

主 编 单 位

中国机械工程学会设备维修专业学会

《机修手册》第3版编委会

主 任 (兼主编) 郑国伟

副 问 陈凤才 潘大连

副主任 (兼副主编) 吴关昌 高克勤 文德邦 冯永亨 (常务)

委 员 (按姓氏笔划为序) 马福安 陈长雄 李炳祿 何家森
林亨耀 姚家瑞 唐经武 童义求 喻明受

第3卷编委会

主 任 (兼主编) 童义求

副主任 (兼副主编) 吴元吉

委 员 (按姓氏笔划为序) 邓绍规 王澄溪 周宝根 童义永
鲍廷镛 瞿怀国

《机修手册》第3版编辑组

冯永亨 温莉芳 (以下按姓氏笔划为序) 冯宗青 孙本绪
吴柏青 何富源 贺饒盒 徐 彤 熊万武

第 3 版 前 言

《机修手册》第2版（即修订第一版）各篇陆续出版后，深受读者欢迎，曾多次重印。近10年来，随着科学技术的飞速发展，维修技术的不断提高，以及各项标准的更新，《机修手册》第2版已不能适应机修行业的需求，为此，我们组织出版第3版，以满足广大读者的需要。

本次修订，我们主要做了如下补充和调整：

（1）调整手册结构 我们根据需要与可能，对一些设备类型进行了补充和调整，以求做到门类齐全，重点突出，内容充实。将第2版的7篇调整为8卷，即第1卷：设备修理设计；第2卷：修理技术基础；第3卷：金属切削机床修理；第4卷：铸锻设备与工业炉修理；第5卷：动力设备修理；第6卷：电气设备修理；第7卷：通用设备与工业仪表修理；第8卷：设备润滑。

（2）增加先进设备的维修技术 近年来，我国工业企业的生产装备水平有了较大的提高，精密、大型、自动化、机电一体化先进设备日益增多。掌握这类设备的维修技术，是提高我国机修行业技术水平的关键。我们在有关卷内分别增加了这类设备的维修技术。

（3）重点补充设备改造技术 我国企业生产设备日益老化，更新资金不足，因此，对老旧设备进行技术改造已成为提高我国设备水平的重要途径。为此，我们重点补充了利用新技术改造老旧设备的经验。

（4）增加了设备诊断技术 设备诊断技术是在设备运行中或基本不拆卸设备的情况下，掌握设备运行状况，预测故障的部位和原因的新技术，本次修订新增了这部分内容。

（5）采用了最新标准 从第2版出版以来，机电标准大部分进行了修订，并制订了不少新标准，本次修订采用了最新标准。

在本次修订中，编者进行了广泛的调查研究，收集了大量的资料，认真研究了读者意见，力求使内容的广度和深度都有一个新的提高。由于水平所限，本手册中错误和不足之处在所难免，恳请读者予以指正。

在本次修订中，北京、上海、辽宁、吉林、四川、广东等省市的中国机械工程学会设备维修专业学会和各卷主编所在单位，如北京汽车工业联合公司、第一汽车制造厂、上海机床厂、沈阳重型机器厂、第二重型机器厂、机械电子工业部广州机床研究所等给予了大力支持，长期关注本手册编写出版工作的老一辈专家和领导给予了热情的指导，一些未参加本次修订工作的原编者也提出了宝贵意见。在此，我们一并表示感谢。

《机修手册》第3版编委会

本卷修订说明

上海市机械工程学会设备维修专业委员会为了做好这次修订工作,组成了“机修手册第3版第3卷编委会”,以集中各方面的力量,力求修订后的第3卷能为机床修理人员提供先进而又实用的技术资料。

本卷的修订是以“修订第一版”第3篇为基础进行的。在保持原有优点的前提下,我们主要作了如下的修改与补充:

1) 从内容完整性考虑,根据需求和可能性,增加了“平面磨床的修理”、“精密机床主要部件的修理”和“机床改装”等篇章。

2) 鉴于精密和数控机床在机械制造厂的拥有量日益增多,在原有的典型机床的各章中也适当补充一些数控机床的资料。

3) 为适应修理人员利用新技术改造旧机床的需要,将原有的“机床改装”扩展为4章。重点介绍机械改装方面的实用资料。

4) 从企业机床拥有量来看,同一类机床既有国产的不同年代的机型,也有从不同国家进口的各种机型。为了适应实际需要,扩大适用面,我们在机床修理的各章中,适当增加了国内外不同年代机型的基本资料 and 不同结构零部件的修理工艺。但在同一机床的各种机型的修理中又有共性,故仍以某一型号机床修理工艺为主,以保持修理工艺的完整性。还在一些结构较复杂的机床中,增加精度分析一节,为机修人员提供必要的理论知识,以便恢复机床精度更符合技术要求。

5) 为适应技术发展,又从机修特点出发,在贯彻最新颁布的技术标准的同时,又适当保留一定数量的尚需参考的旧标准和国外标准。

在这次修订中,各位编者分析了广大读者对前一版的意见,进行了增删和修改。在初稿完成之后,又进行审查与修改。尽管如此,仍难免存在不足或错误之处,我们热情欢迎广大读者不吝指正,以便在重印或下次修订时改正。

在修订工作中,上海机床厂、上海第一机床厂、上海精密机床修理厂、上海机电设计院、上海机床研究所、上海电器科学研究所船电分所、上海轻工机械技术开发中心、上海光学仪器厂、成都量具刃具总厂、武汉重型机床厂、襄阳轴承厂、天津第一机床厂、齐齐哈尔第一机床厂、第一汽车制造厂专用机床厂、丹东照相机工业公司等单位给予大力支持,特此表示感谢。

此次修订的编写班子主要是以前一版的编写班子为基础组织起来的,少数同志由于各种原因未能继续参加这次修订。对于他们曾为本卷作出的贡献,我们谨向他们表示敬意。

《机修手册》第3版第3卷编委会

目 录

第1篇 机床通用修理技术

第1章 机床修理工作中的拆卸、 装配与调整

第1节 概述	1-1
第2节 机床修理时的拆卸工作	1-1
(一) 主轴轴承的拆卸	1-1
(二) 传动链的拆卸	1-1
(三) 轴上定位零件的拆卸	1-1
(四) 静止联接件的拆卸	1-2
(五) 拆卸方法	1-2
第3节 机床修理时的装配工作	1-3
(一) 清理与洗涤	1-3
(二) 静平衡与动平衡	1-5
1. 静平衡	1-5
2. 动平衡	1-8
(三) 固定联接件的装配	1-11
1. 螺纹联接的装配	1-11
2. 键、销联接装配	1-13
3. 过盈配合的装配	1-14
(四) 滚动轴承的装配与调整	1-17
1. 向心轴承(成对安装角接触球轴承)	1-17
2. 圆锥滚子轴承	1-21
3. 四点接触球轴承	1-22
4. 单向或双向推力球轴承	1-22
5. 滚动轴承的配合	1-22
6. 轴承的定向装配	1-22
7. 轴承的装配	1-23
(五) 滑动轴承的修理、装配与调整	1-25
1. 动压轴承的修理、装配与调整	1-25
2. 静压轴承的修理、装配与调整	1-31
第4节 尺寸链原理在机床修理中的 应用	1-35
(一) 机床几何精度概述	1-35
(二) 尺寸链基本概念	1-35

1. 尺寸链	1-35
2. 尺寸链组成	1-35
3. 尺寸链形式	1-36
4. 尺寸链环的特征、符号及图例	1-38
5. 计算参数、符号与公式	1-38
(三) 达到修理尺寸链封闭环公差 要求的方法	1-41
1. 修理尺寸链解法	1-41
2. 修理尺寸链的分析与计算	1-48
3. 决定各组成环公差与极限偏差时应 注意的几个因素	1-54
(四) 影响修理尺寸链封闭环精度长期 稳定的因素	1-55
(五) 修理基准和修理程序的确定	1-55
1. 修理基准的选择	1-55
2. 修理程序的安排	1-56
第5节 常用的拆卸及装配工具与 器具	1-57
1. 单头钩形扳手	1-57
2. 端面带槽或孔的圆螺母扳手	1-58
3. 弹性挡圈装卸用钳子	1-59
4. 弹性手锤	1-59
5. 拉带内螺纹的小轴、锥销或圆销工具	1-60
6. 拉锥度平键工具	1-60
7. 拉卸工具	1-60
8. 拉开口销扳手	1-60
9. 销子冲头	1-60
10. 零件存放盘	1-62
11. 压力机	1-62
12. 起重吊架	1-62
13. 清洗槽	1-62
第6节 提高机床传动链精度的方法	1-63
(一) 机床传动链精度计算	1-64
1. 精度计算的基本公式	1-64

2. 传动元件的主要误差计算	1-64
3. 传动元件的热变形	1-66
4. 传动元件的回转角 $\phi/2$ 的计算	1-66
5. 工件的误差合成的计算	1-67
6. 传动链精度计算的程序	1-68
7. 计算实例	1-68
(二) 传动链误差的测量与诊断	1-69
1. 磁分度测量原理	1-72
2. 传动链误差的诊断	1-73
(三) 补偿与调整	1-74
1. 传动元件安装精度的调整	1-75
2. 传动链误差的补偿方法	1-75
(四) 传动链的误差校正装置	1-77
1. 螺纹加工机床传动链误差校正装置	1-77
2. 齿轮加工机床传动链误差校正装置	1-80
(五) 传动链精度的稳定	1-83

第2章 机床修理精度的 检验方法与检验工具

第1节 机床导轨精度的检验方法	2-1
(一) 导轨直线度的检验方法	2-1
1. 研点法	2-1
2. 平尺拉表比较法	2-2
3. 垫塞法	2-2
4. 拉钢丝检验法	2-2
5. 水平仪检验法	2-4
6. 光学平直仪(自动准直仪)检验法	2-8
7. 基准旋移法求直线度误差	2-14
(二) 单导轨表面扭曲的检验方法	2-17
(三) 导轨平行度的检验方法	2-17
1. 千分表拉表检验法	2-17
2. 千分尺测量法	2-17
3. 桥板水平仪检验法	2-17
(四) 导轨垂直度的检验方法	2-17
1. 90°角尺(或方尺)拉表检验法	2-18
2. 回转校表法	2-19
3. 框式水平仪检验法	2-20
(五) 导轨对轴线垂直度、导轨对轴线 平行度的检验方法	2-20
(六) 机床圆导轨平面度与对轴线垂直 度的检验方法	2-21
第2节 机床工作台平面度的 检验方法	2-24

(一) 平面度误差的测量方法	2-24
1. 用指示器测量	2-24
2. 用水平仪测量	2-24
3. 用自准直仪测量	2-25
4. 用平晶测量	2-25
(二) 平面度误差测量的数据处理	2-25
1. 布线方法	2-26
2. 按最小条件处理数据	2-26
3. 按对角线法处理数据	2-33
4. 按三点法处理数据	2-34
第3节 机床部件之间位置精度的 检验方法	2-35
(一) 立柱导轨对底座表面或工作台面 垂直度的检验方法	2-35
(二) 用角尺(或方尺)拉表检查部件 之间的垂直度	2-36
(三) 部件移动对有关表面平行度的 检验方法	2-36
(四) 轴线对工作台面、导轨面和工艺 面(T形槽)平行度或垂直度的 检验方法	2-37
(五) 主轴回转轴线对工作台面垂直度 的检验方法	2-39
(六) 同轴度的检验方法	2-41
1. 回转法	2-41
2. 堵塞法	2-41
(七) 轴线相交度的检验方法	2-42
(八) 等高度和等距度的检验方法	2-43
第4节 机床主轴和工作台回转精度 的检验方法	2-44
(一) 径向圆跳动和斜向圆跳动的检验 方法	2-44
1. 主轴(或圆工作台)锥孔径向圆 跳动的检验方法	2-44
2. 装弹簧夹头主轴孔径向圆跳动的 检验方法	2-44
3. 主轴锥孔斜向圆跳动的检验方法	2-44
4. 主轴定心轴颈径向圆跳动和斜向 圆跳动的检验方法	2-45
5. 工作台的检验表面和定心孔径向圆 跳动的检验方法	2-45
6. 其它轴类径向圆跳动的检验方法	2-45

(二)端面圆跳动和轴向窜动的检验方法	2-45	4. 六角车床等机床自动碰撞重复定位精度的检验方法	2-56
第5节 机床部件运动精度的检验		第7节 机床传动链精度的检验方法	2-56
方法	2-46	(一) 滚齿机传动链精度的静态检验方法	2-57
(一)溜板或工作台部件移动在垂直平面内直线度的检验方法	2-46	(二) 机床传动链精度的动态测量	2-57
1. 车床溜板移动在垂直平面内直线度的检验	2-46	1. 立式插齿机用滚动法检验分度精度	2-57
2. 龙门刨床工作台移动在垂直平面内直线度的检验	2-47	2. 滚齿机用滚动法进行动态测量	2-58
3. 高精度普通车床溜板移动和外圆磨床工作台移动在垂直平面内直线度的检验	2-48	3. 滚齿机用磁分度盘作传动链精度的动态测量	2-58
(二) 部件移动在水平面内直线度的检验方法	2-49	4. 滚齿机传动链精度用圆光栅测量法测量	2-59
1. 车床溜板移动在水平面内直线度的检验	2-49	5. 滚齿机传动链精度用地震仪式旋转均匀性检查仪测量	2-59
2. 短床身工作台移动在水平面内直线度的检验	2-49	6. 普通车床和精密丝杠车床传动链精度的动态测量	2-61
3. 长床身工作台或溜板移动在水平面内直线度的检验	2-50	7. 其它机床传动链精度的动态测量	2-61
(三) 部件移动时倾斜的检验方法	2-50	第8节 检验机床精度用的工具和仪器	2-62
1. 溜板移动时倾斜的检验	2-50	(一) 平尺	2-62
2. 工作台移动时倾斜的检验	2-50	1. 桥形平尺	2-62
3. 立柱移动时倾斜的检验	2-50	2. 平行平尺	2-62
4. 横梁移动时倾斜的检验	2-51	3. 角形平尺	2-62
第6节 机床定位精度和分度精度的检验方法	2-51	4. 平尺的技术要求	2-62
(一) 定位精度的检验方法	2-51	(二) 平板	2-65
(二) 分度精度的检验方法	2-52	1. 平板的结构尺寸	2-65
1. 分度头分度精度的检验方法	2-52	2. 平板的技术要求	2-66
2. 回转工作台分度精度的检验方法	2-53	(三) 方尺和90°角尺	2-67
3. 用精密水平转台对比检验回转工作台分度精度	2-54	1. 方尺	2-67
4. 用经纬仪检验精密回转工作台分度误差	2-54	2. 平角尺、宽底座角尺	2-67
(三) 重复定位精度的检验方法	2-56	3. 90°角平尺	2-67
1. 外圆磨床砂轮架快速进给机构重复定位精度的检验方法	2-56	4. 圆柱角尺	2-67
2. 六角车床回转头重复定位精度的检验方法	2-56	5. 方尺和90°角尺的技术要求	2-67
3. 铲齿车床刀架工作行程重复定位精度的检验方法	2-56	(四) 垫铁	2-68
		1. 角度面为90°的垫铁	2-69
		2. 角度面为55°的垫铁	2-71
		3. 水平仪垫铁	2-71
		(五) 检验棒	2-72
		1. 带标准锥柄检验棒	2-72
		2. 圆柱检验棒	2-72
		3. 专用检验棒	2-75
		(六) 检验桥板	2-79

(七) 测量用仪表.....2-83	2. 内孔刮削的方法3-13
1. 百分表2-83	3. 滑动轴瓦的刮研方法3-13
2. 杠杆百分表2-83	4. 轴承刮研的注意事项3-17
3. 千分表2-83	(五) 机床导轨的刮研修复方法.....3-17
4. 杠杆千分表2-83	1. 导轨刮研的一般要求3-17
5. 比较仪2-85	2. 导轨的快速刮研方法3-18
6. 外径百分尺2-85	3. 单导轨的刮研3-20
7. 杠杆千分尺2-86	4. 导轨副的刮研3-21
(八) 水平仪.....2-86	5. 圆导轨的刮研3-25
1. 条形水平仪2-86	6. 刮研导轨用的典型工具3-28
2. 框式水平仪2-86	第2节 机床导轨的精刨3-32
3. 光学合象水平仪2-87	(一) 对精刨用母机床运动精度的调整
4. 水平仪读数误差的产生原因和调整	要求.....3-32
方法2-87	(二) 精刨刀的种类和制造工艺.....3-32
(九) 光学仪器.....2-87	1. 精刨刀的种类3-32
1. 读数显微镜2-87	2. 精刨刀的制造工艺3-32
2. 光学平直仪2-87	(三) 导轨精刨的操作工艺.....3-33
3. 平行光管2-88	第3节 机床导轨的精磨和配磨3-35
4. 经纬仪2-88	(一) 导轨的磨削方法.....3-35
(十) 其它测量工具.....2-88	1. 端面磨削3-35
1. 精密刻线尺2-88	2. 周边磨削3-35
2. 塞尺2-89	(二) 导轨磨削的设备.....3-35
3. 等高垫块2-89	1. 导轨磨床的结构和传动3-35
参考文献2-89	2. 导轨磨床导轨的形式及其润滑3-36
	3. 导轨磨床床身平整的要求3-37
	4. 磨头结构3-38
	(三) 床身导轨的磨削工艺.....3-42
	1. 床身的装夹3-42
	2. 床身的找正3-42
	3. 防止磨削时的热变形3-42
	4. 砂轮的选择3-43
	5. 砂轮的修整3-43
	(四) 机床导轨的配磨工艺.....3-43
	1. V-平面导轨副的配磨.....3-44
	2. 双V形导轨副、燕尾形导轨副及斜楔
	塞铁的配磨3-54
	3. C620-1车床配磨工艺举例.....3-56
	4. 导轨副配磨的注意事项3-60
	第4节 平板检验和数据处理3-61
	(一) 平板检验方法.....3-61
	(二) 计算机数据处理.....3-61
	1. 数据输入3-61
第3章 刮研技术与机床导轨的	
精刨和磨削	
第1节 刮研技术.....3-1	
(一) 刮研的特点3-1	
(二) 刮刀和显示剂3-1	
1. 平面刮刀.....3-1	
2. 刮刀的制造工艺.....3-2	
3. 显示剂.....3-3	
(三) 平面刮研3-3	
1. 平面刮削的操作姿势.....3-3	
2. 刮刀角度和刮削角度.....3-4	
3. 平面刮研的步骤.....3-4	
4. 研点的注意事项.....3-6	
5. 刮研的质量检查.....3-8	
6. 导轨表面和结合面的要求.....3-8	
7. 原始平板和基本工具的刮研方法.....3-8	
(四) 内孔刮研.....3-13	
1. 内孔刮削用的刮刀3-13	

2. 计算机操作程序	3-63
3. 计算机数据处理结果	3-67
附录	3-70
平板检定规程 (JJG117—91)	3-70

第4章 机床液压系统的 修理与调整

第1节 概述	4-1
第2节 机床液压元件的修理与调整	4-3
(一) 液压泵的修理	4-3
1. 齿轮泵的修理	4-3
2. 叶片泵的修理	4-9
3. 柱塞泵的修理	4-14
4. 螺杆泵的修理	4-19
5. 摆线泵的修理	4-20
6. 液压泵性能试验及检测方法	4-24
(二) 液压马达与液压缸的修理	4-26
1. 液压马达的修理	4-26
2. 液压缸的修理	4-32
(三) 液压控制阀的修理	4-42
1. 压力控制阀的修理	4-43
2. 方向控制阀的修理	4-47
3. 流量控制阀的修理	4-51
(四) 液压操纵箱的修理、调整与改进	4-53
1. GY22型操纵箱	4-54
2. 平面磨床操纵箱	4-57
3. GY24型操纵箱	4-68
4. 液压进给操纵箱	4-77
5. HYY21/3P型操纵箱	4-77
6. YT009型操纵箱	4-79
7. M2110A型操纵箱	4-86
8. 插刨机床用液压操纵箱	4-87
(五) 机床液压随动装置	4-91
1. 液压随动装置的工作原理	4-91
2. 液压随动装置的特点	4-92
3. 液压随动装置的基本类型	4-92
4. 液压随动装置控制阀的制造、装配 与调试	4-92
(六) 液压辅件的维护保养	4-98
1. 油箱	4-98
2. 滤油器	4-98
3. 空气滤清器	4-100
4. 蓄能器	4-100

5. 密封件	4-101
6. 管件	4-102
7. 润滑油调节装置	4-103
8. 排气装置	4-104
9. 安全装置	4-104

第3节 机床液压系统的安装、清洗、

调试和维护

(一) 机床液压系统的安装

1. 安装前的准备工作和要求	4-106
2. 压力管道的安装和要求	4-107
3. 进油管道的安装和要求	4-107
4. 回油管道的安装和要求	4-107

(二) 机床液压系统的清洗

(三) 机床液压系统的调试

1. 调试步骤	4-109
2. 检测方法	4-111

(四) 机床液压系统的维护

第4节 机床液压系统常见故障、

产生原因及排除方法

(一) 噪声

(二) 爬行

(三) 渗漏

(四) 油温过高

(五) 液压冲击

(六) 液压系统压力提不高或建立不起

压力

(七) 液动机的工作速度在负载下显著

降低

(八) 工作循环不能正确实现

(九) 运动部件速度达不到或不运动

(十) 同速换向精度差

(十一) 异速换向精度差

(十二) 换向时出现死点(不换向)

(十三) 换向起步迟缓

(十四) 运动部件往复速度误差较大

(十五) 启动时突然向前冲

(十六) 换向时停留时间不稳定

(十七) 在无停留时换向有瞬时停留

(十八) 尾架液压动作失常

(十九) 周期进给不稳定

(二十) 机床液体静压供油系统不稳定

1. 液体静压轴承供油系统不稳定

2. 液体静压导轨供油系统不稳定	4-142
第5节 典型机床液压系统常见故障及排除	4-143
(一) 磨床	4-143
1. M7120A 卧轴矩台平面磨床	4-143
2. M7120D 卧轴矩台平面磨床	4-143
3. M7130 卧轴矩台平面磨床	4-147
4. M7150A 卧轴矩台平面磨床	4-149
5. MQ1420 (MQ1320) 外圆磨床	4-153
6. M131W 万能外圆磨床	4-153
7. M1432A 万能外圆磨床	4-164
8. M1432B 万能外圆磨床	4-165

9. M210 内圆磨床	4-167
10. M2110A 内圆磨床	4-167
11. M6420B 滚刀刃磨床	4-171
(二) 刨床和拉床	4-171
1. 液压牛头刨床	4-171
2. L6120 型卧式拉床	4-174
3. L720 型立式拉床	4-177
(三) 组合机床	4-180
1. 自驱式动力头液压系统工作原理	4-180
2. 他驱式滑台液压系统工作原理	4-182
3. 组合机床液压系统常见故障及排除方法	4-183

第2篇 普通机床的修理

第5章 普通车床的修理

第1节 普通车床的结构及传动系统

(一) 普通车床概况	5-1
(二) 普通车床的综合技术经济水平	5-2
(三) 中等规格普通车床的主要技术参数	5-2
(四) 典型普通车床的结构及传动系统	5-3
(五) 当代普通车床的技术发展	5-4
(六) 普通车床的自动化	5-7

第2节 普通车床精度与加工精度关系的分析

(一) 车床的运动	5-11
(二) 车床精度对加工精度的影响	5-13
1. 主轴的回转精度	5-13
2. 床身导轨的精度	5-14
3. 刀架导轨的精度	5-17

第3节 普通车床的修理工艺

(一) 修理准备工作	5-17
1. 制定修理方案	5-17
2. 制定精度检验标准	5-18
3. 修理前的技术准备	5-18
4. 需用的测量工具	5-19
(二) 普通车床的传动系统	5-19
(三) 普通车床的修理工艺	5-24
1. 床身部件的修理	5-25
2. 溜板部件的修理	5-32

3. 床身与溜板的拼装	5-34
4. 刀架部件的修理	5-34
5. 主轴箱部件的修理	5-45
6. 进给箱部件的修理	5-61
7. 溜板箱部件的修理	5-64
8. 尾座部件的修理	5-69
9. 总装配	5-70
(四) 试车验收	5-81
1. 机床空运转试验	5-81
2. 机床负荷试验	5-83
3. 机床工作精度试验	5-83

第4节 普通车床常见故障及其排除方法

方法	5-84
----	------

附录

(一) 普通车床精度 (GC2-60)	5-89
(二) 普通车床精度 (GB4020-88)	5-97
(三) 用增加补偿环修复溜板的方法	5-103
(四) 主轴箱轴 I 改装零件图	5-106

第6章 单柱立式车床的修理

第1节 单柱立式车床的型号、结构及其传动系统

及其传动系统	6-1
--------	-----

(一) 国内外部分单柱立式车床的型号与规格

与规格	6-1
-----	-----

1. 国内部分单柱立式车床的型号与规格	6-1
2. 国外部分单柱立式车床的型号与规格	6-1

(二) 国内外单柱立式车床的结构特点	6-13	主要技术参数表	6-34
1. 工作台、床身、主变速箱	6-13	3. 滚动轴承配置图及滚动轴承明细表	6-34
2. 横梁、滑座、垂直刀架、横梁升降机构	6-16	4. 液压系统与润滑	6-34
3. 刀库、其他部件	6-20	5. 检测系统	6-35
4. 结构特点综述	6-21	(三) 机床拆卸顺序	6-58
(三) 国内外单柱立式车床的传动系统		1. C5112A 拆卸顺序	6-59
特点	6-22	2. CH5116D 拆卸顺序	6-59
1. A 系列机床传动系统特点	6-22	3. 零部件的清洗和清查	6-59
2. C 系列机床传动系统特点	6-23	(四) 主要部件修理顺序	6-59
3. G 系列机床传动系统特点	6-23	1. C5112A 修理顺序	6-59
4. CH5112C 传动系统特点	6-23	2. CH5116D 修理顺序	6-59
5. CH5120 立式车削加工中心传动系统		(五) 主要部件的修理	6-60
特点	6-24	1. 工作台的修理	6-61
6. CH5116D 传动系统特点	6-24	2. 床身的修理	6-65
7. 德国席士——弗罗里普厂产品传动		3. 横梁及横梁滑座的修理	6-72
系统特点	6-24	4. 垂直刀架的修理	6-80
8. 德国多列士 VCE 系列机床传动		5. 侧面刀架的修理	6-83
系统特点	6-24	6. 各部件修复后机床的组装	6-86
9. 传动特点综述	6-24	(六) 试车验收	6-98
第 2 节 机床精度与加工精度关系的		1. 概述	6-98
分析	6-26	2. 验收检验的一般要求	6-98
1. 工作台平面对加工精度的影响	6-26	3. 外观检验	6-98
2. 工作台跳动对加工精度的影响	6-27	4. 附件和工具的检验	6-99
3. 横梁上下移动精度对加工精度的		5. 参数的检验	6-99
影响	6-28	6. 机床的空运转试验	6-99
4. “刀架水平移动对工作台面的平行度”		7. 机床的负荷试验	6-104
对加工精度的影响	6-29	8. 机床的精度检验	6-105
5. “滑枕上下移动对工作台回转轴线的		9. 最小设定单位进给试验	6-106
平行度”对加工精度的影响	6-29	10. 返回基准点试验	6-109
6. “滑枕移动对刀杆中心线的平行度”		(七) 调装方法	6-109
对加工精度的影响	6-30	1. 锥齿轮副调装	6-109
7. “刀具孔中心线与工作台回转轴线		2. 蜗杆副的调装	6-112
同轴度”误差对加工精度的影响	6-30	3. 整机几何精度的检验及调整	6-113
8. 机床位置精度对加工精度的影响	6-31	(八) 调整量计算	6-115
9. 机床工作精度	6-32	1. 垂直度调整量计算	6-115
第 3 节 单柱立式车床修理工艺	6-32	2. 横梁导轨面对工作台工作面平行度	
(一) 修理准备工作	6-32	的调整量计算	6-115
1. 修前准备	6-32	3. 齿条调整量计算	6-116
2. 专用工具及仪器	6-34	第 4 节 单柱立式车床的常见故障	
(二) 单柱立式车床传动系统	6-34	及其排除方法	6-117
1. 机床外形图及主要规格参数	6-34	(一) 机床的维护保养	6-117
2. 机床传动系统图及主要传动零件的		(二) 机床加工时常见缺陷及其解决	

办法	6-121
(三) 机床常见故障及其排除方法	6-121
附录	6-124
(一) 单柱、双柱立式车床精度 (JB4116—85)	6-124
(二) 立式车床精度 (GC9—60)	6-132
(三) 数控立式车床精度 (ZB J53013—89)	6-139
(四) 数字控制机床位置精度的评定 方法 (GB10931—89)	6-144
参考文献	6-150

第7章 卧式多轴车床的修理

第1节 卧式多轴车床的型号、结构及 传动系统	7-1
(一) 卧式多轴车床简介	7-1
1. 卧式多轴车床的基本功能	7-1
2. 多功能多轴车床	7-2
3. 卧式多轴车床的改进与发展	7-2
4. 全计算机数字控制 (CNC) 六轴 自动车床	7-3
(二) 国内外卧式多轴车床的型号与 规格	7-4
(三) 国内外多轴车床的结构与特点	7-4
(四) 多轴车床的传动系统	7-29
1. 车床的传动系统及传动零件的技术 参数	7-29
2. 车床滚动轴承的配置图和滚动轴承 一览表	7-35
第2节 影响加工精度因素的分析	7-36
(一) 车床几何精度对加工精度的影响	7-36
(二) 主轴鼓轮精度对加工精度 的影响	7-36
(三) 工作主轴对加工精度的影响	7-38
(四) 纵刀架对加工精度的影响	7-38
(五) 横刀架对加工精度的影响	7-39
(六) 车床热稳定性对加工精度的影响	7-39
第3节 修理工艺	7-39
(一) 修理准备工作	7-40
1. 修前准备	7-40
2. 需用工具及仪器	7-40
(二) 机床的拆卸顺序	7-41
(三) 主要部件的修理顺序	7-41

(四) 主要部件的修理	7-42
1. 各部件的修理	7-42
2. 机床的总装配工艺	7-77
3. 机床的调整	7-77
(五) 试车验收	7-89
1. 机床空运转试验	7-89
2. 机床负荷试验	7-92
3. 机床几何精度检验	7-95
第4节 卧式多轴车床常见故障及其 消除方法和机床加工时常见 缺陷及其消除办法	7-99
(一) 机床常见故障及其消除方法	7-99
1. 棒料六轴车床常见故障及其消除方法	7-99
2. 卡盘六轴车床常见故障及其消除方法	7-102
(二) 机床加工时常见缺陷及其消除 办法	7-103
1. 棒料六轴车床常见缺陷的产生原因 及其消除办法	7-103
2. 卡盘六轴车床常见废品的产生原因 及其消除办法	7-103
参考文献	7-107

第8章 普通铣床的修理

第1节 普通铣床的发展结构及传动 系统	8-1
(一) 国外普通铣床的发展水平	8-1
1. MAHO公司S系列数控万能型铣床的 功能特性	8-1
2. MAHO公司S系列数控万能型铣床的 结构特性	8-1
3. DECKEL FP-NC系列数控万能 铣床概况	8-5
(二) 普通铣床的技术发展趋势	8-8
(三) 国内普通铣床的发展概况	8-8
(四) 国内部分普通铣床的结构简介	8-9
1. X6132A卧式升降台万能铣床的结构及 传动系统	8-9
2. X63WT卧式升降台万能铣床的结构及 传动系统	8-15
3. 其它普通铣床的传动系统	8-24
第2节 普通铣床的精度与加工精度 关系的分析	8-24

第3节 XA6132铣床的修理工艺	8-24
(一) 修理准备工作	8-24
(二) XA6132铣床传动系统	8-28
1. 传动系统图及传动零件主要技术参数	8-28
2. 机床的滚动轴承配置	8-28
(三) XA6132铣床的修理工艺	8-31
1. 普通铣床易损件概述	8-31
2. 主要部件的拆卸顺序	8-31
3. 主要零件及各部件的修理	8-31
(四) 立式铣床的立铣头修理工艺	8-69
1. XA5032立式铣床的铣头结构及功能	
特性	8-69
2. 易损件的修复	8-69
3. 铣头的装配	8-71
(五) 试车验收	8-73
1. 机床的空运转试验	8-73
2. 机床的精度检验及试切削检验	8-75
附录	8-76
升降台铣床精度 (GB3932—83)	8-76
参考文献	8-88

第9章 牛头刨床的修理

第1节 部分国内牛头刨床的型号、规格及传动系统	9-1
(一) 国内部分牛头刨床的型号与规格	9-1
(二) B 665牛头刨床传动系统图及传动零件主要技术参数表	9-1
(三) B 690液压牛头刨床的工作原理及传动系统	9-8
第2节 B 665牛头刨床的修理工艺	9-10
(一) 修理准备工作	9-10
1. 修前准备	9-10
2. 需用工具及仪器	9-10
(二) 主要部件拆卸及修理顺序	9-10
(三) 主要部件的修理	9-12
1. 滑枕的修理	9-12
2. 床身的修理	9-13
3. 横梁的修理	9-17
4. 横梁与床身的拼装	9-19
5. 工作台溜板的修理	9-20
6. 工作台溜板与横梁的拼装	9-21
7. 底座与床身的拼装	9-21

8. 滑枕与床身的拼装	9-22
9. 工作台的修理	9-23
10. 工作台支架的修理	9-25
11. 刀架转盘和刀架滑板的修理	9-25
12. 刀架轴承的修理	9-27
13. 活折板支架与活折板的修理	9-27
14. 摇杆的修理	9-30
15. 方滑块的修理	9-32
16. 摇杆传动齿轮的修理	9-33
17. 传动齿轮压板的修理	9-34
18. 摇杆销座的修理	9-34
19. 摇杆销座、压板与摇杆传动齿轮的拼装	9-35
20. 上支点轴承的修理	9-35
21. 变速机构的修理	9-36
22. 摇杆机构的修理	9-36
(四) 试车验收工作	9-38
1. 机床空运转试验	9-38
2. 机床负荷试验	9-38
3. 机床工作精度试验	9-39
4. 机床几何精度检查	9-39
第3节 牛头刨床常见故障及其排除方法	9-39
(一) 普通牛头刨床的故障分析与排除	9-39
(二) 液压牛头刨床的故障分析与排除	9-40
附录	9-42
牛头刨床精度 (JB2189—85)	9-42

第10章 龙门刨床的修理

第1节 部分龙门刨床的型号、结构及其传动系统	10-1
(一) 国内新老龙门刨床综述	10-1
(二) 国内外部分龙门刨床的结构与特点	10-3
1. 国内龙门刨床的结构与特点	10-3
2. 国外龙门刨床的参数与功能	10-8
(三) 国内外部分龙门刨床的传动系统	10-8
第2节 机床几何精度与加工精度关系的分析	10-8
第3节 B 220龙门刨床的修理工艺	10-8
(一) 修理准备工作	10-8
1. 修前准备	10-8

2. 专用工具及仪器	10-8
(二) B 220 龙门刨床传动系统	10-8
1. 机床传动系统图及传动零件主要技术 参数表	10-8
2. 滚动轴承配置图及滚动轴承一览表	10-12
(三) 机床拆卸顺序	10-12
1. 拆卸前的准备	10-12
2. 主要部件拆卸顺序	10-15
(四) 主要部件修理顺序	10-15
(五) 主要部件的修理	10-15
1. 床身的修理	10-15
2. 工作台的修理	10-22
3. 立柱的修理	10-32
4. 侧刀架溜板的修理	10-34
5. 立柱与床身的安装	10-35
6. 联接梁、龙门顶与立柱的安装	10-38
7. 横梁的修理	10-39
8. 垂直刀架溜板的修理	10-43
9. 直行溜板及旋板的修理	10-48
10. 抬刀座及刀夹的修理	10-50
11. 主传动部件安装	10-54
12. 侧刀架部件的安装	10-55
13. 横梁部件的安装	10-58
(六) 试车验收	10-60
1. 机床空运转试验	10-60
2. 机床负荷试验	10-61
3. 机床工作精度检验	10-62
4. 机床几何精度检验	10-62
第 4 节 龙门刨床常见故障及其排除 办法	10-63
附录	10-64
单臂刨床、龙门刨床精度 (JB2732—86)	10-64
参考文献	10-69

第11章 立式钻床的修理

第1节 立式钻床的型号、结构及

传动系统

1. Z 5125 A 型立式钻床
 2. Z 5140 A 型立式钻床
 3. Z 525 型立式钻床
- 第 2 节 机床精度与加工精度关系的
分析

第3节 Z 525 立式钻床的修理工艺

(一) 修理准备工作

1. 修前检查
2. 需用工具及仪器
- (二) 主要部件拆卸顺序
- (三) 主要部件修理顺序
- (四) 主要部件的修理序

1. 底座的修理
2. 立柱的修理
3. 工作台的修理
4. 进给箱的修理
5. 主轴的修理
6. 主轴套筒的修理
7. 导向套的修理
8. 进给箱部件的修理
9. 变速箱部件的修理
10. 总装配

(五) 试车验收

1. 机床空运转试验
2. 机床的调整
3. 机床几何精度检验
4. 机床负荷试验

第4节 立式钻床常见故障及其排除

方法

附录

- (一) 立式钻床精度 (GC13—60)
- (二) 圆柱立式钻床精度 (GB4018—83)
- (三) 方柱立式钻床精度 (GB4019—83)

第12章 摇臂钻床的修理

第1节 国内外摇臂钻床简介及其

传动系统

- (一) 国内部分摇臂钻床的型号、规格
- (二) 国外摇臂钻床技术水平及典型
 产品简介
- (三) 摇臂钻床传动系统图

第2节 Z 35 摇臂钻床修理工艺

(一) 修理准备工作

1. 修前准备
2. 需用工具及仪器
- (二) 主要部件拆卸顺序
- (三) 主要部件修理顺序

(四) 主要部件的修理	12-12
1. 底座修理工艺	12-12
2. 立柱部件的修理	12-13
3. 摇臂的修理	12-16
4. 主轴箱部件的修理	12-24
5. 工作台修理工艺	12-36
(五) 试车验收工作	12-36
1. 机床空运转试验	12-36
2. 机床负荷试验	12-37
3. 机床几何精度检查	12-37
第3节 Z35摇臂钻床常见故障及其 排除方法	12-37
附录	12-40
(一) 摇臂钻床精度 (GC14-60)	12-40
(二) 摇臂钻床精度 (GB4017-83)	12-44

第13章 卧式镗床的修理

第1节 部分卧式镗床的型号、结构及 传动系统	13-1
(一) 国内新老型号卧式镗床的演变及 部分国外卧式镗床的型号与规格	13-1
1. 国内新老型号卧式镗床的演变	13-1
2. 部分国外卧式镗床的型号与规格	13-1
(二) 国内外部分卧式镗床的结构与 特点	13-4
1. 国内卧式镗床的结构与特点	13-4
2. 国外卧式镗床的结构与特点	13-20
(三) 国内部分卧式镗床的传动系统	13-25
1. T68型卧式镗床的传动系统	13-25
2. T6112型卧式镗床的传动系统	13-25
3. T649型卧式镗床的传动系统	13-25
第2节 机床精度与加工精度的关系 和刚度、主轴结构对精度 的影响	13-25
(一) 镗床几何精度与镗床加工精度的 关系	13-25
(二) 定位精度与加工精度的关系	13-28
1. 定位精度的概念	13-28
2. 影响机床定位精度的因素	13-29
3. 定位精度的提高	13-30
(三) 镗床刚度对精度的影响	13-32
1. 支承件刚度的影响	13-32

2. 主轴部件刚度的影响	13-33
(四) 镗床主轴结构对回转精度和几何 精度的影响	13-34
1. 三层主轴结构对主轴回转精度的影响	13-34
2. 三层主轴结构对机床几何精度的影响	13-34
第3节 卧式镗床的修理工艺	13-35
(一) 修理准备工作	13-35
1. 修前准备	13-35
2. 专用工具及仪器	13-35
(二) T68、T649型卧式镗床的传动 系统	13-36
1. 机床传动系统图及主要传动零件的 主要技术参数表	13-36
2. 滚动轴承配置图及滚动轴承一览表	13-40
(三) 机床拆卸顺序	13-42
(四) 主要部件修理顺序	13-43
(五) 主要部件的修理	13-44
1. 床身部件的修理	13-44
2. 工作台部件的修理	13-56
3. 前立柱的修理	13-80
4. 主轴箱部件的修理	13-84
5. 平旋盘的修理	13-118
6. 操纵机构的修理和调整	13-122
7. 尾部箱及滑座的修理	13-147
8. 主轴箱装配	13-150
9. 后立柱的修理	13-156
10. 总装工艺	13-156
11. 镗床提高生产率和改善性能的一些 措施	13-165
(六) 试车验收	13-168
1. 机床空运转试验	13-168
2. 机床负荷试验	13-169
3. 机床工作精度试验	13-170
4. 机床几何精度检查	13-170
第4节 机床常见故障及其排除 方法	13-170
附录	13-184
(一) 卧式镗床精度 (GC15-60)	13-184
(二) 卧式镗床精度 (GB5289-85)	13-194
参考文献	13-214

第14章 外圆磨床的修理

第1节 外圆磨床的发展及部分外圆

磨床的型号、结构	14-1	3. 滚动轴承配置图及轴承一览表	14-25
(一) 外圆磨床的发展水平及技术发展		(三) 机床拆卸顺序	14-27
趋势	14-1	1. 机床拆卸顺序	14-27
1. 提高机床的结构特性	14-1	2. 拆卸中应注意的问题	14-28
2. 提高机床的功能特性	14-2	(四) 主要部件的修理顺序	14-28
3. 机床精度迈入超高精度领域	14-2	(五) 主要部件的修理	14-28
(二) 国外部分外圆磨床介绍	14-2	1. 床身导轨及垫板导轨的修复	14-28
1. 斯多德磨床公司 S 系列外圆磨床		2. 下工作台、圆盘的修复	14-30
(或称回转体磨床)	14-2	3. 手摇工作台机构和横进给机构的	
2. 辛辛那梯·米拉克隆数控阶梯磨削		修复	14-33
外圆磨床	14-4	4. 上工作台的修复	14-36
(三) 国内部分外圆磨床介绍	14-6	5. 头架底盘的修复	14-36
1. MG1432A 高精度万能外圆磨床	14-9	6. 头架部件的修理	14-38
2. MBG1432 半自动高精度万能外圆		7. 尾架部件的修理	14-43
磨床	14-9	8. 头架、尾架等高的修复及平台的	
3. MB1332 半自动外圆磨床	14-16	修复	14-44
(四) 国内外部分外圆磨床的型号		9. 磨头部件的修理	14-44
及规格	14-16	10. 磨头配圆盘及其与头架等高度	
第 2 节 外圆磨床精度与加工精度		的修复	14-52
关系的分析	14-19	11. 内圆磨具及其与头架等高度的修复	14-52
(一) 机床几何精度对工件尺寸精度的		(六) 试车验收	14-59
影响	14-19	1. 机床空运转试验	14-59
1. 床身导轨精度对加工精度的影响	14-19	2. 机床工作精度试验	14-59
2. 床身导轨在水平面内的直线度误差对		3. 机床几何精度的检查	14-59
工件尺寸精度的影响	14-19	第 4 节 万能外圆磨床常见故障及其	
3. 两导轨在垂直平面内的相互平行度对		排除方法和机床加工时常见	
加工精度的影响	14-19	缺陷及其解决方法	14-61
4. 床身导轨精度对砂轮修整的影响	14-20	(一) 机床加工时常见工件缺陷及其	
5. 磨头、头架、尾架位置精度对加工精度		解决方法	14-61
的影响	14-20	(二) 机床常见故障及其排除方法	14-64
(二) 机床动态刚度对加工精度的影响	14-20	附录	14-64
(三) 机床进给精度对加工精度的影响	14-20	外圆磨床精度 (GB4685—84)	14-64
(四) 机床热变形对加工精度的影响	14-20		
(五) 机床精度对加工精度的影响			
汇总表	14-21	第 15 章 普通平面磨床的修理	
第 3 节 M1432A 万能外圆磨床的		第 1 节 部分平面磨床的型号、结构及	
修理工艺	14-22	传动系统	15-1
(一) 修理准备工作	14-22	(一) 国产普通平面磨床的演变和部分	
1. 修前准备	14-22	国外平面磨床的型号、规格及	
2. 专用工具和测量仪器	14-22	发展趋势	15-1
(二) 机床传动系统	14-22	(二) 国内部分普通平面磨床的结构	
1. 机械传动系统	14-22	与特点	15-2
2. 液压传动系统	14-22	1. M7120A 卧轴矩台平面磨床的	

结构与特点	15-2	(四) 主要部件的修理顺序	15-21
2. M7130卧轴矩台平面磨床的结构 与特点	15-3	(五) 主要部件的修理	15-21
3. M7140卧轴矩台平面磨床的结构 与特点	15-3	1. 床身、工作台导轨的修理	15-21
4. M7150 A 平面磨床的结构与特点	15-6	2. 立柱的修复	15-23
5. M7475 B 立轴圆台平面磨床的结构 与特点	15-7	3. 拖板的修理	15-23
(三) 国内部分普通平面磨床的 传动系统	15-7	4. 磨头的修理	15-27
1. M7130平面磨床的传动系统	15-7	5. 其他普通平面磨床磨头部件的修理	15-33
2. M7140平面磨床的传动系统	15-9	6. 其他部件的修理	15-41
3. M7150 A 平面磨床的传动系统	15-12	(六) 机床的试车验收	15-52
4. M7475 B 平面磨床的传动系统	15-15	第4节 平面磨床常见故障及其 排除方法	15-52
第2节 机床精度与加工精度关系 的分析	15-15	1. 平面磨床的加工精度超差原因分析 及其排除方法	15-52
第3节 M7120A卧轴矩台平面磨床 的修理工艺	15-16	2. 平面磨床的常见故障分析及其排除 方法	15-52
(一) 修前准备工作	15-16	附录	15-56
(二) M7120 A 平面磨床的传动系统	15-17	(一) M7120 A 平面磨床精度检验 标准	15-56
(三) 机床的拆卸顺序	15-21	(二) M7130卧轴矩台平面磨床精度 检验标准	15-59
		(三) M7150A平面磨床精度检验标准	15-61

第1章 机床修理工作中的拆卸、装配与调整

童义求 李绍瀛

第1节 概 述

机床修理工作除了零件与机床几何精度的修复之外,机床修理工作中的拆卸、装配与调整也是决定机床修理质量好与坏的重要环节。零件的修复主要是采用不同的手段,如喷涂、堆焊、镀铬、镶套等,使零件的磨损与丧失精度的部分重新加工恢复至原有精度。机床几何精度的修复是通过修刮恢复单个或复合导轨至原有精度或相对位置精度。上述两项的修理工作都是局部或单项精度的修复、相对来说比较直观、比较容易。相反,机床修理工作中的拆卸、装配与调整则是从整体、从整个系统来考虑如何进行拆卸、装配与调整。从事这项工作除必须具备修理钳工应具备的基本技能之外,还应对所修理的对象——机床传动系统的原理与结构、每个部件的结构与功能以及各个部件之间的相互关系予以充分的了解,否则是无法进行这项工作的。因而,要求修理钳工在进行机床修理工作的拆卸、装配与调整之前,必须对机床说明书中有关机床的结构、功能、修理注意事项等内容看清看懂。如有条件的话,则对该机床的各个部件装配图及传动系统图(包括液压系统图、气动原理图等)看清看懂、并了解机床各个部件中的调整环节、使自己对整个机床有比较深入的了解。然后在这个基础上,从事拆卸、装配与调整的修理钳工应结合对每个部件实物的观察与了解,就可以比较有把握地开展修理工作。如果对机床各部件及各系统还未充分了解,希望不要急于动手,否则,必然会带来严重的后果,这方面的教训是很多的。

本章内容介绍了主轴轴承、传动链、静止联接件等拆卸方法,介绍了静平衡与动平衡、固定联接件的装配、滚动轴承与滑动轴承的装配与调整,介绍

了尺寸链原理在机床修理中的应用以及提高机床传动链精度的方法。这些基本知识是一个中级以上修理钳工应具备的知识。熟悉与了解这些基本知识对提高修理钳工的技术素质、提高机床的修理质量、保证机床修理的进度是有一定帮助的。

第2节 机床修理时的拆卸工作

(一) 主轴轴承的拆卸

以图1-2-1的高精度磨具为例,在左右两组轴承中,其垫圈、轴承、外壳、主轴等零件的相对位置在制造厂装配时,都以误差相消法进行定向装配。为了避免因拆卸不当而降低装配精度,在拆卸时,轴承、垫圈、磨具体壳及主轴在圆周方向的相对位置上都应作上记号。拆卸下的轴承及内外垫圈各成一组分别放开,不能错乱。拆卸处的工作台及周围场地必须保持清洁,拆卸下的零件清洗后放入油内防止生锈。装配时如无更换仍需按原记号方向装入。

(二) 传动链的拆卸

为了提高传动链精度,对传动比为1的齿轮副采用误差相消法装配,即将一个齿轮的最大径向圆跳动处的齿间与另一个齿轮的最大径向圆跳动处的齿间相啮合。为了避免拆卸再装后误差不能相消,在两齿轮的相互啮合处作出记号,以便装配时恢复原精度。

(三) 轴上定位零件的拆卸

在拆卸齿轮箱中的轴类零件时,先需了解轴的阶梯方向,决定拆卸轴时的移出方向,然后拆出两

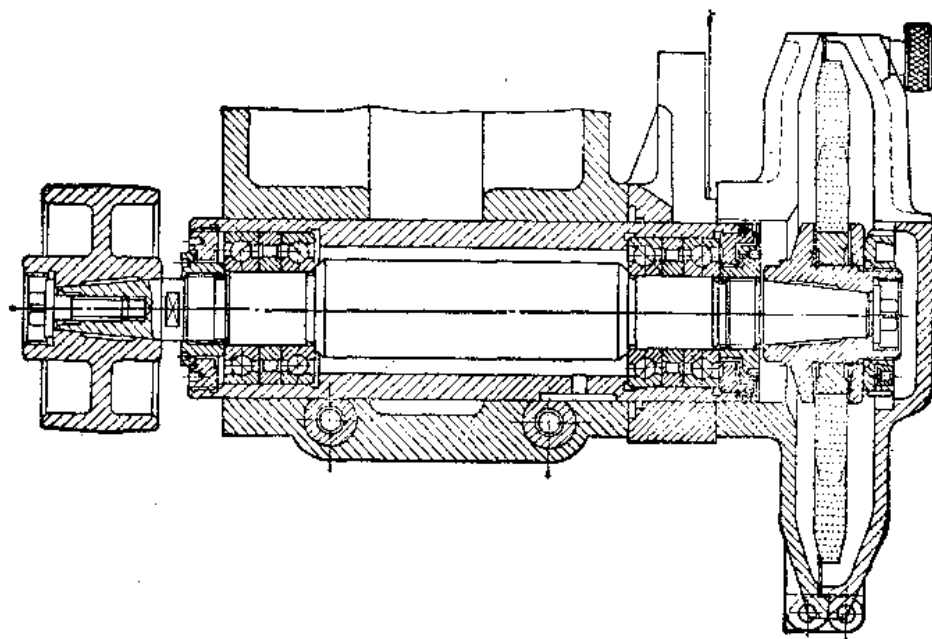


图1-2-1 高精度磨具

端轴盖和轴上的轴向定位零件，如紧固螺钉、圆螺母、弹簧挡圈、保险弹簧等零件。先要松开装在轴上的齿轮、套等不能穿过轴盖孔的零件的轴向紧固关系，并注意轴上的键是否能随轴通过各孔，然后才能用木锤击打轴端而拆卸下轴。否则不仅拆不下轴，还会造成对轴承的损伤。

