

文章编号:1000-582X(2012)07-043-06

## 渐开线内啮合圆柱齿轮副的回差控制与补偿

李俊阳,王家序,肖科,刘强

(重庆大学机械传动国家重点实验室,重庆 400044)

**摘要:**为控制渐开线内啮合圆柱齿轮副的回差,对设计及制造过程中影响齿侧间隙的各误差因素进行分析、归类并量化。在认识各相关误差的形成机理与周期变化规律的基础上,考虑对各误差因素进行控制、补偿的可行性与最低成本控制,提出了齿侧间隙控制与补偿方法。包括基于等效变位齿轮的齿厚偏差补偿方法,齿轮变形协调设计,以及考虑各误差因素的最小侧隙啮合中心距设计计算公式。最后采用模数为 1,内外齿轮齿数为 45、40,精度等级为 7 级和 6 级的两对齿轮进行实验验证,试验结果表明采用该方法可将齿轮副的空程回差控制在  $3'$  以内。

**关键词:**渐开线;内啮合;齿轮;无侧隙;回差;补偿

**中图分类号:**TH132.413

**文献标志码:**A

## Backlash control and compensation for internal meshing involute spur gears

LI Junyang, WANG Jiayu, XIAO Ke, LIU Qiang

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

**Abstract:** To best control the backlash of internal involute spur gears, the errors which influence the clearance in design and manufacture process are analyzed, classified and quantified. On the basis of realizing the formation mechanism and periodic change of errors, considering the feasibility of control and compensation of errors and minimum cost, this paper proposes a control and compensation method of gear backlash, including tooth thickness tolerance compensation based on equivalently modified gear, deformation compatibility design of gear, and the design formulas of minimum meshing center distance on the consideration of various errors. Then, by using the present method, two pairs of gear are taken for experiment by setting the module to 1, number of teeth to 45 and 40 respectively, precision grade to 7 and 6, respectively. The results show that the gear backlash was controlled in  $3'$  with present method.

**Key words:** involute; internal meshing; gear; no clearance; backlash; compensation

渐开线少齿差行星减速器由于其传动比大、体积小、重量轻等优点,被广泛应用于空天飞行器、机器人等精密传动领域。作为驱动机构的重要组成部分,减速器的回差是影响传动精度的重要指标。回差不仅影响传动精度,使输出与输入之间产生延时与滞后,同时引起啮合冲击,自激励振动、噪声。回差主要由传动中啮合齿的非工作齿面间侧隙引起,

目前国内外针对回差的控制与补偿主要有以下几种途径:1)增加消隙机构。如采用双电机双传动链分别负责驱动装置正反转来消除齿侧间隙<sup>[1-2]</sup>;或者使用带弹簧预紧的双片齿轮来消除齿侧间隙;以及通过对变齿厚渐开线圆柱齿轮副施加轴向预紧力以消除齿侧间隙<sup>[3]</sup>。但是这些方法也增加了装置的体积、质量,因此其应用场合受到一定限制。2)优化设

收稿日期:2012-03-01

基金项目:国家自然科学基金资助项目(NSFC 50735008、50905189);中央高校基本科研业务费资助项目(CDJXS11111137);重庆市科技攻关计划项目(CSTC 2011AB3005)

