

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.08.049

行星齿轮传动误差的耦合补偿研究*

王朝兵¹ 陈小安¹ 李云松² 陈宏¹

(1. 重庆大学机械传动国家重点实验室, 重庆 400044; 2. 重庆广播电视大学, 重庆 400052)

摘要: 通过几何学方法将行星齿轮偏心类误差转换为在啮合线上的当量啮合误差, 再对各当量啮合误差分量在角频率分别为0、相同和不相同3种情况下的耦合传动误差进行计算和推导, 论证了前两种情况均能实现最佳补偿效果, 得出耦合误差能有效补偿时误差初相差的取值区间和最佳补偿效果时各误差初相的数值关系。在此基础上, 提出一种提高系统传动精度的行星齿轮装配方法——误差初相调试装配法。最后通过实例计算调试装配、随机装配和提高加工精度等多种情况下行星齿轮的传动误差, 对比分析结果证明这一方法是有效且经济的。

关键词: 行星齿轮 传动误差 几何学 耦合补偿 误差初相

中图分类号: TH132.4 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)08-0287-06

Coupling Compensation of Transmission Error for Planetary Gear

Wang Chaobing¹ Chen Xiaolan¹ Li Yunsong² Chen Hong¹

(1. State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, China

2. Chongqing Radio and TV University, Chongqing 400052, China)

Abstract: Eccentric error of planetary gear was transformed into equivalent mesh error on meshing line by geometry method. Then coupling error of every equivalent mesh error was calculated and deduced when angular frequency was 0, same and different. The best compensational effect was obtained with the first two cases. The value range of the difference among initial phase errors were concluded when the coupling error could be effectively compensated and the relationship of initial phase with the best compensation. Furthermore, assembling method by allocating initial phase error was proposed, which could improve transmission accuracy of planetary gear. The transmission errors of planetary gear were calculated with allocating assembly, random assembly and machining precision improvement, respectively. The comparison and analysis proved that the proposed method was effective and economical through.

Key words: Planetary gear Transmission error Geometry Coupling compensation Initial phase error

引言

长期以来, 国内外对行星齿轮传动精度的研究主要集中在其几何精度或静态精度, 而提高其传动精度的研究基本都针对提高系统各构件加工精度进行。Blanche等采用几何学方法研究了单摆线轮行星传动机构的传动精度, 推导出因加工误差和装配误差引起的齿隙计算公式^[1-2]。日高照晃等采用质

量弹簧等价模型方法对2K-V型摆线针轮传动机构的静态传动精度进行了研究^[3-5]。方宗德等从齿廓修形、齿面接触等角度讨论了多种形式齿轮系统传动误差的改善办法^[6-10]。文献[11~13]从机床、加工工艺等方面探讨了加工过程中齿轮精度的提高问题。

通过提高各构件加工精度来降低系统的传动误差, 往往容易导致实际生产时制造难度增加和

收稿日期: 2012-07-24 修回日期: 2012-09-13

* 国家自然科学基金资助项目(51075407)、重庆市自然科学基金计划重点资助项目(CSTC2009BA3020)、中央高校基本科研业务费资助项目(CDJXS12110002)和重庆市教委科学技术研究资助项目(KJ111603)

作者简介: 王朝兵, 博士生, 主要从事精密传动及控制研究, E-mail: chaobing@163.com

通讯作者: 陈小安, 教授, 博士生导师, 主要从事精密传动及控制和机械设计理论与方法研究, E-mail: xachen@cqu.edu.cn

生产成本过高等问题。如果能在不改变各构件加工精度的情况下仅通过各构件间的调试装配使得各误差分量之间能有效耦合补偿,从而使行星齿轮的传动精度得到明显提高,则可以有效避免上述问题。本文针对行星齿轮传动精度最大的影响因素——偏心类误差^[14]进行误差初相调试装配研究。

1 行星齿轮偏心类误差的耦合补偿关系

将行星齿轮各种偏心误差转换为在啮合线上的当量啮合误差,对系统传动误差的影响一般都可以表征为

$$e_i = A_i \sin(\omega_i t + \varphi_i) \quad (1)$$

的形式^[15],耦合误差为 $\sum_{i=1}^n e_i$ 。各误差分量间角频率 ω_i 有为 0、相同、不相同等关系。根据回转系统传动精度的定义,如式(1)的单个传动误差因素(多个传动误差因素耦合)对系统传动精度的影响取决于其振幅(耦合误差的振幅)的大小。