(四) 静止联接件的拆卸

拆卸静止联接件最普遍应用的工具为拉头，如图1-2-2 a、b、c所示。图1-2-2 a是利用较大尺寸的零件一起进行拆卸的。图1-2-2 b是利用相邻零件的端面来拆卸的轴承，这种拆卸的困难在于与相邻零件间的间隙很小，不易抓住，必须用这种能放置局部浅槽的拆卸工具。图1-2-2 c是拉出单列圆锥滚动轴承外圈用的拆卸工具。

拆卸尺寸较大的轴承或其他静止联接零件时，为了使轴和轴承免遭破坏，要利用加热来拆卸。图1-2-3所示是使轴承内圈加热而拆卸轴承，在加热前用石棉把靠近轴承那一部分轴隔离开来，然后在轴上套上一个套圈使与零件隔热。将拆卸工具的抓钩抓

住轴承的内圈，迅速地以加热到100℃的油倒入，使轴承加热，然后开始从轴上拆卸轴承。

图1-2-4中，齿轮两端装有单列圆锥滚动轴承外圈，在用图1-2-2 c所示拉头还不能拉出轴承外圈时，必须同时用干冰局部冷却轴承外圈，迅速从齿轮中拉出轴承的外圈。

(五) 拆卸方法

当拆卸比较复杂的部件时，必须熟读装配图，

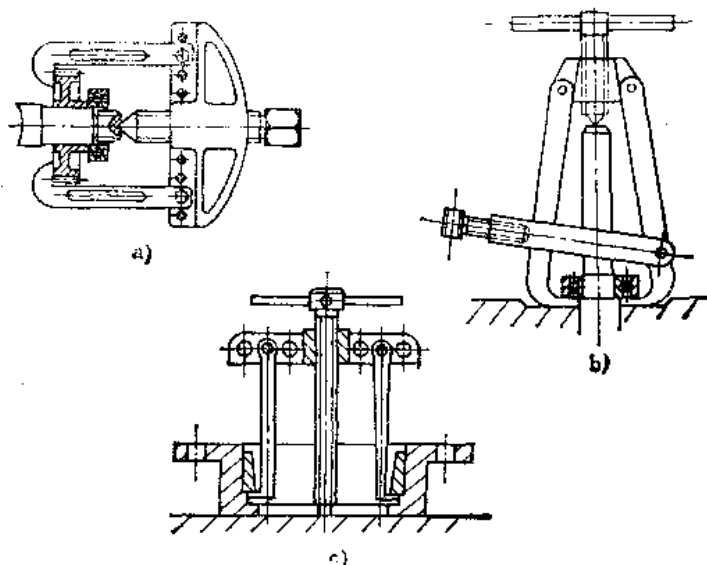


图1-2-2 拆卸静止联接件用的工具

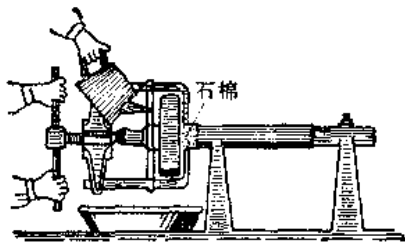


图1-2-3 用热油加热轴承内环拆卸法

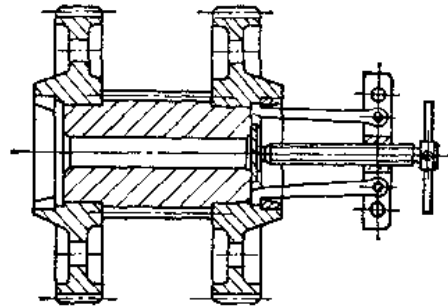


图1-2-4 拉轴承外圈用的工具

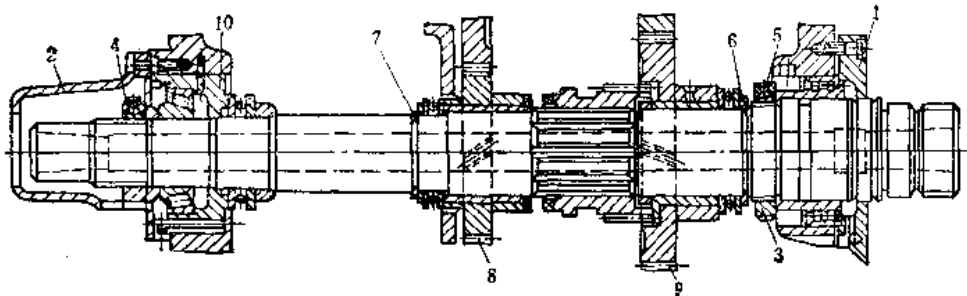


图1-2-5 C620-1车床床头箱主轴

1—前端盖 2—后罩盖 3、4—螺母 5—锁紧螺钉 6—垫圈 7—弹簧环 8、9—齿轮 10—法兰

并详细分析部件的结构以及零件在部件中所起的作用。更须了解拆卸零件的步骤以及所应用的工具及方法。

以拆卸C620-1车床床头箱主轴为例(见图1-2-5)来说明拆卸主轴的方法。首先应注意,主轴的拆卸方向应向右(因为主轴上各直径向右成阶梯状)。先将联接端盖(1、2)及床头箱的螺钉松脱,拆卸前端盖1及后罩盖2。接着松开主轴上的圆螺母3及4,由于推力轴承的关系,只能松至碰到垫圈6处,等主轴向右移动一段距离,再将螺母3直至全部松卸为止(在松卸拧在主轴上的螺母前,必须将螺母上的锁紧螺钉5先松掉)。齿轮8及9应滑移至左面,轴向定位的弹簧环7用相应尺寸的钳子将其撑开取出。当主轴向右移动而完全没有阻碍时,才能使用大木锤(或在主轴尾部垫铜或铝等金属圆棒)敲击主轴,待其松动后,即能从床头箱右端把它取出。然后再从床头箱中拿出齿轮、垫圈、推力轴承等。法兰10在松卸其固定螺钉后,可垫铜棒向左敲出,主轴上的双列滚子轴承垫了铜套后,亦可很顺利向右敲出。

第3节 机床修理时的 装配工作

(一) 清理与洗涤

机床修理工作进行在装配前,对其旧有的或换新的零件必须严格的进行清理与洗涤。零部件的清理工作很重要,它对机床修后的质量有很大影响;如坐标镗床的主轴与套筒部件、磨床的砂轮架与内圆磨具等高速运转的主轴系统如清洁工作不严格,将会造成温升过高并加速丧失其精度。对于相对滑动的导轨摩擦副,将加速磨损丧失其应有精度,甚至会出现滑动轴承“抱轴”、导轨副“咬合”等设备事故。为此,在机床修理的装配前必须进行下列清理与清洁工作:

1) 对全部零件进行洗涤清洗。

2) 清理修光零件上由于加工中或使用中所造成的毛刺与毛边;如双三联滑动齿轮的齿端必须修好其圆倒角部分,使其在移齿时便于啮合;轴类零件上螺纹,将其端部的毛刺进行清理,有便于螺母拧入;操纵箱中的滑阀与箱体中的孔口上毛刺必须

加以清理,才有助于滑阀在操纵箱中灵活移动,等等。

3) 清洗各类箱体内存存的磨屑、剥落的油漆片以及油污、灰砂等秽物。清理后必须涂上淡色的油漆,箱体上的油标、油面计等表面,除了清洗

外,必要时要进行研磨抛光,以提高其可见度,便于观察。

4) 清洗新换的轴承以及配件上的防锈油及灰砂。

洗涤清洗是除去与零件表面呈机械附着状态的

表1-3-1 修理常用清洗液材料及其特点

序号	清 洗 液 材 料	使用方法	适 用 范 围 和 清 洗 效 果
1	石油溶剂: (1) 汽油 (常用200号工业汽油,亦可用120或160号汽油) 注意:含铅燃料汽油不宜作清洗用,因其对金属有腐蚀,对人体有害	一般采用浸洗、擦洗	(1) 具有清洗一般油脂的能力 (2) 由于汽油易挥发,对湿度大的工作环境,清洗零件表面上易凝露,使用时须添加缓蚀剂 (加2%~3%201号置换性防锈油即可提高防锈能力) (3) 对黑色金属及有色金属零件均适用 (4) 由于汽油闪点低,易挥发,须配置相应的消防措施
	(2) 煤油或轻柴油	可采用浸洗、擦洗或压力喷射	(1) 能清除一般油脂 (2) 煤油闪点较高比汽油安全 (3) 挥发性比汽油小,因而干得慢
	(3) 含有添加剂的汽油: 石油磺酸钠 司本-80 十二烷基醇胺1% 1%苯骈三氮唑酒精溶液 蒸馏水2% 200号汽油96%	浸洗或手工擦洗	(1) 清洗能力比汽油强 (2) 对手汗、无机盐、油脂均能清除 (3) 对铜件、铜合金件有短期防锈作用
2	(1) 664-1金属清洗剂	(1) 浓度:10%~15% (2) 温度:15~30℃ (3) 清洗方式:浸泡、刷洗、擦洗等	(1) 适用钢铁及铜铝合金件,橡胶件也能使用 (2) 对各类油污均有优良的清洗作用 (3) 清洗后,短时间内有一定的防锈能力
	(2) F85-2常温防锈清洗剂	喷淋、超声波等机械操作,也可在常温条件下用手清洗	(1) 具有良好的防锈性和清洗性 (2) 机械零部件的除油效果理想 (3) 也可清除机械设备的黄袍
	(3) CX868型金属洗涤剂	(1) 按1:30的比例溶于水中。充分溶解后搅匀即可使用 (2) 一般用刷子洗刷,油污较厚的表面可用棉纱擦洗	(1) 适用金属零部件表面的清洗,对漆膜无影响 (2) 有效除去机械油、干油等油污 (3) 加温清洗,去污效果更佳

污物。根据修理工作的特点,清洗工作的方法一般为浸洗、手工擦洗及压力喷洗三种。修理工作常用的清洗液材料及其特点见表1-3-1。

采用化学水溶液作为清洗液能大大节约清洗的费用,但是化学清洗液必须在具有加热装置的清洗机中加压冲洗应用。如清洗液对某种金属表面有腐蚀作用时,清洗后还必须在热水中进行冲洗。清洗后的零件,必须吹干后涂上防锈油,以防生锈。

一般机修车间可以采用清洗槽进行清洗,这种采用石油溶剂的压力冲洗方法不但清洗效率较高,而且节约油液。

(二) 静平衡与动平衡

机床中的转轴、带轮、齿轮、砂轮、飞轮与电机转子等转动零件的质量的平衡好坏直接影响机床的振动,对加工件的表面粗糙度及加工精度影响很大。

当不平衡的转动零件在绕其旋转中心转动时,由于质量中心偏心了一个距离而产生离心力,其值由下式计算:

$$C = \frac{W}{g} e \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2$$

式中 C ——离心力 (N);
 W ——转动零件所受的重力 (N);
 g ——重力加速度, $g = 9.81(\text{m/s}^2)$;
 e ——质量偏心距 (m);
 n ——每分钟转速 (r/min)。

在机床零件高转速的情况下,即使质量有很小的偏心量也会引起很大的离心力。图 1-3-1 表明质量重力为 100N, 质量偏心为 0.5mm 的转动零件的离心力与转速的关系。由图中可以看出,当转速为 4000r/min 时,其离心力可达 1 kN。根据这个例子,可以想象现代机床在高速运转的情况下,质量不平衡会引起机床工作振动的后果。

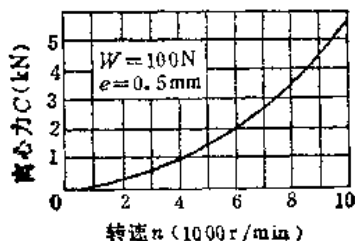


图1-3-1 C 、 n 关系曲线图

质量不平衡有三种情况:

第一种: 单纯静不平衡;

第二种: 单纯动不平衡, 这时未平衡质量所产生的力偶, 它的矢量只有在运转时才产生;

第三种: 既静不平衡又动不平衡。这种情况是普遍的。

质量的平衡方法可以分为静平衡与动平衡两种。

1. 静平衡

静平衡主要使用于安装在转动轴线上的平面盘形零件, 如带轮、齿轮、飞轮、砂轮等。

(1) 静平衡的方法 当零件的质量 m 的中心离开其旋转中心的距离为 e , 将零件放在水平导轨上 (如图 1-3-2 所示), 其不平衡质量的重力 W 就会产生使零件滚动的转矩 $M = We$ 。这转矩的大小与未平衡质量所处的位置有关, 由下式确定:

$$M = Wesin\alpha$$

式中 α ——通过未平衡质量的半径对垂线所成的夹角。

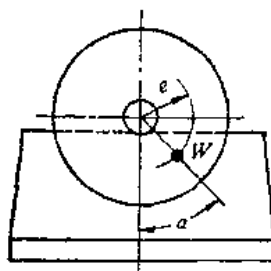


图1-3-2 静平衡的简单例子

因此, 当未平衡质量在最低的位置时, 零件将保持静止状态。如将零件转过 90° 使未平衡质量与旋转中心处于水平位置, 然后在相对的一侧放置平衡质量, 其重力为 W' , 选择其离开中心的距离为 e' , 使 $We = W'e'$, 即能满足平衡的条件。这种平衡的质量及其位置是在静力下确定, 故这种平衡叫静平衡。

零件的不平衡度由未平衡质量的重力对转动中心产生的力矩 M 确定。一般以 $g \cdot \text{cm}$ 计。

(2) 静平衡应用的范围 图 1-3-3 表示静平衡应用范围对零件的宽径比及零件的转速 n 的关系。A 线表示适用于尚有部分表面未经加工的零件, B 线表示适用于全部表面经过加工的零件。A 线或 B 线的左下部分代表静平衡区域, 右上部分代表动平衡区域。例如部分表面未经加工的零件。

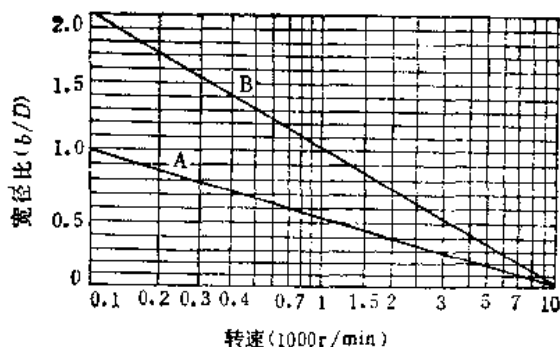


图1-3-3 静平衡应用范围曲线图

其转速为300r/min时， $b/D < 0.8$ (即零件的宽度不超过直径的80%) 的零件才能采用静平衡；如经过完全加工的零件，其 $b/D = 1$ ，转速超过1000r/min时就不能采用静平衡方法使零件达到平衡的要求，而需进行动平衡。

上述是一般的静平衡与动平衡的划分范围，具体还应考虑不平衡零件在机床上的用途以及机床的加工精度等因素。

(3) 零件许用不平衡度的确定 零件许用不平衡度的制定，要根据机床使用要求、零件运转速度、零件及其轴承的刚度等因素加以考虑选定。

1) 对允许产生振动的机床，只要求其不平衡所产生的离心力不超过其重量。这样，其所受重力中心对旋转中心的偏心值 e_0 可按式计算：

$$e_0 = \frac{g 10^6}{\omega^2} (\mu\text{m})$$

式中 g ——重力加速度 ($g = 9.81 \text{ m/s}^2$)；

ω ——角速度， $\omega = \frac{\pi n}{30}$ (n 为每分钟转数)。

2) 对只允许微量振动的机床，应按图 1-3-4 进行选择。图上有两条许用值界限的直线：A线适用于精密机床的工具系统中在静平衡范围内的零件 (如螺纹磨床的砂轮、带轮等)；B线适用于一般机床在静平衡范围内的转动零件。

零件许用不平衡度力矩 M_0 可由下式确定：

$$M_0 = W e_0 (\text{N} \cdot \text{m})$$

式中 W ——零件所受重力 (N)；

e_0 ——重心允许偏移值 (m)，可从图 1-3-4 查出。

例如：精密机床的砂轮 (连同法兰盘) 所受重力 100N，转速 3000r/min，由图 1-3-4 查出的重心允许偏移值 $e_0 = 3 \times 10^{-6} \text{ m}$ 。则许用的不平衡力矩

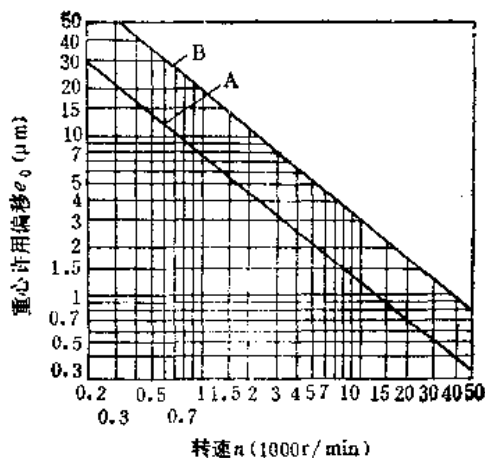


图1-3-4 重心许用偏移量曲线图

$$M_0 = 100 \times 3 \times 10^{-6} = 3 \times 10^{-4} (\text{N} \cdot \text{m})$$

(4) 静平衡装置 常见的静平衡装置有下列几种：

1) 平行台式 (图 1-3-5)

① 图中 b 由下式确定：

$$b = 0.035 \frac{PE}{\sigma^2 d} (\text{m})$$

式中 P ——平行台上所受的力 (N)；

E ——弹性模量 (Pa)；

σ ——平行台允许的挤压应力 (Pa)；

d ——轴颈直径 (m)。

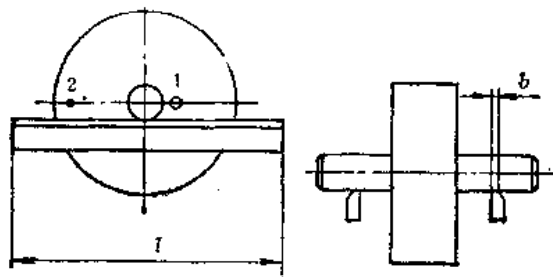


图1-3-5 平行台式静平衡装置

② 图中 $l = (2 \sim 2.5) \pi d$ 。

③ 平衡质量的重力为 10⁵N (圆柱截面导轨的平衡质量一般 < 400N)。

④ 平衡方法：先找出重心 1 在圆周上的位置，可以采用在相对的位置 2 上加上平衡重块，或是在相同位置上钻去零件一部分重量。加重或去重尽量在零件的最大直径处进行补偿，直至零件在低速转动时不会反转。

⑤ 平衡精度。

$$M_0 = W e_0$$

式中 W ——零件重力(N);

e_0 ——可达到的最小重心偏心量 (mm)。

⑥ 平行台式平衡装置可达到的最小重心偏心量:

零件种类	e_0 (μm)
轻型零件	10
中型零件	30
重型零件	80

2) 滚动轴承式 (图1-3-6)

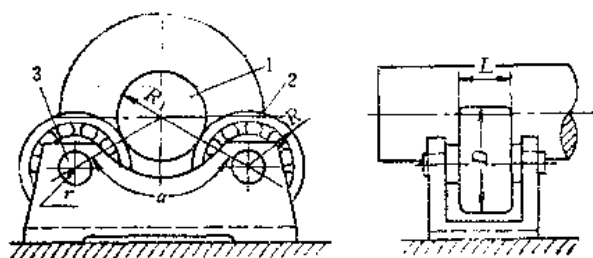


图1-3-6 滚动轴承式静平衡装置

1—零件轴颈 2—轴承 3—心轴

① 滚动轴承尺寸对平衡零件的重力关系:

零件重力(N)	轴承外径D(mm)	轴承宽度L(mm)
<2000	100	40
<15000	150	70
<100000	250	250

② 平衡质量的重力最大可达 10^5 N。

③ 平衡方法，同平行台式。

④ 平衡精度:

$$M_0 = \frac{W(\mu R + \mu_1 R_1 r)}{R \cos \alpha} (N \cdot m)$$

式中 R_1 ——零件的轴颈半径;

R ——滚动轴承外环半径;

r ——滚动轴承内孔半径(m);

μ ——滚动摩擦系数 (0.01~0.05);

μ_1 ——滚动轴承摩擦系数 (0.001~0.005);

W ——零件重力(N);

α ——零件中心和两滚柱中心连线所形成的夹角。

3) 圆盘式 (图1-3-7)

① 平衡质量的重力<1000 N。

② 平衡方法同平行台式。

③ 平衡精度: 计算公式同滚动轴承式, 由于

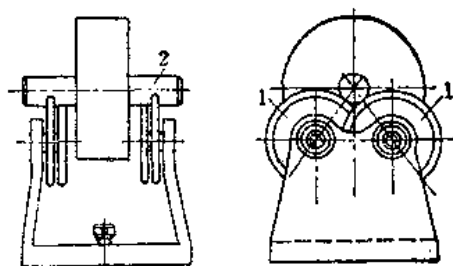


图1-3-7 圆盘式静平衡装置

1—圆盘 2—心轴颈

圆盘式平衡装置把圆盘互相靠近, 使 α 减小至 $15^\circ \sim 20^\circ$, 同时加大圆盘半径 R , 减小滚动轴承内孔($2r$)。这样可以提高平衡精度1~2倍。

4) 单盘式 (图1-3-8)

① 平衡质量的重力<1000 N。

② 平衡方法同平行台式。

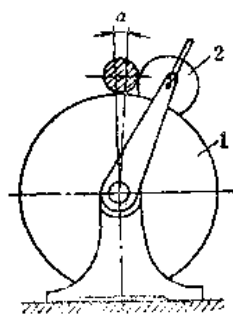


图1-3-8 单盘式静平衡装置

1—主圆盘 2—辅助圆盘

③ 平衡精度: 单盘平衡装置在圆盘平衡机的基础上进一步改进。其平衡精度计算公式同滚动轴承式, 由于 α 角极小, 圆盘直径加大, 其平衡精度可以再提高20%左右。

5) 天平式 (图1-3-9)

① 平衡质量的重力<1000 N。

② 平衡方法: 将要平衡的零件3的芯轴4放在两端V形块上, V形块固定在平衡杆1上, 使平衡杆-零件系统的重心比平衡杆的摆动中心低 h , 载重8上下移动可以改变这系统的重心低度 h (即平衡灵敏度)。零件放上后, 观察指针14, 如指针有偏移时, 转动零件直到指针指在零线上。然后, 利用指针5定出零件垂直轴线, 并利用指针16定出零件转过 90° , 以移动载重11来平衡零件的不平衡度, 使指针重新指在零线上。这样可以由标尺刻度确定不平衡力矩。

③ 平衡精度:

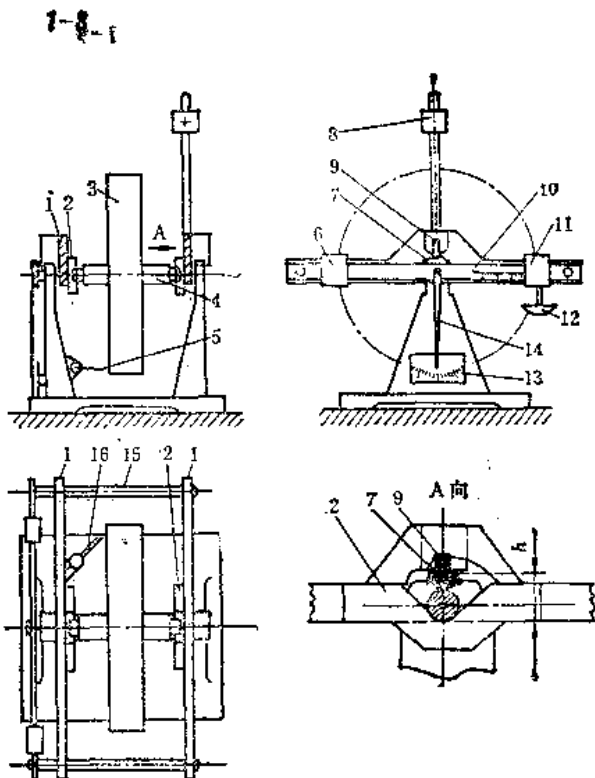


图1-3-9 天平式静平衡装置

- 1—平衡杆 2—V形块 3—平衡零件 4—心轴
5—指针 6—可动挂重 7—淬硬托块 8—载重
9—淬硬棱柱 10—标尺 11—移动挂重 12—盘
13—刻度盘 14—指针 15—拉杆 16—指针

$$M_0 = W e_0 (\text{N} \cdot \text{m})$$

④ 天平式平衡装置可达到的最小重心偏心率:

零件种类	e_0 (μm)
轻型零件	5
中型零件	10

2. 动平衡

当质量不平衡零件的 b/D 值超过图 1-3-3 所列限度时,应经过动平衡。

零件旋转时,由于产生了离心力 P 的力偶,造成零件的动不平衡(图1-3-10),这种不平衡现象可以通过增加力偶 P_1 加以平衡。平衡平面的选择,以零件结构上是否可以去除部分材料,或增加载重的方便性决定。

(1) 零件许用不平衡度的确定 机床零件动不平衡度的允许值要根据机床加工精度的要求、加工粗糙度的要求、零件的工作转速以及零件的刚度等因素而确定。

零件许用动不平衡度,一般由零件在动平衡机

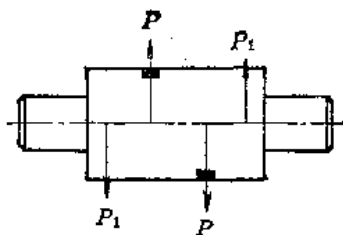


图1-3-10 动不平衡及其平衡原理

的二支承装置上,在其运转振动时的两极端位置的距离(即振程,等于振幅的二倍)的大小来衡量。也有以零件在动平衡机二支承平面上的不平衡力的力矩来衡量。

在选用动平衡机及确定零件的许用动不平衡度时,可参考表1-3-2。

(2) 动平衡设备

1) 弹性支承平衡机(图1-3-11)

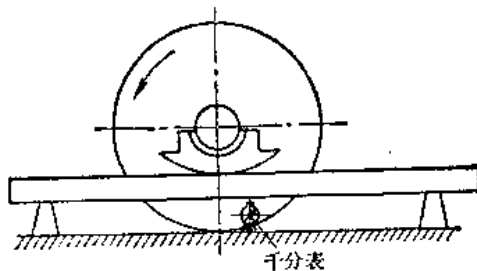


图1-3-11 弹性支承平衡机

① 平衡方法:先带动零件转动,使之超过零件发生共振的速度,然后停止拖动并测量其中一个支梁的最大振幅。其后选用平衡载重,通过试验与调整,直至该支梁的振摆在规定的允许范围以内。

接着再按同样的程序平衡另一支梁的振幅,如果两支梁停止共振或振动的振幅在规定的允许值的范围以内时,动平衡工作就完成。

② 平衡的精度为 $3 \sim 10 \mu\text{m}$ 振程。

2) 摆式平衡机(图1-3-12)

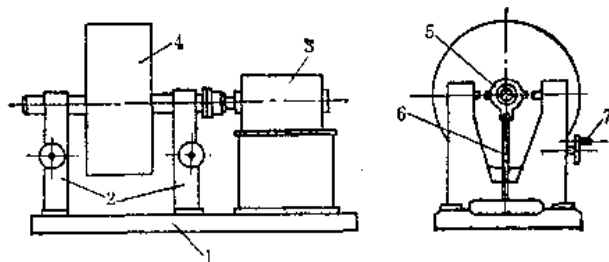


图1-3-12 摆式平衡机

- 1—底座 2—弹性支承支座 3—驱动装置 4—待平衡零件 5—滑动轴承 6—弹簧片 7—锁紧手轮

表1-3-2 动平衡精度表

动平衡等级	平衡零件转速 (r/min)	许用不平衡度: 振程 (μm)	平衡零件支承用的轴承应有精度		应 用 对 象	备 注
			径向跳动 (μm)	精度等级		
I	3000	0.5	2~3	C级滚动轴承	平面磨床装入式磨头主轴	(1) 本表参照国内一部分机床厂的工厂规格及电动机厂的电动机验收标准制订以供参考 (2) 平衡零件支承用的轴承为滑动轴承时, 只要求径向跳动达到左列要求 (3) 装在平衡零件上的齿轮、皮带轮最好能一起进行平衡
	1500	1	5~7	D级滚动轴承		
II	3000	2	5~7	D级滚动轴承	(1) 螺旋磨床砂轮架及头架的传动电动机 (2) 齿轮磨床砂轮架的传动电机 (3) 分离传动的平面磨床磨头电机 (4) 导轨磨床、内圆磨床磨头电机	
	1500	4	7~10	E级滚动轴承		
III	3000	3	10~15	G级滚动轴承	(1) 外圆磨床砂轮架及头架传动电动机 (2) 大型平面磨床的油泵电机	
	1500	10	10~15			
IV	3000	20	10~15	G级滚动轴承	(1) 一般磨床的油泵电机 (2) 精密车床法兰装配式车头电动机	
	1500	35	15~20			

① 平衡质量的重力 $<10^6\text{N}$ 。

② 平衡方法: 平衡工作是在分别轮流锁紧两个轴承的情况下进行, 不平衡的角度位置可以用机械或电气的指示器找出。通过所加的试验配重 G_1 及其振程的测量, 可以从下式确定平衡载重或应去材料的重量 G 。

$$G = G_1 \frac{S}{S_1}$$

式中 S ——没有装上试验配重时的共振振程;

S_1 ——装上试验配重时的共振振程。

③ 平衡的精度为 $3 \sim 6\mu\text{m}$ 振程。

3) 框架式平衡机 (图1-3-13)

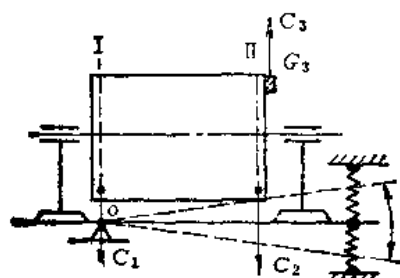


图1-3-13 框架式平衡机的原理

① 平衡质量的重力 $<1000\text{N}$ 。

② 平衡方法: 零件在框架上的轴承中转动, 框架和零件又围绕平面I上的轴线O振动, 因而平面I上的不平衡离心力 C_1 对框架的振动没有影响。零件只受平面II上力 C_2 的影响。在平面I上加上平衡载重 G_2 抵消平面I上的不平衡, 然后将零件反身

装, 再在I面上平衡 C_1 的离心力, 平衡工作就结束了。

框架式平衡机的不平衡度及其相位的测定有以下几种方法:

a. 光学法 (图1-3-14) 光源1发出的光线顺次经过与零件一起转动的转盘2上的两个孔3 (分别嵌入红黄两块玻璃), 由振动着的镜子5反射到毛玻璃4上, 形成两条颜色不同的反光。可以转动圆盘与零件的相对位置而获得光屏上两颜色不同的反光重合而得出平衡配重的位置。

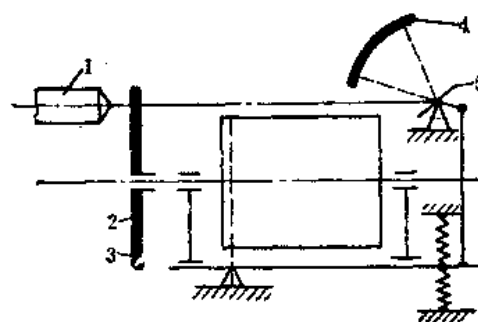


图1-3-14 光学法原理图

1—光源 2—转盘 3—孔 4—毛玻璃 5—反光镜

b. 电磁法 (图1-3-15) 零件4由电动机1带动, 零件的不平衡离心力所造成的振程由机械振幅计或光学振幅计5来计量。6为平衡架上的支承弹簧。在电动机的传动轴上装有三个与电路相通的集电环3, 其中两个各半个环是导电的, 而且装得使在半转时间内两电磁铁7中一个接通直流电路,

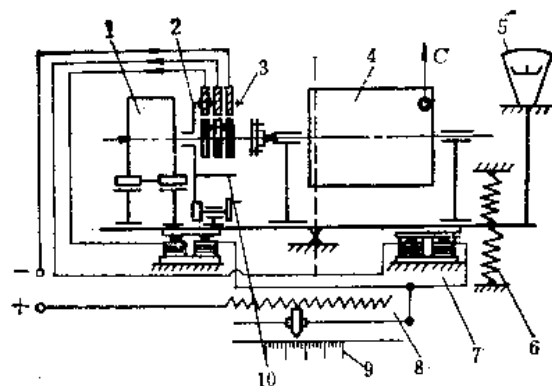


图1-3-15 电磁法原理图

- 1—电动机 2—刷座 3—集电环 4—零件 5—扳柄
6—支承弹簧 7—电磁铁 8—变阻器 9—刻度
10—位置调整及指示装置

同时另一个脱开。装置10用来将刷座2安放在这样一个位置上，使电磁力和零件的不平衡力C的方向相反（相位角 180° ）。如果两力相等，则框架停止振动。平衡机的电磁铁吸力由变阻器8来调节，变阻器上刻度9可以指出不平衡力矩值。装置10上的位置可以指出平衡配重的位置。

c. 机械法（图1-3-16） 零件由挠性联接器1带动，框架2由两架子4上的杆3支承并由弹簧11加以承托，轴5与要平衡的零件同步转动，经由一对螺旋齿轮带动花键轴6，轴6上装有一定不平衡度的圆盘7。沿花键轴移动圆盘可以使杆3受到圆盘7的离心力增加或减少。圆盘所引起的离心力的相位，可以通过移动交错轴齿轮副8（沿轴6）来调整使与零件所引起的离心力相反。这样可以从标尺9上确定不平衡度，可以根据盘10上标出不平衡度的位置。

4) 电子动平衡机（图1-3-17、1-3-18）

① 平衡质量的重量 $<5000\text{N}$ 。

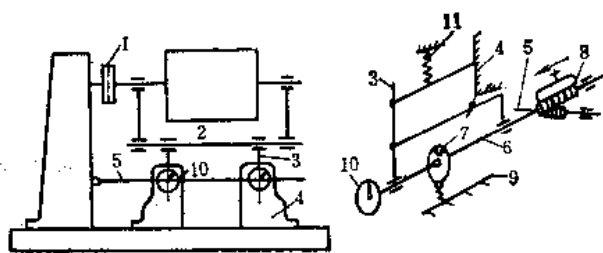


图1-3-16 机械法原理图

- 1—联接器 2—框架 3—杆 4—架子 5—轴
6—轴 7—圆盘 8—交错轴齿轮副 9—标尺
10—盘 11—弹簧

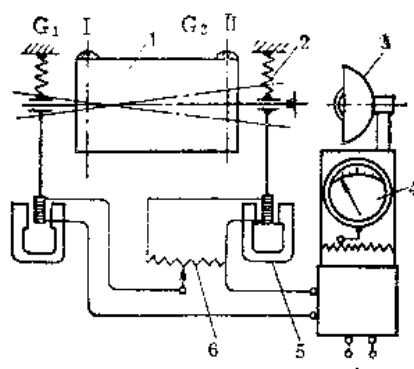


图1-3-17 电子动平衡机

- 1—被测零件 2—弹性支架 3—闪光灯 4—不平衡量指示仪器 5—线圈 6—开关

② 平衡方法：被测零件1由两个半圆轴承支承，零件上的轴肩靠在半圆轴承端面上防止零件轴向窜动。被测零件由丝织皮带在共振的条件下直接带动它的圆柱部分旋转（转速必须在1000至2000r/min之间，由更换电动机上皮带轮直接获得）。平衡机的左右两轴承弹性支架2，由于动不平衡引起的力矩造成支架在水平方向来回摆动。固定在支架上的钢丝以及钢丝另一端相连的线圈5也同样来回摆动，使线圈在磁场内切割磁力线而产生脉冲电压，经放大后，一方面在仪器4上指示出不平衡量的大小，另一方面使闪光灯3同步发出闪光，在被测的旋转体上显示出重心偏移的位置，预先在被测零件圆周上写出若干等分的数字，如不平衡量在“9”位置，则闪光灯经常照住这个“9”字。平衡机与左右摇架相连接的两个电路，可以按需要

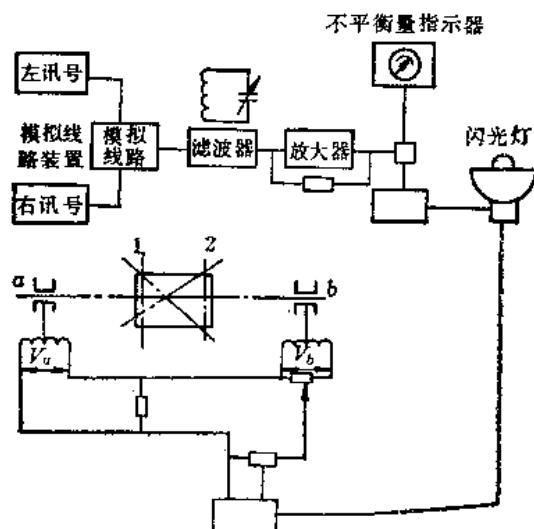


图1-3-18 动平衡机方框图

左右开关6个别接通，每个电路上指出的不平衡量不受另一个平面上不平衡量的影响。

5) 动平衡仪 (图1-3-19、1-3-20) 旋转组件以动平衡机测试并消除其动不平衡，由于动平衡机的测试方法与旋转组件的工作状态不完全相同，加上装配误差 (如不同轴度误差、轴承的误差等) 会造成新的动不平衡。为此，对于高精度和高转速的旋转组件必须进行整机平衡。HYQ022A 整机动平衡仪同样由感应器、电子仪器及闪光灯组成。被测旋转体由动不平衡引起的机械振动，由传感器接收转换为电讯号由电表指示出动不平衡量，由闪光灯指出不平衡的位置，其工作原理见方框图 (图1-3-20)。

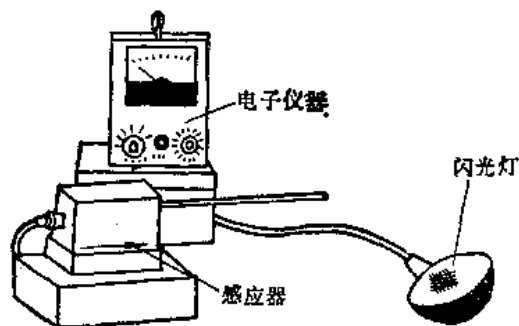


图1-3-19 HYQ022A 整机动平衡仪

(三) 固定联接件的装配

1. 螺纹联接的装配

螺纹联接是一种可拆的固定连接。在装配时，被联接件的接触面、螺母支承面等处均应保持平

整、清洁。装配的螺钉 (栓) 应涂润滑剂 (机械油、二硫化钼或石墨粉等) 防锈，便于拆卸。

(1) 螺纹的拧紧力矩 承受工作负荷的联接螺钉，在装配时应达到规定的拧紧力矩，以满足规定的预紧力要求。常用螺钉的拧紧力矩见表1-3-3。

表1-3-3 常用螺钉的
最大拧紧力矩 (N·m)

螺纹规格	材料	干燥平垫圈	干燥无垫圈	干燥平垫圈弹簧垫圈	润滑平垫圈	润滑无垫圈	润滑平垫圈弹簧垫圈
M 6 G 3		11.0	12.4	12.1	12.25	12.95	13.17
M 8 G 3		27.91	28.36	28.83	30.99	28.75	31.35
M10 G 3		53.24	62.48	55.41	62.50	64.56	57.18
M12 G 3		90.48	88.91	97.9	97.91	110.23	105
M14 G 3		177.7	197.7	201.4			
M16 G 3		283	350	325			
M18 G 3		462					
M20 G 3		682					
M22 G 3		1124					
M24 G 3		1240					
M 6 35		14.98	15.61	15.54	15.26	15.92	15.25
M 8 35		27.14	30.23	32.43	29.39	29.81	30.83
M10 35		72.19	76.89	79.22	71.12	71.51	71.02
M12 35		124	124.1	124.8	126.2	145.5	133.4
M14 35		183.2	276.7	243.6	233	270.3	253.9
M16 35		397.1					
M20 35		707					
M22 35		1157					
M24 35		1520					

注：表中所列的数据为最大值。

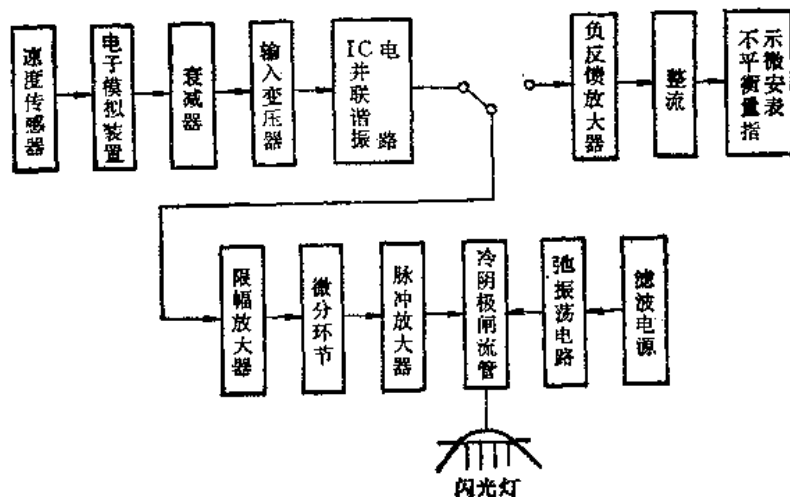


图1-3-20 HYQ022A 整机动平衡仪方框图

(2) 螺纹的防松 螺纹联接在有振动的工作条件，为了防止螺钉和螺母回松，必须采取防松的保险装置。

螺纹联接的防松措施有以下几种：

1) 双螺母 (图1-3-21) 在螺母装配后达到规定的拧紧力矩后，将另一只薄型螺母拧入。拧紧薄型螺母时，必须同时用两只扳手将薄型螺母与螺母相对地拧紧到一定的限度。

2) 开口销 (图1-3-22) 螺母应在拧到规定的力矩公差范围

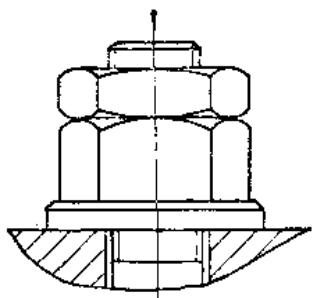


图1-3-21 用双螺母防止螺纹回松

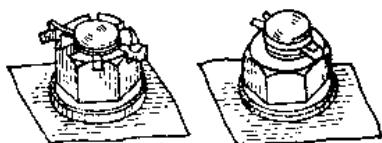


图1-3-22 用开口销防止螺纹回松

内槽对准销孔。开口销插入后, 应将开口销弯向螺母一端并垂直紧贴于螺母的六角对边。

3) 弹簧垫圈 (图1-3-23) 只用于外螺纹联接, 弹簧垫圈两端在轴向所扳开的距离应不小于弹簧垫圈厚度的一半。拧紧以后, 弹簧垫圈的四周应贴合在螺母端面及零件的支承面。这种防松装置应用较普遍。

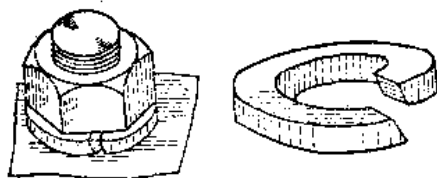
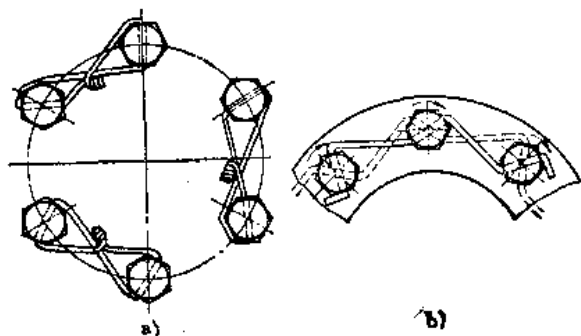


图1-3-23 用弹簧垫圈防止螺纹回松

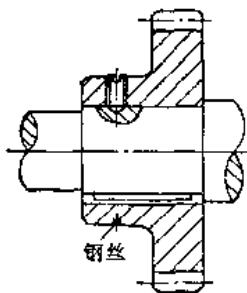
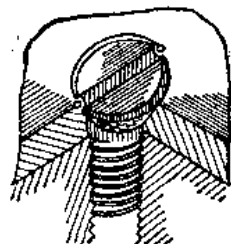
4) 钢丝锁紧 (图1-3-24) 对成对的或成组的螺钉或螺母, 可以用钢丝穿过螺钉头互相绑住以防止回松。用钢丝绑的时候, 钢丝绕转的方向必须

图1-3-24 用钢丝锁紧防止螺纹回松
a) 成对的 b) 成组的

与螺纹旋紧方向相同。

对于紧定螺钉 (图1-3-25), 可以在圆周上绕一周钢丝, 并使钢丝嵌入紧定螺钉的起子槽内, 防止转动松出。

5) 点铆 (图1-3-26) 用点铆方法防止螺钉的回松, 这种方法用于不经常拆卸的沉头螺钉上。

图1-3-25 用钢丝防止紧
定螺钉回松图1-3-26 用点铆防
止螺纹回松

6) 保险垫圈 开槽圆螺母是以止退垫圈 (图1-3-27 a) 来防止螺母的回松。圆螺母拧到一定紧度后, 必须将螺母中最接近止退垫圈上的翅片的槽, 使其对准, 并将翅片弯入槽内。图1-3-27 b 中的保险垫片在弯起时应紧贴螺母六角对边, 不可贴在角上。

7) 镀铜螺栓 在螺栓的螺纹上镀以厚度为 $0.005 \sim 0.01 \text{ mm}$ 的铜层, 使用时只要直接拧紧即可防松。

(3) 螺纹的防漏 工业和机床上的管道螺纹和耐腐蚀阀门上的密封 (生活用水管道除外) 一般采用麻丝白漆作螺纹的防漏密封。而纯聚四氟乙烯无油生料带由于其防腐、密封效果好, 可在 $-180 \sim 250^\circ \text{C}$ 的温度范围内使用, 以及使用方便等优点, 已广泛在工厂中应用。

(4) 螺栓的加热装配 对锻压机床一类立柱上的大型螺栓, 其达到预紧力的方法是使螺栓产生拉伸变形 (或缩短), 在修理工作中经常采用的是加热法。由于螺栓在热态下其伸长值较难测量, 一般以控制螺纹的旋紧角来掌握其伸长值。其方法如下:

1) 将螺母在室温状态下拧紧, 并在螺栓与螺母上划一重合线 (I 线), 见图1-3-28 a。

2) 按计算所得的伸长值折算到螺母的热紧旋转角 β (或弧长), 在螺栓原 I 线的位置上转过热紧旋转角 β 另划一线 (II 线), 见图1-3-28 b。

3) 同时加热对角的两根螺栓使其伸长(对被加热段邻近的零部件应按具体情况,采取适当隔热或保护措施),逐步将螺母再拧入,直至螺母上的Ⅰ线与螺栓上的Ⅱ线相重合为止,见图1-3-28c。

① 螺栓的加热方法 可用工频电加热或火焰加热。如采用火焰加热时,被加热螺栓的加热段与螺纹部分的距离不小于150mm。

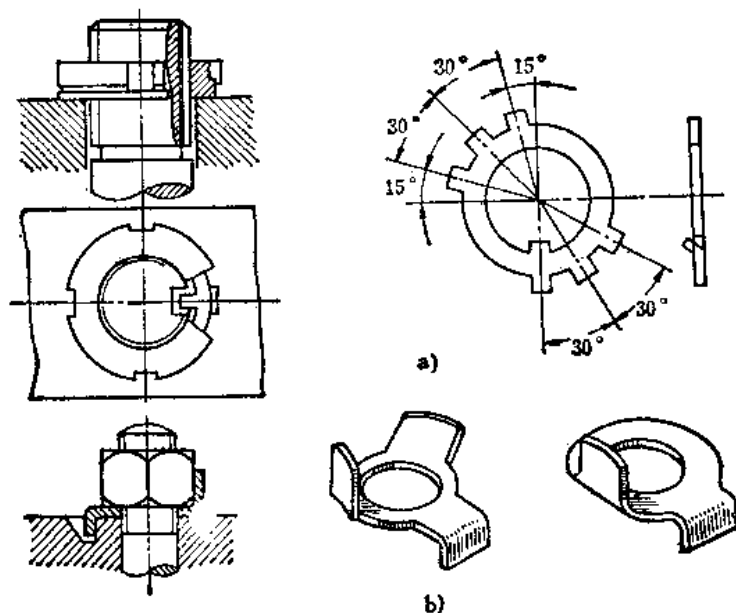


图1-3-27 用保险垫圈防止螺纹回松
a) 止退垫圈 b) 保险垫片

② 螺栓伸长值 Δl 的计算

$$\Delta l = \frac{Pl}{EF}$$

式中 P ——规定的螺栓轴向预紧力(N);
 l ——螺栓的计算长度(m);
 F ——螺栓的最小断面(m²);
 E ——钢的弹性模量(Pa)。

③ 热紧旋转角 β 的计算

$$\beta = \frac{\Delta l}{P} \times 360^\circ$$

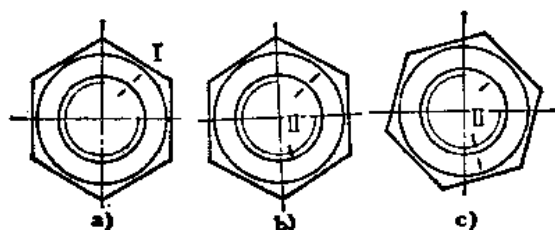


图1-3-28 以热紧旋转角控制伸长值的办法

式中 P ——螺栓螺纹部分的螺距(mm)。

④ 加热温度 T 的计算:

$$T = \frac{\Delta l}{\alpha l_1} + t$$

式中 α ——钢的线膨胀系数;

l_1 ——螺栓光杆部分的长度(mm);

t ——环境温度(°C)。

加热温度最高不得超过400°C。

(5) 多螺钉(或螺母)联接

的压紧次序 方形或圆形端盖在多螺钉连接的情况下,螺钉的压紧次序必须合理选择,并做到分次逐步旋紧,不然引起端盖倾斜,影响传动零件的准确传动。

1) 长方形布置的多螺钉联接,压紧的次序必须从中央开始,逐步向两边对称地扩展进行(图1-3-29)。

2) 方形及圆形布置的多螺钉联接,必须对称地进行(图1-3-30及图1-3-31)。

2. 键、销联接装配

(1) 平键的装配 在装配时,它与轴上键槽的两侧面的配合必须带有一定的过盈量。这样,在传动中反向时不致产生松动。在修理

工作中,键与键槽的配合往往已有间隙产生了松动。对于已松动的键联接,在修理时,必须先修整轴与轮毂上的键槽,使其宽度一致,并更换新键。键可以先刨成长条形,其宽度留有放磨量,装配时在平磨上单配键宽。在键与槽的配合至精度要求后,根据其长度锯下,修锉圆头。键在安装于轴的键槽内时,必须与槽底接触。

