DOI: 10.3901/JME.2021.03.247

液动压悬浮抛光工具盘承载力的研究^{*}

郑子军^{1,2} 尹林志³ 文东辉¹ 应富强¹

(1. 浙江工业大学特种装备制造与先进加工技术教育部重点实验室 杭州 310023;

2. 浙江省模塑制品表面装饰与智能成型技术协同创新中心 宁海 315600;

3. 浙江机电职业技术学院智能制造学院 杭州 310053)

摘要: 提出一种新型液动压悬浮抛光方法, 阐述液动压悬浮抛光的基本原理, 通过对结构化单元的划分及其流体液动压力的研究, 推导出液动压承载力与抛光液黏度、抛光工具速度、抛光间隙以及抛光工具盘结构参数如单元长度、单元宽度、形状系数等的解析模型。数值模拟研究获得了影响液动压悬浮抛光工具盘承载力大小的主要因素, 液动压抛光工具盘的斜面升高比和斜面占长比对承载力的数值大小存在极值条件, 承载力与抛光工具盘速度和单元长度成正比, 承载力与单元宽度的平方成正比并与加工间隙的平方成反比, 单元宽度和加工间隙对承载力数值大小的作用最为显著。

关键词: 液动压悬浮抛光; 抛光工具盘; 承载力; 结构参数

中图分类号: TG580

Suspension Force Capacity of Polishing Tool during Hydrodynamic Suspension Polishing

ZHENG Zijun^{1,2} YIN Linzhi³ WEN Donghui¹ YING Fuqiang¹

(1. Key Laboratory of Special Purpose Equipment and Advanced Processing Technology of Ministry of Education, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310023;

2. Zhejiang Collaborative Innovation Center for Surface Decoration of Molding Products and Intelligent Forming Technology, Ninghai 315600;

3. School of Intelligent Manufacturing, Zhejiang Institute of Mechanical and Electrical Engineering, Hangzhou 310053)

Abstract: Based on the hydrodynamic lubrication mechanism, a novel hydrodynamic suspension polishing method is proposed. Principle of hydrodynamic suspension polishing is introduced. According to the slicing of cell structures and analysis on the fluid hydrodynamic pressure, analytical model between suspension force capacity and liquid viscosity, velocity of polishing tool, polishing film thickness, structural parameters of polishing tool including cell length, cell width, shape factor. Effect of main parameters on the value of suspension force capacity during hydrodynamic suspension polishing are compared by numerical simulation. There are extremal condition between suspension force capacity and inclination taper ratio couple with inclination length ratio of polishing tool. Suspension force capacity are in direct proportion to rotational speed of polishing tool and hydrodynamic unit length. Suspension force capacity is in direct proportion to squared hydrodynamic unit width and in inverse proportion to squared polishing gap. The most significant effect are hydrodynamic unit width and polishing gap for the suspension force capacity.

Key words: hydrodynamic suspension polishing; polishing tool; suspension force capacity; structural parameters

0 前言

研究表明, 磨粒与流体混合可构成液-固两相或

气-固两相磨粒流, 形成了特色明显的流体抛光技术, 其重要特征为^[1-2]: 磨粒与工件表面的接触状态为软性接触, 与传统机械抛光对比, 既可较好适应磨粒粒径的分布非均匀性从而获得超光滑表面, 又可转变磨粒与工件表面的直接接触状态为准/非接触状态从而获得低损伤加工, 以此为原理的准/非接

^{*} 国家自然科学基金(51775509)和浙江省自然科学基金重点(LZ17E050003)资助项目。20200303 收到初稿, 20201014 收到修改稿

触抛光方法如浴法抛光、浮法抛光、弹性发射抛光、动压浮离抛光、水面滑行抛光、流体振动抛光等^[3-5]具有流体动压效应的抛光技术是获取少无损伤、超光滑表面的重要方法。

