

卧 式 镗 床

刚 性 试 验 及 其 装 置

卧式镗床“三化”联合设计组 编
天 津 大 学 机 械 系

沈 阳 钻 镗 床 研 究 所

卧 式 镗 床

刚 性 试 验 及 其 装 置

卧式镗床“三化”联合设计组 编
天 津 大 学 机 械 系

沈 阳 钻 镗 床 研 究 所

1 9 7 7 · 7

· 内容简介 ·

为了给我国卧式镗床“三化”联合设计提供必要的数据，由天津大学机械系、卧式镗床“三化”联合设计组及中捷人民友谊厂机床试验室等单位，对国产T68、T619及意大利AL88型卧式镗床的主轴及平旋盘等部分的动、静刚性进行了试验及计算。本书具体介绍了试验、计算方法及装置；另外还介绍了试验中所使用的自制电磁激振器的原理、设计和定标等。供有关科研人员、设计人员及工人参考。

卧 式 镗 床 刚 性 试 验 及 其 装 置

卧式镗床“三化”联合设计组编
天 津 大 学 机 械 系

沈阳钻镗床研究所 出版

沈阳市第二印刷厂 印装

目 录

一、T68、T619、AL88型卧式镗床主轴系统静刚性对比试验报告	1
附 录 一	10
(一) T619 型卧式镗床主轴系统的静刚性计算	10
(二) AL88 型卧式镗床主轴系统的静刚性计算	13
(三) T68型卧式镗床主轴系统的静刚性计算	14
附 录 二	17
附 录 三	18
(一) 用平旋盘车端面或外圆时轴向力与径向力的计算	18
(二) 用主轴镗孔时轴向力与径向力的计算	18
二、T619 型卧式镗床动刚性试验报告	20
三、电磁激振器的原理、设计和定标	42
四、T619 平旋盘径向刀架移动对主轴中心线不垂直度的 装配工艺分析	48

一、T68、T619、AL88 型卧式镗床 主轴系统静刚性对比试验报告

构，对比其静刚性的优劣，为设计提供试验资料。

(一) 试验目的

为了配合卧镗“三化”联合设计组对卧镗主轴系统方案的讨论，我们选择了三种类型、不同主轴结构的机床进行主轴及平旋盘的静刚性试验，测量主轴、平旋盘相对于主轴箱的变形，从而比较不同的主轴系统结

(二) 机床状况及试验方法

1. 机床状况

三种类型机床的主轴系统结构简图，见图1~3，其主要特点及现状如表1所示。

表 1

机床型号	国别及生产厂	生 产 年 份	主 轴 直 径 (毫米)	主轴结构特点	主轴旋转精度 (跳动量, 毫米)		机 床 使 用 情 况
					短悬伸	最大悬伸	
T68	中捷人民友谊厂	1956	85	三层主轴结构, 固定式平旋盘	0.01	0.020	由加工车间使用, 1972年后 放在试验室 安装后极少使用
		1971				0.025	
T619	同 上	1975	90	二层半主轴结构, 固定式平旋盘	0.01	0.015	新机床, 放在试验室极少 使用
AL88	意 大 利 圣·罗科	1964年 进 口	88	二层主轴结构, 可拆式平旋盘	0.02	0.05	刚来时放在加工车间同时 干粗精加工活, 近几年才 放在工具车间

