

文章编号 1004-924X(2015)06-1673-08

双工件台宏微交接系统设计及实验

吴剑威, 袁 勇, 崔继文, 刘永猛, 谭久彬

(哈尔滨工业大学 超精密光电仪器工程研究所, 黑龙江 哈尔滨 150080)

摘要: 为了减少光刻机双工件台换台的时间, 保证宏动系统与微动台的可靠连接, 设计了一种双工件台快速宏微交接系统。基于柔性杠杆机构设计系统的快速抓卡装置以保证结构的紧凑性, 并对其锁紧力进行了分析; 设计的抓卡装置中的柔性机构包括柔性杠杆及下夹板回复单元, 采用有限元方法对其进行了分析。设计了快速抓卡装置的充放气回路; 为了保证抓卡装置锁紧时的速度和安全性, 气动系统可实现抓卡装置锁紧的 3 个动态过程, 从而完成抓紧装置的缓冲锁紧。最后, 搭建了抓卡装置下夹板运动测量实验平台和锁紧力测量实验平台。实验结果表明: 抓卡装置下夹板的运动行程大于 2 mm, 能够保证宏动系统和微动台交接过程的安全性。抓卡装置的开启时间为 350 ms, 快速缓冲锁紧时间为 850 ms, 可承载的 X 向驱动力大于 700 N。该系统满足双工件台工作及换台过程对可靠性和快速性的要求。

关键词: 光刻机; 双工件台; 交接系统; 柔性机构; 快速抓卡装置

中图分类号: TN305.7 **文献标识码:** A **doi:** 10.3788/OPE.20152306.1673

Design and test of macro-micro coupling system for dual-stage lithography

WU Jian-wei, YUAN Yong, CUI Ji-wen, LIU Yong-meng, TAN Jiu-bin

(*Institute of Ultra-precision Optical & Electronic Instrument Engineering,
Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China*)

* *Corresponding author, E-mail: wujianwei@hit.edu.cn*

Abstract: To reduce the swap time of wafer stage in a dual-stage lithography, and to guarantee the connection reliability between a long stroke system and the wafer stage, a macro-micro coupling system of dual-stage lithography was designed. On the basis of compliance mechanical theory, the fast gripper of coupling system was designed to realize the compactedness of the system, and its locking force was analyzed. A flexible mechanism of the fast gripper was designed, including a flexible lever and a clamp reset unit, then they were analyzed by finite element method. The pneumatic system in the fast gripper was designed. To guarantee the rapidity and safety in the locking process of coupling device, the pneumatic system could realize three dynamic locking process, and complete the buffer locking of the fast gripper. Finally, the experiments of clamp motion test and the clamping force test were performed. Experimental results indicate that the stroke of the clamp is greater than 2 mm, which meets the safety needs of stroke system and wafer stage. Moreover, the opening time and fast buffer closing time of the clamp coupling mechanism are 350 ms and 850 ms respectively, and can bear

收稿日期: 2014-11-20; **修订日期:** 2015-01-10.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (No. 51205090); 中国博士后科学基金资助项目 (No. 2014M551231); 黑龙江省博士后科学基金资助项目 (No. LBH-Z12131); 哈尔滨工业大学科研创新基金资助项目 (No. HIT-NSRIF.2015008)

X direction driving force more than 700 N. The coupling system ensures the reliability of the working process and rapidity of wafer stage swap process.

Key words: lithography; dual-stage; coupling system; compliant mechanism; fast gripper

1 引言

产率是光刻机追求的主要性能指标^[1-3]。为了提高光刻机的产率,目前多数光刻机都采用双工件台技术^[4],即 2 个完全相同的微动台并行工作在测量位和曝光位,独立进行测量和曝光操作。与单工件台光刻机相比,双工件台光刻机的生产效率可提高 35% 左右^[5-7]。但该技术引入了双工件台换台问题,双工件台换台时间也成为了影响光刻机产率的重要指标。

为了实现双工件台长行程纳米级的精确定位,其运动系统通常采用宏微结合的驱动方式^[8]。硅片台在宏动电机驱动下可以实现长行程微米级粗定位,由 6 自由度微动电机的运动实现短行程纳米级精确定位。双工件台换台前,宏动系统和微动台在宏微交接系统的作用下实现连接和分离。宏微交接系统的关键部件是安装在宏动电机上用于宏动系统和微动台连接的抓卡装置。换台开始前,宏动系统和微动台分离,由换台装置实现微动台位置的交换;换台结束后,宏动系统和微动台重新连接,微动台在宏动电机的驱动下实现长行程运动。

