

渐开线少齿差内啮合齿轮副几何设计研究^{*}

王光建 蒋汉军 褚志刚

(重庆大学机械传动国家重点实验室, 重庆 400044)

【摘要】 在不同内啮合副几何计算基础上,分析了不同加工方法(包括滚齿、插齿和线切割等)、顶隙时少齿差内啮合齿轮副几何计算方法和适用性。研究了不同齿顶圆直径对少齿差内啮合齿轮副变位系数、啮合角、重合度和齿廓干涉等参数的影响。在满足重合度和齿廓干涉限制条件下,使用牛顿迭代法和不同齿顶圆公式,获得少齿差内啮合齿轮副最小啮合角的变位系数和啮合角。计算表明:在满足重合度和齿廓干涉限制条件下取得最小啮合角时,无论采用滚齿还是插齿加工,顶隙混合制时少齿差内啮合齿轮副的啮合角和变位系数均较小。

关键词: 内啮合齿轮副 少齿差 啮合角

中图分类号: TH132.425 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2011)04-0201-05

Geometric Design of Involute Internal Gear Pair with Few Teeth Difference

Wang Guangjian Jiang Hanjun Chu Zhigang

(The State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, China)

Abstract

Based on the different geometric design and calculation of involute internal gear pair, the calculation methods and applicability of involute internal gear pair with few teeth difference were presented when using different processing methods, including hobbing, gear shaper and wire cut EDM, and different top gaps. The influenced factors such as modification coefficient, engaging angle, contact ratio and the interference of tooth profiles were investigated via different calculation methods of addendum circle diameter. To meet the constraints of contact ratio and tooth profile interference, modification coefficient and the minimum angle of engagement were obtained by using Newton's iterative method through different calculation methods of addendum circle diameter. The calculation results indicated that under the restrictive conditions of contact ratio and tooth profile interference, regardless of hobbing or gear shaping process, angle of engagement and modification coefficient of the top gap of mixed mode of involute internal gear pair with few teeth difference were smaller when obtaining the minimum engaging angle.

Key words Internal gear pair, Few teeth difference, Engaging angle

引言

少齿差行星传动设计时,由于存在干涉等多种限制条件,其基本参数和几何设计比较复杂。同时加工工艺、刀具和顶隙的不同也导致其几何参数设计计算不同。目前,少齿差内啮合齿轮副内、外齿轮的齿顶圆和齿根圆计算公式差别较大,在多种不同表述形式中存在如下问题^[1-8]:设计公式不统一;未

能全面考虑加工和刀具的影响;没有阐述几何计算公式与内啮合副干涉、啮合角、重合度和顶隙等参数和性能的影响。

本文在考虑加工方式情况下对少齿差内啮合齿轮副内、外齿轮齿顶圆和齿根圆计算公式进行分析;研究最小啮合角时,齿轮几何尺寸计算与加工方式以及顶隙、干涉、重合度变位系数等参数的关系。

收稿日期: 2010-06-08 修回日期: 2010-06-22

^{*} 国家自然科学基金资助项目(50705100)、重庆市自然科学基金资助项目(2008BB3166)和中国博士后科学基金特别资助项目(20070410203_200801226)

作者简介: 王光建, 副研究员, 主要从事行星齿轮及新型传动机构研究, E-mail: gjwang@cqu.edu.cn

1 少齿差内啮合齿轮副几何计算公式

目前少齿差行星传动设计文献中,存在多种内、外齿轮的齿顶圆 d_a 、齿根圆 d_f 计算公式,如表 1 所示。根据外齿轮采用滚齿或插齿的加工方法,齿根圆的计算公式有两种。不同的计算公式计算得到的内、外齿轮的齿高值也不同,啮合副变位系数、顶隙、重合度、干涉、啮合角和强度等情况也不同。

