

肖望强. 矿用减速器双压力角弧齿锥齿轮轻量化设计与制造[J]. 煤炭学报, 2014, 39(11): 2348-2354. doi: 10.13225/j.cnki.jccs.2013.1723

Xiao Wangqiang. Design and manufacture of lightweight for spiral bevel gear with double pressure angles of mining reducer[J]. Journal of China Coal Society, 2014, 39(11): 2348-2354. doi: 10.13225/j.cnki.jccs.2013.1723

矿用减速器双压力角弧齿锥齿轮轻量化设计与制造

肖望强

(厦门大学 机电工程系 福建 厦门 361005)

摘 要: 矿用减速器的结构对整机轻量化影响很大, 优化弧齿锥齿轮的结构尺寸能有效减少减速器齿轮、轴承座和箱壳的质量。针对矿用减速器的工作状况, 提出在工作齿面采用大压力角, 在非工作齿面采用标准压力角的非对称弧齿锥齿轮。对双压力角非对称弧齿锥齿轮的啮合传动原理、齿轮副齿面方程进行了推导, 分析非对称设计对工作齿面压力角变化范围的影响, 对减速器弧齿锥齿轮齿形进行计算, 对比了对称和非对称弧齿锥齿轮主动轮和被动轮。设计并制造了非对称单面刀盘和双面刀盘, 加工出双压力角非对称弧齿锥齿轮, 通过解析法、有限元法及封闭式齿轮实验台对非对称弧齿锥齿轮承载能力进行计算、仿真和实验。结果表明非对称弧齿锥齿轮轻量化效果明显, 轻量化后的非对称弧齿锥齿轮能够替代原减速器对称齿轮。

关键词: 双压力角; 弧齿锥齿轮; 轻量化; 台架实验; 矿用减速器

中图分类号: TD403; TH132.413 文献标志码: A 文章编号: 0253-9993(2014)11-2348-07

Design and manufacture of lightweight for spiral bevel gear with double pressure angles of mining reducer

XIAO Wang-qiang

(Department of Mechanical and Electrical Engineering, Xiamen University, Xiamen 361005, China)

Abstract: The structure of reducer has a great influence on the lightweight of whole mining machine. Optimizing the structure of the spiral bevel gear can effectively reduce the weight of gear, bearing and box shell. In terms of the working conditions of coal mine reducer, an asymmetric spiral bevel gear with a large pressure angle at driving side and a standard one at coast side was presented. The theory of meshing transmission and the equation of tooth face for spiral bevel gear with double pressure angles were proposed. The effect of asymmetric design on the increase of the pressure angle of driving side was analyzed. The tooth shape of asymmetric spiral bevel gear for main reducer was calculated and then the driving gear and driven gear of asymmetric and symmetric spiral bevel gear were compared. The asymmetric single-side cutter and alternate blade cutter were designed and processed. In this paper, the spiral bevel gears with double pressure angles were manufactured and the experiment of fatigue strength was carried on using a closed test bench. The results show that the effect of asymmetric spiral bevel gear on lightweight is obvious, and the symmetric spiral bevel gear can be replaced by asymmetric gear.

Key words: double pressure angles; spiral bevel gear; lightweight; bench test; mining reducer

收稿日期: 2013-11-20 责任编辑: 许书阁

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51205382)

作者简介: 肖望强(1981—), 男, 河北邢台人, 副教授, 博士。E-mail: xiao_xwq@126.com

目前矿用装备重点向轻量化方向发展, 矿用机械减速器的结构对整机轻量化影响重大^[1-2]。弧齿锥齿轮的尺寸直接决定了矿用减速器的结构和整体质量^[3-5], 因此降低弧齿锥齿轮的结构尺寸对减少齿轮、轴承座和箱壳的质量具有重要影响^[6-7]。研究表明^[8-9], 适当增加压力角可以显著提高轮齿的抗弯曲强度和接触强度, 但如果将轮齿两侧的压力角增大则会导致齿顶变尖。由于矿用减速器在运行过程中以工作齿面受载为主^[10-11], 因此综合压力角对轮齿性能的影响, 现设计在工作齿面采用大压力角, 在非工作齿面采用标准压力角, 这样既可以避免齿顶变尖, 同时充分利用大压力角的优点, 在保证相同承载能力情况下, 减小了弧齿锥齿轮的模数, 从而减小了齿轮、轴承座和箱壳的体积和质量。整机有多个减速器, 因此该设计对整机的轻量化具有明显效果。