(2) 花键的装配 花键连接多数为滑动配合,花键孔一般是由拉刀加工,花键轴是由滚或铣加工,因此轴与孔的配合比较准确。在装配时必须对轴与孔上的锐边和毛刺加以清理,以免产生拉毛、咬住现象。然后用普鲁士蓝油着色检查并修轴与孔的配合,直至花键孔能在轴上能自由滑动为止。

(3) 圆柱销联接的装配 圆柱销联接一般使

① 螺栓的预紧应力 σ_1 一般为

$$\sigma_1 = (0.5 \sim 0.7) \sigma_s$$

式中: σ_s ——材料的屈服极限。

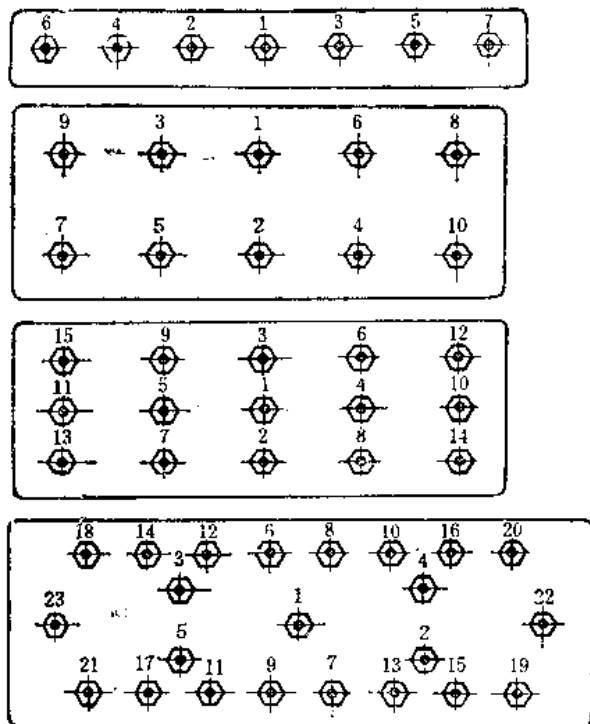
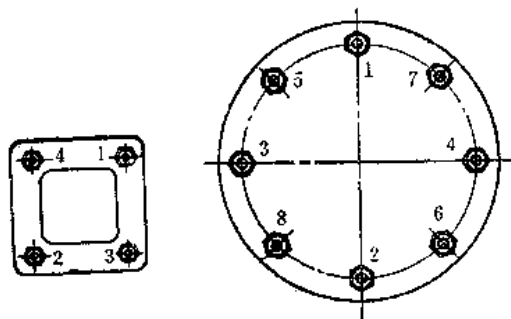


图1-3-29 长方形布置的多螺钉连接的压紧次序

图1-3-30 方形布置的多螺钉
联接的压紧次序图1-3-31 圆形布置的
多螺钉联接的压紧次序

用在中分面的定位与在加工工序中作定位用。圆柱销的配合要求过盈，经拆卸后而失去过盈时必须重新钻铰尺寸大一级的销孔并重配圆柱销。

(4) 锥销联接的装配 锥销使用于两个联接零件在装配时或修理后，找正其相对位置精度后定位用。它的优点是：装拆方便，可以装拆几次而不致损坏连接质量。

锥销锥度为1:50，具有自锁作用，可保证联接件的定位精度。锥销的定位精度决定于锥孔与锥销的接触精度，锥销是标准件，因此定位精度主要决定于锥孔的精度。锥孔的接触精度可以用1:50锥度

塞规进行着色检查，接触面要求大于60%并要求均匀分布，上下两连接件都应均匀接触。对高精度机床的部件其锥度接触率应大于80%。锥度塞规的各部尺寸见表1-3-4。

3. 过盈配合的装配

图1-3-32所示的三联斜齿轮，其左右两个齿轮与中间齿轮是无键过盈配合。过盈配合可以从“公差与配合”中选取，也可以从下列公式中计算。

先算出零件接触面上的压应力 p ：

$$p = \frac{2M_k}{f\pi d^2 l} \text{ (Pa)}$$

式中 M_k ——传递最大的力矩 (N·m)；

f ——零件接触面间的静摩擦系数，一般取0.15；

d ——配合表面的名义直径 (m)；

l ——配合长度 (m)。

计算过盈量 U ：

$$U = \frac{pd \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)}{10^{-8}} \text{ (}\mu\text{m)}$$

式中 E_1 、 E_2 ——分别为被围件和包围件材料的弹性模量 Pa；

C_1 、 C_2 ——分别为被围件和包围件的刚性系数；

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1$$

$$C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2$$

式中 μ_1 、 μ_2 ——被围件和包围件材料的泊松比，对钢为0.3，铸铁为0.25；

d_1 ——被围件轴的内孔直径 (mm)；

d_2 ——包围件的外径 (mm)。

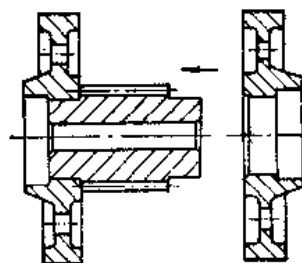


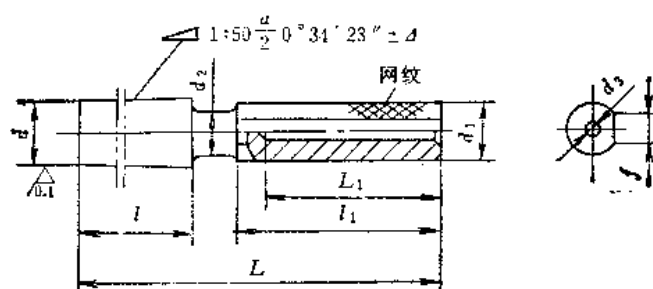
图1-3-32 过盈配合的传动齿轮

当轴实心时， $d_1 = 0$ 则 $C_1 = 1 + \mu_1$ 。

在已知 $\frac{d_1}{d}$ 或 $\frac{d}{d_2}$ 时，可按表1-3-5查出 C_1 及 C_2 。

表1-3-4 1:50锥度塞规

(mm)



d	8	10	13	16	20	25
	+0.01 0		+0.013 0		+0.015 0	
d ₁	7	10	12	15	18	20
d ₂	8	8	10	13	16	18
d ₃	—	—	—	—	8	10
f	5	—	7	—	10	—
l ₁	40	—	50	—	60	—
l ₂	—	—	—	—	55	—
Δ	4″	—	3″	—	2″	—
l	L					
40- ⁰ _{-0.4}	90	90	100	100	—	—
60- ⁰ _{-0.4}	110	110	120	120	130	130
80- ⁰ _{-0.4}	130	130	140	140	150	150
100- ⁰ _{-0.5}	—	150	160	160	170	170
120- ⁰ _{-0.5}	—	—	180	180	190	190
150- ⁰ _{-0.5}	—	—	—	210	220	220
200- ⁰ _{-0.5}	—	—	—	—	270	270

表1-3-5 刚性系数C₁及C₂表

$\frac{d_1}{d}$ 或 $\frac{d}{d_2}$	C ₁	C ₂
0 (即 d = 0)	0.70	—
0.1	0.72	1.32
0.2	0.78	1.38
0.3	0.89	1.49
0.4	1.08	1.68
0.5	1.37	1.97
0.6	1.83	2.43
0.7	2.62	3.22
0.8	4.25	4.85
0.9	9.23	9.83

由于零件接触表面的不平,在采用压合装配时表面不平处要被挤平,致使过盈量减小,因此实际过盈量 $U_{\text{实际}}$ 应大于计算过盈量 U 。

$$\text{实际过盈量 } U_{\text{实际}} = U + 2u (\mu\text{m})$$

其中 $2u = 1.2(H_{1\text{max}} + H_{2\text{max}})$

式中 $H_{1\text{max}}, H_{2\text{max}}$ ——被围件和包围件表面最大粗糙度,其值列于表1-3-6。

表1-3-6 最大粗糙度 H_{max} 表 (μm)

加工方法	H_{max}
车削	—
粗车	$R_a 12.5 \sim 50$
中车	$R_a 6.3 \sim 12.5$
精车	$R_a 1.6 \sim 6.3$
钻削	—
钻、铰一次	$R_a 12.5 \sim 25$
精钻、铰一次	$R_a 6.3 \sim 12.5$
精钻、铰二次	$R_a 1.6 \sim 6.3$
磨削	—
粗磨	$R_a 12.5 \sim 50$
中磨	$R_a 6.3 \sim 12.5$
精磨	$R_a 3.2 \sim 6.3$
超精加工	$R_a 0.8 \sim 3.2$
挤光	$R_a 1.6 \sim 3.2$

(1) 过盈配合的压合装配 过盈配合一般可采用压床进行压合装配,如过盈量很大则需采用热胀法或冷缩法进行装配。

1) 过盈配合压合时所需压力 P 的计算,

表1-3-7 压入与压出时的摩擦系数

压合连接件材料、热处理硬度及其加工粗糙度						摩擦系数		
包围件			被围件			压入	静压出	动压出
材料	硬度(HBS)	加工方法及粗糙度(μm)	材料	硬度(HBS)	加工方法及粗糙度(μm)	($f_{\text{压入}}$)	($f_{\text{静压出}}$)	($f_{\text{动压出}}$)
40钢	229	磨削1.75~2.0	45钢	187	磨削1.5~1.75	0.1	0.12	0.15
40钢	229	磨削1.75~2.0	45钢	RC52	磨削1.5~1.75	0.15	0.12	0.20
45钢	187	研磨0.1	45钢	187	磨削1.5~1.75	0.10	0.12	0.20
45钢	187	研磨0.1	45钢	RC52	磨削1.5~1.75	0.15	0.12	0.30

$$P = f_{\text{压入}} \pi d l p (\text{N})$$

式中 $f_{\text{压入}}$ ——压合时摩擦系数(见表1-3-7);

d ——配合表面的名义直径(mm);

l ——配合长度(mm);

p ——零件接触面上的压应力(Pa)。

P 值可按过盈量确定:

$$P = \frac{10^{-3} U}{d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)}$$

压合时的摩擦系数 $f_{\text{压入}}$ 是根据配合零件的材料、热处理、加工方法及其表面粗糙度而异。过盈配合压出时的压出力一般比压合时的压力大10%~15%，压合与压出时的摩擦系数见表1-3-7。

2) 滚动轴承在过盈配合下压入时所需压力 P 的计算:

$$P = \frac{U f E \pi B}{2 N}$$

式中 U ——实际过盈(mm);

f ——配合表面滑动摩擦系数(对有润滑油的配合表面 $f = 0.1 \sim 0.15$);

E ——弹性模量(Pa);

B ——轴承内环宽度(mm);

N ——轴承系列系数(对于轻型轴承 $N = 2.78$; 中型轴承 $N = 2.27$; 重型轴承 $N = 1.96$)。

(2) 热胀或冷缩法(又名温差法)装配 热胀法又称热压配合。采用热胀法时, 过盈连接的过盈量可比压合法大一倍; 而且过盈连接的表面粗糙度不影响它的接合强度。所以在重载零件的接合中, 或当接合中的零件材料具有不同的线胀系数而其部件将受到高温作用时, 往往采用热胀法。在传递转矩及抵抗轴向力时, 热胀法的连接强度比纵向压合连接的强度大两倍, 这是热胀法的显著优点。热胀法在接合后的接合表面仍保持其原有不平度,

故能相互咬住, 而压合法在接合时这种不平度被压平了, 从而减少了有效的过盈值。

冷缩法也具有热胀法的各项优点, 适用于包围件尺寸很大, 而被围件尺寸相对很小的过盈连接。

过盈联接中采用热胀法或是冷缩法, 首先根据其过盈量而确定加热(或冷却)的温度, 计算升温(或降温)温度的公式:

$$T = K \frac{U + \delta}{\beta d}$$

式中 T ——包围件(被围件)必须加热(冷却)的温度($^{\circ}\text{C}$);

K ——考虑零件由加热器(冷却器)取出后至装配完成的时间内热损失系数(热天: $K = 1.1 \sim 1.5$, 冷天 $K = 1.15 \sim 1.2$);

U ——室温下实际过盈量(mm);

δ ——保证自由装配所需的最小间隙(mm);

β ——加热件(冷却件)的线膨胀系数;

d ——配合表面名义直径(mm)。

图1-3-33所示T68卧式镗床空心主轴中三只薄型钢套, 采用冷缩法装配较好。其步骤如下:

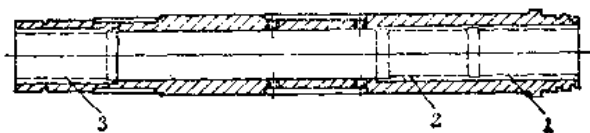


图1-3-33 T68镗床空心主轴

1) 将经过淬硬的钢套1、2及3外圆磨至与空心主轴内孔保持0.03~0.05mm的过盈量。

2) 将钢套放入工业冰箱中冷却至零下40~50 $^{\circ}\text{C}$ 。

3) 将空心主轴垂直放置并固定好, 用石棉布将钢套自冰箱中取出, 去除结在钢套外面的霜, 先

测一下尺寸,然后放入空心主轴孔内。为了避免在装配过程中发生困难,要事先准备好直径比空心主轴孔略小,长度比钢套略长的铜套。当钢套放入孔内下不去的时候,迅速垫上铜套,用锤击铜套,将钢套装入孔内。

4) 由于空心主轴中要装入三只钢套1、2、3,而钢套2为前端两个套中里面的一个,所以三只钢套的装配次序是2、3、1。此外,为了防止空心主轴受冰冷过的钢套的影响,在每装好一只钢套后须等上20~30min,待空心主轴恢复至室温后,翻转180°再进行第二只钢套的装配。

采用冷缩法而无低温冰箱时,可自制简易降温装置,用一大木箱中间存放小铁桶,其间以干黄砂隔绝,小铁桶内放酒精。使用时,将冷缩零件放入铁桶内,以消防用二氧化碳气体冲之,使其达到降温冷缩的要求。

(四) 滚动轴承的装配与调整

在滚动轴承的装配与调整中,合理地选择装配方法和公差配合,对于旋转轴在轴承中运转时具有最大的稳定性、最小的发热量和噪声,从而延长轴承使用寿命,具有密切的关系。

下面对机床(特别是主轴结构)常用的几种滚动轴承的装配与调整分别予以介绍。

1. 向心轴承(成对安装角接触球轴承)

(1) 安装布置方式 这种轴承一般有三种不同布置方式:背对背式布置(即宽边相对),如图1-3-34;面对面式布置(即狭边相对),如图1-3-35;同向排列布置(即并列),如图1-3-36。它们可以成对紧靠在一起,也可以用垫圈或套筒隔开,某些设计的布置按主轴的要求把三个以上轴承排列在一起。高速主轴(如内圆磨具)大都采用单个轴承,并常用弹簧来实现预加负荷。

1) 背对背式布置。轴承的接触角线沿着回转轴线方向扩散,因此增加了径向和轴向刚性,抗变

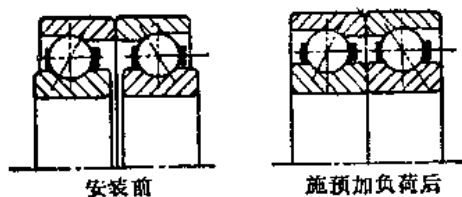


图1-3-34 背对背式布置

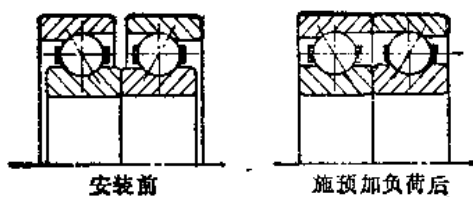


图1-3-35 面对面式布置

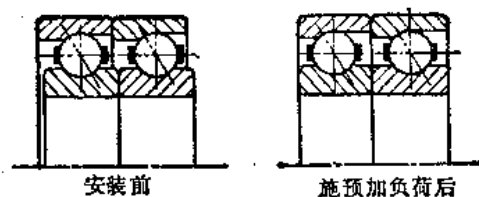


图1-3-36 同向排列布置

形能力最大。

2) 面对面式布置。轴承的接触角朝回转轴线方向收敛,同时轴承内环伸出外环,当两轴承的外环压紧到一起时,外环间的原始间隙开始消除。

3) 同向排列布置。两个预加负荷的滚珠轴承可分担着工作载荷。这样的布置方式使轴承接触角同向而且平行,但为了保证安装的轴向稳定性,必须在轴两端对放各两个同向排列轴承。

(2) 主轴轴承的安装布置:

1) 图1-3-37所示主轴轴承以面对面方式安装,工作时主轴由于温升作径向和轴向膨胀,但由于内环比外环伸长快,这样膨胀的结果对轴承内环产生额外的轴向负荷,亦即增加了预加负荷。

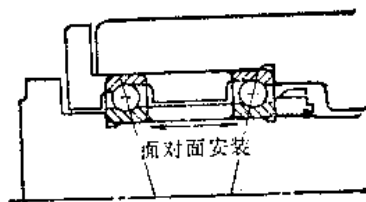


图1-3-37 面对面安装的主轴结构

2) 图1-3-38所示背对背安装的主轴轴承。当轴承内环的垫圈轴向伸长时,减少了原先调整好的预加负荷量。

3) 图1-3-39所示是两对轴承作背对背安装,中间两个轴承是面对面的,工作时的温升会使中间两个轴承的预加负荷增大。

4) 图1-3-40的布置方式。工作时主轴由于温

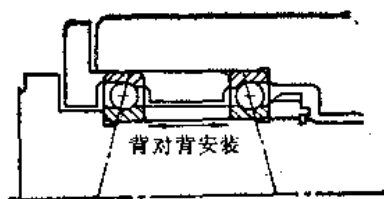


图1-3-38 背对背安装的主轴结构



图1-3-39 成对背对背安装的主轴结构



图1-3-40 成对面对面安装的主轴结构

升作轴向伸长时，就造成外侧的两个轴承上增大了预加负荷，而中间两个轴承减少了预加负荷，甚至产生了间隙。

正确的布置方式如图1-3-41所示，两对“同向”安装的轴承，左端一对轴承的外环轴向是固定的，而右端一对轴承的外环其轴向向右面脱空，左面由弹簧抵住。这样，当主轴伸长时，右端一对轴承可以在套筒里向右移动，因而补偿了主轴的热膨胀，轴承仍保持原有的预加负荷。

(3) 预加负荷 预加负荷的优点是 由于滚珠与滚道在预加负荷下已消除了全部间隙并形成了一定的弹性变形，在外加负载时轴承已具有一定的刚性，而且在外力相反方向安装的轴承不会因外加负载而其滚珠与滚道产生间隙，从而提高了主轴的

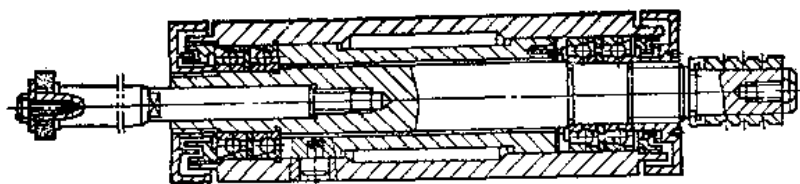


图1-3-41 常用的主轴结构

旋转精度，加强了主轴的刚度并提高了使用寿命。

预加负荷可以通过修磨轴承中一个环的端面或用两个不等厚度的间隔套筒（或称隔圈）放在一对轴承的内外环之间的方法把轴承夹紧在一起，使钢珠与滚道紧密接触，即可使轴承获得内在的预加负荷。预加负荷量要选择适当，图1-3-42所示的轴承预加负荷及其使用寿命的曲线说明了当轴承的装配有0.016mm以上的过盈会使其寿命降低到50%以下。相反，当轴承的间隙超过0.004mm以上时，则轴承的寿命会很显著的下降。轴承预加负荷量的大小，往往是在：力求预期的刚度和减少对轴承不利的预加负荷之间求一个较合理的方案。如果运转速度高，宜选用小的预加负荷量。反之，运转速度低，宜选用较大的预加负荷量。预加负荷量一般要大于或等于工作载荷（最好稍大于工作载荷）。最小预加负荷量 $A_{0\text{最小}}$ 可按下式计算：

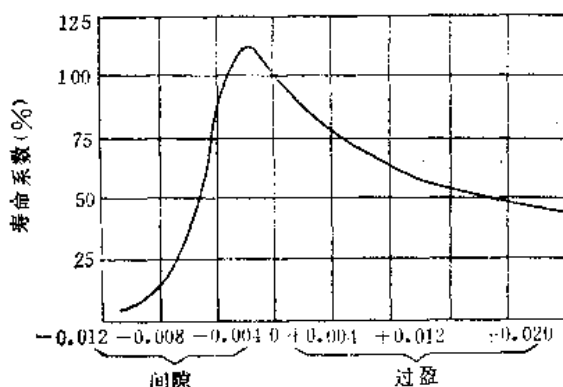


图1-3-42 预加负荷与寿命系数曲线图

$$A_{0\text{最小}} = 1.58 \lg \alpha R \pm 0.5 A (N)$$

式中 R ——作用在轴承上的径向载荷(N)；

A ——作用在轴承上的轴向载荷(N)；

α ——通过滚珠和滚道切点的直线与通过各滚珠中心平面的直线两者之间的夹角（或称计算接触角）；

236000、336000、436000型接触角

$\alpha = 15^\circ$ ；246000、346000、

446000型接触角 $\alpha = 25^\circ$ 。

成对的轴承中每个轴承都按这个公式计算。

式中“+”号用于轴向工作载荷使原有预盈值减少的那一个轴承，“-”号用于轴向

工作载荷使原有预公盈值加大的那一个轴承。两个成对的轴承,其最小预加负荷量 A_0 最小应按两个轴承所求得两个值中的最大值选取。

上式是经验公式,只能作为选择预加负荷的最初数值用。

对于某些作用于主轴上的轴向力很小的机床中,如磨床的内圆磨具、金刚石镗床的车头等。它们轴承的预负荷往往只是一对轴承拉紧到完全消除其内部间隙为止。

调整预加负荷确定两个轴承内外隔圈的厚度差的方法有以下几种(内外隔圈的两平面的平行度要求在 0.002mm 以内):

1) 测量法(图1-3-43) 将轴承放在圆座体上,上压重力等于 A_0 (预加负荷量)。轴承在压重铁的作用下使轴承消除了间隙并使滚珠与滚道产生一定的弹性变形,接着用百分表测量轴承内外环端面的尺寸差。当轴承按“背对背”方式安装布置时,测量二只轴承的 ΔK_1 及 $\Delta K'_1$ 值;“面对面”方式安装布置时,测 ΔK_2 及 $\Delta K'_2$ 值;“同向排列”时,一只轴承测 ΔK_1 值,一只轴承测 ΔK_2 值(同向排列的预加负荷量仅消除两只轴承的全部间隙,使其在装配后两个轴承平均承受工作负荷)。

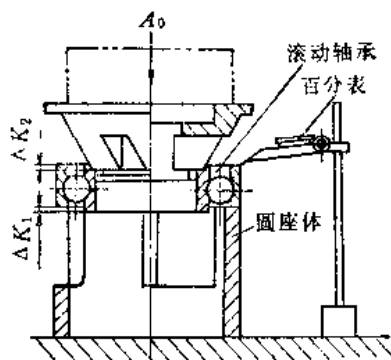


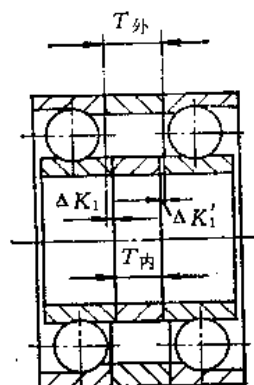
图1-3-43 预加负荷时测量轴承端面差的方法

例如如图1-3-44所示“背对背”安装布置的一对轴承,测得 $\Delta K_1 = +0.07\text{mm}$, $\Delta K'_1 = +0.08\text{mm}$ (每隔 120° 测量一次,求其平均值),如内隔圈的厚度 $T_{\text{内}} = 6.25\text{mm}$,则外隔圈的厚度 $T_{\text{外}} = T_{\text{内}} + (\Delta K_1 + \Delta K'_1) = 6.25 + (0.07 + 0.08) = 6.40(\text{mm})$ 。

又如图1-3-45所示“同向排列”的两只轴承,右轴承测量 $\Delta K_1 = +0.16\text{mm}$,左轴承测量 $\Delta K_2 = -0.12\text{mm}$,如内隔圈厚度 $T_{\text{内}} = 6.25\text{mm}$,则外隔圈的厚度:

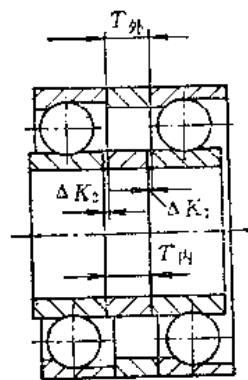
$$T_{\text{外}} = T_{\text{内}} + (\Delta K_1 + \Delta K_2) = 6.25$$

$$+ (0.16 - 0.12) = 6.25 + 0.04 \\ = 6.29(\text{mm})$$



$$T_{\text{外}} = T_{\text{内}} + (\Delta K_1 + \Delta K'_1)$$

图1-3-44 “背对背”安装时的隔圈厚度



$$T_{\text{外}} = T_{\text{内}} + (\Delta K_1 + \Delta K_2)$$

图1-3-45 “同向排列”时的隔圈厚度

2) 感觉法 这种方法不需要任何测量仪器和装备,只凭检修人员的实践经验来确定内外隔圈的厚度差。由于“感觉法”可以获得比较正确的预加负荷,运转后温升较低、使用寿命也较长,因而应用日趋广泛。常用的有下列几种:

① 感觉法之一 将成对两只轴承按其安装的方式(“面对面”、“背对背”或“同向排列”)填好内外隔圈,事先在外隔圈的 120° 三个方向分别钻三个 $\phi 2 \sim \phi 3\text{mm}$ 小孔,轴承上部压上等于预加负荷量的压重。按图1-3-46所示,用 $d \geq \phi 1.5\text{mm}$ 的小棒顺次通过三个小孔触动内隔圈,检查内外隔圈在两轴承端面间的阻力,要求凭手的感觉内外隔圈的阻力相似。如果阻力不一,可以研磨隔圈的端面至要求。

② 感觉法之二(图1-3-47) 左手以两只手指消除两只轴承的全部间隙并加压紧(一般相当于

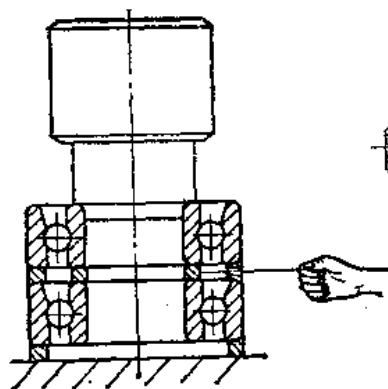


图1-3-46 确定隔圈厚度的感觉法之一

50 N左右的预加负荷量),右手以手指分别拨动内外隔圈,检查其阻力是否相似,如果阻力不一,研磨隔圈至要求。

③ 感觉法之三(图1-3-48) 以双手的大拇指及食指消除两只轴承的全部间隙,另以一只中指伸入轴承内孔拨动原先放偏的内隔圈,来检查其阻力是否与外隔圈相似。

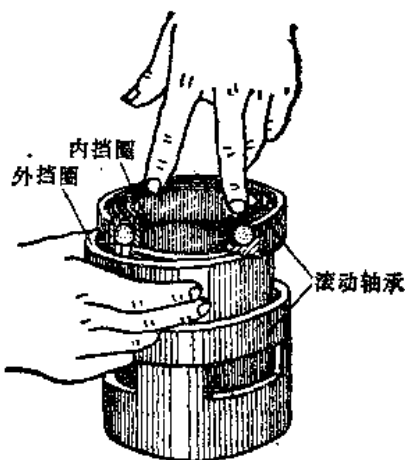


图1-3-47 确定隔圈厚度的感觉法之二

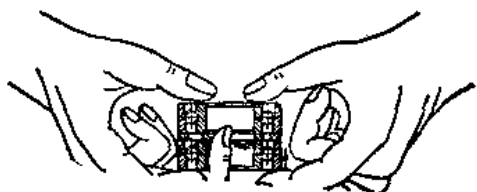


图1-3-48 确定隔圈厚度的感觉法之三

(4) 装配 以图1-3-49所示的 HJX13-25型内圆磨具为例,装配上除了上述预加负荷方法以“同向排列”安装形式配好内外隔圈的厚度外,还

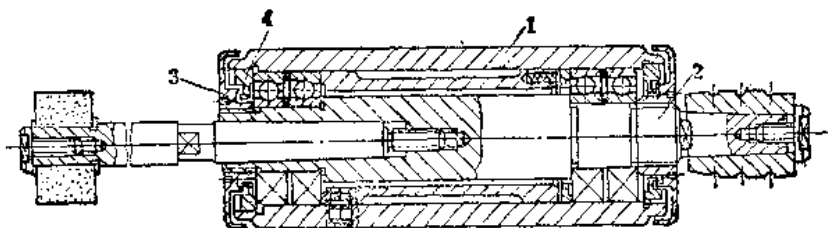


图1-3-49 HJX13-25型内圆磨具

1—套筒 2—主轴 3—螺母 4—封油盖

应掌握以下几个要点:

1) 轴承必须经过仔细的选配,每组轴承的内孔及外径差要在 $0.002\sim 0.003\text{mm}$ 以内,与套筒1的内孔保持 $0.004\sim 0.008\text{mm}$ 的间隙,与主轴保持 $0.0025\sim 0.005\text{mm}$ 的间隙。在实际操作中,以双手大拇指可以将轴承推入的配合为最好,不能过紧过松。过紧会引起轴承外环变形,造成轴承温升过高,进一步增大了过盈配合。过松则减少磨具的刚度。皮带一端一组轴承的外径与套筒1孔的配合应较另一端松些,以便主轴在发热膨胀时连同轴承可以在套筒孔内向右移动。

2) 套筒1内孔及主轴轴颈的圆度允差要求在 0.003mm 以内。套筒孔两端的同轴度与主轴两端轴颈(包括锥孔)的径向圆跳动允差都要求在 0.003mm 以内。套筒1的内孔设计是直通形式,可以用研磨办法修正孔两端的同轴度至要求。磨具进行修复时,套筒孔由于磨具座夹紧力的作用往往产生变形,当其圆度超差或与轴承配合过松时,可采用“局部电镀”进行补偿再研磨至要求。

3) 严格清洗轴承是保证轴承正常工作及其使用寿命的重要环节之一,切勿以压缩空气吹转轴承,否则压缩空气中的硬性微粒会将滚道拉毛。轴承的润滑材料及其数量亦应给以注意。目前一般使用锂基润滑脂,润滑量不宜过多,过多反使温升增高。

4) 螺母3和封油盖4的端面分别与轴承内、外环端面相接触,因而其螺纹与端面的垂直度要求很高,可以在装配的同时与轴承内外环端面涂色检查,如接触率在80%以下,可以用金刚砂放在研磨平板上研磨修正至要求。这项工作很重要,它的精度会影响接长轴的径向圆跳动,影响工件表面粗糙度。

5) 在装配过程中,还可以采用“定向装配”办法(后面有介绍)来减少轴承内环偏心(径向圆跳

动)对主轴回转精度的影响。其办法是:将全部轴承内环的径向圆跳动最高点都对准主轴砂轮端轴颈径向圆跳动的最低点方向,并将所有轴承外径的径向圆跳动最高点也应装在套筒孔内成一直线。

装配完毕,首先测量主轴轴向窜动及径向圆跳动,其数值要在规定范围之内(对HJX13-25型内圆磨具而言,主轴的轴向窜动量应在 0.005mm 以

内,锥孔径向圆跳动量在 150mm 长的试棒端应在 0.01mm 以内)。测量合格后,装在工作转速下进行空运转试验,空运转时间一般不少于 2h ,其温升不得超过 15°C ,且要运转平稳,噪声小,然后重新测量精度,仍应在允差范围之内。

2. 圆锥滚子轴承

这类轴承广泛应用于机床主轴和其他传动轴。它可同时承受径向和轴向载荷,由于受到圆锥滚子的端面与内环的边缘摩擦的限制,有着附加的不可忽视的滑动摩擦力矩,增加了的滑动摩擦以及因此而产生的摩擦损失和热膨胀使它不能应用于高速。合理布置轴承可使主轴获得高的精度和足够的刚性。在主轴上常见的实例有以下几种形式:

1) 主轴前后端各放一个轴承的车床主轴结构(图1-3-50)。

2) 主轴前端以背对背形式安装两个这类轴

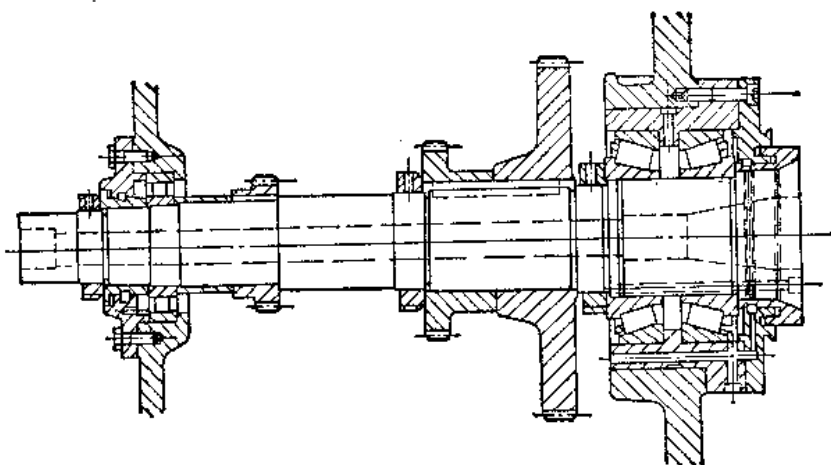


图1-3-51 单列圆锥滚子轴承的应用实例二

承,而后端放一个单列短圆柱滚子轴承(图1-3-51)。

3) 主轴前端以背对背形式安装两个,而后端装有一个,后端那个轴承由多个压缩弹簧推住外环,以消除其间隙(图1-3-52)。

4) 主轴前后端各放两个,前端两个轴承的外环上有边缘可在轴向上固定,后端两个轴承外的环配合允许在主轴热胀伸长时作轴向移动(图1-3-53)。

这类轴承预加载荷的计算可参考向心球轴承。由于这类轴承在预加载荷后将引起温度状态的不稳定,因此这类轴承不能没有间隙。在装配时,要求调整到一个恰当而与机床最大转速相适应的间隙,才能使机床在工作情况下不致发热而卡得太紧或间隙过大而影响加工精度。

这类轴承在高精度的旋转轴上应用时,应当谨慎

选择与轴承壳体的配合。由于轴承外环有不同的截面高度,小直径的内孔和大直径的内孔其压缩比率亦不相同,外环配合过盈会使轴承的接触角略有改变,这样形成轴承的载荷分布不均,造成了高精度机床不允许的温升。

选择配合中的另一个问题是轴承内孔与轴的配合也应作严格的控制。要求在螺母作调整时,内环

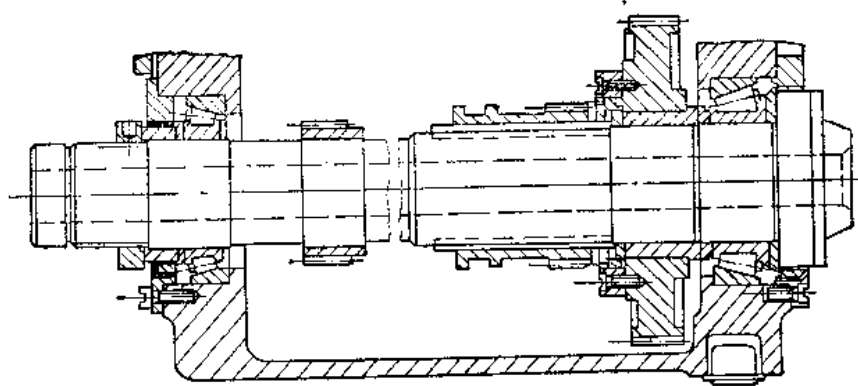


图1-3-50 单列圆锥滚子轴承的应用实例一

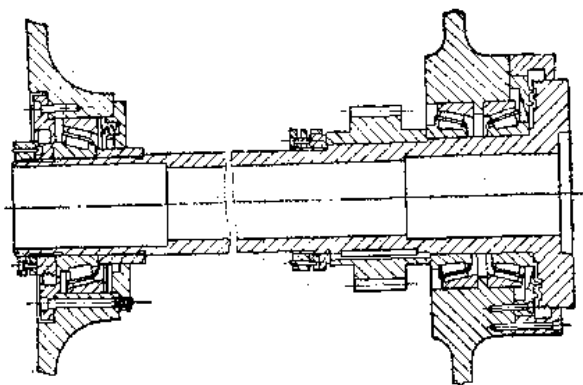


图1-3-52 单列圆筒滚子轴承的应用实例三

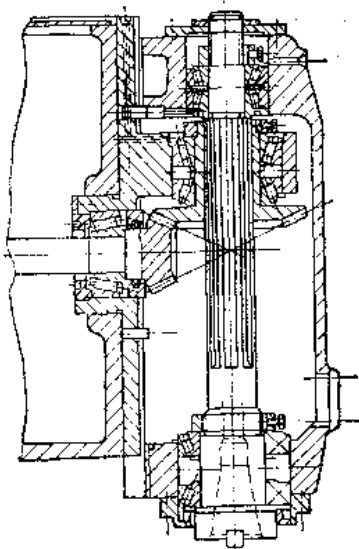


图1-3-53 单列圆锥滚子轴承的应用实例四

既能很灵活地位移，又不致配合太松。在实际工作中，内外环与轴及轴承壳体孔的配合，以双手的大拇指刚能推入的配合为最佳。

这类轴承装配和调整时，以最低转速旋转短时间（但不少于两分钟），再逐级提高，中等转速的运转时间可长些（约几小时），其目的是使滚子与滚道接触良好。然后再逐级提高至高速，其每级转速运转时间不得少于半小时。每级转速运转半小时后其温升速度应不超过 $5^{\circ}\text{C}/\text{h}$ ，直至最高转速时，其稳定温度不得超过 70°C 。

3. 四点接触球轴承

这类轴承在机床的传动轴中广泛应用，它主要是用来承受径向载荷。

使用这类轴承时应把注意力集中到它的配合的选择，这类轴承受径向载荷时，其最有利的工作情

况是在无载荷时，轴承的滚珠与滚道应无间隙或少量的预加载荷。这样使滚珠之间的载荷分布得较均匀，从而增加了轴承的寿命。

为了达到上述的要求，轴承内环与轴之间的过盈值可按下式进行选择：

$$\Delta d = \frac{d+3}{d} \left(0.25 \sqrt{\frac{d}{B}} \times R + 0.0015 d \Delta T \right)$$

式中 Δd ——轴承内环与轴之间的过盈值（ μm ）；

d ——轴承孔径；

B ——轴承宽度；

R ——轴承径向载荷；

ΔT ——轴承内部与轴承壳体周围之间的温度差，一般取 $5 \sim 10^{\circ}\text{C}$ 。

4. 单向或双向推力球轴承

这类轴承仅用来承受轴向载荷，它在较低的转速下工作为宜。单向推力球轴承只承受一个方向载荷；双向轴承则是在两个方向载荷条件下工作。这类轴承不允许轴对壳体支承表面有歪斜。带球面垫圈的轴承能消除安装倾斜度的影响。

除双向轴承外，单向轴承一般常成对布置，它们至少是没有间隙，大多数都有预加载荷。装配时的压紧力要大到这样的程度，即在出现最大轴向载荷时由于受载轴承的弹性变形而不致使另一个轴承的静止环在不受载荷的情况下跟着转动。当高速回转轴承热膨胀不可忽视的时候，轴承应有少许轴向间隙，其推荐值见表1-3-8。

表1-3-8 轴向间隙

$d n_{\text{轴}} \times (mm) \times (r/min)$	轴向间隙 (mm)
$< 1.0 \times 10^5$	0~0.005
$(1.0 \sim 1.75) \times 10^5$	0.005~0.010

注：单向推力球轴承的两只轴承环的内孔尺寸不一。其一为动环，另一为定环。

5. 滚动轴承的配合

滚珠轴承及滚柱轴承与轴和壳体的配合，应根据轴承环的载荷特性（局部载荷、循环载荷或者振荡载荷）、载荷大小和方向、转速、旋转精度、轴承中原始径向间隙、轴承结构和轮廓尺寸、部件工作的温度条件、轴承的安装和拆卸条件等等因素来选择。详见轴承标准。

6. 轴承的定向装配

从图1-3-54中可以看出，虽然前后轴承径向圆跳动量与锥孔中心线的偏差量相同，但用不同的方

向装配时, 主轴在其检验处的径向圆跳动量就不一样。

按图1-3-54 a 装配, 其径向圆跳动量最小, 即,

$$\delta < \delta_3$$

$$\delta < \delta_1$$

$$\delta < \delta_2$$

如按图1-3-54 d 装配, 径向圆跳动量最大, 即,

$$\delta > \delta_3$$

$$\delta > \delta_1$$

$$\delta > \delta_2$$

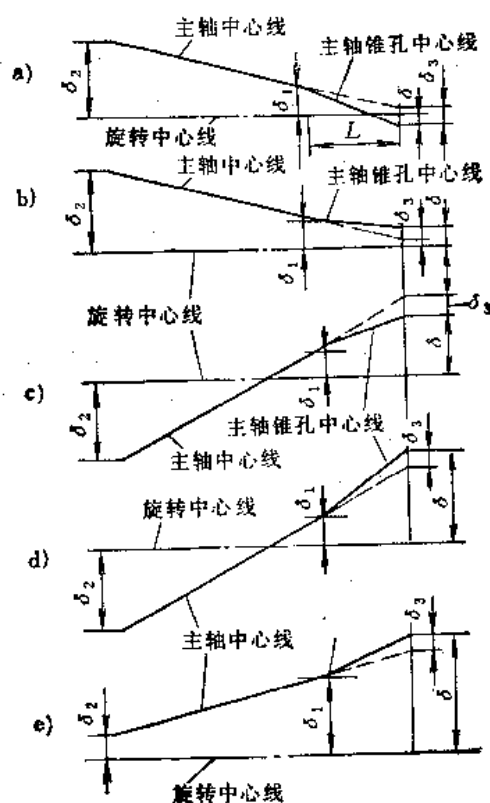


图1-3-54 轴承的定向装配

δ —主轴检验处(离前轴承的距离为 l) 的径向跳动量 δ_1 —前轴承内环径向跳量 δ_2 —后轴承内环径向跳量 δ_3 —主轴锥孔中心线的偏差量

根据上面的图解, 可归纳出以下几点结论:

1) 为了减少主轴径向圆跳动量, 前后两组(或两个)轴承内环的径向圆跳动的最高点应装在同一方向上, 并与主轴锥孔中心线偏差量的最高点相反。

2) 后轴承的精度应比前轴承低一级, 即后一组(或一个)轴承内环的径向圆跳动量要比前轴承稍

大。如果后轴承的精度与前轴承的精度相同, 甚至还高一些, 则主轴的径向圆跳动量反而加大(图1-3-59 e)。如两轴承精度相同, 则将前后轴承内环径向圆跳动量的最高点都对准主轴前轴颈(装前轴承处)径向圆跳动的最低点方向, 便相对地提高了前轴承的精度。

7. 轴承的装配

轴承的装配严禁直接敲打, 一般可采用以下几种方法:

1) 通过铜棒分别对称地在轴承的内环(或外环)均匀敲入。

2) 通过软钢或铜管制成的各种专用套筒用手锤敲入, 如图1-3-55所示。

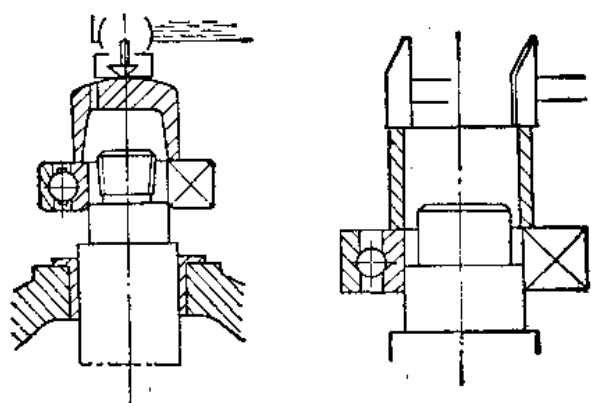


图1-3-55 用手锤和装配套筒压紧轴承

3) 当配合过盈量较大时, 用手锤敲打比较费力, 可采用杠杆齿条式或螺旋式压力机压装轴承, 如图1-3-56所示。

4) 当配合过盈量及轴承尺寸较大, 一般杠杆

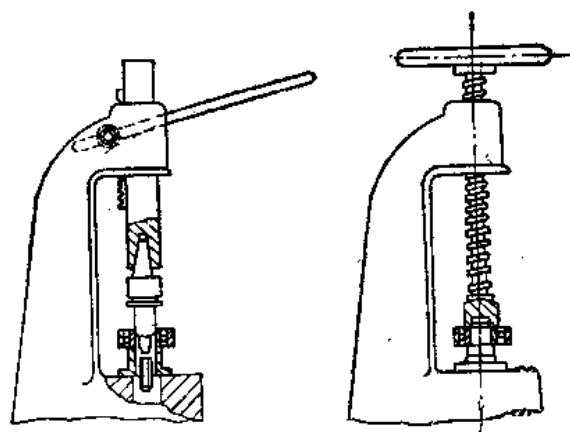


图1-3-56 用杠杆齿条式及螺旋式压力机压装轴承

内条式或螺旋式压力机所产生的压力不能满足需要时,可采用油压机装压轴承。图1-3-57是利用手动泵1产生油压推动装在机架上的油缸2的简单压床,这种手动泵德州液压机具厂等厂生产。采用两个对分的半圆盘可以很方便地把轴搁置在压床工作台上。

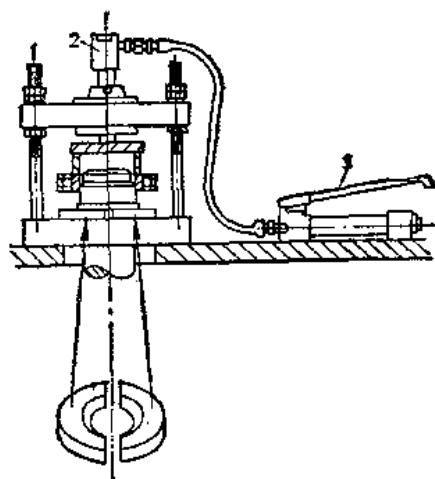


图1-3-57 用简单油压机压装轴承

5) 图1-3-58所示是安装在轴端的液压装置,由手动泵产生的高压油通入液压缸,推动活塞把轴承压入配合座。

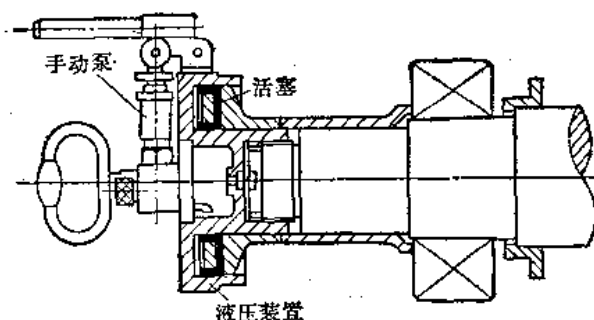


图1-3-58 用轴端液压装置压装轴承

6) 温差法装配。将轴承放在简单的油浴中加热至 $80\sim 100^{\circ}\text{C}$,然后进行装配。轴承加热时搁在油槽内的网格上,网格与箱底应有一定的距离,可避免轴承接触到比油温高得多的箱底,而形成局部过热,并且不使轴承与箱底沉淀的脏物接触,如图1-3-59所示。对于有些小型轴承可以挂在吊钩上在油中加热(图1-3-60)。内部充满润滑油脂带防尘盖或密封圈的轴承,不能采用温差

法装配。

7) 液压套合法。液压套合法是一种轴承装拆方法,适用于轴承尺寸和过盈量较大而又需要经常装拆的场合。

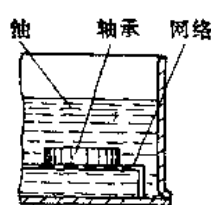


图1-3-59 轴承加热方法之一

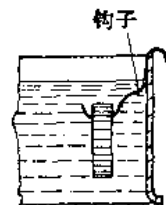


图1-3-60 轴承加热方法之二

图1-3-61是采用这种方法安装轴承的基本结构,由手动泵产生的高压油经管路进入轴端,再由预先加工好的通路引入轴颈的环形槽中。由于轴承内环与轴颈贴合在一起,使环形槽成一个密封空间,高压油进入后将孔胀大,与此同时利用轴端螺母或其他方法施以少量轴向力,便能将轴承装入或卸出。

图1-3-62是这种安装方法的作用过程和工作原理。

图1-3-62 a 中,轴承处于装配的初始位置,由于配合表面具有锥度,所以在一段 l 长度内,配合表面能够严密贴合,但由于预加负荷的需要,轴承距应有的配合位置一距离 d 。

图1-3-62 b 中,高压油开始进入环形油槽,油的压力将环形槽周围的配合表面顶开,并且向左右方向渗透。

图1-3-62 c 中,随着油压不断提高,高压油膜分布的范围不断扩张,当油压达到某一数值时,原来配合表面被一层高压油膜所替代,金属表面完全

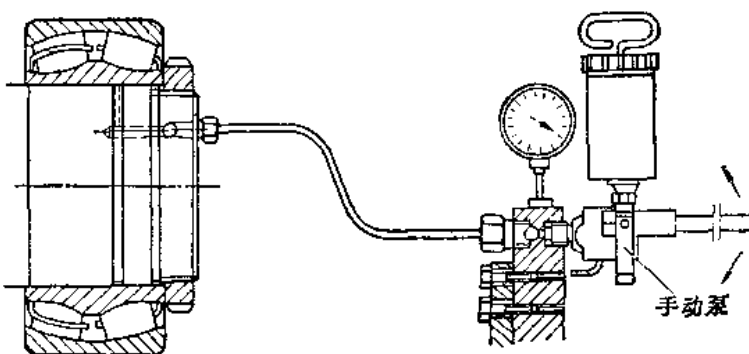


图1-3-61 “液压套合法”的液压装置

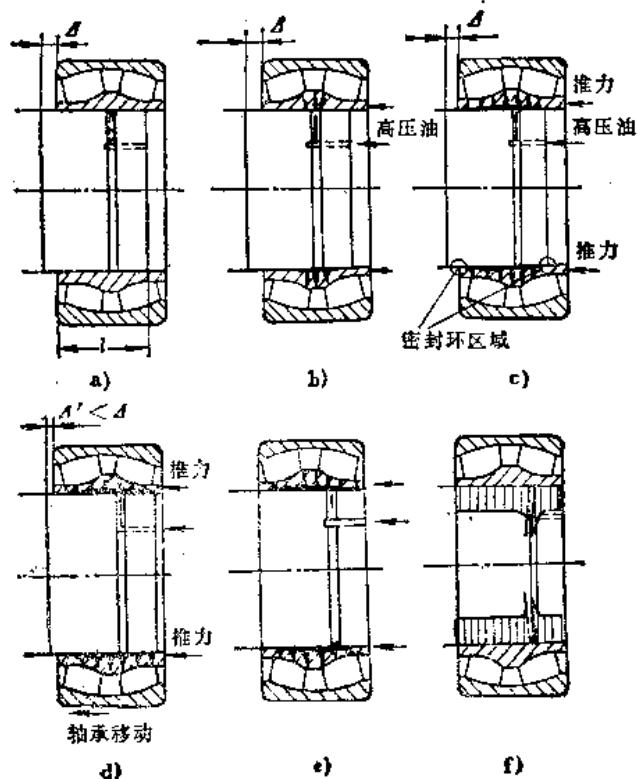


图1-3-62 “液压套合法”的作用过程和工作原理

脱离。由于弹性变形的结果，在配合面两端有弹性收缩环，它能起一定的密封作用，使油液不致大量外泄。这时沿轴向施一推力，轴承便能向前移动。图1-3-62 d所示，随着轴承向前推进，预加负荷量不断加大，油压和轴向推力也要不断加大，直到图1-3-62 e所示的终止位置，这时轴承已达到规定的预加负荷量。然后放掉高压油，使油压力消失，配合表面即恢复至金属间的直接接触状态，这时因配合过盈而产生的压力分布状态如图1-3-62 f所示。