在宏微交接系统中,通过控制抓卡装置的锁紧和开启来实现宏动系统和微动台的连接和分离。由于交接系统要与宏动系统同时运动,因此对抓卡装置的体积和质量有严格限制。同时,抓卡装置必须提供足够的锁紧力,以保证宏动高加速运动时,微动台不会与宏动机构脱开。另外,为了尽可能减少换台时间,抓卡装置还要保证快速开启和锁紧。荷兰 ASML 公司设计了一种用于连接宏动系统和微动台的柔性结构,它采用簧片式结构来降低宏微连接的 Z 向刚度该柔性连接件水平方向的刚度较高,宏动系统和微动台采用 V 形面接触^[9]。上海 SMEE 公司提出了一种基于楔形块增力机构的双工件台换台的抓卡装置,该装置能够减小抓卡机构开启时所需的驱动力^[10],他们还实验验证了该系统的快速性和可靠性。本文基于柔性杠杆机构设计了一种大行程快速抓卡装置,并搭建了双工件台快速交接系统。实验结果表明提出的系统满足双工件台工作及换台过程中可靠性和快速性的要求。

2 基于柔性机构的抓卡装置

2.1 抓卡装置原理

抓卡装置的锁紧方式分为主动锁紧和被动锁紧。主动锁紧机构在驱动源作用下实现锁紧,锁紧力一般跟驱动力大小有关;被动锁紧方式在驱动源作用下实现抓卡装置的开启,无驱动源作用时,抓卡装置处于锁紧状态,锁紧力一般由弹性元件经过增力结构提供。抓卡装置可采用气动、液压、电机等驱动方式^[11-12]。考虑到双工件台的应用环境以及质量轻、锁紧力大等设计要求,采用了基于气动驱动的被动式锁紧结构。

图 1 所示为抓卡装置原理图。该装置采用气缸驱动杠杆的方式,将活塞的往复运动转变为下夹板的上下运动来实现宏动系统和微动台的连接和分离。抓卡装置和微动台连接件采用 V 形面接触,气缸充气时,活塞向右运动带动杠杆短臂向下转动,下夹板在回复簧片的作用下向下运动使得 V 形面分离;气缸放气时,活塞向左运动带动杠杆短臂向上转动,下夹板克服簧片的弹力向上运动实现 V 形面锁紧。抓卡装置采用被动锁紧、主动开启的工作模式,掉电状态下处于锁紧状态,能够保证微动台运动过程中的安全性。下夹板的锁紧力由碟簧的弹力经过杠杆放大后提供,杠杆长短臂之比约为 3:1,经杠杆放大后下夹板的 Z 向锁紧力为碟簧弹力的 3 倍,下夹板的运动行程为活塞运动行程的 1/3。杠杆部分采用柔性铰链设计,结构紧凑,质量仅为 700 g。宏动系统由 2 个抓卡装置与微动台连接。抓卡装置三维结构如图 2 所示。