本文应用弧齿锥齿轮的啮合机理, 提出矿用减速器双压力角非对称弧齿锥齿轮的设计方法, 依据弧齿锥齿轮切齿原理, 设计并制造了非对称齿轮刀具, 加工出双压力角非对称弧齿锥齿轮, 通过解析法、有限元法及封闭式齿轮实验台对非对称弧齿锥齿轮承载能力进行计算、仿真和实验, 证明非对称弧齿锥齿轮的承载能力不弱于对称齿轮, 与矿用减速器原结构相比, 轻量化效果明显。

1 非对称弧齿锥齿轮传动啮合原理

双压力角非对称弧齿锥齿轮由于两侧的压力角不同, 在齿根处截面变厚, 齿顶处的截面变薄, 工作齿侧和非工作齿侧弧齿厚、齿顶圆角、齿根圆角等发生了变化, 因此对双压力角非对称弧齿锥齿轮的啮合原理研究是十分必要的。

双压力角非对称弧齿锥齿轮有两个不同的基圆, 两基圆锥有两个不同的啮合平面, 分别沿着各自的啮合面做纯滚动, 两基圆锥拥有一个共同的节圆锥, 相互啮合的一对双压力角非对称锥齿轮的两节锥面相切。如图 1 所示, 工作齿面基圆锥 OP_1O' 与非工作齿面 OP_2O' 在两个啮合平面上做纯滚动, 动点 P_1 和 P_2 与基锥顶点 O 的距离为定值, 因此动点 P_1 和 P_2 在球面上画出的运动轨迹为球面渐开线 P_1P_1' 和 P_2P_2' 。因此, 双压力角弧齿锥齿轮的齿廓面由一系列 OP_1 和 OP_2 上的点所形成的逐渐偏置的球面渐开线组成。图 1 中两条球面弧线 P_1P_1' 和 P_2P_2' 同时在锥齿轮的背锥面上。

一对相互啮合的双压力角非对称弧齿锥齿轮的大端齿廓的球面渐开线形成原理如图 2 所示, 两锥齿

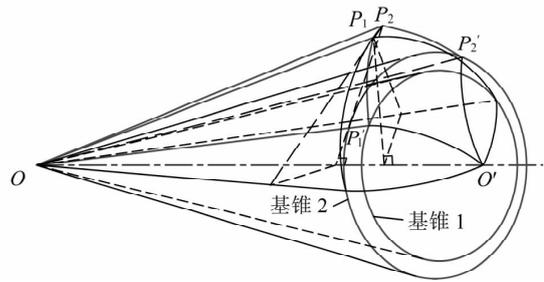


图 1 双压力角非对称弧齿锥齿轮球面线生成原理
Fig. 1 Theory of spherical involute for asymmetric spiral bevel gear

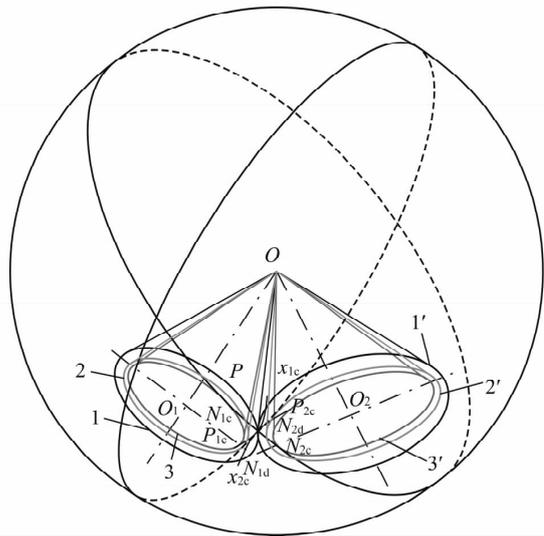


图 2 双压力角非对称锥齿轮副啮合齿廓形成原理
Fig. 2 Theory of meshing profile for asymmetric spiral bevel gear 有 4 个基圆锥, 即非工作齿面 2、2' 和工作齿面 3、3', 每个锥齿轮的两个基圆锥共有一个节圆锥。

两个节圆锥 $1, 1'$ 相切于 OP, OO_1 和 OO_2 为两锥齿轮中心轴线; O 为锥顶点, 也是一对锥齿轮的啮合交点, 以 OP 为半径做球面, 其两节圆锥与球面相交曲线即为两个锥齿轮的节圆, 且两节锥的切点为 P 。