为了对各文献中不同的公式计算结果进行对比分析,现以以下齿轮参数对表 1 中的公式进行内啮合几何计算。其中齿轮模数 m 为 1.5 mm,压力角 α

为 20° ,齿顶高系数 h_a^* 为 0.7,顶隙系数 c^* 为 0.25,外齿轮变位系数 x_1 为 0.45;内齿轮变位系数 x_2 为 0.723;插齿刀:齿数 z_0 为 50,模数 m_0 为 1.5 mm,齿顶高系数 h_{a0}^* 为 1.25,变位系数 x_0 为 0.27。计算结果见表 2,从中可以看出:文献[6]中公式计算所得的外齿轮的齿顶圆直径是最大的,当外齿轮采用插齿加工时,其外齿轮的齿根圆和内齿轮的齿顶圆却是最小的;文献[5~6]中公式计算所得的齿高显著大于文献[1~3];文献[1]中的计算公式由于没有考虑加工方式,齿顶圆和齿根圆计算公式中也没有调整参数,即没有考虑顶隙等因素,因此一定程度上是理论计算公式。

表 1 不同计算公式比较

Tab. 1 Comparison of different formulas

计算方法	齿顶圆直径	齿根圆直径
文献[1]	$d_{a1} = d_1 + 2(h_a^* + x_1)m$	
	$d_{a2} = d_2 - 2(h_a^* - x_2)m$	
文献[2]	$d_{a1} = d_1 + 2(h_a^* + x_1 + \Delta y)m$	$d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c^* - x_1)m$
	$d_{a2} = d_2 - 2(h_a^* - x_2 + \Delta y)m$	$d_{f2} = d_2 + 2(h_a^* + c^* + x_2)m$
文献[3]	$d_{a1} = d_1 + 2(h_a^* + x_1)m$	
	$d_{a2} = d_2 - 2(h_a^* - x_2 + \Delta y - k_2)m$	
文献[4]	$d_{a1} = d_1 + 2(h_a^* + x_1)m$	外齿轮用滚齿加工时
	$d_{a2} = d_2 - 2(h_a^* - x_2 + \Delta y)m$	$d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c^* - x_1)m$
文献[5]	$d_{a1} = d_1 + 2(h_a^* + x_1 + \Delta y - \Delta y_{02})m$	$d_{f2} = 2a'_{02} + d_{a0}$
	$d_{a2} = d_2 - 2(h_a^* - x_2 + \Delta y + \Delta y_{01})m$	内、外齿轮均用插齿加工时
文献[6]	$d_{a1} = d_{f2} - 2a' - 2c^*m$	$d_{f1} = 2a'_{01} - d_{a0}$
	$d_{a2} = d_{f1} + 2a' + 2c^*m$	$d_{f2} = 2a'_{02} + d_{a0}$

注: d_{a0} 、 d_{a1} 、 d_{a2} 分别为插齿刀、外齿轮和内齿轮的齿顶圆直径; d_{f1} 、 d_{f2} 分别为外齿轮和内齿轮的齿根圆直径; a'_{01} 、 a'_{02} 分别为外齿轮和内齿轮插齿加工的切削中心距; Δy 为齿顶高变动系数, $\Delta y = x_2 - x_1 - y$, y 为中心距变动系数; k_2 为经验系数, 当 $x_2 < 2$ 时, $k_2 = 0.25 - 0.125x_2$, 当 $x_2 \geq 2$ 时, $k_2 = 0$; Δy_{01} 、 Δy_{02} 为切削反变位系数, $\Delta y_{01} = x_1 + x_0 - y_{01}$, $\Delta y_{02} = x_2 - x_0 - y_{02}$, 其中 y_{01} 、 y_{02} 为切削中心距变动系数, 且 $y_{01} = \frac{z_1 + z_0}{2} \left(\frac{\cos \alpha_{01}}{\cos \alpha'_{01}} - 1 \right)$, $y_{02} = \frac{z_2 - z_0}{2} \left(\frac{\cos \alpha_{02}}{\cos \alpha'_{02}} - 1 \right)$, 式中 α_{01} 、 α_{02} 分别为外、内齿轮的压力角, α'_{01} 、 α'_{02} 分别为插齿加工时外、内齿轮的切削啮合角, z_1 、 z_2 分别为外、内齿轮齿数。