定义 $B_{\min} = \min \left\{ \left| \sum_{i=1}^n \lambda_i A_i \right| \right\}$

式中 B_{\min} ——耦合误差振幅的最佳补偿

λ_i ——补偿系数, $\lambda_i \in [-1, 1]$

A_i ——各误差分量的振幅

n ——误差分量数目

各种角频率情况下偏心误差的耦合误差及其振幅推导分别如下:

(1)角频率 ω_i 为 0

$e_i = A_i \sin \varphi_i$, 当 $\varphi_i = 0$ 或 π 时,这部分误差分量对系统传动精度的影响最小,即 $e_i = 0$ 。此时 $\lambda_i = 0$ 。

(2)角频率 ω_i 相同

为便于计算及结果简明,对 e_i 通过诱导公式进行变形,使得振幅 A_i 、 B_i 及角频率 ω_i 均大于 0,误差、初相 φ_i 、 $\psi_i \in [0, 2\pi]$,下同。

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^2 e_i = e_1 + e_2 &= A_1 \sin(\omega t + \varphi_1) + A_2 \sin(\omega t + \varphi_2) = \\ &= \sqrt{A_1^2 + A_2^2 + 2A_1 A_2 \cos(\varphi_1 - \varphi_2)} \cdot \\ &= \sin \left(\omega t + \arctan \left(\frac{A_1 \sin \varphi_1 + A_2 \sin \varphi_2}{A_1 \cos \varphi_1 + A_2 \cos \varphi_2} \right) \right) \quad (2) \end{aligned}$$

式(2)中,令 $B_1 = A_1$, $\psi_1 = \varphi_1$,耦合误差的振幅

$$\begin{aligned} B_2 &= \sqrt{A_1^2 + A_2^2 + 2A_1 A_2 \cos(\varphi_1 - \varphi_2)}, \text{初相为} \\ \psi_2 &= \arctan \left(\frac{A_1 \sin \varphi_1 + A_2 \sin \varphi_2}{A_1 \cos \varphi_1 + A_2 \cos \varphi_2} \right) \quad (3) \end{aligned}$$

式(3)中当 $A_1 \cos \varphi_1 + A_2 \cos \varphi_2 = 0$ 时,取 $\psi_2 =$

$\frac{\pi}{2}$,下同。同理

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^3 e_i &= \sum_{i=1}^2 e_i + e_3 = B_2 \sin(\omega t + \psi_2) + A_3 \sin(\omega t + \\ &= \sqrt{B_2^2 + A_3^2 + 2B_2 A_3 \cos(\psi_2 - \varphi_3)} \cdot \\ &= \sin \left(\omega t + \arctan \left(\frac{B_2 \sin \psi_2 + A_3 \sin \varphi_3}{B_2 \cos \psi_2 + A_3 \cos \varphi_3} \right) \right) \quad (4) \end{aligned}$$

由归纳法可得

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^n e_i &= \sum_{i=1}^{n-1} e_i + e_n = \\ &= B_{n-1} \sin(\omega t + \psi_{n-1}) + A_n \sin(\omega t + \varphi_n) = \\ &= \sqrt{B_{n-1}^2 + A_n^2 + 2B_{n-1} A_n \cos(\psi_{n-1} - \varphi_n)} \cdot \\ &= \sin \left(\omega t + \arctan \left(\frac{B_{n-1} \sin \psi_{n-1} + A_n \sin \varphi_n}{B_{n-1} \cos \psi_{n-1} + A_n \cos \varphi_n} \right) \right) \quad (5) \end{aligned}$$