渡边纯二^[6]开发了动压浮离抛光样机,该机具有圆锥-扁型径向分裂装置、液压推力轴承、工作旋转导向环、环形支承板等,由于锥形与锥形-平面所形成的压力不尽相同,基片与抛光盘之间会产生浮力,不发生磨粒磨损或热变形,因此可重复获得较高的精度。曹中成等^[7]提出了一种结合弹性发射加工和流体射流抛光的新型圆盘流体动力抛光,增加转速对无槽抛光工具的膜厚没有影响,但会导致有槽抛光工具的膜厚增加。彭文强等^[8]认为液动压效应抛光是通过化学冲击反应将材料在弹性区域内去除,可以有效去除表面/次表面损伤,提出了一种利用纳米压入法来分析光学亚表面质量并评价液动压效应抛光工艺效果,HEP 处理后的表面性能与本体材料非常接近。HUNG 等^[9]提出了一种用以消除短波长形状误差的过程控制策略,即通过抛光工具停留时间的分配,精确地消除形状误差。李岩^[10]基于中心供液流体动压原理提出了接触式中心供液盘式流体动压抛光和浮式中心供液盘式流体动压抛光方法,对该方法的去除函数、面形修整能力和液膜流场进行了深入研究,研究表明中心供液方式下的面形控制能力更强。

本文提出一种新型抛光方法^[11-12]:液动压悬浮抛光方法,是在动压浮离抛光的基础上改进形成,采用抛光液浸没工件的方式,适当黏度的抛光液在楔形抛光工具高速旋转下,快速通过间隙收敛的液楔,产生足够的液动压力,使楔形抛光工具悬浮,从而使保持磨粒与工件表面处于非接触状态抛光。本文阐述液动压悬浮抛光的基本原理;通过对结构化单元的划分及其流体液动压力的研究,推导出液动压承载力 W 与抛光液黏度 η 、抛光工具速度、抛光间隙 h_2 以及抛光工具盘结构参数如单元长度 B 、单元宽度 L 、形状系数 K 等的解析模型。研究液动压悬浮抛光工具盘承载力的主要影响因素,在所搭建的液动压悬浮抛光系统上进行承载力试验,对建立的液动压承载力模型进行了验证与讨论分析。

1 液动压承载力的数学模型

1.1 液动压悬浮抛光原理

液动压悬浮抛光工具盘的表面上沿圆周方向均布有若干相同结构化单元,工具盘的每个结构化单

元由蓄流槽、斜面、平面和约束边界构成,如图 1 所示。抛光工具盘浸没在抛光液的容器中,结构化表面与容器底面及容器内壁之间形成三维流场。液动压悬浮抛光法属于非接触抛光方法,在流体动压和旋转运动的作用下促使抛光液中的磨粒对工件表面进行碰撞、滚划作用来实现材料的微去除和已加工表面残余应力的松弛。

为满足不同的加工状态需求,所设计的液动压悬浮抛光机床能够实现固定间隙和自适应间隙抛光。一方面加工间隙应大于机床振动和抛光工具盘跳动幅值,实现非接触状态加工。若加工间隙小于机床振动和抛光工具盘跳动幅值,则磨粒与工件的接触状态由非接触转化成半接触,增大了磨粒在工件表面上滚划的机会,并实现工件表面材料的微量去除^[13]。在固定间隙抛光中,加工间隙是被锁紧装置固定的,为满足非接触抛光,调整加工间隙到足够高度即可;在自适应间隙抛光中,加工间隙是不固定的,抛光工具盘是自由悬浮在容器上方,抛光工具盘的重力依赖液动压力形成的承载力来克服^[14-16]。承载力影响加工间隙的形成,如果承载力较小,则工件上浮高度过低,将出现刚性接触状态并导致机械接触式的微细划痕。因此,承载力对加工间隙大小调节、机床设计、夹具设计以及抛光工艺参数的优化等具有重要意义,有必要对承载力的形成及其影响规律进行深入分析与研究。

图 1 液动压悬浮抛光装置

1.2 抛光工具盘的结构化单元

如图 2a 所示,沿圆周 A-A 方向做剖视图,即可得液动压悬浮抛光工具盘截面的单元结构,如图 2b,亦即沿抛光工具盘任意半径上抛光盘底面与容器底面都构成了楔形流道结构,液体流经楔形流道将产生流体动压,而沿抛光工具盘直径方向的流道是平行流道,不具有产生流体动压的条件。由结构

的对称性和运动的周期性可知, 抛光加工过程中单元结构的液动压效应相同, 因此首先分析单元结构对应的流场特性, 建立其液动压承载力的数学模型, 便可获得液动压悬浮抛光工具盘的流场特性及其承载力。

图 2 液动压悬浮抛光工具盘

1.3 流体液动压模型

(1) 雷诺方程。

如图 2 所示, 抛光工具盘以速度 U 沿 x 轴方向运动, 假设流体为不可压缩的牛顿流体, 流体压力沿膜厚 h 方向保持不变, 加工间隙中流体的流动为层流, 满足如下 Reynolds 方程^[9]

