

DOI: 10.7652/xjtuxb201303017

楔式动力卡盘静态夹持精度建模与综合

王健健, 张建富, 冯平法, 吴志军, 赵沿民

(清华大学精密仪器与机械学系, 100084, 北京)

摘要: 为了提高液压动力卡盘的设计及制造精度, 基于小位移旋量的方法, 考虑 4 个精度指标及 9 项一致性的因素后, 采用多体理论建立了楔式动力卡盘的静态夹持精度模型。基于该模型, 采用蒙特卡罗方法对批量生产条件下的卡盘的静态夹持精度、单个卡盘的重复静态夹持精度, 以及高爪配车后的定心精度进行了分析, 定量地阐述了各因素对卡盘静态夹持精度的影响程度, 进而针对线性化处理后的精度模型, 以成本最小化为目标函数, 提出了使用遗传算法进行精度综合的方法。研究表明, 对于型号为 KT55200 的卡盘, 当楔心套和盘体的配合间隙控制在 $10\ \mu\text{m}$ 以内时, 高爪配车才能有效提高卡盘的重复定心精度, 通过一致性控制向量寻优进行精度综合, 可降低 19% 的生产成本。

关键词: 动力卡盘; 静态夹持精度; 精度综合

中图分类号: TG506.1; TG751.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2013)03-0090-06

Modeling and Optimizing of Static Chucking Accuracy of Power-Operated Wedge Hook Chuck

WANG Jianjian, ZHANG Jianfu, FENG Pingfa, WU Zhijun, ZHAO Yanmin

(Department of Precision Instrument & Mechanology, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: To improve the static chucking precision of power-chuck, considering four precision parameters and nine consistency factors, the tolerance of modeling method combining multi-body system theory is introduced. The repositioning precision analysis of single chuck, key factors of the consistency control and the centering accuracy of the turning top jaws are quantificationally described with this model. For the chuck KT55200, only when the interval between chuck body and wedge plunger is limited within $10\ \mu\text{m}$, the method of turning top jaws efficiently improves the centering accuracy. The general specification is once introduced in genetic algorithm, and the manufacturing cost can be lowered by 19%.

Keywords: power-chuck; static chucking accuracy; optimization of accuracy

现代制造技术的发展, 对机床及其主要功能部件的精度^[1]提出了更高的要求。液压动力卡盘是数控机床上以配套的高速回转油缸为动力源的通用夹具, 其精度直接影响着数控机床的整体精度水平, 是数控机床几大关键的功能部件之一。动力卡盘的增力方式有多种, 其中楔式^[2]是目前使用最为广泛的一种形式。

理想的车床夹具应时刻保证工件轴线与车床主轴中心线重合, 这样才不会对工件的形位精度造成不利影响。工件的形状误差和位置误差主要是由于卡盘夹持不精确^[3]引起的, 而提高卡盘夹持精确程度的方法有: 减小制造和装配误差^[4], 减小动态冗余度^[5], 选择正确的夹持状态^[6], 提高夹持刚度^[6], 误差实时补偿^[7]等。

收稿日期: 2012-07-29。 作者简介: 王健健(1988—), 男, 硕士生; 冯平法(通信作者), 男, 教授, 博士生导师。 基金项目: 国家科技重大专项资助项目(2012ZX04002-061)。

网络出版时间: 2013-01-10

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20130110.1159.003.html>

在卡盘的设计制造过程中,由于存在误差,因此通过公差合理分配来控制这些误差,可以有效提高卡盘夹持系统的工作精度^[8]。传统的专家设计法仅凭经验来选择卡盘主要零件的制造公差,由于难以实现卡盘的制造精度与生产效率的统一,因此建立一种精确的理论模型和计算方法尤为重要。针对这一问题,本文提出了卡盘静态夹持精度的概念,并采用小位移旋量方法,建立了楔式动力卡盘静态夹持精度的数学模型,并对卡盘的精度设计方法进行了研究,从而实现了静态夹持精度的正向预测与反向优化分配,以期有效提高卡盘的静态夹持精度、充分发挥企业的生产能力提供了理论支持。

