

# 液静压双头内圆磨削工件主轴的试验

静压技术研究室 夏恒青 王淮柱 付少敏 李 锋

## (一) 前 言

高同轴度、高精度套筒的双头孔、特别是双头盲孔的加工,目前国内尚缺少适当的加工设备,虽然通过改变零件的结构可以用通磨或深孔磨削来解决,也只能加工通孔,且孔径受磨头尺寸的制约,生产率也不够高,对于有些必须要求是盲孔结构的套筒零件也就无法利用上述途径加工了:当前外表为圆柱面的零件,用已磨出的高精度外表面,在V形块夹具上调头磨削的工艺(有的还配合人工研磨)一直占主导地位,如精密机床主轴套筒、磨头套筒等零件的双头孔等,而非圆柱表面如多联齿轮块等零件的双头孔就不能采用V形块夹具了。因而寻求保证双头孔的高同轴度和高真圆度的较好加工方案及促进精密机械加工工艺的改革是有现实意义的。

国外,为了提高套筒类零件等双头孔的加工精度和生产效率,西德、美国和日本,先后发展了双头内圆磨床,据我们已查到的有限的产品样本,有代表性的西德Spandow公司的SJDP17型双头内磨为其最新产品,主轴轴承为普通滑动轴承,据介绍精度可达 $2\mu$ ,并实现了自动循环,生产效率较高,美国Bryant公司和日本不二越公司也发展了这类产品。

根据我国四个现代化的需要,应当有一种较好的双头孔加工的新型设备,以满足不同的要求,为此我们对双头内圆磨床工件主轴进行了一些探讨和试验,取得了一定的结果。

## (二) 实现双头孔精密(或高精度)磨削的途径与分析

一些精密机床主轴套筒和精密多联齿轮等零件的双头孔加工均要求其同轴度误差很小且要获得很高的真圆度,有的可用V形块支承进行调头磨削再经人工研磨来减小双头孔的同轴度误差和提高孔的真圆度及光洁度,但此工艺工序长、生产率低、劳动强度大且精度取决于工人的技术水平,至于非圆柱外表面的零件连采用V形块支承的可能性也不存在。因此需要讨论一个实现双头孔精密(或高精度)磨削的合理方案。

从理论上讲,一次装卡加工各回转表面时,是围绕同一根轴线旋转,相互间不应有同轴度误差(实际上还受双头磨削工件主轴轴心轨迹的影响),为此将主轴设计成空心,工件固定在主轴内,以实现双头孔在一次装卡中磨削。

双头孔磨削的进给方式可以有两种:

(1) 工件主轴作纵向进给, 磨头作横向进给, 如图 1 所示

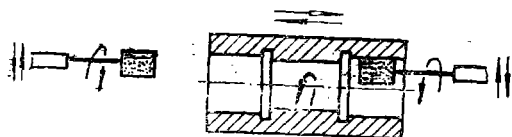


图 1

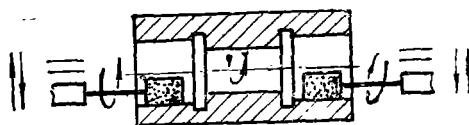


图 2

(2) 两砂轮轴分别作纵向进给和横向进给, 如图 2 所示

上述两种进给方式直接影响机床的布局及工作性能, 第一方案, 工件轴设置在工作台上, 此工作台与纵向滑动导轨为同一部分, 结构简单, 机床长度可较小, 成本低, 但只能分头磨削、生产率低, 磨削端面, 特别是控制轴向长度尺寸比较困难, 且工件长度受两砂轮轴间距离的制约。

第二方案, 两端磨头分别作纵向进给, (两套进给装置), 机床长度较前者大, 可每端分别磨削, 也可两端同时磨削, 生产率较高, 操作方便, 易于设置端磨磨头, 工件轴向尺寸易控制, 国外双头内磨的布局均为这一种。

由于工件及夹具都要安装在主轴孔内, 迫使主轴轴颈尺寸较大, 如工件外径  $\varnothing 135$ , 主轴轴颈即达  $\varnothing 240$ , 对这样大的轴颈要达到高精度用滚动轴承确有困难, 普通滑动轴承虽可达到高精度, 但其制造要求较高, 精度保持性差, 而液体静压轴承回转精度高、精度保持性好、刚度高、制造要求较低及均衡误差的优点, 作为工件主轴轴承是合理的。

为使工件长度尺寸有一定的范围, 特别是在加工短工件时操作和测量的方便, 要求主轴两支承的跨距尽量地短, 因而迫使主轴轴承成为短跨距大直径特窄型的结构, 如下页图 3 所示。

