

渐开线锥形齿轮变速装置的设计原理

南京航空学院 沈 谦*

【摘要】 本文依据齿轮啮合原理,详细地分析了渐开线锥形齿轮的滚削成形理论,推导了加工产形齿条及锥形齿轮主要参数的关系,提出了相交轴锥形齿轮变速装置的设计原理和方法。这种新型的变速装置具有传动零件少、变速级数多和易调传动齿轮齿侧间隙等优点,最后用一设计及试验实例证明了本文理论正确,设计方法可靠。

关键词: 渐开线锥形齿轮 滚削 变速装置 相交轴

1 锥形齿轮变速装置的设计原理

渐开线锥形齿轮变速装置(图 1)的设计包括两个内容:锥形齿轮齿面的形成原理和直齿

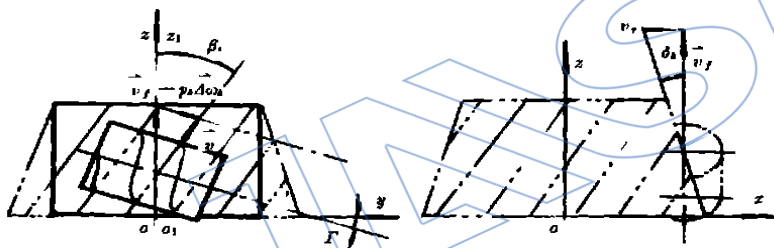


图 1 齿轮变速装置

圆柱齿轮直齿锥形齿轮相交轴传动的设计。

1.1 锥形齿轮的滚削原理

滚切圆柱齿轮时(见图 2), Γ 为滚刀安装角, β_i 为调整滚齿机差动链时假想的一个斜齿圆柱齿轮的节圆螺旋角。 $\Sigma = o - xyz$ 为固定坐标系, z 轴与工件轴重合, xoy 平面取在工件的某个端面上,且使滚刀轴线始终和 yoz 平面平行; $\Sigma_i = o_i - x_i y_i z_i$ 为动坐标系,固联于并随工件一起转动,展成运动开始时($t = 0$), Σ_i 系和 Σ 系重合,经过 t 时,工件转过 ωt 角, Σ_i 系也绕其轴相对于 Σ 系转过 ωt 角。

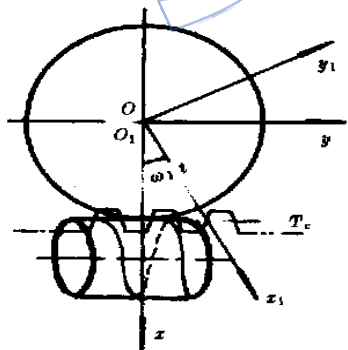


图 2 滚削齿轮示意图

滚刀的运动有两个,即平移运动 v_f 与回转运动 ω_r ,

$\omega_i = \omega + \Delta\omega$ 。其中 $\omega = \omega_z z_i / z_h$ 为工件与滚刀的展成运动, $\Delta\omega = v_f \sin \beta_i / [r_h \cos(\Gamma - \beta_i)]$ 为滚

刀沿工件轴向移动时的附加转动。 z_1 为工件齿数, z_h 为滚刀螺纹头数, p_h 为滚刀基本蜗杆的螺旋参数(右旋时 $p_h > 0$)。

加工过程中, 产形齿条 T_c 是由滚刀只作附加转动 $\Delta\omega$ 和常速平动 v_f 时包络而成, 也可以看成滚刀作沿其轴向的平移 $-p_h\Delta\omega$ 和常速平动 v_f 合成运动, 即 $\vec{v} = -p_h\Delta\omega + \vec{v}_f$ 包络而成。滚刀的顶圆柱面、分度圆柱面、根圆柱面和齿面分别包络出产形齿条 T_c 的根平面、对称平面、顶平面和齿面, 若滚刀为渐开线滚刀, 则 T_c 是渐开线齿条, 齿面为平面, T_c 在对称平面内齿向是和 $\vec{v}$ 一致的。这相当于工件以 ω 回转, T_c 以 $-p_h\Delta\omega$ 平移时 T_c 包络工件齿面的过程。