非对称弧齿锥齿轮内有基圆锥, 两基圆锥与球面相交的圆是两个齿轮的基圆。下标 c 表示非工作齿面, d 表示工作齿面, 过 OP 作两基圆锥 $3, 3'$ 的公切面 $ON_{1c}PN_{2c}$, 过 OP 作两基圆锥 $2, 2'$ 的公切面 $ON_{1d}PN_{2d}$, $ON_{1c}PN_{2c}$ 和 $ON_{1d}PN_{2d}$ 则为工作齿侧和非工作齿侧齿廓面的两个法平面。两个法平面分别与相应的基圆锥同时作相对纯滚动, 球面曲线 $N_{1c}N_{2c}$ 的 P 点将在球面上形成球面渐开线 $P_{1c}Px_{1c}$ 和 $P_{2c}Px_{2c}$, 同理, 球面曲线 $N_{1d}N_{2d}$ 的 P 点在球面上形成球面渐开线 $P_{1d}Px_{1d}$ 和 $P_{2d}Px_{2d}$, 这里的 4 条球面渐开线即为非对称弧齿锥齿轮副工作齿侧主、被动齿轮大端的理论球面渐开线齿廓。

2 双压力角弧齿锥齿轮副齿面方程

如图 3 所示,工作齿面 Q_1 与锥顶角为 δ_{bd} 的基锥 1 相切于 OP_1 ,当 Q_1 沿基锥 1 做纯滚动时,平面上任一回转中心在 O 的圆弧线如 M_1N_1 将在空间形成弧齿锥齿轮的齿面曲面,双压力角非对称弧齿锥齿轮两侧齿面开始处的基锥不同,所以形成两侧压力角不同。现以基锥 1 为研究对象推导齿面的曲面方程。

以基锥顶 O 为圆心分别建立与基锥 1 固连的左手坐标系 $O-xyz$ 及与旋转平面 Q_1 固连的左手坐标系 $O-x'y'z'$,其中 z' 轴沿基锥 1 的母线 OP_1 方向,是平面 Q_1 沿基锥 1 做纯滚动时的瞬时轴, x' 轴在平面 Q_1 内。则非对称弧齿锥齿轮工作齿面方程为

$$[x' \ y' \ z'] = [x \ y \ z] \begin{bmatrix} \sin \varphi_1 & \cos \delta_{bd} \cos \varphi_1 & \sin \delta_{bd} \cos \varphi_1 \\ -\cos \varphi_1 & \cos \delta_{bd} \sin \varphi_1 & \sin \delta_{bd} \sin \varphi_1 \\ 0 & -\sin \delta_{bd} & \cos \delta_{bd} \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中 φ 为齿面偏角,如图 3 所示。

又因为在平面 $x'Oz'$ 中圆弧线 M_1N_1 的方程为

$$[x' \ y' \ z'] = [R \cos \theta_1 \ 0 \ R \sin \theta_1] \quad (2)$$

其中,参数 R 为弧线 M_1N_1 在平面 $x'Oz'$ 中的极径, θ_1 为弧线 M_1N_1 在平面 $x'Oz'$ 中的极角。上述方程中由于工作齿面基锥角 δ_b 是未知数,只有确定锥角 δ_b 才能建立完整的齿面方程。由于基锥位于节锥内,因此

$$[R \cos \theta_1 \ 0 \ R \sin \theta_1] = [x \ y \ z] \begin{bmatrix} \sin \varphi_1 & \cos \delta_{bd} \cos \varphi_1 & \sin \delta_{bd} \cos \varphi_1 \\ -\cos \varphi_1 & \cos \delta_{bd} \sin \varphi_1 & \sin \delta_{bd} \sin \varphi_1 \\ 0 & -\sin \delta_{bd} & \cos \delta_{bd} \end{bmatrix} \quad (4)$$

引入非对称系数 $k, k = \frac{\cos \alpha_c}{\cos \alpha_d}$,经推导,双压力角非对称弧齿锥齿轮的非工作齿侧齿面方程为

$$[R \cos \theta_2 \ 0 \ R \sin \theta_2] = [x \ y \ z] \begin{bmatrix} \sin \varphi_2 & \sqrt{1 - (k \cos \alpha_d \sin \delta)^2} \cos \varphi_2 & k \cos \alpha_d \sin \delta \cos \varphi_2 \\ -\cos \varphi_2 & \sqrt{1 - (k \cos \alpha_d \sin \delta)^2} \sin \varphi_2 & k \cos \alpha_d \sin \delta \sin \varphi_2 \\ 0 & k \cos \alpha_d \sin \delta & \sqrt{1 - (k \cos \alpha_d \sin \delta)^2} \end{bmatrix} \quad (5)$$