有时把温差法和液压法结合起来使用：用温差

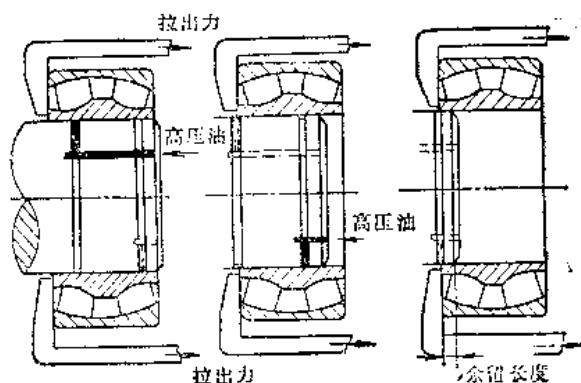


图1-3-63 液压法拆卸轴承

法装配轴承，用液压法拆卸轴承。这样圆柱形配合的轴承也能适用。如图1-3-63所示，拆卸时首先将高压油打入环形槽，形成油膜，然后沿轴向将轴承拉出。不过当轴承移动到油槽外露后，油压丧失，剩下的配合表面恢复紧配合状态，然后将高压油接到另一个环形槽内，则可继续拉出到第二个油槽外露为止。

图1-3-64是一种构造极为简单的手动泵。它由泵壳1、柱塞2、外壳3和手柄4组成。泵壳端部的螺纹可以直接旋紧在轴端上，先抽出柱塞，把油路充满油，当柱塞重新插入泵壳后，旋转外壳3，即可使油路产生极高的油压（最大可达200MPa）。

轴颈上的油槽尺寸推荐用表1-3-9的数值。

在安装轴承时必须严格遵守下列程序：每提高一次径向油压都应稍稍保压一段时间，待油膜压力分布均匀后，再增加轴向推力向前推进，不得靠轴向推力硬将轴承顶入。安装结束后，应先放掉径向压力，然后才能卸去轴向力。不然轴承会在径向油压的作用下自行退出，使配合发生松动。

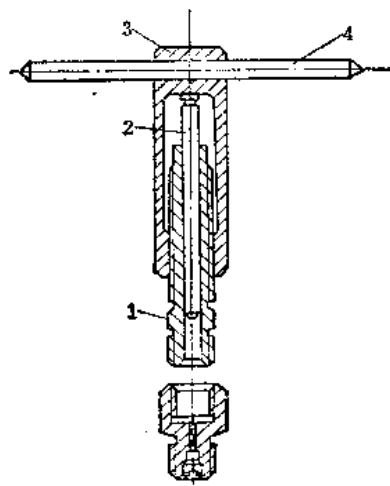


图1-3-64 手动泵

1—泵壳 2—柱塞 3—外壳 4—手柄

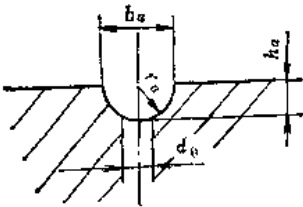
(五) 滑动轴承的修理、装配与调整

滑动轴承按其油膜形成的方式，可分液体动压轴承和液体（或气体）静压轴承；按其受力的情况，可分径向滑动轴承和推力滑动轴承。

1. 动压轴承的修理、装配与调整

现以三种具有代表性的磨床主轴结构的修理、

表1-3-9 油槽尺寸 (mm)



配合表面的平均直径		油槽各部分尺寸			
从	到	槽宽 b_s	槽深 h_s	圆弧半径 r_s	油孔直径 d_0
100	150	4	0.8	3	3
150	200	4	0.8	3	3
200	250	5	1	4	4
250	300	5	1	4	4
300	400	6	1.25	4.5	5

装配与调整作一介绍。

(1) M7120A平面磨床老砂轮架(32A)

该机床砂轮架老结构是由前后两个外圆锥整体轴承组成(前后轴承的母线连成一条直线),按其分类属单油楔动压轴承,其结构如图1-3-65所示。

该轴承的润滑依靠装在主轴1上的止推套筒3贴于砂轮架套筒2孔内旋转,而砂轮架套筒2在A—A截面上加工有一偏心圆弧,当主轴连同止推套筒3旋转时,偏心圆弧形成的油楔,将润滑油压入油

孔,再分导至前后两轴承。

该轴承在设计上存在一定的缺陷:轴承间隙较难调小,油膜刚度比较差;主轴锥度为1:30,而轴向支承力(弹簧力)为100N,当前后轴承油膜总强度大于2400~3000N时,主轴便向前窜出;前轴承前端有垫圈4,影响了润滑油的循环,因而轴承前半部温升较高,容易引起抱轴事故。由于以上的缺陷,较难达到粗糙度的要求。所以,一般在有条件可以进行改装(改为短三瓦结构)。

其修理、装配与调整的工艺:

1) 主轴精度的恢复 一般情况主轴可以采用修复办法恢复其精度,只有当轴颈部分的硬度下降并且不均匀或探伤发现有裂纹的情况下才换新。其修复工艺如下:

① 修整主轴两端中心孔(图1-3-66) 在车床上用三爪卡盘卡住圆柱形橡胶砂轮,以金钢钻将砂轮车成60°圆锥,将主轴一端顶在60°砂轮顶尖上,另一端顶在尾架活络顶尖上,主轴近左端的外圆上用中心架托住(防止橡胶砂轮受力过大),分别将两端中心孔研出。然后进行一次测量,检查主轴前部1:5锥部(装砂轮处)及后部1:7锥度(装转子处)的径向圆跳动,要求均在0.002mm以内。如果超差做好记号进行定向研磨。将橡胶砂轮以高速旋转,主轴另一头以尾架顶尖顶住,车头一端用手捏住,将记有不同轴度方向的标记处向上(即径向圆跳动最低处)进行研磨,而后将主轴慢慢地随之转动,以防止顶尖孔被研成椭圆形,以上研磨直至两锥部的径向圆跳动都在规定的要求以内为止。

② 在外圆磨床上精磨1:30两轴颈,以磨出为度(磨削量愈少愈好),粗糙度要求在 $R_a 0.32\mu\text{m}$ 以下。并修磨主轴上与垫圈接触的端面,粗糙度要求 $R_a 1.25\mu\text{m}$,端面跳动量要求在0.002mm内。

③ 研磨1:30轴颈:将主轴顶在顶尖上,用铸铁板(先在研磨平板上研平)涂以氧化铝研磨剂,以手工粗精研磨1:30轴颈锥部,然后以氧化铬抛光至 $R_a 0.04\mu\text{m}$ 。刮研轴承时,以主轴为基准着色显示,轴承刮至要求后再将主轴轴颈部分抛光一次以消除在着色显示时所造成的“起线”(如有

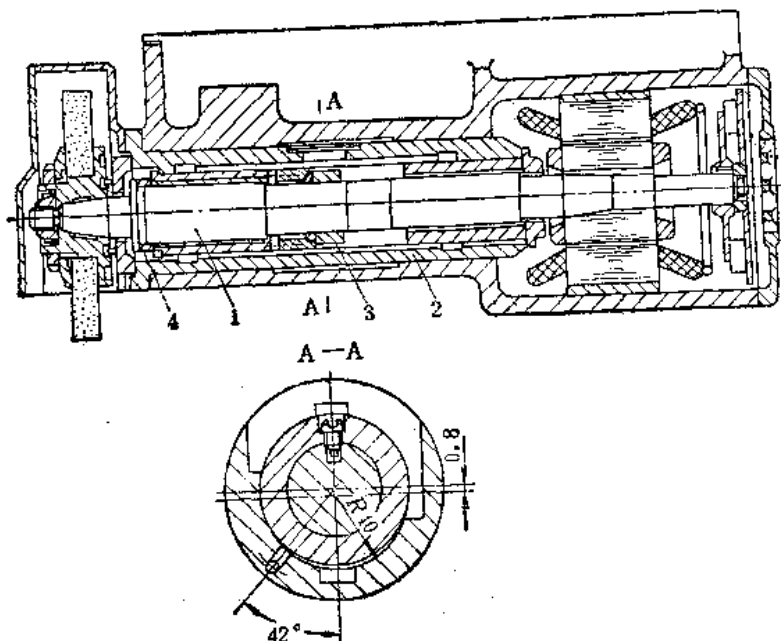


图1-3-65 M7120A平面磨床老砂轮架(32A)
1—主轴 2—砂轮架套筒 3—止推套筒 4—垫圈

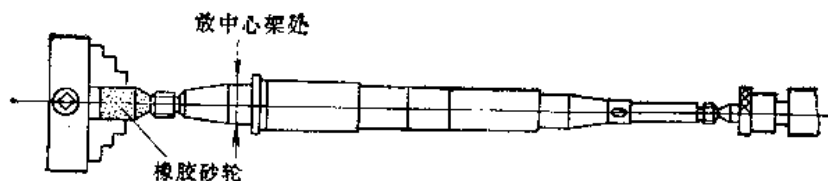


图1-3-66 研磨主轴左端中心孔

高精度磨床可不必研磨直接磨至要求)。

④ 装上转子及风叶进行动平衡, 要求平衡精度为一级 (振程 $0.5 \sim 1 \mu\text{m}$)。

2) 轴承的修理。轴承在原有精度损坏不大的情况, 一般可以修复。其工艺如下:

① 轴承装在套筒内切勿拆下, 将套筒两端的油孔的堵头 ($\phi 7 \times 8$ 深) 敲去, 并在前后轴承内孔的进油孔内各塞一小纸条 (无纤维性的), 以防止铜屑落入润滑油孔 (图1-3-67)。

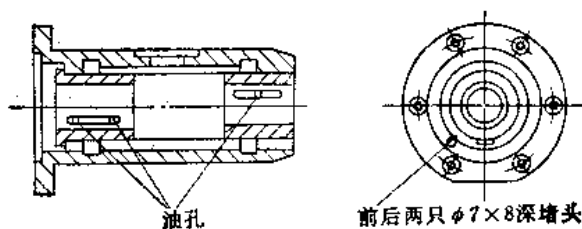


图1-3-67 套筒

② 将套筒垂直安放, 以主轴为基准垂直地着色显示, 刮研轴承至每 $25 \times 25 \text{mm}^2$ 内达12点以上。刮研要求: 后轴承比前轴承软一些; 单个轴承希望中间比前后软一些; 前轴承中间的两侧又比较软些 (这些是最易“抱轴”的地方)。这样, 轴承比较接近热态下正常的要求, 另外注意油槽的进油方向不能刮低, 否则主轴会由于油膜压力再加上进油方向的润滑油压力的推动向前窜出。

③ 将两端面经过研磨的垫圈连同主轴放入套筒, 着色显示前轴承端面推止滑动轴承, 刮至出现均匀并较密的接触点为止。

3) 球面轴承的修复

① 两配合的球面对研至研出为止 (粗糙度 $R_a 0.16 \mu\text{m}$ 以下)。

② 两配合的止推端面分别在研磨平板上研出为止。

③ 为了保证轴向的弹簧推力达100 N, 可以在弹簧背部加上一定厚度的垫片。

4) 装配与调整

① 准备工作: 去除各部毛刺, 取去堵在油孔

中的纸条, 并清洗全部零件, 特别是套筒内的轴承内孔及其润滑油孔 (因为轴承的配合间隙仅 0.005mm , 任何纤维或微小的机械杂质都会造成“抱轴”事故)。然后在套筒前后 $\phi 7$ 孔处各打入一长为8 mm的堵头。

② 轴承配合间隙的调整: 将套筒按图1-3-68所示用V形铁固定在平板上, 将主轴分两次 (一次放上垫圈, 一次不放垫圈) 放入套筒内, 在主轴后端中心孔内放一钢球, 以百分表测量二次的读数差, 要求当放入垫圈后, 主轴向前移动 0.15mm 。当读数差大于 0.15mm 时, 修磨并研磨垫圈厚度至要求 (主轴向前伸出 0.15mm , 即使主轴与轴承保持 0.005mm 的配合间隙)。

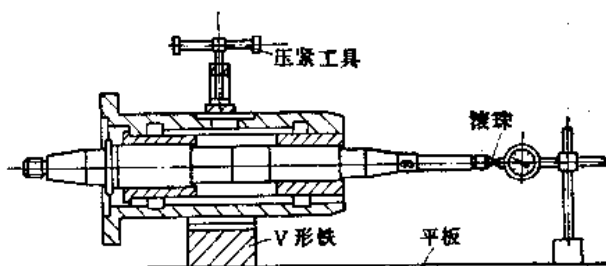


图1-3-68 轴承配合间隙的测量

③ 装上转子, 检查转子是否与定子对齐, 如果参差不一, 可以松去定子的紧定螺钉, 将定子向后移动使之对齐, 再将紧定螺钉紧固之。再将其余零件装好。

④ 放入润滑油, 检查主轴1:5锥部的径向圆跳动及轴向窜动 (要求径向圆跳动在 0.005mm 以内, 轴向窜动在 0.005mm 以内)。

⑤ 空运转试验, 检查温升, 最高温度不得超过 60°C 。

⑥ 试磨。

如果轴承已经严重磨损需要换新时, 其修理、装配与调整的工艺, 除了轴承的粗刮外其余基本相同, 现将轴承的粗刮与装配的工艺介绍如下:

① 轴承加工至外圆留磨、内锥孔放刮余量为止。

② 刮前轴承。将轴承套入主轴前轴径，着色刮研轴承至每 $25 \times 25 \text{mm}^2$ 面积内接触点6~8点，同时控制其前端面离开主轴端面的距离为10mm左右。

③ 刮后轴承。同样将轴承套入主轴后轴径处，着色刮至在每 $25 \times 25 \text{mm}^2$ 内6~8点。同时要求其后端部至前轴承前端面的距离 L 等于主轴套筒内的相应距离 L' （见图1-3-69）。

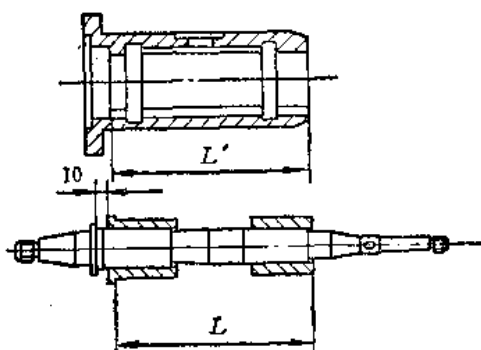


图1-3-69 刮后轴承应控制距离 $L = L'$

④ 将前后轴承合在主轴上，上外圆磨床磨前后轴承的外圆至配合要求（过盈0.01mm）。

⑤ 将前后轴承分别压入套筒，注意控制其轴向位置，并以骑缝紧定螺钉紧固之。

⑥ 其余的修理与调整的步骤同前节介绍的旧轴承的修复。

（2）M7120A平面磨床砂轮架（现结构）现结构的砂轮架（图1-3-70）由前后两只“短三瓦”结构的轴承支承，支承处由两个单独封闭油室隔开，油封装置1共有两套。平衡环2除了可起平衡作用外，也可用来控制轴向窜动。由两组球面轴承环3、圆销4以及球面支承环5组成了双向平面止推轴承，弹簧6及圆销7可用来消除轴承的轴向间隙。

1) 主轴精度的恢复 一般情况主轴可以采用修复方法恢复其精度，只有在主轴轴颈部分探伤发现有裂纹或硬度下降并且不均匀的情况下才需换新，其修复工艺如下：

① 修研主轴两端中心孔：与M7120A(32A)砂轮架主轴的修复

方法相同。

② 在外圆磨床上精磨前后两轴颈及轴肩的一个工作端面，前后轴颈修磨后的尺寸应一致，其径向圆跳动在0.002mm以内、粗糙度要求在 $R_a 0.04 \mu\text{m}$ 以上（也可再以研磨来达到此要求），轴肩修磨后其端面跳动要求在0.005mm以内，粗糙度在 $R_a 1.25 \mu\text{m}$ 以上。

2) 轴瓦的修理 “短三瓦”结构的轴瓦除了严重“抱轴”发热而使轴瓦中的铅析出外，一般都可以修复使用。其工艺如下：

① 拆开轴承时，将每个轴瓦及与其成对相组合的球头螺钉用线扎在一起（原有编号），以免调错。

② 将球头螺钉轧在车床上，对研轴瓦的球面接触部分，研至接触率 $\geq 70\%$ 。

③ 以已经修磨好的主轴轴颈为基准，粗刮轴瓦至均匀显示接触点。

④ 珩磨轴瓦。将珩磨轴瓦轧在车床上转动，轴瓦合在珩磨轴上以手揪住作往复运动，直至轴瓦全部珩出。珩磨时须用煤油不断冲洗，珩磨后的粗糙度可达 $R_a 0.16 \mu\text{m}$ 以上，与主轴轴颈的接触率 $\geq 80\%$ 。

⑤ 珩磨轴的加工工艺。珩磨轴的直径比主轴轴颈大0.03~0.05mm，其磨料的配方比：

环氧树脂6101 100g

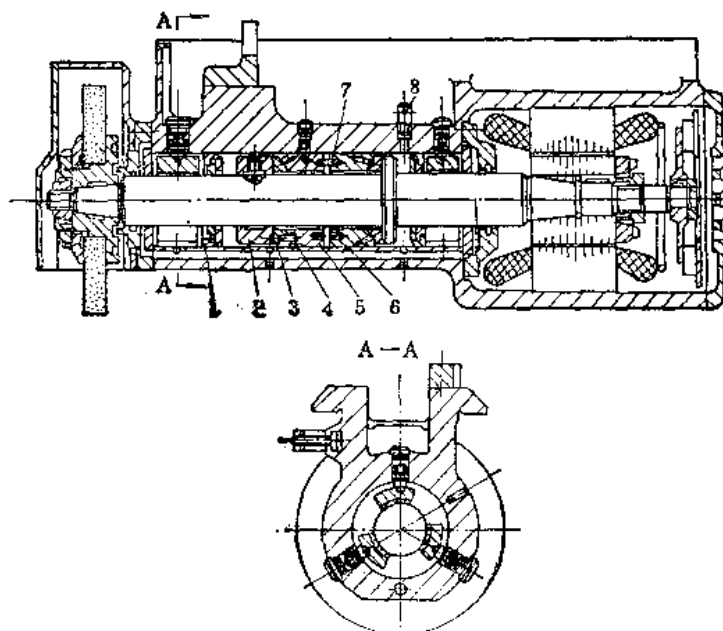


图1-3-70 M7120A平面磨床砂轮架（现结构）

1—油封装置 2—平衡环 3—轴承环 4—圆销 5—球面支承环
6—弹簧 7—圆销 8—溢气塞

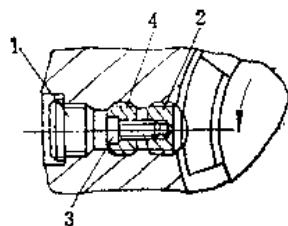


图1-3-73 “短三瓦”的支承

1—螺塞 2—球面螺钉 3—内六角螺钉 4—通孔螺钉

通。开车后检查轴承温升，最高温度不得超过 60°C 。

③ 试磨。

(3) MBG1432高精度半自动外圆磨床砂轮架 该机床砂轮架(图1-3-74)主轴前后均由阿基米德螺旋线油楔轴承(图1-3-75)支承，其外形与整体内圆外锥的弹性薄壁变形轴承基本相同，轴承与

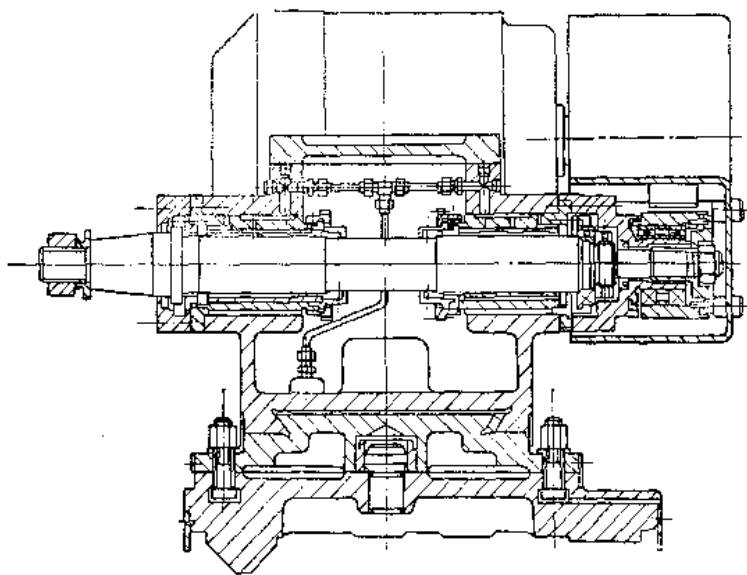


图1-3-74 MBG1432高精度半自动外圆磨床砂轮架

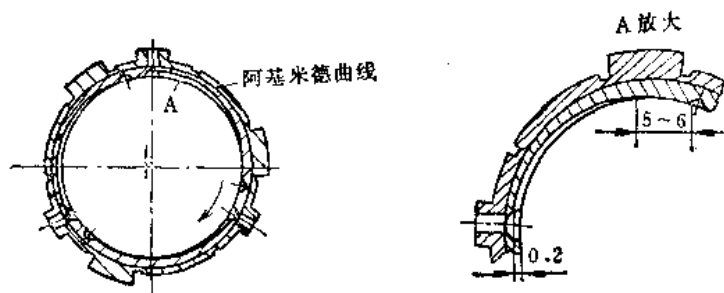


图1-3-75 阿基米德螺旋线油楔轴承

箱体保持三条锥形圆弧面接触，另外有三条圆弧面略低 $0.1\sim 0.2\text{mm}$ （与箱体不接触），其上各有进油孔，通往阿基米德螺旋曲线的最深处，其旁有回油槽。轴承内孔两端比接触面略低 0.02mm 作封油用。阿基米德螺旋线系采用专用磨夹具加工。

该轴承的油楔为成形表面（三个阿基米德螺旋线），但外部结构又属弹性薄壁变形轴承（即以薄壁弹性变形而产生三角形油楔）。该轴承的优点为：由于油楔比较接近理论要求，承载面积大，间隙小，因而刚性比较好，油膜刚度达 $500\text{N}/\mu\text{m}$ ，润滑油的循环比较畅通，因而轴承的温升比较小，约在 5°C 左右。

对于这类轴承的修理、装配与调整，在有条件进行阿基米德螺旋线磨加工的情况下，在修复主轴、收小轴承内孔并加以研磨至配合要求后（注意轴承

两端直径应小 0.02mm 以封油），连同锥形外套一起上磨夹具修磨阿基米德螺旋线，修磨至阿基米德螺旋线的深度达 0.2mm 。

在没有条件加工阿基米德螺旋线的情况下，一般可采用基本上同弹性薄壁变形轴承的修理、装配与调整方法：

1) 主轴的修复 基本上与上面介绍的平面磨床主轴的修复方法同，其修复后的要求为：

① $\phi 60$ 轴颈的圆柱度应在 0.001mm 以内，径向圆跳动在 0.002mm 以内，粗糙度在 $R_a 0.02\mu\text{m}$ 以内。

② 轴肩端面垂直度在 0.001mm 以内，粗糙度在 $R_a 0.32\mu\text{m}$ 以内。

③ 1:5锥部的径向圆跳动在 0.001mm 以内，主轴后部装径向止推轴承 $\phi 50$ 处的径向圆跳动应在 0.003mm 以内。

2) 轴承的修复

① 将前后两轴承放在砂轮架壳体内，拧上调节螺母，按图1-3-76所示的可调式巴氏合金研磨棒（或夹布胶木材料）进行研磨，研磨棒的外径尺寸比修磨后的主轴轴

颈实际尺寸大 $0.01 \sim 0.03 \text{ mm}$ 。粗磨时, 以 M10 氧化铝粉加上煤油作研磨剂进行研磨, 研至轴承内孔尺寸比主轴实际尺寸大 $0.02 \sim 0.05 \text{ mm}$, 并将轴承原圆弧部分全部研出 (由于轴承内孔为三点支承, 测量时必须采用三爪型内径百分尺)。研磨时, 为了避免磨料集中在下部, 造成下部单边多研, 应将砂轮架垂直安放, 研磨棒垂直进行研磨。

② 进行清洗。

③ 精研抛光。以绿色氧化铬作抛光剂, 仍用原研磨棒对轴承进行精研抛光。然后仔细彻底地清洗轴承及砂轮架, 但在清洗时不要将轴承自壳体中取出。

3) 端面滑动轴承的修复

① 先将修复后的主轴放入经研磨的砂轮架轴承孔内, 以主轴为基准显示, 刮端面滑动轴承至接触均匀 (即端面滑动轴承的端面已达到与主轴轴中心线垂直度的要求)。

② 将已经刮研并达到接触均匀的端面滑动轴承放在研磨平板上研磨至接触率在 80% 以上。

4) 装配与调整:

① 仔细清洗全部零件。

② 将端面滑动轴承装上并固定之。

③ 将主轴以及后部的径向止推轴承等零件全部装入, 分别调整前后轴承的间隙, 使其与主轴在冷态情况下保持 $0.005 \sim 0.01 \text{ mm}$ 的间隙 (由于轴承收小间隙, 使其与相配的锥套的三条圆弧部分向内孔压缩, 造成原研磨好的内孔圆弧部分产生少量的变形, 形成三角形的油楔。这样就有利于动压的建立)。

④ 轴承间隙的调整与测量。调整时, 一边转动主轴一边旋转调节螺母收紧轴承, 使主轴与轴承间的间隙逐步为零, 在调节螺母上的刻线上做一记号。然后再将调节螺母退转 N 格, 使主轴与轴承保持要求的间隙。为了消除调节螺母上的间隙, 退转时要多上几格, 再调节到要求退转过 N 格上。其格数 N 可按下式进行计算:

$$N = \frac{C}{\frac{t}{n} \times K}$$

式中 N ——调节螺母所需退转的刻度格数;

C ——主轴与轴承要求调节的间隙 (mm);

t ——调节螺母的螺距 (mm);

n ——调节螺母上圆周上等分的总格数;

K ——轴承锥度。

间隙调至要求后, 为检查轴承的薄壁的变形是否均匀, 需进行测量。

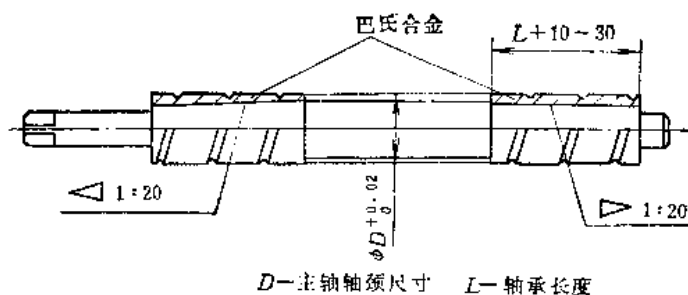


图1-3-76 轴承研磨棒

测量时, 先将千分表触及主轴, 然后用手将主轴撤下并慢慢放松, 在千分表上可以测得主轴向下变动量 A 。再用弹簧拉秤钩住主轴向上拉 (拉力等于或略大于主轴重量), 这时在千分表上又可获得一个主轴上升量 B 的读数。这样轴承的间隙 $C = A + B$ 。

⑤ 调整好主轴与轴承的配合间隙后, 测量主轴径向圆跳动 (应在 0.002 mm 以内) 与轴向窜动 (应在 0.002 mm 以内)。

⑥ 空运转试验两小时其温升应 $\leq 20^\circ \text{C}$ 。热态下可再测量一次主轴与轴承的配合间隙, 一般应保持在 $0.002 \sim 0.003 \text{ mm}$ 左右。

⑦ 试磨。

2. 静压轴承的修理、装配与调整

静压轴承具有承载能力大, 摩擦阻力小, 旋转精度高, 精度保持性好等优点, 目前已广泛地应用在磨床及重型机床上。

液体静压轴承是由外界供应经过过滤并具有一定压力的油液, 在轴承油腔上形成油膜, 使其产生一

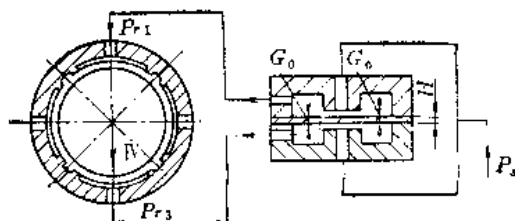


图1-3-77 双薄膜节流静压轴承油路原理图

定的承载能力。进入油腔的油液应先经过节流。常用的节流型式有：可变节流（双薄膜节流、滑阀节流）和固定节流（小孔节流、毛细管节流）两类。其基本油路原理分别见图1-3-77至图1-3-80。

节流器的特点与应用见表1-3-10。

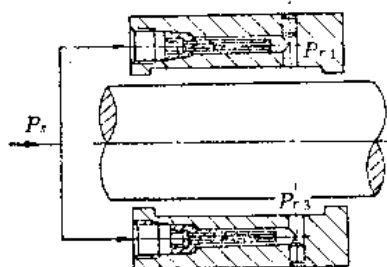


图1-3-78 毛细管节流静压轴承油路原理图

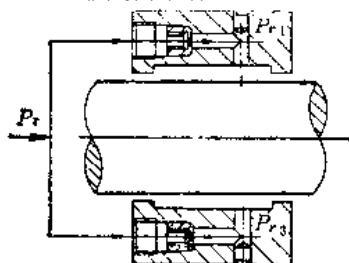


图1-3-79 小孔节流静压轴承油路原理图

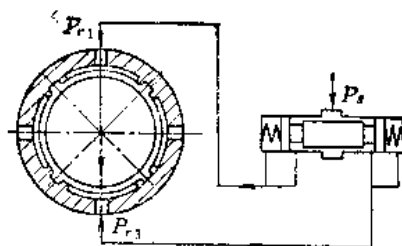


图1-3-80 滑阀节流静压轴承油路原理图

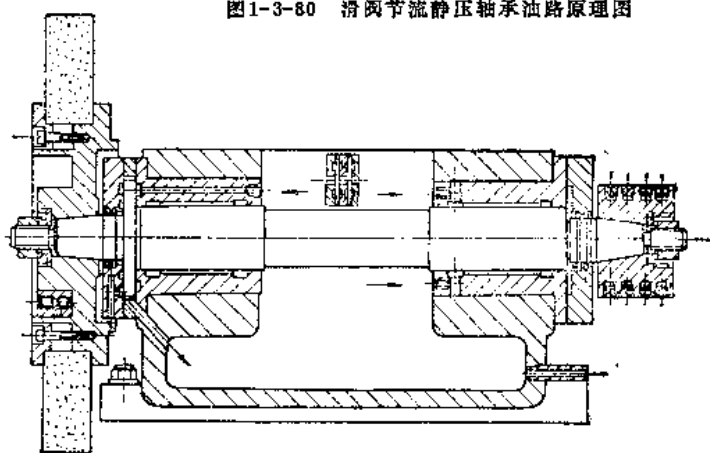


图1-3-81 双薄膜节流静压轴承砂轮架

表1-3-10 节流器的特点与应用

名称	固定节流		可变节流	
	小孔节流器	毛细管节流器	滑阀节流器	双薄膜节流器
节流阻力	节流阻力不随载荷变化		节流阻力随着载荷变化而变化	
轴承刚度	较小		较大	
防止节流器堵塞的最小节流器尺寸	$d_0 \geq 0.45\text{mm}$	$d_i \geq 0.6\text{mm}$	$h_c \geq 0.03\text{mm}$	$G_0 \geq 0.04\text{mm}$
结构与材料	(1) 结构简单 (2) 利用节流器外锥面定位和密封，锥部接触率应 $\geq 80\%$ 。节流器亦可作成板式 (3) 小孔多半采用钻床加工，小孔长度一般取 $l_0 = 1.5 \sim 3\text{mm}$ (4) 材料用45钢	(1) 结构简单 (2) 利用医疗上用的注射针管，焊接在紧固件上 (3) 在轴承外经表面开多头螺旋槽，清洗比较困难	(1) 结构复杂 (2) 滑阀直径一般采用 $d_c = \phi 12 \sim \phi 16\text{mm}$ (3) 滑阀在阀体中应移动灵活 (4) 滑阀用40Cr或45钢，HRC=45~50，阀体用铸铁 (5) 弹簧刚度应检查，同一滑阀的弹簧刚度尽可能相同	(1) 结构较复杂 (2) 薄膜采用65Mn弹簧钢、并经热处理 (3) 节流间隙 G_0 用垫片垫出，清洗、维修与拆装时不得将不同厚度的垫片装错
应用	用于润滑油粘度小转速高的轻载荷机床	用于润滑油粘度较大、转速较低的轻载荷机床和恒载荷机床	用于重载荷或载荷变化范围大的重型机床	用于重载荷或载荷变化范围大的重型机床和精密机床

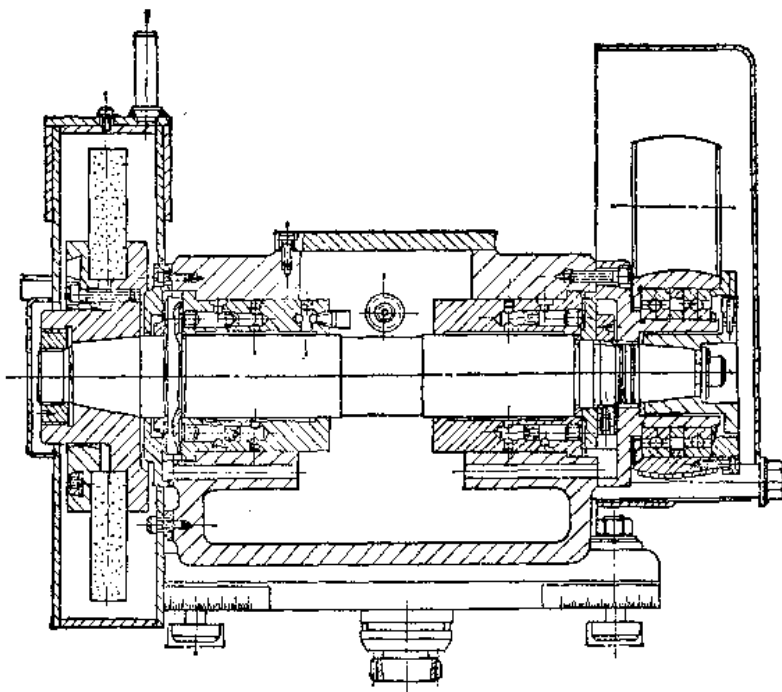


图1-3-82 小孔节流静压轴承砂轮架

图1-3-81及图1-3-82为双薄膜式及小孔节流式砂轮架，其修理、装配与调整的工艺如下：

(1) 装配前的修理与准备工作

1) 主轴的修复 静压轴承虽属纯液体摩擦，但主轴轴颈仍会由于油液中极微细的机械杂质的冲击产生极细的环形丝流纹。一般可以通过精密磨床精磨或研磨至 $R_a = 0.16 \sim 0.04 \mu m$ 。

2) 静压轴承一般不会磨损，如上述主轴精磨或研磨时的磨削量控制在 $0.02 \sim 0.03 mm$ 以内，则轴承可以不必更换（在主轴与轴承的配合间隙增大后应注意油泵的流量是否还能适应）。如果主轴与轴承的间隙过大时，则需更换轴承，换新轴承时应注意以下几点：

① 新轴承在装配前应仔细测量。轴承与主轴的配合（应留有 $0.02 \sim 0.03 mm$ 的研磨余量）以及轴承与箱体孔的配合（轴承外径 $D < 100 mm$ 一般是过盈 $0.003 \sim 0.007 mm$ ，轴承直径 $D > 100$ 、 $< 200 mm$ 时，应在过盈 $0.003 mm$ 与间隙 $0.003 mm$ 之间，轴承直径 $D > 200 mm$ 应保持 $0.003 \sim 0.007 mm$ 的间隙），为了避免装后再拆时在轴承外圆上

拉出线纹，引起各油腔间短路影响油腔承载能力。轴承装入箱体时最好先经冷缩后再装入。

② 为了防止静压轴承油路里的空气在死角里不能排出（见图1-3-83），引起油腔压力波动，建议上部堵头部分设计采用图1-3-83所示的改进结构。

③ 为了防止主轴在旋转中自径向回油槽中将空气吸入，引起油腔压力波动，建议将轴承的径向回油槽的深度改至 $0.7 \sim 1 mm$ ，油槽宽度改 $3 mm$ ，使回油槽中产生微量背压（见图1-3-84）。如旧轴承仍可使用，则可将布质层压板用环氧粘接剂粘在径向回油槽中使其深度改至 $0.7 mm$ 。

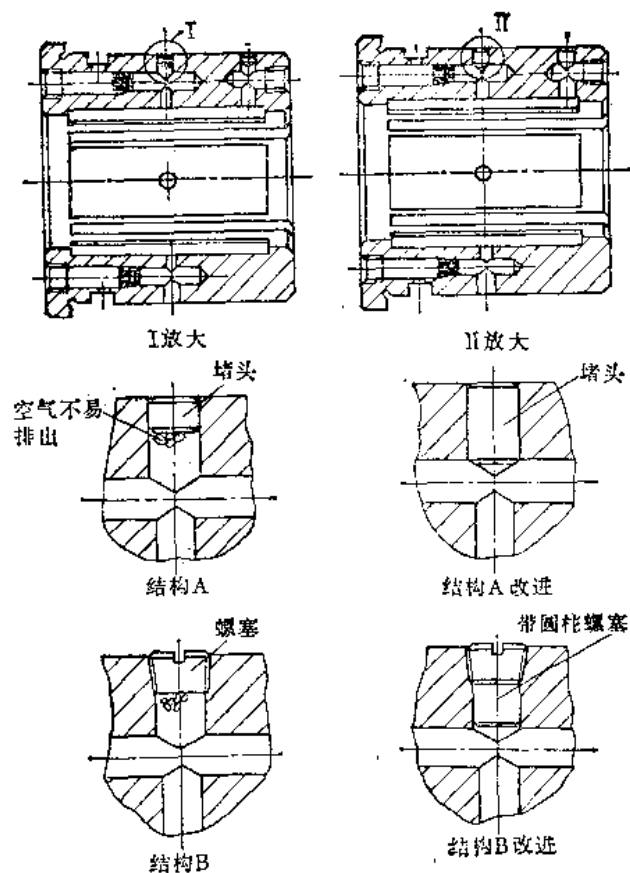


图1-3-83 轴承上的死角及其改进措施

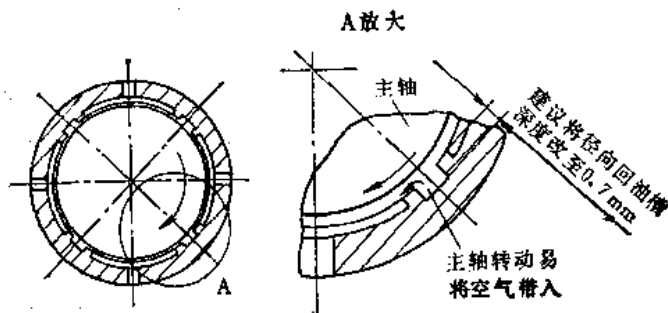


图1-3-84 径向回油槽的改装

④ 为了提高前后两轴承内孔的同轴度，在两只新轴承压入后，以研磨棒一起研至配合间隙要求。

3) 油箱内壁涂的油漆容易脱落，吸入静压轴承的油路会引起滤油器阻塞，造成油腔无压力。在有条件的情况下，建议油箱内表面镀锌处理。

4) 零件的毛刺要消除干净，以免刮伤主轴及轴承表面。静压管路系统都要仔细冲洗干净，清洗时，不要使用棉纱，以免棉纱纤维粘在零件表面上。

5) 双薄膜可变节流器应按图1-3-85所示的安装方式直立安装，这样不致产生死角，便于空气排出。

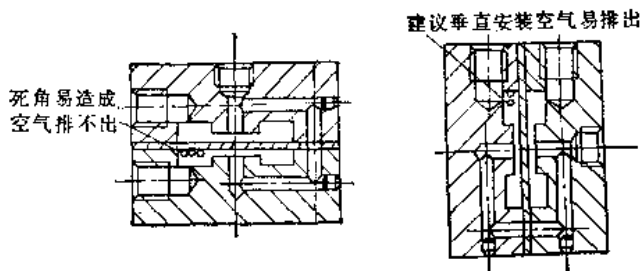


图1-3-85 双薄膜节流器的安装方式

6) 供油系统中的压力继电器，其安装位置应接在油路中的过滤器之后，这样可以使压力继电器在过滤器阻塞后也能起到安全保护作用。

(2) 试车与调整 静压轴承油路全部接通后，开动液压泵电机（不开动主轴）进行下列各项检查：

1) 检查各管道，不许有漏油现象。

2) 检查静压轴承油路系统的压力及其波动情况，要求液压泵供油系统压力达到设计要求，其压

力波动量不宜过大。油腔部分的压力波动量在 $\pm 20 \sim 50 \text{ kPa}$ 范围以内。同时检查接至各油腔的油管是否存在跳动现象，检查油池回油管周围有无气泡。如存在上述三种现象说明油路里存在空气，会引起油腔压力波动影响承载能力，应设法排除。

3) 检查节流比 β ：

$$\beta = \frac{P_r}{P_{r0}}$$

式中 P_r ——油泵供油压力 (Pa)；

P_{r0} ——油腔压力 (Pa)。

① 小孔节流器静压轴承最有利的节流比为 1.73，一般调整至 $\beta = 1.5 \sim 3$ 范围内，当油温为 20°C 左右时， β 值取 1.5；当油温为 50°C 左右时， β 值取 3。

② 毛细管节流器静压轴承的最佳节流比 $\beta = 2$ ，一般可调整至 $\beta = 1.5 \sim 3$ 范围以内。

③ 薄膜节流器静压轴承最有利的节流比 $\beta = 2$ ，一般调整至 $\beta = 1.7 \sim 2$ 范围以内有较好的稳定性和工作可靠性。

4) 主轴试运转前，先用手转动主轴应轻松灵活。

5) 测量主轴起浮量，先关掉液压泵电动机，过半小时使主轴与轴承直接接触，用千分表触及主轴，再开动液压泵电动机，主轴起浮量应非常接近主轴与轴承间的间隙量一半。

6) 测量静刚度，开动液压泵电动机，以千分表触及主轴，双手施以 600 N 左右力向上抬，千分表的变动量应在 0.006 mm 以内，即主轴与轴承的总刚度在 $100 \text{ N}/\mu\text{m}$ 以上。

在上述各项达到要求后，再开动主轴电动机，进行切削试验。

(3) 故障消除 列于表1-3-11。

表1-3-11 液体静压轴承故障原因分析及消除方法

序号	故障内容	原因分析	消除方法
1	油腔压力下降	(1) 轴承间隙太大 (2) 节流器或滤油器堵塞 (3) 供油油泵流量减少或流量选择偏小	(1) 减小轴承间隙 (2) 清洗节流器或滤油器 (3) 修理液压泵恢复其供油量。液压泵供

(续)

序号	故障内容	原因分析	消除方法
1	油腔压力下降	当油温升高, 粘度降低时流量更小, 以致供油不足 (4) 对于小孔节流的静压轴承温升一般较高, 油温升高后造成粘度下降引起油腔压力下降	油量应选择计算流量的两倍 (4) 应选择粘度指数高的润滑油或选择粘度略低的润滑油以减少其温升
2	油腔压力波动不定	(1) 油箱油位过低 (2) 液压泵前的吸油过滤器被脏物堵塞 (3) 油路中油管接头螺母未拧紧, 致使空气进入油路 (4) 径向回油槽过宽过深, 当主轴旋转时将空气带入 (5) 主轴圆度或同轴度超差太大 (6) 主轴系统(包括主轴、转子、风扇及砂轮)的平衡质量差 (7) 采用卸荷传动的主轴, 当研磨轴承内孔时造成轴线与卸荷皮带轮轴线倾斜, 传动时引起震动 (8) 油路中有死角, 空气逗留在死角里排不出, 引起系统压力波动	(1) 油箱油量加至标定的高度 (2) 清洗油泵前的过滤器 (3) 检查并拧紧油管接头 (4) 减小径向回油槽宽度及深度, 使其产生微量背压 (5) 圆度及同轴度建议在0.005mm以内 (6) 校好主轴(连转子及风扇)的动平衡、校好砂轮的静平衡 (7) 检查并修正卸荷皮带轮轴线与轴承轴线的倾斜 (8) 改进死角结构
3	轴承温升过高	(1) 轴承间隙过小 (2) 润滑油粘度太大, 液压损失引起油温升高	(1) 适当放大轴承间隙 (2) 重新选择润滑油粘度

第4节 尺寸链原理在机床修理中的应用

(一) 机床几何精度概述

机床设计、制造与修理, 首先要求保证质量。有关尺寸链精度问题, 正是保证机床质量的重要标志之一。

根据机床的技术要求, 经济合理地决定各有关

零件的尺寸公差与形位公差, 使机床获得最佳技术经济效益, 这对于保证机床质量和经济效益都有重要意义。

在机床修理过程中, 如何分析机构零件之间的尺寸关系? 如何保证机床的装配精度与技术要求? 如何规定零件的尺寸公差和形位公差? 都是尺寸链技术研究的问题。因为机床各机构是由零件组成的, 只有零件之间保持正确的尺寸关系, 才能实现正确的运动关系及其他功能要求。但在制造与修理过程中, 又必然存在尺寸误差与形状位置误差, 因此需要从零件尺寸与位置的变动中去分析各零件之间的相互关系与相互影响。从机床的检验标准、技术要求与装配条件出发, 适当限定各零件有关尺寸与位置的变动范围, 在零件设计与工艺设计时采取措施, 使其达到精度要求, 这是尺寸链研究的主要内容, 也是应用尺寸链原理, 通过修理, 提高机床几何精度的有效方法。

(二) 尺寸链基本概念

1. 尺寸链

在机床装配或零件加工过程中, 由相互连接的尺寸形成封闭的相互关联的尺寸组(图1-4-1, 图1-4-2)。这些尺寸象链子一样, 通过它们的作用面按一定的顺序排列成封闭形, 并且其中某一尺寸受其余尺寸的影响, 就构成一组尺寸链。尺寸链的基本特征是尺寸系列的封闭性和尺寸系列的相互关联性, 即尺寸系列中某一尺寸是该系列中其余尺寸的函数。

为了简化尺寸链的关系, 在图纸上可用尺寸链简图的形式表示。

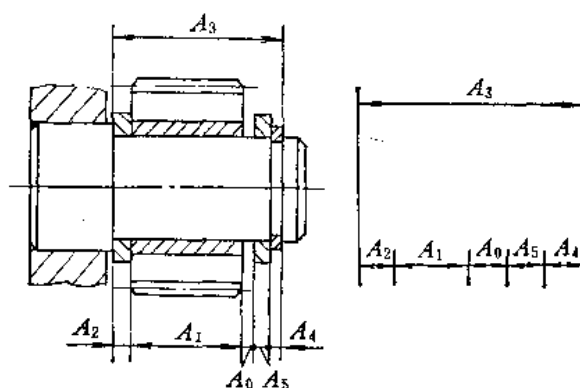


图1-4-1 长度尺寸链 (一)

2. 尺寸链组成

环——列入尺寸链中的每一个尺寸都叫做环。

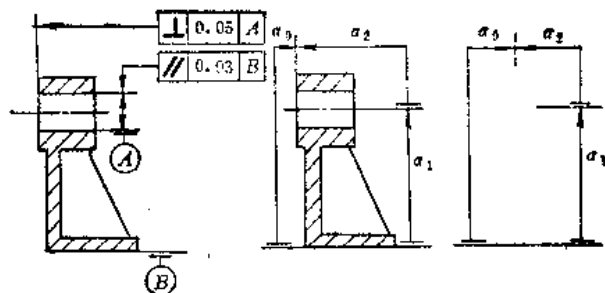


图1-4-2 角度尺寸链

一个尺寸链中至少要有三个环,如图1-4-1中 A_0 、 A_1 、 A_2 、 A_3 、 A_4 及 A_5 ;图1-4-2中 α_0 、 α_1 及 α_2 。

封闭环——在设计过程中,尺寸链其他各环的尺寸确定之后,最后得到的一个尺寸叫做封闭环。尺寸链在装配过程或加工过程最后形成的一环,用字母下角标“0”表示,如图1-4-1中 A_0 ;图1-4-2中 α_0 。一个尺寸链只能有一个封闭环,其余各环叫组成环。封闭环往往是部件或零件之间的相关尺寸或他们之间的间隙、过盈量、偏差、摆差等技术要求,是要求各组成环共同保证的一环,其值可以是“+”,也可以是“-”或“0”。

组成环——尺寸链中对封闭环有影响的全部环。这些环中任一环的变动必然引起封闭环的变动。如图1-4-1中 A_1 、 A_2 、 A_3 、 A_4 及 A_5 ;图1-4-2中 α_1 及 α_2 。一个尺寸链的组成环用同一字母加顺序号表示。同属几个尺寸链的组成环,叫做公共环。按各尺寸链的代号字母和顺序号分别表示。

增环——尺寸链中引起封闭环同向变动的组成环。同向变动指该组成环增大时封闭环也增大;该组成环减小时封闭环也减小如图1-4-1中 A_3 。增环在尺寸链方程式中是“+”值。

减环——尺寸链引起封闭环反向变动的组成环。反向变动指该组成环增大时封闭环减小,该组成环减小时封闭环增大。如图1-4-1中 A_1 、 A_2 、 A_4 及 A_5 ;图1-4-2中 α_1 、 α_2 。减环在尺寸链方程式中是“-”值。

补偿环——尺寸链中预先选定的某一组成环,可以通过改变其大小或位置,使封闭环达到规定的要求。如图1-4-3中 L_2 。为了明显起见,可以在尺寸链图中用方框把该环框起来,表示该环是补偿环。做为补偿环的零件叫补偿件。根据不同的补偿功能可分为固定补偿件,活动补偿件及自动补偿件。