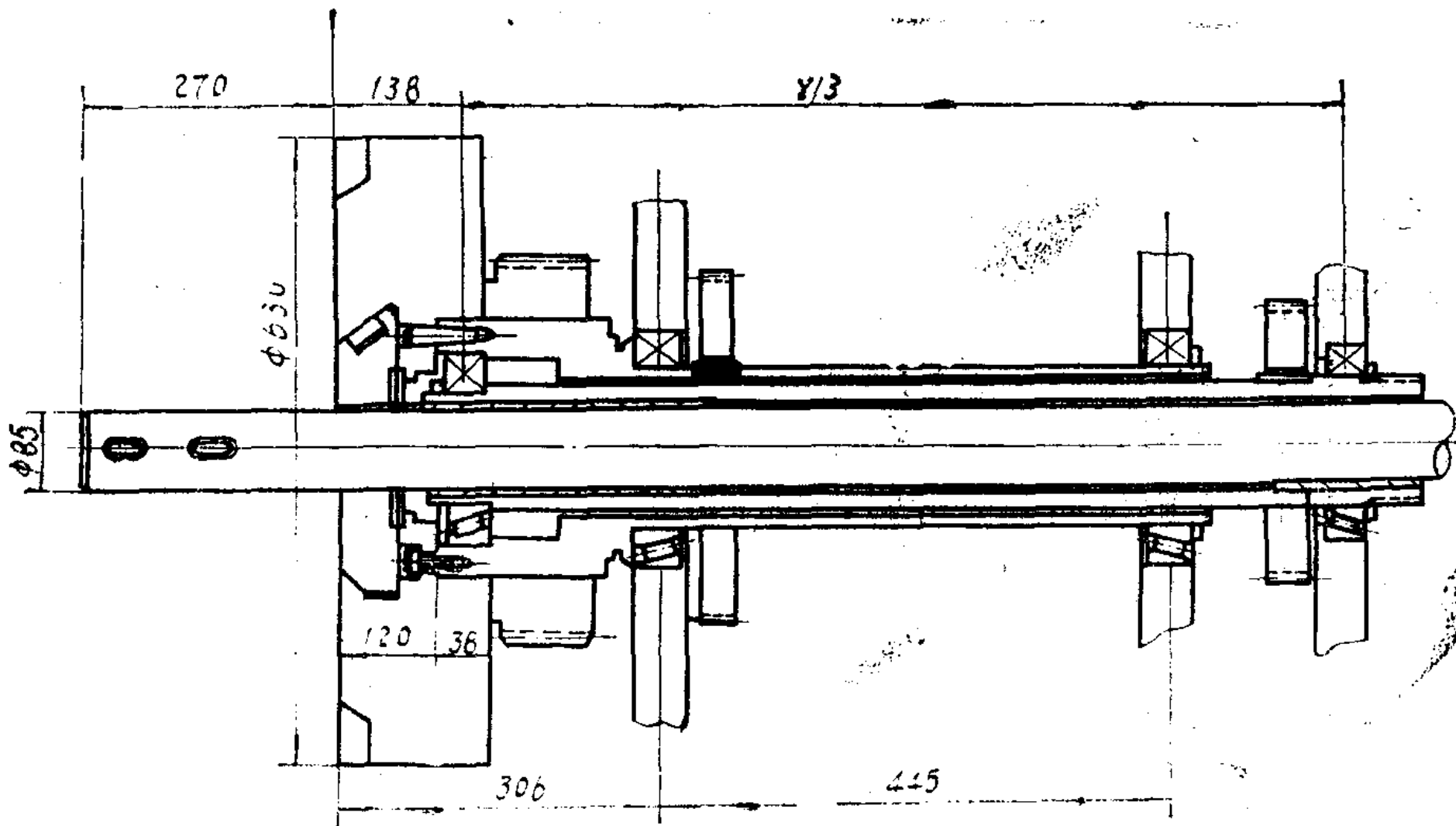


图 1. T68型的主轴结构

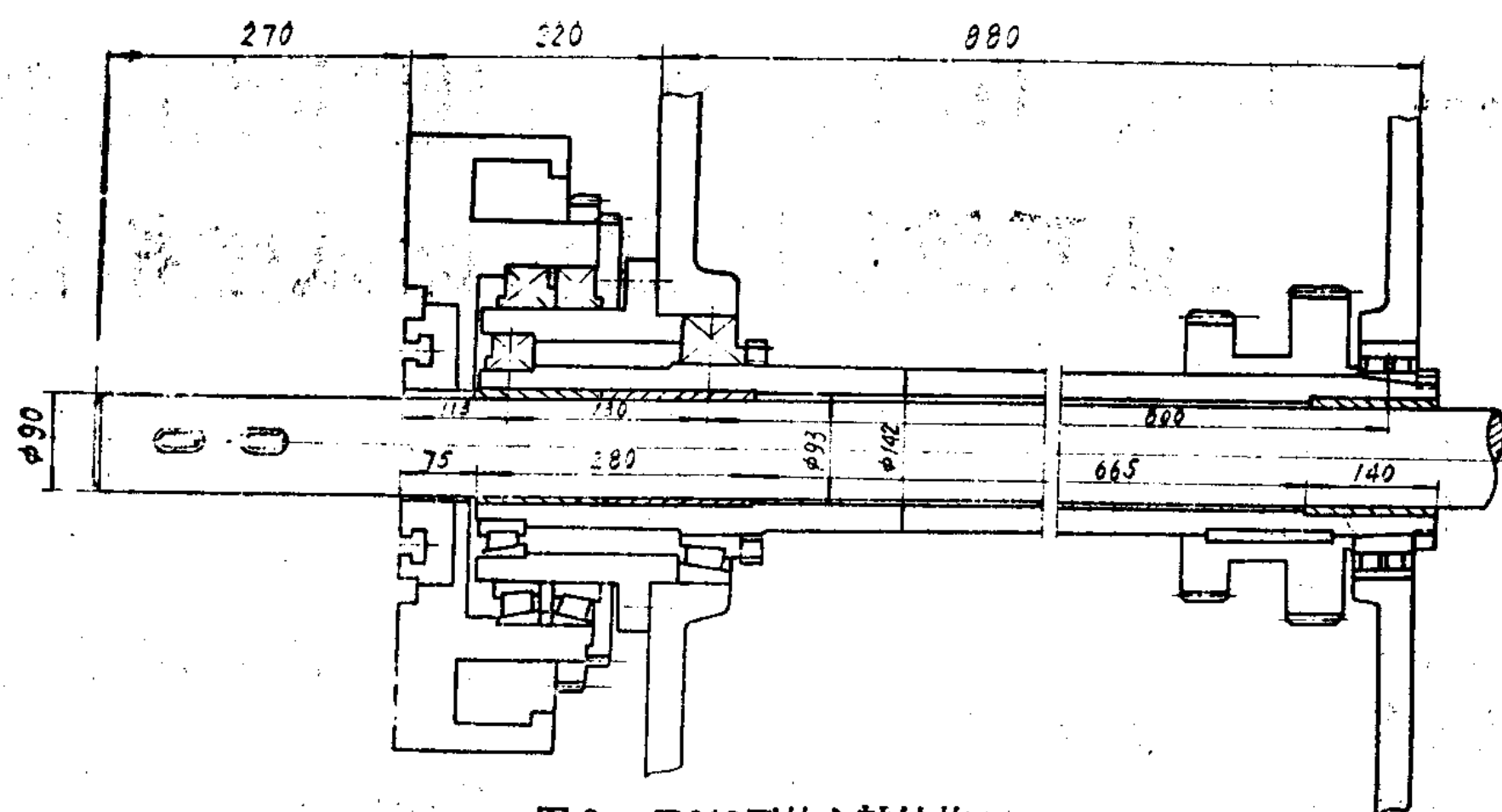


图2 T619型的主轴结构

注：图中之130应为190

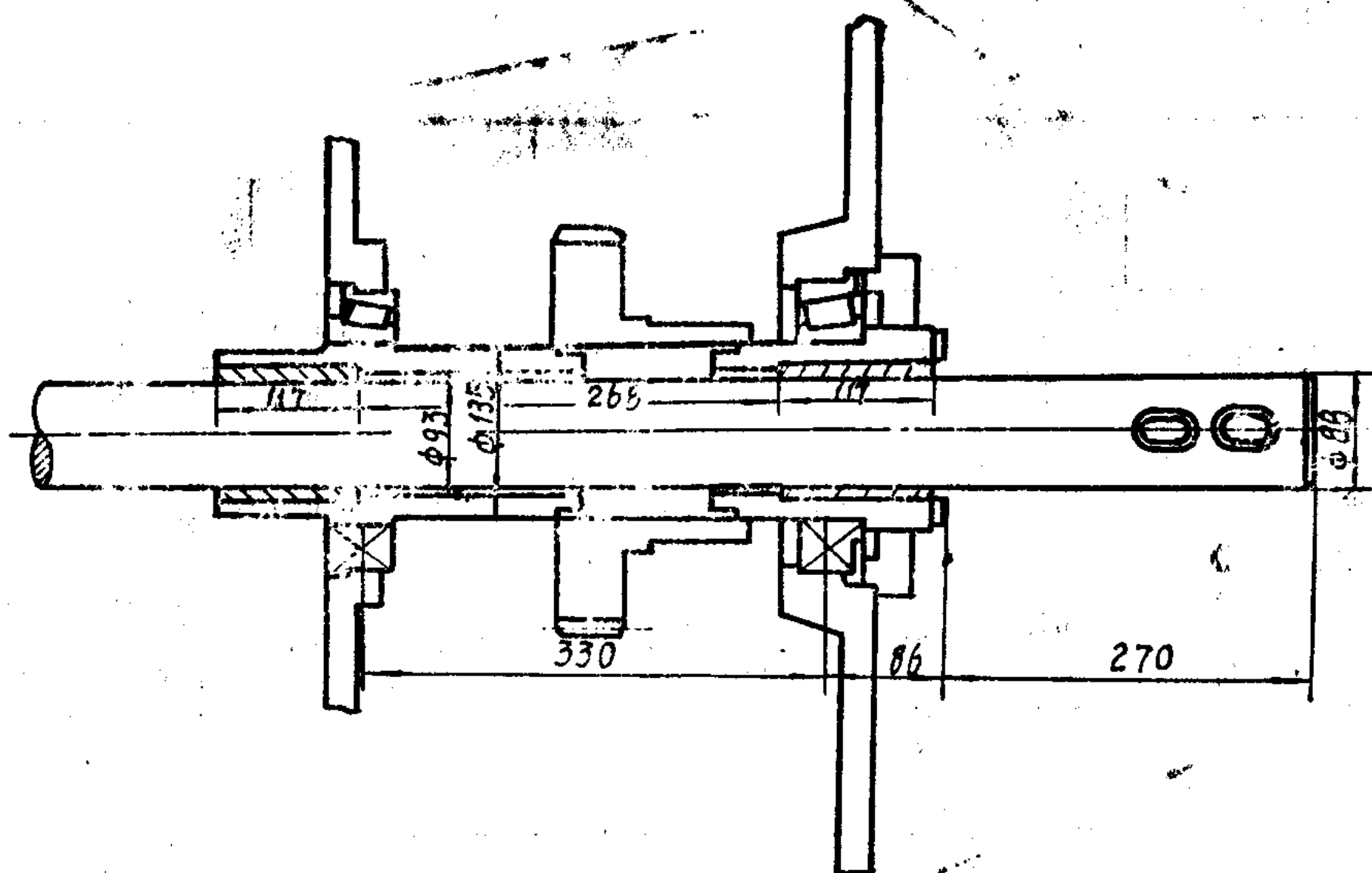


图3 AL88型的主轴结构

2. 试验方法

1) 加力装置 在工作台和主轴端部或平旋盘外端之间置一圆形测力环，用千斤顶在工作台和主轴或平旋盘间施一静力，先予载150~200公斤，然后分级加载并测量变形。

2) 测量装置 测量变形的基准选择在主轴箱体上，分别在各加载点测量相对于主轴箱的变形大小，测量值取两次读数的平均值，根据此测量值画出一个“力——变形”

曲线。图4即为加载测量简图。

测力环的定标曲线见附录二。

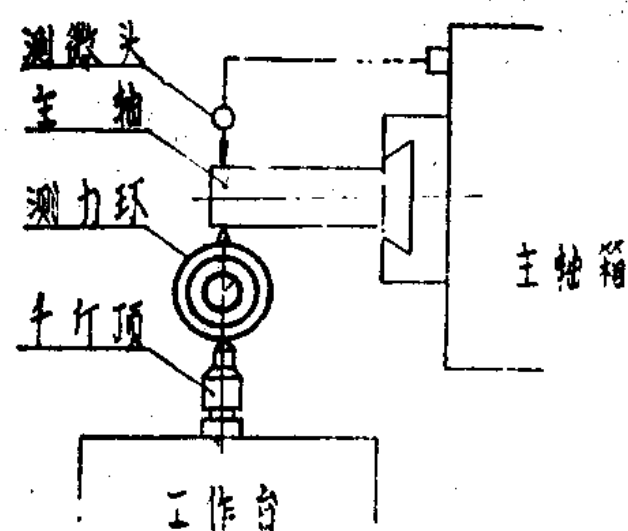


图4

测量变形用的仪器:

瑞士

电感比较仪, 量程3~300微米

国产中原量仪厂

电感比较仪, 量程10~50微米

(三) 试验、计算数据 及分析与结论

(I) 主轴部分

按照卧式镗床系列更新设计任务书(草)
规定的主轴最大镗孔直径 $D = 250$ 毫米及主

轴最大扭矩 $M = 100$ 公斤-米推算的主轴镗孔
时最大吃刀抗力 (即径向抗力) 为 $P_r = 200$
公斤 (见附录三)。此外, 从规定的平旋盘
最大车外圆与端面直径 $D = 630$ 毫米及平旋盘
最大扭矩 $M = 160$ 公斤-米推算车外圆时的
径向抗力为 $P_r = 214$ 公斤 (见附录三), 因
此在试验时模仿切削时的径向力, 都统一使
用 $P = 250$ 公斤的加载力。经测量并画出的
主轴加载变形曲线示于图 5。由于三种类型
机床的主轴直径都不一样, 故测量时的主轴
悬伸量都统一用 270 毫米。T 68 的试验数据
是选择采用刚性较好的一台。