双压力角非对称弧齿锥齿轮有两个不同的基圆锥,其两侧动点 P_1 和 P_2 的偏角的大小也不相同,相应的根圆齿厚角、顶圆齿厚角、基圆齿厚角都将发生改变。

经推导,双压力角非对称弧齿锥齿轮非工作齿面动点 P 的偏角为

$$\varphi_{pc} = \frac{1}{\sin \delta_{bc}} \arccos \frac{\cos \delta_p}{\cos \delta_{bc}} - \arccos \frac{\tan \delta_{bc}}{\tan \delta_p} \quad (6)$$

双压力角非对称弧齿锥齿轮工作齿面动点 P 偏角为

$$\varphi_{pd} = \frac{1}{\sin \delta_{bd}} \arccos \frac{\cos \delta_p}{\cos \delta_{bd}} - \arccos \frac{\tan \delta_{bd}}{\tan \delta_p} \quad (7)$$

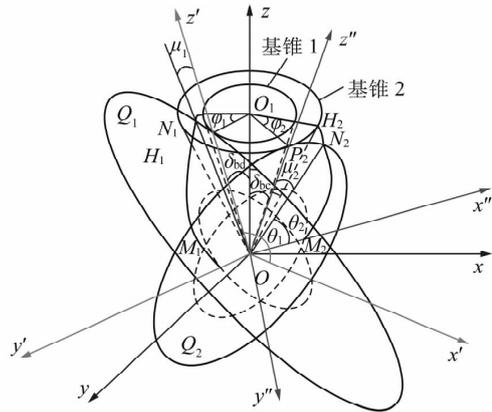


图 3 双压力角非对称弧齿锥齿轮齿面坐标系
Fig. 3 Profile coordinate system for spiral bevel gear

节锥角 δ 大于基锥角 δ_b ,所以在工作齿面基锥外所形成的一圆弧线为节曲线,以球面渐开线为齿廓的曲线的工作齿面必与节锥表面相交,经推导可得

$$\delta_{bd} = \arcsin(\cos \alpha_d \sin \delta) \quad (3)$$

压力角 α_d 由设计选定,节锥角 δ 可通过啮合理论求得,以极角 θ_1 为参数的双压力角非对称弧齿锥齿轮的工作齿侧齿面方程为

双压力角非对称弧齿锥齿轮非工作齿面分度圆偏角为

$$\varphi_c = \frac{1}{\sin \delta_{bc}} \arccos \frac{\cos \delta}{\cos \delta_{bc}} - \arccos \frac{\tan \delta_{bc}}{\tan \delta} \quad (8)$$

双压力角非对称弧齿锥齿轮工作齿面分度圆偏角为

$$\varphi_d = \frac{1}{\sin \delta_{bd}} \arccos \frac{\cos \delta}{\cos \delta_{bd}} - \arccos \frac{\tan \delta_{bd}}{\tan \delta} \quad (9)$$

双压力角非对称弧齿锥齿轮非工作齿面齿根偏角为

$$\varphi_{fc} = \frac{1}{\sin \delta_{bc}} \arccos \frac{\cos \delta_f}{\cos \delta_{bc}} - \arccos \frac{\tan \delta_{bc}}{\tan \delta_f} \quad (10)$$

双压力角非对称弧齿锥齿轮工作齿面齿根偏角为

$$\varphi_{fd} = \frac{1}{\sin \delta_{bd}} \arccos \frac{\cos \delta_f}{\cos \delta_{bd}} - \arccos \frac{\tan \delta_{bd}}{\tan \delta_f} \quad (11)$$

双压力角非对称弧齿锥齿轮非工作齿面齿顶偏角为

$$\varphi_{ac} = \frac{1}{\sin \delta_{bc}} \arccos \frac{\cos \delta_a}{\cos \delta_{bc}} - \arccos \frac{\tan \delta_{bc}}{\tan \delta_a} \quad (12)$$

双压力角非对称弧齿锥齿轮工作齿面齿顶偏角为

$$\varphi_{ad} = \frac{1}{\sin \delta_{bd}} \arccos \frac{\cos \delta_a}{\cos \delta_{bd}} - \arccos \frac{\tan \delta_{bd}}{\tan \delta_a} \quad (13)$$

双压力角非对称弧齿锥齿轮顶圆齿厚角为

$$\alpha_{Sa} = 180/z - \varphi_{ac} - \varphi_{ad} + \varphi_c + \varphi_d \quad (14)$$