1 卡盘的静态夹持精度指标

如图1所示,楔式动力卡盘的关键零部件主要包括:盘体、楔心套、基爪、高爪。工业生产要求卡盘

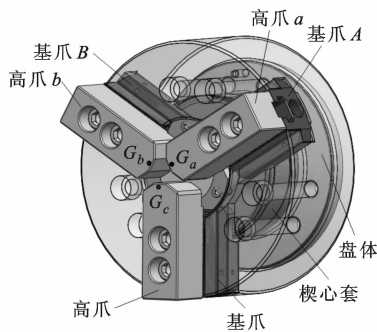


图1 楔式动力卡盘结构示意图

能够准确地定位工件,定位的精度与卡盘、工件、切削等参数有关,但应该先考虑卡盘自身的精度^[8],因此将夹持工件之前卡盘自身的精度定义为卡盘的静态夹持精度。根据设计、制造及检测中的相关标准^[9],选用以下4项精度指标来度量卡盘静态夹持的精度。

(1)定心精度 P_1 ,数值上等于3个高爪上名义对称中心的3个点(如图1)实际所在圆的圆心 O' 到名义对称中心 O 的距离,即

$$P_1 = \overline{OO'} \quad (1)$$

(2)梳齿半径比较精度 P_2 ,同半径梳齿数值上等于卡盘中心距离的比较误差,即3个基爪上名义对称的梳齿距卡盘中心距离的比较误差,用 G_i ($i=a, b, c$) 到卡盘中心轴线的距离 r_i ($i=a, b, c$) 的比较误差计算

$$P_2 = \max(|r_a - r_b|, |r_b - r_c|, |r_c - r_a|) \quad (2)$$

(3)基爪梳齿等高精度 P_3 (简称等高精度),其

数值上等于3个基爪梳齿面(或上平面)距卡盘安装基准面的比较误差,用 G_i 到卡盘安装基准面距离 h_i ($i=a, b, c$) 的比较误差计算

$$P_3 = \max(|h_a - h_b|, |h_b - h_c|, |h_c - h_a|) \quad (3)$$

(4)基爪对中精度 P_4 ,其数值上等于基爪的长键(或长槽)中心线偏离卡盘中心的距离,即

$$P_4 = \max(L_4 \Delta\theta_z + \Delta y) \quad (4)$$

式中: L_4 为基爪体坐标系原点 O_e 到盘体轴线 L 的距离; $\Delta\theta_z$ 、 Δy 分别为基爪体坐标系绕 z 轴的微小转动量和沿 y 轴的微小移动量。

定心精度和等高精度是非常关键的精度指标,其中定心精度指标控制着工件的径向定位误差,等高精度指标控制着工件的轴向倾转误差。为了减小卡爪夹持弧轴向不一致性导致的工件轴向倾转,可以选用工件的端面作为主定位面^[10],而等高精度指标控制着平面 G_a 、 G_b 、 G_c 的法向量 $\mathbf{n}$ 与卡盘中心线夹角的大小,进而控制工件的轴向倾转误差。

2 卡盘的静态夹持精度建模

卡盘对工件的夹持是3个高爪共同动作的结果,因此3个高爪位姿的一致性控制是实现卡盘高静态夹持精度的关键。本文根据多体理论和小旋量的方法^[11],对精度进行建模,采用直角笛卡尔坐标系、盘体坐标系和惯性参考坐标系重合,将 O_e 建立在基爪中心上(筋中间平面、筋上面的中间平面、基爪径向中心平面的交点),盘体和基爪坐标系的建立如图2所示。

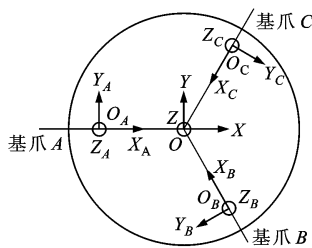


图2 盘体与基爪坐标系示意图

引入公差后,坐标系相对于理想位置变动的小位移旋量构成的矩阵称为变动矩阵。楔心套与基爪A之间的坐标传递矩阵为

$$\mathbf{T}_{EA} = \mathbf{T}(x, y, z) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & x \\ 0 & 1 & 0 & y \\ 0 & 0 & 1 & z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (5)$$