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x} \quad (1)$$

式中, p 为压力; h 为膜厚; U 为工具表面速度; η 为黏度。

假设结构化流道在宽度方向无限大, 即意味着在 z 方向压力无变化, 即 $\frac{dp}{dz} = 0$, 则式(1)演变为

$$\frac{d}{dx} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{dp}{dx} \right) = 6U \frac{dh}{dx} \quad (2)$$

两边积分, 得

$$\frac{dp}{dx} = 6\eta U \frac{h-h_0}{h^3}$$

其中, 设在某个 $h=h_0$ 处, $\frac{dp}{dx} = 0$ 。

(2) 膜厚函数。

区域 B_0

$$h = h_1$$

区域 B_1

$$h = \frac{h_1 - h_2}{B_1} (x - B_2 - B_3) + h_2$$

区域 B_2

$$h = h_2$$

区域 B_3

$$h = \frac{h_2 - h_3}{B_3} x + h_3$$

(3) 边界条件。

单元流场的入口和出口的压力都为零, 得

$$x=0 \quad p=0 \quad x=B \quad p=0 \quad (3)$$

(4) 压力函数。

对式(3)进行积分, 得

区域 B_0

$$p = -6\eta U \frac{h_0 - h_1}{h_1^3} x + C_0$$

区域 B_1

$$p = \frac{6\eta U B_1}{h_1 - h_2} \left(\frac{1}{h} - \frac{h_0}{2h^2} \right) + C_1$$

区域 B_2

$$p = -6\eta U \frac{h_0 - h_2}{h_2^3} (x - B_0 - B_1) + C_2$$

区域 B_3

$$p = \frac{6\eta U B_3}{h_2 - h_3} \left(\frac{1}{h} - \frac{h_0}{2h^2} \right) + C_3$$

式中, $C_0 \sim C_3$ 是待定系数。

1.4 液动压承载力模型

沿单元长度 B 以及单元宽度 L 上对流体压力进行积分, 可得到单元流场的承载力。液动压悬浮单元流场的承载力可表达为

$$\begin{aligned}
W = & \int_0^{B_0} Lp_0 dx + \int_{h_2}^{h_1} Lp_1 \frac{B_1}{h_1 - h_2} dh + \int_{B_0+B_1}^{B_0+B_1+B_2} Lp_2 dx + \\
& \int_{h_3}^{h_2} Lp_3 \frac{B_3}{h_2 - h_3} dh = \frac{6\eta ULr^2 B^2}{b^2 h_2^2} \times \\
& \left[\ln(1+b) - b + b^2 h_2 \frac{rBh_2 + (1-r)B(1+b)h_2}{rB(b+2)h_2^2 + 2(1-r)B(1+b)^2 h_2^2} \right] + \\
& \frac{6\eta ULr^2 B^2 (1-r)B}{h_2} \frac{bh_2}{rB(b+2)h_2^2 + 2(1-r)B(1+b)^2 h_2^2} + \\
& \frac{6\eta ULrB(1-r)^2 B^2}{2h_2} \frac{bh_2}{rB(b+2)h_2^2 + 2(1-r)B(1+b)^2 h_2^2} = \\
& \frac{6\eta ULB^2 r^2}{b^2 h_2^2} \left[\ln(1+b) - b + b^2 \frac{r + (1-r)(1+b)}{r(b+2) + 2(1-r)(1+b)^2} \right] + \\
& \frac{6\eta ULB^2 r^2 (1-r)}{h_2^2} \frac{b}{r(b+2) + 2(1-r)(1+b)^2} + \\
& \frac{6\eta ULB^2 r(1-r)^2}{2h_2^2} \frac{b}{r(b+2) + 2(1-r)(1+b)^2}
\end{aligned} \quad (4)$$

式(4)可化简为如下形式

$$W = \frac{6\eta ULB^2}{h_2^2} K \quad (5)$$

式中, K 称为形状系数, 由抛光工具盘的结构决定。形状系数表达形式为

$$\begin{aligned}
K = & \frac{r^2 \ln(1+b)}{b^2} - \frac{r^2}{b} + \\
& \frac{br(1-r)}{r(b+2) + 2(1-r)(1+b)^2} \left[\frac{(1+2b-2br)r}{b(1-r)} + \frac{1-r}{2} \right]
\end{aligned} \quad (6)$$

