

圆弧端齿联轴器定位机理研究*

刘 恒^{1,2}, 洪 杰¹, 李垒栋², 邵伏永²

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;

2. 北京动力机械研究所, 北京 100074)

摘要: 为了获得圆弧端齿联轴器定位精度设计和评估方法, 对圆弧端齿联轴器定位机理进行了理论研究。阐述了圆弧端齿联轴器采用的弹性平均定位法及其定位原理, 分析了常见的弹性平均结构设计误区, 指出了影响弹性平均定位效果的关键因素。通过对圆弧端齿齿面受力分析, 揭示了齿面结构参数对定心效果的影响机理, 提出了齿面结构参数满足定心要求的必要条件, 并根据圆弧端齿联轴器结构特点, 构建了定位结构超静定系统力学模型。利用超静定系统平衡方程, 结合变形协调条件, 推导了圆弧端齿联轴器轴向偏差和同心偏差计算方法, 并给出了定位偏差计算算例。结果表明, 装配力和弹性补偿是弹性平均定位的关键要素, 定位结构应保证接触面在装配力的作用下可以产生有效弹性补偿; 联轴器轴向偏差和同心偏差受单齿刚度影响, 随着刚度弱化的相邻齿数增加, 轴向偏差变化率有逐渐增大趋势。

关键词: 转子; 圆弧端齿; 联轴器; 装配定位

中图分类号: V231.9 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4055 (2019) 06-1382-07

DOI: 10.13675/j. cnki. tjjs. 180176

Positioning Mechanism of Curvic Coupling

LIU Heng^{1,2}, HONG Jie¹, LI Lei-dong², SHAO Fu-yong²

(1. School of Energy and Power Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China;

2. Beijing Power Machinery Research Institute, Beijing 100074, China)

Abstract: In order to obtain the design and evaluation methods of positioning precision of curvic coupling, the positioning mechanism of curvic coupling was theoretically studied. The elastically averaged positioning method and its positioning principle adopted by curvic coupling were expounded. Common misunderstandings in structure design by elastically averaged positioning were analyzed, and the key influencing factors were pointed out. Through the force analysis of curvic coupling, the mechanism of structural parameters of tooth surface effect on concentric positioning were revealed, the necessary conditions for centering requirements were pointed out, and the statically indeterminate model derived from curvic coupling was constructed according to its structure characteristics. By using balance equations of the statically indeterminate model and deformation compatibility condition, the coaxial and concentric deviation calculation methods of curvic coupling were derived, and the calculation examples of the location deviation were given. The results show that assembly force and elastic compensation are the key factors of elastically averaged positioning. Positioning structures should ensure that contact surfaces can produce effective elastic compensation under the action of assembly force; the axial deviation and concentric deviation of the coupling are affected by the stiffness of the single tooth, and the change rate of axial deviation gradually increased with the increase of the number of adjacent teeth.

Key words: Rotor; Curvic coupling; Couplings; Assembly positioning

* 收稿日期: 2018-03-26; 修订日期: 2018-05-02。

基金项目: 国防科技工业局技术基础科研 (JSZL2016204B102)。

通讯作者: 刘 恒, 博士生, 高级工程师, 研究领域为转子动力学。E-mail: h-liu@foxmail.com

1 引言

现代航空燃气涡轮发动机转子常采用带有圆弧端齿联轴器的拉杆结构,拉杆依次穿过轮盘和轴段,采用螺母紧固,将各级轮盘和轴段组合在一起形成转子结构系统,如WZ16/Ardiden-3C高压转子、WZ8涡轴发动机高压转子等。为了实现转子结构系统动平衡需求,转子连接结构需要满足高精度装配定位要求,其定位精度不但影响转子装配质量,而且影响转子的动力学特性。

装配定位法分为运动学支承约束定位法和弹性平均定位法^[1]。运动学支承约束定位通过自由度精确控制零件间相互关系^[2],而弹性平均定位法利用工程材料内在的弹性,通过误差平均提高精度^[3]。在设计连接结构时,至少应满足运动学支承约束设计原则,但对于承受载荷的可重复装配结构连接界面,可采用更多的约束,通过弹性平均实现精确定位^[4]。弹性平均定位是一种过约束定位,定位面内设有大量按照一定次序排列的定位特征,形成的约束个数大于定位结构所需限制的自由度个数。遍布于一定范围内的大量定位特征在装配时受力并产生弹性变形^[5],使单个定位特征产生的误差通过特征数量被平均,有效补偿定位误差^[6-7]。