表 2 计算结果对比

Tab. 2 Comparison of calculation results mm

计算 方法	加工 方式	d_{a1}	d_{f1}	d_{a2}	d_{f2}	h_1	h_2
文献[1]		120.45	115.50	120.07	125.02	2.475	2.475
文献[2]	滚、插	120.71	115.50	119.81	125.02	2.455	2.455
文献[3]		120.45	115.50	120.83	125.02	2.475	2.095
文献[4]	滚	120.45	115.50	119.81	125.80	2.475	2.995
	插	120.45	114.52	119.81	125.80	2.965	2.995
文献[5]	滚	120.59	115.50	119.73	125.80	2.545	3.305
	插	120.59	114.52	119.73	125.80	3.305	3.305
文献[6]	滚	121.49	115.50	119.81	125.80	2.995	2.995
	插	121.49	114.52	118.83	125.80	3.485	3.485

注:“滚”和“插”分别表示外齿轮用滚或插齿加工, h_1 、 h_2 分别为外、内齿轮的全齿高。

2 考虑加工方式和顶隙时内啮合齿轮副的几何计算

在现有少齿差内啮合齿轮副几何设计计算中,通常考虑的是外齿轮滚齿、内齿轮插齿的加工方法。随着技术发展和进步,新的加工方法逐渐得到应用。如齿轮的电火花线切割、电火花成型法加工在实际中应用较多^[9-10],而与之相应的几何设计并未得到深入研究。同时,现有文献中更多考虑的是标准顶隙时的几何设计,但标准顶隙时内啮合容易干涉,加工容易过切。因此,本文针对包括滚、插在内的不同加工方法(线切割、成型法等)和不同顶隙时的少齿差内啮合齿轮副几何计算进行讨论。

2.1 内、外齿轮采用电火花线切割加工

内齿轮除插齿加工外,在尺寸足够大时,也可采用铣齿或滚齿。同时,随着技术发展和进步,电火花(电火花成型加工和线切割加工)加工内齿轮应用也逐渐广泛。目前采用线切割慢走丝齿轮加工精度已能满足多种需要,被应用于少齿差内啮合传动等场合,但目前还没有发现针对铣齿或电火花加工时进行少齿差内啮合副几何设计的相关文献。线切割加工时,齿廓的形状和尺寸是根据数控程序加工而成的,与刀具无关,而设计时仍按标准齿轮参数(模数、压力角、变位系数)进行。如图 1 所示,进行少齿差内啮合齿轮副几何计算时,主要考虑的因素是在不干涉条件下保证标准顶隙,即

$$a' = r_{a1} - r_{f2} - c^* m \quad (1)$$

同时还须保证无侧隙啮合,即

$$a' = r_2 - r_1 - ym \quad (2)$$

式中 a' ——外、内齿轮实际中心距

r_1, r_2 ——外、内齿轮分度圆半径

r_{a1}, r_{f2} ——外、内齿轮齿顶圆半径

式(2)中中心距变动系数 y 和模数 m 的乘积即两齿轮分度圆间距离。

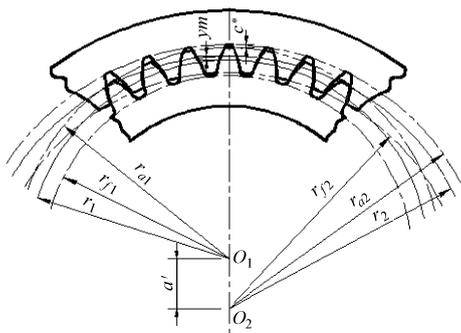


图 1 内啮合齿轮副

Fig. 1 Internal gear pair

由齿轮各参数间关系可得

$$\begin{cases} r_{a1} = r_1 + h_{a1} = r_1 + h_a^* + x_1 \\ r_{f2} = r_2 - h_{f2} = r_2 - (h_a^* + c^* - x_2) \\ \Delta y = x_2 - x_1 - y \end{cases} \quad (3)$$