作者简介:李俊阳(1982-),男,重庆大学博士研究生,主要从事精密传动研究。

王家序(联系人),男,重庆大学教授,博士生导师,(E-mail)(jxwang@cqu.edu.cn)。

计、制造及装配工艺。文献[4]中以多级齿轮传动装置总减速比与最大外径尺寸为约束,最小总传动回差为目的建立了减速比分布优化模型。李新年<sup>[5]</sup>和周广武等<sup>[6]</sup>针对 NN 型少齿差行星减速器,定量分析了各影响因素与回差之间的计算公式,提出了控制回差的优化加工工艺方案。王国华等<sup>[7]</sup>和徐畅等<sup>[8]</sup>分别针对 N 型及 NN 型少齿差行星减速器,提出了基于概率与统计的回差分析与计算方法。这些研究工作在一定程度上有助于控制齿轮传动装置的回差,但由于针对的都是具体结构形式的减速装置,因此不具有普遍意义。何圣林<sup>[9]</sup>分析了一对外啮合渐开线圆柱齿轮回差产生的原因,并提出了根据设计最小侧隙值分配各相关误差偏差值的计算公式,但是该方法往往受加工设备及成本的限制,不能将各相关误差的偏差值控制在设计范围内,因此不能保证设计的侧隙值。3)通过控制补偿回差。带间隙的齿轮系统具有非线性特性,Kalantari 等<sup>[10]</sup>在工作齿面的接触区域与间隙区域分别采用了不同的线性控制方案以补偿回差带来的不利因素。Warnecke 等<sup>[11]</sup>和 Mei 等<sup>[12]</sup>等提出了已知回差量的条件下,在进入齿侧间隙区前通过额外增加的脉冲信号调整输入来补偿回差引起的延时、滞后。Nordin 等<sup>[13]</sup>等综述了近年来带间隙机械驱动装置控制补偿方法的相关研究。但优化控制方案只能减少输出与输入之间的传动误差,而工作齿面之间的侧隙仍然存在,因此不能消除回差引起的啮合冲击及振动、噪声等不利影响。

由于减小齿侧间隙对于行星减速器的回差控制具有普遍意义,因此笔者全面分析了渐开线内啮合圆柱齿轮副的齿侧间隙在设计、制造、装配 3 个阶段的影响因素、形成过程及其变化规律,在深入分析形成机理的前提下,综合考虑制造装备及加工成本的限制,提出了可行的侧隙控制及补偿方法。

## 1 回差的分析与计算

如图 1 所示,一对内啮合渐开线圆柱齿轮的侧隙主要由两齿轮在齿厚方向的偏差与啮合中心距(内、外齿轮基圆圆心的距离)决定,根据齿轮精度制以圆柱齿轮分度圆弧长上的侧隙  $j_t$  量化回差,则侧隙  $j_t$  与回差转角量  $j_\varphi$  的关系式<sup>[7]</sup>为

$$j_\varphi = \frac{180 \times 60}{1\,000\pi} \times \frac{j_t}{\frac{m_n Z_1}{2}} = \frac{6.876 \times j_t}{m_n Z_1}, \quad (1)$$

式中: $j_\varphi$  为被测圆柱齿轮副的回差(arcmin); $j_t$  为齿轮副圆周侧隙, $\mu\text{m}$ ;  $m_n$  为被测圆柱齿轮的法面模数,mm; $Z_1$  为内齿轮的齿数。

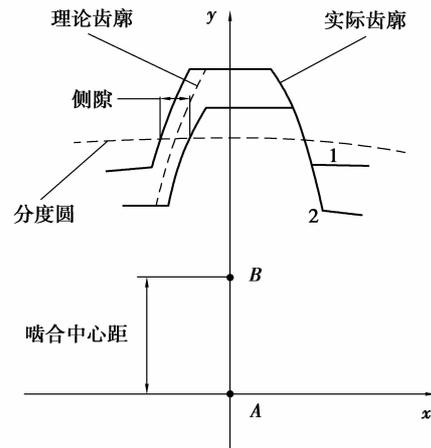


图 1 侧隙影响因素

为便于测量与计算,齿厚偏差引起的侧隙通过量柱(球)测量跨距(以下篇幅用  $M$  值代替)来衡量,齿厚偏差产生的侧隙  $j_{t(E_M)}$  与  $M$  值偏差  $E_M$  的关系式为