“弹性平均”一词由Strong于1951年首次提出^[8],此后一段时间内鲜有公开文献,近年来国内外学者开展一些研究^[9-11]。Slocum等^[12]在两个硅晶片上采用氢氧化钾分别腐蚀出棱锥和凹槽,并施加一定载荷使二者接触变形,测量结果表明,装配定位精度可以达到亚微米级。Slocum^[4]在介绍运动学支承约束定位设计理论和应用的综述中,将五种定位方法的重复定位精度进行了对比,指出弹性平均约束定位具有微米级定位精度。杨友东等^[13]介绍了端齿盘误差平均效应原理,指出端齿盘的分度精度不但与制造精度有关,而且与端齿盘齿数和齿的弹性误差补偿效应有关,根据端齿盘加工精度、齿数、材料、测量条件等因素给出了端齿盘分度精度计算经验公式。安虎平等^[14]在分析车削对刀法的基础上提出了圆分度误差的封闭性原理,推演了圆分度误差封闭性的数学关系式,给出了圆分度误差真值的计算方法。Davidson等^[15]对多个圆弧端齿连接结构相互连接产生的转子装配累积误差问题,提出了利用零件轴向、径向跳动实测误差使转子跳动达到最小值的虚拟装配优化算法,对丰富采用圆弧端齿连接多级转子定位精度研究手段具有积极意义。

圆弧端齿定位基于弹性平均原理,两个相互啮合的端齿盘在轻微接触时会因齿面制造误差在某些齿面间产生轻微干涉或微小间隙,当两端齿盘受轴向压力紧密贴合时,各齿面的弹性变形使制造误差被平均^[7],可以获得比单个齿位置精度更高的定位精度^[16]。圆弧端齿联轴器多个齿面同时接触,还具有承载能力强、结构紧凑的特点^[17]。圆弧端齿联轴器广泛应用于航空燃气涡轮发动机转子结构系统各零部件之间的连接。由于缺少对圆弧端齿定心原理的理论研究,在设计和评估端齿连接精度时,缺少必要的理论方法,在处理因圆弧端齿定心偏差导致的转子动力学问题时,缺少有效的改进手段,给圆弧端齿联轴器设计和工程应用带来困难。

本文利用弹性平均原理阐述了圆弧端齿联轴器定位结构特点,分析了齿面受力情况,建立了定位结构力学模型,提出了定位偏差计算方法,并给出了定心偏差计算算例,系统地研究了圆弧端齿联轴器的定位机理,为圆弧端齿联轴器定位结构设计和定位精度评估提供了有效手段。

2 圆弧端齿定位

阐述弹性平均定位法及其定位原理,分析弹性平均结构设计误区,指出影响弹性平均定位效果的关键因素,提出圆弧端齿定位偏差定义。

2.1 弹性平均原理

在制造过程中,加工误差不可避免,定位面内各定位特征不同程度的偏离理论位置,一般将定位特征偏离理论位置的最大值作为其加工误差。如果采用运动学支承约束法定位,依靠较少的定位特征对连接结构的6个自由度进行约束,那么连接结构的定位误差不会小于单个定位特征的加工误差,示意图如图1所示。如果采用弹性平均定位,在装配力作用下,各定位特征相互贴合,随着装配力的增大,接触面发生弹性变形,各定位特征之间的误差差异逐渐减小,连接结构的定位精度随之提高。

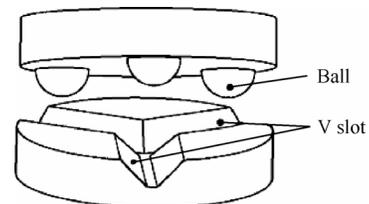


Fig. 1 Kinematic couplings^[18]