为了获得较高的回转精度, 我们选用了六油垫的轴承结构, 同时工件主轴头架体壳也设计成均匀薄壁的结构型式, 并在工艺上采取一系列措施, 以保证体壳的变形均匀。

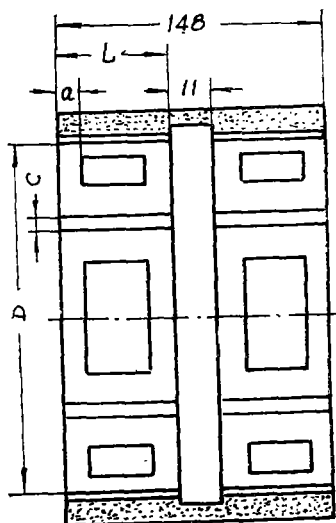
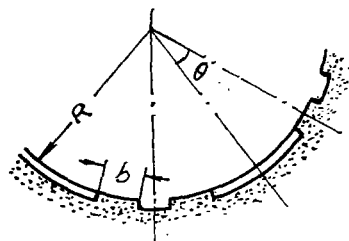


图 4

### (三) 工件主轴及轴承的设计计算

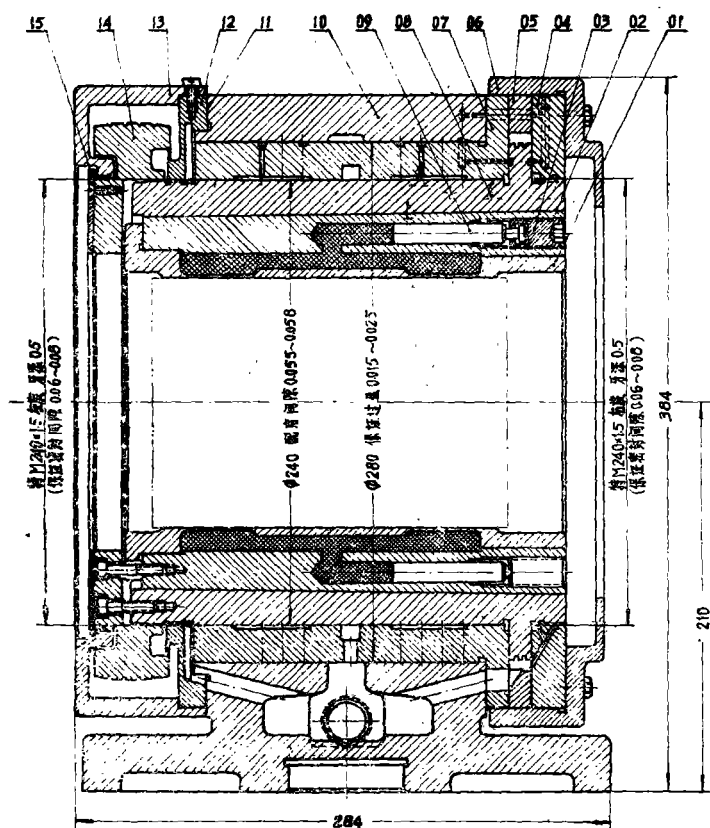
#### (1) 径向静压轴承的计算

##### 1. 选取参数

$$D = 240 \text{ mm (轴径)}$$

$L = 74\text{mm}$  (轴承长)  
 $h = 0.0185\text{mm}$  (单边间隙)  
 $a = 17\text{mm}$  (轴向封油面宽)  
 $b = 20\text{mm}$  (周向封油面宽)  
 $c = 8\text{mm}$  (回油槽宽)  
 $t_o = 0.8\text{mm}$  (腔深)  
 $t_1 = 3\text{mm}$  (回油槽深)  
 $n = 6$  (油垫数)  
 $\beta_o = 0.586$  (节流比)  
 $n_o = 240\text{转/分}$  (主轴转数)  
 $P_s = 15\text{kg/cm}^2$  (供油压力)  
 选择小孔节流型式

## 2. 有关计算



01 壳体套筒 02 壳体 03 加压机壳 04 前盖 05 调压盖 06 前罩 07 轴承  
 08 主轴 09 滑柱 10 壳体 11 气垫 12 后盖 13 后罩 14 皮带轮 15 挡板

图 3

$$\text{油垫有效半角 } \theta = \frac{\pi}{n} - \frac{b+c}{2R} = 0.4068333$$

$$\text{有效承载面积 } A_e = D(L-a) \sin \theta = 54.132 \text{ cm}^2$$

$$\text{周向流量系数 } \gamma = \frac{(L-a)a}{2R\theta b} = 0.4962$$

$$\text{几何流量系数 } C_d = \frac{2R\theta(1+\gamma)}{6a} = 1.4322$$

$$\frac{\sin \theta}{\theta} = 0.972641$$

$$\text{油垫曲度系数 } \phi = \frac{\frac{\sin \theta}{\theta} + \gamma \cos \theta}{1 + \gamma} = 0.9546$$

$$\text{每一垫封油面面积 } A_L = 2 \left[ \frac{(\pi D - nC)a}{n} + (L - 2a)b \right] = 56.0056 \text{ cm}^2$$