$$j_{t(E_M)} = E_M \times \tan \alpha \quad (2)$$

式中  $\alpha$  为齿形角。

齿轮啮合中心距误差  $\Delta e$  与其产生的侧隙  $j_{t(\Delta e)}$  之间的关系式为

$$j_{t(\Delta e)} = 2\Delta e \times \tan \alpha \quad (3)$$

齿轮啮合中心距误差是齿圈径向跳动  $F_r$ 、偏心轴偏心距误差  $\Delta f_a$  及轴承径向游隙  $u_r$  综合作用的结果。如图 2(a)所示,  $A$  点为内齿轮 1 的基圆圆心,  $B$  点为外齿轮 2 的基圆圆心,  $O_1$ 、 $O_2$  分别为偏心轴的两个轴心,  $\beta$  为齿轮 2 偏心的初始相位角。理想状态下两齿轮的基圆圆心  $A$ 、 $B$  应分别与  $O_1$ 、 $O_2$  重合,偏心量  $|AO_1|$ 、 $|BO_2|$  是齿圈径向跳动与轴承游隙综合作用的结果。

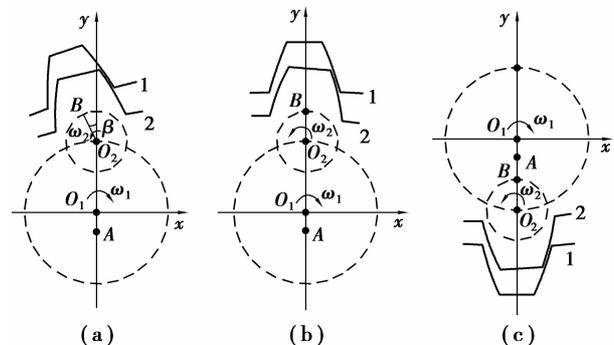


图 2 内啮合齿轮中心距

在内啮合的传动装置中,内齿轮 1 一般固定不动,外齿轮 2 以  $O_1$  为圆心作公转同时又以  $O_2$  为圆心作自转,其基圆圆心  $B$  则以  $O_1$  为圆心  $|O_1 O_2|$  为

半径作角速度为  $\omega_1$  的公转,同时又以  $O_2$  为圆心  $|BO_2|$  为半径作角速度为  $\omega_2$  的自转,且  $\omega_1:\omega_2 = Z_2/(Z_1-Z_2)$  (方向相反),因此两齿轮的啮合中心距是呈周期变化的。当偏心轴任意转过角度  $\theta$  后,啮合中心距

$$|AB|^2 = \left\{ |O_1O_2| \cos \theta + |BO_2| \cdot \cos \left[ \frac{(Z_1 - Z_2)\theta}{Z_2} + \beta \right] + |AO_1| \right\}^2 + \left\{ |O_1O_2| \sin \theta + |BO_2| \sin \left( \frac{(Z_1 - Z_2)\theta}{Z_2} + \beta \right) \right\}^2 \quad (4)$$

由式(4)可知当齿数  $Z_1, Z_2$  与  $\beta$  满足一定关系且  $B$  点到达如图 2(b)所示位置时,

$$|AB|_{\max} = |AO_1| + |O_1O_2| + |BO_2| \quad (5)$$

$B$  点到达如图 2(c)所示位置时,

$$|AB|_{\min} = |O_1O_2| - (|AO_1| + |BO_2|) \quad (6)$$

以一对齿轮  $m_n = 1, Z_1 = 45, Z_2 = 40, F_{r1} = 0.025 \text{ mm}, F_{r2} = 0.018 \text{ mm}$  为例,两齿轮的啮合中心距如图 3 所示,中心距变化周期  $T = Z_2/(Z_1 - Z_2) = 20 r$ 。

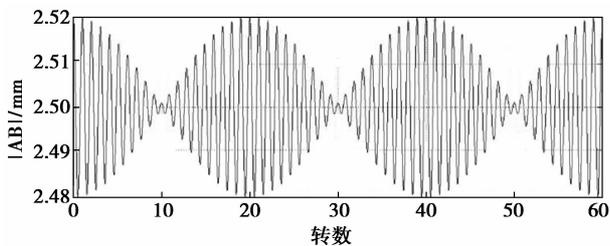


图 3 啮合中心距变化规律图

因此由偏心导致的齿轮啮合中心距误差也是周期变化的,其与侧隙  $j_{t(\Delta e)}$  的关系式为

$$j_{t(\Delta e)} = 2 \tan \alpha \sum_{i=1}^n \Delta e_i \sin \varphi \quad (7)$$