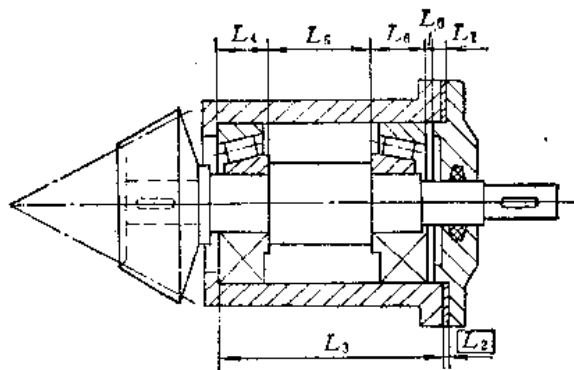


图1-4-3 带补偿环的尺寸链

传递系数——表示各组成环对封闭环影响大小的系数。

3. 尺寸链形式

1) 长度尺寸链与角度尺寸链

① **长度尺寸链** 全部环为长度尺寸的尺寸链(图1-4-1)。其符号用大写拉丁字母 A 、 B 、 C ...等表示。

② **角度尺寸链** 全部环为角度尺寸的尺寸链(图1-4-2)。其符号用小写希腊字母 α 、 β 、 γ ...等表示。

2) 装配尺寸链、零件尺寸链与工艺尺寸链

① **装配尺寸链** 全部组成环为不同零件设计尺寸所形成的尺寸链(图1-4-4)。

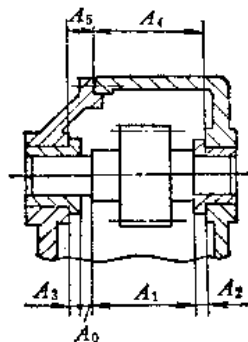


图1-4-4 装配尺寸链

② **零件尺寸链** 全部组成环为同一零件设计尺寸所形成的尺寸链(图1-4-5)。

③ **工艺尺寸链** 全部组成环为同一零件工艺尺寸所形成的尺寸链(图1-4-6)。

3) 基本尺寸链与派生尺寸链

① **基本尺寸链** 全部组成环皆直接影响封闭环的尺寸链(图1-4-7 尺寸链B)。

② **派生尺寸链** 一个尺寸链的封闭环为另一

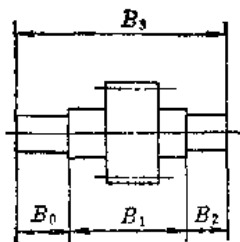


图1-4-5 零件尺寸链

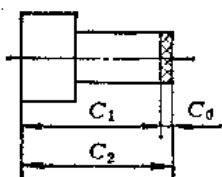


图1-4-6 工艺尺寸链

尺寸链的组成环的尺寸链 (图 1-4-7 尺寸链 V)。

4) 标量尺寸链与矢量尺寸链

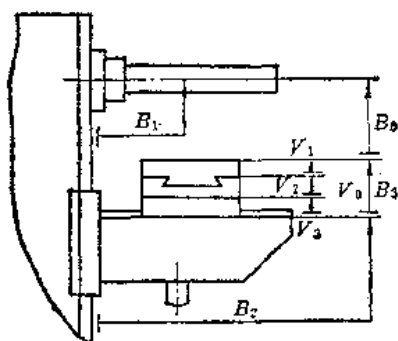


图1-4-7 机床的基本尺寸链和派生尺寸链

① 标量尺寸链 全部尺寸链组成环为标量尺寸所形成的尺寸链 (图 1-4-1~图 1-4-6)。

② 矢量尺寸链 全部尺寸链组成环为矢量所组成的尺寸链 (图 1-4-8)。

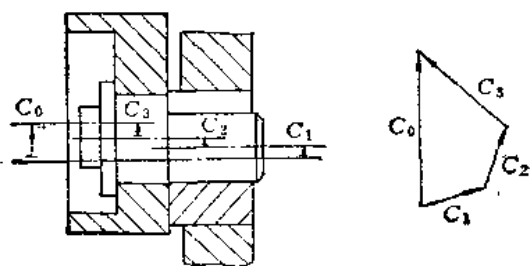


图1-4-8 矢量尺寸链

5) 直线尺寸链、平面尺寸链与空间尺寸链

① 直线尺寸链 全部组成环平行于封闭环的尺寸链 (图 1-4-1、图 1-4-3~图 1-4-6)。

直线尺寸链有简单尺寸链、并联尺寸链、串联尺寸链及混联尺寸链。

a. 简单尺寸链 各环按一定顺序排列, 只有一个封闭外形的尺寸链, 叫做简单尺寸链 (图 1-4-9)。其尺寸链方程式为:

$$\Sigma A = A_1 - A_2 - A_0 = 0$$

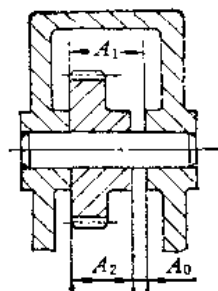


图1-4-9 简单尺寸链

图 1-4-10 所示为床身溜板尺寸链。其方程式为:

$$A \text{ 组 } \Sigma A = A_1 - A_2 - A_3 - A_0 = 0$$

$$B \text{ 组 } \Sigma B = B_1 - B_3 - B_0 = 0$$

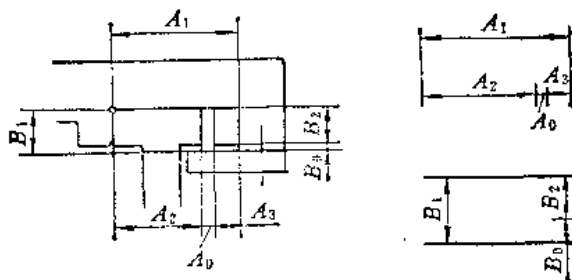


图1-4-10 床身溜板尺寸链

b. 并联尺寸链 这是几个尺寸链具有一个或几个公共环的联系形态。图 1-4-11 所示为牛头刨床摇杆机构两组尺寸链 A 与 B 以 $A_3 = B_3$ 为公共环的并联尺寸链。其方程式为:

$$A \text{ 组 } \Sigma A = A_1 + A_2 - A_3 - A_0 = 0$$

$$B \text{ 组 } \Sigma B = B_1 + B_2 - B_3 - B_4 - B_0 = 0$$

并联尺寸链中的公共环如发生变动, 则与他有关的各尺寸链都将发生变动。因此, 排列尺寸链时, 最好先从公共环开始。

c. 串联尺寸链 这是每一后继尺寸链是以前一尺寸链为开始的联系形态, 前后尺寸链有一个公共基面。串联尺寸链也可以有若干个尺寸链连续串联。图 1-4-12 所示为滚齿机床身与差动机构。A 组与 B 组尺寸链由差动轮系中心线 (公共基面) 联系而成的串联尺寸链。其方程式如下:

$$A \text{ 组 } \Sigma A = A_1 - A_2 - A_3 - A_0 = 0$$

$$B \text{ 组 } \Sigma B = B_1 - B_2 - B_3 - B_4 - B_0 = 0$$

串联尺寸链的特点是: 当公共基面发生变动

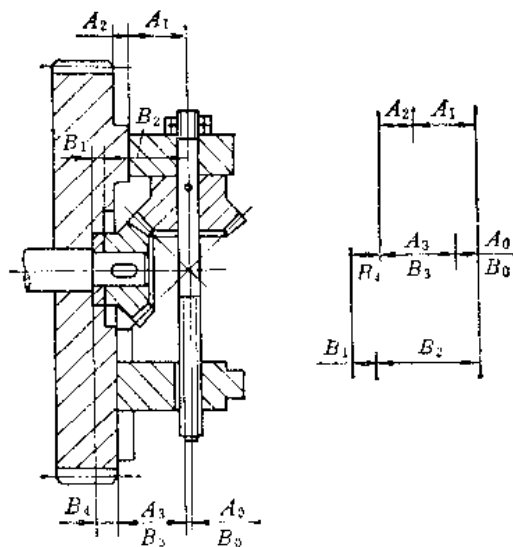


图1-4-11 刨床摇杆机构尺寸链

时,与它有关的尺寸链也发生变动。同样,当一组尺寸链中有一支的一环发生变动,并且不能从同一支中其他环得到补偿,则这种变动就会累积给串联尺寸链中的其他尺寸链。

d. 混联尺寸链 这是由并联和串联混合组成的尺寸链。图 1-4-13 为滚齿机刀架部分的结构。它的方程式为:

$$\begin{aligned} \text{A 组 } \Sigma A &= A_1 + A_0 + A_3 \\ &- A_2 = 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{B 组 } \Sigma B &= B_2 + B_3 - B_4 \\ &- B_1 - B_0 = 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{C 组 } \Sigma C &= C_1 + C_2 + C_0 \\ &+ C_3 - C_4 - C_5 \\ &- C_6 - C_7 = 0 \end{aligned}$$

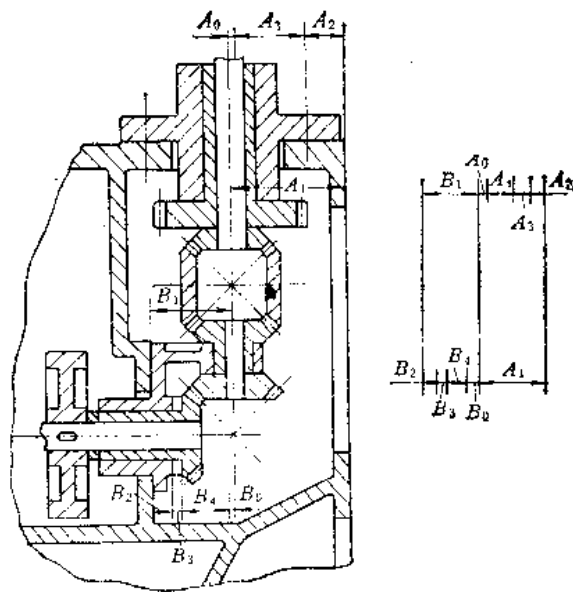
由以上各种形态特点可知,在分析尺寸链时应首先找出各个简单尺寸链的封闭外形,然后研究各个封闭尺寸链的关系。注意查明构成串联尺寸链的公共基面和构成并联尺寸链的公共环。

② 平面尺寸链 全部组成环位于一个或几个平行平面内,但某些组成环不平行于封闭环的尺寸链(图 1-4-14)。

③ 空间尺寸链 组成环位于几个不平行的平面内的尺寸链。

4. 尺寸链环的特征、符号及

图例(表 1-4-1)



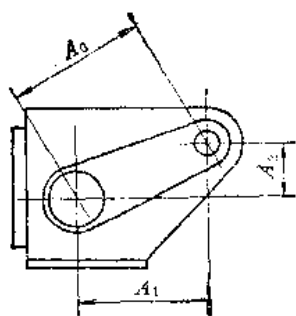


图1-4-14 平面尺寸链

式中 L ——尺寸链环的基本尺寸；

m ——组成环的环数。

封闭环基本尺寸关系式为：

$$L_0 = \sum_{i=1}^m \xi_i L_i$$

式中 L_0 ——封闭环；

L_i ——组成环及其符号；

ξ ——传递系数。

表1-4-1 尺寸链特征、符号、图例

环的特征		符 号	图 例
长 度 环	距 离		
	偏 移		
	偏 心		
	矢 径		
角 度 环	平 行		
	垂 直		
	倾 斜		
	角 度		

尺寸链环的数值公差用 T 来表示, 封闭环的公差用 T_0 表示。

全部组成环取相同公差值时的组成环公差称为平均公差, 用 T_{av} 表示:

$$T_{av} = \frac{T_0}{m}$$

按全部组成环公差算术相加计算的封闭环或组成环公差称为极值公差, 用 T_L 表示。

环平均极值公差关系式为:

$$T_{av,L} = \frac{T_0}{\sum_{i=1}^m |\xi_i|}$$

直线尺寸链 $|\xi_i| = 1$ 时, 则

$$T_{av,L} = \frac{T_0}{m}$$

封闭环极值公差关系式为:

$$T_{0L} = \sum_{i=1}^m |\xi_i| T_i$$

按各组成环和封闭环统计特性计算的封闭环或组成环公差称为统计公差, 用 T_s 表示。环统计公差关系式为:

$$T_{av,s} = \frac{K_0 T_0}{\sqrt{\sum_{i=1}^m \xi_i^2 R_i^2}}$$

封闭环统计公差关系式为:

$$T_{0s} = \frac{1}{K_0} \sqrt{\sum_{i=1}^m \xi_i^2 K_i^2 T_i^2}$$

按全部组成环公差平方和计算的封闭环或组成环公差, 称为平方公差, 用 T_q 表示。环平方公差关系式为:

$$T_{av,q} = \frac{T_0}{\sqrt{\sum_{i=1}^m \xi_i^2}}$$

对于直线尺寸链, $|\xi_i| = 1$ 时, 则

$$T_{av,q} = \frac{T_0}{\sqrt{m}}$$

封闭环平方公差关系式为:

$$T_{0q} = \sqrt{\sum_{i=1}^m \xi_i^2 T_i^2}$$

按各组成环具有相同统计特性计算的封闭环或组成环公差称为当量公差, 用 T_E 表示。环当量公差关系式为:

$$T_{av,E} = \frac{T_0}{K \sqrt{\sum_{i=1}^m \xi_i^2}}$$

对于直线尺寸链 $|\xi_i| = 1$ 时, 则

$$T_{av,E} = \frac{T_0}{K \sqrt{m}}$$

封闭环当量公差关系式为:

$$T_{0E} = K \sqrt{\sum_{i=1}^m \xi_i^2 T_i^2}$$

基本尺寸与实际尺寸之差值, 称为实际偏差, 用 X 表示。

实际偏差的平均值, 称为平均偏差, 用 \bar{X} 表示。

上偏差与下偏差的平均值称为中间偏差, 用 Δ 表示。

封闭环中间偏差关系式为:

$$\Delta_0 = \sum_{i=1}^m \xi_i \left(\Delta_i + e_i \frac{T_i}{2} \right)$$

当 $e_i = 0$ 时

$$\Delta_0 = \sum_{i=1}^m \xi_i \Delta_i$$

组成环上偏差用 ES 表示, 其关系式为:

$$ES_i = \Delta_i + \frac{1}{2} T_i$$

封闭环上偏差关系式为:

$$ES_0 = \Delta_0 + \frac{1}{2} T_0$$

组成环的下偏差用 EI 表示, 其关系式为:

$$EI_i = \Delta_i - \frac{1}{2} T_i$$

封闭环下偏差关系式为:

$$EI_0 = \Delta_0 - \frac{1}{2} T_0$$

组成环最大极限尺寸用 L_{max} 表示, 其关系式为:

$$L_{i,max} = L_i + ES_i$$

封闭环最大极限尺寸关系式为:

$$L_{0,max} = L_0 + ES_0$$

组成环最小极限尺寸用 L_{\min} 表示, 其关系式为:

$$L_{i \min} = L_i + EI_i$$

封闭环最小极限尺寸关系式为:

$$L_{0 \min} = L_0 + EI_0$$

表征尺寸分布分散性的系数叫相对分布系数用 K 来表示。正态分布时 $K = 1$ 。

表征分布曲线不对称程度的系数叫相对不对称系数, 用 e 来表示。在公差带内对称分布时, $e = 0$, 则

$$e = \frac{\bar{X} - d}{\frac{T}{2}}$$

概率密度函数用 $\phi(x)$ 表示。

各参数之间的关系见图 1-4-15。

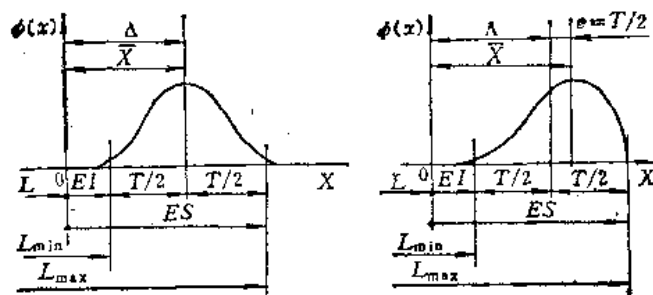


图1-4-15 尺寸分布各参数之间的关系

(三) 达到修理尺寸链封闭环公差要求的方法

1. 修理尺寸链解法

机床在使用过程中, 由于零件的磨损、变形、位移和反复修刮及不正确的装配调整, 引起零件尺寸的改变和位置偏移。机床修理的目的就是要消除这些偏差, 恢复其精度和工作性能。

用解尺寸链的方法来设计机床修理方案, 是一种有效的方法。按照机床的结构和装配要求, 查出它们的尺寸链关系, 按机床的技术要求、机构特点、公差大小和生产条件, 确定封闭环的尺寸和公差, 经过合理的技术计算和调整, 把封闭环公差值分配给各组成环, 通过对各组成环的修理和调整, 达到封闭环要求的精度。

达到封闭环公差要求的方法, 通常有互换法、修配法和调整法三种形式。

分组法是互换法的一种, 它将各组成环零件按

其实际尺寸大小分为若干组, 按各对应组进行选装, 同组零件具有互换性。该方法属批量生产方式, 在机床修理时很少采用。

互换法在装配过程中, 对各相应尺寸数为尺寸链各环的零件不需挑选或改变其尺寸和位置, 装入后即能达到封闭环的公差要求。它的优点是装配简单, 备件制造和供应方便。机床修理时遇有下列情况, 一般选用互换法。

1) 按其原设计结构特点, 知道原有尺寸链是用互换法的。如各种典型的变速箱传动件, 就应该按照原设计的尺寸加工。

2) 在修理过程中需要更换的零件, 它的技术计算、加工刀具已经标准化的, 如: 齿轮、蜗轮、花键和螺纹等, 均应按原设计的尺寸和精度加工制造。

3) 涉及外厂协作件、标准件的有关尺寸, 或影响易损备件计划供应的, 修理时都不应改变, 须按标准尺寸和公差加工, 保持互换法的特点。

应用互换法解修理尺寸链, 通常是在已经确定封闭环精度的情况下进行的。利用反计算的方法, 根据前面介绍的关系式计算尺寸链中需要修复或更换的几个组成环的名义尺寸和公差。用互换法解环数较多的尺寸链

时, 可以根据最短尺寸链原则, 把不需要修复的组成环合并起来, 尽量减少尺寸链的环数, 这样, 其他需要修复的零件公差即可相应的放大。

调整法在修理装配时常用调整的方法改变补偿环的实际尺寸或位置, 使封闭环达到其公差与极限偏差的要求。用调整法解尺寸链时, 其余各组成环的尺寸不必严格控制, 允许对它们的作用面通过修理改变其尺寸, 可以在不更换或少更换零件的情况下, 比较经济地恢复尺寸链封闭环的精度。用调整法解尺寸链, 装配简单, 容易解决备件供应问题。尤其是当解组成环数多、封闭环精度要求高的尺寸链时, 得到了广泛的应用。实际上有很多机床的机构在设计时, 不但考虑到制造时的方便, 还为以后修理时补偿磨损做好了准备。在机床修理时, 应该充分利用尺寸链中原有的补偿件, 用调整法达到封闭环的精度要求。当补偿件的现有调整量小于实际需要的补偿值时, 应该修复或更换补偿件, 根据各环的磨损量和预计修去量, 加大调整环补偿件的调整量, 并为以后的维修留有足够的调整量。

根据补偿件的调整方法不同,可分为自动调整和定期调整两类;

1) 自动调整法是靠自动补偿件随时调整封闭环的精度,消除零件磨损、变形等引起的偏差。图1-4-16所示,为外圆磨床主轴和轴承的结构图。轴瓦是自动补偿件。在它的上面装有两个小活塞,靠调整好的压力油使活塞在端盖的孔中移动,使主轴和轴瓦的间隙 ΔD 在相当长的使用时间内保持正常。

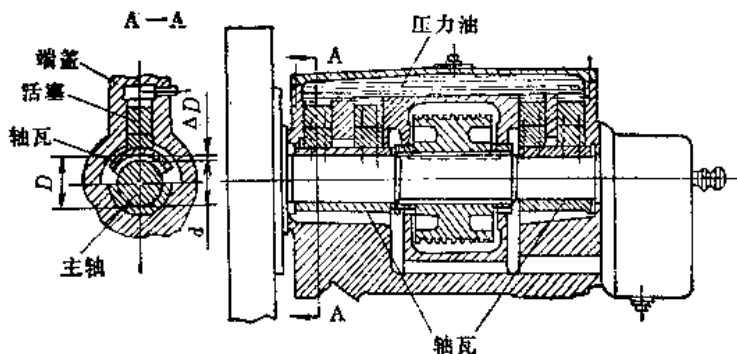


图1-4-16 轴瓦间隙自动补偿

图1-4-17所示的弹簧,可以消除由于丝杠螺母磨损而产生的窜动量。

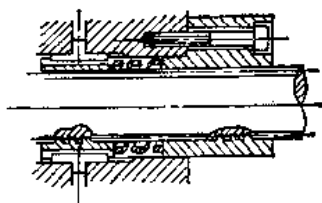


图1-4-17 螺母间隙自动补偿

图1-4-18所示,是借重锤的重力,不断的消除丝杠螺母的单面间隙。

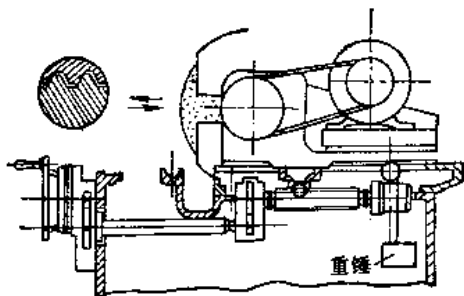


图1-4-18 重锤消除螺母间隙装置

图1-4-19所示,是靠自动补偿件活塞环的胀

力,消除由于油缸和活塞环的磨损而产生的间隙,使其紧密贴合。其左端油封借法兰预加的压力和油的压力,使它在相当长的时间内,保持密封。

图1-4-20是磨床油缸示意图,在两活塞之间留有间隙 ΔA ,依靠它补偿由于油温的变化而产生的活塞杆伸缩变形。

在机床修理时,要检查自动补偿件的工作性能,确保它能继续承担自动补偿的作用。

2) 定期调整法是利用定期调整补偿件恢复机床尺寸链精度的一种简便方法。尤其是在中小修时,有时不必更换零件,只靠调整,就能恢复封闭环精度。常见的定期补偿件有下面几种:

螺纹调整补偿件。是用带有螺纹的调整件,定期地调整尺寸链的补偿环,恢复封闭环要求的精度。例如:

图1-4-21是借调整三个调整螺丝,保证磨床磨头中心线对工作台面的垂直度要求的。调好以后,用螺钉压紧。

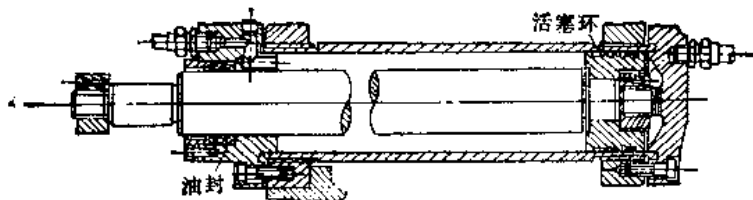


图1-4-19 活塞环及油封自动补偿

图1-4-22所示,是借调整螺钉和定位销轴,保证车床主轴中心线对床身导轨在水平面内的平行性。

图1-4-23所示,是用调整螺丝调整车床尾座

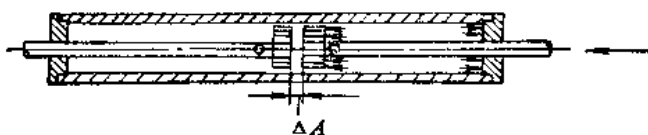


图1-4-20 两活塞之间的 ΔA 间隙可作温度引起活塞杆长度的变化的补偿

轴中心线对主轴中心线的同心度。

图1-4-24所示,是用调整压片调整车床摩擦离合器的传递力矩。

图1-4-25所示,是用调整螺钉消除滚动轴承

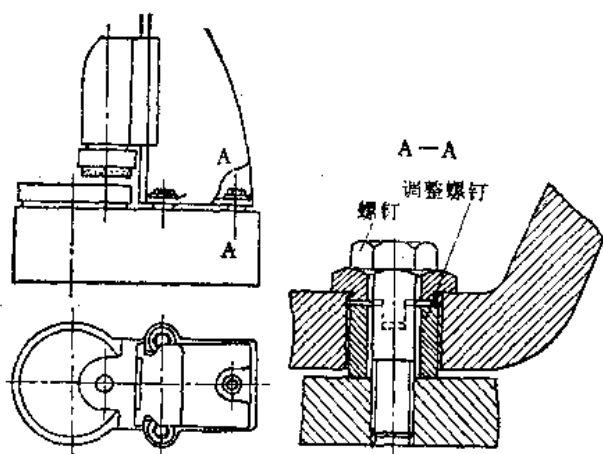


图1-4-21 砂轮主轴对工作台面垂直度的调整环节

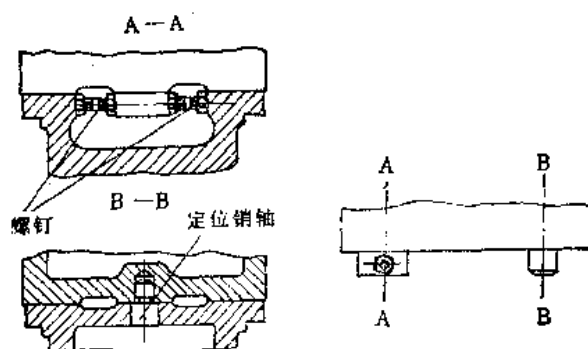


图1-4-22 车床车头主轴中心对床身导轨在水平平面内平行度的调整环节

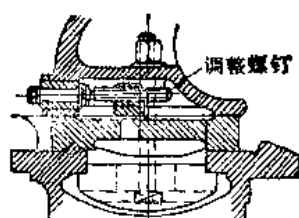


图1-4-23 尾架中心的调整环节

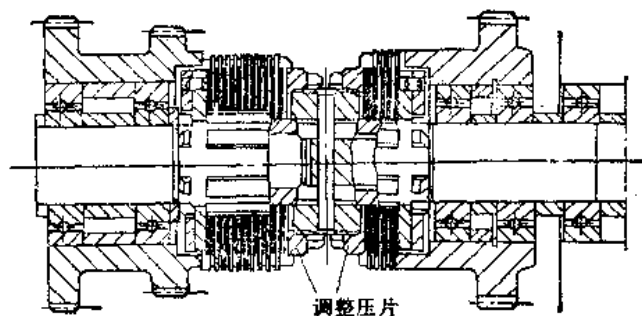


图1-4-24 摩擦离合器的调节

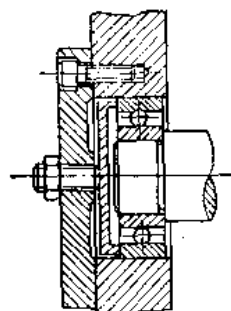


图1-4-25 轴承轴向间隙的调节环节

与轴肩之间的间隙。

图1-4-26所示,是借调整螺帽和垫片,保证一对锥齿轮的正常啮合间隙。

斜面调整补偿件。是靠带有斜面的零件的相对位移,而改变尺寸链补偿环的尺寸,满足封闭环要求的精度。例如:

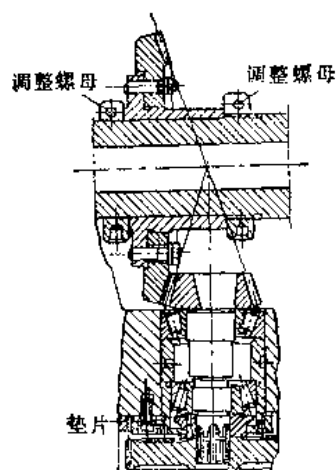


图1-4-26 锥齿轮装配位置的调节

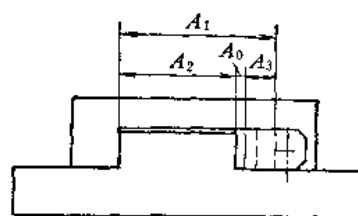
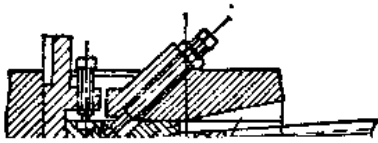


图1-4-27 用压板或楔块调整间隙

图1-4-27所示,是用带有斜面的压板或楔铁,调整间隙 A_0 。

图1-4-28所示,是冷激机滑块用斜铁调整连杆小头中心到冲头端面的距离。

1-44



定位环、定位垫调整补偿件。例如：

图 1-4-31 所示，是靠改变定位环的装配位置来调整间隙的。

图 1-4-32 所示，是靠调整两个定位环和螺钉

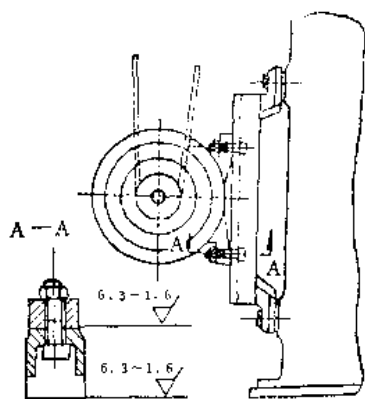


图1-4-35 利用长孔调节电动机传动带的张力

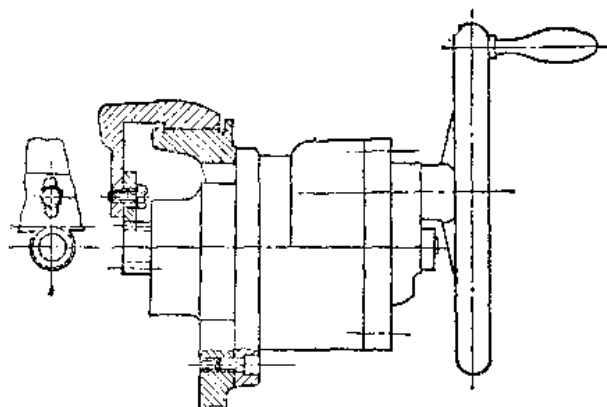


图1-4-36 利用长孔来调节齿条与齿轮的啮合位置

整补偿件来改变补偿环的尺寸，达到封闭环要求的精度。

修配法：机床修理装配时，用修配的方法在补偿件的作用面上除去一层或增加一层材料，以改变补偿件的实际尺寸，使封闭环达到其公差和极限偏差要求的精度，例如：

1) 在补偿件的表面上除去一层金属。图 1-4-37 所示，当尾座磨损后，为了达到封闭环 ΔA 的精度要求，在床头箱底面用加工或刮研的方法除去一层金属。

2) 更换加大尺寸的新补偿件。图 1-4-38 所

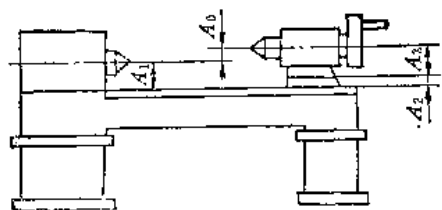
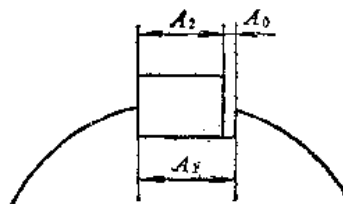


图1-4-37 用加工或刮研的方法改变补偿件实际尺寸

图1-4-38 用更换补偿件(键)的方法加大 A_2

示为更换新键，加大 A_2 。

3) 移动补偿件的位置，重新定位。图 1-4-39 所示为铣床升降丝杠与螺母不同轴度的尺寸链，当 a 、 b 面磨损后，可按丝杠中心位置确定螺母座，重新配作定位销孔。

4) 当各组成环尺寸都不易修复时，可在尺寸链中增加一个简单零件做为补偿件（参阅图 1-4-45）。或用修复的方法（镀铬、喷镀、堆焊、粘接等）增加补偿环的尺寸。

修配法具有这样的特点：由于采用补偿件补偿了尺寸链各环的过大偏差，修理时可以降低对组成环的精度要求，需要控制精度的环数可以减少。这样，可以在少更换或不更换零件的情况下，通过加工修理，达到封闭环规定的精度，使修理工作做到经济、方便。因此，修配法在机床修理工作中得到广泛的应用。

更换新的补偿件时，应在它的作用面上留有足够的余量，供装配时修配。

在一些机床结构中，有的设有明显的作为补偿环的补偿件，有些并不明显，有些并没有单独的设立补偿件，而是在一组成环上留有余量，供装配时修配。修理时，可参考下面几个条件来选择作为补偿环的补偿件。

1) 尽量利用尺寸链中原有的典型补偿件。例如传动轴上的定位垫圈（图 1-4-31 中的定位环，图 1-4-40、1-4-41 中的垫圈），多轴车床和六角车床的转位定位块、小轴套、垫板、定位销、键等。

2) 选择尺寸链的单一环，作为补偿环。不要选择几个尺寸链的公共环，以免修改它的尺寸时，影响其他尺寸链的精度。

3) 根据封闭环在使用和修理过程中减小（或增大）的变化规律，选择尺寸链中的增环（或减环）做为补偿环。这样，修配时可在补偿件上除去一层金属（而不是增加），便可达到封闭环要求的精度。例如，龙门刨床或磨床（图 1-4-42）的工作

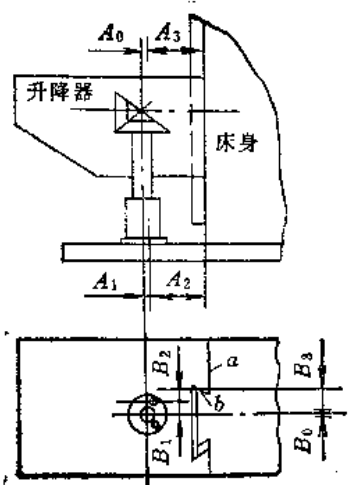


图1-4-39 铣床升降丝杠与螺母的装配尺寸链

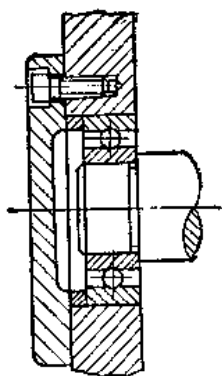
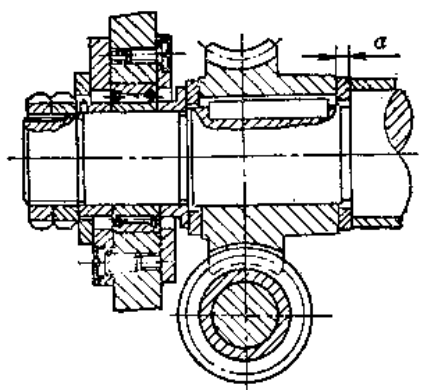


图1-4-40 利用定位垫圈补偿轴向间隙

图1-4-41 改变垫圈厚度 a 来调节蜗轮副的啮合位置

台传动尺寸链，根据导轨磨损和修刮的结果，将使该尺寸链的封闭环（齿轮齿条的啮合间隙）减小，因此应该选择该尺寸链中的减环做为补偿环。可在齿条与工作台结合面上除去一层金属，以保证齿轮

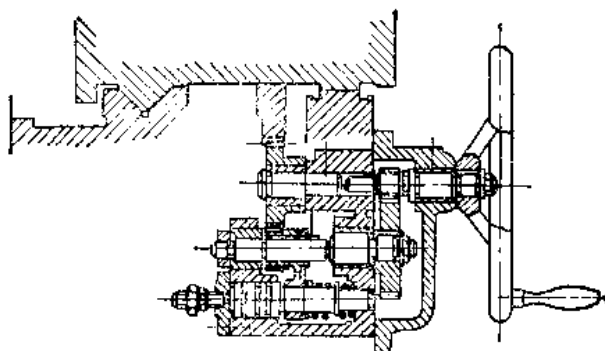


图1-4-42 铣床工作台手摇机构

齿条的正常啮合。又如图1-4-10所示的尺寸链 B ，导轨的磨损和修刮将使封闭环 B_0 增大。因此，应该选择尺寸链中的增环 B_1 做为补偿环。在溜板和压板结合面除去一层金属，减小封闭环 B_0 ，即可达到要求。

4) 需要更换新的补偿件时，尽量选择尺寸链中的简单小零件作为补偿件，这样可以减少修理工作量。图1-4-43为冲床的一对齿轮的装配尺寸链。当齿轮磨损后，封闭环 A_0 （齿轮间隙）加大，修理时可采用负修正齿修理大齿轮齿面，配换新的正修正小齿轮。即加大 A_3 ，减小 A_2 ，使 A_0 恢复到正常要求。其他类似的情况还有：修磨轴颈配做轴套；移动装配件的相对位置，扩大或修改定位销孔，重做定位销；修理丝杠，配做螺母；修磨油缸，配换活塞；研磨阀体孔，配做新阀杆；修整键槽，配做新键；修理凸轮曲线槽，配换新滚子等。

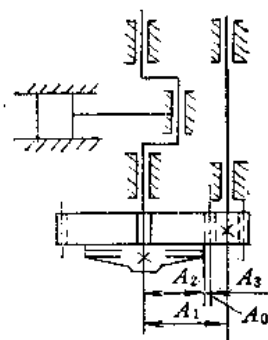


图1-4-43 冲床主传动齿轮的装配尺寸链

5) 需要修理的补偿件，应具有精确的加工基面，具有容易加工的简单小作用面，能够满足修的快、精度准确的要求。

6) 需要待其他组成环装配后，根据实际测量的结果，确定补偿环尺寸的。应该选择便于测量，容易拆装的零件作为补偿件。一般选用最后装配的

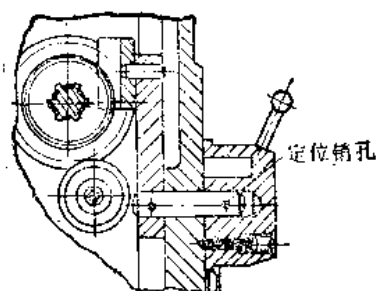


图1-4-44 操纵手柄的定位

零件。图 1-4-44 为变速操纵手柄，当定位基准修改，需要在装配后重新定位时，应选定位销孔作为补偿环，根据装配调整的正确位置，最后钻铰。

7) 当尺寸链中的零件都不更换时，可以根据以上条件选一个零件，用修理的办法加大它的尺寸。或在尺寸链中增加一个简单零件（如套、垫等）作为补偿件（图 1-4-45）。

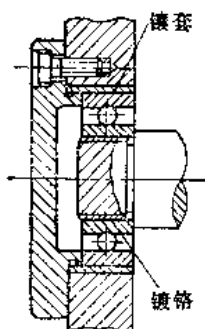


图1-4-45 轴承内外环配合的补偿

8) 有的封闭环精度能用机床本身加工达到的尺寸链，补偿环应该选在能用机床本身加工的零件上。这样，修配时加工简单，不必重新拆装，容易达到封闭环要求的精度。例如保证龙门刨床、牛头刨床、平面磨床的工作台上表面对床身导轨的平行性的尺寸链（图 1-4-46），可用装配后自身加工的办法来保证。六角车床刀架的刀座孔，车床、磨床主轴的锥孔、轴肩等部位，也可用自身加工的办法修理。事先在这些表面上留有足够的余量。为了克服热变形的影响，可以在机床达到热平衡后进行加工。

9) 选择靠近封闭环的零件做为补偿件，这样，有利于直接进行补偿，也便于测量和检验。

此外，应该加以说明，在解修理尺寸链时，经

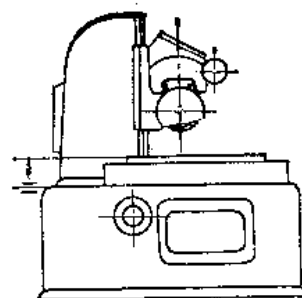


图1-4-46 磨床工作台的自身加工

常遇到不平行尺寸链和角度尺寸链。对于这两种尺寸链，先设法把它们简化成平行环尺寸链，然后加以解之。下面介绍一下把它们简化成平行环尺寸链的方法：

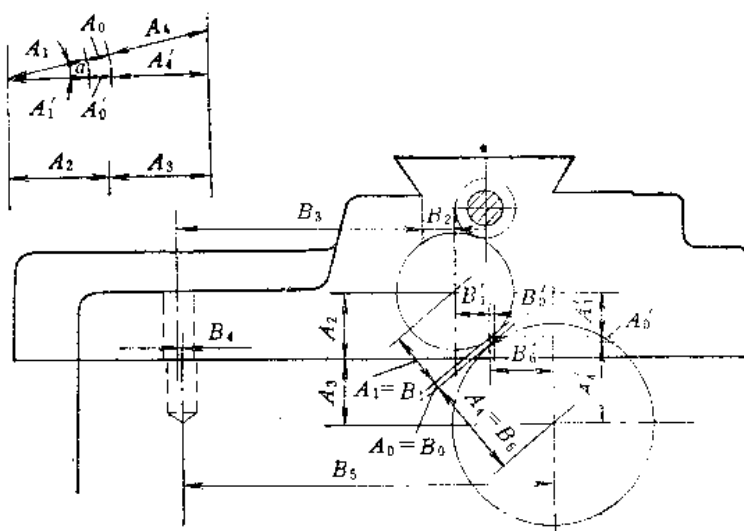


图1-4-47 车床溜板的尺寸链

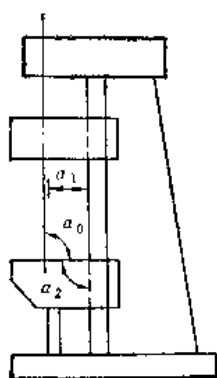
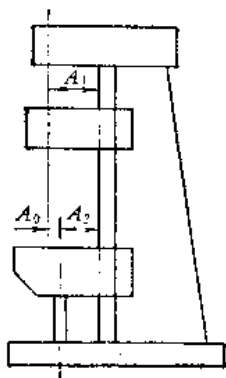
① 把不平行尺寸链简化成平行尺寸链的方法 尺寸链中的一环或几环，互相成角度的排列在一个或几个互相平行的平面内。解这种尺寸链时，可以把它的各环投影到一个方向，便简化成平行环尺寸链，然后利用上面所说的解平行环尺寸链的方法去解。在选择投影方向时，必须注意不要使尺寸链中任何一环的投影为零。

图 1-4-47 所示，为车床溜板的一个尺寸链简图。把成角度排列的 A_1 、 A_4 、 A_6 三个环投影到 A_2 、 A_3 平行的线上，便化为平行环尺寸链。

$$A_2 + A_3 - A'_1 - A'_4 - A'_6 = 0$$

$$\text{式中 } A'_1 = A_1 \cos \alpha \quad A'_4 = A_4 \cos \alpha \quad A'_6 = A_6 \cos \alpha$$

② 把角度尺寸链简化成平行尺寸链的方法 角度尺寸链各环可以直接用角度 ($^\circ$ 、 $'$ 、 $''$) 表示，

图1-4-48 立式钻床
角度尺寸链图1-4-49 立式钻床中用直线
尺寸链代替角度尺寸链

其偏差也用角度表示。例如，确定钻床主轴回转轴线对工作台垂直度的尺寸链（图 1-4-48）：

$$\alpha_0 = \alpha_1 - \alpha_2$$

其封闭环中间偏差为

$$\Delta_{\alpha_0} = \Delta_{\alpha_1} \pm \Delta_{\alpha_2} \text{ (根据偏差方向决定 +、-)}$$

有时角度偏差也用直线尺寸的形式表示。以所测量的一定长度为分母，所得偏差为分子，以它们的比值形式表示平行度、垂直度的偏差值。例如 0.02/300, 0.025/1000 等。这时，钻床角度尺寸链 α ，可用直线尺寸链 A 表示（图 1-4-49）。

$$A_0 = A_1 - A_2$$

其偏差为

$$\Delta_{A_0} = \Delta_{A_1} + \Delta_{A_2} \text{ (根据偏差方向决定 +、-)}$$

偏差值都用比值形式表示。

解这类尺寸链时，应向有关作用面引一理想垂线（例如如图 1-4-49 中的与作用面成 90° 的直线），然后连接有关作用面，这样，轴线和理想垂线，即形成一个封闭的平行环尺寸链。

2. 修理尺寸链的分析与计算

（1）修理尺寸链分析 机床修理尺寸链与机床设计、制造尺寸链不同，设计制造尺寸链研究的重点是在批量生产的条件下，如何在设计制造过程中，经济合理的保证产品质量，涉及尺寸链所有环的基本尺寸和公差，而且是预先确定各组成环的尺寸范围，保证封闭环的最终结果。修理尺寸链的解法则不同，机床修理的性质，基本上是单件生产性质。尺寸链的各环已不是图纸设计的基本尺寸和公差，而是实际存在的可以精确测量的实际尺寸，这样，就可以把不需要修复的尺寸量值绝对化，在公差分配时该环的公差值可以为零。对于固定联接在一起

的几个零件，可以根据最短尺寸链原则，当做一环来处理。最大可能地减少需要修理的环数；最大可能地扩大各环的修理公差值。如果修理工作是按尺寸链的顺序进行的，可以采用误差抵消法放宽必修各环的修理公差。

尺寸链分析时，要弄清各环零件之间的关系，对各有关零件的基本尺寸进行审核。

列入尺寸链的尺寸，都影响装配精度与技术要求，按此可以分清哪些尺寸是主要的，哪些尺寸是次要的，为正确标注尺寸打下基础。

为保证装配精度与技术要求，需要进行必要的公差计算，对于有关零件的尺寸给予经济合理的公差值。

在尺寸链中具有补偿环时，有可能放宽各有关尺寸的制造公差，由此可以判断设计的合理性。

可以严格控制某些有影响的零件尺寸（即传递系数大的组成环），为选择零件或部件的公差等级及其相应的修理方法和检验方法，提供必要的技术依据。

机床修理尺寸链的分析方法，首先要研究机床的装配图，研究它的装配特点，根据机床各零件表面间存在的关系，或部件之间的相互尺寸关系，查明全部尺寸链。分析机床尺寸链应从最基本的尺寸链即借以保证机床加工精度的尺寸链开始。最简单的方法是利用机床精度检验标准，找出以此标准允许的误差为封闭环的各修理尺寸链。然后根据各部件的装配技术要求，查明其他装配尺寸链。根据精度检验标准所规定的各项允差和其他装配技术要求，就可以确定有关修理尺寸链的封闭环及其公差。为了查找尺寸链方便，应将所查明的尺寸链关系分别标明在机床总布置图上。根据机床在使用和修理过程中产生过大偏差的一般规律和实地观察，把尺寸链分为三类：

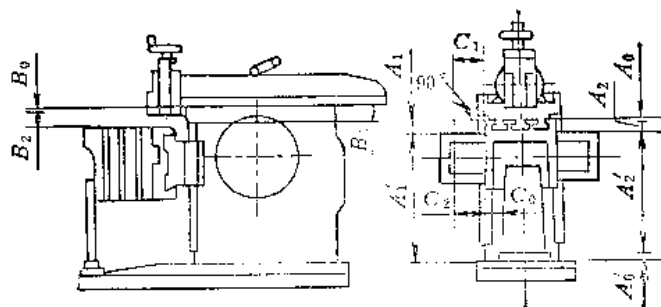


图1-4-50 牛头刨床尺寸链

1) 尺寸链精度显然不会改变者。

2) 尺寸链的精度可能受到破坏者。

3) 尺寸链的精度肯定不合乎要求者。

修理时第一类不用考虑。对第二类尺寸链需经过拆卸前后和拆卸过程中的严格检查,才能确定是否需要修理。第三类尺寸链必须修复。对需要修理的尺寸链,则应充分研究它们的结构特点,合理选择解尺寸链的方法,使修理工作达到合理可靠。

表 1-4-2~表 1-4-5 列出几种机床修理尺寸链的分析的例子,供参考。

(2) 修理尺寸链计算

1) 基本尺寸计算顺序

① 根据机床装配图和机床精度检验项目,查明与修理有关的尺寸链和有关的全部组成环。

② 根据机床的技术条件和精度标准,查明封闭环公差与极限偏差。

③ 根据组成环零件图或按实物测量的实际尺寸,查明各组成环的实际尺寸。

④ 根据各组成环对封闭环精度的影响,决定各组成环的传递系数。列出尺寸链计算方程式。

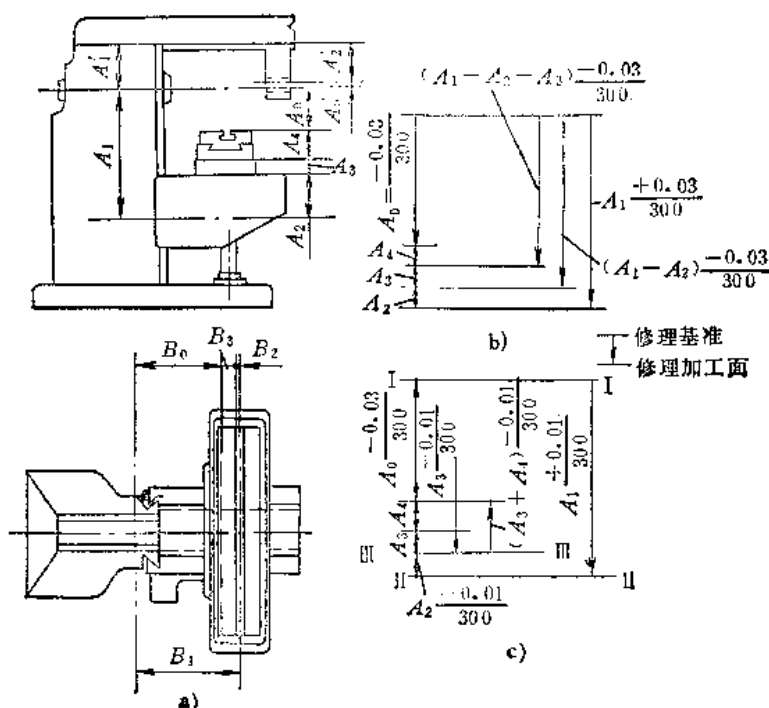


图 1-4-51 铣床尺寸链

表 1-4-2 立式钻床主要修理尺寸链分析(图 1-4-49)

代号	简要说明	方程式	封闭环及其公差 (mm)	解法	解法说明
A	保证主轴套筒中心线对工作台面垂直度的尺寸链	$A_1 - A_2 - A_0 = 0$	$A_0 = A_0 \pm 0.03/300$	修配法	修刮导轨时控制
B	控制底板上表面对主轴套筒中心线垂直度的尺寸链	$B_1 + B_0 - B_2 = 0$	$B_0 = B_0 \pm 0.1/300$	修配法	按立柱导轨修刮底板上表面
C	保证主轴回转中心线对主轴套筒中心线同轴度的尺寸链	$C_1 + C_3 - C_2 \pm C_0 = 0$	$C_0 = 0 \pm 0.02$	修配法	装配时调整同心度,重新钻铰变速箱与立柱的定位销孔

表 1-4-3 牛头刨床主要修理尺寸链分析(图 1-4-50)