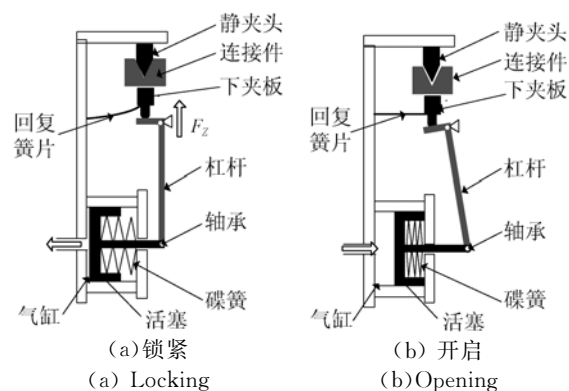


图 1 抓卡装置原理

Fig. 1 Principle of coupling device

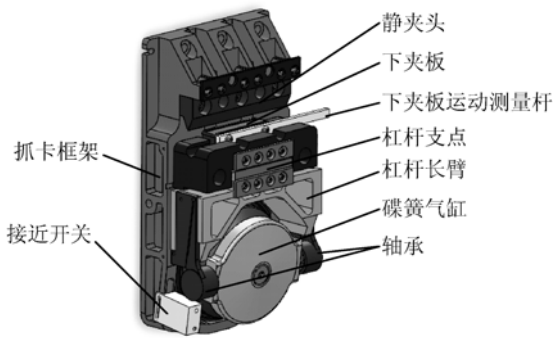


图 2 抓卡装置三维结构

Fig. 2 3D structure of coupling device

2.2 锁紧力分析

微动台采用气浮支撑,运动过程中遇到的阻力较小,主要考虑微动台宏动加速过程中所需驱动力的大小。为了保证微动台大行程运动过程中的安全性,抓卡装置必须能够稳定可靠地锁紧微动台,使微动台和宏动系统不会发生相对运动。抓卡装置与微动台在 Y 向为刚性连接,因此对 Y 向的受力分析可忽略。X 向为摩擦连接,这里仅需要分析抓卡装置在 X 向的受力情况。微动台的质量约为 60 kg,最大宏动加速度为 15 m/s²,为了保证设计的安全性,留有 30% 的安全余量。微动台加减速过程中所需的最大 X 向驱动力为 1 200 N,每个抓卡装置需要提供的 X 向驱动力为 600 N。宏动系统和微动台连接件采用 V 形接触,宏动电机的驱动力通过 V 形接触面传递给微动台,建立宏微连接的简化模型如图 3 所示。

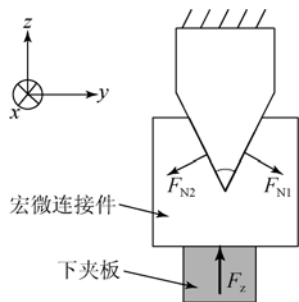


图 3 宏微连接简化模型

Fig. 3 Simplified model of macro-micro connection

连接件垂直方向受力平衡,可得:

$$F_z = F_{N1} \sin \frac{\theta}{2} + F_{N2} \sin \frac{\theta}{2}. \quad (1)$$

V 形接触面上作用力为:

$$F_{N1} = F_{N2} = \frac{F_z}{2 \sin \frac{\theta}{2}}. \quad (2)$$

微动台 X 向运动所需驱动力由 V 形接触面静摩擦力、下夹板和连接件接触面的静摩擦力的合力提供。设 V 形接触面摩擦系数为 μ_1 ,连接件与下夹板的摩擦系数为 μ_2 ,则抓卡装置能提供的最大 X 向驱动力为:

$$F_{xmax} = \mu_1 (F_{N1} + F_{N2}) + \mu_2 F_z = \frac{\mu_1 F_z}{\sin \frac{\theta}{2}} + \mu_2 F_z. \quad (3)$$

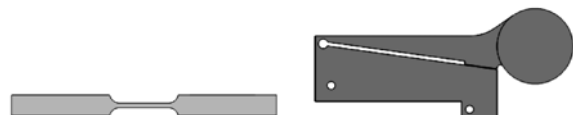
取 $\mu_1 = \mu_2 = 0.1, \theta = 53^\circ, F_z$ 的大小为:

$$F_{xmax} = \frac{\mu_1 F_z}{\sin \frac{\theta}{2}} + \mu_2 F_z = 0.324 F_z > 600 \text{ N}. \quad (4)$$

当 $F_z > 1\ 851 \text{ N}$ 时,抓卡装置能够提供微动台 X 向大行程加速运动所需的驱动力,由式(4)可知,可以通过调整 $F_z, \mu_1, \mu_2, \theta$ 来增大抓卡装置所能提供的最大 X 向驱动力,保证微动台大行程运动过程中的安全性。

2.3 柔性机构

抓卡装置的杠杆用于碟簧弹性力的放大和碟簧气缸活塞运动传递。通过杠杆机构将活塞受到的水平向弹力放大后转变为下夹板的垂向锁紧力。气缸轴套和杠杆通过轴承连接,为了防止运动过程中轴承应力过于集中,影响轴承的传动特性,杠杆环节采用柔性设计,其中杠杆支点和杠杆长臂均采用柔性结构,如图 4 所示。柔性铰链具有结构紧凑、无摩擦、无需润滑,精度高等特点^[13-17]。杠杆支点的转动刚度较低,垂向刚度较高;抓卡装置开启时,杠杆长臂中间的间隙会变大,杠杆变长,可以避免轴承应力过于集中,起到运动解耦的作用。



(a) 杠杆支点铰链 (b) 柔性杠杆长臂
(a) Flexure hinge of lever fulcrum (b) Long linkage of lever

图 4 抓卡装置中的柔性结构

Fig. 4 Compliance structure of coupling device

利用 ANSYS 对整个杠杆单元进行仿真,一方面分析杠杆转动过程中柔性环节的应力分布情况,研究最大应力能否满足材料属性要求;另一方面分析活塞行程与下夹板行程之间的关系。提取出抓卡装置的柔性杠杆单元,对杠杆底座施加位移约束,在轴承安装位置处施加载荷,得到杠杆单元的位移分布如图 5 所示,活塞运动到最大行程 7.01 mm 时,对应下夹板的运动行程为 2.14 mm;杠杆单元的最大应力为 540.76 MPa,其出现在杠杆柔性环节处,柔性环节材料选用弹簧钢 60 Si₂Mn,抗拉强度为 1 274 MPa,屈服强度为 1 176 MPa,满足使用要求。