如图2所示,一个刚性平板被刚度分别为 k_1, k_2 ,

k_3, k_4 的4个弹簧支撑,初始平衡位置平板两侧的高度为 h_1 和 h_2 。对平板施加向下的作用力 F ,力的作用点位于平板刚心附近但不与刚心重合。在力的作用下,弹簧被压缩,平板向下移动后到达新的平衡位置,平板两侧高度变为 h'_1 和 h'_2 。为了简化计算,设弹簧刚度 $k_1=k_2=k_3=k_4=k$,弹簧间距为 l ,力 F 的作用点距弹簧 k_1 的距离为 m ,根据力的平衡方程、力矩平衡方程和变形协调条件,可以得到

$$h'_2 - h'_1 = h_2 - h_1 + \frac{3F(3l - 2m)}{10kl} \quad (1)$$

可见,当 $m > 1.5l$ 时,存在 $h'_2 - h'_1$ 小于 $h_2 - h_1$ 。可以证明,当4个弹簧刚度不同时,也能够找到合适的力作用点,使 $h'_2 - h'_1$ 小于 $h_2 - h_1$ 。

采用弹性平均原理的连接结构在装配力作用下产生弹性变形,单个特征的定位误差被平均,实现了连接结构定位精度的提升。

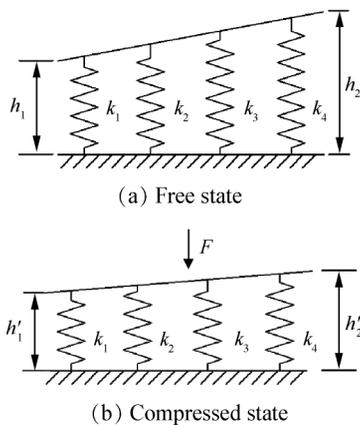


Fig. 2 Elastically averaged couplings

在采用弹性平均原理设计的定位结构中,主要有两种结构形式。第一种结构不依靠装配力产生弹性变形,而是通过定位特征加工误差引起的结构不匹配强迫定位特征发生弹性变形,如图3(a)所示。这类定位结构虽然采用了弹性平均原理,但在应用中有一定的局限性:加工误差需满足装配要求,即“装得上”;加工误差和定位特征刚度要满足精度要求。加工误差受装配要求制约,定位特征刚度也不能过大,产生弹性变形的装配力同时受到加工误差和定位特征刚度的影响,这对定位结构设计提出了更高要求。第二种结构对定位特征施加了全约束,当装配力较小时,仅有弹性补偿面发生变形,加工误差被平均,但当装配力达到一定数值时,其他不参与弹性补偿的配合面开始接触并发生变形,引起局部刚度增大,当装配力继续增大时,弹性补偿面变形增量减小,弹性平均效果减弱,如图3(b)所示。

装配力和弹性补偿是弹性平均定位的关键因素,各定位特征在装配力作用下产生的可用于补偿定位误差的弹性变形大小直接影响弹性平均定位效果。在设计定位特征时,应根据装配力的施加方式合理设置接触面,保证接触面在装配力的作用下可以产生弹性变形;还要根据连接结构特点、定位形式,合理约束定位特征的自由度,尽量避免因定位特征被完全约束而限制了弹性补偿面的变形。

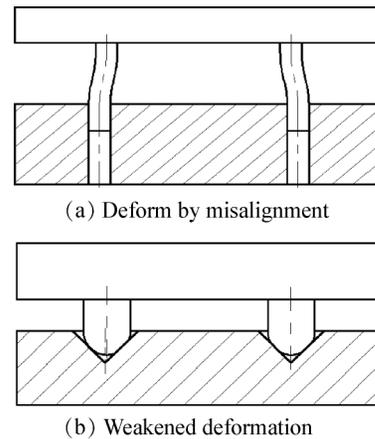


Fig. 3 Elastically averaged couplings with weakened structures

2.2 定位偏差定义

在工程应用中,一般采用专用端齿量规测量圆弧端齿联轴器的装配精度,测量方法如图4所示。利用量规对零件跳动直接测量能够判定零件及端齿的加工质量,但跳动的是综合误差,无法直接反应圆弧端齿的同心或同轴定位偏差。