代号	简要说明	方程式	封闭环及其公差 (mm)	解法	解法说明
A	保证工作台上表面对横梁导轨平行度的尺寸链	$A_1 - A_2 - A_0 = 0$	$A_0 = 0 \pm 0.02/300$	修配法	装配调整后,本身刨削工作台上表面
A'	保证横梁导轨对工作台支架支承面平行度的尺寸链	$A'_1 - A'_2 - A'_0 = 0$	$A'_0 = 0 \pm 0.03/300$	修配法	修刮支架支承面
B	保证工作台上表面对滑枕导轨平行度的尺寸链	$B_1 - B_2 - B_0 = 0$	$B_0 = 0 \pm 0.03/300$	修配法	与尺寸链 A 同时解决
C	保证工作台侧表面对工作台上表面垂直度的尺寸链	$C_1 - C_2 - C_0 = 0$	$C_0 = 0 \pm 0.03/300$	修配法	修刮工作台地板时保证工作台侧面与横梁上导轨面垂直

表1-4-4 铣床主要修理尺寸链分析(图1-4-51)

代号	简要说明	方程式	封闭环及其公差 (mm)	解法	解法说明
A	保证工作台上表面对主轴中心线平行度的尺寸链	$A_1 - A_2 - A_3 - A_4 - A_0 = 0$	$A_0 = A_0 \pm 0.02/300$	修配法	修刮各有关导轨面时逐环控制平行性
A'	保证铣刀杆支架孔对主轴中心线同轴度的尺寸链	$A'_1 - A'_2 - A'_0 = 0$	$A'_0 = 0 \pm 0.02$	修配法	装配后更换支架孔套, 用主轴示身搪支架套孔
B	控制工作台横导轨与纵导轨垂直度的尺寸链	$B_1 - B_2 - B_3 - B_0 = 0$	$B_0 = B_0 \pm 0.02/300$	修配法	修刮导轨时控制垂直度(万能铣床可调整)

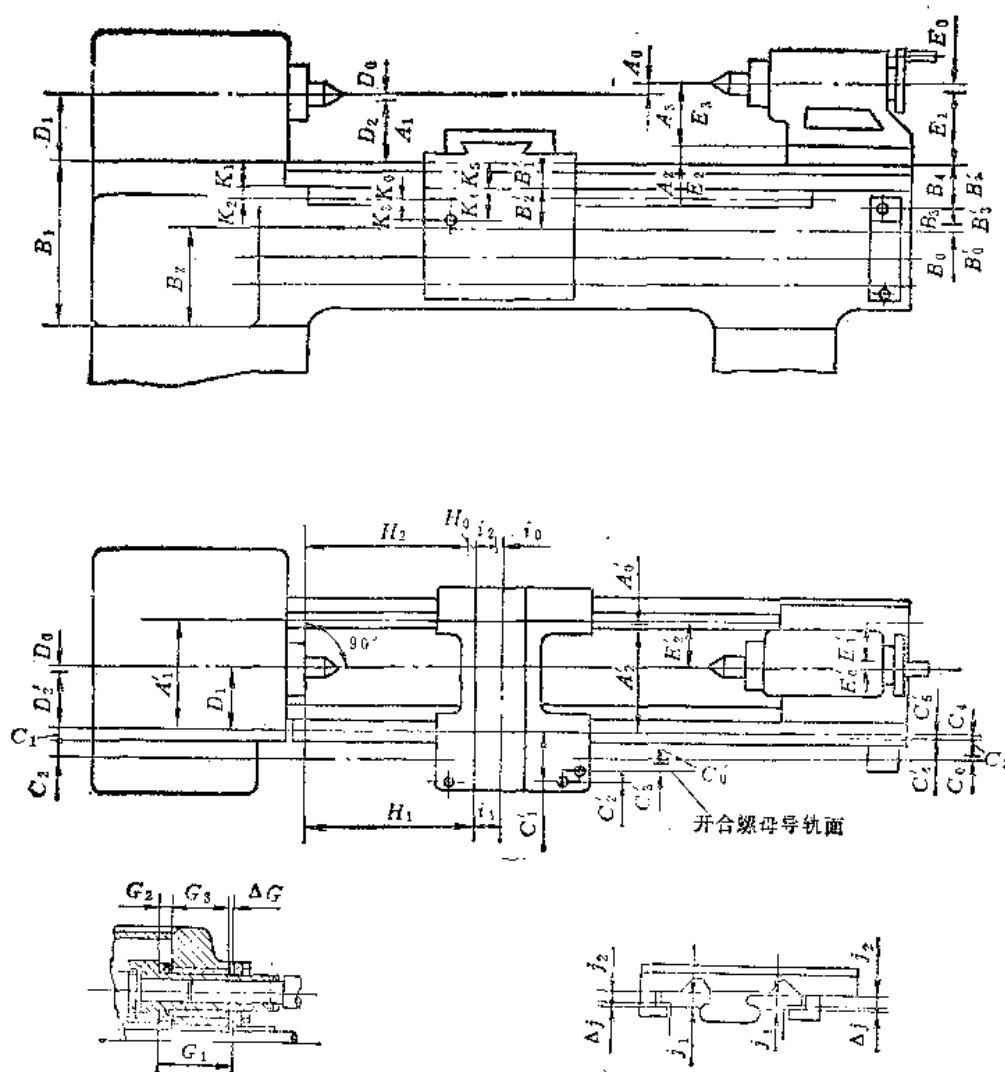


图1-4-52 车床的尺寸链

表1-4-5 车床主要修理尺寸链分析(图1-4-52)

代号	简 要 说 明	方 程 式	封闭环及其公差 (mm)	解法	解 法 说 明
A	保证前后顶尖等高性的尺寸链	$A_1 - A_2 - A_3 + A_0 = 0$	$A_0 = 0 \pm 0.00$	修配法	用修刮床头箱减小 A_1 或加垫板加大 A_2 办法, 增加补偿量, 最后刮尾架板顶面
A'	保证溜板用床身导轨对尾架用床身导轨在水平面内平行度的尺寸链	$A'_1 - A'_2 \pm A'_0 = 0$	$A'_0 = 0 \pm 0.015/1000$	修配法	补偿环是 A'_2 修刮尾座用梯形导轨
B	保证丝杠中心线在垂直面内与床身导轨平行度的尺寸链	$B_1 - B_2 \pm B_0 - B_3 - B_4 = 0$	$B_0 = 0 \pm 0.1$	修配法	修改丝杠支架定位销孔, 补偿环是 B_4 , 或修刮走刀箱下支承面, 补偿环是 B_2
B'	保证丝杠中心线与开合螺母中心线在垂直面内同轴度的尺寸链	$B'_1 + B'_2 \pm B'_0 - B'_3 - B'_4 = 0$	$B'_0 = 0 \pm 0.1$	修配法	修配溜板下平面(与溜板箱结合的面)或在溜板导轨面上喷涂塑料(或镶板)
C	保证丝杠中心线在水平面内与床身导轨平行度的尺寸链	$C_1 + C_2 + C_0 - C_3 - C_4 = 0$	$C_0 = 0 \pm 0.1$	修配法	修配后支架底面改变 C_3 或修配走刀箱底面改变 C_2
C'	保证丝杠中心线与开合螺母中心线在水平面内的同轴度的尺寸链	$C'_1 - C'_2 - C'_3 \pm C'_0 - C'_4 - C'_5 = 0$	$C'_0 = 0 \pm 0.1$	修配法	修改溜板与溜板箱的定位销孔, 补偿环是 C'_1 C'_2
D	控制主轴中心线在垂直面内对床身导轨平行度的尺寸链	$D_1 - D_2 - D_0 = 0$	$D_0 = 0 \pm 0.02/300$	修配法	修刮床头箱底面
D'	控制主轴中心线在水平面内对床身导轨平行度的尺寸链	$D'_1 - D'_2 - D'_0 = 0$	$D'_0 = 0 \pm 0.015/300$	调整法	用调整床头箱底面的调整螺丝调整主轴中心线
E	尾架轴中心线对床身导轨在垂直面内平行度的尺寸链	$E_1 + E_0 - E_2 - E_3 = 0$	$E_0 = 0 \pm 0.015/100$	修配法	修刮尾座底板
E'	尾架轴中心线对床身导轨在水平面内平行度的尺寸链	$E'_1 + E'_0 - E'_2 = 0$	$E'_0 = 0 \pm 0.01/100$	修配法	修刮尾座底板的V形槽或尾座底面的V形槽
G	控制丝杠窜动的尺寸链	$G_1 - G_2 - G_3 - G_0 = 0$	$G_0 = 0.01 \pm 0.01$	调整法	用调整螺钉调整 G_0
H	控制溜板横导轨对主轴中心线垂直度的尺寸链	$H_1 - H_2 - H_0 = 0$	$H_0 = 0 \pm 0.02/300$	修配法	修刮溜板导轨斜面
i	控制横丝杠中心线对溜板横导轨平行度的尺寸链	$i_1 - i_2 - i_0 = 0$	$i_0 = 0 \pm 0.07/500$	修配法	在修刮溜板导轨时保证
j	控制溜板与床身导轨间隙的尺寸链	$j_1 - j_2 - j_0 = 0$	$j_0 = 0.015 \pm 0.015$	修配法	修刮压板
K	控制内齿轮啮合间隙的尺寸链	$K_1 + K_2 + K_3 + K_0 - K_4 - K_5 = 0$	$K_0 = 0.1 \pm 0.1$	修配法	更换齿轮齿条

⑤ 校核各组成环基本尺寸。

2) 公差设计计算顺序

① 用极值法计算全部组成环的平均公差。

② 选择达到封闭环公差要求的方法, 互换法、修配法或调整法。

③ 进行公差合理分配, 决定各组成环的公差和极限偏差。

3) 公差校核计算顺序

① 查明已确定的各组成环公差与极限偏差。

② 用极值法校核封闭环公差与极限偏差。

③ 调整组成环公差与极限偏差。

4) 尺寸链计算示例

图 1-4-53 所示的齿轮部件, 轴是固定的, 齿轮在轴上回转。试分析其尺寸链, 说明计算顺序, 比较用不同方法所得到的计算结果。

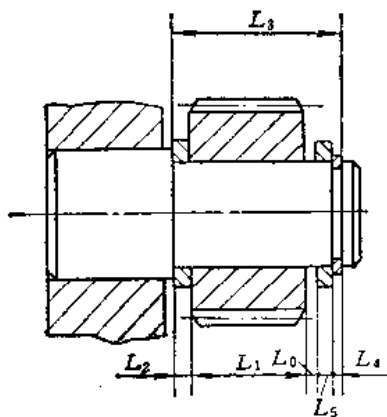


图 1-4-53 在装配图上标出尺寸符号

① 基本尺寸分析与计算

a. 确定封闭环及其技术要求 由于齿轮在轴上回转, 齿轮左右端面与挡环之间应有间隙。现将此间隙集中在齿轮右端面与右挡环左端面之间, 这个间隙是装配过程最后形成的, 是尺寸链的封闭环, 用 L_0 表示。

按工作条件, 间隙的极限值为 $0.10 \sim 0.35 \text{ mm}$, 即 $L_0 = 0^{+0.35}_{-0.10} \text{ mm}$ 。

b. 查明全部组成环, 画尺寸链图 决定这个间隙的尺寸有 齿轮宽度 L_1 、左挡环宽度 L_2 、轴上轴肩到轴槽右侧距离 L_3 、弹簧卡环宽度 L_4 及右挡环宽度 L_5 。 L_0 与 $L_1 \sim L_5$ 依次毗连, 形成封闭

的尺寸链。

将各零件相应尺寸用符号标注在装配示意图上 (图 1-4-53), 或将尺寸互相连接关系单独表示出来 (图 1-4-54)。这个尺寸链一共 6 个环, L_0 是封闭环, $L_1 \sim L_5$ 是 5 个组成环。

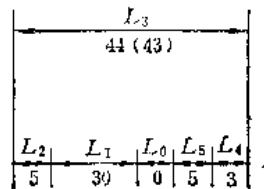


图 1-4-54 尺寸链简图

c. 查明各组成环基本尺寸 查明各组成环的基本尺寸, 标注在尺寸链简图上 (图 1-4-54)。

d. 决定增环与减环及其相应传递系数并列出尺寸链方程式 将轴上尺寸 L_3 增大 (其他零件不变) 时, 间隙 (封闭环) 也增大, L_3 减小时, 间隙也减小, 即 L_3 的变动导致 L_0 的同向变动, L_3 是增环, 其传递系数 $\xi_3 = +1$ 。

将齿轮宽度 L_1 增大 (其他零件尺寸不变) 时, 间隙则减小, L_1 减小时, 间隙则增大, 即 L_1 的变动导致 L_0 的反向变动, L_1 是减环, 其传递系数 $\xi_1 = -1$ 。同理 L_2 、 L_4 、 L_5 都是减环, 相应传递系数 $\xi_2 = \xi_4 = \xi_5 = -1$ 。

尺寸链方程式: $L_0 = L_3 - (L_1 + L_2 + L_4 + L_5)$

e. 校核组成环基本尺寸 将各组成环基本尺寸代入尺寸链方程式, 即得:

$$L_0 = 44 - (30 + 5 + 3 + 5) = 1 \text{ (mm)}$$

而规定要求 $L_0 = 0$ 。这里可将 L_3 减小 1 mm , 即 $L_3 = 43 \text{ mm}$, 便能使封闭环基本尺寸符合要求。因此各组成环基本尺寸定为:

$L_1 = 30 \text{ mm}$, $L_2 = 5 \text{ mm}$, $L_3 = 43 \text{ mm}$, $L_4 = 3 \text{ mm}$, $L_5 = 5 \text{ mm}$ 。

② 公差设计计算

已知: 封闭环极限偏差 $ES_0 = 0.35 \text{ mm}$, $EI_0 = 0.10 \text{ mm}$

$$\text{封闭环中间偏差 } J_0 = \frac{1}{2}(0.35 + 0.10) = 0.225$$

(mm)

$$\text{封闭环公差 } T_0 = 0.35 - 0.10 = 0.25 \text{ (mm)}$$

组成环 L_4 是标准件 $L_4 = 3_{-0.05}^0 \text{ mm}$

为比较不同方法得出的计算结果,试分别按互换法、修配法和调整法决定各组成环的公差与极限偏差。

a. 互换法 决定各组成环平均极值公差:

$$T_{0P,L} = \frac{T_0}{m} = \frac{0.25}{5} = 0.05 \text{ (mm)}$$

估计各组成环公差等级,按平均公差及各组成环基本尺寸,公差等级约为 IT9。

决定各组成环公差:按各组成环基本尺寸大小与零件工艺性好坏,以平均公差数值为基础,取 $T_1 = T_3 = 0.06 \text{ mm}$, $T_2 = T_5 = 0.04 \text{ mm}$ 。

决定各组成环极限偏差(留组成环 L_3 作为调整尺寸,其余各组成环属外尺寸时按 h 、内尺寸时按 H 决定其极限偏差):

$$L_1 = 30_{-0.06}^{+0.06} \text{ mm}, L_2 = 5_{-0.04}^{+0.04} \text{ mm}, L_4 = 3_{-0.05}^{+0.05} \text{ mm}, L_5 = 5_{-0.04}^{+0.04} \text{ mm}。$$

这时各组成环相应中间偏差为:

$$\Delta_1 = -0.03 \text{ mm}, \Delta_2 = -0.02 \text{ mm}, \Delta_4 = -0.025 \text{ mm}, \Delta_5 = -0.02 \text{ mm}。$$

b. 修配法 决定各组成环公差:设以 L_5 作为补偿环,装配时改变补偿环尺寸使封闭环达到规定要求,因此各组成环可以给予较宽松的公差(约为 IT11):

$$T_1 = T_3 = 0.20 \text{ mm}, T_2 = T_5 = 0.10 \text{ mm}, \text{又 } T_4 = 0.05 \text{ mm}。$$

计算封闭环极值公差:

$$T_{0L} = \sum_{i=1}^n |\xi_i| T_i = 0.20 + 0.10 + 0.20 + 0.05 + 0.10 = 0.65 \text{ (mm)}$$

计算补偿环 L_5 的补偿量 F :

$$F = T_{0L} - T_0 = 0.65 - 0.25 = 0.40 \text{ (mm)}$$

决定各组成环(除补偿环外)的极限偏差(外尺寸按 h 、内尺寸按 H 决定):

$$L_1 = 30_{-0.20}^{+0.20} \text{ mm}, L_2 = 5_{-0.10}^{+0.10} \text{ mm}, L_3 = 43_{+0.20}^{+0.20} \text{ mm}, \text{又 } L_4 = 3_{-0.05}^{+0.05} \text{ mm}。$$

这时,各组成环相应中间偏差为

$$\Delta_1 = -0.10 \text{ mm}, \Delta_2 = -0.05 \text{ mm}, \Delta_3 = +0.10 \text{ mm}, \text{又 } \Delta_4 = 0.025 \text{ mm}$$

计算补偿环 L_5 的中间偏差:

$$\begin{aligned} \Delta_5 &= \Delta_3 - (\Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_4) - \Delta_0 \\ &= 0.10 - (-0.10 - 0.05 - 0.025) - 0.225 \\ &= 0.05 \text{ (mm)} \end{aligned}$$

计算补偿环 L_5 的极限偏差:

$$ES_5 = \Delta_5 + \frac{1}{2} T_5 = 0.05 + \frac{1}{2} \cdot 0.10 = 0.10 \text{ (mm)}$$

$$EI_5 = \Delta_5 - \frac{1}{2} T_5 = 0.05 - \frac{1}{2} \times 0.10 = 0 \text{ (mm)}$$

于是 $L_5 = 5_{+0.10}^{+0.10} \text{ mm}。$

验算封闭环极限偏差:

$$ES_0 = \Delta_0 + \frac{1}{2} T_0 = 0.225 + \frac{1}{2} \cdot 0.65 = 0.55 \text{ (mm)}。$$

$$EI_0 = \Delta_0 - \frac{1}{2} T_0 = 0.225 - \frac{1}{2} \cdot 0.65 = -0.10 \text{ (mm)}。$$

封闭环要求极限偏差为 0.35 mm 及 0.10 mm , 因此补偿环需要改变 $\pm 0.20 \text{ mm}。$

决定补偿环 L_5 尺寸:补偿环 L_5 在修配时只能切除一层金属使宽度变小而不能加大,应当把 0.20 mm 预加上去。于是 $L_5 = (5 + 0.20)_{+0.10}^{+0.10} = 5.20_{+0.10}^{+0.10} \text{ (mm)}。$

c. 调整法 设以 L_5 为补偿环,设 L_5 为一组可用螺纹调整其宽度的挡环,装配时只需要调整其宽度,即可达到封闭环规定的要求。

按修配法所述的计算顺序和计算方法,得各组成环尺寸:

$$L_1 = 30_{-0.20}^{+0.20} \text{ mm}, L_2 = 5_{-0.10}^{+0.10} \text{ mm}, L_3 = 43_{+0.20}^{+0.20} \text{ mm}, L_4 = 3_{-0.05}^{+0.05} \text{ mm},$$

补偿环 $L_5 = 5_{+0.10}^{+0.10} \text{ mm}。$ 补偿环的补偿量 $f = 0.40 \text{ mm}。$

d. 计算结果对比 按互换法得到各组成环公差最小,约为 IT9。但能保证产品 100% 合格。装配时不需修配和调整。

修配法与调整法得到组成环公差最大,约为 IT11。但修配法增加了修配工作量,调整法在结构中要通过调整件改变补偿环的尺寸,来满足产品预定的要求,这两种方法不适合大批量生产。

③ 公差校核计算

已知:组成环尺寸 $L_1 = 30_{-0.10}^{+0.10} \text{ mm}$, $L_2 = 5_{-0.05}^{+0.05} \text{ mm}$, $L_3 = 43_{+0.10}^{+0.20} \text{ mm}$, $L_4 = 3_{-0.05}^{+0.05} \text{ mm}$, $L_5 = 5_{-0.05}^{+0.05} \text{ mm};$

公差 $T_1 = 0.10 \text{ mm}$, $T_2 = 0.05 \text{ mm}$, $T_3 = 0.10 \text{ mm}$, $T_4 = 0.05 \text{ mm}$, $T_5 = 0.05 \text{ mm};$

中间偏差 $\Delta_1 = -0.05 \text{ mm}$, $\Delta_2 = -0.025 \text{ mm}$, $\Delta_3 = +0.15 \text{ mm}$, $\Delta_4 = -0.025 \text{ mm}$, $\Delta_5 = -0.025 \text{ mm};$

传递系数 $\xi_1 = -1$, $\xi_2 = -1$, $\xi_3 = 1$, $\xi_4 = -1$, $\xi_5 = -1$;

要求封闭环极限偏差 $ES_0 = 0.35\text{mm}$, $EI_0 = 0.10\text{mm}$;

$$\text{中间偏差 } \Delta_0 = \frac{1}{2}(ES_0 + EI_0) = 0.225(\text{mm}),$$

$$\text{公差 } T_0 = (ES_0 - EI_0) = 0.25(\text{mm}).$$

封闭环极值公差校核

校核封闭环极值公差

$$T_{0L} = \sum_{i=1}^m |\xi_i| T_i = 0.10 + 0.05 + 0.10 + 0.05 + 0.05 = 0.35 (\text{mm})$$

校核封闭环中间偏差

$$\Delta_0 = \sum_{i=1}^m \xi_i \Delta_i = -(-0.05) - (-0.025) + 0.15 - (-0.025) - (-0.025) = 0.275(\text{mm})$$

校核封闭环极限偏差

$$ES_0 = \Delta_0 + \frac{1}{2}T_0 = 0.275 + \frac{1}{2} \times 0.35 = 0.45 (\text{mm})$$

$$EI_0 = \Delta_0 - \frac{1}{2}T_0 = 0.275 - \frac{1}{2} \times 0.35 = 0.10 (\text{mm})$$

校核结果: 封闭环公差大于规定要求, 中间偏差也和要求不一致, 上偏差也超出规定要求。应当适当缩小各组成环公差, 改为:

$$L_1 = 30_{-0.10}^{+0.10}\text{mm}, L_2 = 5_{-0.04}^{+0.04}\text{mm}, L_3 = 43_{-0.10}^{+0.10}\text{mm}, L_4 = 3_{-0.05}^{+0.05}\text{mm}, L_5 = 5_{-0.04}^{+0.04}\text{mm}.$$

3. 决定各组成环公差与极限偏差时应注意的几个因素

为了保证机床装配后达到尺寸链封闭环要求的精度, 当计算机床修理尺寸链组成环的公差带时, 需要考虑下面几个因素的影响。并将由于这些影响而产生的偏差事先做好补偿准备, 修正组成环公差带的中心坐标。这些偏差值, 可通过计算、试验和拆装过程中具体测量得出。

1) 装配刚度对终结环精度的影响, 有两方面: 一是由于零件刚性不够, 装配后受到机件的重力而产生变形, 或受到切削反力或其他外力而产生变形。例如摇臂钻床的摇臂水平导轨对立柱的垂直度, 就要用立柱顶端的偏心套补偿它们的重力变形。二是由于装配间隙存在, 受到重力或其他外力

的作用后而产生位移。例如修理保证万能铣床的铣架上表面对主轴中心线平行度的尺寸链时, 就要考虑这一影响。当受到铣架和工作台的重力和切削力以后, 铣架上表面对立柱前导轨面的垂直度将改变成 $90^\circ + \beta_0$ 。主轴中心线对立柱前导轨面的垂直度将改变成 $90^\circ + \alpha_0$ (图 1-4-44)。为了补偿这种偏差的影响, 铣架的两个垂直面要修成 $90^\circ - \beta_0$ 。修刮立柱前导轨面时, 使主轴中心线向下偏, 与立柱导轨成 $90^\circ - \alpha_0$ 。

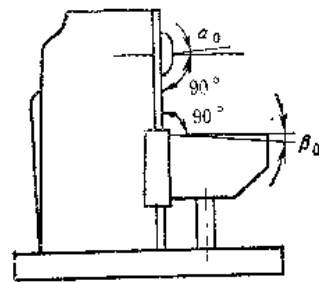


图1-4-55 铣床主轴与铣架上表面平行度的关系图

2) 工作温度变化对封闭环精度的影响。例如磨床砂轮轴与可调轴承的间隙, 随温度变化而改变, 允许的最小工作间隙应在允许的最高工作温度下调整。

3) 从机床耐用度来考虑更有利于补偿磨损, 在修理有关组成环的作用面时, 其公差带中心坐标, 应适当偏向有利于抵消磨损的一面, 这样可以延长机床精度的使用期限。例如车床主轴和尾架轴中心线的等高性, 就只许尾架轴高于主轴。

4) 尺寸链所有作用面的平面度和直线度, 不应超过各环公差带的 $\frac{1}{3} \sim \frac{1}{2}$ 。尺寸链各环在两个作用面之间的任何相对位置所具有的尺寸, 应该一致, 其偏差不应超过该环公差带的 $\frac{1}{2}$, 以保证各环装配后, 沿作用面运动时所出现的偏差不超出各环的公差带。

5) 根据封闭环规定的公差对各组成环进行公差分配时, 需要对零件在机构中的作用、尺寸大小、几何形状、尺寸是否可以合并, 偏差能不能抵消, 需要对材料性能、现场设备、工艺方法和制造成本等方面做出全面分析对比之后, 才能确定经济合理的公差。通常采用极值法算出平均公差, 然后根据上述一些客观实际情况, 进行必要的调整。

(四) 影响修理尺寸链封闭环精度长期稳定的因素

由一个或一组零件构成的尺寸链的“环”，其尺寸或角度在规定的工作条件下，应处于长期稳定的工作状态。在机床修理装配和使用过程中，引起封闭环精度变动的主要因素，有以下几个方面，修理装配时应注意。

1) 装配刚度不够。当承受规定的重量、动载荷、切削力和振动之后，引起零件变形或位移。产生刚度不够的主要原因有：

① 接触刚性不好，零件之间的接触面接触不充分、不均匀，接触表面粗糙，接触表面硬度不够，接触表面之间有毛刺或杂物。圆柱圆锥面及其端面尺寸偏差和形状位置偏差超差，引起表面接触不良。

② 定位刚性不够，定位销、定位键松动，联接不紧密，表面粗糙，硬度不够，接触面积小。

③ 联接紧固强度不够，紧固件未把紧，紧固力不够或预加力未达到要求。紧固件强度不够。

④ 支承件受力变形，事先未采取补偿措施。

⑤ 零件精度本来符合要求，但由于装配不当，引起零件变形、配合接触不好，装配刚度下降。如需要热装、冷装、压装和胶接装配的零件，未按要求进行。

2) 由于温度（环境温度和工作温度）变化而引起的封闭环精度变化。工作温度变化来源于运动件的摩擦热和动力油的温升。温度变化造成零件尺寸的改变和位移。为了减少温度变化对封闭环精度的影响，应把机构的定位基准点选在接近封闭环的位置上。正常的工作间隙的调整，应在正常的工作温度下进行。对于工作温度变化较大的机构，应采取冷却或隔离隔绝措施。

3) 具有沿较大尺寸运动的组成环的尺寸链，为保证其封闭环精度的稳定（即运动件沿基线运动至任何位置时，封闭环精度都保持在公差范围之内）必须保证运动导轨或运动基面全长的精度，尤其要注意它的形状位置精度，如直线度、平行度和平面度等。配合间隙的均匀性也很重要。使用过程中磨损不均也有影响。

4) 具有多层运动副的尺寸链，如果它的迭加间隙或变形都向一个方向倾斜，会加剧封闭环的尺寸误差或角度误差，这时应考虑零件重力和切削力的大小与方向，进行尺寸和角度预修正，以保证封

闭环要求的精度。

5) 影响封闭环精度长期稳定的因素还有零件的耐用度，运动件的表面硬度、表面粗糙度、形位精度、配合精度、润滑防护、零件强度等，这些都是影响零件使用寿命的因素。过早磨损，会使封闭环的精度下降。

(五) 修理基准和修理程序的确定

1. 修理基准的选择

修理机床时，合理的选择刮研修理基准面和修理程序，对保证机床修理精度和提高修理效率有很大意义。根据分析后确定下来的尺寸链关系，选择修理基准面和修理程序是比较方便的。

(1) 基准不变组合修理方法 在修复尺寸链的精度时，只选用一个基面，所有作用面的修理，都以此面为基准。这样可以减少基准误差，减少各组成环累积误差的影响。可以使各组成环的修理公差放大到接近封闭环的公差。如图 1-4-51b 所示，铣床工作台对主轴平行度的尺寸链，选择一个基面，各组成环的公差即可放大到与封闭环相等，按这种方法组合修理基准时，最好使修理基准与设计基准相重合，以便根据尺寸链的关系检查精度。如果尺寸链的设计基准不具备做为修理基准所要求的条件时，则应按修理基准要求的条件另行选择。由于修理基准不是组成封闭环的一个作用面，所以修理线路是由所选的修理基准出发，分两支从两边沿尺寸链各环伸张至封闭环，每支组成环的修理公差近似封闭环公差的 $1/2$ 。如果两支组成环不同时修理，可在第一支组成环修复后，根据实际偏差，换算第二支组成环的公差带和中心坐标，这样可把组成环的修理公差放大到近似封闭环的公差。应当注意，利用这种组合方法修理尺寸链时，必须按尺寸链各环的排列顺序关系逐环修理，用上一环的实际偏差修正下一环的公差带和中心坐标。此外，也不能同时修理，不然无法控制封闭环的精度。

根据基准不变组合原则选择刮研修理基准的条件是：

1) 选择尺寸链中没有磨损和变形、具有高精度、不需要修理的主要作用面为基面。这样可以避免对此基面进行不必要的修理。例如：保证铣床工作台对主轴中心线平行度的尺寸链（图 1-4-51a），应以立柱上的完好的主轴支承孔为修理基准。应先将主轴修复精度，然后再修刮立柱导轨等。

2) 选择尺寸链中刚性好的零件, 不因外界影响而变形。在整个修理过程中, 修理基准的精度能够自始至终保持稳定。例如保证磨床工作台上工作面对床身导轨平行度的尺寸链 (图 1-4-56), 应以

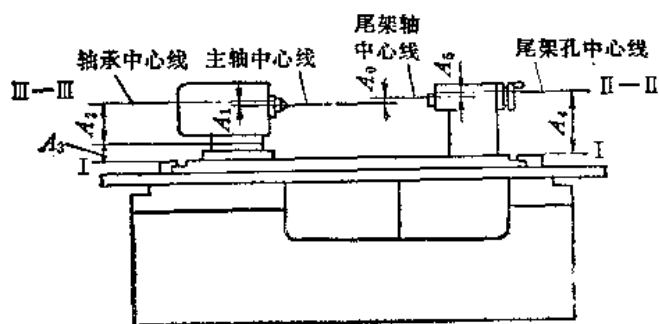


图1-4-56 磨床头尾架中心线等高精度的尺寸链
床身导轨为修理基准。

3) 选择在整个尺寸链中具有高精度又便于精确测量的作用面为修理基准面, 保证在这个基面的任何位置上所测量的全部误差不出终结环允许的误差, 并能满足各组成环所要求的精度。例如修理车床丝杠中心线对床身导轨平行度的尺寸链时 (图 1-4-52), 应以床身导轨为基准。

4) 并联或串联尺寸链的修理基准面, 最好选在几个尺寸链的公共面上, 这样容易保证有关尺寸链间的相对精度。例如, 保证牛头刨床工作台面对横向导轨平行度和工作台支架导轨面对工作台横向导轨平行度的串联尺寸链 (图 1-4-50), 应选横梁导轨为基准。

5) 选择修理工作量最大的作用面 (修刮的面积最大、形状复杂或所处的位置不易加工) 为修理基准面, 用修复尺寸链中其他作用面的办法, 达到对此基准面的相对精度要求。这样, 在开始修刮基准面时, 可不考虑对其他作用面的相对要求, 简化了对基面的修理工作, 因此可以减少整个尺寸链的修理工作量。

6) 根据修理程序与装配程序一致的原则, 修理基准面应该选在开始装配的作用面上。这样, 便于在装配过程中随时测量, 校正装配误差和修刮的累积误差。

7) 对于装配关系较多的复杂零件如床身箱体等, 选用原来的加工基准作为修理基准, 容易保持原有的装配关系。

(2) 基准变换组合修理方法 有些修理尺寸链, 单用一个修理基准是很不方便的, 必须采用多基准修理。所以在修复这类尺寸链时, 便提出了基

准变换问题。沿着尺寸链的排列顺序关系由前一环的末面作为下一环的基面, 是一种多基准串联组合方法。有些修理尺寸链, 大部分组成环能够用一个修理基准, 但其中有一环或几环精度要求较高, 或

由于测量不方便, 改变修理基准, 单独控制比较容易掌握, 图 1-4-51 c 所示为铣床修理尺寸链, 除了选定的设计基准 I-I 基面以外, 还可以选择其他一些作用面 (例如 I-I、II-II 面等) 为修理基准, 以便于修刮时测量。图 1-4-56 所示的例子, 是为了便于控制配合精度较高的各环, 增加 II-II、III-III 为修理基准。除了以工作台为基面测量主轴与尾架轴的等高性以外, 修磨尾架轴时, 按尾架孔配磨, 修刮轴承时按主轴配刮, 便于控制配合间隙。以上两例是一种多基准并联组合修理方法。

在使用基准变换修理方法时, 各组成环的公差需要经过换算, 它们的关系是

$$T_{aP,L}' = \frac{T_0}{n}$$

式中 $T_{aP,L}'$ ——基准变换后各组成环的平均公差;

n ——修理基准的总数目;

T_0 ——终结环公差。

由此可见, 只有尽量减少修理基准的数目, 才可放大组成环的修理公差。

2. 修理程序的安排

经过分析和解算, 确定了修理尺寸链的关系和精度之后, 在修理过程中, 正确地安排修理程序, 对于保证尺寸链所要求的精度, 有很大作用。

当尺寸链各环的排列顺序和装配顺序一致时, 零件的刮研修理顺序应该按装配的顺序依次修理。这样可以根据尺寸连锁关系, 用前环修复的实际误差, 修正下一环公差带的中心坐标。又便于随装随校正装配误差对封闭环精度的影响。

修理并联尺寸链时, 首先从公共环开始, 然后按顺序修理与它有关的各组成环的组成环。

串联尺寸链从公共基面开始, 分别沿两支尺寸链按顺序进行修理。

对于几个有相对位置精度要求的作用面, 应从保证精度, 减少修理工作量等方面考虑修理的先后次序。一般是:

1) 先刮大面, 后修小面。例如外圆磨床床身的工作台导轨和砂轮架导轨, 在水平面内的不垂直

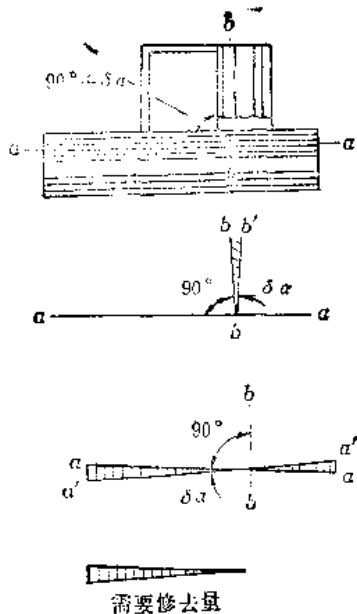


图1-4-57 磨床前后床身导轨修理基准分析

度。由图 1-4-57 可知, 刮研导轨时, 在同样的条件下, 先刮工作台导轨, 然后刮砂轮架导轨, 刮研工作量小, 容易达到要求。

2) 先刮复杂面, 后修简单面。例如磨床工作台上下面要求平行。下面是与床身配合复杂导轨面, 上面是简单平面。同样达到平行度要求, 先刮下导轨面后刮上平面比较容易。

3) 先修加工困难的作用面, 后修加工容易的作用面。例如平面磨床的磨头支架 (图 1-4-58), 水平导轨与垂直导轨有相互垂直的精度要求。可先修磨比较难加工的水平燕尾导轨面, 这时可以不考虑它们的垂直度要求, 在修刮垂直导轨时再控制它们的垂直度比较容易。

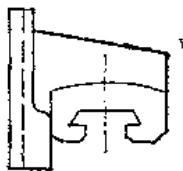


图1-4-58 平面磨床磨头支架

4) 先修技术要求较高的作用面, 后修要求较低的作用面。例如为保证镗床立柱导轨和床身水平导轨的垂直度要求 (图 1-4-59), 可先把两组导轨修刮好, 然后修刮接触点要求较少的立柱与床身的结合面。

对于两件配刮时, 则应按下面的条件确定修理

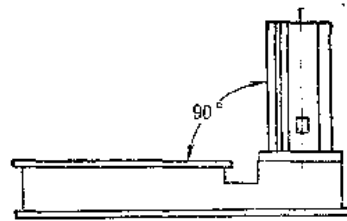


图1-4-59 镗床床身与立柱

次序:

1) 先刮大作用面。例如车床床身导轨和溜板配合面的配刮, 应先刮床身导轨, 然后配刮溜板, 以大配小, 以长配短, 易达到接触吻合。

2) 先刮大工件, 后配小工件。在配刮时容易搬动, 容易翻转。

3) 先刮刚性好的。精度稳定, 能保证修配的精度。

4) 先修便于用标准工具或机床加工的作用面。例如主轴与轴瓦的修配, 应先磨轴颈, 后刮轴瓦。图 1-4-60 所示车床溜板与横拖板的配合面, 为了保证它们接触良好和平直, 先按标准平板刮研横拖板的下平面 1, 然后配刮大溜板的上导轨面 2, 再用标准三角平尺刮研大溜板斜面 3 及 4, 然后配刮横拖板斜面 5。

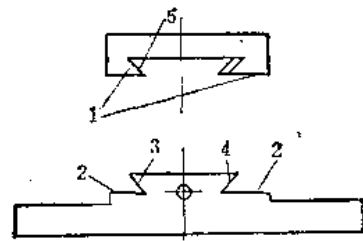


图1-4-60 车床溜板与横拖板

第5节 常用的拆卸及 装配工具与器具

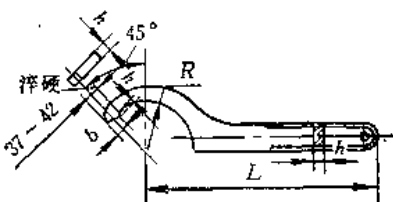
1. 单头钩形扳手

这种扳手分为固定式和调节式, 可用于扳动在圆周方向上开有直槽或孔的圆螺母。它是用 45 号钢制成, 其钩头部分的淬火硬度为 HRC 37~42, 其余部分调质硬度为 HRC 27~30。

(1) 固定式单头钩形扳手

1) 单头钩形扳手 各部分尺寸见表 1-5-1。

表1-5-1 单头钩形扳手 (mm)



螺母外径 D	L	R	h	b
22~26	120	11.5	5	3.5
28~32	130	14.5	5	4
34~36	140	17.5	6	4.5
38~42	150	19.5	7	
45~52	170	23	7	
55~62	190	28	8	5
68~72	210	35		6
78~85	230	40		
90~95	250	46	10	7
100~110	270	51.5		7.5
115~130	290	59	12	8.5
135~145	310	69		10
150~160	320	77		

2) 圆头钩形扳手 如图 1-5-1 所示, 与单头钩形扳手不同之处在于钩头部分为圆形小轴 (磨损后还可拆换)。

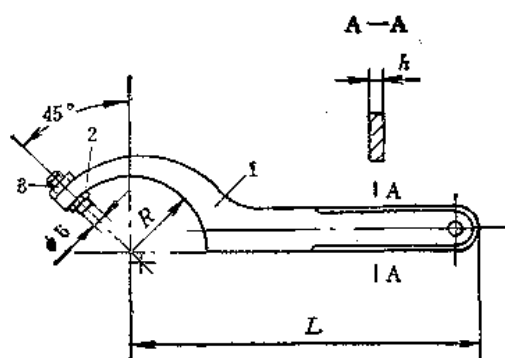


图1-5-1 圆头钩形扳手

1—手柄 2—小轴 3—螺母

(2) 调节式单头钩形扳手

1) 任意调节式的结构如图 1-5-2 所示, 钩子可在小轴上摆动调节, 优点是调节范围较大, 一般

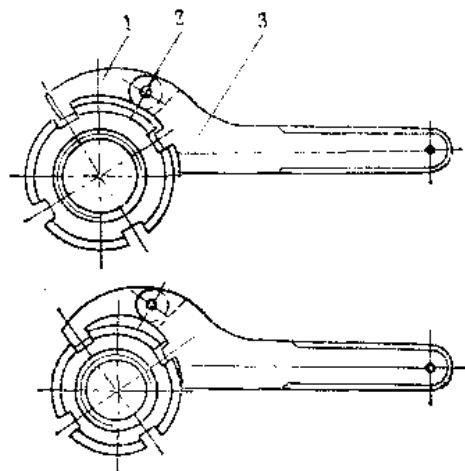


图1-5-2 任意调节式钩形扳手

1—钩子 2—小轴 3—手柄

可达 40mm, 使用比较灵活。

2) 有级调节式的结构如图 1-5-3 所示, 钩子可以沿着尖齿而作有级调节。

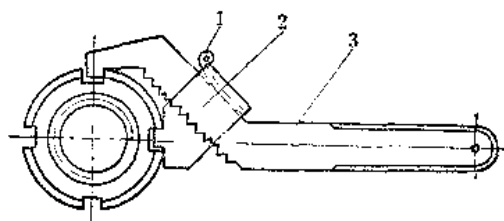


图1-5-3 有级调节式钩形扳手

1—弹簧 2—动钩子 3—手柄

2. 端面带槽或孔的圆螺母扳手

(1) 套筒式扳手

这种扳手, 如图 1-5-4 所示, 用于扳动埋入孔内的圆螺母。

(2) 双销叉形扳手

这种扳手, 如图 1-5-5 所示, 用于扳动端面带孔的圆螺母。

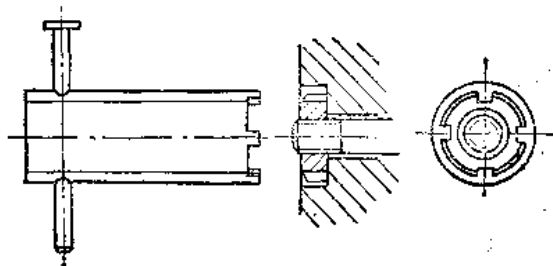


图1-5-4 套筒式圆螺母扳手

一般用黄铜制成, 如果用青铜紫铜则更好。

(2) 大木锤 大木锤用硬木制成, 两端有铁箍紧固, 如图 1-5-7 所示。这种锤用于拆装车床、铣床主轴, 铣床的主轴套筒等较大的零件。

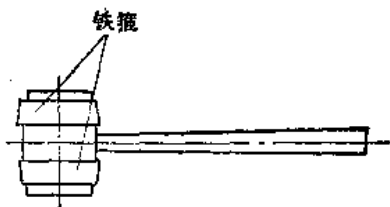


图1-5-7 大木锤

5. 拉带内螺纹的小轴、锥销或圆销工具

图 1-5-8 为这种工具的结构图。当要拆卸小轴、锥销或圆销时, 将螺钉 1 旋入内螺纹中, 然后用手按住作用力圈 3, 用力向后拉动或打击受力圈 5, 小轴、锥销或圆销即能从联结部件上拆出。

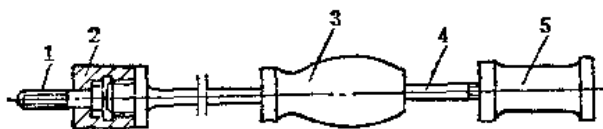


图1-5-8 拉带内螺纹的锥销或圆销工具

1—随不同大小螺纹而可更换的螺钉 2—定螺钉的套 3—作用力圈 4—杆 5—受力圈

6. 拉锥度平键工具

(1) 冲击式拉锥度平键工具 这种工具用于拆卸冲、剪机床上的锥度平键。其结构见图 1-5-9, 作用原理与图 1-5-8 相同, 但头部有一套钩, 在套钩上装有紧固螺钉, 支紧锥度平键, 在工作时使杆 1 不致滑出。

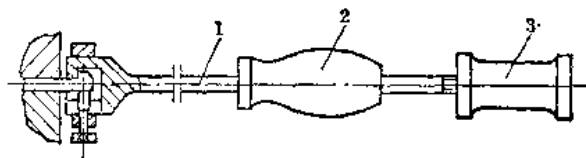


图1-5-9 拉锥度平键工具

1—杆 2—作用力圈 3—受力圈

(2) 抵拉式拉锥度平键工具 这种工具本体 1 的头部做成圆弧钩形, 中段和尾端有二个凹入的半圆, 可以放置圆柱形螺母 2。手柄螺杆 3 的螺纹与圆柱形螺母 2 相配, 本体 1 的二凹口中心有通孔, 以便螺杆 3 通过。

使用时, 将工具钩端放入锥度平键与联结件的空间 (见图 1-5-10), 使它的圆弧钩端头靠住联结件端面。如有空隙, 用铁片垫实。旋紧螺杆 3 使本体 1 向外推开, 即可将锥度平键拉出。

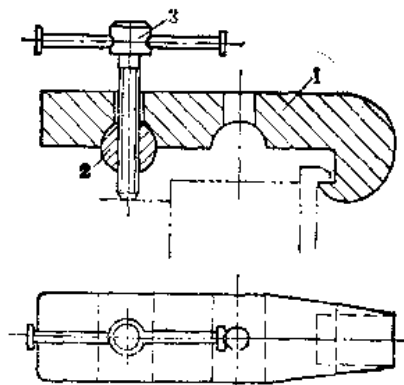


图1-5-10 抵拉式拉锥度平键工具

1—本体 2—圆柱形螺母 3—螺杆

7. 拆卸工具

在拆卸装在轴上的滚动轴承、皮带轮或联轴器等零件时, 用拆卸工具 (俗称拉头) 拉的办法较好, 特别在部件尺寸较大而无法在压床上压的情况更为方便。拆卸工具分螺杆式及液压式两类。

1) 螺杆式拆卸工具 螺杆式拆卸工具分两爪式、三爪式和铰链式三种, 其钩爪还能移动调节, 还可以反向由拉外环改为拉内环。图 1-5-11 a、b、c 为它的结构形状。

2) 液压式拆卸工具 液压式拆卸工具一般分为两个部件, 第一为油泵部分, 第二为油缸拉弓部分, 其间由高压软管进行联接。油泵部分的结构分手掀式、脚踏式及电动油泵式三种。图 1-5-12 及图 1-5-13 所示为脚踏式及手掀式液压拆卸工具, 其作用力的机械效率约在 15~60 左右, 如在踏脚或掀杆上施以 100 N 的力, 则油缸的顶力可达 1500~6000 N 左右。

8. 拉开口销扳手

拆卸开口销时, 很容易把圆头部分夹坏, 用图 1-5-14 所示的拆卸工具就可避免这种不良后果。

9. 销子冲头

这种冲头是专为拆卸联接轴套中销子的专用工具, 用 T8A 钢制造, 冲头头部 15~40mm 处淬火硬度为 HRC 45~52, 在锤敲打的尾部 15~25mm 处淬火硬度为 HRC 32~42。其各部尺寸见表 1-5-4。

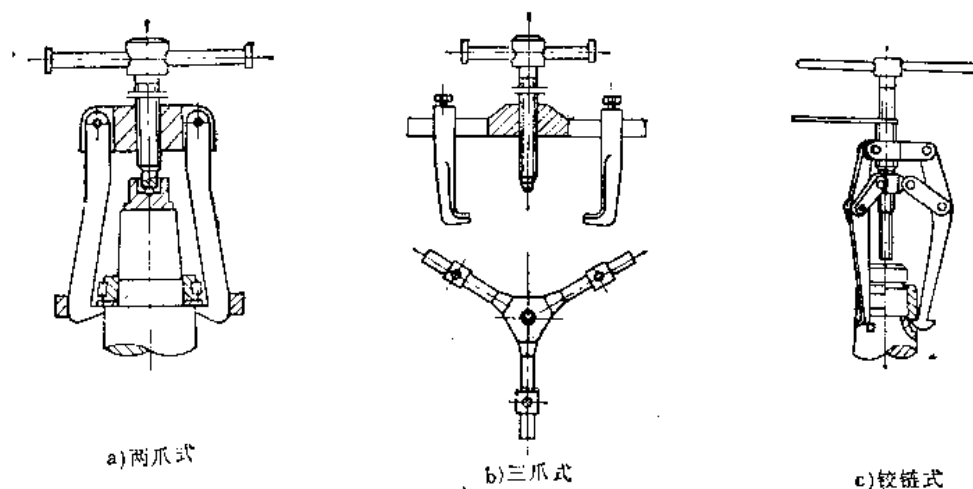


图1-5-11 螺杆式拉卸工具

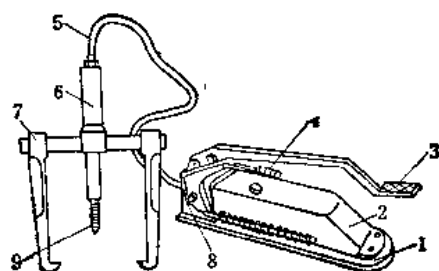


图1-5-12 脚踏式液压拉卸工具

1—底架 2—油箱 3—升压脚踏 4—降压脚踏
5—高压软管 6—油缸 7—拉弓 8—泵体
9—顶杆

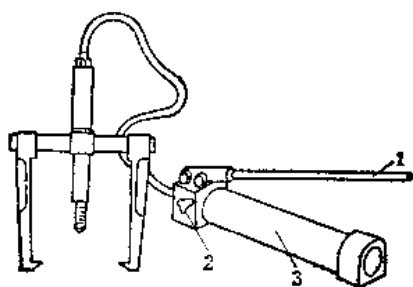


图1-5-13 手扳式液压拉卸工具

1—手扳杆 2—降压阀 3—油箱

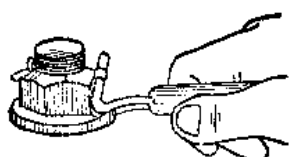


图1-5-14 拉开口销工具

表1-5-4 销子冲头 (mm)

d	L	D	l
1	85	6	30
2	90	6	35
3	100	8	40
4	120	10	45
6	150	12	50
8	175	16	70

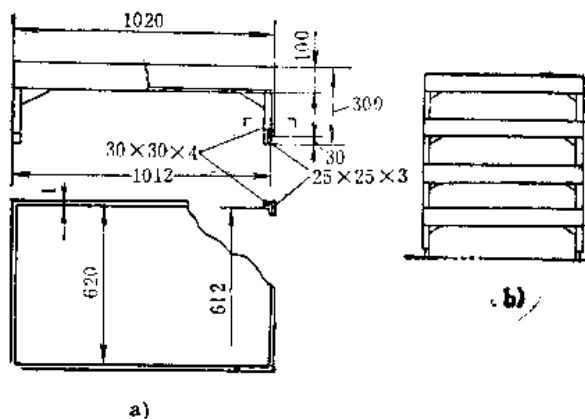


图1-5-15 零件存放盘

a) 存放盘的形状与尺寸 b) 多盘叠放情况

表1-5-5 国产常用压力机类型和主要技术规格

类 型	名 称	型 号	主 要 技 术 规 格
手动压力机	齿条式压力机	JQ1-1	公称压力10kN
	杠杆式压力机	JO3-1.5	公称压力15kN, 滑块最大行程55mm
	齿条式压力机	JQ1-3	公称压力30kN
	螺旋式压力机	JO2-25	公称压力250kN, 滑块最大行程 250mm
	螺旋式压力机	JO2-40	公称压力400kN, 滑块最大行程320mm
液压压力机	单柱校正液压机	Y41-10	公称压力100kN, 滑块最大行程400mm
	四柱万能液压机	Y32-50	公称压力500kN, 滑块最大行程400mm
	单柱校正液压机	Y41-160A	公称压力1600kN, 滑块最大行程500mm