$$\text{每一油腔面积 } A_R = \frac{(\pi D - nC)L}{n} - A_L = 31.0655 \text{ cm}^2$$

$$\text{每一垫摩擦面积 } A_f = A_L + \frac{A_R}{4} = 63.7719 \text{ cm}^2$$

$$\text{轴颈线速度 } V = \frac{\pi D n_0}{60} = 301.5928 \text{ cm/S}$$

$$\text{润滑油动力粘度 } \eta = \frac{P_s h_0^2}{V} \sqrt{\frac{\beta_0 C_d}{A_f}} = 1.9527 \times 10^{-8} \text{ kg} \cdot \text{S/cm}^2$$

$$\text{润滑油运动粘度 (轻质油密度 } \rho = 8.36 \times 10^{-7} \text{ kg} \cdot \text{S}^2/\text{cm}^4)$$

$$\nu = \eta / \rho = 0.233 \text{ 沱} = 2.33 \text{ 厘沱}$$

$$\text{选 2 \# 主轴油, } \nu_{50} = 2.5 \text{ 厘沱}$$

$$\text{则 } \eta_{50} = \nu_{50} \cdot \rho = 2.09 \times 10^{-8} \text{ kg} \cdot \text{S/cm}^2$$

$$\text{腔内层流条件验算 } Re = \frac{2t_0 V}{\nu} = 1930.1939 < 2000$$

$$\text{计算节流小孔直径 } d_j = \sqrt[4]{\frac{8 \rho h_0^6 P_s \beta_0^2 C_d^2}{C_l^2 \pi^2 \eta^2 (1 - \beta_0)}} = 0.458 \times 10^{-1} \text{ cm} = 0.458 \text{ mm}$$

$$\text{取 } d_j = 0.45 \text{ mm}$$

$$\text{反算 } \beta_0 \text{ 值} \quad \frac{\beta_0^3}{1 - \beta_0} = \frac{d_j^4 C_P^2 \pi^2 \eta^2}{8 \rho h_0^6 P_s C_d^2}$$

$$\beta_0 = 0.5736$$

$$\text{设计状态无量纲刚度 } \bar{G}_0 = \frac{3n\phi(1-\beta_0)\beta_0}{2-\beta_0} = 2.9463$$

$$\text{设计状态刚度 } G_0 = \bar{G}_0 \frac{P_s A_0}{h_0} = 129.32 \text{ kg}/\mu$$

$$\text{一垫的流量 } q_0 = \frac{P_s h_0^3}{\eta} \beta_0 C_d = 3.7326 \text{ cm}^3/\text{S} = 223.956 \text{ cm}^3/\text{min}$$

$$\text{两个轴承的流量 } Q_0 = 12q_0 = 2687.47 \text{ cm}^3/\text{min} = 2.687 \text{ 升/分}$$

$$\text{一个油垫的泵功耗 } N_p = 9.8 \times 10^{-5} \frac{C_d h_0^3 P_s^2 \beta_0}{\eta} = 5.4876 \times 10^{-3} \text{ kW}$$

$$\text{一个油垫的摩擦功耗 } N_f = 9.8 \times 10^{-5} \times \eta \frac{A_f}{h_0} V^2 = 6.422 \times 10^{-3} \text{ kW}$$

$$\text{一个油垫的总功耗 } N = N_p + N_f = 11.9096 \times 10^{-3} \text{ kW}$$

$$\text{两个轴承的总功耗 } N_{\text{总1}} = 12N = 0.1429 \text{ kW}$$

$$\text{轴承进出口温升 } \Delta t = \frac{P_s(1+N_f/N)}{(15\sim 19)} = \frac{P_s(1+N_f/N)}{15} = 2.17^\circ\text{C}$$

## (2) 推力轴承的计算

本方案的主轴短、轴径大，挠曲变形很小，但主轴的倾斜将直接影响被加工件的柱度。由于轴承刚度，故在极短的跨距下其抗倾侧能力仍较强，就没有必要将推力轴承作成多腔来增加抗倾侧刚度。当然，如要求柱度更高一些或跨距更短一些，就一定要用多腔推力轴承了。

### 1. 选取参数

$$r_1 = 122 \text{ mm}$$

$$r_2 = 128 \text{ mm}$$

$$r_3 = 131 \text{ mm}$$

$$r_4 = 139 \text{ mm}$$

$$t_0' = 0.6 \text{ mm (腔深)}$$

$$\beta_0 = 0.586$$

选择小孔节流型式

$$d_j = 0.75 \text{ mm (节流孔直径)}$$

### 2. 有关计算

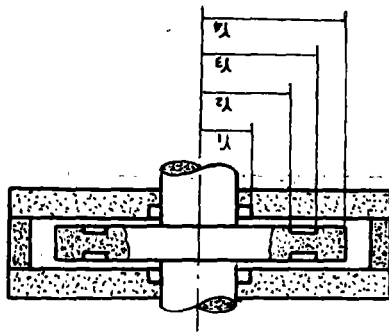


图 5

$$\text{有效承载面积 } A_e = \pi \left( \frac{r_4^2 - r_3^2}{2l \frac{r_4}{r_3}} - \frac{r_2^2 - r_1^2}{2l \frac{r_2}{r_1}} \right) = 81.6078 \text{ cm}^2$$