双压力角非对称弧齿锥齿轮基圆齿厚角为

$$\alpha_{Sb} = 180/z + \varphi_c + \varphi_d \quad (15)$$

双压力角非对称弧齿锥齿轮根圆齿厚角为

$$\alpha_{Sf} = 180/z + \varphi_c + \varphi_d - \varphi_{fc} - \varphi_{fd} \quad (16)$$

通过 Matlab 语言对上述非对称弧齿锥齿轮齿形参数进行编程计算,可以确定双压力角弧齿锥齿轮工作侧和非工作侧齿廓之间的位置关系。

3 非对称弧齿锥齿轮齿顶变尖分析

当弧齿锥齿轮的压力角变大时,基圆越小,基锥角也会越小,轮齿齿根变厚,齿顶变薄。如果弧齿锥齿轮两侧的压力角都变大,那么齿顶变尖的程度会更大,导致重合度严重下降,容易发生断齿。采用双压力角非对称结构,能够有效的避免这种情况。

经推导,弧齿锥齿轮压力角与齿形的公式为

$$\frac{90}{z} + \frac{1}{\sin \delta_x} \arccos \frac{\cos \delta_b}{\cos \delta_x} - \arccos \frac{\tan \delta_x}{\tan \delta_b} - \frac{1}{\sin \delta_x} \arccos \frac{\cos \delta_a}{\cos \delta_x} - \arccos \frac{\tan \delta_x}{\tan \delta_a} = \alpha_{Sa} \quad (17)$$

式中 δ_x 为不同压力角组合对应的锥角。

对称弧齿锥齿轮不同压力角的齿形如图 4 所示。

图 4(a) 为标准压力角 20° 的弧齿锥齿轮的齿形;图 4(b) 为增大弧齿锥齿轮两侧的压力角后,齿顶变尖,齿根厚度变大;压力角继续增大,当压力角为 33.725° 时,齿顶已经完全变尖,齿顶厚度为 0,这样容易导致齿轮断齿而失效,如图 4(c) 所示;图 4(d) 为当压力角增大到 43.484° 时,轮齿两边的渐开线在齿顶圆内相交,无法形成正确的齿形。

双压力角非对称弧齿锥齿轮不同压力角的齿形

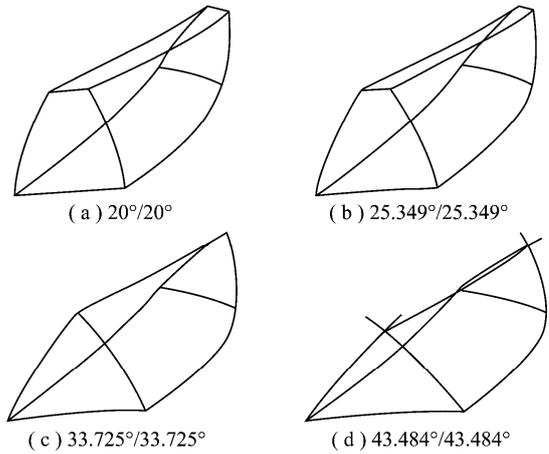


图 4 不同压力角下的对称弧齿锥齿轮齿形

Fig. 4 Symmetric gear shape with different pressure angles

如图 5 所示,图 5(a) 中,非对称弧齿锥齿轮采用一侧为标准压力角为 20° ,另一侧采用大压力角;图 5(b) 中,采用的是工作侧压力角为 30° 、非工作侧为 20° 的组合方式, $30^\circ/20^\circ$ 的齿形与图 4(b) 的齿形具有相同的顶圆齿厚;当对称的齿形完全变尖时,采用非对称的齿形则不会完全变尖,如图 5(c) 所示;当非对称弧齿锥齿轮的齿形变尖时,对称的齿形已出现齿顶圆内包络相交。