式(5)即为多个相同角频率当量啮合误差的耦合误差模型。

为尽可能降低传动系统的传动误差,需使各误差分量间实现最佳耦合补偿效果。式(2)中,假设 $A_1 > A_2$,在 $[0, 2\pi]$ 上,当 $\varphi_1 - \varphi_2 = \pm \pi$ 时, $\sum_{i=1}^2 e_i$ 有最小振幅 $B_{2\min} = \min \{ |\lambda_1 A_1 + \lambda_2 A_2| \} = A_1 - A_2$,即耦合误差最小,初相 $\psi_2 = \varphi_1$;而当 $\varphi_1 - \varphi_2 = 0$ 或 2π 时, $\sum_{i=1}^2 e_i$ 有最大振幅 $B_{2\max} = A_1 + A_2$,即耦合误差最大。当 $\varphi_1 - \varphi_2 = \arccos \left(-\frac{A_2}{2A_1} \right)$ 时, $\sum_{i=1}^2 e_i$ 的振幅 $B_2 = A_1$,当 $\varphi_1 - \varphi_2 \in \left(\arccos \left(-\frac{A_2}{2A_1} \right), 2\pi - \arccos \left(-\frac{A_2}{2A_1} \right) \right)$ 时,振幅 $B_2 < A_1$,即在此区间 e_1 与 e_2 是相互抵消的耦合关系,该区间即为耦合误差能有效补偿时误差初相的取值区间;当 $\varphi_1 - \varphi_2 \in \left(0, \arccos \left(-\frac{A_2}{2A_1} \right) \right) \cup \left(2\pi - \arccos \left(-\frac{A_2}{2A_1} \right), 2\pi \right)$ 时,振幅 $B_2 > A_1$,即在此区间 e_1 与 e_2 是相互叠加的耦合关系。此时 $\lambda_i \in \{-1, 1\}$ 。

同理式(4)中,当 $\psi_2 - \varphi_3 = \pm \pi$ 时, $\sum_{i=1}^3 e_i$ 有最小振幅 $B_{3\min} = \min \{ |\lambda_1 A_1 + \lambda_2 A_2 + \lambda_3 A_3| \}$,初相 $\psi_3 = \varphi_1$ 或 $\varphi_1 + \pi$ 。此时 $\lambda_i \in \{-1, 1\}$ 。

由归纳法可知,多个偏心误差的耦合误差结果

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^n e_i \text{ 的最小振幅和初相分别为} \\ B_{\min} = \min \left\{ \left| \sum_{i=1}^n \lambda_i A_i \right| \right\} \\ (\psi_n = \varphi_1 \text{ 或 } \varphi_1 + \pi, \lambda_i \in \{-1, 1\}) \quad (6) \end{aligned}$$

此时相同角频率误差分量达到最佳补偿效果。可以看出在角频率相同的情况下 $B_{\min} =$

$\min \left\{ \left| \sum_{i=1}^n \lambda_i A_i \right| \right\}$ 为一特例,其数学含义可理解为: n 个常数 A_i 进行加法或减法运算后取绝对值,使得 B_{\min} 的值最小。

(3)角频率 ω_i 不相同

设 $\omega_1 < \omega_i$, 对 e_i 的初相进行变换,得 $e'_i = A_i \cdot \sin \left(\omega_i t + \varphi_i - \frac{\omega_i}{\omega_1} \varphi_1 \right)$, 令 $\zeta_i = \varphi_i - \frac{\omega_i}{\omega_1} \varphi_1$ 。通过数值方法计算 ζ_i 从 $[0, 2\pi]$ 间各个取值(步长取 $\pi/1000$)时耦合误差 $\sum_{i=1}^n e'_i$ 的振幅,找到其中使得该振幅最小的 ζ_i 的值,便可得到 φ_i 和 φ_1 之间满足何种关系时,使得耦合误差 $\sum_{i=1}^n e_i$ 最小,同时得到 λ_i 的具体数值。

根据 e_i 分量数目,一般有以下几种情况:①当 e_i 分量数目为2时,当两分量振幅接近、 $\frac{\omega_i}{\omega_1}$ 为整数且小于10时, $\sum_{i=1}^n e_i$ 的振幅比 $\sum_{i=1}^n A_i$ 小10%内,个别情况可小到20%左右,即 $\lambda_i \in (0.8, 1)$ 。②当 e_i 分量数目大于等于3时,一般 $\sum_{i=1}^n e_i$ 的振幅都略小于 $\sum_{i=1}^n A_i$,且分量数目越多、分量振幅相差越大或 $\frac{\omega_i}{\omega_1}$ 不