式中: $i$  为各种偏心误差数目; $\Delta e_i$  为各种偏心导致的中心距误差大小; $\varphi$  为偏心的相位角且  $\Delta e_{F_r} = \frac{1}{2} F_r, \Delta e_{u_r} = \frac{1}{2} u_r$ 。

综上所述,一对内啮合齿轮副的总侧隙为

$$j_t = j_{t(E_M)} + j_{t(\Delta e)} \quad (8)$$

## 2 侧隙形成的原因及补偿方法

上述一对齿轮组成的传动装置中影响空程回差的主要因素如表 1 所示。

表 1 误差精度等级、偏差值及归类

零部件名称	检验项目	精度等级	极限偏差/ $\mu\text{m}$	误差归类
内齿轮	量柱测量距偏差	7	$+53$ $+23$ (侧隙种类 h)	齿厚偏差
外齿轮	量柱测量距偏差	6	$-38$ $-17$ (侧隙种类 h)	
内齿	齿圈径向跳动	7	$+23$ $0$	齿轮啮合中心距误差
外齿	齿圈径向跳动	6	$+16$ $0$	
轴承	径向游隙	P6	$+6$ $0$	
偏心轴	偏心距误差	5	$+2$ $-2$	

由表中所示各零部件的加工等级与检验项目的极限偏差值可知,齿轮的加工误差是产生侧隙的主要因素。对于小模数的内齿轮加工,目前国内主要采用插齿或者慢走丝,加工精度只能控制在 6~7 级之间,磨齿等精密加工设备还是空白。因此受齿轮加工设备的限制,这些误差是不可避免的。

齿厚偏差是由刀具切齿时的进刀误差引起的,为防止啮合时产生干涉,齿与齿之间需留有一定间隙。所以在加工内齿与外齿时一般取正的进刀误差以使齿厚减薄,但是当不考虑刀具的微小误差时,进刀误差使每齿具有相同的齿厚减薄量。因此可以把进刀误差等效成加工齿轮的径向变位量来处理,并重新计算两个变位齿轮的无侧隙啮合中心距。

齿轮啮合中心距的周期变化主要是由齿圈的径向跳动引起的,由于误差作周期变化无法补偿,则应在加工过程中加以预防。齿圈的径向跳动是齿坯在机床上的径向误差引起的,因此在装夹过程中应减小齿坯定位孔与心轴之间的间隙以减小齿圈径向跳动量。

轴承的游隙使两齿轮的中心距减小,因此可以使偏心轴的偏心距相应增加来补偿。

偏心轴的偏心距是控制内啮合齿轮安装中心距的决定因素。且偏心距增大,两齿轮距离缩短侧隙也相应减小,偏心距减小齿轮侧隙增大。由于偏心轴可采用外圆磨加工,可达到较高的精度等级,相对于其他零件偏心轴的加工误差更容易控制,因此可通过严格控制偏心轴的偏心距来补偿齿轮之间的侧隙。

严格控制齿侧间隙可以提高齿轮的传动精度,但是在一些特殊应用环境下(如空间飞行器机构的向阳面与背阳面存在较大温差),低温时小间隙可以保证精度,但高温时由于材料的热变形,过小的间隙

会使啮合齿对相互干涉增加摩擦磨损,也不利于润滑油膜的形成,甚至影响齿轮的正常啮合造成卡涩、卡死等恶劣情况,使高精度与高可靠成为一对矛盾。若单靠机械加工将尺寸精度控制在合理范围以避免上述问题显然非常困难。目前国内外学者结合新型材料提出了变形协调设计方法以解决这一问题,具体形式有在齿轮本体部位镶嵌橡胶合金、纤维增强复合材料、弹性合金等功能材料<sup>[14-15]</sup>。总结上述研究,其变形协调设计的实现理念为保证齿轮扭转刚度的前提下利用功能材料实现弹性预紧消除侧隙,并通过可控弹性变形实现恶劣工况条件下的自适应调整以协调上述问题。实现原理为利用渐开线传动的中心距可变性这一优点,通过弹性变形调整啮合中心距控制侧隙,又不改变传动比以保持平稳传动。其精确实现自适应协调的关键在于材料的选择与结构设计,使其弹性变形引起的中心距变化量控制在精度要求范围内。因此啮合中心距与变形量之间的合理控制对保证齿轮副传动精度与可靠性显得尤为关键。