用滚削法加工锥形齿轮时, 所不同的是除了滚刀有一个平移运动 $\vec{v}_f$ 和一个回转运动 ω 外, 还需要有一个径向平移运动 $\vec{v}_r$ 可视为滚刀以合成运动 $\vec{v} = -p_h\Delta\omega + \vec{v}_f + \vec{v}_r$ 作平动。滚刀轴线按 $\vec{v}$ 平动时形成一个平面 A_h (图 3 所示), 它与 xOz 平面的交线和 z 轴负方向的夹角为 δ_h , 称为切削锥角, 由 $\tan\delta_h = v_r/v_f$ 确定; 它与 yOz 平面的交线和 y 轴负方向的夹角为滚刀安装角 Γ 。这时滚刀的顶圆柱面、分圆柱面、根圆柱面和渐开螺旋面分别包络出产形齿条 T_c 的根平面、对称平面 A_c 、顶平面和齿侧平面, 且 T_c 的根平面、对称平面和顶平面均平行于 A_h 平面。 T_c 在 A_c 中的齿向即齿面与 A_c 交线方向和 $\vec{v}$ 的方向一致。以 z 为轴线作一圆锥与 A_c 相切, 切线为 AD , 这个圆锥为工件的分度圆锥, 锥角为 δ 。设 A_c 与 Σ 系各坐标面的交线为 AB 、 BC 和 AC , 因 A_c 与 A_h 平面平行, 所以 AC 与 z 轴负方向的夹角分别为 δ_h 及 Γ , 滚刀轴线和 A_c 平行, 故它在 A_c 上的投影和它自身平行。

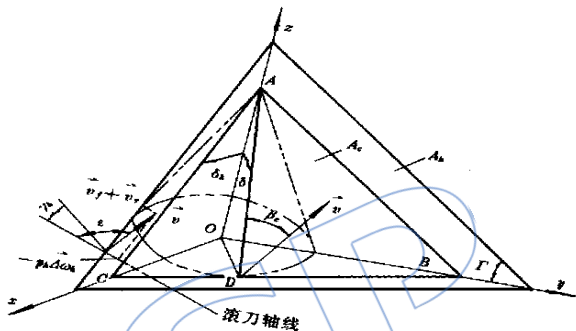


图 3 锥形齿轮滚削系统简图

1.2 重要参数的计算公式:

(1) 分度锥角 δ

$$\tan\delta = \overline{OD}/\overline{OA} = \tan\delta_h / \sqrt{1 + \tan^2\delta_h \tan^2\Gamma} \quad (1)$$

(2) 产形齿条的齿斜角 β

$$\cos\beta_c = \frac{\vec{v} \cdot \overline{DA}}{|\vec{v}| |\overline{DA}|} \quad (2)$$

$\vec{v}$ 在 Σ 系中可表示为 $\vec{v} = \{-v_r, p_h\Delta\omega \cos\Gamma, v_f - p_h\Delta\omega \sin\Gamma\}$, 经过相应的变化得到

$$\tan\beta = \frac{\cos^2\Gamma \cos\beta / \cos(\Gamma - \beta) + \sin\Gamma \tan^2\delta_h}{[-\cos\beta \sin\Gamma / \cos(\Gamma - \beta)] \cos^2\Gamma + \tan^2\delta_h} \quad (3)$$

由(3)式确定的 β 为一代数数值, 若 $\beta > 0$, 则产形齿条包络出右旋锥形齿轮; $\beta = 0$, 包络出直齿锥齿轮; $\beta < 0$, 包络出左旋锥形齿轮。

(3) 滚刀安装角 Γ

设滚刀轴线与 T_c 在 A_c 齿向(即 $\bar{v}$ 方向)的夹角为 ϵ , 则

$$\cos \epsilon = \bar{v} \cdot \bar{\Delta \omega} / (|\bar{v}| |\bar{\Delta \omega}|) = \cos \Gamma \operatorname{tg}(\Gamma - \beta) / \cos^2 \Gamma / \cos(\Gamma - \beta) + \operatorname{tg}^2 \delta_h \quad (4)$$

若定义 $\gamma_h = \epsilon - \pi/2$ (当 $\epsilon > \pi/2$ 时, $\gamma_h > 0$, 否则 $\gamma_h < 0$), 则(4)式可变化为

$$\sin \Gamma = \cos^2 \gamma_h \sin \beta / \cos(\Gamma - \beta) - \sin \gamma_h \quad 1 + \operatorname{tg}^2 \delta_h - \cos^2 \gamma_h \sin^2 \beta / \cos^2(\Gamma - \beta) \quad (5)$$