全为整数时, $\sum_{i=1}^n e_i$ 的振幅均约等于 $\sum_{i=1}^n A_i$,耦合误差补偿掉的部分远小于相同角频率情况下补偿掉的部分。故为提高计算效率,一般直接近似认为 $\sum_{i=1}^n A_i$ 为 $\sum_{i=1}^n e_i$ 的振幅,即 $\lambda_i \approx 1$ 。③当情况②中有满足情况①的两个分量按情况①处理后再与其余分量作振幅的数值叠加。其余情况一般直接近似认为 $\sum_{i=1}^n A_i$ 为 $\sum_{i=1}^n e_i$ 的振幅,即 $\lambda_i \approx 1$ 。

上述讨论中,当各误差分量不能有效补偿时,误差初相取值任意。

2 实例 2K-H 型行星齿轮的传动误差

以典型 2K-H 型渐开线行星齿轮减速机构为实例,太阳轮为输入端,行星架为输出端,内齿圈固定。该机构基本参数见表1,误差为设计许用公差值。

表1中行星架的加工偏心误差包含在其他偏心误差中,故不重复考虑。内齿圈固定在箱体上,作为装配基准,故不存在装配偏心误差。

计算啮合线当量啮合误差时,假设行星齿轮均

载情况良好,3个行星轮传动状态相同。系统以太阳轮中心为坐标原点,水平方向为 x 轴,且令第1个行星轮的中心初始位置位于 x 轴上,并取此轮为研究对象。将啮合线当量啮合误差离开齿向方向作为正向,图1为计算当量啮合误差时偏心误差投影到啮合线的示意图,以太阳轮加工偏心误差 (E_s, β_s) 为例。

表1 行星齿轮系基本参数

Tab.1 Parameters of planetary gear

构件	齿数 z	模数 m	加工偏心	装配偏心	压力角 α
		/mm	误差 $E/\mu\text{m}$	误差 $A/\mu\text{m}$	/rad
太阳轮	12	1	13	12	$\pi/9$
行星轮	36	1	16	8	$\pi/9$
内齿圈	84	1	21		$\pi/9$
行星架				15	

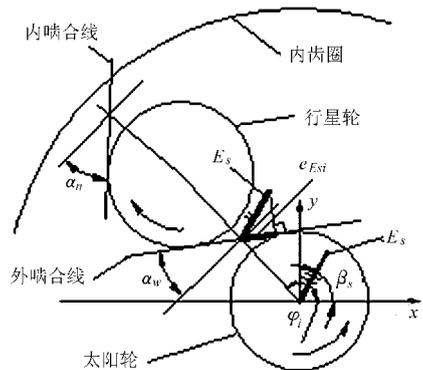


图1 啮合线当量啮合误差示意图

Fig.1 Equivalent mesh error

根据图1及各构件的相对运动情况,可得到各偏心误差及其啮合线当量啮合误差如表2所示。

表2 偏心误差及其啮合线当量啮合误差

Tab.2 Eccentric error and equivalent mesh error

偏心误差	啮合线当量啮合误差
(E_s, β_s)	$e_{Esi} = -E_s \sin((\omega_s - \omega_c)t + \beta_s + \alpha_w - \eta_i)$
(E_{pi}, β_{pi})	$e_{wEpi} = -E_{pi} \sin((\omega_p - \omega_c)t + \beta_{pi} + \alpha_w)$ $e_{nEpi} = E_{pi} \sin((\omega_p - \omega_c)t + \beta_{pi} - \alpha_n)$
(E_c, β_c)	
(E_l, β_l)	$e_{Eli} = E_l \sin((\omega_l - \omega_c)t + \beta_l - \alpha_n - \eta_i)$
(A_s, γ_s)	$e_{Asi} = -A_s \sin(-\omega_c t + \gamma_s + \alpha_w - \eta_i)$
(A_{pi}, γ_{pi})	$e_{wA_{pi}} = A_{pi} \sin(\gamma_{pi} + \alpha_w)$ $e_{nA_{pi}} = A_{pi} \sin(\gamma_{pi} - \alpha_n)$
(A_c, γ_c)	$e_{wA_{ci}} = A_c \sin(-\omega_c t + \gamma_c + \alpha_w - \eta_i)$
(A_l, γ_l)	$e_{nA_{ci}} = A_c \sin(-\omega_c t + \gamma_c - \alpha_n - \eta_i)$