根据圆弧端齿的功能和定心原理,提出圆弧端齿定位偏差的定义:

- (1) 轴向偏差,一对相互啮合的圆弧端齿凸齿齿盘和凹齿齿盘轴线之间的夹角。
- (2) 同心偏差,一对相互啮合的圆弧端齿凸齿齿盘和凹齿齿盘轴线与节平面交点的距离。
- (3) 分度偏差,一对相互啮合的圆弧端齿凸齿齿盘和凹齿齿盘周向分度误差。

分度偏差不是本文关注的重点,因此本文仅对前两种偏差进行研究。

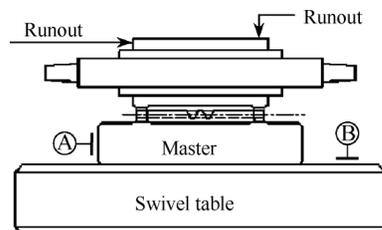


Fig. 4 Curvic coupling testing method^[19]

3 定位结构力学模型

分析圆弧端齿联轴器齿面受力情况,提出满足弹性平均原理要求的齿面参数要求,基于超静定结构系统构建圆弧端齿定位结构力学模型。

3.1 齿面受力分析

取一对相互啮合的凹齿齿槽和凸齿为研究对象,不考虑摩擦力的影响,对齿面进行受力分析,如图 5 所示。

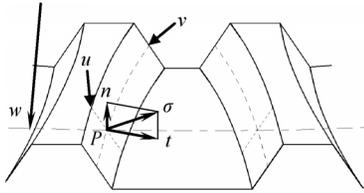


Fig. 5 Reaction force of concave tooth

过圆弧端齿轴段回转中心做回转面 w ,与凹齿齿面相交于长度为 l 的直线段 u ,节平面^[20]与凹齿齿面相交于长度为 s 的圆弧 v ,定义 u 与 v 的交点为 P 。

设 P 点处应力为 σ ,其方向垂直于齿面并指向齿面的回转轴, n, t 分别为 σ 沿齿高和圆弧 w 切向的分量。直线段 u 上的线应力 F_u 可以表示为

$$F_u = \int_u \sigma dl \quad (2)$$

沿圆弧 v 对线应力 F_u 积分,得到作用于齿面上应力的合力为

$$F = \int_v F_u ds \quad (3)$$

将 F_u 沿 n 方向和 t 方向分解,分别记为 F_{un} 和 F_{ut} ,对 F_{ut} 沿图 6 中圆弧曲线 v 积分,得到齿面合力在节平面内的分量为

$$F' = \int_v F_{ut} ds \quad (4)$$

在节平面上,将齿槽两侧圆弧 v 的圆心相连,以线段中点为原点,建立图 6 所示齿面局部坐标系,其 x 轴位于圆心连线上, y 轴指向圆弧端齿轴段的回转中心。 F' 沿 y 方向的分量可表示为

$$F'_y = \int_v F_{ut} \sin\theta ds \quad (5)$$

$$ds = R_c d\theta \quad (6)$$

式中 θ 为 F_{ut} 偏离 x 轴正方向的弧度, θ_1, θ_2 为 θ 的边界,且 $\theta_1 < \theta_2, R_c$ 为节锥圆半径^[20],则

$$F'_y = R_c \int_{\theta_1}^{\theta_2} F_{ut} \sin\theta d\theta \quad (7)$$

在弧长 v 内部,应力 F_u 沿弧长 v 的变化梯度很

小^[21],将其看作常量,因此

$$F'_y = F_u R_c \cos\alpha \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin\theta d\theta \quad (8)$$

式中 α 为压力角^[20]。

当 $|\theta_1| = |\theta_2|$ 时,上式右侧积分等于零,即齿面合力在圆弧端齿轴段回转半径方向上的分量为零,单个齿在该方向上无法依靠装配力产生有效变形补偿,导致圆弧端齿无法依靠弹性平均原理提高定心精度。

在圆弧端齿结构设计过程中,应合理设计齿面结构参数,避免齿面受力分量为零的现象,即在图 6 所示局部坐标系中,圆弧曲线 v 不应关于局部坐标 x 轴对称,使式(7)右侧定积分上、下限满足 $|\theta_1| \neq |\theta_2|$ 。