由于滚刀和产形齿条可以共轭, 故它们的法向基节相等, 即

$$m_{no} \cos \alpha_{no} = m_{nc} \cos \alpha_{nc} \quad (6)$$

式中 m_{no} 、 α_{no} 和 m_{nc} 、 α_{nc} 分别为滚刀分圆和产形齿条对称线的法向模数和法向压力角。

因为 T_c 是由滚刀平移时包络而成, 故滚刀轴线方向的齿距 $\pi m_{no} / \cos \gamma_{ho}$ (γ_{ho} 为滚刀分圆柱螺旋升角) 应等于 T_c 在 A_c 内沿 $\bar{p}_h \Delta \omega$ 方向的齿距 $\pi m_{nc} / \cos \gamma_h$, 即

$$m_{nc} = m_{no} \cos \gamma_h / \cos \gamma_{ho} \quad (7)$$

从啮合原理的角度来说, 滚刀的安装角 Γ 可以任意确定, 这时由(5)式确定的 γ_h 不一定等于 γ_{ho} , 所以由(6)、(7)式可知, m_{nc} 、 α_{nc} 与 m_{no} 、 α_{no} 也不一定分别相等, 但设计一对锥形齿轮要能共轭, 在加工中一定要保证 $m_{nc1} = m_{nc2}$ 、 $\alpha_{nc1} = \alpha_{nc2}$, 为了方便取 $\gamma_h = \gamma_{ho}$, 则 $m_{nc} = m_{no}$ 、 $\alpha_{nc} = \alpha_{no}$ 。所以(5)式中的 γ_h 可用 γ_{ho} 代之, 由此式即可求出滚刀应有的安装角 Γ 。

(4) 锥形齿轮的几何参数

给定产形齿条参数 α_{nc} 、 m_{nc} 、 β_c , 齿轮的齿数 z 及分度锥角 δ , 就可求出锥形齿轮的几何参数。与 $\beta_c \neq 0$ 的产形齿条啮合的齿轮为斜齿锥形齿轮, 轮齿的两个齿侧面为渐开螺旋面, 其分圆柱上两齿侧面的螺旋角和端面压力角不相等, 这种齿轮在许多场合都有重要的用途, 但由于无法用于本文讨论的变速装置中(影响滑移齿轮的顺利换挡), 所以本文仅讨论 $\beta_c = 0$ 时的齿轮的参数。图 4 所示, 齿轮分圆上轮齿的两个侧面的螺旋角 β 和端面压力角 α 为

$$\operatorname{tg} \beta = \pm \sin \delta \operatorname{tg} \alpha_{nc}, \quad \operatorname{tg} \alpha = \cos \delta \operatorname{tg} \alpha_{nc} \quad (8)$$

式中“ $\pm$ ”号表示两侧齿面的旋向相反。

齿轮的分圆直径为 $d = 2r = m_{nc} z$ 。齿顶高 $h_a = m_{nc}$ 齿根高 $h_f = 1.25 m_{nc}$, 及全齿高 $h = 2.25 m_{nc}$ 。

0-0 截面是变位系数为 0 的标准截面, I-I 截面的端面变位系数最小设为 $x_{\min}$, II-II 截面的变位系数最大设为 $x_{\max}$, 则

$$\left. \begin{aligned} d_1 &= d + 2x_{\min} m_{nc} + 2h_a / \cos \delta, & d_2 &= d + 2x_{\max} m_{nc} + 2h_a / \cos \delta \\ b_1 &= x_{\min} m_{nc} / \operatorname{tg} \delta, & b_2 &= x_{\max} m_{nc} / \operatorname{tg} \delta, & B &= b_1 + b_2 \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