建立在轴线上的楔心套、基爪体坐标系的变动矩阵

$$\mathbf{H}_k (k = E, A, B, C) =$$

$$\begin{bmatrix} 1 & -\Delta\theta_{Zk} & \Delta\theta_{Yk} & \Delta x_k \\ \Delta\theta_{Zk} & 1 & -\Delta\theta_{Xk} & \Delta y_k \\ -\Delta\theta_{Yk} & \Delta\theta_{Xk} & 1 & \Delta z_k \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (6)$$

式中: $\Delta\theta_{Xk}$ 、 $\Delta\theta_{Yk}$ 、 $\Delta\theta_{Zk}$ 分别为变动后的坐标系在原坐标 x 、 y 、 z 轴上的投影; Δx_k 、 Δy_k 、 Δz_k 分别为平移矢量在原坐标系 x 、 y 、 z 轴上的投影。

绕 z 轴的旋转矩阵

$$\mathbf{R}_Z(\theta) = \begin{bmatrix} \cos\theta & \sin\theta & 0 & 0 \\ -\sin\theta & \cos\theta & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (7)$$

记高爪上 $G_i (i=a, b, c)$ 在惯性坐标系中的向量坐标为 $\mathbf{W}_i (i=a, b, c)$, 则

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{W}_a &= \mathbf{H}_E \mathbf{T}_{EA} \mathbf{H}_A \mathbf{R} \\ \mathbf{W}_b &= \mathbf{H}_E \mathbf{R}_Z(2\pi/3) \mathbf{T}_{EA} \mathbf{H}_B \mathbf{R} \\ \mathbf{W}_c &= \mathbf{H}_E \mathbf{R}_Z(-2\pi/3) \mathbf{T}_{EA} \mathbf{H}_C \mathbf{R} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

式中: $\mathbf{R}_Z(\pm 2\pi/3)$ 、 $\mathbf{T}_{EA}$ 分别表示楔心套与基爪 B 和基爪 C 之间的坐标传递矩阵; $\mathbf{R}$ 为 G_i 点对应的位置向量。

楔式动力卡盘有 3 个基爪、3 个高爪, 楔心套有 3 个楔口, 它们分别组成了 3 个不同运动传递方向 (以 $j=t_A, t_B, t_C$ 表示) 的夹紧传递系统。为了控制夹紧运动 3 个传递方向的一致性 (3 个方向的中心对称), 应保证卡盘静态夹持的精度, 通过某系列动力卡盘的制造图纸和工艺, 提取了 9 个需要控制一致性的制造和装配误差 (简称一致性因素): d_{EF} 为楔心套与盘体的配合间隙; d_{1j} 为基爪筋与盘体横槽配合间隙; d_{2j} 为基爪筋上面与盘体直槽配合间隙; f_{Ej} 为楔心套楔口位置误差; f_{1j} 为基爪梳齿面距筋高度误差; f_{2j} 为基爪梳齿累积总误差; f_{3j} 为基爪两对筋面位置误差; f_{F1j} 为盘体上横槽面位置误差; f_{F2j} 为盘体横槽宽误差。

对于 $\mathbf{H}_E = \mathbf{T}(x, y, 0)$, x 、 y 由如下约束获得, 其中 U 、 N 分别表示均匀分布和高斯分布, 即

$$\left. \begin{aligned} x_0 &= r \cos\alpha; \quad y_0 = r \sin\alpha; \quad r \sim U(0, 0.5d_{EF} \sin\alpha); \\ \alpha &\sim U(0, 2\pi) \\ x &= \begin{cases} x_0; & |x_0| \leq 0.58 \min(d_{2j}) \\ 0.58 \min(d_{2j}); & |x_0| \geq 0.58 \min(d_{2j}), x_0 > 0 \\ -0.58 \min(d_{2j}); & |x_0| \geq 0.58 \min(d_{2j}), x_0 < 0 \end{cases} \\ y &= \begin{cases} y_0; & |y_0| \leq 0.58 \min(d_{2j}) \\ 0.58 \min(d_{2j}); & |y_0| \geq 0.58 \min(d_{2j}), y_0 > 0 \\ -0.58 \min(d_{2j}); & |y_0| \geq 0.58 \min(d_{2j}), y_0 < 0 \end{cases} \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