式中 h_{a1} ——外齿轮齿顶高

h_{f2} ——内齿轮齿根高

代入式(1)、(2)可求得

$$\begin{cases} h_{a1} = (h_a^* + x_1 + \Delta y) m \\ h_{a2} = (h_a^* - x_2 + \Delta y) m \end{cases} \quad (4)$$

式中 h_{a2} ——内齿轮齿顶高

因此内啮合齿轮齿顶圆直径计算公式为

$$\begin{cases} d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = d_1 + 2(h_a^* + x_1 + \Delta y) m \\ d_{a2} = d_2 - 2h_{a2} = d_2 - 2(h_a^* - x_2 + \Delta y) m \end{cases} \quad (5)$$

两内啮合齿轮的齿根圆直径标准公式为

$$\begin{cases} d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c^* - x_1) m \\ d_{f2} = d_2 + 2(h_a^* + c^* + x_2) m \end{cases} \quad (6)$$

由表 1 可以看出,式(6)与文献[2]中的公式相同,即电火花线切割或滚、铣齿时采用的计算公式(标准顶隙)。同理,顶隙混合制时,齿顶圆计算公式同文献[5]。

2.2 内、外齿轮采用插齿加工

当内、外齿轮采用插齿加工时,齿顶圆、齿根圆的尺寸取决于插齿刀。由于磨损,旧的插齿刀齿顶圆直径 d_{a0} 和变位系数需要测量来确定,从而确定内、外齿轮的齿根圆。根据文献[6],外、内齿轮的齿根圆直径为

$$\begin{cases} d_{f1} = 2a'_0 - d_{a0} \\ d_{f2} = d_{a0} + 2a'_{02} \end{cases} \quad (7)$$

当要求保证标准径向间隙 $c_1 = c_2 = c^* m$ 时,外、内齿轮齿顶圆直径计算公式为

$$\begin{cases} d_{a1} = d_{f2} - 2a' - 2c^* m \\ d_{a2} = d_{f1} + 2a' + 2c^* m \end{cases} \quad (8)$$

由于少齿差内啮合齿轮副常采用短齿,标准顶隙时易产生干涉,加工易出现过切,因此常常采用混合顶隙制,即令内齿轮的齿高缩短,从而使内齿轮齿顶圆和外齿轮齿根圆间的顶隙增大,而外齿轮齿顶圆和内齿轮齿根圆间的顶隙仍为标准间隙,则外、内齿轮齿顶圆为

$$\begin{cases} d_{a1} = d_1 + 2(h_a^* + x_1 + \Delta y - \Delta y_{02}) m \\ d_{a2} = d_2 - 2(h_a^* - x_2 + \Delta y + \Delta y_{01}) m \end{cases} \quad (9)$$

由表 1 可知,当内、外齿轮采用插齿加工,标准顶隙时,可采用文献[5]的公式;若为混合顶隙时,齿顶圆计算可采用文献[5]的公式。

2.3 外齿轮采用滚齿加工,内齿轮采用插齿加工

文献[6]和[7]是考虑内、外齿轮均采用标准顶隙时的几何计算。当内、外齿轮采用顶隙混合制时,内啮合齿轮副的计算公式为

$$\begin{cases} d_{a1} = d_1 + 2(h_a^* + x_1 + \Delta y - \Delta y_{02}) m \\ d_{a2} = d_2 - 2(h_a^* - x_2 + \Delta y + \Delta y_{01}) m \\ d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c^* - x_1) m \\ d_{f2} = d_{a0} + 2a'_{02} \end{cases} \quad (10)$$

由表 1 可知,其齿顶圆计算公式与文献[5]同。

由此可见,当内、外齿轮均采用滚、铣或线切割加工时,其几何尺寸计算公式与文献[2]相同;内、外齿轮均采用插齿加工、标准顶隙时,其几何尺寸计算公式与文献[6]相同;当外齿滚齿、内齿插齿或均采用插齿,内、外齿轮为顶隙混合时,计算公式与文献[5]相同,即文献[5]适合于顶隙混合制的情况。