$$\text{几何流量系数 } C_d = \frac{\pi}{6} \left( \frac{1}{\ln \frac{r_4}{r_3}} + \frac{1}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \right) = 19.7393$$

$$\text{轴向单边间隙 } h'_0 = \sqrt[5]{\frac{d_1^4 C_f^2 \pi^2 \eta^2 (1 - \beta_0)}{8 \rho P_s \beta_0^2 C_d^2}} = 1.07 \times 10^{-3} \text{ cm}$$

$$= 0.0107 \text{ mm}$$

$$\text{设计状态无量纲刚度 } \overline{G}'_0 = \frac{12 \beta_0 (1 - \beta_0)}{2 - \beta_0} = 2.05887$$

$$\text{设计状态刚度 } G'_0 = \overline{G}'_0 \frac{P_s A_e}{h'_0} = 235.544 \text{ kg}/\mu$$

$$\text{一腔流量 } q'_0 = \frac{P_s h_0'^3}{\eta} \beta_0 C_d = 10.1701 \text{ cm}^3/\text{S} = 610.206 \text{ cm}^3/\text{min} = 0.61 \text{ 升/分}$$

$$\text{两腔流量 } Q'_0 = 1.22 \text{ 升/分}$$

$$\text{径向、推力轴承总流量 } Q_{\text{总}} = Q_0 + Q'_0 = 3.907 \text{ 升/分}$$

$$\text{选择泵流量 } Q_{\text{泵}} = 1.5 Q_{\text{总}} = 5.8605 \text{ 升/分}$$

选 6 升/分的泵

$$\text{封油面面积 } A'_{L1} = \pi (r_2^2 - r_1^2) = 47.1238 \text{ cm}^2$$

$$A'_L = \pi (r_4^2 - r_3^2) = 67.8584 \text{ cm}^2$$

$$\text{油腔面积 } A'_R = \pi (r_3^2 - r_2^2) = 24.41 \text{ cm}^2$$

$$\text{各部分的平均线速度 } V_1 = \frac{\pi D_{1cp} n}{60} = 314.1592 \text{ cm/S}$$

$$V_2 = \frac{\pi D_{2cp} n_0}{60} = 325.469 \text{ cm/S}$$

$$V_3 = \frac{\pi D_{3cp} n_0}{60} = 339.292 \text{ cm/S}$$

$$\text{腔内雷诺数 } Re = \frac{2 t'_0 V_2}{\nu} = 1562.2512 < 2000$$

$$\text{一腔泵 功耗 } N'_p = 9.8 \times 10^{-5} \frac{C_d h_0'^3 P_s^2 \beta_0}{\eta} = 14.95 \times 10^{-3} \text{ kW}$$

$$\text{两腔泵功耗 } 2 N'_p = 29.9 \times 10^{-3} \text{ kW}$$

$$\text{摩擦 功耗 } N'_f = N'_{f1} + N'_{f2} + N'_{f3}$$

$$N'_{f1} = 9.8 \times 10^{-5} \eta \frac{A'_L}{h_0} v_1^2 = 8.9028 \times 10^{-3} \text{ kW}$$

$$N'_{f2} = 9.8 \times 10^{-5} \eta \frac{A'_R}{4 h_0} v_2^2 = 1.2374 \times 10^{-3} \text{ kW}$$

$$N'_{f3} = 9.8 \times 10^{-5} \eta \frac{A'_{T2}}{h_0} V_3^2 = 1.4953 \times 10^{-2} \text{ kW}$$

$$N'_f = 25.0932 \times 10^{-3} \text{ kW}$$

$$\text{每腔 总 功耗 } N' = N'_p + N'_f = 40.043 \times 10^{-3} \text{ kW}$$

$$\frac{N'_f}{N'_p} = 1.6784 \quad (\text{在 } 1 \sim 3 \text{ 之间})$$

$$\text{轴承进出口温升 } \Delta t = \frac{P_s (1 + N'_f/N'_p)}{15} = 2.68^\circ\text{C}$$

$$\text{两轴承总功耗 } N_{\text{总}2} = 2 N'_f + 2 N'_p = 80.0864 \times 10^{-3} \text{ kW}$$

$$\text{径向、推力轴承总功耗 } N_{\text{总}} = N_{\text{总}1} + N_{\text{总}2} = 0.224 \text{ kW}$$

#### (四) 主轴倾侧位移的校核计算

主轴系统的结构简图如图 6 所示

(1) 估算磨削力  $P_z = 5 \text{ kg}$

$$P_y = 2 P_z = 10 \text{ kg}$$

## (2) 主轴受磨削力的影响产生的倾侧变形

此变形值与径向和推力轴承的刚度有关而环形静压推力轴承无抗倾侧能力, 因此完全依靠径向静压轴承来抵抗倾侧力矩。

已知: 主轴系统 (主轴、夹具、工件) 自重  $W_1$   
 $= 70 \text{ kg}$

工件最大长度  $L = 500 \text{ mm}$

被磨削孔最大深度  $120 \text{ mm}$

受力情况如下图所示:

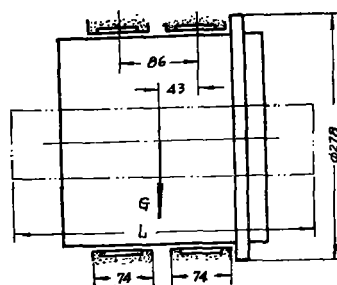


图 6

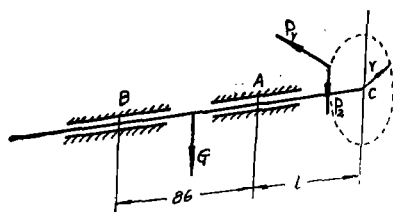


图 7

根据上述条件对主轴在两个方向的受力与变形分别计算并合成, 现列表如下:

计 算 项 目	数 据	类 别	图 6	
			图 7	图 8
L	mm		500	
L	mm		207	
$R_A = P(80 + 207)/86$	kg		34.069	17.034
$R_B = P \times 207/86$	kg		24.069	12.034
$e_A = R_A/G_0$	$\mu$		0.263	0.1316
$e_B = R_B/G_0$	$\mu$		0.1859	0.0929
$a = 86R_A/(R_A + R_B)$	mm		50.396	50.396
$e'_A = [(a + 37)/a]e_A$	$\mu$		0.456	0.228
$e'_B = [(86 - a + 37)/(86 - a)]e_B$	$\mu$		0.379	0.189



$e_c = [(a + i)/a]e_A$	$\mu$	1.343	0.672
$e_c' = [(a + i + 120)/a]e_A$	$\mu$	0.717	0.358
$\text{tg}\theta \approx \theta = e/a$	弧度	$5.2186 \times 10^{-6}$	$2.611 \times 10^{-6}$
$x = R\theta$ (R为推力盘半径)	$\mu$	0.7253	0.3629
$e_{A\Sigma} = \sqrt{e_{A1}^2 + e_{A2}^2}$	$\mu$	0.294	
$e_{B\Sigma} = \sqrt{e_{B1}^2 + e_{B2}^2}$	$\mu$	0.207	
$e_{A'\Sigma} = \sqrt{e_{A'1}^2 + e_{A'2}^2}$	$\mu$	0.509	
$e_{B'\Sigma} = \sqrt{e_{B'1}^2 + e_{B'2}^2}$	$\mu$	0.423	
$x_\Sigma = \sqrt{x_1^2 + x_2^2}$	$\mu$	0.811 (最大倾侧变形量)	
$e_{C\Sigma} = \sqrt{e_{C1}^2 + e_{C2}^2}$	$\mu$	1.501	
$e_{C'\Sigma} = \sqrt{e_{C'1}^2 + e_{C'2}^2}$	$\mu$	0.801	
$2(e_{C\Sigma} - e_{C'\Sigma})$	$\mu$	1.4 (不柱度)	

由表中可知,在最大工件长度、最大磨削长度、最大磨削孔径的条件下计算出的主轴推力盘外径处的倾侧位移为该主轴的最大倾侧变形量,其值为 $X_\Sigma = 0.811\mu$ ,与轴向单边间隙 $h_0' = 10.7\mu$ 相比是安全的。因主轴倾侧而引起的不柱度误差在120mm长度内为1.4 $\mu$ ,此值也较小,从而说明主轴的抗倾侧能力足以满足磨削时的要求。

## (五) 试验结果

为了验证此研究方案,我们和郑州第二机床厂协作,在M2110内园磨床的基础上对结构进行改造成为双头内园磨削的中试样机,随后我们完成了第二阶段试验,取得了比较满意的结果,现将试验的有关情况介绍如下:

(1) 静压主轴运行的温升试验:用2#主轴油、主轴转速为240转/分、室温为20℃时,油箱中润滑油的热平衡曲线如图8所示。

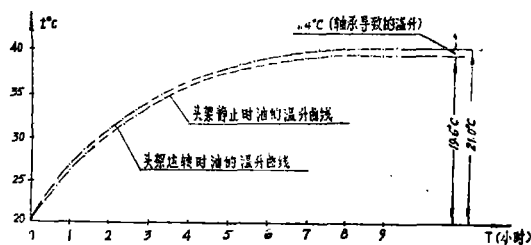


图8

(2) 节流比 $\beta$ : 在油温从 $13^{\circ}\text{C} \sim 31.9^{\circ}\text{C}$ 变化期间, 供油压力 $P_s = 15\text{kg}/\text{Cm}^2$ 时, 腔压分别为 $8.4$ 、 $8.45$ 、 $8.5\text{kg}/\text{cm}^2$ , 即 $\beta = 0.56$ 、 $0.563$ 、 $0.566$  (说明: 随着温升,  $\beta$ 值应下降, 但实测的结果值变化不大, 且略有升高, 分析其原因是, 轴承和壳体材料为铸铁, 主轴材料为钢, 后者线膨胀系数大, 随着温升的增加, 轴与轴承的间隙也相应减小, 从而阻止了油腔压力的下降)。