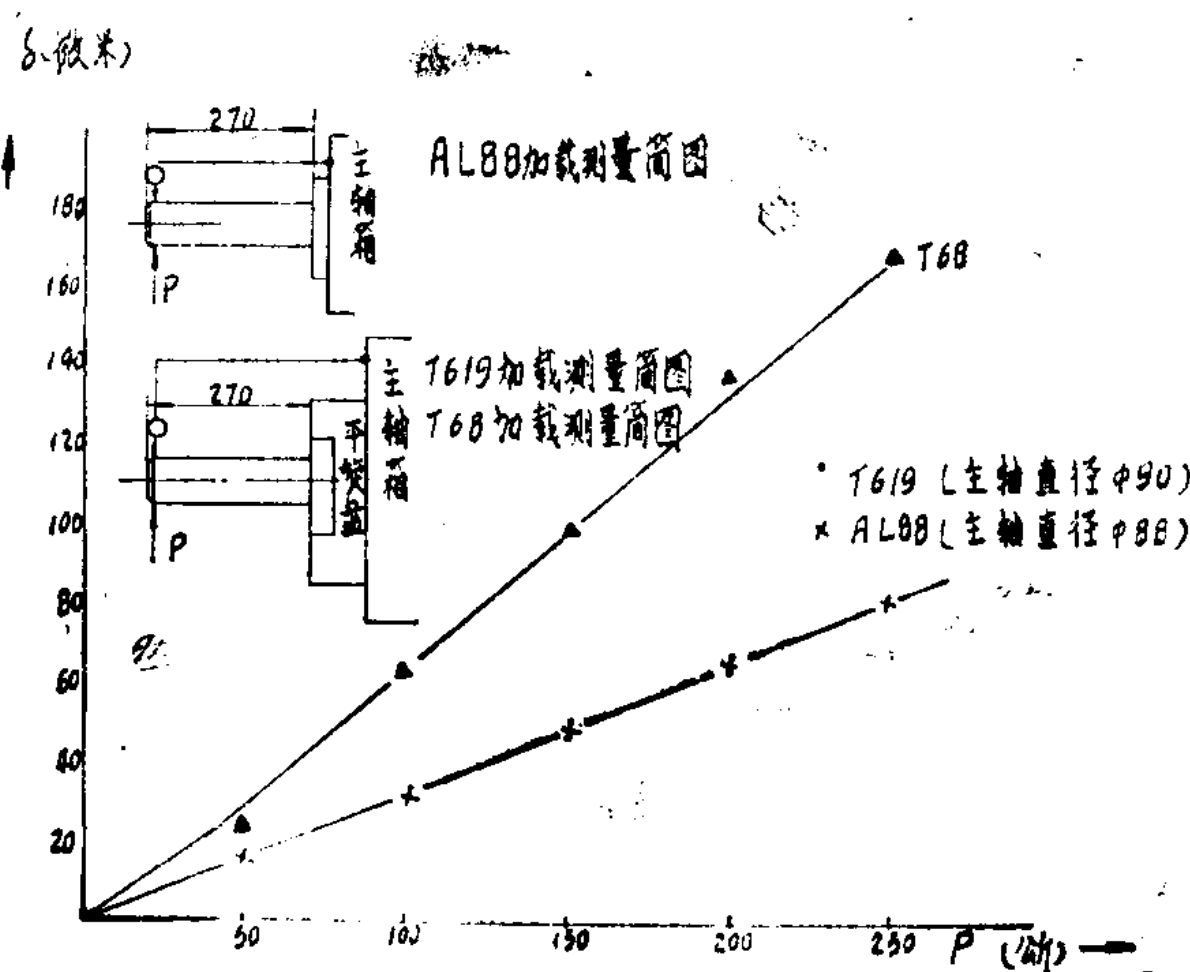


图 5 主轴悬伸270毫米时主轴相对于主轴箱的加载变形曲线

主轴系统的静刚性计算见于附录一; 由
计算所得之各数据列于表 2 并将供计算用的

主轴系统支承结构简图示于图 6。

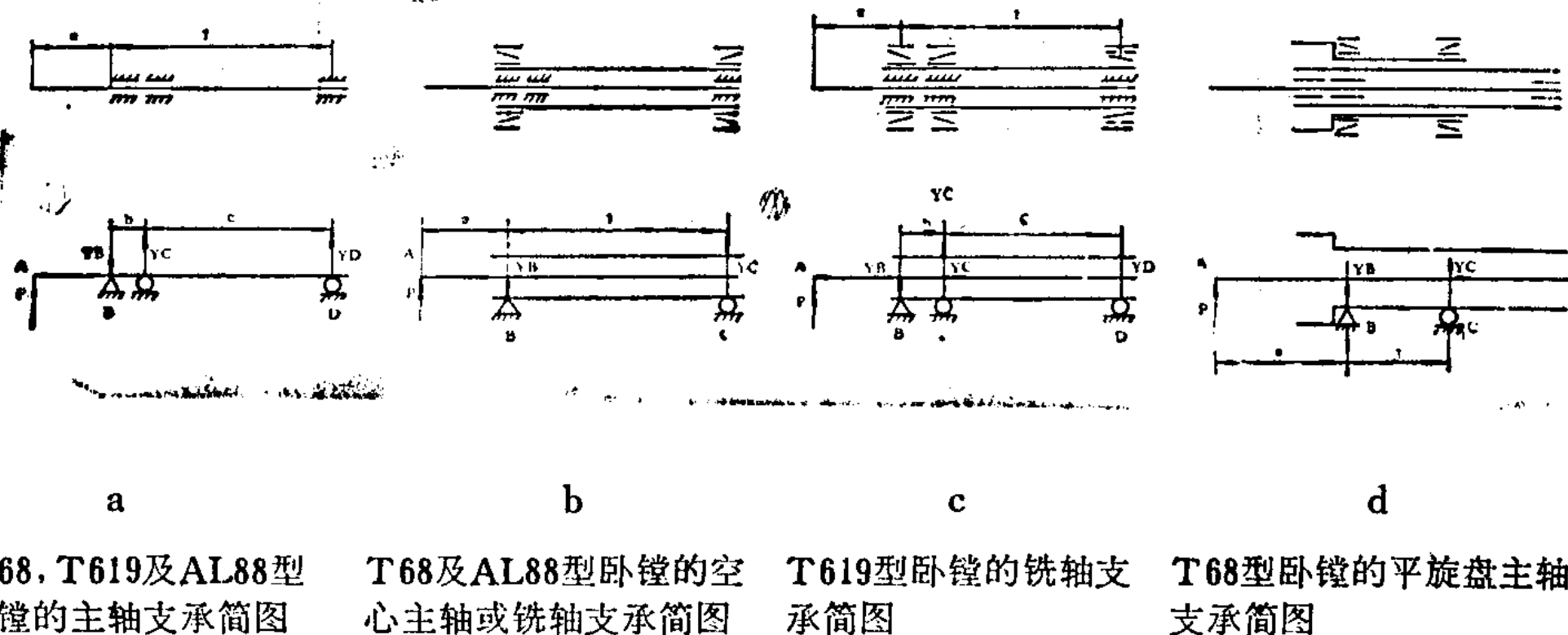


图 6 主轴系统的支承结构简图

表 2

型 号	主轴结构型式	加 载 力 P (公斤)	主轴部分结构尺寸及受P力 后的A端变形量 (见图6a)				空心主轴或铀轴部分结构尺寸及受 P力后的A端变形量 (见图6b及6c)				平旋盘主轴部分的结构尺寸 及受P力后的A端变形量 (见图6d)				主轴系统的 总变形量		当 d皆为φ90 时主轴系统的 总变形量 (计算值)			
			a	l	b	c	变形量 δ _A (计算 值)	a	l	b	c	变形量 δ _A (计算 值)	轴承变 形 (计算 值)	a	l	变形量 δ _A (计算 值)		轴承变 形 (计算 值)	计算值	实测值
(毫米)				(微米)				(毫米)				(微米)				(微米)				
T68	三 层		365	866	140	726	99	408	813			53.9	2.6	595	450	29.6	5.6	190.7	168	158.9
T619	二 层 半	250	345	1015	140	875	68	383	990	190	800	6.2						74.2	80	74.2
AL88	二 层		287	443.5	117	326.5	42.4	356	330			12.5	5.3					60.2	80	56
计 算 公 式			$\delta_A = \frac{P a^2(1+a)}{3EJ} - \frac{P c^2(1+c)^2}{12EJl}$ $= \frac{P a^2}{3EJ} \left[\frac{3l}{4} - \frac{c^2}{4l} + \left(a - \frac{c}{2}\right) \right]$					按图 6b: $\delta_A = \frac{P a^2 l}{3EJ}$ 按图 6c: $\delta_A = \frac{P a^2 l}{3EJ} - \frac{P c^2(1+c)^2}{12EJl}$ $= \frac{P a^2}{3EJ} = \left(\frac{3l}{4} - \frac{c^2}{4l} - \frac{c}{2} \right)$					$\delta_A = \frac{P a^2 l}{3EJ}$							

注: 对具有固定式平旋盘的T68及T619卧镗, 主轴伸出长度系从平旋盘端面算起,
对具有可拆式平旋盘的AL88则从铀轴端面算起。

1. 对实测数据及计算数据进行的分析

1) 从实测值来看。二层及二层半主轴结构的主轴系统刚性都比三层主轴结构的为优。T 619及A1.88的实测值相近, 根据理论估算值, A1.88比T 619为好, 我们认为这是由于(1) A1.88的主轴直径比T 619的小2毫米; (2) 如表1所示, T 619为新机床, 精度尚无何损失, 而A1.88已用过十多年, 主轴系统的精度已有所损害; (3) T 619的铣轴为三支点支承。所以就主轴系统的刚性而言, 二层结构的仍优于二层半结构。

2) 从计算所得的主轴系统的总变形量来看。二层主轴结构的A1.88变形最小, 三层主轴结构的T 68变形最大。如将T 68及A1.88的主轴直径都加大成90毫米, 使与T 619的相同, 则三层结构的T 68主轴系统

$$\text{挠度 } Y_A = \frac{Pa^2}{3EJ} \left(\frac{3l}{4} - \frac{c^2}{4l} - \frac{c}{2} \right) < \frac{Pa^2 l}{3EJ}$$