综上所述,控制一对传统的刚性内啮合渐开线圆柱齿轮,其侧隙的优化方法流程如图 4 所示。

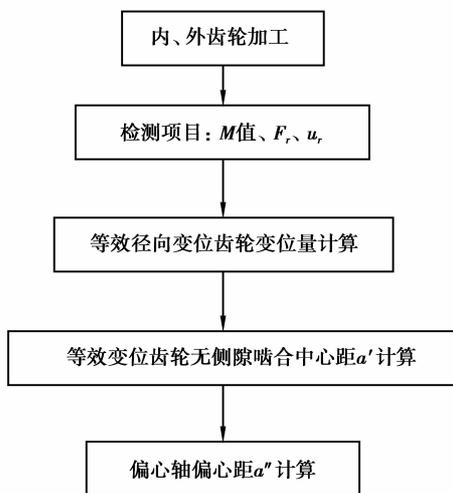


图 4 齿侧间隙控制流程图

由第 1 节可知,齿圈径向跳动引起齿轮中心距周期变化,因此在偏心距  $a''$  的计算中,为保证齿与齿之间的正常侧隙,防止在中心距增大时齿轮啮合发生干涉或者卡死,应取两齿轮啮合中心距最大值等于无侧隙啮合中心距  $a'$ 。因此偏心轴偏心距为

$$a'' = a' - \frac{F_{r_1} + F_{r_2}}{2} + \sum_{i=1}^n \frac{u_{r_i}}{2}, \quad (9)$$

式中  $n$  为支撑偏心轴与外齿轮的轴承个数,并列轴承不重复累计。

对于采用变形协调设计的齿轮副,功能材料引起的径向变形量应满足以下条件:

1)最低环境温度条件下,两齿轮啮合中心距最大处,功能材料需处于预紧状态,即初始径向变形量为  $\Delta r_1 > 0$ ,且满足

$$a' = a'' + \left( \frac{F_{r_1} + F_{r_2}}{2} \right) - \sum_{i=1}^n \frac{u_{r_i}}{2} - \Delta r_1. \quad (10)$$

2)最高环境温度条件下,两齿轮啮合中心距最小处,功能材料的最大径向变形量

$$\Delta r_2 = \Delta r_1 + F_{r_1} + F_{r_2} + \Delta r_3, \quad (11)$$

式中  $\Delta r_3$  为热膨胀引起的径向变形量。

3)功能材料的选择及结构的设计原则为保证齿轮扭转刚度的前提下实现  $\Delta r_1 \sim \Delta r_2$  之间的协调变形。

### 3 设计计算实例

取两对内啮合渐开线圆柱齿轮副,  $Z_1 = 45$ 、 $Z_2 = 40$ ;  $m_n = 1$ ; 齿形角  $20^\circ$ ; 齿顶高系数 0.55; 顶隙系数 0.25,标准中心距为 2.5 mm。

按 7 级精度加工内齿轮,6 级精度加工外齿轮,加工后采用量柱检测 6 组  $M$  值(6 处检测位置在齿轮圆周上对称分布)测量值如表 2 所示,其中量柱直径  $d_p = 1.732$  mm,内齿轮与外齿轮的标准  $M$  值分别为 42.434、42.436 mm。

表 2 两对齿轮副  $M$  值

M 值序号/ mm	齿轮副 1		齿轮副 2	
	内齿	外齿	内齿	外齿
1	42.485	42.401	42.478	42.409
2	42.481	42.398	42.476	42.412
3	42.481	42.402	42.476	42.411
4	42.480	42.404	42.481	42.407
5	42.483	42.402	42.478	42.409
6	42.479	42.404	42.479	42.411