图1及表2中

E, β ——加工偏心误差及其初始相位

A, γ ——装配偏心误差及其初始相位

e ——啮合线当量啮合误差

ω ——转动构件角速度

α ——齿轮副啮合角 t ——时间

η_i ——第 i 个行星轮相对于第 1 个行星轮位置角

下标 s, pi, c, I, w, n 分别表示该值属于太阳轮、第 i 个行星轮、行星架和内齿圈、外啮合或内啮合。

可得各偏心误差在外、内啮合线上产生的当量累积啮合误差分别为

$$e_w = e_{Esi} + e_{wEpi} + e_{Asi} + e_{wApi} + e_{wAci} \quad (7)$$

$$e_n = e_{Eli} + e_{nEpi} + e_{nApi} + e_{nAci} \quad (8)$$

结合表 1 数据,故偏心类误差带来的系统传动误差为(单位:rad)

$$\Delta\theta_{sc} = \theta_c - \frac{\theta_s}{i_{sc}} = \frac{1}{1000r_{bs}i_{sc}}e_w - \frac{i_{sp}^c}{1000r_{bp}i_{sc}}e_n = -\frac{1}{48000\cos\left(\frac{\pi}{9}\right)} \left[13\sin\left(\frac{7}{8}\omega_s t + \beta_s + \frac{\pi}{9}\right) + 16\sin\left(\frac{11}{24}\omega_s t - \beta_p + \frac{8\pi}{9}\right) + 12\sin\left(\frac{1}{8}\omega_s t - \gamma_s + \frac{8\pi}{9}\right) + 8\sin\left(\gamma_p + \frac{10\pi}{9}\right) + 15\sin\left(\frac{1}{8}\omega_s t - \gamma_c - \frac{\pi}{9}\right) + 21\sin\left(\frac{1}{8}\omega_s t - \beta_l + \frac{\pi}{9}\right) + 16\sin\left(\frac{11}{24}\omega_s t - \beta_p + \frac{\pi}{9}\right) + 8\sin\left(\gamma_p + \frac{8\pi}{9}\right) + 15\sin\left(\frac{1}{8}\omega_s t - \gamma_c + \frac{\pi}{9}\right) \right] \quad (9)$$

式中 θ ——转角 $\Delta\theta$ ——转角误差
 r_b ——基圆半径 i ——传动比

3 实例调配传动误差计算与对比分析

3.1 实例调配传动误差的计算

式(9)中方括号里各项依次为 e_1 到 e_9 ,其中: e_4 和 e_8 角频率均为 0,此两项的耦合误差为: $e_{4,8} = 16\sin(\gamma_p + \pi)\cos\frac{\pi}{9}$,令 $\gamma_p = 0$,则这两个分量带来的传动误差为 0。

e_3, e_5, e_6 和 e_9 角频率同为 $\frac{1}{8}\omega_s$,其中 e_5 和 e_9 初相差 $\varphi_9 - \varphi_5 = \frac{2\pi}{9}$,此两项的耦合误差为 $e_{5,9} = 28.19\sin\left(\frac{1}{8}\omega_s t - \gamma_c\right)$ 。

根据 1.2 节对 $e_{5,9}$ 与 e_3, e_6 进行耦合,得角频率同为 $\frac{1}{8}\omega_s$ 的 4 个分量的最小振幅 $B_{(\omega_s/8)\min} = \min\left\{\left|\sum_{i=1}^n \lambda_i A_i\right|\right\} = |21 + 12 - 28.19| = 4.81$,则耦合误差 $e_{(\omega_s/8)} = 1.26\sin\left(\frac{1}{8}\omega_s t - \beta_l + \frac{\pi}{9}\right)$,此时

$$\gamma_s = \beta_l + \frac{7\pi}{9}, \gamma_c = \beta_l + \frac{8\pi}{9}。$$

e_2 和 e_7 角频率同为 $\frac{11}{24}\omega_s$,初相差 $\varphi_2 - \varphi_7 = \frac{7\pi}{9}$,

$$\text{耦合误差 } e_{(11\omega_s/24)} = 10.94\sin\left(\frac{11}{24}\omega_s t - \beta_p + \frac{\pi}{2}\right)。$$