5) 从计算公式可知, 主轴悬伸长度a的大小, 与主轴端部的变形量成平方的关系, 所以应尽量减少主轴的最小悬伸长度。从三种类型机床来看, 带可拆式平旋盘的二层主轴结构(如A1.88), 具有最小悬伸a的优点。

6) 从变形的计算可知, 轴承的变形量比较小, 但尚不能确切地定出轴承的变形系数, 如能通过试验确切定出变形系数K, 则可通过计算找到铣轴设计时的最佳支承距(按静刚性计算, 如图7)。

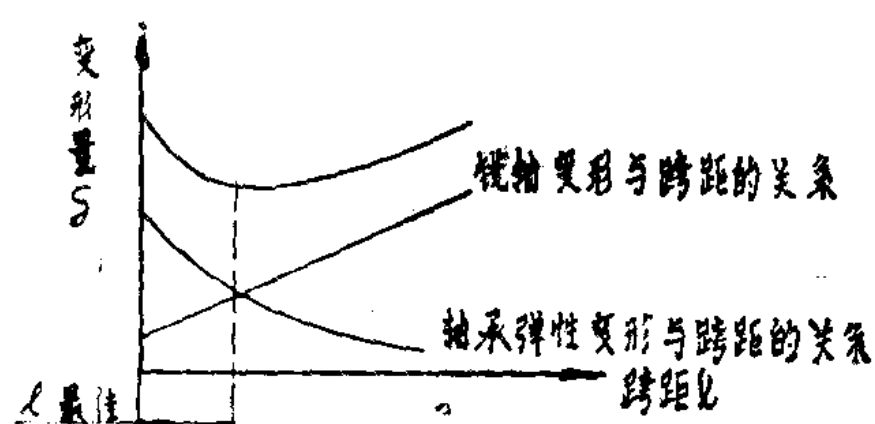


图 7

2. 结论及建议

变形量估算值为158.9微米, A1.88主轴系统的变形量估算值为56微米(其计算见附录一并参见表2)。

3) 如表2所列, 三层结构的T 68, 由于主轴部分的结构层次重叠, 空心主轴与平旋盘主轴的变形估算值占整个主轴系统变形量的48% ($\frac{91.7}{190.7}$); 而T 619及A1.88没有平旋盘主轴, 仅有铣轴, 其变形量分别各占主轴系统总变形量的8.35% ($\frac{6.2}{74.2}$) 及29.6% ($\frac{17.8}{60.2}$)。

4) T 619的铣轴变形量之所以小于A1.88, 是由于T 619的铣轴采用三点支承, 从表2所列之计算公式可知:

1) 二层结构、具有可拆式平旋盘的主轴系统的静刚性优于二层半及三层结构的主轴系统的静刚性。

2) 对具有固定式平旋盘的主轴系统, 二层半结构的静刚性优于三层结构的静刚性。

3) 二层半及三层结构的主轴系统, 其铣轴或空心主轴通过采用三点支承可以提高其静刚性, 但三支点结构的加工装配工艺性差。

4) 保持尽可能小的主轴最小悬伸以便最大限度提高整个主轴系统的静刚性。

5) 选择二层主轴结构的最佳支承距对提高主轴系统的静刚性影响很大。

(I) 平旋盘部分

平旋盘本体的静刚性试验及其分析

如图8所示, 对平旋盘外圆面及端面外侧进行加载试验, 然后测量相对于主轴箱体的变形量(见表3)。

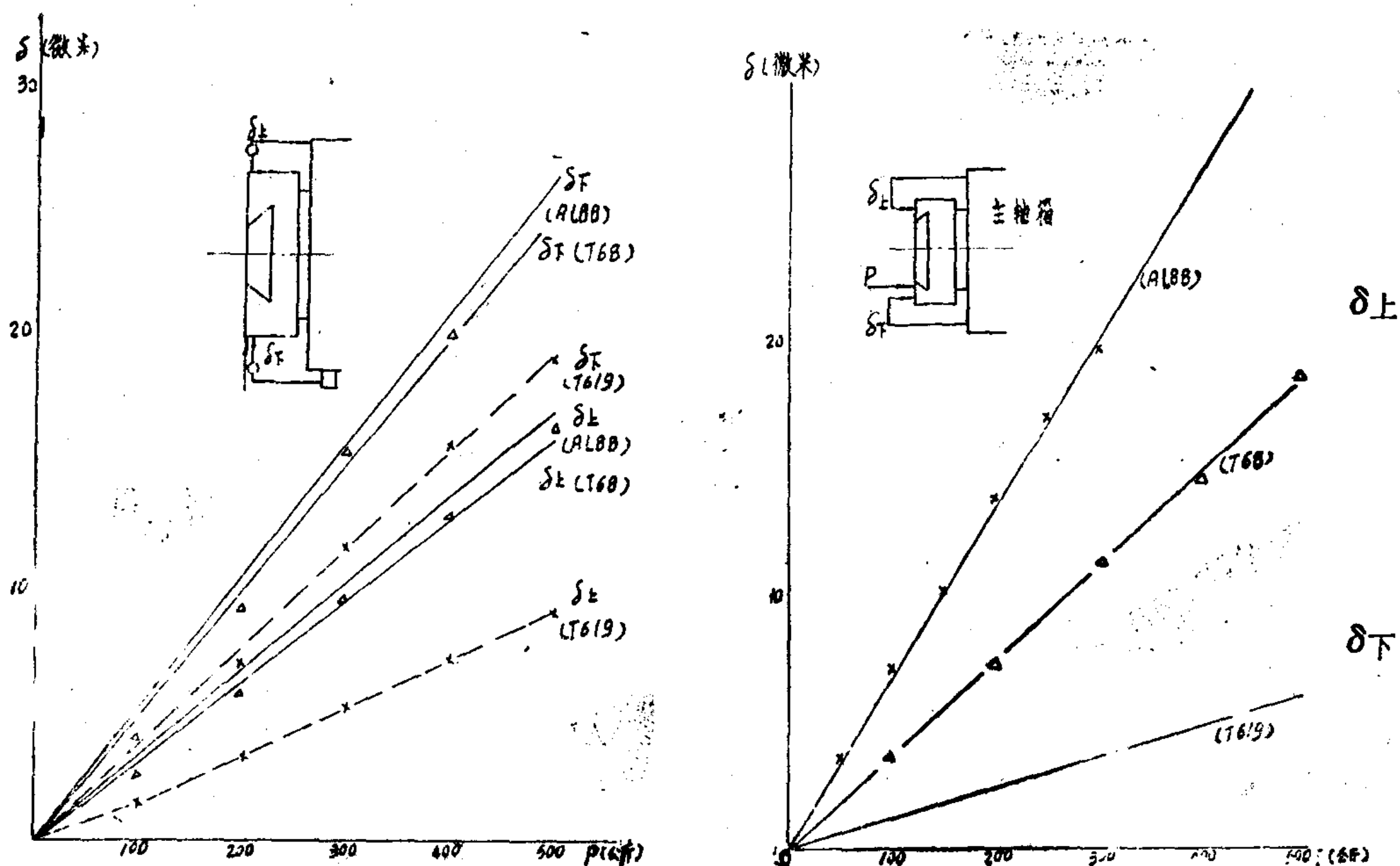


图 8

表 3

机 床 型 号	径向加载500公斤时的变形量 (微米)		轴向加载500公斤时的变形量 (微米)	
	$\delta_{上}$	$\delta_{下}$	$\delta_{上}$	$\delta_{下}$
T68 (本厂机床)	15.6	24.8	18.5	39.5
T68 (沈汽车厂机床)	17	35	11.3	43
AL88	17	26	33.5	
T619	9.5	19	6	25

从表 3 的测量数据或图 8 的平旋盘加载变形曲线均可知:

(1) 在按加工时轴向抗力 $P_x = 168$ 公斤及径向抗力 $P_y = 214$ 公斤的情况下, 平旋盘本体的变形量对三台机床来说都不超过 0.02 毫米,

(2) 这三台机床中, 以 T619 的静刚性为最高, AL88 最差。

① 对 T619 平旋盘的静刚性分析

如图 2 结构图所示, T619 平旋盘的支承部分粗而短, 可视为一刚体。此处先不计

及法兰套本身的弹性变形量, 因此可以画出如图 9 的受力图。

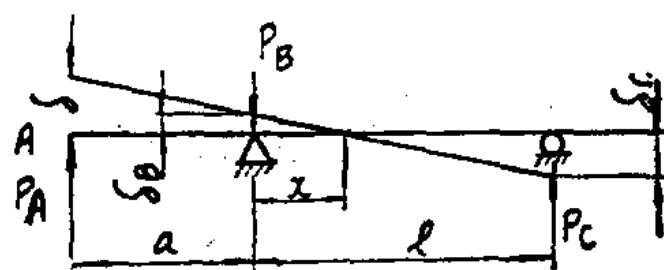


图 9

如图 9 所示, $a = 115$, $l = 65$, P_A 为径向加载力, P_B 及 P_C 为支承反力。由附录一中推导出来的轴承变形计算公式

$$\delta = P_A \cdot K \left[\left(\frac{a}{l} \right)^2 + \left(1 + \frac{a}{l} \right)^2 \right] \quad \text{则}$$

$$K = \frac{\delta}{P_A} \cdot \frac{1}{\left[\left(\frac{a}{l} \right)^2 + \left(1 + \frac{a}{l} \right)^2 \right]} = \frac{169\delta}{1825P_A}$$