对比 6 组  $M$  值由于变动范围为几个微米,因此可将进刀误差导致的齿厚减薄等效为径向变位齿轮处理,为防止中心距增大时齿轮啮合发生干涉或卡死,取内齿轮最小  $M$  值、外齿轮最大  $M$  值计算等效变位量。计算时先将测得的  $M$  值代入公式(12)或(13)求出量柱中心所在圆的压力角  $\alpha_M$ ,然后将  $\alpha_M$  代入公式(14)求得等效径向变位系数  $x$ ,再代入无齿侧隙啮合方程式(15)求得啮合角  $\alpha'$ 并以此代入公式(16)求得等效变位齿轮的无侧隙啮合中心距  $a'$ ,

最后代入公式(9)确定偏心轴的偏心距  $a''$ 。

$$M_{(\text{偶})} = \frac{m_n z \cos \alpha}{\cos \alpha_M} \pm d_p, \quad (12)$$

$$M_{(\text{奇})} = \frac{m_n z \cos \alpha}{\cos \alpha_M} \cos \frac{90^\circ}{z} \pm d_p, \quad (13)$$

$$\text{inv } \alpha_M = \text{inv } \alpha \pm \frac{d_p}{m_n z \cos \alpha} \mp \frac{\pi}{2z} + \frac{2x \tan \alpha}{z}, \quad (14)$$

$$\text{inv } \alpha' = \text{inv } \alpha + \frac{2(x_1 - x_2)}{z_1 - z_2}, \quad (15)$$

$$a' = \frac{a \cos \alpha}{\cos \alpha'}. \quad (16)$$

式中,有“±”或“∓”号处,上面的符号用于外齿轮,下面的符号用于内齿轮,  $x_1$ 、 $x_2$  分别为内齿轮与外齿轮的等效变位系数<sup>[16]</sup>。

表 3 所示为两对齿轮根据上述计算公式所得的设计计算结果(齿轮副 1、3 支撑轴承径向游隙分别为 5、6  $\mu\text{m}$ , 齿轮副 2、4 支撑轴承径向游隙分别为 4、6  $\mu\text{m}$ ),其中齿轮副 1、2 以标准中心距 2.5 mm 装配,齿轮副 3、4 为齿轮副 1、2 以优化设计后的中心距装配。

用如图 5 所示的实验装置测得 4 对齿轮副的空程回差量如图 6 所示,实验结果表明实测的齿轮副空回量与表 3 中的设计理论值相接近,并且对比齿轮副 3、4 与齿轮副 1、2 的空回量可知,采用优化的设计方案后,齿轮间的侧隙得到了明显的改善。

表 3 齿轮副相关尺寸及误差测试结果

齿轮副	M 值 偏差/ mm	齿圈 径向 跳动/ mm	等效 变位量 /mm	偏心轴 中心距/ mm	空程 回差
1	内齿 0.045	0.022	0.019	2.5	6'20"
	外齿 -0.032	0.015	-0.016		
2	内齿 0.042	0.025	0.017	2.5	6'10"
	外齿 -0.024	0.018	-0.014		
3	内齿 0.045	0.022	0.019	2.572	2'3"
	外齿 -0.032	0.015	-0.016		
4	内齿 0.042	0.025	0.017	2.565	2'23"
	外齿 -0.024	0.018	-0.014		