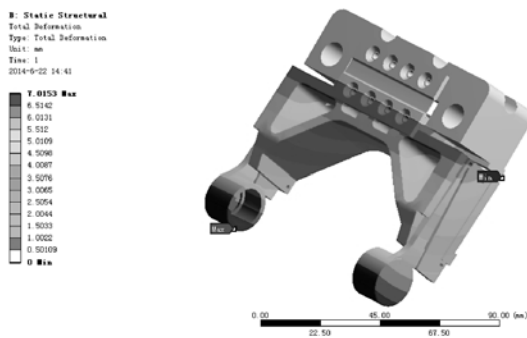


图 5 杠杆变形仿真

Fig. 5 Deformation simulation of lever

为了保证杠杆短臂向下运动时,下夹板能够及时回位,设计了下夹板回复单元。下夹板通过 2 个 S 形簧片与抓卡装置相连,抓卡装置锁紧时,下夹板克服 S 片簧的弹力和自身重力向上运动,实现宏动系统和微动台的连接;抓卡装置开启时,杠杆短臂向下运动,下夹板在自身重力和 S 片簧的弹力作用下向下运动,实现宏动系统和微动台的分离。如果下夹板不能及时向下运动,会造成抓卡装置的开启行程减小,影响宏动系统和微动台交接过程的安全性。利用 ANSYS 对下夹板回复单元进行仿真,对 S 片簧固定座施加固定约束,对下夹板施加大小为 22.8 N 向上的作用力,得到仿真结果如图 6 所示,下夹板的运动行程为 3.03 mm,S 片簧最大应力达到 550.52 MPa,铍青铜的屈服应力为 1 000 MPa,满足使用要求。下夹板的回复力为 22.8 N,抓卡装置开启时,下夹板能够及时向下运动。

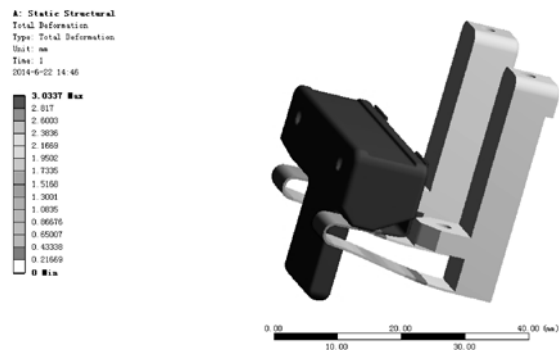


图 6 下夹板回复单元变形仿真

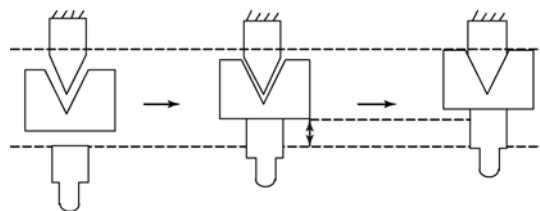
Fig. 6 Deformation simulation of clamp unit

3 交接系统控制单元

抓卡装置采用气压驱动,通过控制碟簧气缸的充放气可以实现宏动系统和微动台的连接和分离。双工件台宏微快速交接系统控制单元的主要功能是接收上位机的控制信号控制抓卡装置的锁紧和开启,并能检测抓卡装置的工作状态返回给上位机。

3.1 气路方案

设计的放气回路一方面要减少抓卡装置快速锁紧造成的机械冲击,另一方面还要尽量减少抓卡装置的锁紧时间。对下夹板的锁紧过程进行优化设计,将下夹板运动过程细分为 2 个阶段,如图 7 所示。在 V 形面距离较大时气缸快速放气,下夹板快速向上运动;当 V 形面距离较近时,控制气缸缓慢放气,下夹板缓慢向上运动实现抓卡装置的锁紧;将下夹板运动过程细分可以实现抓卡装置的快速缓冲锁紧。



(a) 初始位置 (b) 快速运动 (c) 缓慢锁紧

(a) Initial position (b) Fast movement (c) Slow locking

图 7 下夹板运动过程优化

Fig. 7 Optimization of clamp movement

为了实现下夹板的运动细分,设计放气过程为:第一阶段为快速放气阶段,下夹板快速运动;第二阶段为缓慢放气阶段,下夹板缓慢运动至锁紧位;当V形面完全接触后,进入第三阶段,气缸内的气体快速排放,下夹板的锁紧力得到释放。通过设计合理的气路结构可实现这3个阶段快速缓冲放气。基于缓冲气罐和节流阀设计了充放气回路,气路原理如图8所示,整个气路由1个单向阀、2个电磁阀、1个安全气罐、1个缓冲气罐和1个节流阀组成。