3 考虑限制条件、啮合角和变位系数时少齿差齿顶圆计算

少齿差内啮合齿轮副设计中,齿顶圆和齿根圆的几何计算直接影响少齿差行星传动性能,包括内啮合齿轮副的重合度及齿廓干涉等因素,即需满足重合度条件 $\varepsilon \geq [\varepsilon]$ 和齿廓重叠干涉条件 $G_s \geq [G_s]$,其中 $[\varepsilon]$ 为重合度验算值的预期值, $[G_s]$ 为齿廓重叠干涉验算值的预期值。同时,在设计少齿差内啮合齿轮副时通常选择较小的啮合角,有利于提高传动的效率、减小传动轴的受力和延长转臂轴承的寿命。而啮合角、变位系数、齿顶圆直径与重合度、齿廓干涉限制条件直接相关。因此,如何计算变位系数和齿顶圆,在满足重合度条件和齿廓重叠干涉限制条件下实现少齿差内啮合齿轮副最小啮合角,则是少齿差行星传动设计的重要内容之一。

文献[11]研究了在设定的干涉和限制预期值情况下,使用牛顿迭代法进行变齿厚少齿差行星传动变位系数计算,以达到最小啮合角,但未研究加工方法和齿顶圆计算对啮合角设计的影响。本文根据文献[11]的计算方法,研究齿顶圆计算对少齿差啮合副啮合角、变位系数设计的影响。

3.1 齿顶圆尺寸对重合度与齿廓干涉的影响

已知重合度限制条件和齿廓干涉限制条件为

$$\begin{cases} \varepsilon = \frac{1}{2\pi} [z_1(\tan\alpha_{a1} - \tan\alpha) - z_2(\tan\alpha_{a2} - \tan\alpha)] \geq [\varepsilon] \\ G_s = z_1(\text{inv}\alpha_{a1} + \delta_1) - z_2(\text{inv}\alpha_{a2} + \delta_2) + (z_2 - z_1)\text{inv}\alpha \geq [G_s] \end{cases} \quad (11)$$

其中

$$\delta_1 = \arccos\left(\frac{r_{a2}^2 - r_{a1}^2 - a'^2}{2r_{a1}a'}\right)$$

$$\delta_2 = \arccos\left(\frac{r_{a2}^2 - r_{a1}^2 + a'^2}{2r_{a2}a'}\right)$$

式中 α_{a1} 、 α_{a2} ——外、内齿轮的齿顶圆压力角
 α ——啮合角

由上式可知,齿顶圆影响齿顶圆压力角 α_{a1} 、 α_{a2} 、 δ_1 、 δ_2 ,从而直接影响 $[\varepsilon]$ 和 $[G_s]$ 。如图 2 所示,内、外齿轮齿顶圆直径增加时, ε 减小, G_s 增加。

3.2 最小啮合角设计计算

在少齿差啮合基本参数(齿数、模数、齿顶高系数等)确定后,根据重合度限制条件 ε 、齿廓重叠干涉限制条件 G_s 进行变位系数计算,并进行根切、干涉等校核。如图 3 所示,根据限制曲线 $G_s = [G_s]$ 和 $\varepsilon = [\varepsilon]$ 的交点 F 可求出最小啮合角^[11]。根据牛顿迭代法求出 F 点,即可求出变位系数和啮合角,即可用倾斜角为 45° 的直线表示啮合方程,从而确定

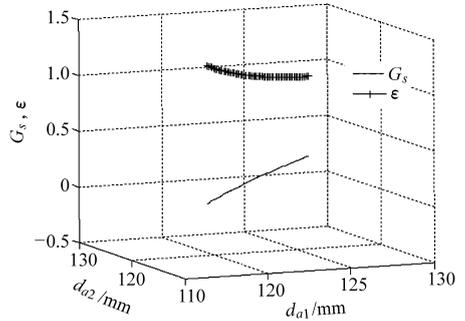


图 2 内、外齿轮齿顶圆直径对重合度 ε 和 G_s 的影响曲线
 Fig.2 Effect curves of the inside and outside gear addendum circle to contact ratio ε and expected value G_s