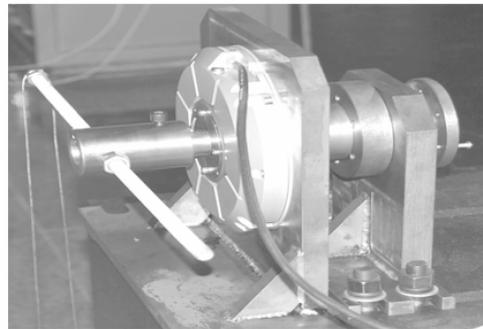


图 5 回差测试装置

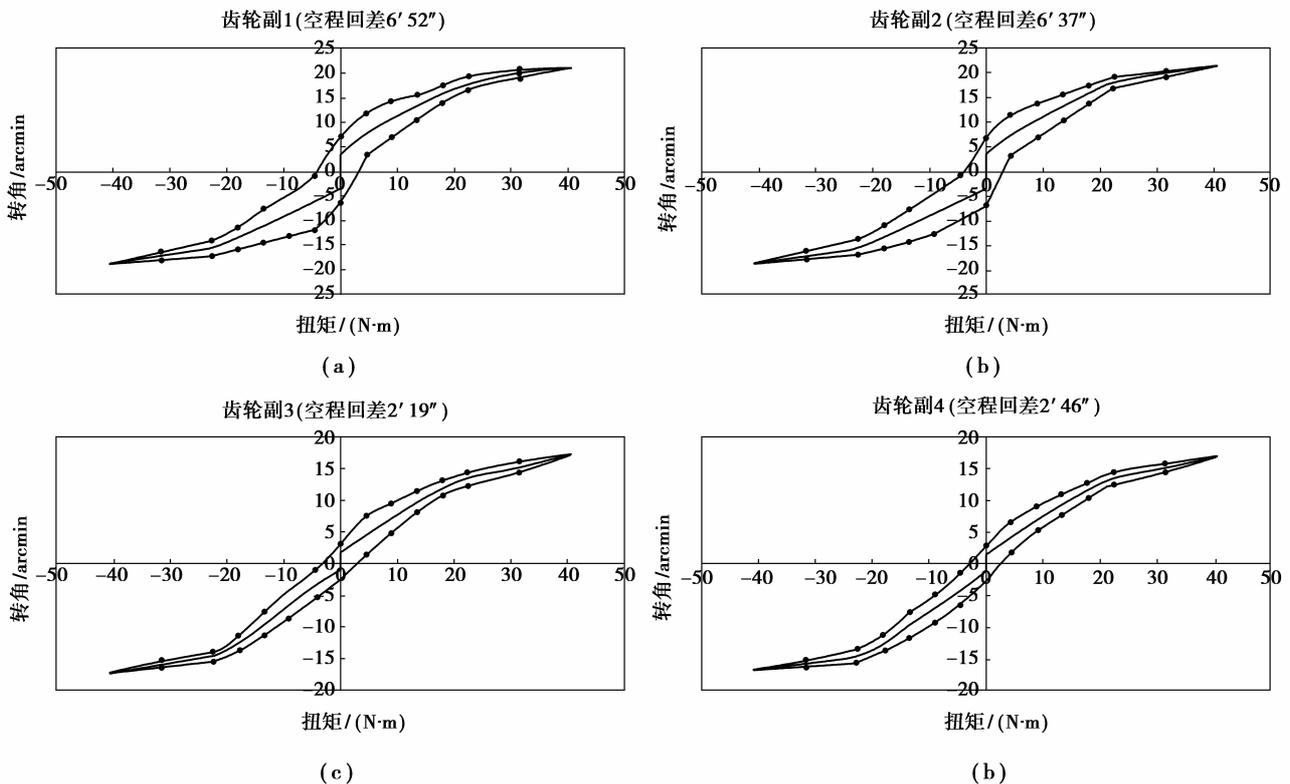


图 6 实验齿轮副机械滞后回线图

## 4 结 论

1) 提出将各齿齿厚偏差均匀的齿轮等效为径向变位齿轮处理, 计算等效变位量后, 以变位齿轮的无侧隙啮合中心距作为齿轮副装配中心距从而补偿齿厚偏差引起的齿侧间隙。

2) 齿圈径向跳动引起渐开线内啮合齿轮副的基圆圆心距作周期变化, 因此无法定量补偿其引起的齿侧间隙。但是为保证齿与齿之间的正常侧隙, 防止在中心距增大时齿轮啮合发生干涉或者卡死, 应取基圆圆心距的最大值为等效变位齿轮的无侧隙啮合中心距。