### (3) 主轴轴承的刚度测试

(i) 当取前支承的悬伸长 $l = 300\text{mm}$ 并在该处加载, 测得主轴端面, 半径 $R = 120\text{mm}$ 处的倾侧位移如下:

载荷 $P$ $\text{kg}$	20	30	40	50
倾侧位移 $X$ $\mu$	2.4	3.4	4.3	4.6

由实测数据表明, 在 $l = 300\text{mm}$ , 加载 $50\text{kg}$ 时, 倾侧位移为 $4.6\mu$ , 而实际允许的最大工件长 $L = 500\text{mm}$ , 即 $l = 207\text{mm}$ ,  $P_y = 10\text{kg}$ 时的倾侧位移为 $0.811\mu$ , 远小于 $4.6\mu$ 。

(ii) 根据上述实测数据换算出径向油膜刚度 (见第29页表中数值)

(iii) 实测出轴向刚度为 $G_{\text{轴}} = 25\text{kg}/\mu$ 此值与设计状态的轴向刚度相差较多, 主要原因是由于组合式主轴推力盘已产生歪斜, 从而使轴向间隙远远超过实测间隙, 导致轴向刚度大大降低。对内圆磨削来讲, 此实际轴向刚度尚能满足要求。

### (4) 试磨结果

试件: 磨头套筒滚动轴承座, 材料:  $40\text{Cr}$ , 淬火或调质, 磨削孔径:  $\varnothing 55\text{mm}$ , 工件转速:  $240\text{转}/\text{分}$ , 磨头转速:  $12000\text{转}/\text{分}$  (静压轴承结构), 工件往复进给速度: 约 $0.5\text{M}/\text{分}$ , 砂轮进给量:  $0.0028\text{mm}/\text{一次往复}$ 。

磨出孔的不圆度最高为 $0.54\mu$ , (由洛阳轴承研究所英国泰吕朗51型圆度仪检测, 如图9所示), 表面光洁度最好可达 $\nabla 12a$ , (图10为光洁度直观照片)。

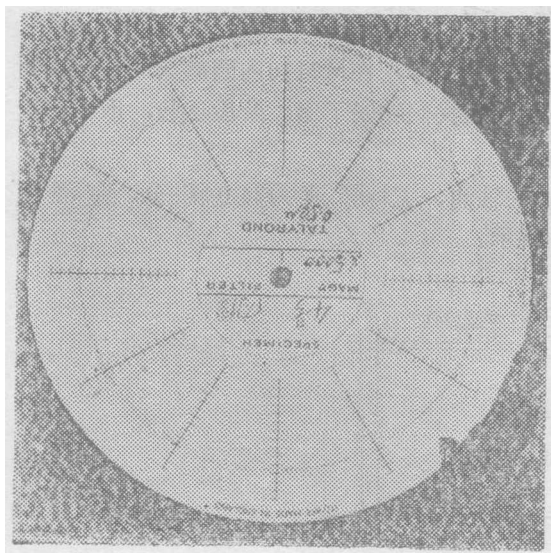


图9

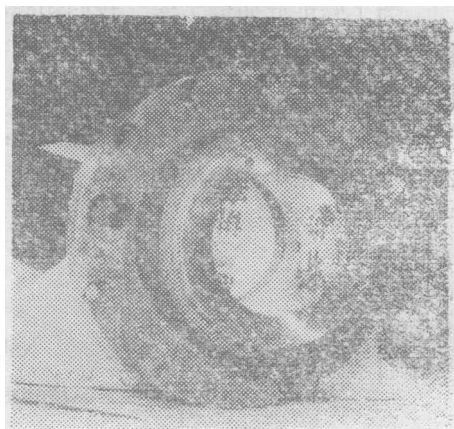


图10

l mm	300			
P Kg	20	30	40	50
$R_A = \frac{P(86+300)}{86} \text{ Kg}$	89.767	134.651	179.534	224.418
$R_B = \frac{P \times 300}{86} \text{ Kg}$	69.767	104.651	139.534	174.418
$a = 86R_A / (R_A + R_B) \text{ mm}$	37.941	37.941	37.941	37.941
X (倾侧位移) $\mu$	2.4	3.4	4.3	4.6
R (推力盘半径) mm	139			
$\theta = X/R \times 10^3 \text{ 弧度}$	$1.7266 \times 10^{-5}$	$2.446 \times 10^{-5}$	$3.0935 \times 10^{-5}$	$3.3093 \times 10^{-5}$
$e = \theta \cdot a \quad \mu$	$65.508 \times 10^{-2}$	$92.803 \times 10^{-2}$	$117.37 \times 10^{-2}$	$125.55 \times 10^{-2}$
$G = R_A/e_A \quad \text{Kg}/\mu$	137.032	145.093	152.964	178.747

实测结果与理论计算稍有出入

关于双头孔的同轴度误差, 目前国内外均无高精度检测手段, 无法对其作定量检测。下面是用测量重复精度仅为  $\pm 4 \mu$  的日本三丰A221型三坐标测量仪检测的结果, 作为从检测方面进行定性分析的参考。

