prentice-Hall, Englewood Cliffs,1994.
- [5] Litvin F L, Theory of gearing [R]. NASA Reference Publication 1212,1989.
- [6] Litvin F L, Zhang Y. Local synthesis and tooth contact analysis of face-milled spiral bevel gears [R]. NASA Contractor Report No.4342,1991.
- [7] Litvin F L, Fan Q, Fuentes A, et al. Computerized design, generation, simulation of meshing and contact of face-milled format-cut spiral bevel gears [R]. NASA Report, No. CR-2001-210894, ARLCR, 2001.
- [8] Fan Q. Computerized modeling and simulation of spiral bevel and hypoid gears manufactured by Gleason face hobbing process [J]. ASME IDETC/CIE, PTG, 2005: 128-143.
- [9] Fan Q, Wilcox L. New developments in tooth contact analysis_TCA_and loaded TCA for spiral bevel and hypoid gears [R]. Detroit: AGMA Fall Technical Meeting, 05FTM08, 2005.
- [10] Fan Q. Enhanced algorithms of contact simulation for hypoid gear drives produced by face-milling and face-hobbing processes [J]. Journal of Mechanical Design, 2007: 140-151.
- [11] Litvin F L, Sheveleva G I, Vecchiato D, et al. Modified approach for tooth contact analysis of gear drives and automatic determination of Guess values[J]. Comput. Methods Appl. Mech. Eng., 194, 2005: 2927 - 2946.
- [12] 邓效忠. 高重合度弧齿锥齿轮的设计理论和实验研究 [D]. 西安:西北工业大学, 2002.
- DENG Xiaozhong. Design and experiment research on spiral bevel gears with high contact ratio[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University,2002. (in Chinese)
- [13] 曾韬. 螺旋锥齿轮设计与加工 [M]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学, 1989.
- ZENG Tao. Manufacture and design of spiral bevel gears [M]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 1989. (in Chinese)
- [14] 郑昌启. 弧齿锥齿轮和准双曲面齿轮. [M]. 北京:机械工业出版社, 1988.
- ZHENG Changqi. Spiral bevel gears and hypoid gears [M]. Beijing: China Machine Press, 1988. (in Chinese)