式中: $\min(d_{2j})$ 表示 $\min(d_{2t_A}, d_{2t_B}, d_{2t_C})$ 。

对于 $\mathbf{H}_k$, 当 $k=A, B, C$ 时, 投影采用与 $\mathbf{H}_E$ 不同的公式计算, 即

$$\left. \begin{aligned} \Delta x_k &= f_{F1t_k} \tan\beta + f_{Et_k} + f_{2t_k}; \Delta y_k = 0 \\ \Delta z_k &= f_{1t_k} + f_{F1t_k} - 0.5 f_{F2t_k} \\ \Delta\theta_{Xk} &= \min(f_{3t_k}/L_1, d_{2t_k}/L_3) \\ \Delta\theta_{Yk} &= d_{1t_k}/L_2; \Delta\theta_{ZA} = \min(y/L_4, d_{2t_A}/(6L_2)) \\ \Delta\theta_{ZB} &= \min((0.5x - 0.87y)/L_4, d_{2t_B}/(6L_2)) \\ \Delta\theta_{ZC} &= \min(-(0.5x + 0.87y)/L_4, d_{2t_C}/(6L_2)) \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

式中: L_1 、 L_2 、 L_3 分别为基爪的总宽、总长及基筋上面的高; L_4 为 O_c 到盘体回转中心 L_o 的距离; β 为楔角。如图 3 所示, 设第 i 个一致性因素的控制量为

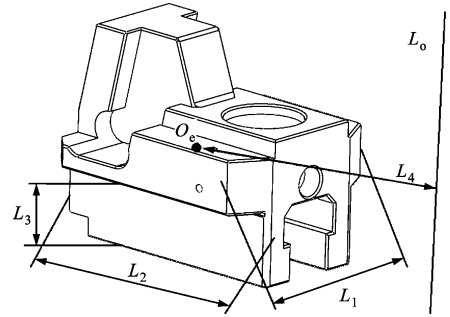


图3 基爪尺寸参数示意图

$M_i (i=1, 2, \dots, 9)$, 由于生产中各因素的实际值必须小于或者等于控制值, 因此各因素的实际值为 $m_{ji} (i=1, 2, \dots, 9; j=t_A, t_B, t_C)$, 且记 $m_{t_{A1}} = m_{t_{B1}} = m_{t_{C1}} = v$, 则有

$$m_{ji} \sim N\left(\frac{M_i}{2}, \frac{M_i^2}{36}\right) \quad (11)$$

由 4 个精度指标 $P_k (k=1, 2, 3, 4)$ 组成的向量为精度指标向量, 用 $\mathbf{P} = (P_1, P_2, P_3, P_4)^T$ 表示; 由 9 个一致性因素 M_i 组成的向量为一致性因素控制向量, 简称一致性控制向量 $\mathbf{M} = (M_1, M_2, \dots, M_9)^T$ 。对于某个特定的卡盘, m_{ji} 的 27 个分量组成的 3 行 9 列制造误差矩阵为 $\mathbf{m}$ 。由下式得到了 $\mathbf{P}$ 与 $\mathbf{M}$ 、 $\mathbf{m}$ 的映射关系, 即批量生产条件下卡盘的静态夹持精度模型

$$\mathbf{P} = f(\mathbf{M}) \quad (12)$$

单个卡盘的重复夹持精度模型

$$\mathbf{P} = g(\mathbf{m}) \quad (13)$$

3 卡盘的静态夹持精度分析

采用蒙特卡罗法进行数值模拟实验, 分析了卡

盘的批量制造精度、单个卡盘的重复静态夹持精度和高爪配车后的定心精度。记各实验所得精度数据的期望值为 u , 标准差为 σ , 取 $u+3\sigma$ 来度量批量生产条件下卡盘的静态夹持精度, 用 3σ 度量单个卡盘的重复静态夹持精度。本文以楔式动力卡盘 KT55200 为例进行精度设计, 主要参数如下: $L_1=57\text{ mm}$, $L_2=72\text{ mm}$, $L_3=50\text{ mm}$, $L_4=70\text{ mm}$, $\beta=13^\circ$, $\boldsymbol{H}_E=T(-70\text{ mm}, 0\text{ mm}, 20\text{ mm})$, $\boldsymbol{R}=(30, 0, 20, 1)^\text{T mm}$ 。