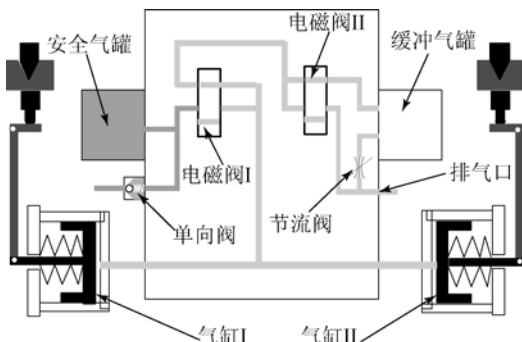


图8 抓卡装置气动控制原理

Fig. 8 Principle of pneumatic control for coupling device

3.2 开启过程

气源通过单向阀、安全气罐、电磁阀与碟簧气缸相连;控制电磁阀I,气源向碟簧气缸充气,活塞在气压作用下首先要克服碟簧的预紧力,压强增大一定程度后,活塞开始运动,杠杆短臂下移,下夹板在S片簧回复力的作用下向下运动实现抓卡装置的开启。充气回路的单向阀和安全气罐起安全防护作用,在气源发生故障的情况下,安全气罐内的气体不会泄漏。

3.3 锁紧过程

为了在减小机械冲击的同时保证抓卡装置锁紧的快速性,放气过程被细分为快速放气a、缓慢放气b、快速放气c三个阶段,通过控制气缸的三个阶段放气实现抓卡装置的快速缓冲锁紧。

快速放气a阶段放气回路的工作过程为:气缸通过电磁阀、缓冲气罐、节流阀与大气相连,控制电磁阀I,气缸开始放气,由于节流阀的节流作用,可以将气缸和缓冲气罐等效为一个密闭容器,气缸内气体快速排放到缓冲气罐中,气缸压强快

速下降,抓卡装置的下夹板快速运动;在第一阶段末,气缸与缓冲气罐的压强近似相等,抓卡装置与微动台连接件的V形面之间存在很小的间隙。

缓慢放气b阶段放气回路的工作中,由于节流阀的节流作用,气缸进入缓慢放气阶段,气缸压强缓慢减小,下夹板缓慢向上运动到最大位移处,V形面完全接触。

在快速放气c阶段,V形面完全接触后,气缸压强继续减小,当压力传感器检测到气缸压强小于某一数值,通过切换电磁阀II,气缸进入快速放气阶段,气缸内的气体直接排向大气,下夹板的锁紧力得到完全释放,实现了宏动系统和微动台的连接。

4 实验与结果

4.1 下夹板运动实验

由于三角光位移传感器对被测物表面及安装要求较低,采用三角光位移传感器测量下夹板的上下运动。实验选用Keyence激光位移传感器LK-G30测量下夹板的运动,传感器的测量范围为 (30 ± 5) mm,光点直径为 $30 \mu\text{m}$,线性度 $\pm 0.05\%$,采样频率为 $1 \sim 50$ kHz,分辨率为 $0.05 \mu\text{m}$ 。通过测量延长杆的上下运动实现下夹板运动的测量。如图9所示为宏微交接系统抓卡装置下夹板运动测量系统。