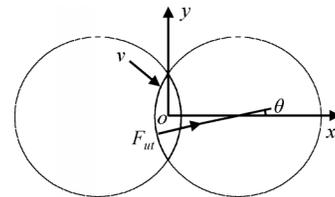


Fig. 6 Local coordinates of a concave tooth

为了实现上述要求,在设计圆弧端齿时,一般使分度圆直径(大径)和小径位于局部坐标系 x 轴同侧,并取二者的算术平均等于切点半径的 2 倍,即齿宽被切点平分。

对于采用经典结构设计方法^[20]的圆弧端齿,此时的齿面合力 F 作用点位于切点半径与节锥圆交点处且垂直于齿面并指向齿面回转轴,单侧齿面所受合力沿局部坐标 y 向即联轴器径向分量为

$$F'_y = F \cos\alpha \sin \frac{\chi}{4} \quad (9)$$

$$\chi = \frac{2\pi}{N} \quad (10)$$

式中 χ 为分度角, N 为圆弧端齿齿数。

定义 η 为单侧齿面受力沿 y 向即联轴器径向分量占齿面合力的比例,则

$$\eta = \cos\alpha \sin \frac{\pi}{2N} \quad (11)$$

在设计圆弧端齿联轴器时,可以把 $\eta > 0$ 作为齿面参数满足定心要求的必要条件。

3.2 超静定结构模型

采用弹性平均原理实现定位功能的结构具有多个接触面或连接特征,结构内部存在多余的约束,是一个超静定系统。

假设圆弧端齿的各个齿是独立的,在装配力的

作用下,圆弧端齿的凸齿和凹齿相互啮合,单个凹齿齿槽约束了凸齿的5个自由度,仅留有沿径向自由度,反之亦然,如图7所示。实际上,圆弧端齿定位是多个齿面相互啮合共同作用的结果,齿面轴向分力、径向分力与周向分力分别参与同轴、同心、分度定位补偿。

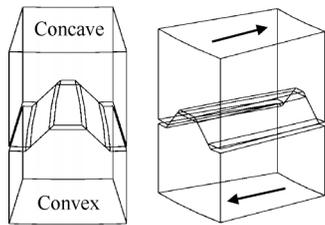


Fig. 7 DOF of one pair of teeth

圆弧端齿的齿面不可避免的存在制造误差,一对圆弧端齿开始啮合时,一些齿面最先接触,另一些齿面之间存在微小的缝隙;逐渐施加轴向压力后,在力的作用下,已经接触的齿面发生变形,存在缝隙的齿面缝隙逐渐缩小,直至齿面相互接触并发生变形。从未施加轴向压力的初始接触状态到施加轴向力后的最终接触状态,齿面的接触状态^[22]变化过程可分为3类,如表1所示。

接触状态变化过程的不同,反应了接触刚度的不同。种类1的接触刚度与齿面轮廓和材料有关;种类2的齿面间间隙消除但未发生接触变形,接触刚度很小;种类3是种类1与种类2的综合。

Table 1 Changing process of contact status

Type	Original	Final
1	Near contact	Sliding or sticking
2	Far open	Near contact
3	Far open	Sliding or sticking

由于多齿接触问题的复杂性,本文不对接触问题进行深入研究,仅讨论接触刚度差异或者连接长度差异对圆弧端齿定位偏差的影响,对圆弧端齿连接结构进行简化。把圆弧端齿轴段的基体看作圆形刚体,把凹齿齿面与凸齿齿面之间的连接看作是由相互协调的二力杆并联构件形成的弹性连接,简化结构如图8所示。

下方圆形刚体固支,上方圆形刚体由二力杆支撑在下方刚体上,各二力杆的长度相等但刚度不同。因此,圆弧端齿定位偏差计算问题可以描述为:在图8所示的超静定结构中,当在上方圆形刚体上作用一个竖直向下的集中力 F 时,求上方刚体的倾角和圆心 X, Y 向位移。