平旋盘的变形量 δ 取如表 3 的 $\delta_{\text{上}}$ 比较合理, 这是因为上部的变形是代表平旋盘整体的变形量, 而 $\delta_{\text{下}}$ 则包括了平旋盘体的局

部变形。因此照表 3 取 $\delta = 9.5$ 微米, $P_A = 500$ 公斤, 并算得

$$K = \frac{169 \times 9.5}{1825 \times 500} = 0.00175 \text{ 微米/公斤}$$

$$\text{或 } K_1 = \frac{1}{K} = \frac{1}{0.00175} = 571.4 \text{ 公斤/微米}$$

若取 $\delta_{\text{上}}$ 与 $\delta_{\text{下}}$ 的平均值, 即 $\delta = 14.3$ 微米

则 $K_2 = 371$ 公斤/微米

根据附录一所举之资料介绍 $K = \frac{0.52}{d}$

其中 d 系轴承内径, 今 $d = 240$ 毫米, 因此

$$\frac{1}{K} = \frac{240}{0.52} = 460 \text{ 公斤/微米, 此值介于 } K_1$$

与 K_2 之间。

由此可知, T 619 平旋盘具有较高的静刚性, 主要在于选用了大直径的轴承。

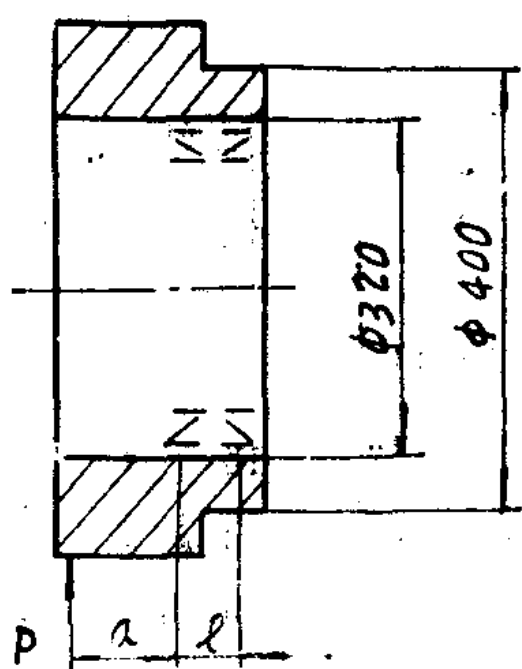


图 10

图 10 是 T 619 平旋盘的支承与受力情况简图, 受 500 公斤力之后的平旋盘本体弹性变形量极小, 此时之 $3EJ = 3 \times 2.2 \times 10^6 \times \frac{\pi(40^4 - 32^4)}{64} = 5 \times 10^{11}$, 平旋盘端部外圆的弹性变形量为:

$$\delta_1 = \frac{Pa^2l}{3EJ} = \frac{500 \times 11.5^2 \times 6.5}{5 \times 10^{11}}$$

$$= 0.0086 \times 10^{-4} \text{ 厘米}$$

$$= 0.0086 \text{ 微米}$$

轴承的变形量照附录一的公式, 算得

$$\delta_2 = P \cdot K \left[\left(\frac{a}{l} \right)^2 + \left(1 + \frac{a}{l} \right)^2 \right]$$

$$= 500 \times \frac{0.52}{240} \left[\left(\frac{115}{65} \right)^2 \right.$$

$$\left. + \left(1 + \frac{115}{65} \right)^2 \right]$$

$$= 11.8 \text{ 微米}$$

因此总变形量为 $\delta_1 + \delta_2 = 0.0086 + 11.8 \approx 11.81$ 微米, 此值与实测之 $\delta_{\text{上}}$, $\delta_{\text{下}}$ 的平均值 14.3 微米相近。

② 对 T 68 平旋盘静刚性的分析

可按图 11 所示的平旋盘受力支承情况简图计算, 受 500 公斤力时, 平旋盘端部外圆的变形量。平旋盘本体与平旋盘主轴连接后受力的变形量为:

$$\delta_1 = \frac{Pa^2l}{3EJ} = \frac{500 \times 30.6^2 \times 44.5}{1.25 \times 10^{10}}$$

$$= 16.7 \times 10^{-4} \text{ 厘米}$$

$$= 16.7 \text{ 微米。}$$

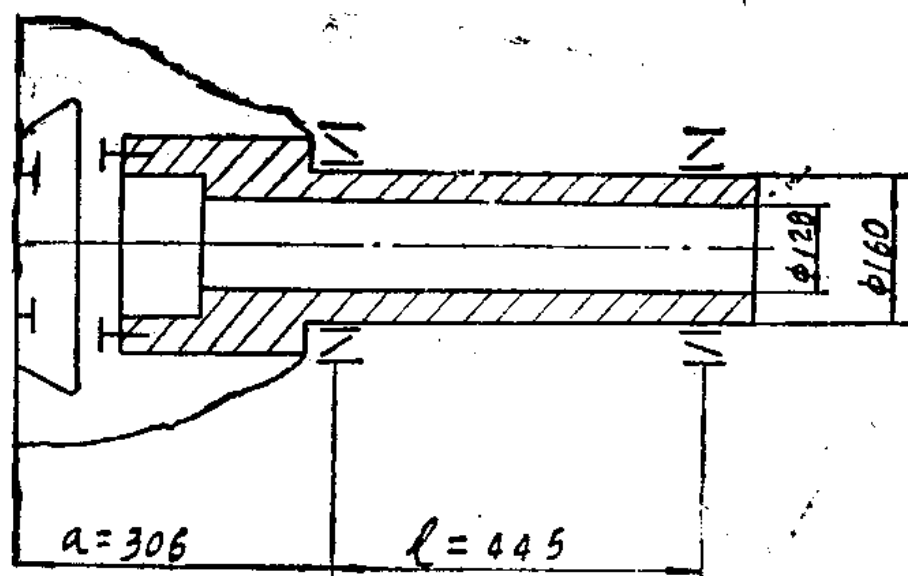


图 11

轴承的变形量为:

$$\delta_2 = P \cdot K \left[\left(\frac{a}{l} \right)^2 + \left(1 + \frac{a}{l} \right)^2 \right] = 500 \times \frac{0.52}{160} \left[\left(\frac{306}{445} \right)^2 + \left(1 + \frac{306}{445} \right)^2 \right] = 5.39 \approx 5.4 \text{ 微米}$$

所以总变形量为 $\delta_1 + \delta_2 = 16.7 + 5.4 = 22.1$ 微米

从中捷厂实验室的 T 68 镗床上测得的 $\delta_{\text{上}}$ 与 $\delta_{\text{下}}$ 之平均值为 20.2 微米; 从沈阳汽车制造厂的 T 68 镗床上测得的 $\delta_{\text{上}}$ 与 $\delta_{\text{下}}$ 之平均值为 26 微米, 皆与计算值很相近。

既然计算值与实测值相差不多, 这样就可利用计算公式及计算数据对比 T 619 与 T 68 平旋盘的静刚性, 找出为何一个刚性较高而另一个刚性较低的原因。

表 4

机床型号	轴承弹性变形计算公式: $\delta_2 = P \cdot \frac{0.52}{d} \left[\left(\frac{a}{l} \right)^2 + \left(1 + \frac{a}{l} \right)^2 \right]$			被支承结构变形的计算公式: $\delta_1 = \frac{Pa^2 l}{3EJ}$				平旋盘端部外圆的总变形量 δ (微米)	平旋盘端部外圆实测的变形量平均值 δ_{av} (微米)
	轴承内径 d (毫米)	$\frac{a}{l}$	轴承变形量 δ_2 (微米)	a	l	$3EJ$	平旋盘结构变形量 δ_1 (微米)		
T 619	240	1.77	11.8	115	65	5×10^{11}	0.086	11.9	14.3
T 68	160	0.687	5.4	306	445	1.25×10^{10}	16.7	22.1	20.2 及 26
AL88	135	0.546	5.24	180	330	8.32×10^9	6.4	11.64	21.5

从计算公式可看出, 增大轴承内径 d 值及减小 $\frac{a}{l}$ 值, 都可收到减小轴承变形量的

效果, 因 $\frac{a}{l}$ 与变形量 δ_2 成平方的关系, 所以

对变形量的影响比 d 为大。从计算公式亦可看出, 增大 $3EJ$ 及减小 a 值都会使被支承结构的弹性变形量 δ_1 减小, 而 a 与 δ_1 又适成平

方的关系, 所以影响尤大。因此 T 619 平旋盘的静刚性之所以比 T 68 平旋盘的为大, 在于 T 619 采用了大的 d 值, 减小了平旋盘的悬伸量 a 。如果 T 619 的 l 值再适当加长, 轴承的变形量当还能再降低。