3.1 批量生产条件下的卡盘静态夹持精度

对于 KT55200 的制造图纸, $\boldsymbol{M}$ 取 $(10, 30, 60, 20, 10, 20, 10, 10, 10)^\text{T } \mu\text{m}$, 采用 $\boldsymbol{P}=f(\boldsymbol{M})$ 进行数值实验, 对卡盘的静态夹持精度做正向预测, $\boldsymbol{P}=(21, 36, 16, 28)^\text{T } \mu\text{m}$ 。对数值实验所产生的精度指标数据进行统计分析, 得到的统计频率直方图如图 4 所示。由图 4 可以看到, 精度数据呈现近似高斯分布, 与生产经验相符。

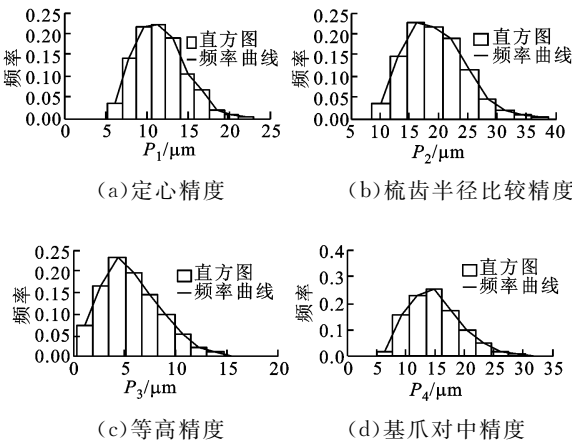


图 4 静态夹持精度分布频率图

采用控制变量法, 模拟 M_i 在一定范围内的变化, 并统计 $P_k(k=1, 2, 3, 4)$ 的变化情况, 以 $\Delta P_k/\Delta M_i$ 度量 M_i 对 P_k 的影响程度。对 $P_k/\Delta M_i$ 的数值乘以 100, 并作取整处理, 如表 1 所示。

表 1 各因素对静态夹持精度的相对影响

M_i	P_1	P_2	P_3	P_4
M_1	40	66	0	53
M_2	1	2	28	0
M_3	15	31	0	46
M_4	38	60	0	0
M_5	0	0	68	0
M_6	35	52	0	0
M_7	0	0	8	0
M_8	5	9	71	0
M_9	0	0	33	0

表 1 中的数值越大, 表示各因素对静态夹持精度的相对影响程度也越大, 其影响因素为: ①对于自定心精度, 楔心套和盘体的配合间隙、楔心套三楔口位置比较允差、三高爪梳齿累积比较允差的影响最大, 其次是基爪筋上面与盘体直槽配合间隙, 而梳齿同半径精度与自定心精度的情况基本一致; ②对于等高精度, 三基爪梳齿面距筋高度的比较允差、盘体三横槽面位置比较允差的影响最大, 其次是基爪筋与盘体横槽配合间隙、两筋面位置度允差和盘体三横槽槽宽的比较允差; ③对于基爪对中精度, 楔心套和盘体的配合间隙、基爪筋上面与盘体直槽配合间隙的影响最大; ④两筋面位置误差对各精度的影响都不大, 但是生产中仍要控制它, 以保证基爪在导轨中滑动平稳, 一般要求其小于筋与盘体横槽配合间隙的 1/3, 可以通过控制公差成本函数的系数来实现这种数量的约束关系。

3.2 单个卡盘的重复静态夹持精度的分析

对于已经生产出的某一个特定的卡盘, 不同夹持过程中的静态夹持精度, 特别是定心精度都是离散的, 将离散程度的大小称为卡盘的重复静态夹持精度 F , 并用式 (13) 来研究卡盘的重复静态夹持精度。取 $\boldsymbol{M}$ 为 $(10, 30, 60, 20, 10, 20, 10, 10, 10)^\text{T } \mu\text{m}$, 在 $\boldsymbol{M}$ 控制下, 生产出的某个卡盘的制造偏差矩阵 $\boldsymbol{m}$ 可由 Matlab 中的高斯分布取值函数 Normrnd 获得 (见表 2)。