根据 1.3 节, $e_{4,8}, e_1, e_{(\omega_s/8)}$ 和 $e_{(11\omega_s/24)}$ 的耦合误差(即 $\sum_{i=1}^9 e_i$)的振幅 $B_9 \approx 13 + 1.26 + 10.94 = 28.75$,此时 β_s 及 β_p 任意。可得行星齿轮的传动误差 $\Delta\theta_{sc} \approx 131.5''$ 。

上述各误差分量初相的取值如表 3 所示。

表 3 误差初相的数值关系

Tab. 3 Relationship of initial phase

参数	数值	参数	数值
β_s	任意	γ_s	$\beta_l + 7\pi/9$
β_p	任意	γ_c	$\beta_l + 8\pi/9$
β_l	任意	γ_p	0

即测得 β_l (一般装配时令其与箱体装配基准重合,即 $\beta_l = 0$),再以 β_l 为基准对太阳轮、行星架、行星轮进行误差初相调试装配,使三者的装配偏心误差初相与 β_l 满足表 3 中数值关系,此时得到系统的传动误差简称为调配传动误差。

3.2 调试装配法与其他方法对比分析

行星齿轮各构件随机装配时,各偏心误差分量的初相是随机的,误差值同表 1,利用蒙特卡罗法对 $\Delta\theta_{sc}$ 进行 5 万次模拟计算,统计结果如图 2 所示。

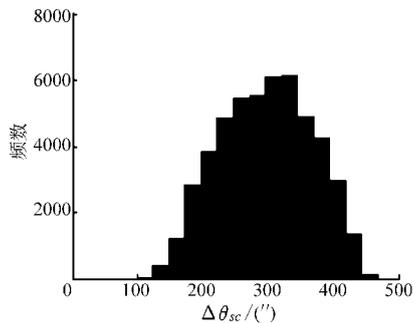


图 2 随机装配传动误差统计

Fig. 2 Statistics of transmission error with random assembly

图 2 中 $\Delta\theta_{sc}$ 最小值为 $111''$,最大值为 $456''$,数学期望为 $297''$,标准差为 $70''$ 。可见随机装配系统的传动误差相当大,近 $5'$ 。调配传动误差接近其最小值,极大程度地提高了行星齿轮的传动精度,提高近 56%。

若通过提高各构件加工精度,如将各偏心误差的误差值降低到表 1 中的 $1/2$,初相随机,利用蒙特卡罗法对 $\Delta\theta_{sc}$ 进行 5 万次模拟计算,统计结果如图 3 所示。

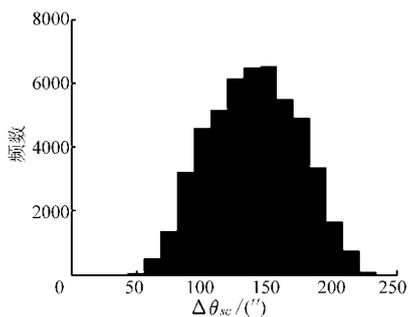


图 3 1/2 公差随机装配传动误差统计
Fig. 3 Statistics of transmission error of 1/2 tolerance with random assembly

图 3 中 $\Delta\theta_{sc}$ 最小值为 $50''$, 最大值为 $228''$, 数学期望为 $140''$, 标准差为 $34''$ 。可见提高构件加工精度得到系统传动误差比调配传动误差大 $8''$ 左右。将加工误差降低 1/2 至少需要提高 2 个精度等级, 其经济性和可操作性远不如调试装配法。

若不对偏心误差进行实测, 误差在表 1 所示的公差范围内按偏心误差所服从的瑞利分布随机产生, 各构件按表 3 进行调试装配, 利用蒙特卡罗法对 $\Delta\theta_{sc}$ 进行 5 万次模拟计算, 统计结果如图 4 所示。