### 在日本A221型三坐标测量仪测试件1的记录数据

\*\* PROGRAM START (T1-T5) ! \*\*

TYPE = 1

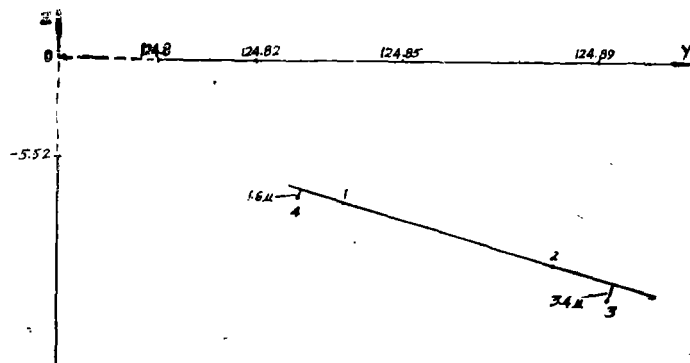
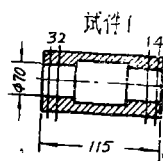
PBOBE = 10

(A1) PLANE = YZ = (1, 2) = 1

(A2) ANGLE = (N,Y,Z,LY,LZ) = N

(12)

MN001	Y	=	124.837	Z	=	-5.227	截面 1	$\bar{y} = 124.838$ $\bar{Z} = -5.529$
MN002	Y	=	124.835	Z	=	-5.228		
MN003	Y	=	124.842	Z	=	-5.231		
MN004	Y	=	124.836	Z	=	-5.229		
MN005	Y	=	124.880	Z	=	-5.240	截面 2	$\bar{y} = 124.881$ $\bar{Z} = -5.542$
MN006	Y	=	124.883	Z	=	-5.244		
MN007	Y	=	124.882	Z	=	-5.240		
MN008	Y	=	124.877	Z	=	-5.243		
MN009	Y	=	124.891	Z	=	-5.243	截面 3	$\bar{y} = 124.892$ $\bar{Z} = -5.549$
MN010	Y	=	124.890	Z	=	-5.248		
MN011	Y	=	124.888	Z	=	-5.252		
MN012	Y	=	124.897	Z	=	-5.253		
MN013	Y	=	124.826	Z	=	-5.227	截面 4	$\bar{y} = 124.820$ $\bar{Z} = -5.528$
MN014	Y	=	124.828	Z	=	-5.227		
MN015	Y	=	124.827	Z	=	-5.227		
MN016	Y	=	124.833	Z	=	-5.231		



(1) 仪器测量重复精度为  $\pm 4 \mu$

(2) 被测轴线与公共轴线的最大距离  $\leq 3.4 \mu$

在日本A221型三坐标测量仪测试件2的记录数据

.. PROGRAM START(T1-T5)! ..

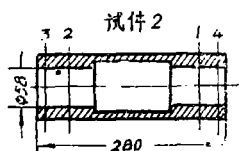
TYPE = 1

PROBE = 10

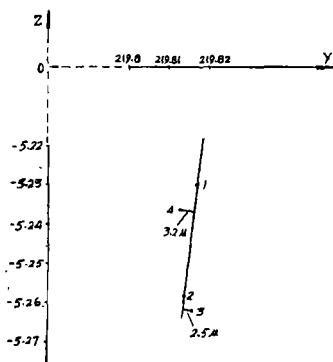
(A1) PLANE = YZ = [1,2] = 1

(A2) ANGLE = [N,Y,Z,LY,LZ] = N

(12)



MN002	Y	=	219.819	Z	=	-5.230	截面 1	$\bar{y} = 219.817$ $\bar{Z} = -5.230$
MN003	Y	=	219.813	Z	=	-5.235		
MN004	Y	=	219.815	Z	=	-5.233		
MN005	Y	=	219.820	Z	=	-5.223		
MN006	Y	=	219.818	Z	=	-5.258	截面 2	$\bar{y} = 219.814$ $\bar{Z} = -5.258$
MN007	Y	=	219.813	Z	=	-5.259		
MN008	Y	=	219.812	Z	=	-5.260		
MN009	Y	=	219.812	Z	=	-5.255		
MN010	Y	=	219.820	Z	=	-5.260	截面 3	$\bar{y} = 219.816$ $\bar{Z} = -5.262$
MN011	Y	=	219.814	Z	=	-5.261		
MN012	Y	=	219.810	Z	=	-5.268		
MN013	Y	=	219.818	Z	=	-5.259		
MN014	Y	=	219.814	Z	=	-5.234	截面 4	$\bar{y} = 219.813$ $\bar{Z} = -5.236$
MN015	Y	=	219.812	Z	=	-5.235		
MN016	Y	=	219.811	Z	=	-5.231		
MN017	Y	=	219.815	Z	=	-5.244		