表 2 某特定卡盘的制造偏差矩阵元素的取值

j	$m_{ji}/\mu\text{m}$								
	$i=1$	$i=2$	$i=3$	$i=4$	$i=5$	$i=6$	$i=7$	$i=8$	$i=9$
t_A	10	13	40	9	2	10	3	6	8
t_B	10	13	26	12	7	16	1	6	11
t_C	10	25	37	15	7	11	4	6	5

采用式 (13) 对单个卡盘的静态夹持精度进行数值实验, 对实验数据进行统计分析, 从中获得的重复静态夹持精度的统计频率直方图如图 5 所示。静态夹持精度的指标值越是离散, 卡盘的重复静态夹持精度越差, 从图 5 中可以看到重复夹持对等高精度没有影响。

对 m_1 取从 $0\sim30\text{ }\mu\text{m}$ 之间的不同数值, 模拟楔心套与盘体的配合间隙 d_{EF} 的不同取值, 用式 (13) 计算不同 d_{EF} 下卡盘的定心精度, 对获得的数据进行统计分析, 以 $3\sigma(P_1)$ 度量定心精度的离散程度, 即重复定心精度 P_a , 其影响曲线如图 6 所示。

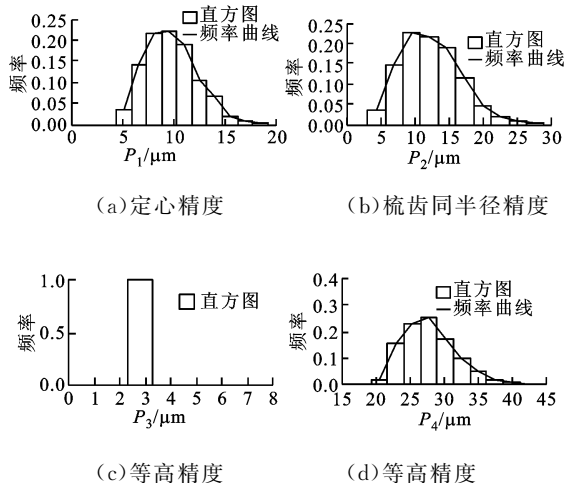


图 5 重复静态夹持精度的频率图

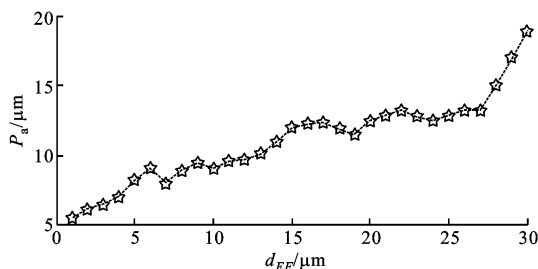


图 6 楔心套与盘体配合间隙对重复定心精度的影响曲线

通过对图 6 中的数据进行统计拟合,得到

$$3\sigma(P_1) = k_m d_{EF} \quad (14)$$

式中: k_m 为比例系数。生产中可以通过对配合公差的合理分配来实现对配合间隙的控制,也可以采用分组选配的方法,分组越多, d_{EF} 越小,则重复定心精度越高。若使重复夹持精度控制在 $10 \mu\text{m}$ 以内,则 d_{EF} 应该控制在 $12 \mu\text{m}$ 以内。

3.3 高爪配车对静态夹持精度的影响

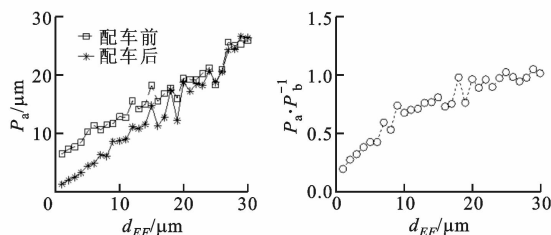
为了提高卡盘的静态夹持精度,在使用之前,一般会对高爪进行配磨或者配车。当加工外径为 Φ 的棒料时,可使卡盘在夹持成型垫圈的状态下,对高爪进行成型车(磨)削,从而加工出直径为 Φ 的夹持弧。