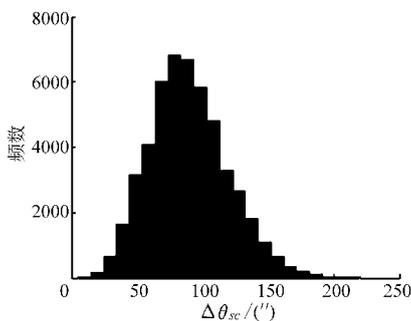


图 4 随机误差和调配传动误差统计
Fig. 4 Statistics of transmission error with random error and allocating assembly

图 4 中 $\Delta\theta_{sc}$ 最小值为 $10''$, 最大值为 $216''$, 数学期望为 $90''$, 标准差为 $30''$ 。

若各构件偏心误差(公差如表 1 所示)、初相均按各自服从的分布随机产生, 利用蒙特卡罗法对 $\Delta\theta_{sc}$ 进行 5 万次模拟计算, 统计结果如图 5 所示。

图 5 中 $\Delta\theta_{sc}$ 最小值为 $25''$, 最大值为 $414''$, 数学期望为 $178''$, 标准差为 $54''$ 。

对比图 4 和图 5, 其余条件相同情况下, 调配传动误差比误差初相随机时系统传动误差数学期望小 $88''$, 即总体传动误差降低 $88''$, 传动精度提高近

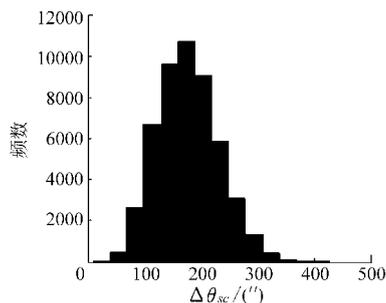


图 5 随机误差和随机装配传动误差统计
Fig. 5 Statistics of transmission error with random error and random assembly

50% ; 最大值相对小 $198''$, 由近 $7'$ 降低至 $4'$ 内, 即传动误差的可能区间降低了近 $3'$ 。

4 结论

(1) 通过调试装配法能快速准确地估算出行星齿轮在各偏心误差最佳耦合补偿时的系统传动误差, 其值接近随机装配时的最小值, 实例 2K-H 型行星齿轮传动误差约为 $131.5''$, 该结果是根据各构件许用公差的最大偏差进行计算的, 而实测误差值比最大偏差小, 按本方法得到的系统传动误差将更小。

(2) 在未知误差值时, 调试装配比随机装配仍可以获得更高的系统传动精度, 实例中前者传动误差的数学期望比后者小 $88''$, 且可能区间降低了近 $3'$ 。可见调试装配法大幅提高了行星齿轮整体传动精度及其可靠性。

(3) 行星齿轮的调配传动误差比系统各构件提高 2 个加工精度等级时的传动误差还要小, 实例中小约 $8''$, 且前者更经济, 易实现。

(4) 行星齿轮的误差分量中角频率为 0 和相同时进行调试装配均可得到最佳耦合补偿结果, 能大幅降低系统传动误差。其中相同角频率下, 两分量能有效补偿的误差初相差的取值区间为 $\left(\arccos\left(-\frac{A_2}{2A_1}\right), 2\pi - \arccos\left(-\frac{A_2}{2A_1}\right)\right)$, 初相差为 $\pm\pi$ 时补偿效果最佳。

(5) 适当增大角频率为 0 和相同的误差分量的公差值对调配传动误差影响不大, 且可以有效降低加工难度及成本; 适当减小其余不能有效耦合补偿的误差分量的公差则可以进一步提高系统传动精度。

参 考 文 献

- 1 Blanche J G, Yang D Ch. Cycloid drives with machining tolerances[J]. AEME Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, 1989, 111(9): 337 ~ 344.
- 2 Yang D Ch, Blanche J G. Design and application guidelines for cycloid drives with machining tolerances[J]. Mech. Mach. Theory, 1990, 25(5): 487 ~ 501.