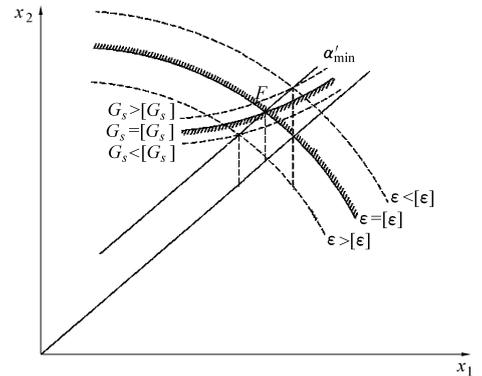


图 3 变位系数计算示意图

Fig.3 Schematic diagram of the calculation of modification coefficient

啮合方程直线 α'_{min} 。

3.3 齿顶圆计算对最小啮合角和变位系数影响

由 3.1 节可知,不同齿顶圆计算值对上述两种干涉条件均有影响,从而影响少齿差内啮合齿轮副的变位系数、啮合角的确定。为了分析不同齿顶圆计算方法对变位系数和啮合角的影响程度,根据文献[1~2,5~6](4种文献分别对应理论计算和3种不同加工方式)中的齿顶圆公式,采用牛顿迭代法求解满足少齿差啮合重合度限制条件和齿廓重叠干涉条件的最小啮合角。具体的迭代推导和求解过程可参阅文献[11]。

少齿差啮合基本参数中,以上述齿数、模数、压力角、齿顶高系数和顶隙系数来进行计算分析。限制条件验算预期值设为:满足重合度条件 $[\varepsilon] = 1.125$ 和齿廓重叠干涉条件 $[G_s] = 0.05$ 。插齿刀的参数与 1.1 节的参数相同。则在其他参数相同情况下,不同齿顶圆计算值时,利用牛顿迭代法计算所得的少齿差啮合的变位系数和啮合角如表 3 所示。

根据迭代结果,由表 3 可知:文献[1]所对应的少齿差啮合角和变位系数最小,其次是文献[5]和文献[2];文献[2]中考虑到顶隙情况,但未考虑外齿轮加工是滚齿还是插齿;文献[6]外齿轮插齿时,对应的啮合角比滚齿时的啮合角小,变位系数大;而

文献[5]对应啮合角和变位系数都较小,变位系数小时则避免了外齿轮齿顶圆可能变尖的情况;由于文献[5]适合于顶隙混合制的情况,外齿轮滚、插加工时齿顶圆计算公式相同,因此牛顿迭代计

算结果相同,啮合角和变位系数均较小,因此顶隙混合制不仅可避免过切和干涉,还可小变位系数情况下达到小啮合角的目的。具体比较结果如表 4 所示。

表 3 计算结果对比

Tab.3 Comparison of calculation results

计算方法	加工方式	d_{a1}/mm	d_{f1}/mm	d_{a2}/mm	d_{f2}/mm	$\alpha'/(^\circ)$	x_1	x_2
文献[1]	滚、插	120.97	116.03	120.56	125.51	37.21	0.6259	0.8869
文献[2]		124.78	119.52	123.89	129.15	38.87	1.789	2.099
文献[5]	滚	121.93	116.11	121.38	127.19	37.67	1.037	1.311
	插	121.93	116.11	121.38	127.19	37.67	1.037	1.311
文献[6]	滚	124.10	118.92	123.39	128.57	40.73	1.589	1.961
	插	127.38	21.80	126.22	131.79	39.78	3.347	3.686

表 4 不同加工、顶隙时几何值、啮合角、变位系数比较

Tab.4 Comparison of geometric value, angle of engagement, modification coefficient when using different processing methods and top gap