③ 对 AL88 平旋盘静刚性的分析

AL88 的平旋盘是可拆式的, 其轴承的变形量及平旋盘结构的弹性变形量, 经计算

后皆列于表4，其总变形量（即11.64微米）远比实测到的 $\delta_{上}$ 与 $\delta_{下}$ 之平均值（21.5微米）为小，相差近一倍，并且其实测值也比T619的大，其原因在于平旋盘用四个约M12的螺钉借助于较短的定位止口、紧固在铣轴160毫米直径的法兰盘上（图12），所以连接刚性较差，致使达不到应有的计算值数据。径向加载时情况尚好些，轴向加载则刚性远比T619的小。

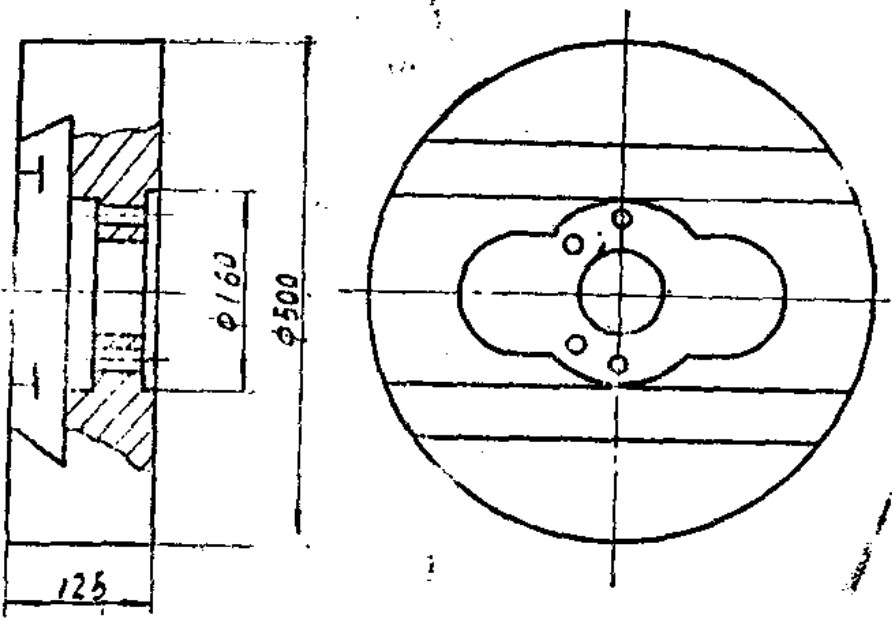


图 12

(2) 平旋盘径向滑块的静刚性试验及其分析

现仅以 T619 卧镗的径向滑块静刚性试验进行分析。

1) 轴向加载的情况分析

如图13所示，加力点离中心270和315毫米，表5为测得加载500公斤时的轴向变形量。

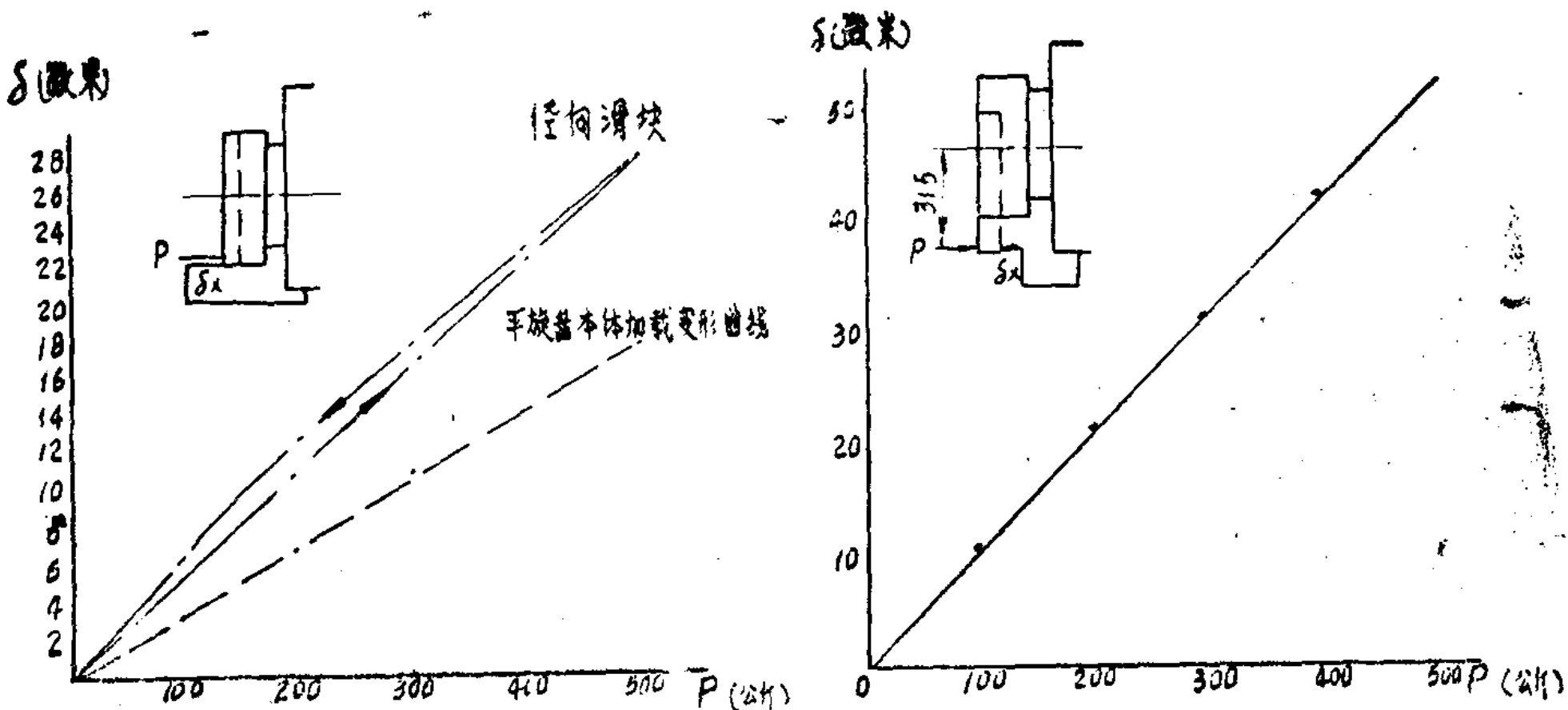


图13 T619平旋盘径向滑块轴向加载变形曲线

表 5

变形量 轴向 加载力 (公斤)	测量项目 (微米)	加力点距中心 270毫米		加力点距中 心315毫米
		平旋盘本 体变形量	径向滑块 变 形 量	径向滑块 变 形 量
500		17.5	28	52

由表可知滑块的悬伸加大时变形量明显的上升

2) 径向加载的情况分析

滑块承受径向加载时的受力变形曲线如图14所示。

受500公斤力时的变形量可达128微米，而且加载卸载曲线有明显的时滞环，其原因

在于径向力由滑块的齿轮齿条传动系统的刚性所决定，其刚性远小于平旋盘本体的刚性。

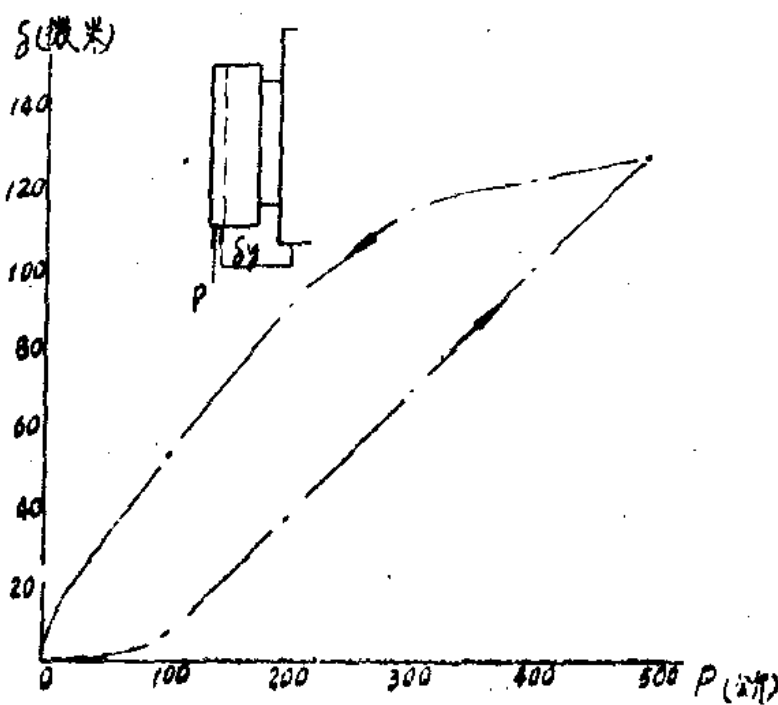


图14 T619平旋盘滑块径向加载的变形曲线

上述试验说明,平旋盘滑块部分的刚性在一定程度上与平旋盘本体的刚性有同等重要的意义,滑块与滑动导轨面配合的好坏可直接影响滑块的轴向变形量。

(3) 几点说明

1) 按所选三台机床进行的本试验具有一定的局限性,有必要再选择结构不同的多台机床做进一步的试验比较。

2) 对于 T 619 卧镗平旋盘本体的结构,尽管其刚性是足够的,但由于两轴承间

距短的缘故,可能会带来一些不利的影响:

i 使第18项精度难于达到要求(详见 T 619 平旋盘装配工艺尺寸链的分析)。

ii 由于轴承支距短,降低了回转精度。

iii 由于轴承支距短,会使平旋盘的精度保持性差。只要两个轴承之一的性能在机床加工过程中有所下降,就会对整个平旋盘的精度产生影响。

附录一

(一) T619型卧式镗床主轴系统的静刚性计算

1. 主轴的静变形计算

对于支承在长套上的主轴弹性变形计算,有资料介绍* 轴承反作用力的合力应落在靠跨距一面离轴承边缘1/3到1/4轴承长度的地方。当计算一根 $\frac{a}{d} = 3$ 的长滑动轴承中转动的轴时,可视为其一端系插入式的悬梁。T 619 型卧镗的主轴弹性变形若以悬臂梁计算,则其计算的变形量比实测的变形量小很多,而且这种计算方式无益于主轴支承方式的讨论。对于取跨距一面离轴承 1/3~1/4处作为轴承的支点的计算,则变形量又远大于实测值,现在来讨论另外一种简化方式。