10. 零件存放盘

修理钳工在拆卸机床后, 应按部件将零件分别安放在图 1-5-15 a 所示的零件存放盘中。此盘不仅可以存放零件, 还可以作零件清洗盘用。这种盘还可以逐层叠起来 (如图 1-5-15 b 所示), 25×25×3 角钢可以插入盘的四边四个角上, 这样可以充分利用车间的使用面积。

11. 压力机

修理钳工在拆卸、装配工作中经常应用的压力机有: 螺旋式、齿条式、杠杆式等类型。其主要技术规格见表 1-5-5。

12. 起重吊架

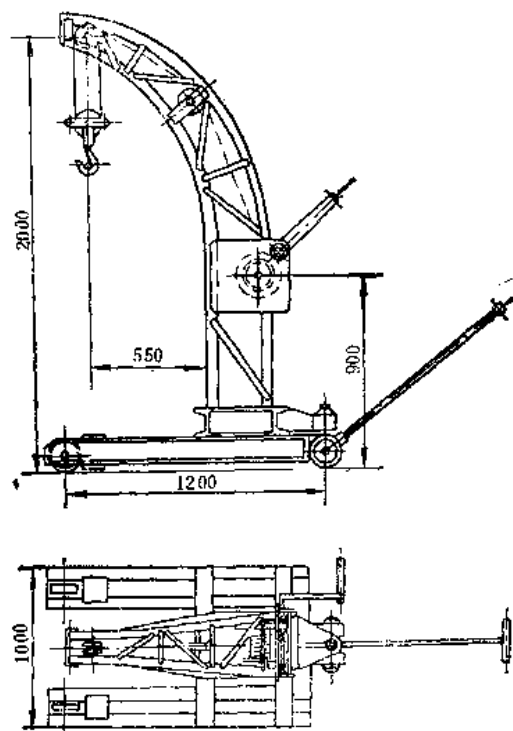


图1-5-16 单臂吊架

(1) 单臂吊架 单臂吊架如图 1-5-16 所示。这种手动小型起重吊架能起重 500kg 以下的物体, 如车床溜板箱、铣床走刀箱等。

(2) 龙门吊架 龙门吊架如图 1-5-17 所示。龙门吊架下面的四个轮子除了能滚动外, 尚能作水平回转, 所以能使起重重物在水平面内回转很小的角度, 可以在没有起重设备的车间内及较小的通道里起吊和移动重物。

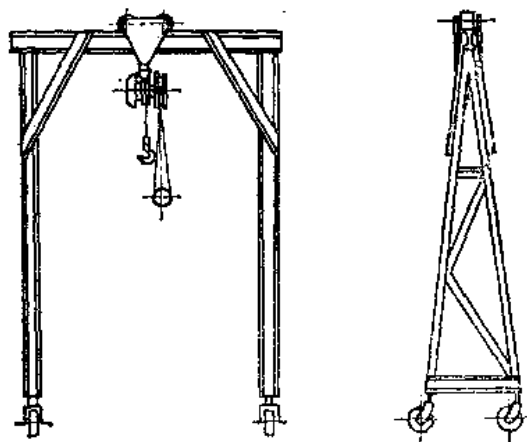


图1-5-17 龙门吊架

13. 清洗槽

图 1-5-18 所示为采用石油溶剂 (一般为轻柴油) 作清洗液的清洗槽, 油液由流量为 75~100 L/min 左右的齿轮油泵从油池中吸入直接从塑料管中喷出, 进行清洗冲刷。清洗槽的上部为一多孔的油盘, 清洗零件放在其上进行冲刷, 连同油污及机械杂质冲刷而下的油液从油盘的小孔中流下, 经斜盘流入槽底的左端部, 经多层隔板逐步将油污及机械杂质沉淀积下。这种加压喷洗方法的清洗效率要较手工擦洗高, 而且清洗油液的消耗量也较手工清洗节约。

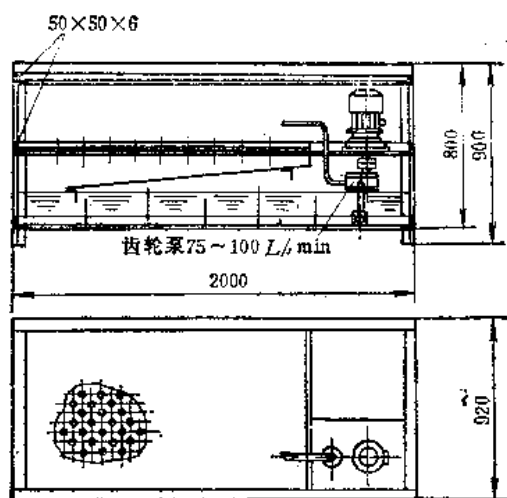


图1-5-18 清洗槽

第6节 提高机床传动链精度的方法

在机床上加工时,影响零件加工精度的因素主要有以下几个方面:

- 1) 刀具几何形状精度及其在机床上的安装精度。
- 2) 工件在机床上的安装精度。
- 3) 机床在加工原理方面所存在的误差。
- 4) 在切削加工过程中,机床——刀具——工件系统的振动、弹性变形、热变形以及刀具的磨损。
- 5) 机床的几何精度。
- 6) 机床的传动链精度。

当工件的加工为简单表面形成运动时(例如车床的外圆车削、牛刨的平面刨削等),影响工件的精度主要决定于机床的几何精度。当工件的表面形成运动为复合运动时,例如车或磨削螺纹时,机床应该保证:当主轴转一整转而车刀或砂轮应正确地移动一个螺纹的导程,这时影响工件的螺距精度主要决定于机床的传动链精度。因此,对于展成运动的齿轮加工机床与螺纹加工机床,不但要求有一定的几何精度,而且还应有一定的传动链精度。在设计机床时,提高机床传动链精度可以从以下几方面着手:

措施 1) 尽量减少传动链中传动元件的数量,以减少误差的来源。

措施 2) 在传动链中,从主动件到末端件尽量采用降速排列,并为末端传动副创造最大的传动比(增

大蜗轮齿数、减少蜗杆头数、减少丝杠头数及减小丝杠螺距)。

3) 末端传动副附近尽量不采用螺旋齿轮、锥齿轮或离合器。

4) 将交换齿轮尽量放在末端传动副的前面。

5) 尽量采用传动比为 1:1 的齿轮传动副,以补偿其传动误差。

6) 提高传动元件的精度。

7) 提高传动元件的安装精度以及装配时采用误差补偿办法。

8) 采用误差校正装置。

修理或改装机床同新设计有所不同,难于从改变机床传动链的结构(如减少传动元件数量,从主动件到末端件采用降速排列等)或提高元件精度着手来提高传动链精度。切实可行的方法是提高传动元件的安装精度,采用误差相位补偿办法和加装误差校正装置,可以在修理工作中使机床精度在原有基础上提高一步,或精度丧失不太严重的情况下使它恢复。

在工厂不具有专用传动链测量仪器的情况下,为了使劳力化费最少,应正确地找出机床传动链精度的缺陷所在,然后对症下药,使它恢复和提高。建议按照下列程序进行测试与调整:①试切样件。②检查试切件精度。③传动链的精度计算与分析。④补偿与调整。

采用试切样件方法比采用光、电、机械等传动链测量仪简便。试切应在调整机床精度后连续加工两件(试切样件的毛坯精度及其夹持工具的精度应达到规定的要求)。试切件的主要参数按下列说明进行选择:

齿轮加工机床试切件的齿数 z 按下式计算:

$$z = \frac{2z_2}{z_1n} \pm (1 \sim 2)$$

式中 z_1 ——工作台分度蜗杆的头数;

z_2 ——工作台分度蜗轮的齿数;

n ——奇数。

试切件的外径 $D_{\text{试件}}$ 应与机床最大加工直径 $D_{\text{最大}}$ 相适应,即

$$D_{\text{试件}} = \left(\frac{1}{2} \sim 1 \right) D_{\text{最大}}$$

这样,分度蜗轮的分度误差就按试切件与分度蜗轮的节圆直径比反映到试切件上,同时可将蜗轮副的周期误差最完整地显示到试切件的齿距相邻误

差上。

螺纹加工机床试切件的螺距应取机床母丝杠螺距的 $1/4 \sim 1/3$ ，这样，母丝杠一个螺距上的周期性误差就反映到试切件的螺距相邻误差上，母丝杠的螺距累积误差也反映到试切件相同长度上的累积误差上（当然还有其他元件的影响，但一般以最后环节误差所占的比重最大）。

将加工出来的试切件作全面精度检查。试切件的相邻误差、累积误差和展成的齿形误差，主要决定于机床的传动链精度；齿向误差主要决定于机床的几何精度；齿面粗糙度主要决定于机床的工具系统（如磨头精度）以及机床内外的振动。检验后根据测量结果进行分析与计算。通过传动链精度计算，求出每个元件对试切件各项精度的影响大小（亦称感应系数，即某一元件对试切件某项误差的影响所占百分比），再结合试切件的超差精度项目进行分析。

（一）机床传动链精度计算

机床传动链的传动误差主要是由传动链中的传动元件的制造误差及其装配误差（包括工具和工件在内）以及工作中受热、受力变形等影响所合成。一般传动链是由圆柱齿轮、锥齿轮、蜗轮与蜗杆、丝杠与螺母、齿轮与齿条、以及凸轮等元件组成，它们是传动误差的来源，因为这些传动元件不可避免的存在制造误差及其装配误差。

本节介绍的精度计算方法虽然较为原始，但在不具备传动链测量仪的条件下，尚可作一定的参考之用。

1. 精度计算的基本公式

在传动系统中，一个传动元件的误差是沿着作用线方向传递到被动元件上去（即沿若主传动元件将力传递到被动元件时力的作用方向），因此，计算传动精度时，由于传动元件在其啮合过程中反映在作用线上的线性误差的传递规律与运动位移计算相似，传动误差按变速比而依次传递。由此可见，在传动链中各个传动元件的线性误差按一定规律沿着传动链最后集中反映到最终件（工件）上，产生传动误差。

若 ΔS_i 为传动链中第 i 个元件的原始线性误差， r_i 为瞬时旋转半径， $\Delta \phi_i$ 为所产生的角度误差则

$$\Delta S_i = \Delta \phi_i \times r_i \quad (1-6-1)$$

$$\text{即} \quad \Delta \phi_i = \frac{\Delta S_i}{r_i} \quad (1-6-2)$$

此角度误差 $\Delta \phi_i$ 沿着传动链传递的结果，在最终件（工件）上所产生的角度误差 $\Delta \phi_{\text{工件}}$ 为：

$$\Delta \phi_{\text{工件}} = \Delta \phi_i \times i_i \quad (1-6-3)$$

由此而得 i 元件与最终件（工件）的线性误差的关系式为：

$$\Delta S_{\text{工件}} = \Delta S_i \times \frac{r_{\text{工件}}}{r_i} \times i_i = \Delta S_i \times i_i' \quad (1-6-4)$$

式中 $\Delta S_{\text{工件}}$ —— i 元件误差传至最终件（工件）上的线性误差；

i_i —— i 元件引向最终件的角传动比；

i_i' —— i 元件引向最终件（工件）的线性传动比；

$r_{\text{工件}}$ ——工件的瞬时回转半径（即工件节圆半径）。

2. 传动元件的主要误差计算

在机床传动链中，由于各传动元件的制造和装配上不可避免的存在一定的误差，如齿轮与蜗轮的齿距累积误差、蜗杆与丝杠的螺距累积误差、以及这些零件由于装配而引起的径向圆跳动与轴向窜动等。这些误差都将通过传动链逐级累计地反映到工件上去。但是，传动元件的内形误差、螺紋半角误差由于它对工件的影响，相对说是非常小的，因而在计算时可以忽略不计。在这里仅研究传动元件的累积误差 $\Delta f_{\Sigma i}$ 、径向圆跳动 δ_{Ei} 及轴向窜动 δ_{bi} 等三个主要误差。传动元件的这三项误差并不是以累计叠加进行计算，而是根据“或然率”原理以平方和再开方的形式进行叠加，因此每个传动元件的综合误差为：

$$\Delta S_{Ei} = \sqrt{\Delta S_{f_{\Sigma i}}^2 + \Delta S_{\delta_{Ei}}^2 + \Delta S_{\delta_{bi}}^2} \quad (1-6-5)$$

式中 ΔS_{Ei} —— i 传动元件的综合切向线性误差；

$\Delta S_{f_{\Sigma i}}$ ——由于 i 元件的径向跳动（ δ_{Ei} ）所引起的切向线性误差；

$\Delta S_{\delta_{bi}}$ ——由于 i 元件的轴向窜动（ δ_{bi} ）所引起的切向线性误差；

$\Delta S_{f_{\Sigma i}}$ ——由于 i 元件的累积误差（ $\Delta f_{\Sigma i}$ ）所引起的切向线性误差。

（1）传动元件的三项主要误差的计算：

1) 对圆柱齿轮与蜗轮

$$\Delta S_{Ei} = \delta_{Ei} \times \lg \alpha_i \times \sin^2 \frac{\phi}{2} \quad (1-6-6)$$

$$\Delta S_{\delta_{bi}} = \delta_{bi} \times \lg \beta_i \times \sin^2 \frac{\phi}{2} \quad (1-6-7)$$

$$\Delta S_{iEi} = \Delta t_{Ei} \times \sin^2 \frac{\phi}{2} \quad (1-6-8)$$

2) 对蜗杆与丝杠

$$\Delta S_{Ei} = \delta_{Ei} \times \tan \alpha_i \times \sin^2 \frac{\phi}{2} \quad (1-6-9)$$

$$\Delta S_{Ei} = \delta_{Ei} \times \sin^2 \frac{\phi}{2} \quad (1-6-10)$$

$$\Delta S_{iEi} = \Delta t_{Ei} \times \sin^2 \frac{\phi}{2} \quad (1-6-11)$$

式中 α_i —— i 元件的齿形啮合角 (即齿形半角);
 β_i —— i 元件的螺旋角;
 ϕ ——工件转一齿时 i 元件所转过的角度。

在计算 $\frac{\phi}{2}$ 时, 若 $\phi > \pi$, 则取 $\sin^2 \frac{\phi}{2} = 1$ 。

(2) 传动元件径向跳动的计算

1) 对于固定在轴上的齿轮或蜗杆

采用滚动轴承时

$$\delta_{Ei} = \sqrt{\delta_{E1}^2 + \delta_{E2}^2} \quad (1-6-12)$$

采用滑动轴承时

$$\delta_{Ei} = \delta_{E2} \quad (1-6-13)$$

式中 δ_{E1} ——滚动轴承内环的径向圆跳动;

δ_{E2} ——齿轮配合轴颈对于轴承轴颈的径向圆跳动 (见图 1-5-1)。

2) 对于与轴制成一起的丝杠、蜗杆与齿轮

采用滚动轴承时

$$\delta_{Ei} = \sqrt{\delta_{E1}^2 + \delta_{E3}^2} \quad (1-6-14)$$

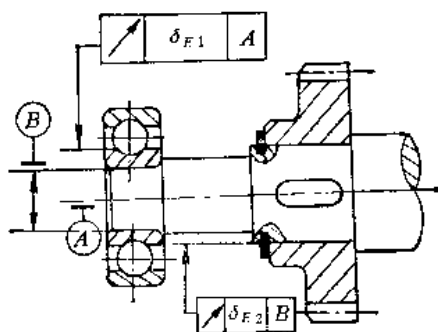


图1-6-1 固定在轴上的齿轮, 采用滚动轴承时的径向圆跳动

采用滑动轴承时

$$\delta_{Ei} = \delta_{E3} \quad (1-6-15)$$

式中 δ_{E3} ——装轴承的轴径对于中心孔轴线的径向圆跳动 (图 1-6-2)。

3) 对于在轴上转动的齿轮

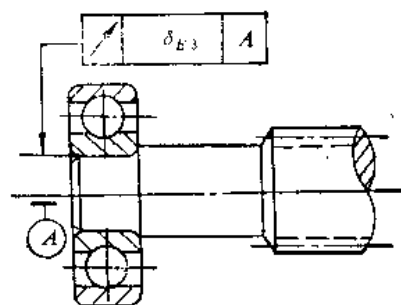


图1-6-2 与轴制成一起零件采用滚动轴承时的径向圆跳动

采用滚动轴承时

$$\delta_{Ei} = \delta_{E1} \quad (1-6-16)$$

采用滑动轴承时

$$\delta_{Ei} = \delta_{E4} \quad (1-6-17)$$

式中 δ_{E4} ——压在齿轮孔内的铜套外表面对轴中心线的径向圆跳动 (图 1-6-3)。

4) 对于可换齿轮 (图 1-6-4)

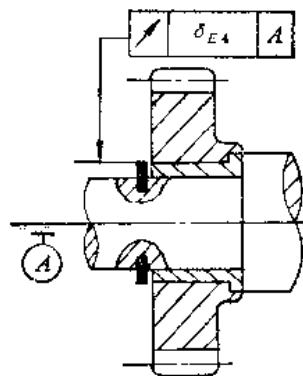


图1-6-3 采用铜套的齿轮的径向圆跳动

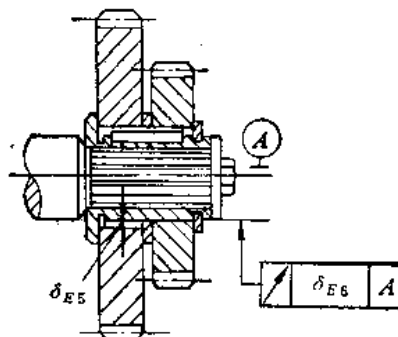


图1-6-4 交换齿轮的径向圆跳动

① 计算新机床精度时:

$$\delta_{Ei} = \sqrt{\delta_{E5}^2 + \delta_{E6}^2} \quad (1-6-18)$$

式中 δ_{E5} ——齿轮与轴配合的最大直径间隙;

δ_{E0} ——中间套外表面对于轴中心线的径向圆跳动。

② 计算磨损机床精度时:

采用滚动轴承时

$$\delta_{Ei} = \sqrt{\delta_{E1}^2 + \delta_{E2}^2 + \delta_{E5}^2} \quad (1-6-19)$$

采用滑动轴承时

$$\delta_{Ei} = \sqrt{\delta_{E2}^2 + \delta_{E5}^2} \quad (1-6-20)$$

5) 对于工件(工件也视为传动元件之一):

① 装在机床顶尖之间的工件

$$\delta_{E\text{工件}} = \sqrt{\delta_{E3}^2 + \delta_{E7}^2} \quad (1-6-21)$$

式中 $\delta_{E\text{工件}}$ ——工件的径向圆跳动;

δ_{E7} ——机床工作台或主轴中心线的径向圆跳动。

② 用锥心轴装在机床顶尖之间的工件

$$\delta_{E\text{工件}} = \sqrt{\delta_{E7}^2 + \delta_{E8}^2} \quad (1-6-22)$$

式中 δ_{E8} ——锥心轴工作表面对中心孔轴线的径向圆跳动。

③ 用带锥柄的锥心轴装配的工作

$$\delta_{E\text{工件}} = \sqrt{\delta_{E7}^2 + \delta_{E9}^2} \quad (1-6-23)$$

式中 δ_{E9} ——锥心轴表面对于锥柄表面的径向圆跳动。

④ 用带锥柄的圆柱心轴装配的工件(配合时有间隙)

$$\delta_{E\text{工件}} = \sqrt{\delta_{E10}^2 + \delta_{E11}^2} \quad (1-6-24)$$

式中 δ_{E10} ——工件外圆对于工作台或主轴旋转中心线的径向圆跳动;

δ_{E11} ——工件外圆对于配合孔径的径向圆跳动。

6) 其他元件

① 对于圆柱孔配合的工具, 同式(1-6-12)、(1-6-13);

② 对于带柄工具, 同式(1-6-14)、(1-6-15);

③ 对于多槽分度盘, 同式(1-6-14)、(1-6-15);

④ 对于可换元件, 同式(1-6-12)、(1-6-13)。

(3) 传动元件轴向窜动的计算

1) 用滑动止推轴承时

$$\delta_{bi} = \delta_{bi} \quad (1-6-25)$$

式中 δ_{bi} ——滑动轴承端面与旋转中心线的垂直度(图1-6-5)。

2) 用滚动止推轴承时:

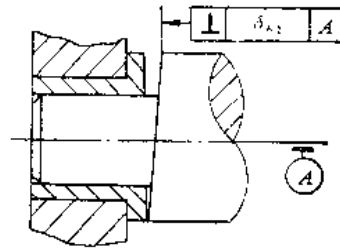


图1-6-5 滑动轴承的轴向窜动计算

$$\delta_{bi} = \sqrt{\delta_{bi}^2 + \delta_{bi}^2} \quad (1-6-26)$$

式中 δ_{bi} ——轴承圈两面的平行度;

δ_{bi} ——滚动体的圆度。

3) 用圆锥滑动轴承或斜接滚动轴承时:

$$\delta_{bi} = \delta_{bi} \quad (1-6-27)$$

式中 δ_{bi} ——轴承的轴向窜动量, 对于轴与丝杠的轴向窜动量可以直接取自图纸上的技术条件。

3. 传动元件的热变形

床身、主轴、轴和其他零件的热变形, 对工件精度影响极小, 可不予计算。而母丝杠和工件的热变形, 则影响较大(单位: μm)

1) 对于齿轮加工机床

$$\Delta S_{\theta i} = 1000 \delta_{\theta i} \alpha_{\theta i} L_{\theta i} \quad (1-6-28)$$

2) 对于螺纹加工机床

$$\Delta S_{\theta i} = 1000 \delta_{\theta i} \alpha_{\theta i} L_i \quad (1-6-29)$$

式中 $\delta_{\theta i}$ ——元件的温度变化($^{\circ}\text{C}$);

$\alpha_{\theta i}$ ——元件的线膨胀系数;

$L_{\theta i}$ ——元件的变形计算长度(相当于螺母中部至推力轴承的距离, mm);

L_i ——元件的变形计算长度(对机床母丝杠而言同 $L_{\theta i}$, 对工件而言, 指累积误差的计算长度)。

4. 传动元件的回转角 $\phi/2$ 的计算

(1) 齿轮加工机床

1) 在计算工件的齿形误差时

$$\frac{\phi}{2} = \frac{U_{\text{工件}}}{i_i} \times 180^{\circ} \quad (1-6-30)$$

2) 在计算工件的齿距误差时

$$\frac{\phi}{2} = \frac{U_{\text{工件}} \times \epsilon_{\text{工件}}}{z_{\text{工件}} \times i_i} \times 180^{\circ} \quad (1-6-31)$$

(2) 螺纹加工机床

$$\frac{\phi}{2} = \frac{180^{\circ}}{i_i} \quad (1-6-32)$$

式中 $U_{\text{工件}}$ ——工件在一次加工中所完成的转数，

一般取 $U_{\text{工件}} = 1$ ；

$e_{\text{工件}}$ ——工件与刀具的啮合系数，一般取

$e_{\text{工件}} = 1.5、1.6、1.8、2$ ，在理论上此系数可按渐开线的啮合几何原理进行计算；

$z_{\text{工件}}$ ——工件齿数。

5. 工件的误差合成的计算

对齿轮加工机床，主要计算三种误差，即最大齿形误差 $\Delta J_{\text{最大}}$ 、最大齿距累积误差 Δt_{Σ} 和最大相邻齿距误差 Δt_i 。

(1) 齿形误差 $\Delta J_{\text{最大}}$ 的计算 此项误差是由于在传动链中各个传动元件存在着的线性误差以“矢量和”的规律集中反映在工件的渐开线法向上所测得的，亦即在基圆的切线方向所测量而得的误差，因之

$$\Delta J_{\text{最大}} = \sqrt{\Sigma(\Delta J)^2} \quad (1-6-33)$$

式中 ΔJ ——各传动元件对工件法向齿形上的影响。

而元件上的综合切向线性误差 $\Delta S_{\Sigma i}$ 反映到工件上的切向线性误差 $\Delta S_{\text{工件}}$ 的关系式为

$$\Delta S_{\text{工件}} = \Delta S_{\Sigma i} \times \frac{r_{\text{工件}}}{r_i} \times i_i \quad (1-6-34)$$

$$\text{因此 } \Delta J = \Delta S_{\Sigma i} \times \frac{r_{\text{工件}}}{r_i} \times \cos \alpha_{\text{工件}} \times \cos \beta_{\text{工件}} \times i_i \quad (1-6-35)$$

$$\text{由式(1-5-5) } \Delta S_{\Sigma i} = \sqrt{\Delta S_{E \Sigma i}^2 + \Delta S_{r \Sigma i}^2 + \Delta S_{\Sigma i}^2}$$

$$\text{而 } \frac{r_{\text{工件}}}{r_i} = \frac{d_{\text{工件}}}{d_i}$$

式中 $d_{\text{工件}}$ ——工件节径；

d_i —— i 元件的节径。

1) 当传动元件为齿轮与蜗轮时

$$\Delta J = \sin^2 \frac{\phi}{2} \times \frac{d_{\text{工件}}}{d_i} \times \cos \alpha_{\text{工件}} \times \cos \beta_{\text{工件}} \times i_i \times \sqrt{(\delta_{Ei})^2 \lg^2 \alpha_i + (\delta_{bi})^2 \lg^2 \beta_i + (\Delta t_{\Sigma i})^2} \quad (1-6-36)$$

2) 当传动元件为蜗杆时：

$$\Delta J = \sin^2 \frac{\phi}{2} \times \frac{d_{\text{工件}}}{d_{i-1}} \times \cos \alpha_{\text{工件}} \times \cos \beta_{\text{工件}} \times i_{i-1} \times \sqrt{(\delta_{Ei})^2 \lg^2 \alpha_i + (\delta_{bi})^2 \lg^2 \beta_i + (\Delta t_{\Sigma i})^2} \quad (1-6-37)$$

式中 d_{i-1} ——与 i 蜗杆相啮合的蜗轮的节径；

i_{i-1} ——蜗轮至工件的角传动比（工作台的分度蜗轮至工件的角传动比 = 1）。

3) 当传动元件为丝杠时：

$$\Delta J = \sin^2 \frac{\phi}{2} \times \cos \alpha_{\text{工件}} \times \cos \beta_{\text{工件}} \times \sqrt{(\delta_{Ei})^2 \lg^2 \alpha_i + (\delta_{bi})^2 \lg^2 \beta_i + (\Delta t_{\Sigma i})^2} \quad (1-6-38)$$

（一般丝杠的线性传动比 $i_i' = \frac{r_{\text{工件}}}{r_i} \times i_i = 1$ ）

(2) 齿距累积误差 Δt_{Σ} 的计算 此项误差的产生的主要因素：

① 各传动元件的综合线性误差反映到工件上的切向线性误差 $\Delta t_{\Sigma 0}$ 。

② 工件径向圆跳动所引起的线性误差 $\Delta S_{r \text{工件}}$ 。

③ 交换齿轮的传动比误差所引起的工件的线性误差 ΔS_r 。

$$\text{故 } \Delta t_{\Sigma} = \sqrt{\Sigma(\Delta t_{\Sigma 0})^2 + (\Delta S_{r \text{工件}})^2 + (\Delta S_r)^2} \quad (1-6-39)$$

1) $\Delta t_{\Sigma 0}$ 的计算

① 传动元件为齿轮与蜗轮时

$$\Delta t_{\Sigma 0} = \sin^2 \frac{\phi}{2} \times \frac{d_{\text{工件}}}{d_i} \times i_i \times \sqrt{(\delta_{Ei})^2 \lg^2 \alpha_i + (\delta_{bi})^2 \lg^2 \beta_i + (\Delta t_{\Sigma i})^2} \quad (1-6-40)$$

② 传动元件为蜗杆时

$$\Delta t_{\Sigma 0} = \sin^2 \frac{\phi}{2} \times \frac{d_{\text{工件}}}{d_{i-1}} \times i_{i-1} \times \sqrt{(\delta_{Ei})^2 \lg^2 \alpha_i + (\delta_{bi})^2 \lg^2 \beta_i + (\Delta t_{\Sigma i})^2} \quad (1-6-41)$$

③ 传动元件为丝杠时

$$\Delta t_{\Sigma 0} = \sin^2 \frac{\phi}{2} \times \sqrt{(\delta_{Ei})^2 \lg^2 \alpha_i + (\delta_{bi})^2 \lg^2 \beta_i + (\Delta t_{\Sigma i})^2} \quad (1-6-42)$$

2) $\Delta S_{r \text{工件}}$ 的计算

$$\Delta S_{r \text{工件}} = \delta_{E \text{工件}} \times \lg \alpha_{\text{工件}} \quad (1-6-43)$$

式中 $\delta_{E \text{工件}}$ ——工件外圆的径向圆跳动。

3) ΔS_r 的计算

$$\Delta S_r = \Delta i_r \times i_r \times n_{b \text{工件}} \times \pi d_{\text{工件}} \quad (1-6-44)$$

式中 Δi_r ——交换齿轮的理论传动比与实际传动比之差；

i_r ——从挂轮被动轴到工件之间的变速比；

$n_{b \text{工件}}$ ——工件每转一齿时交换齿轮主动轴的转数。

(3) 最大相邻齿距误差 Δt_i 的计算 此项

误差是根据下列两项进行计算:

①由工件齿距最大累积误差所算得最大相邻齿距误差 $\Delta t'_{max}$ 。

②齿距误差在切线方向引起的线性误差。

$$\Delta \lambda t = \sqrt{(\Delta t'_{max})^2 + 2 \left(\frac{\Delta J_{最大}}{\cos \alpha_{工件} \times \cos \beta_{工件}} \right)^2} \quad (1-6-45)$$

1) $\Delta J_{最大}$ 由式 (1-6-33) 而得。

2) $\Delta t'_{max}$ 的计算

① 如工件齿数为偶数时, 则

$$\Delta t'_{max} = 2 \Delta t_E \sin^2 \frac{\pi}{z_{工件}} \quad (1-6-46)$$

② 如工件齿数为奇数时, 则

$$\Delta t'_{max} = 2 \Delta t_E \sin^2 \frac{\pi}{z_{工件}} \times \cos \frac{\pi}{z_{工件}} \quad (1-6-47)$$

对螺纹加工机床而言, 主要是 $\Delta t(T)$ 、 Δt_E (25mm)、 Δt_E (100mm)、 Δt_E (全长)。

$$\Delta t_E = \sqrt{\frac{\Sigma (\Delta S_{E0})^2 + (\Delta S_{Ei})^2 + (\Delta S_{Er工件})^2 + (\Delta S_r)^2}{+ (\Delta S_{E工件})^2}} \quad (1-6-48)$$

式中 $\Sigma (\Delta S_{E0})^2$ ——所有传递到工件上的传动元件误差的平方和;

$\Delta S_{Er工件}$ ——工件运动的计算误差 (工件旋转轴线对工作台运动方向不平行度引起的误差);

$\Delta S_{E工件}$ ——工作的安装误差。

1) ΔS_{E0} 的计算

① 传动元件为齿轮与蜗轮时

$$\Delta S_{E0} = \sqrt{(\delta_{Ei})^2 t_g^2 \alpha_i + (\delta_{bi})^2 t_g^2 \beta_i + (\Delta t_{Ei})^2} \quad (1-6-49)$$

② 传动元件为蜗杆与丝杠时

$$\Delta S_{E0} = \sqrt{(\delta_{Ei})^2 t_g^2 \alpha_i + (\delta_{bi})^2 + (\Delta t_{Ei})^2} \quad (1-6-50)$$

(50) 式中对丝杠而言, Δt_{Ei} 是指丝杠误差的计算长度内 (即每个螺距上的螺距误差; 每 25mm 螺距上的累积误差等) 的螺距误差。

2) ΔS_{Ei} 的计算同式 (1-6-29)。

3) $\Delta S_{Er工件}$ 的计算

$$\Delta S_{Er工件} = \sqrt{(\delta_{E工件})^2 t_g^2 \alpha_{工件} + (\delta_{b工件})^2} \quad (1-6-51)$$

式中 $\delta_{E工件}$ ——头架主轴的径向圆跳动;

$\delta_{b工件}$ ——头架主轴的轴向窜动。

4) ΔS_r 的计算同式 (1-6-44)。

5) $\Delta S_{E工件}$ 的计算:

$$\Delta S_{E工件} = \frac{\Delta e_{工件} t_g \alpha_{工件}}{l_{工件}} l_{螺距} (\mu m) \quad (1-6-52)$$

式中 $\Delta e_{工件}$ ——在工件的全长上工件轴线相对于工作台平行度的偏移量 (μm);

$l_{工件}$ ——工件长度 (mm);

$l_{螺距}$ ——母工件误差计算长度 (如每一螺距, 25mm 等)。

6. 传动链精度计算的程序

1) 收集计算所需资料

① 机床传动原理。

② 机床调整表格。

③ 传动链中全部传动元件的基本参数与加工及装配精度 (最好有装配图及传动元件零件图)。

④ 机床精度标准。

2) 画出机床传动原理图中精度传动链图, 并用字母及号码来标出所有元件。

3) 选择被加工试切件的参数 (例如齿轮的模数、齿数、压力角与螺旋角等)。

4) 根据加工工件的基本参数查阅或计算出交换齿轮的齿数。

5) 编制计算表格, 进行计算工件各项精度。

7. 计算实例

(1) 齿轮加工机床传动链的精度计算 现以 Y7131 齿轮磨床为例 (图 1-6-6), 说明如下:

1) 计算所用原始资料为: 所有中间元件的齿轮都采用 5 级齿轮精度; 由于传动链中所用齿轮都是正齿轮, 所以 $\delta_{bi} = 0$, 而 δ_{Ei} 及 Δt_{Ei} 则根据齿轮精度及装配公差中取最大公差。

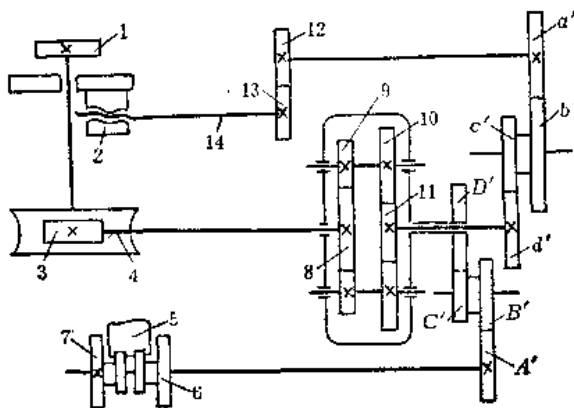


图1-6-6 Y7131齿轮精度传动链图

机床传动丝杠 14 采用 1 级精度; 即 $\Delta t_{Ei} = 3 \mu m$; $\delta_{Ei} = 10 \mu m$; $\delta_{bi} = 3 \mu m$; $\alpha_i = 3^\circ$ 。

蜗杆 3 采用零级精度: 即 $\Delta f_{\Sigma i} = 5 \mu\text{m}$; $\delta_{Ei} = 10 \mu\text{m}$; $\delta_{bi} = 3 \mu\text{m}$; 齿形半角 $\alpha_i = 9^\circ$; 螺旋角 $\beta_i = 6^\circ 43'$ 。

蜗轮 4 采用零级精度: 即 $\Delta f_{\Sigma i} = 20 \mu\text{m}$; $\delta_{Ei} = 20 \mu\text{m}$; $\delta_{bi} = 15 \mu\text{m}$ 。

工件外圆的径向圆跳动 $\delta_{E\text{工件}} = 10 \mu\text{m}$ 。

各齿轮 (编号 8~13) 的压力角均为 20° 。

选择工件 1' 为直齿圆柱齿轮, 其基本参数如下:

$m = 6$, $z = 25$, $d_{\text{节圆}} = \phi 150$, $\alpha = 20^\circ$

2) 计算结果见表 1-6-1。

3) 对计算结果的分析

① 对工件齿形误差的影响 丝杠 14 精度的影响最大, 占 35%, ΔJ 值本身不变, 但它所占的影响系数百分比会随工件节圆直径改变而改变, 工件节圆直径愈小, 则所占百分比愈大。

蜗杆 3 精度的影响也很大, 占 25.3%, ΔJ 值随工件节圆直径增大而增加。

差动齿轮 8 及 9 各占 10.6%。

交换齿轮及蜗轮的影响均很小。

② 对工件齿距相邻误差的影响 蜗杆 3 精度的影响最大占 23%; 差动齿轮 8 及 9 的影响各占 10%。

③ 对工件齿距累积误差的影响 蜗轮 4 精度的影响占 60%; 蜗杆 3 精度的影响占 8%; 丝杠 14 精度的影响占 11%; 工件安装误差的影响也很大。

表中各元件的感应系数 E_i (所占的%) 的计算:

$$E_i = \frac{\Delta S_{\text{工件}}^2}{\Sigma \Delta S_{\text{工件}}^2} \times 100\%$$

式中 $\Delta S_{\text{工件}}^2$ ——第 i 个零件误差换算到工件上某项误差的平方值;

$\Sigma \Delta S_{\text{工件}}^2$ ——所有传动零件误差换算到工件上某误差的平方值总和。

(2) 对于螺纹加工机床传动链精度计算 现以 Y7520K 型螺纹磨床为例 (见图 1-6-7), 说明如下:

1) 计算所用原始资料为: 所有固定齿轮和交换齿轮都采用 5 级齿轮精度。

传动丝杠的精度为一级。工件和机床丝杠温差为 1°C 。

选择工件螺距分别为 1.5mm ; $1/6''$; $1/4''$; 12mm ; 及 24mm 。

2) 计算结果见表 1-6-2。

3) 计算结果的分析:

① 机床本身丝杠的制造误差和它的装配误差对工件每个螺距的螺距误差、螺距的累积误差都属主要影响。

② 工件螺距的周期性 (即螺旋线误差), 在被加工螺距小于机床本身丝杠螺距时, 即从头架主轴至丝杠的运动是降速, 工件的运动精度 $\Delta S_{\text{工件}}$ 对工件螺距的周期性误差影响最大, 所占的影响系数约 68%~95%。当工件的螺距大于机床丝杠螺距时, 即从头架主轴至丝杠的运动是升速, 对工件周期性误差的影响, 主要是丝杠的加工精度和丝杠的轴向窜动, 其次才是工件的运动精度。

③ 传动链中的齿轮 (包括交换齿轮在内) 对周期性误差, 相对于它对螺距累积误差的影响来讲比较大, 但相对于其他因素讲还是小些, 一般约占 4%~29%。

④ 工件的热变形而引起的误差, 当被加工工件的长度愈长, 其影响系数愈大, 一般占 11%~35%。

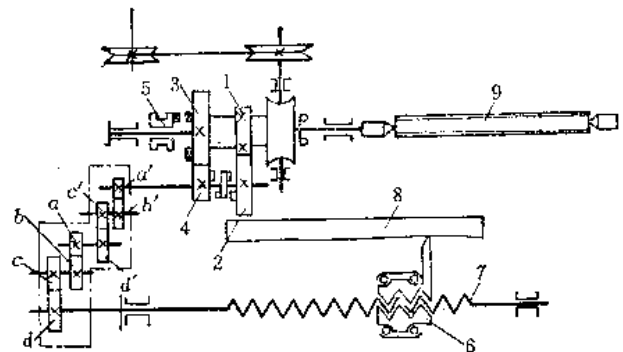


图1-6-7 Y7520K 螺纹磨床传动系统

1~4—齿轮 5—消除间隙机构 6—对刀机构 7—机床丝杠 8—校正尺 9—工件

(二) 传动链误差的测量与诊断

传动链误差的测量, 在国内应用较普遍的有三类测量仪器: HYQ-010A 磁分度, CDY-II 光栅仪和 CD-18 惯性仪。这三类测量仪器各有特点, 但他们可测的频率范围都不够宽, 需互补补充。从测量与诊断角度看, 要求实用的检测方法应具有初步诊断的功能和较宽的频率范围以及有动态检查的可能性。

表1-6-1 Y7131齿轮

工件误差	传动链	元件名称 (图1-6-6)		齿数×模数	元件的节圆直径 d_i	$\frac{d_{工件}}{d_i}$	i_i	$\frac{\phi}{2} = \frac{180^\circ}{i_i \times z_{工件}}$	
齿形误差 $\Delta J_{最大}$ (μm)	展成运动链	滚动挂轮	丝杠 14	$\phi 48 \times 6(f)$	45	3.12	0.0127	566°	
			齿轮 13	72×2	144	1.04	0.0127	566°	
			齿轮 12	40×2	80	1.87	0.0070	1001°	
			a'	37×1.5	55.5	2.7	0.0070	1001°	
		b'	67×1.5	100.5	1.49	0.0128	565°		
		c'	57×1.5	85.5	1.76	0.0128	565°		
		d'	79×1.5	118.5	1.27	0.0178	405°		
		差动齿轮	11	22×1.75	38.5	3.9	0.0178	405°	
			10	24×1.75	42	3.57	0.0194	372°	
			9	22×1.5	33	4.54	0.0194	372°	
			8	32×1.5	48	3.12	0.0233	256°	
		蜗杆 3	2×4	68	2.2	0.0233	256°		
		蜗轮 4	71×4	284	0.527	1	$7^\circ 12'$		
	因 $(\Delta J_{最大})^2 = \Sigma (\Delta J)^2$								
	分度运动链	分度挂轮	A'	64×1.5	98	1.56	0.0098	380°	
			B'	50×1.5	75	2	0.0076	486°	
			C'	72×1.5	108	1.39	0.0076	486°	
			D'	96×1.5	144	1.04	0.0102	361°	
累积误差 Δt_{Σ}	$\Sigma (\Delta t_{\Sigma 0})^2$				$\Sigma (\Delta t_{\Sigma 0})^2$				
	$(S_{r工件})^2$				$(S_{r工件})^2 = (\delta_{E工件})^2 \times \text{tg}^2 \alpha_{工件}$				
	$(\Delta S_r)^2$				$(\Delta S_r)^2 = \Delta t_r \times i_r \times n_{工件} \times \pi d_{工件}$				
	$\therefore (\Delta t_{\Sigma})^2 = \Sigma (\Delta t_{\Sigma 0})^2 + (\Delta S_{r工件})^2 + (\Delta S_r)^2$								
相邻误差 $\Delta \lambda t$	$(\Delta t'_{max})^2$				$(\Delta t'_{max})^2 = \left(2 \Delta t_{\Sigma} \sin^2 \frac{\pi}{z_{工件}} - \cos \frac{\pi}{z_{工件}} \right)^2 = \left(2 \times \right.$				
	$2 \left(\frac{\Delta J_{最大}}{\cos \alpha_{工件} \cos \beta_{工件}} \right)$				$2 \left(\frac{\Delta J_{最大}}{\cos \alpha_{工件} \cos \beta_{工件}} \right)$				
	$\Delta \lambda t = \sqrt{(\Delta t'_{max})^2 + 2 \left(\frac{\Delta J_{最大}}{\cos \alpha_{工件} \cos \beta_{工件}} \right)^2}$								

① $\Delta S_{Ei} = \sqrt{(\delta_{Ei})^2 \text{tg}^2 \alpha_i + (\delta_{\beta i})^2 \text{tg}^2 \beta_i + (\Delta t_{Ei})^2}$ 。② $\text{tg} \beta_i = 0.118$

磨床传动链精度计算表

$\sin^2 \frac{\phi}{2}$	元件各种误差值 (μm)			$\lg \alpha_i$	$\Delta S_{Ei} \textcircled{1}$	$\cos \alpha_{\text{工件}}$	Δf	%	Δf_{E0}
	δ_{Ei}	$\delta_{\beta i}$	Δf_{Ei}						
1	10	3	3	0.0524	4.5	0.9396	4.5	35	4.5
1	30	0	40	0.364	41.5	0.9396	0.515	0.44	0.547
1	40	0	30	0.364	33.2	0.9396	0.415	0.29	0.435
1	25	0	30	0.364	31.4	0.9396	0.56	0.53	0.593
1	30	0	40	0.364	41.9	0.9396	0.72	0.89	0.762
1	30	0	40	0.364	41.9	0.9396	0.885	1.28	0.935
1	30	0	40	0.364	41.9	0.9396	0.885	1.28	0.905
1	25	0	30	0.364	31.4	0.9396	1.96	6.7	2.08
1	25	0	30	0.364	31.4	0.9396	1.96	6.7	2.07
1	25	0	30	0.364	31.4	0.9396	2.48	10.6	2.64
1	25	0	30	0.364	31.4	0.9396	2.48	10.6	2.64
1	10	3	5	0.1584	7.25	0.9396	3.83	25.3	3.88
0.0157	20	15	20	0.1584 $\textcircled{2}$	20.3	0.9396	0.556	0.53	10.16

$$\Sigma(\Delta f)^2 = 57.78$$

$$\text{所以 } \Delta f_{\text{最大}} = 7.6 \mu\text{m}$$

1	25	0	30	0.364	31.4				0.48
1	25	0	30	0.364	31.4				0.477
1	30	0	40	0.364	41.9				0.445
1	30	0	40	0.364	41.9				0.445

$$= 173.328 (\mu\text{m})$$

$$= (10 \times \lg 20^\circ)^2 = (10 \times 0.364)^2 = 13.25 (\mu\text{m})$$

$$= [(0.0398457 - 0.0398450) \times 0.0178 \times 3.14 \times 150 \times 5.63]^2 = 0.000961 (\mu\text{m})$$

$$= 173.328 + 13.25 + 0.000961 = 186.579 (\mu\text{m}) \quad \therefore \Delta f_E = 13.66 (\mu\text{m})$$

$$13.66 \times \sin^2 \frac{180^\circ}{25} \times \cos \frac{180^\circ}{25} \Big)^2 = (2 \times 13.66 \times 0.0157 \times 0.9921)^2 = (0.426)^2 = 0.182 (\mu\text{m})$$

$$= 2 \left(\frac{7.6}{0.9369} \right)^2 = 2 \times 65.61 = 131.22 (\mu\text{m})$$

$$= \sqrt{0.182 + 131.22} = \sqrt{131.402} = 11.5 (\mu\text{m})$$

表1-6-2 Y7520K螺纹磨床传动链精度计算

工件螺距 (mm)	测量长度 (mm)	影 响 因 素 换 算 工 件 上 的 误 差(μm)						$(\Delta f_D)^2$	Δf_D
		固定齿轮	交换齿轮	丝 杠	工件运动	工件安装	热变形		
		$\Delta S_{\Sigma 0}$	$\Delta S_{\Sigma 0}$	$\Delta S_{\Sigma 0}$	ΔS_{Σ} 工件	ΔS_{Σ} 工件	$\Delta S_{\theta i}$	(μm)	(μm)
1.5	$P_{\text{工件}}/4$	0.08	0.12	0.01	4.45	—	—	4.66	2.16
	$P_{\text{工件}} \textcircled{1}$	0.08	0.88	2.82	—	—	—	3.78	1.94
	25	0.08	1.21	29.59	—	—	0.32	31.2	5.56
	100	0.08	1.21	40.45	—	0.01	5.29	47.04	6.85
	300	0.08	1.21	85.38	—	0.09	47.61	134.37	11.50
	全长	0.08	1.21	400.80	—	0.29	151.29	553.67	23.50
1/6" (英制)	$P_{\text{工件}}/4$	0.64	0.66	0.77	4.45	—	0.01	6.53	2.55
	$P_{\text{工件}}$	0.64	1.39	13.40	—	—	0.01	15.44	3.92
	25	0.64	1.39	29.59	—	—	0.32	31.94	5.61
	100	0.64	1.39	40.45	—	0.01	5.29	47.78	6.90
	300	0.64	1.39	85.38	—	0.09	47.61	135.11	11.60
	全长	0.64	1.39	400.80	—	0.29	151.29	554.41	23.50
1/4" (英制)	$P_{\text{工件}}/4$	1.40	1.59	3.35	4.45	—	0.02	10.81	3.30
	$P_{\text{工件}}$	1.40	1.92	13.40	—	—	0.02	16.74	4.10
	25	1.40	1.92	29.59	—	—	0.32	33.23	5.78
	100	1.40	1.92	40.45	—	0.01	5.29	49.07	7.00
	300	1.40	1.92	85.38	—	0.09	47.61	136.4	11.70
	全长	1.40	1.92	400.80	—	0.29	151.29	555.7	23.50
12	$P_{\text{工件}}/4$	1.66	1.32	12.95	4.45	—	0.08	20.46	4.51
	$P_{\text{工件}}$	1.66	1.33	13.40	—	—	0.08	16.46	4.04
	25	1.66	1.33	29.59	—	—	0.32	32.90	5.70
	100	1.66	1.33	40.45	—	0.01	5.29	48.74	6.95
	300	1.66	1.33	85.38	—	0.09	47.61	136.07	11.70
	全长	1.66	1.33	400.80	—	0.29	151.29	555.37	23.50
24	$P_{\text{工件}}/4$	6.72	1.36	13.40	4.45	—	0.30	26.29	5.11
	$P_{\text{工件}}$	6.72	1.36	13.40	—	—	0.30	21.78	4.65
	25	6.72	1.36	29.59	—	—	0.32	37.99	6.12
	100	6.72	1.36	40.45	—	0.01	5.29	53.83	7.30
	300	6.72	1.36	85.38	—	0.09	47.61	141.16	11.86
	全长	6.72	1.36	400.80	—	0.29	151.29	560.46	23.60

① $P_{\text{工件}}$ ——工件的螺距。

1. 磁分度测量原理

图 1-6-8 是磁栅仪 (HYQ-010A) 的测量系

统。由大小磁盘、磁头、相位计,记录器等部件组成。大盘装在传动链末端件工作台上,与工作台同

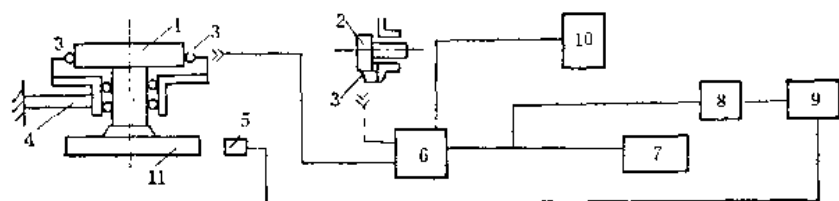


图1-6-8 分度链误差测值系统

1—大磁盘 2—小磁盘 3—磁头 4—钢带 5—光电传感器 6—相位计 7—笔式记录器
8—放大器 9—磁带机 10—示波器 11—光标

心同步回转,小磁盘2装在刀具主轴上,与主轴同心同步旋转,而磁头固定不动。

1) 交变电压信号的产生 机床开动之后,当磁盘相对磁头(见图1-6-9)旋转时,从磁盘上的N极发生的磁力线、经导磁率很高的磁头,回到磁盘的S极。在此过程中由于穿过磁头线圈的磁通量的大小和磁力线的方向随相对运动不断的改变,于是在线圈中感应出交变电压信号来。