式中, $r=B_1/B$, $b=(h_1-h_2)/h_2$ 。 r 称为斜面占长比, b 称为斜面升高比。由于 $0 \leq B_1 \leq B$, $h_1 \geq h_2$, 所以 r 的范围为 $[0, 1]$, b 的范围为 $[0, \infty)$ 。由式(5)可知, 承载力 W 与抛光液黏度 η 、抛光速度 U 以及结构参数如单元长度 B 、单元宽度 L 、形状系数 K 成正比, 与抛光间隙 h_2 的平方成反比。

液动压悬浮抛光采用浸液方式进行抛光加工, 抛光液温度相对稳定, 因此抛光液的黏度可视为定值。抛光工具盘结构参数的取值范围受限于抛光工具盘及工件尺寸, 抛光速度 U 可在一定范围内进行调节, 因此采用高刚性抛光机床确保抛光盘较小的跳动和高精度调节结构实现抛光间隙 h_2 的微调, 对于提高承载力 W 数值具有重要意义。

2 结果讨论

2.1 抛光工具盘速度对承载力的影响

液动压悬浮抛光过程中, 抛光工具盘的旋转运动产生的离心力使得流体获得能量, 抛光工具盘的运动速度对于液动压流场的分布及其磨粒运动速度有着重要作用。图3为抛光工具盘速度 U 对液动压悬浮抛光承载力的影响, 分别选择斜面升高比 b 范围 $0 \sim 5$, 抛光间隙 h_2 大小范围 $50 \sim 100 \mu\text{m}$, 考虑到抛光液黏度变化范围较小, 取 $\eta = 0.00152 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ 。

图3 抛光工具盘速度对承载力的影响

取 $r=0.8$, $BL=30\text{ mm}\times 10\text{ mm}$, 图 3a、3b、3c 显示了不同抛光间隙和斜面升高比条件下的抛光工具盘速度对承载力 W 的作用。结合式(5)可知, 虽然抛光工具盘速度 U 与承载力 W 成正比, 但形状系数 K 、抛光液黏度 η 及工具盘结构参数等构成的斜率较小, 其数值增大的幅度较为平缓而且承载力数值也较小。因此, 若要获得较大的承载力 W 数值, 不能单纯地通过提高抛光工具盘速度来达成。

2.2 单元宽度和单元长度对承载力的影响

取 $U=2.4\text{ m/s}$, $r=0.8$, 考查单元宽度与单元长度(有效单元长度等于工件直径)亦即 $BL=30\text{ mm}\times 10\text{ mm}$ 、 $30\text{ mm}\times 56.5\text{ mm}$ 、 $48\text{ mm}\times 56.5\text{ mm}$ 取不同数值时的承载力变化如图 4 所示。结合式(5), 承载力 W 与单元宽度 B 的平方和单元长度 L 成正比, 对比图 4a、4b, 单元长度 L 的增大可有效获得较大的承载力数值, 由于受限于抛光工具盘直径和工件尺寸, 即 $L=56.5\text{ mm}$ (工件最大直径)及抛光间隙 $50\text{ }\mu\text{m}$ 时, 其承载力数值最大为 14 N 。

(a) $BL=30\text{ mm}\times 10\text{ mm}$

(b) $BL=30\text{ mm}\times 56.5\text{ mm}$

(c) $BL=48\text{ mm}\times 56.5\text{ mm}$

图 4 单元宽度和单元长度对承载力的影响

比较图 4b、4c 可知, 抛光间隙 $50\text{ }\mu\text{m}$ 时, 当单元宽度 B 的数值从 30 mm 变化到 48 mm 时, 承载力从 14 N 增大到 36 N , 从式(5)可知承载力大小与该数值的平方成正比, 随单元宽度 B 的增大, 承载力的增幅较大。由于可以在工具盘上进行单元数量的设计, 单元宽度 B 是易于进行设计和调整的结构参数, 因此单元宽度 B 对于承载力数值大小的调整具有重要作用。

图 3 和图 4 同时表明, 随着斜面升高比 b 值从 0 开始逐渐增大, 承载力 W 值先增大后减小。在 $b=1.2$ 附近点, 承载力 W 达到最大。过了承载力 W 最大点之后, 随着 b 值增大, 下降趋势越来越趋于平缓。不论 h_2 大小如何, 当 $b=0$ 时, $W=0$, 即楔形-平行流道简化成平行平板间隙流动, 此时不产生承载力。