为避免齿轮小端面轮齿根切和大端面齿顶变尖, 齿轮的实际齿厚应取在合适的范围, 即小端面的变位系数 $x_{\min}$ 应不小于恰好发生根切时的变位系数 $[x_{\min}]$, 或

$$x_{\min} \geq [x_{\min}] = 1 / \cos \delta - z \sin^2 \alpha / 2 \quad (10)$$

而大端面齿顶圆上的弧齿厚 S_D 应不小于规定的齿厚 $[S]$, 即

$$S_D = ((\pi + 4x_{\max} \operatorname{tg} \alpha) / z + 2(\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_s)) d_2 / 2 \geq [S] \quad (11)$$

式中 α_s 为大端面齿顶压力角, 由 $\cos \alpha_s = d \cos \alpha / d_2$ 确定。

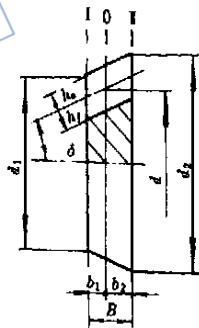


图 4 锥形齿轮几何参数

1.3 相交轴锥形齿轮传动的设计

图 1 所示, 锥形齿轮变速装置的运动由轴 I 输入后, 经过轴 I 上的滑移直齿圆柱齿轮 A、轴 II 上 n 个直齿锥形齿轮 $B_1, B_2 \cdots B_n$ 及轴 III 上的滑移直齿圆柱齿轮 C, 由轴 III 输出运动, 当齿轮 A 和 C 的齿数不相等时, 从轴 III 上可得到传动比 $N = n(n-1)$ 级不同的转速, 所用齿轮总数为 $Q = n+2$ 个。显然, 轴 II 上每增加一个锥形齿轮, 变速系统的变速级数便增加 $2n$ 档。

在锥形齿轮组中, 它们需要有相同的分度锥角 δ 。设其中任意三个齿轮齿宽都为 B , 相邻两个齿轮之间的空档距离都为 K , 零变位截面到大端面的距离分别为 b_i, b_{i+1}, b_{i+2} , 而分圆半径相应分别为 r_i, r_{i+1}, r_{i+2} , 又设任意相邻两个齿轮的齿数差 Δz 相等(也可以不是等差齿数, 只是讨论略复杂点), 齿轮端面模数为 m_s (图 5), 则可得到上述各参数之间的关系式为

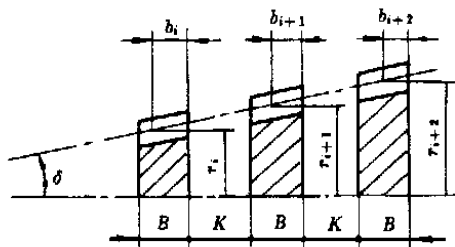


图 5 锥形齿轮组

$$K + B - \Delta z m_s / 2 \tan \delta = -b_i + b_{i+2}, \quad 2b_{i+1} = b_i + b_{i+2} \quad (12)$$

式中 $\Delta z = z_{i+2} - z_{i+1} = z_{i+1} - z_i$

根据(12)式设计的等齿差、等锥角的锥形齿轮组在图 1 所示的轴 II 上安装时, 只要使每个齿轮的空档距离都为 K , 圆柱齿轮 A 和 C 分别和锥形齿轮组有公共产形齿条, 即各锥形齿轮具有相同的分度锥角 δ , 齿轮 A 和 C 的轴线分别同锥形齿轮组的轴线间夹角均为 δ , 各锥形齿轮的零变位截面上的分度圆均落在分度圆锥面上, 则该变速装置就能正确传动和变速。

在实际设计中, 因受锥形齿轮轮齿的小端根切、大端变尖的限制, 分度锥角 δ 不能取得过大, 从而直接限制了齿数差 Δz , 或者使变速箱轴向尺寸甚至体积增大。因此确定允许的最大 δ 角在整个变速装置的设计中具有重要的意义。

首先根据锥形齿轮组中最小齿轮的齿数 z_1 , 由(8)式和(10)式求出 δ 角, 接着检查最大齿轮的齿数 z_n 在大端面顶圆的齿厚 S_D 是否满足(11)式, 若不满足, 则略减小 δ 角再验算 S_D , 直到(11)式成立。这时便得到了锥形齿轮组既不发生小端根切、大端轮齿变尖且变速箱轴向尺寸最小的 δ 角。例如, 对于 $m_{nc} = 2 \text{ mm}$, $\alpha_{nc} = 20^\circ$, $B = 15 \text{ mm}$, 最小齿轮 $z_1 = 30$, 最大齿数 $z_n = 150$ 的锥形齿轮组, 经计算许用的最大分度锥角 $\delta = 30^\circ$; 齿轮 z_1 与齿轮 z_n 的轴向距离为 215 mm 。