T 619 型卧镗的主轴系支承在三个衬套上,前两个衬套作为前支点,其长共 280 毫米,后衬套作为后支点,长 140 毫米,衬套与主轴之间的间隙估计在10~20微米之间。

主轴受力后的静变形主要是由主轴本身的弹性变形和轴承的弹性变形所组成。而此三项变形尤以主轴本身的弹性变形影响最大。

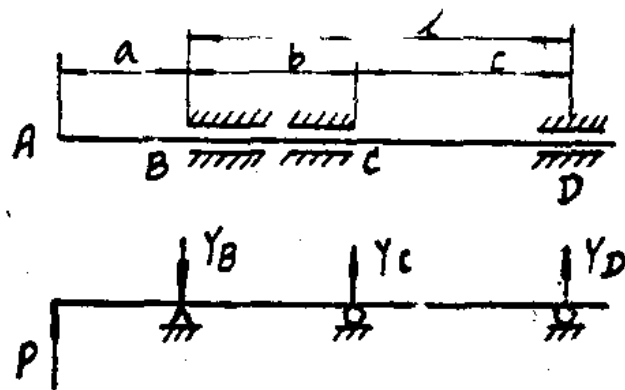


图 1

如图 1 所示, $l = 101.5$ 厘米, $a = 34.5$ 厘米, $b = 28$ 厘米, $c = 73.5$ 厘米, $d = 9$ 厘米, 主轴本身的弹性变形是由支承的方式所决定。今按 T 619 型卧镗主轴支承在长衬套上的情况先作如下假设: 把主轴视为简支梁支承在前套的 B 点和后套的中点 D, C 点是附加的约束, 为使 C 点的挠度为零而产生反力 Y_C 。根据材料力学的变形公式可知: P 力在 C 点引起的挠度为

$$\delta_c(P) = -\frac{P}{EJ} \cdot \frac{l^2 a}{6}$$

$$\left(\frac{c^3}{l^3} - \frac{c}{l} \right)$$

$$= \frac{Pac(l^2 - c^2)}{6EJl}$$

.....(1)

衬套 C 点处的反力 Y_c 在 C 点引起的挠度为

$$\delta_c (Y_c) = - \frac{Y_c \cdot C^2 \cdot b^2}{3EJl} \dots\dots\dots (2)$$

如此则有: $\delta_c(P) + \delta_c(Y_c) = 0$

$$\text{解得 } Y_c = \frac{P \cdot a(l^2 - c^2)}{2cb^2} \dots\dots\dots (3)$$

反力 Y_c 在 A 点引起的挠度为:

$$\begin{aligned} \delta_A (Y_c) &= \frac{Y_c \cdot c \cdot b(1+c)}{6EJl} \cdot a = \frac{P \cdot a(l^2 - c^2)}{2cb^2} \cdot \frac{c \cdot b(1+c)}{6EJl} \cdot a \\ &= \frac{P \cdot a^2(l^2 - c^2)(1+c)}{12EJlb} \end{aligned}$$

$$\because b = l - c$$

$$\therefore \delta_A (Y_c) = \frac{Pa^2(1+c)^2}{12EJl} \quad (\text{方向} \downarrow) \dots\dots\dots (4)$$

因 P 力而在 A 点产生的挠度为:

$$\delta_A (P) = \frac{Pa^2}{3EJ}(1+a) \quad (\text{方向} \uparrow) \dots\dots\dots (5)$$

$\therefore$ 在 A 点的总变形为:

$$\begin{aligned} \delta_A &= \delta_A(P) - \delta_A(Y_c) \\ &= \frac{Pa^2(1+a)}{3EJ} - \frac{Pa^2(1+c)^2}{12EJl} \dots\dots\dots (6) \\ &= \frac{Pa^2}{3EJ} \left[1+a - \frac{(1+c)^2}{4l} \right] = \frac{Pa^2}{3EJ} \left[\frac{3l}{4} - \frac{c^2}{4l} + \left(a - \frac{c}{2} \right) \right] \end{aligned}$$

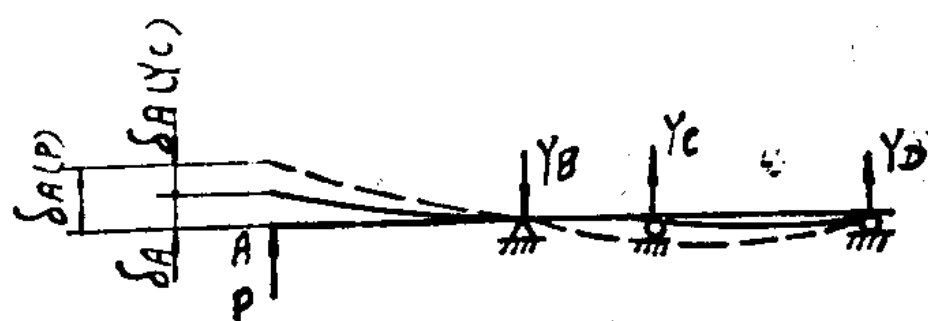


图 2

现在来讨论 (4) 式。把 $c = l - b$ 代入式中, 得

$$\delta_A (Y_c) = \frac{Pa^2(2l-b)^2}{12EJl}$$

从上式可知, 前衬套 b 愈长, 反挠度 $\delta_A(Y_c)$ 愈小, 因此总变形量 δ_A 增大, 这与图 2 使用长套的意想情况相矛盾。实际上由于衬套和主轴的间隙很小, 它们的受力变形可能如图 3 所示。这样可以把接触点看成无数个

约束来计算, 但是正确的受力分析尚需通过试验来确定。从上面所考虑的有辅助约束的三支点梁来说, 只要套的支承刚性足够, 过长的套是没有必要的。例如 AL88 卧镗的主轴衬套仅为 117 毫米, 在设计衬套的长度时, 可根据《卧式镗床国内外水平分析》(第 338 页) 提供的资料取下限值。

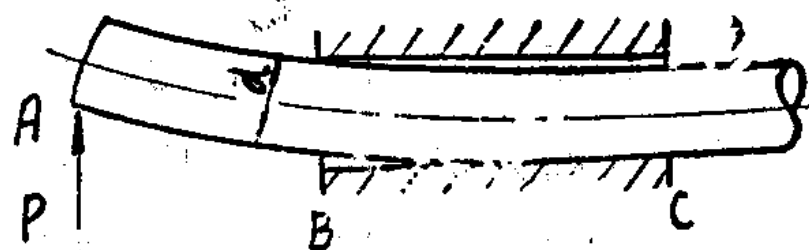


图 3

我国各类卧镗主轴和衬套之间的间隙在 6~20 微米之间, 正确的受力分析应该通过

试验来确定。为了定性地分析所测试机床主轴端的变形情况，长套的支承情况至少应该与短套相仿。今已知 A188 型卧镗的前衬套长度 $b = 117$ 毫米，因其较短，为了简单起见，将支点反力选在衬套的两端；T 619 及 T 68 型卧镗的支点反力亦选在前一节衬套的两端点。这样，T 619 型卧镗主轴在不同悬伸时轴端的静变形计算可如下述：

当主轴悬伸

$$a' = 3d \text{ 时, } a \approx 27 + 7.5 = 34.5 \text{ 厘米}$$

$$a' = 4d \text{ 时, } a = 36 + 7.5 = 43.5 \text{ 厘米}$$

$$a' = 5d \text{ 时, } a = 45 + 7.5 = 52.5 \text{ 厘米}$$

$$a' = 6d \text{ 时, } a = 54 + 7.5 = 61.5 \text{ 厘米}$$

$$\text{而 } b = 14 \text{ 厘米, } c = 87.5 \text{ 厘米, } l = 101.5$$

$$\text{厘米, } 3EJ = 3 \times 2.2 \times 10^8 \times \frac{\pi \cdot 9^2}{64} = 2.1 \times$$

$$10^9, P = 250 \text{ 公斤}$$

将以上各值代入式 (6)，

$$\delta_A = \frac{Pa^2(l+a)}{3EJ} - \frac{Pa^2(l+c)^2}{12EJl}$$

可得如表 1 各数值：

由于铣轴弹性变形而在 A 点产生的静变形为：

$$\delta_A(P) = \theta_B \cdot a = \frac{M_B \cdot l}{3EJ} \cdot a = \frac{Pa^2 l}{3EJ} = \frac{250 \times 99 a^2}{1.08 \times 10^{10}} = 2.29 \times 10^{-6} \cdot a^2$$