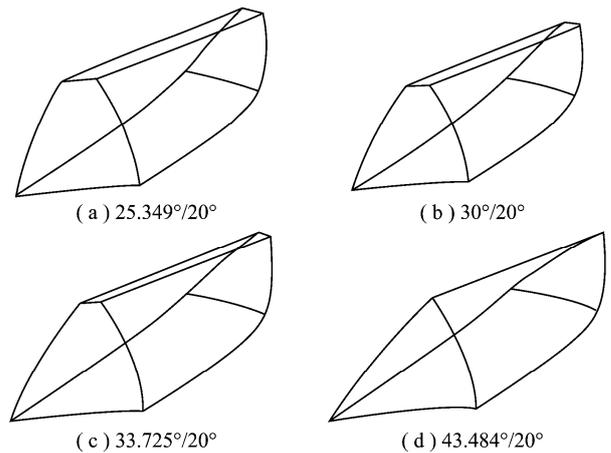


图 5 不同压力角下的非对称弧齿锥齿轮齿形

Fig. 5 Asymmetric gear shape with different pressure angles

由此可知,采用双压力角非对称弧齿锥齿轮能够有效的提高工作齿面压力角变化范围,提高约 30%。

4 非对称弧齿锥齿轮齿形计算

通过矿用减速器弧齿锥齿轮为例,齿形参数见表 1。

对称弧齿锥齿轮和非对称弧齿锥齿轮被动轮如图 6 所示,主动轮如图 7 所示,可以看出在相同承载能力情况下,齿轮的体积和质量明显降低。

表1 非对称与对称弧齿锥齿轮基本参数对比

Table 1 Parameters of symmetric and asymmetric gear

参数	对称弧齿锥齿轮	非对称弧齿锥齿轮
模数 m/mm	4.5	4.0
齿数 z	$z_1 = 19$ $z_2 = 28$	$z_1 = 19$ $z_2 = 28$
螺旋角 $\beta/(\circ)$	35(左旋)	35(左旋)
工作面	主动轮为凹面, 从动轮为凸面	主动轮为凹面, 从动轮为凸面
压力角 $\alpha/(\circ)$	$\alpha = 20$	$\alpha_c = 20$ $\alpha_d = 30$
高度变位系数 x	-0.21	-0.21
切向变位系数 x_t	-0.018	-0.018
非对称系数 k	1	1.085

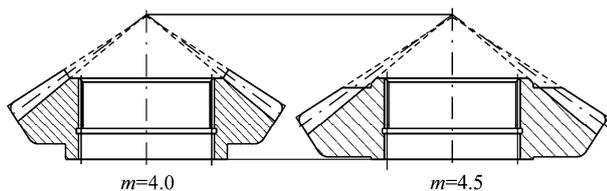


图6 对称与非对称弧齿锥齿轮被动轮对比

Fig. 6 Symmetric and asymmetric driven gear

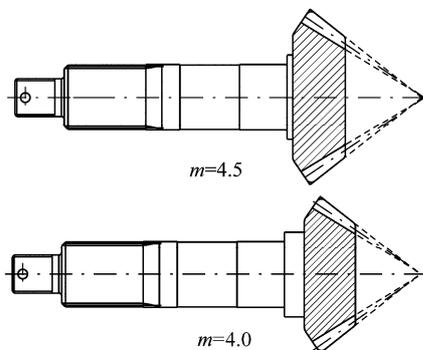


图7 对称与非对称弧齿锥齿轮主动轮对比

Fig. 7 Symmetric and asymmetric driving gear

5 双压力角非对称弧齿锥齿轮加工

从啮合机理和齿轮的特征来看^[12-15],由于轮齿的压力角发生了改变,双压力角非对称齿轮的加工刀盘参数发生相应变化,因此需要对刀盘参数进行分析计算。

加工非对称弧齿锥齿轮时,用到双面刀盘和单面刀盘两种刀盘。双面刀盘上有外切刀片和内切刀片两种刀片相间排列,外切刀片的外侧刃是工作面,切削非对称齿轮的凹面;内切刀片的内侧刃是工作面,切削非对称齿轮的凸面。单面铣刀盘上所装的刀片全部是外切刀片,单面外切刀盘用于切削非对称齿槽的凹面,单面内切刀盘用于切削非对称齿槽的凸面,用于加工非对称弧齿锥齿轮被动轮的精铣刀盘如图8所示。为了提高生产效率,单面刀盘只用于精切非

对称齿轮。

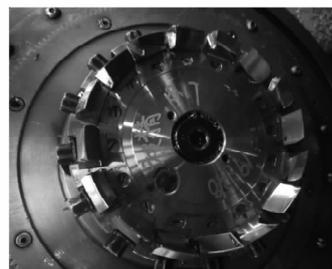


图8 非对称弧齿锥齿轮被动轮精铣刀盘

Fig. 8 Milling cutter for driven spiral bevel gear

非对称弧齿锥齿轮的加工采用了双面切削法,在切削非对称弧齿锥齿轮被动轮时,齿槽的两侧面是由一个刀盘同时精切而成的;在切削非对称主动轮的齿侧两面时,用内、外精切刀盘加工,用不同的机床调整,分别精车齿的两侧面。