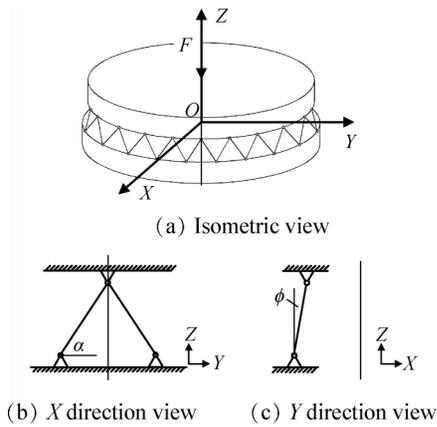


Fig. 8 Statically indeterminate structure

4 定位偏差计算方法

忽略刚体倾斜对刚体上点的 X, Y 坐标影响,将三维超静定问题分解为两个二维超静定问题进行研究:

- (1)求各二力杆变形沿 Z 坐标分量引起的刚体倾角。
- (2)求各二力杆变形在 XOY 平面内引起的刚体位移。

4.1 结构的刚心

在力的作用下,超静定系统内的两个刚体发生微小的相对运动,为了求解超静定系统的平衡方程,首先计算结构的刚心。

为了简化计算,设图8(a)中上方圆形刚体半径为 R ,图8(b)中二根杆的刚度相同,取并联刚度为 k_i 。在 XOY 平面中,设刚心位于点 $S(a, b)$,如图9所示。

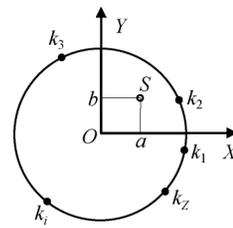


Fig. 9 Coordinates of center of stiffness

在自由状态下,超静定系统不受外力作用,结构平衡方程的矩阵形式为

$$(RT - XI_{2 \times 2})KJ_{z \times 1} = 0 \quad (12)$$

式中

$$R = \begin{bmatrix} R & \\ & R \end{bmatrix} \quad (13)$$

$$T = \begin{bmatrix} 1 & \cos \frac{2\pi}{N} & \dots & \cos \frac{2\pi(N-1)}{N} \\ 0 & \sin \frac{2\pi}{N} & \dots & \sin \frac{2\pi(N-1)}{N} \end{bmatrix} \quad (14)$$

$$K = \begin{bmatrix} k_1 & & & \\ & k_2 & & \\ & & \dots & \\ & & & k_z \end{bmatrix} \quad (15)$$

$$X = \begin{bmatrix} a \\ b \end{bmatrix} \quad (16)$$

$$I = \begin{bmatrix} 1 & 1 & \dots & 1 \\ 1 & 1 & \dots & 1 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ 1 & 1 & \dots & 1 \end{bmatrix} \quad (17)$$

求解矩阵 X 即可得到刚心在 XOY 平面内的坐标。在外力 F 的作用下,上方刚体将绕刚心 S 转动。

4.2 轴向偏差

在图 9 中,设力的作用点坐标为 (m, n) ,结构的平衡方程为

$$\begin{cases} (RT - XI_{2 \times z})K\delta = M \\ I_{1 \times z}K\delta = F \end{cases} \quad (18)$$

$$\delta = [\delta_1 \quad \delta_2 \quad \dots \quad \delta_z]^T \quad (19)$$

$$M = [F(m - a) \quad F(n - b)]^T \quad (20)$$

式中 δ_i 是 k_i 对应二力杆发生的弹性变形量在 Z 方向的分量。

上方刚体二力杆支点 P_i 的初始坐标为

$$P_i = \left[R \cos \frac{2\pi(i-1)}{N}, R \sin \frac{2\pi(i-1)}{N}, 0 \right] \quad (21)$$

刚体发生运动后,点 P_i 坐标变为

$$P'_i = \left[R \cos \frac{2\pi(i-1)}{N}, R \sin \frac{2\pi(i-1)}{N}, -\delta_i \right] \quad (22)$$