2 实例和结束语

按照本文的设计原理, 作者设计了一个实用的渐开线锥形齿轮变速箱, 所用锥形齿轮组的分度锥角 $\delta = 9^\circ$, 最小齿轮齿数 $z_1 = 30$, 最大齿轮齿数 $z_7 = 60$, 齿数差 $\Delta z = 5$, 齿宽 $B = 14 \text{ mm}$, 空档距离 $K = 15.56 \text{ mm}$, 滑移圆柱齿轮 A、C 的齿数分别为 $z_A = 55, z_C = 30$, 所有齿轮公共产形齿条的法向压力角 $\alpha_{nc} = 20^\circ$, 法向模数 $m_{nc} = 2 \text{ mm}$ 。该变速箱的齿轮总数 $Q = 9$ 个, 而变速级可达到 $N = 7(7-1) = 42$ 档。这些齿轮的加工是在改装的 Y38 型滚齿机上进行的, 经过试切、装配和运转, 表明该变速箱体积小、操作轻便、噪声也很低, 是令人满意的。

本文提出的设计原理, 可以设计出零件省、级数多和传动精度好的变速箱。当该变速箱使用很长时间, 啮合齿轮的齿侧间隙过大时, 可以改变锥形齿轮组的轴向位置, 便能减小齿侧间隙, 使其满足传动要求, 这是一般变速装置所无法实现的。

fact, the effects of these coefficients and g expressions on reaction rate and temperature profiles are significant. This paper aims at providing optimal values of these coefficients and rational g expression. Numerical calculations were carried out for recirculating reacting flow behind a bluff-body burner. It is shown that C_R is given by $C_R = (\Delta T^* / 1000)^2 g^{1/2} / g_{\max}^{1/2} \ln(1 + 2g_{\max}^{1/2} / g^{1/2})$, C_{g1} is defined as $C_{g1} = 2 / \sigma_f$, C_{g2} is 2 in this prediction.

The prediction is in favourable agreement with the experimental measurements.

A CALCULATION RESEARCH ON BURNING RATE OF ALUMINIZED COMPOSITE PROPELLANT

Liu Dehui and Peng Peigen

(National University of Defense Technology)

ABSTRACT

A research has been completed by applying PEM model to combustion simulation of aluminized propellants. The effects of aluminium particles on the surface energy of the propellant are taken into consideration so simply as the heat sink PEM model of J. P. Renie et al, but a new method to determine the pseudopropellant's formulations is presented in this paper, thereby an extended and modified PEM model is developed. According to this model, the burning rates and pressure exponents of aluminized propellants are calculated. The results show that our model makes the calculated results of burning rates and pressure exponents more approach to their experimental data as compared with the heat sink PEM model of J. P. Renie et al.

DESIGN PRINCIPLE OF CHANGE-SPEED INVOLUTE CONICAL GEAR TRAIN

Shen Qian

(Nanjing Aeronautical Institute)

ABSTRACT

A theory of hobbing involute conical gears on a hobber with a horizontal feed motion is described in the light of the gear engagement principle. The relations among some important parameters of the imaginary rack-shaper cutter and the generated gear are analyzed, and the design method of a change-speed train mainly composed of intersected involute conical gears is considered in detail. It has many special advantages such as many speed degrees only with a few gears, adjustable gear clearance by changing position of the gear along with their axes respectively. Because in designing this kind of train it is very important how to minimize the volume and size and how to maximize the changeable speed degrees and the difference between the highest degree and the lowest degree. A practical method is provided to control some key parameters to reach these goals. The present theory is proved correct and the method is shown practical by tests of a sample change-speed train.

OPTIMAL TOOTH PROFILE MODIFICATION OF HELICAL GEARS FOR IMPROVING RESISTANCE TO SCUFFING

Fang Zongde and Shen Yunwen

(Northwestern Polytechnical University)

ABSTRACT

An approach is presented to increase scuffing load capacity of helical gears. Firstly, the flash temperature distribution on tooth is evaluated by using 3-D