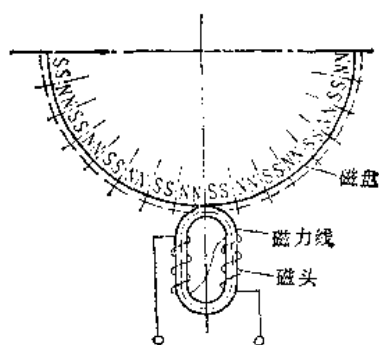


图1-6-9 磁盘和磁头

磁盘相对磁头转过一个磁波,磁头内的感应电压就交变一次,交变电压周期的长短就反映了磁盘瞬时角速度的大小。来自小磁盘的信号进入相位计比相之前,必须经过分频处理,以使相位计所接受的两路信号的平均频率相同。

2) 相位比较 若分度链(图1-6-8)有传动误差,则假定滚刀主轴和小磁盘匀速旋转时,所感应的电压信号 u_1 不变(图1-6-10),而工作台和大盘瞬时角速度将随传动链之传动误差大小而变化,引起来自大盘的电压信号 u_2 的周期发生变化。周期长度的改变,就意味着相位角在改变,即 $\varphi_1 \neq \varphi_2$ 。在二路信号比相之前还要进行电气处理,使它们变为相应的正脉冲 u'_1 和 u'_2 ,然后送入比较电路二个输出端(比较电路是一双稳态触发电路),因 u'_1 和 u'_2 是交替输入,于是双稳态电路得到一个方波波形电压的输出(见图1-6-10),每一方波的宽度随两路信号相位差的变化而变化,因为每一周期方波宽度不等,故它们的电压平均值也就不一致,此电压平均值的大小与两路信号相位差成正比。

3) 误差的标定 由上所得的误差曲线,是电压量的变化,有待将它换算为转角误差,即须给以定标。所谓定标,就是由传动测量仪器提供某已知相位角 φ_0 ,然后记录 φ_0 所对应的电压变动幅度

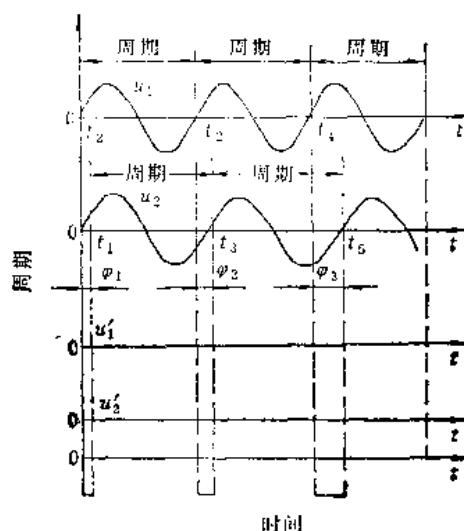


图1-6-10 相位计各级波形图

L_0 ,若实际测得的传动误差曲线的幅度为 L ,则 L 代表的转角误差

$$\Delta\varphi_E = (L/L_0)\varphi_0$$

本仪器设有 $\varphi_0 = 180^\circ$ 的定标装置,即仪器可以供给一个标准的 180° 电角度相位差的两个信号电压,将此两信号电压交替输入相位计,则可获 $\varphi_0 = 180^\circ$ 的曲线幅值 L 。已知大盘上每一磁波(电角度为 360°)相当于磁盘转过的机械角度: $360 \times 60 \times 60$ ("),而两路信号电压相位角为 180° 换算为机械角度 φ_0

$$\varphi_0 = \frac{360 \times 60 \times 60}{2 \times 10000} (") = 64800/N$$

传动误差为

$$\Delta\varphi_Y = \frac{648000}{N} \times L/L_0 (")$$

式中 N ——大盘的磁波数;

L_0 ——用相位角 180° 定标时所给出的曲线幅度(mm);

L ——实测传动链误差给出的曲线幅度(mm)。

2. 传动链误差的诊断

传动链误差诊断一般经历下述过程:

传动链误差→检测→处理→判断(误差源规律,对加工的影响,超差主因)。

在诊断之前,需对被分析对象进行研究,以便选择诊断方案。现以滚齿机为例,介绍诊断过程。

(1) 滚齿机分度链误差及其规律 图1-6-11是Y38滚齿机分度链,其首端为滚刀轴,末端为工作台。整链的总转角误差 $\Delta\varphi$ 是各传动元件误差 Δ_i ,

所引起的末端件转角误差之迭加。

$$\begin{aligned}\Delta\varphi &= \sum_{j=1}^m k_j \Delta_j \sin(\omega_j t + a_j) \\ &= \sum_{j=1}^m k_j \Delta_j \sin(i_{jm} \omega_m + a_j) \\ (1-6-53)\end{aligned}$$

式中 Δ_j 、 a_j ——分别为第 j 个传动元件的转角误差；

ω_j 、 ω_m ——为第 j 和第 m 个传动元件的角速度；

k_j ——第 j 个传动元件的误差传递系数， $k_j = \omega_m / \omega_j$ ；

i_{jm} ——误差传递系数的倒数，即 $1/k_j$ 。

为了便于分析和数据处理，式 (1-6-53) 要写成谐波迭加形式，对图 1-6-11 按转速相同者组成一传动环节，则该链可有 5 个传动环节： z_1 、 $z_2 \sim a$ 、 $b \sim c$ 、 $d \sim z_{m-1}$ 及 z_m 。因同一环节产生一项谐波误差，全链则有 5 项谐波成分。他们汇集于工作台而形成周期性的传动误差 $x(t) = \Delta\varphi$ ，它可运用富里埃级数来表示：

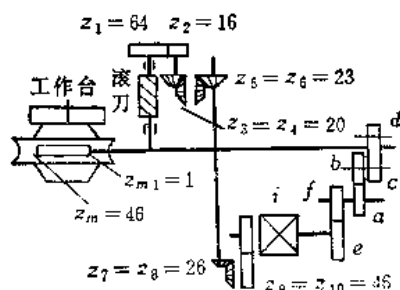


图1-6-11 滚齿机分度传动链

$$x(t) = \Delta\varphi = \sum_{n=1}^N A_n \sin(\omega t + \varphi_n) + a_f / ? \quad (1-6-54)$$

其中： $A_n = \sqrt{a_n^2 + b_n^2}$ $\varphi_n = \arctg(a_n/b_n)$

$$a_0 = 2 A_0 = \frac{2}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{+\frac{T}{2}} x(t) dt$$

$$a_n = \frac{2}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{+\frac{T}{2}} x(t) \cos n\omega t dt$$

$$b_n = \frac{2}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{+\frac{T}{2}} x(t) \sin n\omega t dt$$

当分度链按加工齿轮齿数 $z_g = 20$ 选择交换齿轮时，交换齿轮的齿数为 $(a/b) \times (c/d) = (48/60) \times (60/40)$ 。当工作台转一周时，滚刀轴 (z_1 齿轮) 转过 20 转； $z_2 \sim a$ 轮转过 $20 \times 4 = 80$ 转； $d \sim z_{m-1}$ (蜗杆) 转过 96 转； $b \sim c$ 轮转过 64 转；就是说传动链误差 $x(t)$ 中包含的谐波频次 n ，有 $n = 1$ 、20、80、96 和 64 谐波成分，写成展开式为：

$$\begin{aligned}x(t) &= \sum_{n=1}^N A_n \sin(n\omega t + \varphi_n) \\ &= A_1 \sin(\omega t + \varphi_1) + A_{96} \sin(96\omega t + \varphi_{96}) \\ &\quad + A_{20} \sin(20\omega t + \varphi_{20}) + A_{80} \sin(80\omega t + \varphi_{80}) + A_{64} \sin(64\omega t + \varphi_{64}) \\ (1-6-55)\end{aligned}$$

若被测分度链按加工齿轮加工齿轮齿数 $z_g = 25$ 选择交换齿轮时，交换齿轮齿数为： $(a/b) \times (c/d) = (48/60) \times (60/50)$ 。与前相仿。当蜗轮转过一整转时， z_1 正好转过 25 转，此传动误差 $x(t)$ 中的谐波频次为： $n = 1$ 、25、80、96、100。这样，可写成：

$$\begin{aligned}x(t) &= A_1 \sin(\omega t + \varphi_1) + A_{96} \sin(96\omega t + \varphi_{96}) \\ &\quad + A_{25} \sin(25\omega t + \varphi_{25}) + A_{100} \sin(100\omega t + \varphi_{100}) + A_{80} \sin(80\omega t + \varphi_{80}) \\ (1-6-56)\end{aligned}$$

比较 $z_g = 20$ 和 $z_g = 25$ 时传动误差 $x(t)$ 的展开式 (1-6-55) 式和 (1-6-56) 式可知：

两式中都有系数为 A_1 的谐波，通常称为基波；它反映了蜗轮误差，代表 $x(t)$ 中的长周期误差分量。其余项为高次谐波，它们代表 $x(t)$ 中的短周期误差，反映其它传动环节误差在 $x(t)$ 中的影响。

(三) 补偿与调整

根据传动链精度计算或测量结果的分析，可以着手对于影响试切件超差项目感应系数较大的传动元件可以通过补偿与调整以提高其安装精度，减少各项装配误差的来源，并采用“误差相位补偿法”来提高传动精度。然后再试切与测量，如仍有超差

则继续对感应系数较大的其他传动元件进行补偿与调整,直至取得要求的精度为止。在工作时,还须注意其他因素,如交换齿轮不清洁,分度蜗轮齿面上有油漆屑,冷却液不清洁,机床安装质量不好,室温变化过多,机床局部受日照或外界振动等。

1. 传动元件安装精度的调整

传动元件的安装误差是指:蜗杆蜗轮、齿轮以及丝杠等传动元件由安装而造成的径向圆跳动与轴向窜动;丝杠与导轨的平行度;工作蜗杆与蜗轮加工用刀具中心线的重合度(包括蜗杆与蜗轮中心距的改变、蜗杆中心线在蜗轮齿面中心剖分平面的位移以及蜗杆蜗轮中心角的偏移)等。减少传动元件的安装误差是提高传动链精度的重要方法之一。

1) 减少传动元件的径向圆跳动与轴向窜动。

传动元件的径向与轴向的定位,不外是采用滚动轴承与滑动轴承两种,可以更换新的滑动轴承或采用高一级精度的滚动轴承的来减少元件的径向圆跳动或轴向窜动。对于传动元件上径向定位的轴颈以及轴向定位的端面,可以应用喷涂、镀铬等办法再加以重新修磨,以提高其同轴度及垂直度的精度来减少其安装后的径向圆跳动与轴向窜动量。

2) 丝杠与导轨的平行度,可以通过测量并加以调整的方法来提高。

3) 传动链中花键轴与花键孔的同轴度以及两离合器间的同轴度都会使被动件产生传动误差,被动件将以 $\Delta\alpha$ 的角度误差再传递给工件:

$$\Delta\alpha = 2e/r$$

式中 e ——两传动件间的同轴度误差(即偏心量);

r ——传动件的节径(如花键轴的节径)。

可以通过主动件与被动件间同轴度的测量与调整来减少上述传动误差。

4) 工作蜗杆与蜗轮中心线重合度,可以应用接触区域涂色法来调整提高以减少其传动误差。

2. 传动链误差的补偿方法

1) 传动元件单项误差的补偿。机床传动链中的误差来源于传动元件的制造误差(指传动元件的累积误差)和安装误差(径向圆跳动与轴向窜动)。可以分别对径向圆跳动和轴向窜动通过“相位补偿法”加以补偿。

① 径向圆跳动的补偿 对于装在轴上的传动元件,可以根据轴及传动元件径向圆跳动的相位,将两者跳动的相位调整至 180° 方向来抵消部分误

差。对于滚动轴承结构装配后的径向跳动综合误差,同样可以将轴颈的最大径向跳动处与滚动轴承的内孔最小径向跳动处装在一起以减少它们的综合误差。

② 轴向窜动的补偿 对于滑动或滚动推力轴承结构,可以根据轴承定位端面与轴线垂直度的相位与轴承两端面的平行度的相位,应用相位补偿法来减少传动元件的轴向窜动。轴向窜动量(图 1-6-12)决定如下:

当 δ_{b1} 与 δ_{b2} 的代数和大于 δ_{b3} 与 δ_{b4} 的代数和时,传动元件的轴向窜动量等于 δ_{b3} 与 δ_{b4} 的代数和;反之,则等于 δ_{b1} 与 δ_{b2} 的代数和。

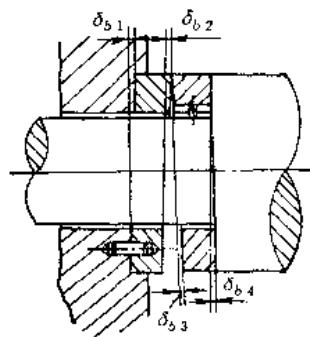


图 1-6-12

$$\text{当 } \delta_{b1} + \delta_{b2} > \delta_{b3} + \delta_{b4}$$

$$\text{则 } \delta_{bi} = \delta_{b3} + \delta_{b4}$$

$$\text{反之, 则 } \delta_{bi} = \delta_{b1} + \delta_{b2}$$

进行补偿时,只要把 δ_{b2} 及 δ_{b3} 的相位分别与 δ_{b1} 及 δ_{b4} 的相位调整至相位角等于 180° (重打定位销孔,重铳销槽等办法),则轴向窜动量可以减至最小。

对于丝杠或蜗杆,由于其螺旋线误差与轴向窜动都是按传动元件一转为周期的正弦曲线,因而也可以调整这两误差的相位角至 180° 进行补偿(如图 1-6-13)。

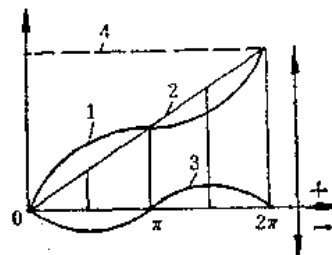


图 1-6-13

1—具有一定误差展开的螺旋线 2—无误差展开的螺旋线 3—调整后的轴向窜动展开线(轴向窜动与螺旋线误差的相位角成 180° 时的情况) 4—螺旋线的导程

2) 传动元件三项综合误差的补偿。按照相位补偿的原理, 当传动元件的各个单项误差的规律接近正弦曲线时 (一般齿轮与蜗轮都按此规律出现误差), 综合误差的幅度是由三个单项误差的矢量和得出, 因而可根据误差的相位和大小进行调整, 使其总的封闭矢量 ΔS_{Ei} (综合误差) 数值为最小。

由各误差所形成的合成矢量:

ΔS_{Ei} ——传动元件的综合误差;

ΔS_{bEi} ——传动元件由于轴向窜动所引起的线性误差的最大矢量;

ΔS_{eEi} ——传动元件由于径向圆跳动所引起的线性误差的最大矢量;

ΔS_{iEi} ——传动元件由于其累积误差所引起的线性误差的最大矢量 (由于齿轮、蜗轮的节径振摆在一定意义上与累积误差相同, 而且线性误差出现在同一方向, 因此可以节径振摆的最高点旋转 90° 作为线性误差的矢量作用方向)。

当传动元件的径向与轴向定位是由单一轴承支承时 (对工作旋转作用方向的一端而言), 可以几何作图法来决定 ΔS_{iEi} 相对于 ΔS_{eEi} 及 ΔS_{bEi} 的位置 (ΔS_{eEi} 与 ΔS_{bEi} 之间相位角由单一轴承所决定无法进行调整); 当径向及轴向定位分别由两个轴承支承时, 也可以作图选择三个单项误差矢量最理想的夹角 ϕ_1 、 ϕ_2 及 ϕ_3 , 以获得最小的元件综合 (图 1-6-14 为三项误差的合成)。

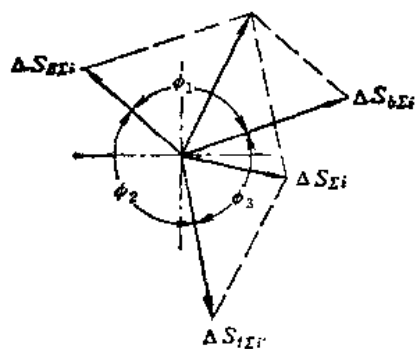
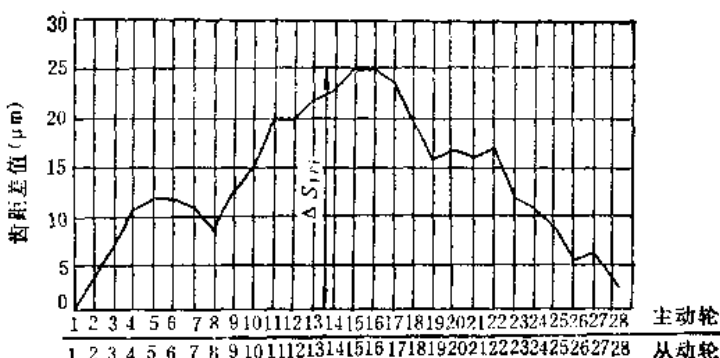


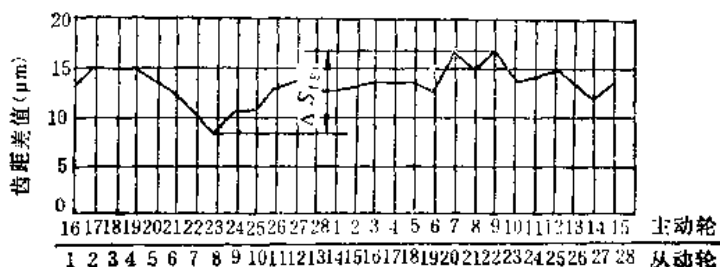
图1-6-14 三个单项误差的合成



a)



b)



c)

图1-6-15 1:1传动比啮合齿轮副的误差补偿

3) 传动副与传动链误差的补偿

① 当传动比为 1:1 的齿轮啮合副, 其主动轮与被动轮转过一齿时的传动误差 Δi 是主动与被动轮的齿距差, 即,

$$\Delta i = i_{\text{主}} - i_{\text{动}}$$

如图 1-6-15 a 所示为两只同为 28 牙齿轮传动副的齿距误差, 横坐标表示牙齿编号, 纵坐标表示齿距值; 曲线 I 主动轮的齿距误差, 而曲线 II 表示从动轮的齿距误差。

如按图 1-6-15 b 所示, 即主动轮 1 号牙齿与被动轮 1 号牙齿相啮合; 2 号牙齿与 2 号牙齿相啮合……, 则齿轮副传动时每周出现的线性传动误差为 $\Delta S_{iEi} = 0.025\text{mm}$ 。

如按图 1-6-15 c 所示, 以主动轮 16 号牙齿与从动轮 1 号牙齿相啮合, 则齿轮传动副每周出现的线性传动误差仅为 $\Delta S_{L_i} = 0.008\text{mm}$ 。

② 当齿数相同并装在同一根轴上的两只齿轮, 由每只齿轮的综合误差都有数量与方向特性, 因而也可以人为地将误差给以补偿, 如图 1-5-16 所示的传动, 可以将两只齿数相同齿轮的节径摆摆最高点放在同向, 这样就可以补偿这两只齿轮的综合误差, 减少其传动误差。

③ 齿轮加工机床蜗轮副传动误差的相位补偿法, 例如滚齿机, 可将插齿刀装在工作台上, 在滚刀轴上安装球形蜗杆进行加工 (按滚动比)。然后将插齿刀拆下, 装上千分表, 把测针调整到刀具刀刃的位置上进行“零位检查”。开动机床, 使千分表重复刀具的运动。按理论, 千分表应始终指在零位上, 但实际上由于传动链的不稳定, 指针上有较小范围的读数变化。

“零位检查”后, 脱去滚动比挂轮上最后一只挂轮, 使蜗杆旋转 180° , 然后再装上挂轮, 开动机床。千分表开始跳动, 并且其跳动的周期等于蜗杆转一周的周期, 这说明了蜗轮副有啮合误差, 误差值为指针摆幅的一半。

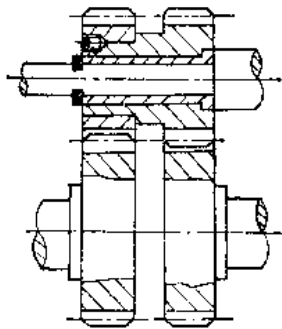


图1-6-16 齿数相同装在同一轴上的两只齿轮的误差补偿

这样可以通过重新调整蜗杆与蜗轮的相对位置, 并检查其接触区域是否符合要求来调整补偿蜗轮副的传动误差, 直至千分表的摆幅减至最小。

④ 螺纹加工机床传动链误差补偿法: 螺纹加工机床传动链误差也可以根据相位补偿原理来进行补偿调整。先加工与机床母丝杠螺距相同的试切件, 然后将千分表触针触在刀具 (或砂轮) 的切削母线上, 开动机床进行“零位检查”。然后松开桃子夹头将工件相对于车头主轴 180° , 重新开动机

床进行测量 (图 1-6-17)。由于丝杠螺母副的周期性误差一般与机床母丝杠一转的周期相同, 而千分表的摆幅为母丝杠周期性误差的两倍。可以通过: 旋转传动元件与其传动轴的相对位置, 调整 1:1 齿轮副的相对啮合位置或对装在同一轴上两只齿轮的相对位置等方法来进行补偿, 直至千分表的摆幅减至最小。

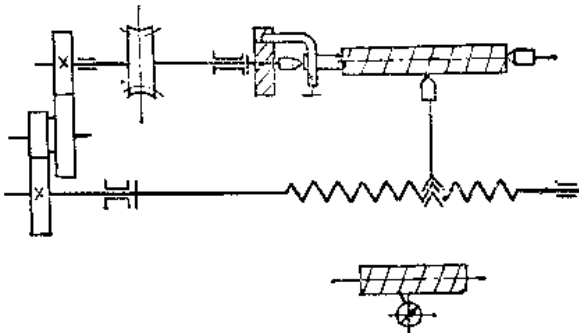


图1-6-17 螺纹加工机床传动链精度的零位检查

(四) 传动链的误差校正装置

上述对传动元件的单项和综合误差的补偿与调整, 以及对传动副与传动链传动误差的补偿, 都是提高机床传动链精度的措施。但在对加工精度的工艺要求逐步提高的情况下, 如经过上述补偿与调整仍不能达到新的工艺要求, 可以采用传动链误差校正装置来提高机床传动链精度。这种装置还可以通过经常的修正以稳定地保持其精度。

传动链误差校正装置的作用是通过校正元件 (校正尺、校正凸轮盘等) 使最终传动副得到一定补偿运动来校正传动链中的各种误差。它一般都带有实现合成运动的机构 (差动机构)。现分别按螺纹加工机床与齿轮加工机床的各种误差校正装置加以介绍。

1. 螺纹加工机床传动链误差校正装置

(1) 螺距误差校正装置 螺距误差校正装置按其工作原理可分为: 丝杠作附加转动或轴向移动和螺母作附加转动。

按其校正的内容可分为: 单面螺距误差校正和双面螺距误差校正。

1) 图 1-6-18 所示为第一种工作原理的单面螺距误差校正装置。丝杠的两端镶有硬质合金, 左端由装在支架 3 内弹簧 2 所支承, 使丝杠始终保持推向右端支承轴 7。支承轴 7 上有螺纹与右支架 6 连接, 并与杠杆 8 固定连接, 杠杆 8 上装有经过热

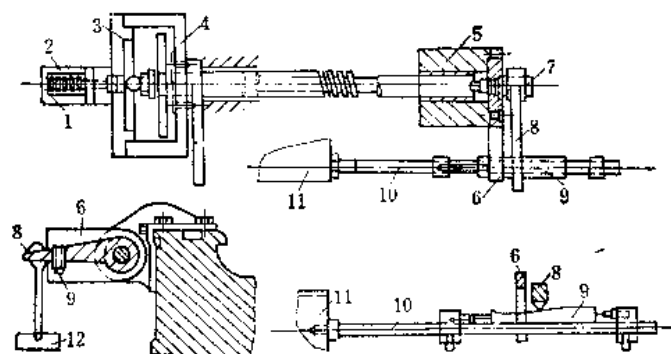


图1-6-18 第一种工作原理的单面螺距校正装置

处理的触头，通过悬重 12 使其与校正尺 9 保持接触。校正尺 9 装在拖板 11 的轴 10 上，当进行加工时拖板带动轴 10 和校正尺 9 移动，杠杆 8 则按校正尺的曲线摆动，使支承轴 7 在架 6 内旋入或旋出，推动丝杠作轴向移动，从而校正传动链中各项误差，提高加工精度。

2) 图 1-6-19 所示为第二种工作原理的单面螺距误差校正装置。螺母 2 与杠杆 1 固定在一起，为了防止丝杠因自重下挠而产生传动误差，丝杠 10 下部装有滚动支承 9，所以螺母不是整体而是半螺母。杠杆 1 通过连杆 4 及销子 3、5 与杆 6 相连，触头 7 固定在杆 6 上并与校正尺 8 保持接触。当加工时，刀架及拖板沿着床身导轨移动时，由于校正尺 8 上的曲线的作用，通过杆 6 及连杆 4 使杠杆 1 作相应的摆动，从而使螺母 2 向着或反着时针的方向转动来校正传动链误差。

上述两种装置仅能校正传动链在一个运动方向上的传动误差（也有将两个方向的误差取平均值来修正校正尺上的曲线），因此螺纹磨床在精磨与半精磨时只能作单行程磨削。但为了提高磨削效率，在粗磨时可进行双向磨削。至于加工长丝杠的螺纹磨床，由于其回程时间较长，为提高磨削效率，一般采双面螺距误差校正装置。

3) 图 1-6-20 所示为第一种工作原理的双向螺距误差校正装置，是

由两把校正尺 27 与 28 分别校正传动链两个运动方向的误差。运动由头架主轴经过交换齿轮传给齿轮 2，齿轮 2 与轴 3 由花键连接，丝杠 1 由轴 3 经差动齿轮 4、5、6、7 传动。根据不同的运动方向，使差动机构本体 9 靠向一面，由本体 9 上的蜗轮 14 带动多头蜗杆 15（不自锁的蜗轮副）旋转，再经齿轮 17 及滑柱上的齿条 20、21 使滑柱 18 及 19 相对移动（一个上一个下），使滚轮 25（或 26）与校正尺 27（或 28）保持接触。当工作台 13 移动时，由于校正尺

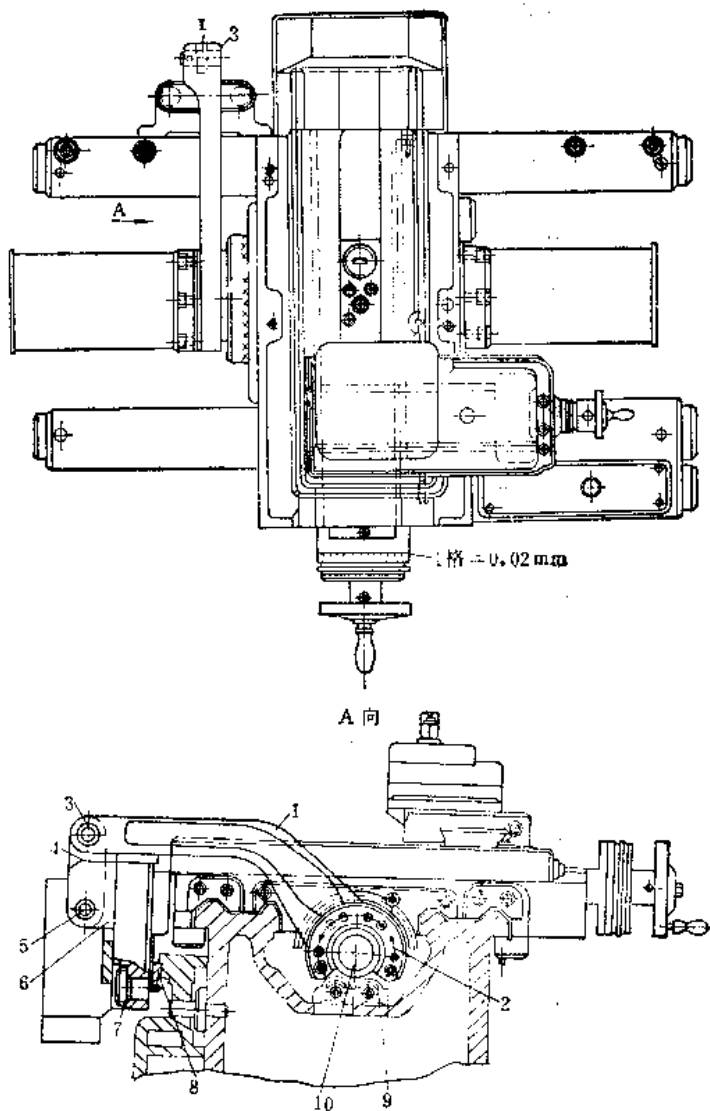


图1-6-19 第二种工作原理的单面螺距校正装置

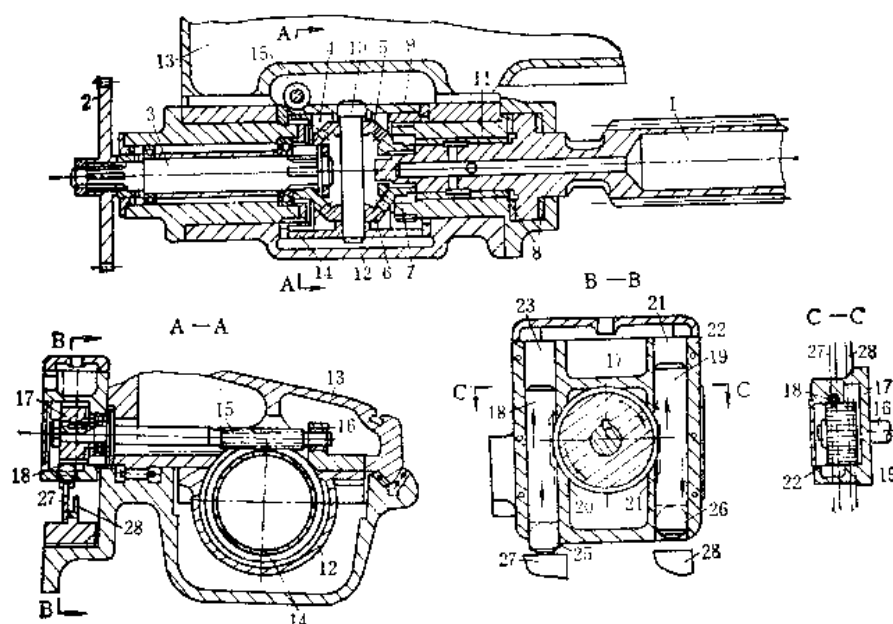


图1-6-20 第一种工作原理的双向螺距误差校正装置

的曲线推动滑柱上下移动, 经齿轮 17、蜗杆 15 带动差动机本体 9 作摆动, 使丝杠作附加转动, 从而使传动链误差得到校正。这样, 在工作台往复双行程磨削时可以分别通过不同曲线的两把校正尺及校正装置使传动链误差获得补偿。

4) 图 1-6-21 所示为第二种工作原理的双向螺距误差校正装置的工作示意图, 两把校正尺装在床身侧面, 触头在液压的作用下分别与两校正尺工作表面接触。当工作台向左移动时, 压力油进入左

油缸上腔, 使左油缸下的触头与左校正尺工作表面接触, 而右油缸下的触头同时受油压的作用离开右校正尺。此时触头沿着左校正尺工作表面移动, 使螺母获得附加转动, 从而使传动链误差获得补偿。相反, 当工作台向右移动时, 螺母的附加运动由右校正尺上的曲线所决定, 从而获得另一运动方向传动误差的补偿。

(2) 由温度温化引起的均匀性螺距误差校正装置 当螺纹加工时, 由于室温变化或工件发热, 使工件温度与机床母丝杠的温度产生差异, 造成均匀性的螺距误差 (即螺距逐步增加或逐步减少, 这样主要造成工件的累积误差超差)。这时可用“温差校正装置”来加以校正。温差校正装置有以下几种:

1) 温差校正尺: 它是一种轮廓为直线的校正尺 (图 1-6-22)。丝杠 1 转动时带动螺母 2 及螺母座 3 而使工作台 8 移动。校正尺 5 可以通过两只调节螺钉 6 调节其工作面 4 与丝杠轴中心线的倾斜度 (可以调节两个方向的倾斜)。螺母 2 通过两根拉紧弹簧 9 及 10 始终与校正尺 5 的工作面 4 保持接触。当工作台移动时, 由于温差校正尺的倾斜, 使移动中的螺母 2 相对于螺母座 3 作相对的附加转动 (与丝杠同方向或相反方向旋转), 亦即使工作台的移动量均匀地比原来的增加或减少, 从而使由于温差而引起的均匀性螺距误差得到校正。

2) 补充挂轮装置, 补充挂轮装置安放在主轴

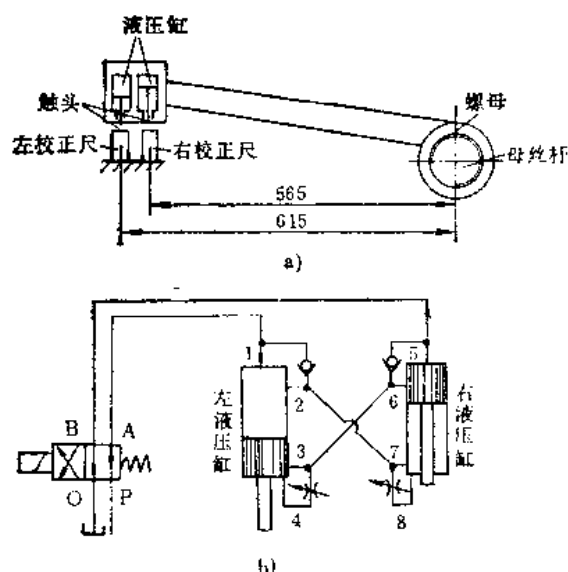


图1-6-21 第二种工作原理双向螺距误差校正装置的工作示意图

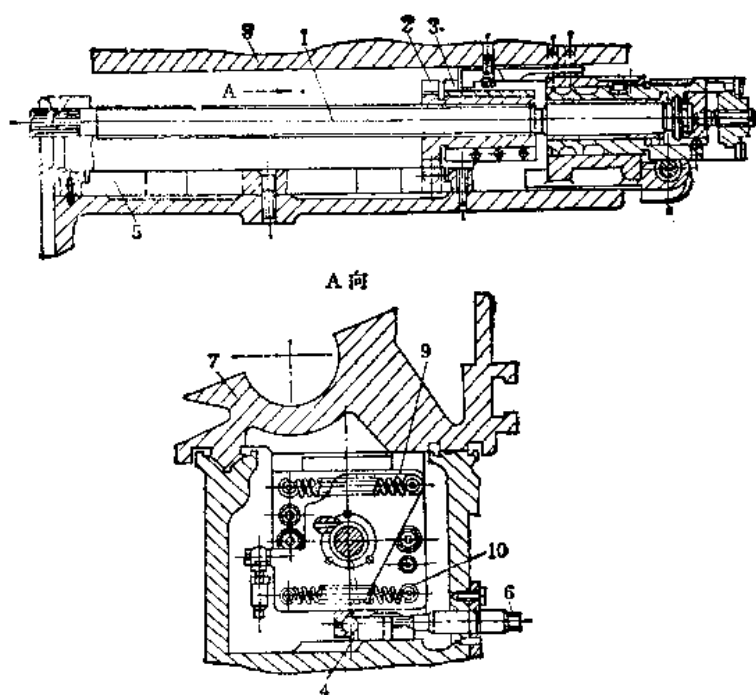


图1-6-22 温差校正尺

至丝杠的传动链中，一般放在螺距挂轮之前。补充挂轮的齿轮组的计算如下：

$$i = \frac{AC}{BD} = \frac{25 \pm \Delta f}{25}$$

式中 Δf ——工件在 25mm 长度上的螺距误差(指均匀性误差分布在 25mm 长度上的误差)；

i ——补充挂轮传动比；

A, B, C, D ——补充挂轮装置上交换齿轮的齿数。

如图 1-6-23 所示，运动由电动机 10 经带轮 2、3、4 及轴 5 传入头架齿轮箱而驱动主轴 1。主轴以 1:1 的速比传动轴 6，轴 6 至机床母丝杠的传出轴 7 之间装有扇形板 8，扇形板 8 上装有两组

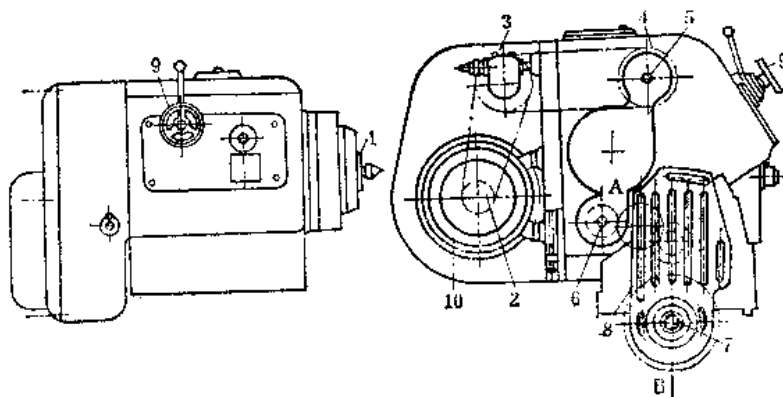


图1-6-23 补充挂轮装置

挂轮：第一挂轮组 A 为补充挂轮组，第二挂轮组 B 为螺距挂轮。这样，工件均匀性螺距误差可以通过补充挂轮装置获得补偿。补充挂轮还能使机床可以加工非标准螺距的作用。

2. 齿轮加工机床传动链误差校正装置

在以展成法加工的齿轮加工机床，由于分度运动传动链误差造成工件与刀具之间不是纯滚动，以致产生各项误差(如齿形误差、齿距累积误差、齿距相邻误差等)。为了提高传动链精度，可以使用各种补偿校正装置。该装置有两项工作要求：

① 校正装置的补偿运动必须经过工作台分度蜗杆传给蜗轮，使蜗轮获得校正(因为一般蜗轮上即是工件。对于补偿局部传动误差如补偿滚刀螺旋线误差则直接传至补偿件)。

② 补偿运动的运动方向、时间、大小要与传动链误差的方向、时间、大小一致。

校正装置的工作原理一般分为：

① 补偿运动使工作台分度蜗杆作轴向移动来获得校正(图 1-6-24 a)。

② 补偿运动使工作台分度蜗杆作附加转动来获得校正(图 1-6-24 b)。

(1) 第一种工作原理的误差校正装置(图 1-6-25) 工作台分度蜗杆 1 与它的传动轴 2 是滑动配合花键连接，蜗杆 1 的左端由止推轴承 6 通过压力弹簧 3 支承，右端由止推轴承 4 及移动套筒 9 靠在杠杆 A 的触头上。杠杆 A 的一端紧靠在校正凸轮 8 上，另一端与套筒 9 相抵住。杠杆 B 由它的旋转支架 B' 支承，并以它为旋转中心，另一端则借弹簧 3 的作用紧靠在校正凸轮的端面凸轮 7 上，中间的 A' 则抵住杠杆 A。

当进行加工时，轴 2 上的凸轮 7 和蜗轮 5 上的凸轮 8 分别随着蜗杆与蜗轮转动。凸轮 7 主要是校正蜗杆 1 在一个螺距内的螺旋线误差(反映在工件上是周期性误差，即在每 $360^\circ \times \frac{K}{Z}$ 的角度上的周期性误差，其中 K

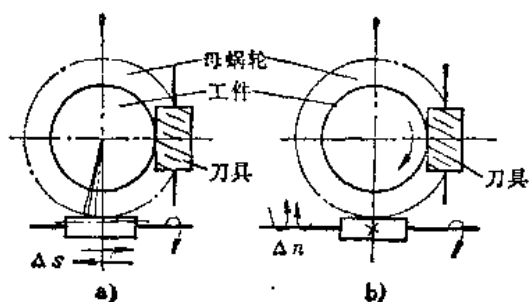


图 1-6-24

a) 第一种补偿工作原理 b) 第二种补偿工作原理

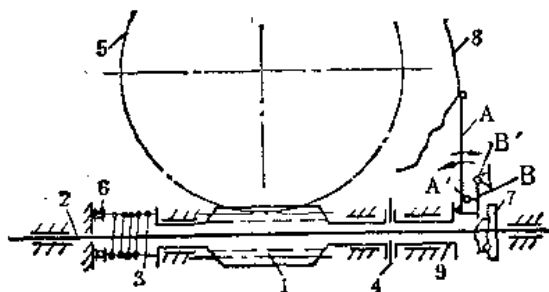


图1-6-25 第一种工作原理的分度误差校正装置

为蜗杆头数， z 为蜗轮齿数，凸轮 8 是校正分度蜗轮的分度误差。这样，可以通过上述两个凸轮 7、8 及杠杆 B、A 使蜗杆 1 作轴向移动来获得上述两种误差的校正。

这种校正装置的优点是：凸轮尺寸大，补偿精度比较高，适用于不同滚动比的加工。但也存在着结构复杂、外形尺寸大、改装困难，以及仅能校正一个工作方向的误差等缺点。

(2) 第二种工作原理的校正装置 按其结构可分为行星齿轮式及偏心式两种；行星齿轮式有单补偿与复合补偿之分。

1) 行星齿轮式单补偿校正装置 这种装置仅校正传动链分度误差（主要校正工作台分度蜗轮的分度误差）。如图 1-6-26 所示，齿轮 z_1 是分

度挂轮中最后一只被动齿轮，空套在工作台分度蜗杆传动轴上。齿轮 z_1 将来自交换齿轮的运动经齿轮 z_2 传至轴 1，齿轮 z_5 及 z_7 由轴 1 带动，扇形齿轮 z_6 与 z_5 相啮合，齿轮 z_7 经齿轮 z_8 、 z_9 、 z_{10} 带动校正凸轮 A、B 转动（凸轮 A、B 分别校正运动链中正反两个运动方向的误差）。

z_7 、 z_8 、 z_9 与 z_{10} 为齿轮系：目的要使校正凸轮与齿轮 z_5 之间的转速差为：当工作台分度蜗轮转一周时，齿轮 z_5 相对于校正凸轮转一周。这样，分度传动链中的误差通过凸轮 A（或凸轮 B）上的曲线使扇形齿轮 z_6 与齿轮 z_5 之间产生相对转动，使齿轮 z_5 在原来转动的基础上作附加运动，再经齿轮 z_4 传给分度蜗杆，使其也在原有转动的基础上作附加运动使误差得到校正（当某一角度范围分度蜗轮无误差，凸轮上应是等半径的圆弧，此时 z_5 与 z_6 之间相当花键的连接而已）。

校正装置中 z_1 与 z_4 、 z_2 与 z_3 的齿数应相等。

齿轮系 $\frac{z_7}{z_8} \times \frac{z_9}{z_{10}}$ 的齿数计算如下：

$$i = \frac{z_7 z_9}{z_8 z_{10}} = \frac{\frac{z}{K} \times \frac{z_3}{z_4}}{\frac{z}{K} \times \frac{z_3}{z_4} \pm 1}$$

式中 z ——工作台分度蜗轮的齿数；

K ——工作台分度蜗杆的头数。

校正凸轮的修正量的计算，见图 1-6-27，图

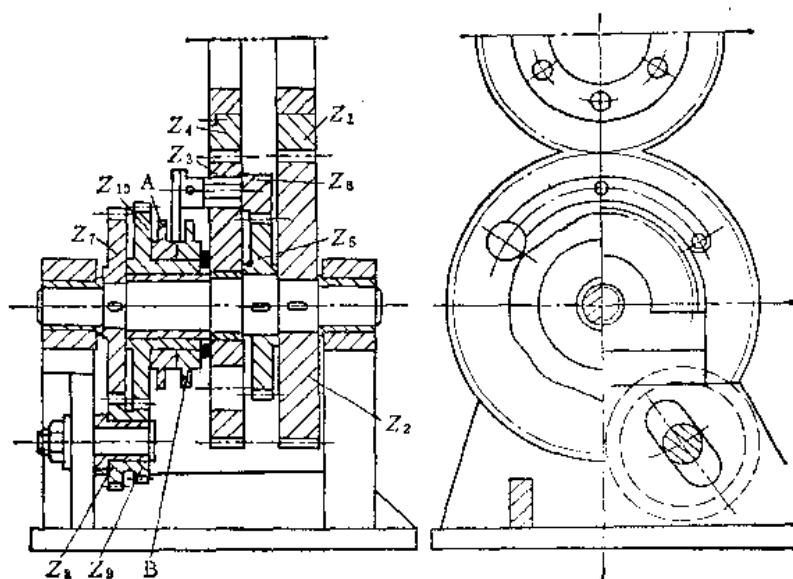


图1-6-26 单补偿的校正装置

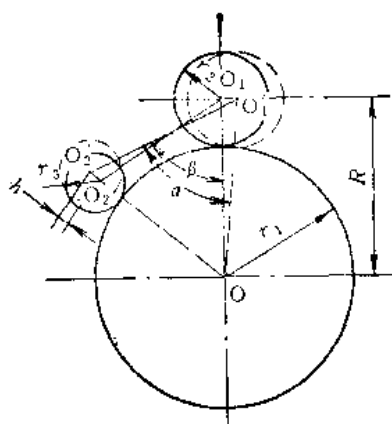


图1-6-27 校正凸轮的修正量对扇形齿轮相对转角的关系图

中:

r_1 ——齿轮 z_0 的节圆半径及校正凸轮的基圆半径;

r_2 ——扇形齿轮 z_0 的节圆半径;

r_3 ——与校正凸轮相接触的棍子半径。

由图 1-6-27 可知:

$$\begin{aligned} R = \overline{OO_1} &= \overline{OO_1'} = r_1 + r_2 \\ \overline{OO_2} &= r_1 + r_3, \quad h = \overline{OO_1'} - \overline{OO_2} \\ \Delta\alpha &= \alpha - \beta = \Delta\alpha_i i \end{aligned}$$

式中 $\Delta\alpha_i$ ——测量出的分度蜗轮角度误差;

$$i \text{——放大率} = \frac{z}{K} \times \frac{r_1}{r_2} \times \frac{z_0}{z_0'}$$

$$\text{则} \quad h = 2R \sin\left(\frac{\alpha}{2} - \frac{\beta}{2}\right)$$

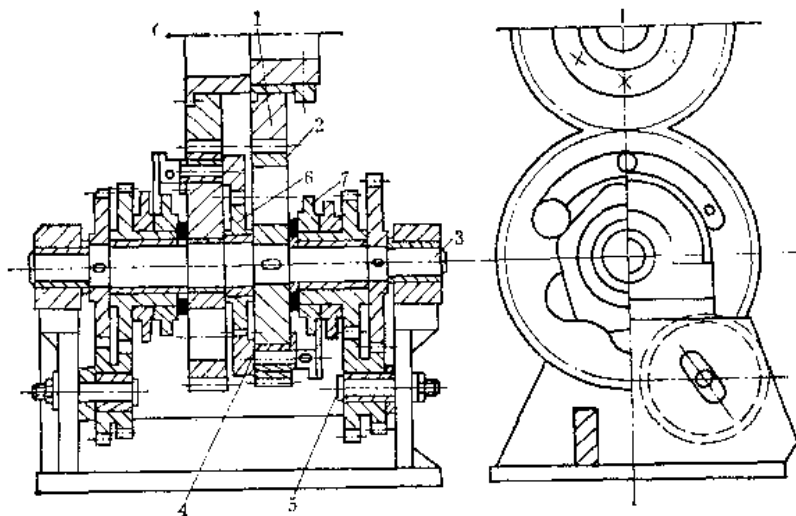


图1-6-28 行星齿轮式复合补偿校正装置

$$= 2R \sin\left(\frac{\beta + \Delta\alpha_i i}{2} - \frac{\beta}{2}\right)$$

$$= 2R \sin \frac{\Delta\alpha_i i}{2}$$

式中 h ——蜗轮角度误差在校正凸轮上的半径变化量(修正量)。

2) 行星齿轮式的复合补偿校正装置 这种装置比上述一种增加了工作台分度蜗杆上在一个螺距内的螺旋线误差的校正。如图1-6-28所示,其左半部分是分度蜗轮的分度误差校正装置,右半部为蜗杆在一个螺距内的螺旋线误差校正装置,其结构及工作原理与上述一种相同,不同处仅在于:当工作台分度蜗杆转一周时,轴3相对于凸轮7转了一周。

上述两种行星内轮式校正装置的优点是结构紧凑,在机床上安置方便,无须对机床结构作任何改动。缺点是:凸轮装在内部,修正时要拆开整个装置,比较麻烦,另外由于校正凸轮的尺寸小,对局

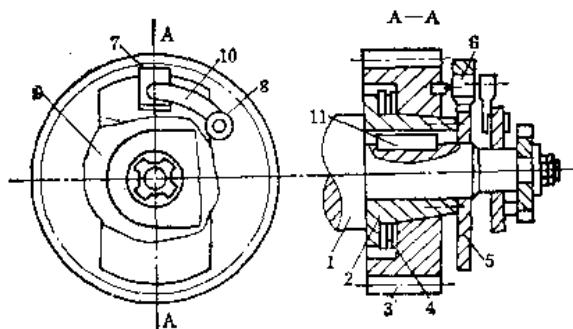


图1-6-29 偏心校正装置

部分度误差较难修正。

3) 偏心式校正装置 这种装置可安装在滚刀主轴或分度挂轮的最后一个挂轮上,主要是校正传动链中的周期性误差(主要指滚刀或工作台分度蜗杆在一个螺距上的螺旋线误差)。如图1-6-29所示,运动由空套在锥套筒2上的齿轮3传入。锥套筒与滚刀在主轴1(或蜗杆传动轴)由键11连接,并在右端用螺钉装上平板5,滑块7能在平板5的槽内滑动。偏心轴6的轴颈与滑块7中的内孔是转配合,偏心轴6的左端为锥体,插在齿轮3上的锥孔内,右端与摆杆10连

接成一体。摆杆 10 的另一端装有滚子 8，借弹簧拉力与校正凸轮 9 相接触。凸轮 9 空套主轴 1 上，由支架停住不转。当齿轮 3 旋转时，由于锥套筒、齿轮、滑块、摆杆和滚子相对于凸轮转动，凸轮工作面上的曲线推动滚子作上下移动，使摆杆环绕偏心轴线旋转，亦即使平板 5 相对于齿轮 3 作附加转动，从而使轴 1 获得误差的校正。

此结构的优点是简单、紧凑、使用与调整方便、无振动。但由于凸轮尺寸更小，在曲线修正上较为困难。

（五）传动链精度的稳定

要使机床稳定地生产合格产品，应注意传动链精度的稳定。影响机床传动链精度的主要原因是传

动零件的磨损（特别是局部磨损），因此除了正确安装外，在操作、使用与维护调整上应注意以下各点：

1) 正确使用机床。特别是螺纹加工机床，应避免加工规格过短的零件。

2) 对于加工工件的精度、几何精度以及传动链精度（这要看有无仪器）应定期进行检查。对机床上可以调整的环节（如丝杠、蜗杆、齿轮等的径向圆跳动与轴向窜动、蜗轮副与丝杠副的啮合间隙、蜗杆与丝杠的轴向间隙等）进行必要的调整。

3) 定期对机床上各传动副进行清洗，各部油箱定期换油也是稳定机床传动链的重要措施之一。拆洗时必须用合适的拆卸工具，还应注意原来的装配位置。