1) 仪器测量重复精度为 $\pm 4\mu$

2) 被测轴心线与公共轴心线的最大距离 $\leq 3.2\mu$

#### (5) 主轴精度的对比

双头内圆磨床的主要部件——静压主轴，其径向尺寸大 ( $\varnothing 240\text{mm}$ ) 要获得高精度，在加工中有一定的困难。一般说来，其精度水平应低于单头内圆磨床的主轴精度，国内只有普通级内圆磨床产品，精度较低，不必对比，我们参考已查到的国外高精度单头内圆磨床和双头内圆磨床的精度，进行对比，此中试样机的回转精度已达到国外高精度单头内圆磨床的中等水平，超过了西德spandow series SJD17 (或SJDP 17) 型双头内圆磨床的回转精度，现将几种国外高精度单头内圆磨床的精度及有代表性的双头内圆磨床的精度情况列表如下：

国家与公司	类别	型号	加工不圆度	加工光洁度
英国churchill	单	HBX	0.625 $\mu$	
西德Overbeck	单	15 RMS	0.5 $\mu$	
西德Overbeck	单	250 I	1 $\mu$	
西德Wotan	单		0.2 $\mu$	$\nabla 12b$
意大利Coppie	单	MC—63	0.15~0.34 $\mu$	
意大利Minganti	单	RIM trimatic	1 $\mu$	$\nabla 11a$
日本 三井精机	单	MVG27/50	0.2 $\mu$	$\nabla 13$
苏联CapaToBckuu	单		0.4 $\mu$	$\nabla 9-10$
苏联CapaToBckuu	单	3K225B	0.8 $\mu$	$\nabla 9-10$
捷克	单	EDE25PO	1.5 $\mu$	$\nabla 9a$
西德Spandow Series	双	SJD17 SJDP17	精度2 $\mu$	

注：美国Bryant和日本不二越也生产了双头内磨，但未查到其精度情况。

### (六) 关于有关功能的讨论

(1) 此方案主要是为了解决高同轴度的双头内孔的磨削问题，如果在砂轮修形方面稍加改进即可在其尺寸允许范围内代替中心孔磨床，而在加工质量方面则优于中心孔磨床，如图11所示。当双头孔加工任务不足时，只需要换适当夹具即可取代一台精密或高精度内磨的全部工作。

采取相应措施以后，如将磨头更换为镗刀刀杆，将纵向进给调节至镗削所需的进给

量, 则可用来镗削双头孔, 并获得高同轴度。当然, 车头的设计应保证能适应镗削所需之抗倾侧能力, 同样亦可实现双头车削。如图12、图13所示。

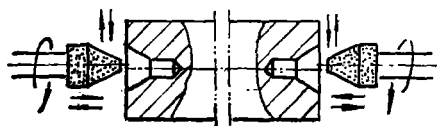


图11

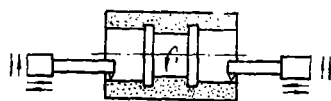


图12

(2) 双头内圆磨床主要加工对象是套筒类零件的双头孔及其端面, 由于客观条件的限制, 在试验时采用了工件纵向进给的方案, 端面磨削虽可在小尺寸范围内由手进给实现, 但终非好方案, 为了适应较大尺寸端面的加工, 似应增加端面磨头, 如果适当安排, 还可以用来加工端部一小段外圆表面, 如图14所示。

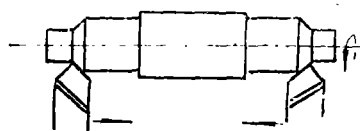


图13

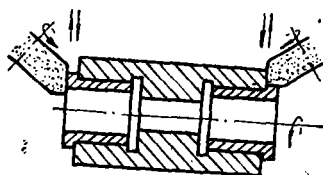


图14

(3) 在工件主轴头架底部设计有转盘, 利用它可以加工锥孔, 如图15所示。因无精确的刻度定标, 只能用试切法调整角度, 适于单件小批生产, 生产率较低。此方法经初步试磨情况是良好的, 对于保证双头锥孔的同轴度是可靠的。

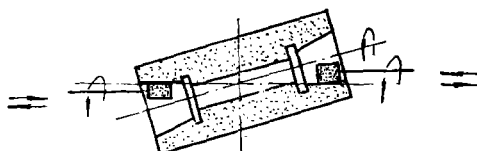


图15

## (七) 结 束 语

通过对液静压双头内磨工件主轴的试验, 显示了液静压技术的优越性, 较好地解决了短跨距、大直径、高精度机床主轴的设计问题, 收到了良好的效果, 但方案的验证是在M2110整机改造的基础上进行的, 各执行机构存在许多不合理之处, 精度低、刚性差、抗振性能不好, 使得静压工件主轴和砂轮轴的性能得不到充分发挥; 主轴的抗倾侧刚度还可以通过多腔推力轴承结构来改善, 同时, 在夹具、皮带、各种转子的动平衡……等方面有待进一步的改进。因此, 这次试验仅是初步的, 不当之处, 请指正。

## 参 考 文 献

液体静压技术讲义

郑州工学院 1979、10、编