精度模型的配车过程为:经过一次夹持后,求得 G_a 、 G_b 、 G_c 距盘体中心的距离分别为 r_a 、 r_b 、 r_c ,经过配车后,将式(8)中 3 个运动传递方向上的 $\mathbf{R}$ 分别修正为

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{R}_a(x) &= \mathbf{R}(x) - \max(r_a, r_b, r_c) + r_a \\ \mathbf{R}_b(x) &= \mathbf{R}(x) - \max(r_a, r_b, r_c) + r_b \\ \mathbf{R}_c(x) &= \mathbf{R}(x) - \max(r_a, r_b, r_c) + r_c \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

m 的取值采用 $\mathbf{P} = g(m)$ 进行一次模拟夹持实验,然后依据式(15)进行模拟配车实验。取 m_1 从 $0 \sim 30 \mu\text{m}$ 之间的不同数值,模拟 d_{EF} 的不同取值,得到的高爪配车前、后的重复定心精度曲线如图 7 所示。

由图 7 可见,盘体与楔心套的配合间隙越大,配车后的重复定心精度 P_a 与配车前的重复定心精度 P_b 的比值也越大,说明配车效果较差。对于 KT55200 的卡盘, d_{EF} 应控制在 $10 \mu\text{m}$ 以内,才能明显提高重复定心的精度。



(a) 精度曲线 (b) 精度比率

图 7 配车前、后的重复定心精度曲线及精度比率

4 卡盘的静态夹持精度综合

精度综合的实质是在一定约束条件下,对目标函数的寻优。对于中等或高精度且生产批量大的设备,在满足一定的设计精度指标下,应追求更好的结构、工艺以及技术经济指标^[12]。以满足精度指标要求来构造约束条件,以成本函数最小化为目标函数,并采用遗传算法进行寻优。目标函数为 $\min(U)$, U 为加工成本函数,采用负平方成本模型,即

$$U(M_i) = k_i / M_i^2 \quad (16)$$

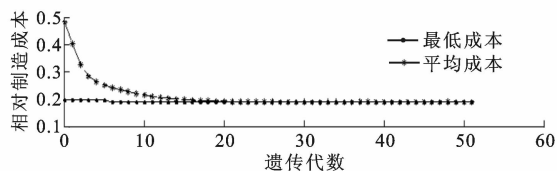
$$U = \sum U(M_i), \quad i = 1, 2, 3, \dots, 9 \quad (17)$$

式中: k_i 为各控制量间的相对成本系数,表示各控制量的控制难度。由模糊统计法获得的约束条件为 $f(\mathbf{M}) \leq u\mathbf{P}$, 其中 u 为安全系数。通过分析,对精度模型进行多次求解,得到的数据用线性关系近似得

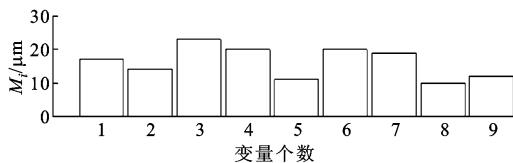
$$f(\mathbf{M}) \approx \mathbf{QM} \quad (18)$$

式中: $\mathbf{Q}$ 为系数矩阵。对于 KT55200 卡盘,用式(12)计算获得 $\mathbf{M}$ 与 $\mathbf{P}$ 的对应数据,拟合后求得 $\mathbf{Q}$, 相关系数在 0.95 以上。设 $\mathbf{k}$ 为 k_i 构成的相对成本系数向量,取 $\mathbf{k} = (4, 3, 4, 2, 5, 7, 0.5, 2, 2)$; 精度约束指标采用 $\mathbf{P} = (21, 36, 16, 28)^\top \mu\text{m}$, $u = 0.95$ 。