3) 基于结论 1)、2) 提出考虑加工条件限制的齿侧间隙控制方法并进行实验验证, 实验结果表明齿侧间隙引起的回转角分别由原先的  $6'52''$  和  $6'37''$  调整为  $2'19''$ 、 $2'46''$ 。提出的中心距设计计算公式为下一步进行齿轮变形协调的具体设计提供了基础。

### 参考文献:

- [1] Furuya N, Toba H, Oguri T, et al. Backlash compensation of reduction gears by twin motor cooperative control (1st report)-study on compensation method using backlash model [J]. Journal of the Japan Society for Precision Engineering, 2007, 73(4): 502-506.
- [2] Furuya N, Oguri T, Mashima A, et al. Backlash compensation of reduction gears by twin motor cooperative control (2st report)-study on control method based on simulation analysis [J]. Journal of the Japan Society for Precision Engineering, 2008, 74(10): 1107-1112.
- [3] Brauer J. Transmission error in anti-backlash conical involute gear transmissions; a global-local FE approach [J]. Finite Elements in Analysis and Design, 2005, 41(5): 431-457.
- [4] Hsu Y L, Wang S G. Minimizing angular backlash of a multistage gear train [J]. Journal of Engineering Manufacture, 2002, 216(4): 565-569.
- [5] 李新年. 高精度少齿差减速器的传动回差精度控制[J]. 船舶工程, 2003, 25(6): 28-30.  
LI Xinnian. Accuracy control of driving backlash of speed-reducer with high accuracy and low gear-tooth error [J]. Ship Engineering, 2003, 25(6): 28-30.
- [6] 周广武, 王家序, 李俊阳, 等. 滤波减速器回差精度分析与控制[J]. 中国科技论文在线, 2010, 5(8): 608-614.  
ZHOU Guangwu, WANG Jiayu, LI Junyang, et al. Analysis and control on the backlash of filtering gear reducer [J]. Sciencepaper Online, 2010, 5(8): 608-614.
- [7] 王国华, 陈明, 胡建国. 行星齿轮减速器基于回差分析的优化设计[J]. 机械设计与研究, 2005, 21(3): 56-58.  
WANG Guohua, CHEN Ming, HU Jianguo. Optimal design of planetary gear reducers based on backlash analysis [J]. Machine Design and Research, 2005, 21(3): 56-58.
- [8] 徐畅, 王家序, 肖科, 等. 基于概率理论的滤波减速器空程回差计算及分析[J]. 机械传动, 2010, 34(12): 1-5.  
XU Chang, WANG Jiayu, XIAO Ke, et al. Calculation and analysis on return difference of filtering gear reducer based on probability theory [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2010, 34(12): 1-5.
- [9] 付圣林. 齿轮传动回差对传动精度的影响[J]. 光电技术应用, 2003, 18(5): 51-54.  
FU Shenglin. Influence of retrace tolerance on gear driving precision [J]. Electro-Optic Technology Application, 2003, 18(5): 51-54.
- [10] Kalantari R, Foomani M S. Backlash nonlinearity modeling and adaptive controller design for an electromechanical power transmission system [J]. Scientia Iranica Transaction B: Mechanical Engineering, 2009, 16(6): 463-469.
- [11] Warnecke M, Jouaneh M. Backlash Compensation in gear trains by means of open-loop modification of the input trajectory [J]. Journal of Mechanical Design, 2003, 125(3): 620-624.
- [12] Mei Z Q, Yang R Q, Liang C, et al. The study of backlash compensation and its application in the robot checking the filter [J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2005, 25(3/4): 396-401.
- [13] Nordin M, Gutman P O. Controlling mechanical systems with backlash-a survey [J]. Automatica, 2002, 38(10): 1633-1649.
- [14] Senthilvelan S, Gnanamoorthy R. Influence of reinforcement on composite gear metrology [J]. Mechanism and Machine Theory, 2008, 43(9): 1198-1209.
- [15] 王家序. 滤波减速器: 中国, CN101725673A[P]. 2010-06-09.
- [16] 许洪基, 陶燕光, 雷光. 齿轮手册: 上册[M]. 2 版. 北京: 机械工业出版社, 2007: 2-41.