安装时采用了固定安装法,即每道工序都在固定的机床上进行,共需要5台机床,5把刀盘。非对称弧齿锥齿轮被动轮需要进行粗切、精切两道工序,主动轮需要进行粗切、外精切、内精切3道工序。

加工时采用固定安装双面法,能够对非对称弧齿锥齿轮齿廓的凸凹两面接触区单独控制,加工现场如图9所示。



图9 非对称弧齿锥齿轮加工现场

Fig. 9 Manufacturing of asymmetric spiral bevel gear

加工后的双压力角非对称弧齿锥齿轮与原减压器对称齿轮从动轮如图10所示,左为非对称弧齿锥齿轮从动轮,质量为1.15 kg,右为原对称齿轮从动轮,质量为1.7 kg,减小约37%。

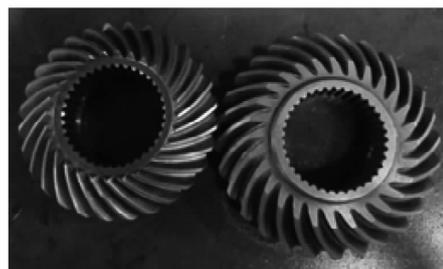


图10 非对称弧齿锥齿轮与原对称齿轮从动轮

Fig. 10 Driven gear of symmetric and asymmetric gear

加工后的双压力角非对称弧齿锥齿轮与原对称

齿轮主动轮如图 11 所示,左为非对称弧齿锥齿轮主动轮,质量为 1.8 kg,右为原对称齿轮主动轮,质量为 2.0 kg,减小约 10%。由于主动轮带有齿轮轴,因此轻量化值偏小。同时,当非对称弧齿锥齿轮体积变小后,轴承座、箱壳等其他零件的体积也随之减小,因此总的轻量化值非常可观。



图 11 非对称弧齿锥齿轮与原对称齿轮主动轮
Fig. 11 Driving gear of symmetric and asymmetric gear

6 非对称弧齿锥齿轮承载能力实验

通过理论计算和有限元分析,模数为 4.0 的双压力角非对称弧齿锥齿轮与模数为 4.5 的对称齿轮的承载能力见表 2(本文主要讨论非对称弧齿锥齿轮设计与制造方法,由于篇幅所限,非对称齿根弯曲应力和齿面接触应力的计算方法本文不做详细介绍,只列出计算结果)。

表 2 非对称与对称弧齿锥齿轮承载能力对比

Table 2 Load capacity of symmetric and asymmetric gear

承载能力	非对称弧齿锥齿轮($m=4.0$)		对称弧齿锥齿轮($m=4.5$)	
	理论计算值	有限元仿真值	理论计算值	有限元仿真值
齿面接触应力 σ_H/MPa	2 689	2 154	2 865	2 317
齿根弯曲应力 σ_F/MPa	1 341	1 096	1 479	1 143

由表 2 可以看出,通过理论计算和有限元仿真,模数为 4 的非对称弧齿锥齿轮的齿面接触应力和齿根弯曲应力均低于模数为 4.5 的对称齿轮,因此轻量化后的非对称弧齿锥齿轮完全可以替代原对称齿轮。

为对非对称弧齿锥齿轮的疲劳寿命进一步验证,采用机械双环封闭式齿轮寿命实验台,实验设备如图 12 所示。

双压力角非对称弧齿锥齿轮的台架实验,采用了中华人民共和国机械工业部标准的 QC/T 533—1999 台架实验方法。

实验结果见表 3,由表 3 可知,通过台架实验,双压力角非对称弧齿锥齿轮的最低寿命和中值寿命均符合标准要求,疲劳寿命不低于原矿用减速器对称齿



图 12 封闭式齿轮寿命实验台

Fig. 12 Closed test bench for driving axle

轮,证明轻量化后的非对称弧齿锥齿轮能够替代原对称齿轮,为矿用减速器轻量化技术提供了可行的方法。

表 3 非对称与对称弧齿锥齿轮疲劳寿命实验结果

Table 3 Fatigue life test of symmetric and asymmetric gear

10^4 次

承载能力	标准要求		实验结果	
	最低寿命	中值寿命	最低寿命	中值寿命
非对称弧齿锥齿轮($m=4.0$)	≥ 30	≥ 50	>31.3	>52.5
对称弧齿锥齿轮($m=4.5$)	≥ 30	≥ 50	>30.2	>50.4