由于反力 Y_c 而在 A 点引起的挠度，按公式 (4) 得：

$$\delta_A(Y_c) = \frac{Pa^2(l+c)^2}{12EJl} = \frac{250(99+80)^2 \cdot a^2}{4 \times 1.08 \times 10^{10} \times 99} = 1.87 \times 10^{-6} \cdot a^2$$

在 A 点的总变形为：

$$\delta_A = 2.29 \times 10^{-6} \cdot a^2 - 1.87 \times 10^{-6} \cdot a^2 = 0.42 \times 10^{-6} \cdot a^2$$

当主轴悬伸

$$a' = 3d \text{ 时, } a \approx 11.3 + 27 = 38.3 \text{ 厘米}$$

$$a' = 4d \text{ 时, } a \approx 11.3 + 36 = 47.3 \text{ 厘米}$$

$$a' = 5d \text{ 时, } a \approx 11.3 + 45 = 56.3 \text{ 厘米}$$

$$a' = 6d \text{ 时, } a \approx 11.3 + 54 = 65.3 \text{ 厘米}$$

因此得出主轴在不同悬伸长度下因 P 力的作用引起主轴及铣轴在 A 点的综合变形，其值如表 2。

表 1

主轴悬伸长度 a' (毫米)	3d	4d	5d	6d
主轴 A 端的总 变形 δ_A (微米)	68	128	214	345

2. 铣轴的弹性变形计算

T 619 型卧镗的铣轴如图 4 所示，为三支承结构，前两个支承用圆锥滚子轴承，后支承用一双列向心短圆柱滚子轴承。

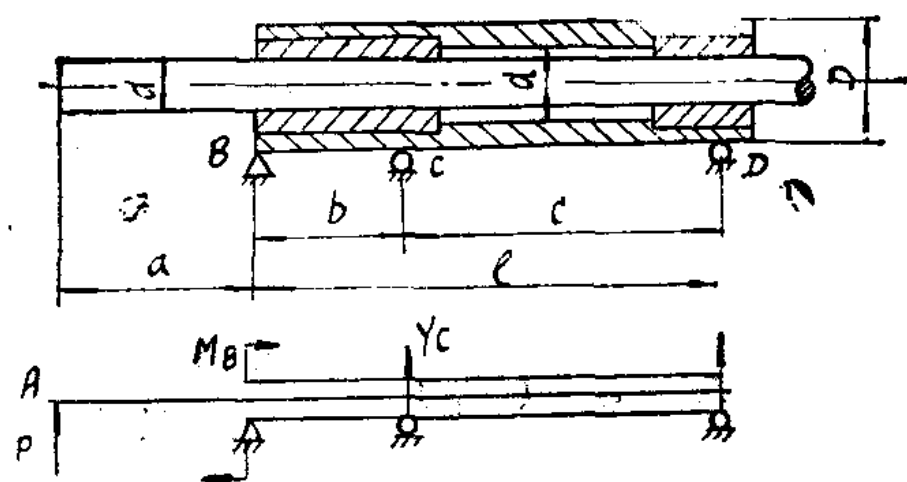


图 4

图中 $a = 11.3 + n \cdot d$ 厘米, $b = 19$ 厘米, $c = 80$ 厘米, $l = 99$ 厘米, $d' = 9.3$ 厘米, $D = 14.2$ 厘米,

$$3EJ = 3 \times 2.2 \times 10^8 \times \frac{\pi(14.2^2 - 9.3^2)}{64}$$

$$= 1.08 \times 10^{10}.$$

表 2

主轴悬伸长度	3d	4d	5d	6d
主轴本身引起的 A 端变形(微米)	68	128	214	345
铣轴引起的 A 端 变形 (微米)	6.2	9.4	13.3	18
A 端的总变形值 (微米)	74.2	137.4	227.3	363
实测值 (微米)	80	155	265	360

3. 轴承变形量的计算

如图4, 先把铣轴以两支点支承在B、D上进行计算。

$$\delta_A(P) = \left[\left(1 + \frac{a}{l}\right)^2 + \left(\frac{a}{l}\right)^2 \right] P \cdot K^*$$

$$\begin{aligned} \text{故 } \delta_A(P) &= \left[\left(1 + \frac{38.3}{99}\right)^2 + \left(\frac{38.3}{99}\right)^2 \right] \cdot 250 \times \frac{0.52}{142} \times 10^{-4} \text{ 厘米} \\ &= 1.9 \text{ 微米} \end{aligned}$$

如将铣轴以三支点为支承进行计算, 则变形量将更小, 故可忽略不计轴承的变形。

(二) AL88 型卧式镗床主轴系统的静刚性计算

1. 主轴的静变形计算

对于主轴变形量的计算, 由于客观原因, 只对悬伸 270 毫米时作了实测, 此时主轴前端 A 距衬套前端为 29.1 厘米, 其余尺寸见图 5。

按公式 (5) 计算因 P 力而在 A 点产生的挠度:

$$\delta_A(P) = \frac{Pa^2}{3EJ} (l+a) = \frac{250 \times 823.7}{1.94 \times 10^9} \times 73.05 = 0.0078 \text{ 厘米} = 78 \text{ 微米}$$

按公式 (4) 计算因 Y_c 力而在 A 点引起的挠度:

$$\begin{aligned} \delta_A(Y_c) &= \frac{Pa^2(l+c)^2}{12EJl} = \frac{250 \times 823.7 (77)^2}{4 \times 44.35 \times 1.94 \times 10^9} \\ &= 3.56 \times 10^{-3} \text{ 厘米} = 35.6 \text{ 微米} \end{aligned}$$

∴ 主轴 A 端的总变形量为

$$\begin{aligned} \delta_A &= \delta_A(P) - \delta_A(Y_c) \\ &= 78 - 35.6 = 42.4 \text{ 微米} \end{aligned}$$

2. 铣轴的静变形计算

铣轴的结构尺寸系用比例尺照样本量取如下: 外径 $D = 13.5$ 厘米, 内径 $d' = 9.3$ 厘米, $l = 33$ 厘米, $a = 35.6$ 厘米, $3EJ = 3 \times 2.2 \times 10^6 \times \frac{\pi(13.5^4 - 9.3^4)}{64} = 8.36 \times 10^9$

∴ 因铣轴弹性变形而在 A 端产生的变形为:

$$\delta_A(P) = \theta_B \cdot a = \frac{M_B l}{3EJ} \cdot a = \frac{P \cdot a^2 l}{3EJ}$$

* 公式的推导见后

式中之 K 为轴承变形系数, 现尚缺乏试验数据, 今按上海科技大学所编《机床的设计与计算》一书, 取 $K = \frac{0.52}{d}$ (微米/公斤)

式中 d 为轴承内径, 单位为毫米。

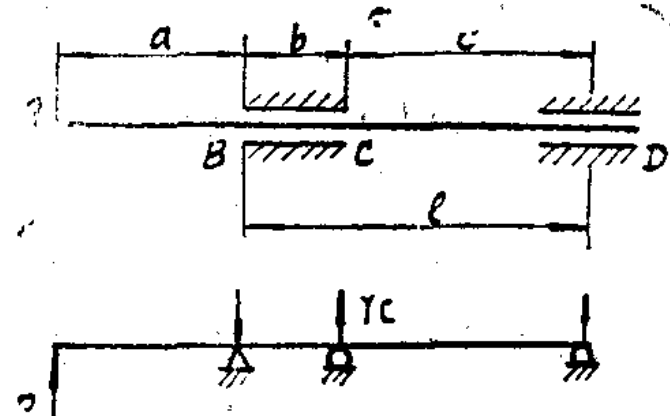


图 5

图中 $a = 28.7$ 厘米, $l = 44.35$ 厘米, $b = 11.7$ 厘米, $c = 32.65$ 厘米, $d = 8.8$ 厘米, $3EJ = 3 \times 2.2 \times 10^6 \times \frac{\pi \cdot 8.8^4}{64} = 1.94 \times 10^9$

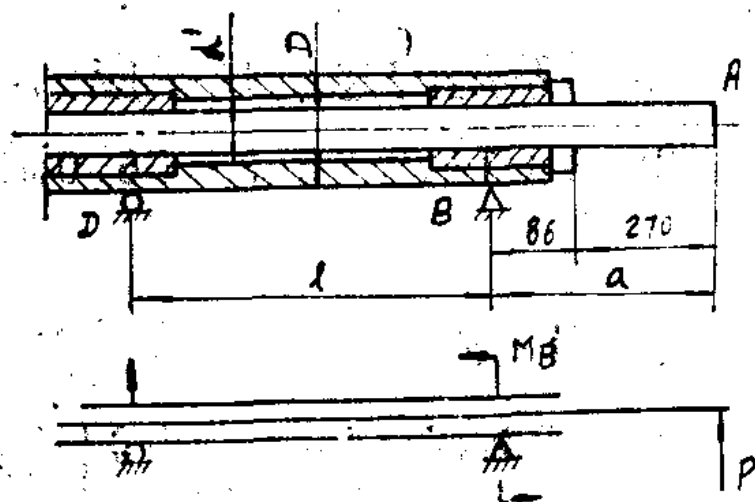


图 6