- 3 日高照晃,王宏猷,石田武.ほか.サイクロイド齒車を用いたK-H-V形遊星齒車装置の回轉傳達誤差に開する研究(第1報,解析方法)[C]//日本機械学会論文集:C編,1994,60(570):645~653.
Hidaka T, Wang Hongyou, Ishida T, et al. Rotational transmission error of K-H-V planetary gears with cycloid gear(1st report, analytical method of the rotational transmission error) [C] // Japanese Mechanical Academic Society Collection: C, 1994, 60(570): 645~653. (in Japanese)
- 4 石田武,王宏猷,日高照晃.ほか.サイクロイド齒車を用いたK-H-V形遊星齒車装置の回轉傳達誤差に開する研究(第2報,各種加工誤差、組立誤差が回轉傳達誤差に及ぼす影響)[C]//日本機械学会論文集:C編,1994,60(578):278~285.
Hidaka T, Wang Hongyou, Ishida T, et al. Rotational transmission error of K-H-V planetary gears with cycloid gear(2st report, effect of manufacturing and assembly errors on transmission error) [C] // Japanese Mechanical Academic Society Collection: C, 1994, 60(578): 278~285. (in Japanese)
- 5 韩林山,沈允文,董海军,等. 2K-V型传动装置动态传动精度理论研究[J]. 机械工程学报,2007,43(6):81~86.
Han Linshan, Shen Yunwen, Dong Haijun, et al. Theoretical research on dynamic transmission accuracy for 2K-V-type drive [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007,43(6):81~86. (in Chinese)
- 6 王峰,方宗德,李声晋,等. 考虑安装误差的摆线齿准双曲面齿面齿轮轮齿接触分析[J]. 农业机械学报,2012,43(9):213~218.
Wang Feng, Fang Zongde, Li Shengjin, et al. Tooth contact analysis of epicycloid hypoid gear considering assembly misalignment [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(9):213~218. (in Chinese)
- 7 王成,方宗德,郭琳琳,等. 人字齿轮齿廓修形优化设计与试验研究[J]. 西北工业大学学报,2010,28(2):224~227.
Wang Cheng, Fang Zongde, Guo Linlin, et al. A different and better optimization of tooth profile of double helical gears [J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2010, 28(2): 224~227. (in Chinese)
- 8 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):223~228, 234.
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):223~228,234. (in Chinese)
- 9 Litvin F L, Gonzalezperez I, Fuentes A, et al. Topology of modified surfaces of involute helical gears with line contact developed for improvement of bearing contact, reduction of transmission errors, and stress analysis [J]. Mathematical and Computer Modelling, 2005, 42(9~10): 1 063~1 078.
- 10 Litvin F L, Lu J. Computerized design and generation of double circular-arc helical gears with low transmission errors [J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering,1995,127(1~4): 57~76.
- 11 邓效忠,徐恺,潘十成,等. 直廓内齿与渐开线齿轮啮合传动计算与噪声试验[J]. 农业机械学报,2009,40(11):219~222.
Deng Xiaozhong, Xu Kai, Pan Shicheng, et al. Transmission error and noise experiment on meshing of the straight profiled internal gear with the involute external gear [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009,40(11): 219~222. (in Chinese)
- 12 唐进元,曹康,李国顺,等. 机床调整参数误差对小轮齿面误差影响规律的理论研究[J]. 机械工程学报,2010,46(17):179~185.
Tang Jinyuan, Cao Kang, Li Guoshun, et al. Research on the effect law between machine setting parameter errors and hypoid gears surface errors [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(17): 179~185. (in Chinese)
- 13 郭前建,杨建国,李永祥,等. 聚类回归分析在滚齿机热误差建模中的应用[J]. 上海交通大学学报,2008,42(7):1 055~1 059.
Guo Qianjian, Yang Jianguo, Li Yongxiang, et al. Application of clustering regression analysis to thermal error modeling of gear hobbing machine [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University,2008,42(7): 1 055~1 059. (in Chinese)
- 14 Li S T. Effects of machining errors, assembly errors and tooth modifications on loading capacity, load-sharing ratio and transmission error of a pair of spur gears [J]. Mechanism and Machine Theory, 2007, 42(6): 698~726.
- 15 日高照晃,山本信行,石田武. 行星齿轮装置均载机构中的各种误差和载荷分配的关系 [C] // 日本机械学会论文集:C 编, 1986,52(480):2 200~2 206.
Hidaka T, Sugimoto N, Ishida T. Effects of errors of elements on load distribution in planetary gears with various load equalizing mechanisms [C] // Japanese Mechanical Academic Society Collection: C, 1986, 52(480): 2 200~2 206. (in Japanese)