2.3 斜面占长比 r 对承载力的影响

斜面占长 $r=B_1/B$, 它是液动压抛光工具盘的重要结构参数, 应尽可能地取较大的数值, 提供较长的斜楔收缩面, 流体流经时产生液动压效应, 并为形成稳定的抛光间隙、承载力和动压力分布提供保障。

依据图 3 和图 4 的计算结果, 取斜面升高比 $b=1.2$, 设定 $U=2.4\text{ m/s}$ 、 $BL=30\text{ mm}\times 10\text{ mm}$ 时, 分析不同抛光加工间隙和单元宽度以及单元长度变化下斜面占长比 r 对承载力的作用规律, 如图 5 所示。

对于液动压悬浮, 当 $r=0$ 时, 楔形-平行流道简化成平行平板间隙流动, 简化成矩形阶梯和约束边界的结合, 根据流体流动的相关结论, 平行平板间隙流动不能产生承载力, 为此承载力 $W=0$ 。当 r 从 0 变化到 1, 压力曲线以相互交叉的方式凸起, 在 $r=0.8$ 附近点, 承载力 W 达到最大。

图 5 斜面占长比对承载力的影响

当 $r=1$ 时, 模型没有平行区, 简化成混合区、楔形区和约束边界的结合, 楔形-平行流道简化成单一楔形流道, 此时的承载力 W 值略小于 $r=0.8$ 点附近的承载力 W 值, 说明单一楔形流道产生的承载力 W 值并不是最大的。

2.4 加工间隙对承载力的影响

设定 $U=2.4\text{ m/s}$ 、 $BL=48\text{ mm} \times 56.5\text{ mm}$ 时, 为了同时且直观地反映 r 、 b 值对承载力 W 值的影响规律, 分析了不同加工间隙下的承载力 $W(r, b)$ 的三维形貌图, 如图 6 所示。随着 r 值或 b 值的增大, 承载力 W 值都是先增大后减小, 并且在 $(r,$

$b)=(0.8, 1.2)$ 附近承载力 W 达到最大值, 如图 6a 所示。为精确地获得 $W(r, b)$ 的极值点, 在 Matlab 软件中调用 `fminsearch` 命令进行优化设计, 最终求得极值点为 $(0.80, 1.24)$ 。当 $h_2=50\text{ }\mu\text{m}$ 时, $W(0.80, 1.24)=36.26$, $W(0.8, 1.2)=36.25$, 两个点对应的承载力值相差很小, 依据实际加工方便, 又能获得较大的承载力数值, 选择 $r=0.8$ 、 $b=1.2$ 可满足实际要求。

图 6 加工间隙对承载力的影响

由于抛光工具盘的制造精度及其平面度所限制, 考虑到抛光加工的动态特性, 实际抛光加工过程中抛光加工间隙的控制水平在 $50\text{ }\mu\text{m}$ 及以上, 数值计算表明, 承载力 W 数值与加工间隙 h_2 的平方成反比, 由于加工间隙 h_2 的数值为微米级水平, 因此

进一步降低加工间隙 h_2 到 $20\ \mu\text{m}$ 和 $10\ \mu\text{m}$, 承载力 W 数值将大幅度提升, 如图 6b、6c 所示, 因此若要获得较大的承载力 W 数值或者抛光区域的液动压力数值, 抛光机床的运动精度和控制抛光工具盘与抛光盘的间隙显得尤其重要。

3 结论

(1) 液动压抛光工具盘的斜面升高比 r 和斜面占长比 b 对承载力 W 的数值大小影响存在极值条件, 在 $(r, b)=(0.8, 1.2)$ 附近承载力 W 达到最大值。当 $b=0$ 时或者 $r=0$ 时, 承载力 $W=0$, 皆因为楔形-平行流道可简化成平行平板间隙流动, 将不产生液动压效应。

(2) 承载力 W 与抛光工具盘速度 U 成正比, 但由于形状系数 K 、抛光液黏度 η 及工具盘结构参数等构成的斜率较小, 因此承载力 W 随抛光工具盘速度 U 的增大, 其数值增大的幅度较为平缓;

(3) 承载力 W 与单元宽度 B 的平方和单元长度 L 成正比, 随单元宽度 B 的增大对承载力的增幅比单元长度 L 的增幅大。而且单元长度 L 由于受限于抛光工具盘直径和工件尺寸, 相比而言单元宽度 B 是易于进行设计和调整的结构参数;