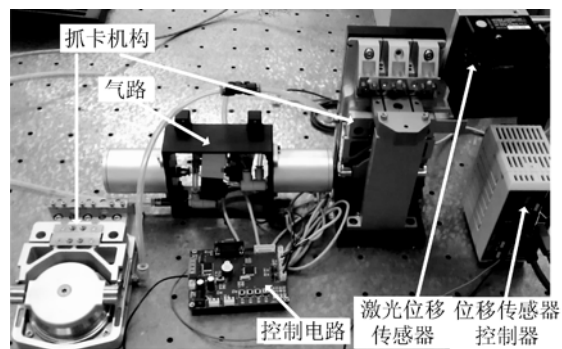


图9 下夹板运动测量系统

Fig. 9 Test system for clamp motion measurement

对双工件台宏微快速交接系统的2个抓卡装置进行测试,得到下夹板运动行程测量结果,如图10所示。

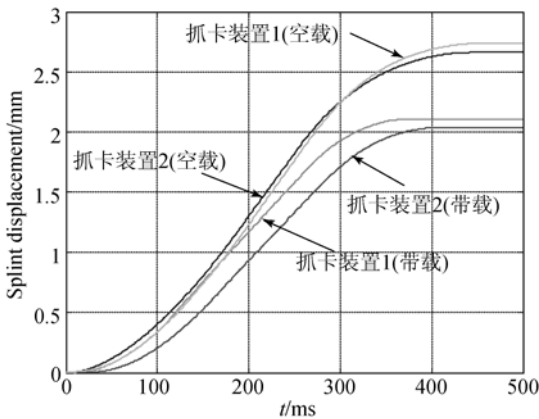


图 10 下夹板运动行程

Fig. 10 Curve of clamp motion displacement

抓卡装置I下夹板的带载行程(安装柔性连接件)和空载行程分别为 2.1 mm 和 2.65 mm,行程余量为 0.55 mm;抓卡装置II下夹板的带载行程和空载行程分别为 2.04 mm 和 2.73 mm,行程余量为 0.69 mm;2 个抓卡装置下夹板的运动行程均大于 2 mm,可以通过合理分配柔性连接件和抓卡装置的上下间隙,保证宏动系统和微动台连接和分离过程的安全性。活塞运动行程为 7 mm 时,仿真得到下夹板的运动行程为 2.14 mm,由于实际加工和装配误差,导致两个抓卡装置下夹板运动行程和仿真结果存在一定的偏差,但不会影响抓卡装置的性能。为了提高抓卡装置的可靠性,必须提高加工精度,减小装配误差。

4.2 控制单元实验

控制抓卡装置开启,得到控制信号、接近开关、气缸压强的变化曲线,如图 11 所示。

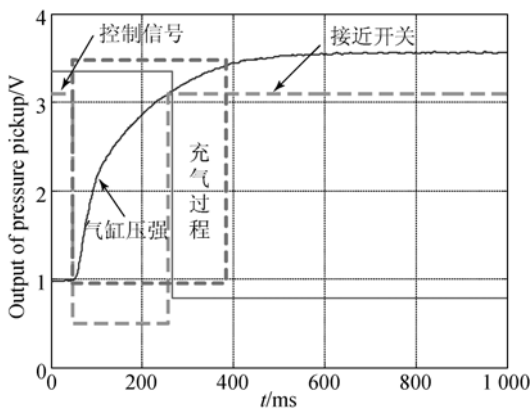


图 11 充气过程

Fig. 11 Inflation process

从给出控制信号到接近开关输出触发信号所

需时间为 220 ms,气缸压强从大气压增大到 0.65 MPa 需要 450 ms 以上;通过接近开关和气缸压强相结合的方式判断抓卡装置的工作状态,可以增加检测的可靠性;当接近开关产生触发信号,气缸压强大于 0.6 MPa 时,抓卡装置基本开启,控制单元向上位机发送完成信号,此时抓卡装置的开启时间为 350 ms。

利用激光位移传感器测量快速放气和缓冲放气过程下夹板的运动情况,结果如图 12 所示。

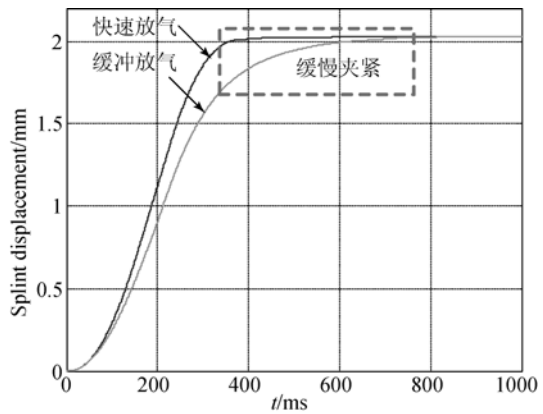


图 12 下夹板锁紧过程

Fig. 12 Clamp locking process

快速放气过程下夹板运动时间为 350 ms,缓冲放气过程下夹板运动时间为 650 ms,时间延长了 300 ms。缓冲放气过程,下夹板的运动分为快速运动和缓慢锁紧 2 个阶段,减小了抓卡装置锁紧过程中的机械冲击。

4.3 锁紧力实验

搭建抓卡装置 X 向锁紧力实验系统,如图 13 所示。控制电动缸向锁紧状态的柔性连接件施加 X 方向的推力,利用激光位移传感器检测柔性连接件与抓卡装置的相对运动。