7 结 论

(1) 对双压力角非对称弧齿锥齿轮的啮合传动原理、齿轮副齿面方程进行了推导,分析非对称设计对工作齿面压力角变化范围的影响,采用双压力角技术轮能够有效地提高工作齿面压力角变化范围,提高约 30%。对减速器弧齿锥齿轮齿形进行计算,对比了对称和非对称弧齿锥齿轮主动轮和被动轮。

(2) 设计并制造了非对称单面刀盘和双面刀盘,加工出双压力角非对称弧齿锥齿轮,通过解析法、有限元法及封闭式齿轮实验台对非对称弧齿锥齿轮承载能力进行计算、仿真和实验,证明轻量化后的非对称弧齿锥齿轮能够替代原对称齿轮。

(3) 结果表明非对称弧齿锥齿轮轻量化效果明显,从动轮质量减小 37%,主动轮减小 10%,考虑到轴承座、箱壳等其他零件,总的轻量化值非常可观,为矿用减速器轻量化技术提供了可行的方法。

参考文献:

[1] 陈树勋,黄宁,刘金禄. 矿用重型自卸车结构分析与轻量化设计[J]. 汽车技术 2011(4):26-33.
Chen Shuxun, Huang Ning, Liu Jinlu. Structural analysis and light-weight design of mine-dedicated heavy duty dumper[J]. Automobile Technology 2011(4):26-33.

- [2] 董红涛. 弧齿锥齿轮技术研究的现状和发展趋势[J]. 机械传动 2012, 36(10): 115-118.
Dong Hongtao. Research status and development trend of spiral bevel gear technology[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2012, 36(10): 115-118.
- [3] Tsai Y C, Hsu W Y. The study on the design of spiral bevel gear sets with circular-arc contact paths and tooth profiles[J]. Mechanism and Machine Theory 2008, 43(9): 1158-1174.
- [4] 方宗德, 郭琳琳, 苏进展, 等. 基于齿面印痕控制的弧齿锥齿轮公差优化设计[J]. 农业机械学报 2011, 42(7): 224-228.
Fang Zongde, Guo Linlin, Su Jinzhan, et al. Optimal design of tolerance for spiral bevel gears by controlling contact path[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(7): 224-228.
- [5] 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]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering 2005, 194: 2927-2946.
- [6] 冷军发, 荆双喜, 禹建功. EMD 与能量算子解调在提升机齿轮箱故障诊断中的应用[J]. 煤炭学报 2013, 38(S2): 530-535.
Leng Junfa, Jing Shuangxi, Yu Jianguo. Application of fault diagnosis method based on EMD and energy operator demodulation to hoist gearbox[J]. Journal of China Coal Society, 2013, 38(S2): 530-535.
- [7] 严宏志, 刘明. 延伸外摆线齿准双曲面齿轮接触特性有限元分析[J]. 煤炭学报 2010, 35(9): 1576-1580.
Yan Hongzhi, Liu Ming. Tooth contact finite element analysis of extension epicycloid hypoid gear[J]. Journal of China Coal Society, 2010, 35(9): 1576-1580.
- [8] Kapelevich A. Asymmetric gears: Parameter selection approach[A]. Applied Mechanics and Materials[C]. Xi'an: Trans. Tech. Publications 2011: 70-73.
- [9] Litvin F L, Fuentes A, Howkins M. Design, generation and TCA of new type of asymmetric face-gear drive with modified geometry[J]. Comput. Methods App. Mech. Engrg. 2001, 190(43-44): 5837-5865.
- [10] Simon V. Influence of tooth errors and misalignments on tooth contact in spiral bevel gears[J]. Mechanism and Machine Theory, 2008, 43(10): 1253-1267.
- [11] Ural A, Heber G, Wawrzynek P A, et al. Three-dimensional, parallel finite element simulation of fatigue crack growth in a spiral bevel pinion gear[J]. Engineering Fracture Mechanics 2005, 72(8): 1148-1170.
- [12] Sandor R N, Mircea L. Manufacture of gear with asymmetric teeth on CNC machine tools[A]. Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering[C]. Oradea, 2010(9): 212-218.
- [13] Pasta A, Mariotti G V. Finite element method analysis of a spur gear with a corrected profile[J]. Journal of Strain Analysis for Engineering Design 2007, 42(5): 281-292.
- [14] Simon V. Head-cutter for optimal tooth modifications in spiral bevel gears[J]. Mechanism and Machine Theory, 2009, 44(7): 1420-1435.
- [15] Song H, Gunda R, Singh R. Inclusion of sliding friction in contact dynamics model for helical gears[J]. Transactions of the ASME, Journal of Mechanical Design 2007, 129(1): 48-57.