计算方法	外齿轮加工	内齿轮加工	顶隙	齿顶圆直径	齿根圆直径	啮合角	变位系数
文献[1]	滚	插	标准	式(8)	式(7)	最大	较小
文献[2]			混合	式(10)	式(10)	最小	最小
文献[3]	插	插	标准	式(8)	式(7)	大	最大
文献[4]			混合	式(9)	式(7)	最小	最小
文献[5]	线切割、铣、滚	线切割、铣、滚	标准	式(5)	式(6)	较小	大
文献[6]	线切割、铣、滚	线切割、铣、滚	混合	式(9)	式(6)	小	小

4 变齿厚少齿差啮合副几何计算

变齿厚齿轮径向变位系数沿轴线不同,相应的齿顶圆和齿根圆也不同^[11~13]。目前变厚齿轮外齿轮可采用插齿或滚齿,而变厚内齿轮则常采用插齿。采用混合顶隙时,则可采用文献[7]的公式计算齿

顶圆,齿根圆则根据具体加工方式采用文献[5]公式计算。

根据文献[11],通常先计算变厚齿轮中点位置变位系数,再验算两端位置是否存在干涉,其几何计算公式与普通少齿差公式相同。

5 结论

(1)在不同内啮合齿轮副几何计算基础上,研究了不同加工方法(包括滚齿、插齿和线切割等)、顶隙时少齿差内啮合齿轮副几何计算方法和适用性。

(2)研究了在加工、顶隙等不同情况下几何计算对少齿差内啮合变位系数、啮合角、重合度和齿廓干涉等参数的影响;在满足重合度和齿廓干涉限制条件下,使用牛顿迭代法计算了不同齿顶圆时少齿差啮合最小啮合角时的变位系数和啮合角。

(3)计算表明,顶隙混合制时,在满足重合度和齿廓干涉限制条件下取得最小啮合角,无论采用滚齿还是插齿加工,少齿差啮合副的啮合角和变位系数均较小。

参 考 文 献

- 孙桓,陈作模. 机械原理[M]. 6版. 北京:高等教育出版社,2004.
- 渐开线齿轮行星传动的设计与制造编委会. 渐开线齿轮行星传动的设计与制造[M]. 北京:机械工业出版社,2002.
- 机械设计手册编委会. 机械设计手册[M]. 新版. 北京:机械工业出版社,2007.
- 冯澄宙. 渐开线少齿差行星[M]. 北京:人民教育出版社,1982.
- 张展,朱景梓,秦立高. 渐开线内啮合圆柱齿轮传动[M]. 北京:国防工业出版社,1991.
- 齿轮手册编委会. 齿轮手册[M]. 2版. 北京:机械工业出版社,2002.
- 刘小龙,黄洪波. 如何计算内啮合齿轮几何尺寸的探讨[J]. 机械传动,2008,32(5):99~102.
Liu Xiaolong, Huang Hongbo. Discussion on calculating the geometrical dimensions of the internal gear[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2008, 32(5): 99~102. (in Chinese)
- 刘健,孔凌嘉,张春林,等. 内平动齿轮传动几何尺寸设计域的研究[J]. 机械设计与研究,2006,22(2):57~59.
Liu Jian, Kong Lingjia, Zhang Chunlin, et al. Research on design region of geometrical sizes of internal parallel move gears[J]. Machine Design & Research, 2006, 22(2): 57~59. (in Chinese)