(4) 加工间隙 h_2 对承载力 W 数值的影响最为显著, 得益于承载力 W 与加工间隙 h_2 的平方成反比, 若要获得较大的承载力 W 数值或者抛光区域的动压力数值, 抛光机床的运动精度和控制抛光工具盘与抛光盘的相关精度控制显得尤其重要。

参 考 文 献

- [1] 袁巨龙, 张飞虎, 戴一帆, 等. 超精密加工领域科学技术发展研究[J]. 机械工程学报, 2010, 46(15): 161-177.
- [2] YUAN Julong, ZHANG Feihu, DAI Yifan, et al. Research on the development of science and technology in ultra-precision machining[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(15): 161-177.
- [3] FUKUO H, HITOMI Y, PETER K, et al. Abrasive fine-finishing technology[J]. Annals of the CIRP, 2016, 65: 597-620.
- [4] TAKEI Y, MIMURA H. Effect of focusing flow on stationary spot machining properties in elastic emission machining[J]. Nanoscale Research Letters, 2013, 8(1): 237.
- [5] HIRATA T, TAKEI Y, MIMURA H. Machining property in smoothing of steeply curved surfaces by elastic emission machining[J]. Procedia CIRP, 2014, 13: 198-202.
- [6] HUNG T C, DING C H. Small-wavelength form error compensation during hydrodynamic polishing[J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2011, 51(12): 880-888.
- [7] WATANABE J, SUZUKI J, KOBAYASHI A. High precision polishing of semiconductor materials using hydrodynamic principle[J]. Annals of the CIRP, 1981, 30: 91-95.
- [8] CAO Zhongchen, LIN Bin, JIANG Xiangmin et al. Flow field analysis of the thin fluid film in disc hydrodynamic polishing[J]. Procedia CIRP, 2018, 77: 363-366.
- [9] PENG Wenqiang, DENG Xiong, LUO Zhenbing et al. A nano-imprint method analysis of the optical subsurface quality processed by hydrodynamic effect polishing[J]. Optik- International Journal for Light and Electron Optics, 2018, 171:71-76.
- [10] HUNG T C, CHANG S H, DING C H, et al. Improvement of residual error in hydrodynamic polishing by recursive error compensation strategy[J]. Microelectronic Engineering, 2012, 93(1): 27-34.
- [11] 李岩. 基于中心供液流体动压原理的盘式抛光理论与实验研究[D]. 天津:天津大学, 2017.
- [12] LI Yan. Theoretical and experimental study on disc polishing technology based on center-inlet hydrodynamic theory[D]. Tianjing: Tianjing University, 2017.
- [13] WEN Donghui, PIAO Zhongyu, ZHANG Taihua. A hydrodynamic suspension polishing method for ultrasmooth and low-damage surface[J]. Precision Engineering, 2016, 46: 278-287.
- [14] PIAO Zhongyu, WEN Donghui, YIN Linzhi, et al. Ultra-smooth Cu surface fabricated by hydrodynamic suspension polishing technique[J]. Precision Engineering, 2019, 57: 189-194.
- [15] 尹林志. 液动压悬浮抛光方法的基础研究[D]. 杭州:浙江工业大学, 2018.
- [16] YIN Linzhi. On the fundamental of the hydrodynamic suspension polishing process[D]. Hangzhou: Zhejiang University of Technology, 2018.
- [17] HORI Y. Hydrodynamic Lubrication[M]. Tokyo: Springer-Verlag, 2006.
- [18] 周平, 郭东明, 康仁科, 等. 多级粗糙间隙内的两相微流动数值模拟[J]. 机械工程学报, 2011, 47(15): 83-88.
- [19] ZHOU Ping, GUO Dongming, KANG Renke et al.

Numerical simulation of micro two-phase flow in multilevel rough gap[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(15): 83-88.

- [16] 周诗杰, 阿达依 谢尔亚孜旦. 摩擦副表面微观动压效应集成、传递及影响的研究[J]. 机械工程学报, 2018, 54(21): 120-126.

ZHOU Shijie, ADAYI Xieeryazidan. Research on influence of friction surface micro-topography on the

integration, transmission and its action of micro-dynamic pressure effect[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(21): 120-126.

作者简介: 郑子军, 男, 1976 年出生, 副教授, 博士研究生。主要研究方向为超精密加工装备及技术。

E-mail: 273532553@qq.com

文东辉(通信作者), 男, 1974 年出生, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为超精密加工装备及技术。

E-mail: wendh@zjut.edu.cn