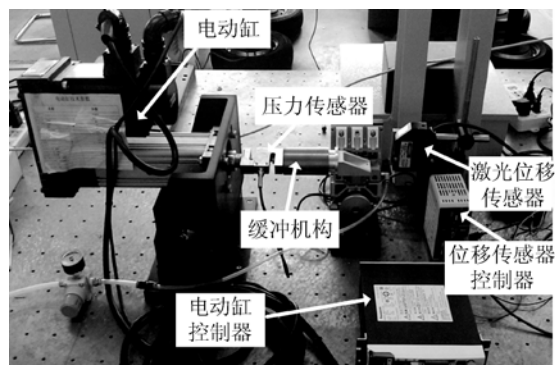
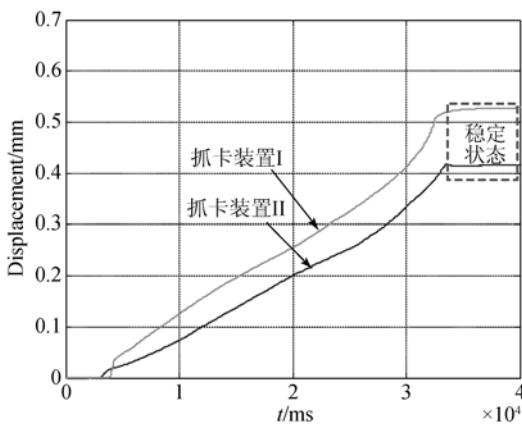


图 13 X 向锁紧力实验系统

Fig. 13 Test system of X direction locking force

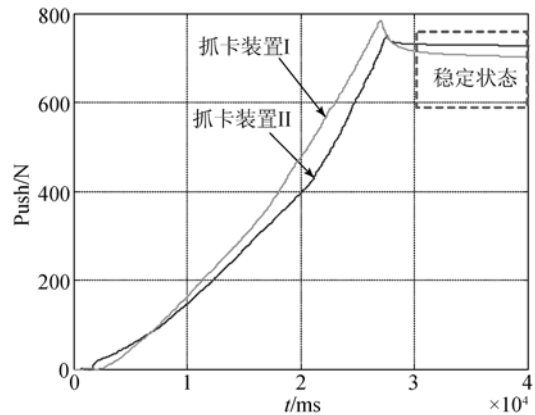
控制电动缸以 10 mm/min 的速度向右压缩弹簧缓冲机构,得到压力传感器和位移传感器的测量结果,如图 14 所示。

电动缸开始运动时,电动缸输出的一部分加载在弹簧上用于压缩弹簧,另一部分用于克服抓卡装置和宏微连接件之间的摩擦力。由于电动缸的额定输出力可达 5 000 N,加载时会导致宏微连接件相对抓卡装置滑动,如图 14(a)所示。当电动缸停止运动后,弹簧缓冲机构能够保持稳定输出力,宏微连接件与抓卡装置不存在相对运动。由图 14(b)可知,此时抓卡装置承受的最大推力大于 700 N。微动台长行程运动的最大加速度为 15 m/s^2 ,质量为 60 kg,所需的驱动力为 900 N。宏动系统采用 2 个抓卡装置与微动台连接,可以承受大于 1 400 N 的驱动力,因此可以保证微动台大行程运动过程中的安全性。



(a) 位移传感器输出

(a) Output of displacement sensor



(b) 压力传感器输出

(b) Output of pressure sensor

图 14 测量结果

Fig. 14 Results of measurement

5 结 论

本文根据光刻机双工件台换台的要求,设计了双工件台的宏微快速交接系统。首先,设计了气动抓卡装置,该装置基于柔性杠杆机构,保证了结构的紧凑性。然后,设计了抓卡装置的气动控制单元,其中充放气回路采用基于缓冲气罐和节流阀的设计,在保证抓卡装置快速锁紧的同时减小了快速锁紧造成的机械冲击。抓卡装置下夹板的运动行程大于 2 mm,能够保证宏动系统和微动台交接过程的安全性;抓卡装置的开启时间为 350 ms,缓冲锁紧时间为 850 ms;放气回路能够实现 3 个阶段快速放气,实现抓卡装置的缓冲锁紧;抓卡装置能承载 X 向大于 700 N 的驱动力,可以保证微动台大行程运动过程中的安全性。

参考文献:

- [1] BROERS A N. Resolution, overlay, and field size for lithography systems [J]. *Electron Devices Meeting*, 1981, 28(11): 1268-1278.
- [2] 武志鹏, 陈兴林, 李欣, 等. 双工件台光刻机换台过程的轨迹规划及控制 [J]. *哈尔滨工业大学学报*, 2013, 45(3): 7-13.
WU ZH P, CHEN X L, LI X, *et al.*. Trajectory planning and control method for wafer stage exchange process of dual-stage lithography [J]. *Journal of Harbin Institute of Technology*, 2013, 45(3): 7-13. (in Chinese)
- [3] 袁琼雁, 王向朝. 国际主流光刻机研发的最新进展 [J]. *激光与光电子学进展*, 2007, 44(1): 57-64.
YUAN Q Y, WANG X CH. Recent development of international mainstream lithographic tools [J]. *Laser & Optoelectronics Progress*, 2007, 44(1): 57-64. (in Chinese)
- [4] BOONMAN M, VIN C V D, TEMPELAARS S, *et al.*. The performance advantages of a dual stage system [J]. *Optical Microlithography*, 2004: 743.
- [5] BOUDEWIJN G S, TOM C, RICHARD C J C, *et al.*. Performance results of a new generation of 300mm lithography systems [C]. *Proceedings of SPIE*, 2001, 544-557.