应用中的逼真度,同时也通过两种动力学模型的对比,为简化动力学模型进行力及力矩补偿控制提供了理论依据。

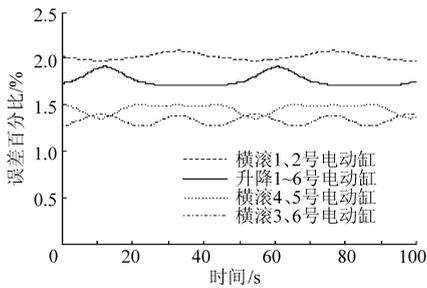


图8 两种动力学模型误差曲线

Fig. 8 Tolerance curves of different dynamic models

4 结束语

6-UPU 电动平台动力学建模不仅是构型设计与优化的理论依据,更是控制等研究的基础。本文对6-UPU 电动平台进行了运动学分析;考虑了电动缸质心偏离轴线位置与丝杠装置绕自身转动的条件,利用 Newton-Euler 法结合 D'Alembert 原理,进行了完整动力学建模;结合工程实际,通过对完整与简化两种动力学模型进行仿真,验证了6-UPU 电动平台动力学模型简化条件的合理性;所建立的完整动力学模型对类似构型的运动平台具有一定的通用性,并为进一步实现控制策略提供了理论依据。

参 考 文 献

- Stewart D. A platform with six degrees of freedom[J]. Proceedings of Institution of Mechanical Engineers, 1965, 180(15): 371 ~ 386.
- 段广洪,李铁民. 并联机器人的起源和发展[J]. 世界制造技术与装备市场,2006(1):41 ~ 48.
Duan Guanghong, Li Tiemin. Origin and development of parallel kinematic machines[J]. World Manufacturing Engineering & Market, 2006(1): 41 ~ 48. (in Chinese)
- 赵强,阎绍泽. 双端虎克铰型六自由度并联机构的动力学模型[J]. 清华大学学报:自然科学版,2005,45(5): 610 ~ 613.
Zhao Qiang, Yan Shaoze. Dynamic model of a 6-DOF parallel mechanism with Hookes joints at both chain ends[J]. Journal of Tsinghua University: Science and Technology, 2005, 45(5):610 ~ 613. (in Chinese)
- Fichter E F. A Stewart platform-based manipulator: general theory and practical construction[J]. The International Journal of Robot Research, 1986, 5(2): 157 ~ 182.
- Merlet J P. Parallel manipulators part 1: theory design, kinematics, dynamics and control[R]. France: INRIA Research Report No. 646, 1987: 1 ~ 10.
- Do W Q D, Yang D C H. Inverse dynamic analysis and simulation of a platform type of robot[J]. Journal of Robot Systems, 1988, 5(3): 209 ~ 227.
- Dasgupta B, Mruthyunjaya T S. Closed-form dynamic equations of the general Stewart platform through Newton-Euler approach [J]. Mechanism and Machine Theory, 1998, 33(7): 993 ~ 1 012.
- Liu M J, Li C X, Li C N. Dynamics analysis of the gough-stewart platform manipulator[J]. IEEE Transactions on Robotics and Automation, 2000, 16(1):94 ~ 98.
- Wang J G, Gosselin C M. A new approach for the dynamic analysis of parallel manipulators[J]. Multibody System Dynamics, 1998,2(3):317 ~ 334.

(上接第 205 页)

- Zhou Yi, Liang Xichang, Wang Guangjian. Design of electrode gear for machining internal helical gears by EDM [C] // Proceedings of the International Conference on Mechanical Transmissions (ICMT 2001), 2001: 128 ~ 130.
- Kleiss R, Kleiss J, Hoffmann S. Generating precision spur gears by wire EDM[J]. Gear Technology, 1996,13(3): 36 ~ 40.
- 王光建,褚志刚. 变齿厚齿轮少齿差传动变位系数计算研究[J]. 中国机械工程, 2009, 20(4): 481 ~ 484.
Wang Guangjian, Chu Zhigang. Research on the modification coefficient calculation of conical involute planetary gear with few tooth difference[J]. China Mechanical Engineering, 2009, 20(4): 481 ~ 484. (in Chinese)
- Jesper B. Analytical geometry of straight conical involute gears[J]. Mechanism and Machine Theory, 2002, 37(1): 127 ~ 141.
- Wu S H, Tsai S J. Geometrical design of skew conical involute gear drives in approximate line contact[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2009, 223(9): 2 201 ~ 2 211.