采用遗传算法,在 Matlab 中优化求解,种群规模为 100,生存到下一代的个数为 90,交叉率为 0.75,突变率为 0.10,寻优过程如图 8 所示。



(a) 相对制造成本的变化曲线



(b) 最优一致性控制量

图8 遗传算法的寻优过程

由图8a可见,在第50代左右时,获得最优解。如图8b所示,最优解为 $\mathbf{M}=(17,14,23,20,11,20,19,10,12)^T \mu\text{m}$ 。优化前由 $\mathbf{M}=(10,30,60,20,10,20,10,10,10)^T \mu\text{m}$ 控制的相对制造成本为0.162,优化后的相对制造成本为0.131,比优化前降低了19%。当 $\mathbf{M}=(17,14,23,20,11,20,19,10,12)^T \mu\text{m}$ 时,既能满足卡盘的重复静态夹持精度的要求,又能获得最佳的经济效益。

5 结 论

基于小位移旋量的精度建模理论和方法,本文建立了楔式动力卡盘的静态夹持精度模型,并采用该模型对卡盘的静态夹持精度进行了分析与综合,定量阐述了各因素对卡盘静态夹持精度的影响。研究表明,盘体与楔心套的配合间隙与卡盘的重复夹持精度成正相关关系,只有将盘体与楔心套配合间隙控制在足够小的情况下,卡盘装配后的高爪配车才能有效地提高夹持的精度。在此基础上,根据成本函数,使用遗传算法对各影响因素进行了综合分析,在满足精度要求的条件下,优化主要的一致性因素控制值,使制造成本降低了19%。本文的研究对现实生产中精度与效率的统一具有重要的指导意义。

参考文献:

- [1] BYRNE G, DORNFELD D, DENKENA B. Advancing cutting technology [J]. CIRP Annals-Manufacturing Technology, 2003, 52(2): 483-507.
- [2] 杨华勇,周城. 定心液动力卡盘的研究综述 [J]. 中国机械工程, 2007, 18(2): 244-251

YANG Huayong, ZHOU Cheng. Self-centering hy-

draulic power chuck: current status and trends [J]. China Mechanical Engineering, 2007, 18(2): 244-251.

- [3] 胡志栋. 动力卡盘对数控机床加工精度的影响 [J]. 现代制造工程, 2009(8): 4-9.
- HU Zhidong. Research on the effect of power chuck on the machining precision of numerical control machine tool [J]. Modern Manufacturing Engineering, 2009(8): 4-9.
- [4] 卢学玉. 如何提高新型动力卡盘的精度 [J]. 金属加工: 冷加工, 2008(7): 46-61.
- LU Xueyu. How to improve the precision of power-chuck [J]. Machinist Metal Cutting, 2008(7): 46-61.
- [5] BYUN J, LIU C R. Improving chucking accuracy and repeatability by reducing kinematic redundancy [J]. Journal of Manufacturing Science and Engineering, 2010, 132(6): 64501-64505.
- [6] EMA S, MARUI E. Chucking performance of a wedge-type power chuck [J]. Journal of Engineering for Industry, 1994, 116(1): 70-77.
- [7] LEE J, LEE S. Chucking compliance compensation with a linear motor-driven tool system [J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2004, 23(1): 102.
- [8] SOLAJA V, MALAJDZIC M. Some experiments with three and four jaw chucks [J]. Annals of the CIRP, 1968(16): 131-136.
- [9] 中华人民共和国机械行业标准. JB/T 3860.1~3860.2-1998 楔式动力卡盘 [S]. 北京: 机械工业出版社, 1998.
- [10] BYUN J, LIU C R. Selection of major locating surface for improving chucking accuracy [C]// International Manufacturing Science and Engineering Conference. West Lafayette, Indiana, USA: ASME, 2009: 489-497.
- [11] 徐旭松. 基于齐次坐标变换的制造误差建模研究 [J]. 浙江大学学报:工学版, 2008, 42(6): 1021-1026.
- XU Xusong. Manufacturing error modeling based on homogeneous transformation [J]. Journal of Zhejiang University: Engineering Science, 2008, 42(6): 1021-1026.
- [12] 王尔祺. 仪器精度分配循环优化方法探讨 [J]. 仪器仪表学报, 1985, 6(2), 140-146.
- WANG Erqi. An investigation in cyclic optimum method of accuracy allocation for instruments [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 1985, 6(2): 140-146.

(编辑 管咏梅)