- [6] 彭祎帆, 袁波, 曹向群. 光刻机技术现状及发展趋势[J]. 光学仪器, 2010, 32(4): 80-85.
PENG Y F, YUAN B, CAO X Q. Technical status and developing trend of lithographic tools [J]. *Optical Instruments*, 2010, 32(4): 80-85. (in Chinese)
- [7] ENOMOTO M, SHIMOAOAKI T, NAFUS K, *et al.*. Investigation of processing performance and requirements for next generation lithography cluster tools [C]. *Proceedings of SPIE*. Bellingham WA: SPIE, 2011, 7972:79722X1-79722X11.
- [8] 何煦, 向阳. 数字横向剪切干涉仪相移技术[J]. 光学精密工程, 2013, 21(9): 2244-2251.
HE X, XIANG Y. Phase-shifting technology of digital lateral shearing interferometer [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2013, 21(9): 2244-2251 (in Chinese)
- [9] YIM BUN P K, ENGELBERTUS A F, *et al.*. Crash prevention in positioning apparatus for use in lithographic projection apparatus: US. 6498350B2 [P]. 2002.
- [10] 袁志扬, 李巍, 吴小传. 双工件台夹持机构: 中国, CN102487030A [P]. 2010.
YUAN ZH Y, LI W, WU X CH. Clamping mechanism of Dual stage, China: CN102487030A [P]. 2002.
- [11] 游群. 直线电机驱动的绿色夹具系统研究[D]. 苏州: 苏州大学, 2009.
YOU Q. *Research on the green clamping device system driven by the linear motor* [D]. Suzhou: Soochow University, 2009. (in Chinese)
- [12] 刘丽莉. 减速电机驱动的绿色夹具系统研究[D]. 苏州: 苏州大学, 2011.
LIU L L. *Study on green clamping system driven by gear motor* [D]. Suzhou: Soochow University, 2011. (in Chinese)
- [13] LOBONTIU N, CULLIN M. In-plane elastic response of two-segment circular-axis symmetric notch flexure hinges: The right circular design [J]. *Precision Engineering*, 2013, 37: 542-555.
- [14] 姚建涛, 李立建, 杨维, 等. 直圆柔性球铰柔度矩阵的解析计算[J]. 光学精密工程, 2014, 22(7): 1857-1863.
YAO J T, LI L J, YANG W, *et al.*. Analytical calculation of compliance matrix for right-circular flexure spherical hinge [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2014, 22(7): 1857-1863. (in Chinese)
- [15] 马立, 谢炜, 刘波, 等. 柔性铰链微定位平台的设计[J]. 光学精密工程, 2014, 22(2): 338-345.
MA L, XIE W, LIU B, *et al.*. Design of micro-positioning stage with flexure hinge [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2014, 22(2): 338-345. (in Chinese)
- [16] WANG R Q, ZHOU X Q, ZHU Z W. Development of a novel sort of exponent-sine-shaped flexure hinges [J]. *Review of Scientific Instruments*, 2013, 84(9): 1-11.
- [17] 赵磊, 巩岩, 赵阳. 光刻投影物镜中的透镜 X-Y 柔性微动调整机构[J]. 光学精密工程, 2013, 21(6): 1425-1433.
ZHAO L, GONG Y, ZHAO Y. Flexure-based X-Y micro-motion mechanism used in lithographic lens [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2013, 21(6): 1425-1433. (in Chinese)

作者简介:



吴剑威(1981—),男,黑龙江哈尔滨人,博士,讲师,2006年、2011年于哈尔滨工业大学分别获得硕士、博士学位,主要从事精密仪器、在轨检测等方面的研究。E-mail: wujianwei@hit.edu.cn



袁勇(1990—),男,山东阳谷人,硕士研究生,2012年毕业于哈尔滨工业大学获得学士学位,主要从事光刻机双工件台宏微交接系统研究。E-mail: yuanyong0706@126.com

(版权所有 未经许可 不得转载)