在 N 个支点中取三点构建向量,则平面法向量为

$$n = P'_1 P'_2 \times P'_1 P'_3 \quad (23)$$

因各点共面,则存在

$$n \cdot P'_i = 0 \quad (i \neq 1, 2, 3) \quad (24)$$

二力杆并联结构与上方刚体共形成 N 个支点,可以构建 $N-3$ 个等式,作为刚体运动前后的变形协调条件。将式(18)系统平衡方程与式(24)变形协调条件联立,构成 N 阶线性方程组,解得 δ 并将其带入式(23)得到刚体转动后的平面法向量 n 。 n 与 Z 坐标的夹角是二力杆变形沿 Z 坐标分量引起的刚体倾角,其与初始倾角作差后即得到轴向定位偏差。

4.3 同心偏差

根据变形协调关系,可以得到

$$\delta' = \delta \tan \varphi \quad (25)$$

式中 δ'_i 是 k_i 对应二力杆发生的弹性变形量在径向的分量, δ'_i 沿 X, Y 方向的合成后可得刚体位移,其与初始位移作差后即得到同心偏差。

5 算例

选用齿数 $N=32/36$,跨径节数 $27/29$,压力角 $\alpha=40^\circ$ 的圆弧端齿为计算对象,进行齿面径向分力计算和定位偏差计算。

5.1 齿面径向分力计算

采用式(11)计算齿面受力径向分量占齿面合力的比例。当齿数 $N=32$,跨径节数为 27 时,为 $\eta=3.75\%$;当齿数 $N=36$,跨径节数为 29 时, $\eta=3.34\%$ 。采用考虑无摩擦接触有限单元法的计算结果分别为 $\eta=3.63\%$ 和 $\eta=3.24\%$,该结果与理论计算结果相符。

5.2 定位偏差计算

设二力杆并联刚度 k_i 的基准值为 $8 \times 10^2 \text{N/mm}$,二力杆基准长度为 3mm。采用随机算法模拟圆弧端齿加工误差的随机分布,以二力杆长度沿 Z 向的变化量 δ_i 表示,分别取值 2.13, 2.13, 2.12, 2.11, 2.10, 2.08, 2.06, 2.04, 2.01, 1.99, 1.97, 1.95, 1.93, 1.91, 1.90, 1.90, 1.89, 1.90, 1.90, 1.91, 1.93, 1.95, 1.97, 1.99, 2.01, 2.04, 2.06, 2.08, 2.10, 2.11, 2.12, 2.13, 单位为 $1 \mu\text{m}$ 。施加压力前,上方刚体与 Z 轴的夹角为 $2.09 \times 10^{-5} \text{rad}$,施加竖直向下的 50N 作用力后,上方刚体与 Z 轴的夹角变为 $1.59 \times 10^{-5} \text{rad}$,轴向偏差减小,定位精度得到提升。

5.3 刚度弱化的影响

分别计算仅有 1 组、相邻 2 组、相邻 3 组、相邻 4 组二力杆的并联刚度各为基准值 10% 时,在 50N 力的作用下,刚体轴向偏差的变化。如图 10 所示,随着刚度弱化结构个数的增加,轴向偏差 θ 成线性增大,且变化率有逐渐增大的趋势。

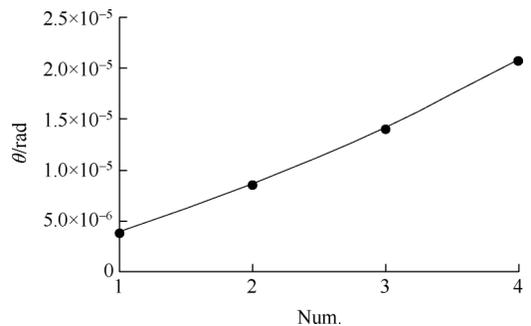


Fig. 10 Influence of weakened structures

6 结论

通过对圆弧端齿联轴器弹性平均定位原理的研究,揭示了齿面结构参数对定心效果的影响机理,提出了连接结构定位偏差计算方法,得到结论如下:

(1) 装配力和弹性变形补偿是圆弧端齿利用弹性平均原理实现定位的关键要素,在设计定位特征时,应确保接触面在装配力的作用下可以产生有效弹性变形。

(2) 在圆弧端齿结构设计过程中,应合理设计齿面结构参数,把单侧齿面受力沿联轴器径向分量不为零作为齿面参数满足定心要求的必要条件。

(3) 圆弧端齿联轴器轴向偏差和同心偏差受单齿刚度影响,随着刚度弱化的相邻齿数增加,轴向偏差变化率有逐渐增大趋势。

致谢:感谢国防科技工业局技术基础科研基金资助。

参考文献:

- [1] Slocum A H. Precision Machine Design [M]. *Englewood Cliffs: Prentice-Hall*, 1992.
- [2] 陈晓娟, 吴文凯, 傅学农, 等. 精确约束支承结构在惯性约束聚变装置中的应用与研究[J]. *机械科学与技术*, 2009, 28(8): 1111-1120.
- [3] De Vicq A N. Precision Engineering: An Evolutionary View [J]. *Precision Engineering*, 1990, 12(3): 180-181.
- [4] Slocum A H. Kinematic Couplings: A Review of Design Principles and Applications[J]. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 2010, 50(4): 310-327.
- [5] Willoughby P J, Slocum A H. Precision Connector Assembly Using Elastic Averaging[C]. *Orlando: ASPE Annual Conference*, 2004.
- [6] Rowe K G, Dickrell D J, Sawyer W G. Interrupted Measurement Repositioning Using Elastic Averaging [J]. *Tribology Letters*, 2015, 59(1): 1-3.
- [7] Willoughby P. Elastically Averaged Precision Alignment [D]. *Cambridge: Massachusetts Institute of Technology*, 2005.
- [8] Strong J. New Johns Hopkins Ruling Engine[J]. *Journal of the Optical Society of America*, 1951, 41(1): 3-15.
- [9] Jones R V. Some Uses of Elasticity in Instrument Design [J]. *Journal of Scientific Instruments*, 1962, 39(5): 193-203.
- [10] Slocum A H. Kinematic Couplings for Precision Fixturing, Part 1: Formulation of Design Parameters[J]. *Precision Engineering*, 1988, 10(2): 85-91.
- [11] Slocum A H, Donmez A. Kinematic Couplings for Precision Fixturing, Part 2: Experimental Determination of Repeatability and Stiffness [J]. *Precision Engineering*, 1988, 10(3): 115-122.
- [12] Slocum A H, Weber A C. Precision Passive Mechanical Alignment of Wafers[J]. *Journal of Microelectromechanical Systems*, 2003, 12(6): 826-833.
- [13] 杨友东, 谷振华. 基于误差平均效应分度装置的分度精度的研究[J]. *应用科技*, 2002, 29(7): 1-3.
- [14] 安虎平, 刘 昊. 高精度零件加工中的误差平均法原理及其应用[J]. *机械制造*, 2010, 48(12): 57-59.
- [15] Davidson J K, Wilcox L E. Minimizing Assembly Run-out in Turbo-Machines Made with Curvic Couplings[J]. *Journal of Engineering for Power*, 1976, (1): 37-46.
- [16] Slocum A H, Chiu M A, Hobbs E D, et al. Kinematic and Elastically Averaged Joints Connecting the Past, Present and Future [C]. *Japan: International Symposium on Ultraprecision Engineering and Nanotechnology*, 2013.
- [17] Jiang X, Zhu Y, Hong J. Development and Validation of Analytical Model for Stiffness Analysis of Curvic Coupling in Tightening[J]. *Journal of Aerospace Engineering*, 2014, 27(4): 1-14.
- [18] Culpepper M L. Design of Quasi-Kinematic Couplings [J]. *Precision Engineering*, 2004, 28(3): 338-357.
- [19] HB 20046- 2011, 圆弧端齿检验[S].
- [20] 刘 恒, 洪 杰, 邵伏永, 等. 圆弧端齿结构设计和加工工艺研究进展与展望[J]. *推进技术*, 2018, 39(4): 1-10. (LIU Heng, HONG Jie, SHAO Fu-yong, et al. Progress and Prospect of Structural Design and Processing Technology of Curvic Coupling [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2018, 39(4): 1-10.)
- [21] 黄 发. 圆弧端齿结构设计方法研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2013.
- [22] Liu S, Ma Y, Zhang D, et al. Studies on Dynamic Characteristics of the Joint in the Aero-Engine Rotor System [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2012, 29(5): 120-136.

(编辑:朱立影)