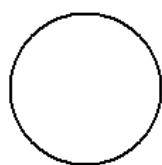


第 9 篇



箱体、导轨



主编单位 清华大学

编写单位 清华大学

北京农业工程大学

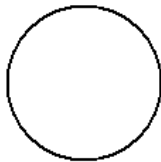
北京联合大学机械工程学院

北京第一机床厂

主 编 吴宗泽

编 写 人 文行道 佟士懋 林东初

主 审 张英会



第 1 章 箱 体

1 概述

1.1 箱体的功能及分类

箱体是支承和容纳机器中各种运动零件的重要零件。通常,箱体多为矩形截面的六面体。

1.1.1 箱体的主要功能

(1) 支承并包容各种转动零件,如齿轮、轴和轴承等,使它们能够保持正常的运动关系和运动精度。箱体还可以存储润滑剂,实现各种运动零件的润滑。

(2) 安全保护和密封作用,使箱体内部的零件不受外界环境的影响,又保护了机器操作者的人身安全,并有一定的隔振、隔热和隔声作用。

(3) 使机器各部分分别由独立的箱体组成,各成单元,便于加工、装配、调整和修理。

(4) 改善机器造型,协调机器各部分的比例,使整机造型美观。

1.1.2 箱体的分类

按箱体的功能可分为:

(1) 传动箱体,如减速器、汽车变速箱及机床主轴箱等的箱体,主要功能是包容和支承各传动件及其支承零件。这类箱体要求有密封性、强度和刚度。

(2) 泵体和阀体,如齿轮泵的泵体,各种液压阀的阀体,主要功能是改变液体流动方向、流量大小或改变液体压力。这类箱体除有对前一类箱体的要求外,还要求能承受箱体内液体的压力。

(3) 发动机缸体,如柴油机等的缸体,主要功能是保证内燃机的正常工作,除有前一类箱体的要求以外,还要求有一定的耐高温性能。

(4) 支架箱体,如机床的支座、立柱等箱体形零件,要求有一定的强度、刚度和精度,这类箱体设计时要特别注意刚度和外观造型。

按箱体的制造方法分,主要有:

(1) 铸造箱体(图 9-1-1),常用材料是铸铁,有时也用铸钢、铸铝合金和铸铜等。铸铁箱体的特点是结构形状可以较复杂,有较好的吸振性和机加工性能,常

用于成批生产的中小型箱体。

(2) 焊接箱体(参见第 3 篇第 4 章 3 节)^[2],由钢板、型钢或铸钢件焊接而成,结构要求较简单,生产周期较短。焊接箱体适用于单件小批量生产,尤其是大件箱体,采用焊接件可大大降低制造成本。

(3) 其他箱体,如冲压和注塑箱体,适用于大批量生产的小型、轻载和结构形状简单的箱体。

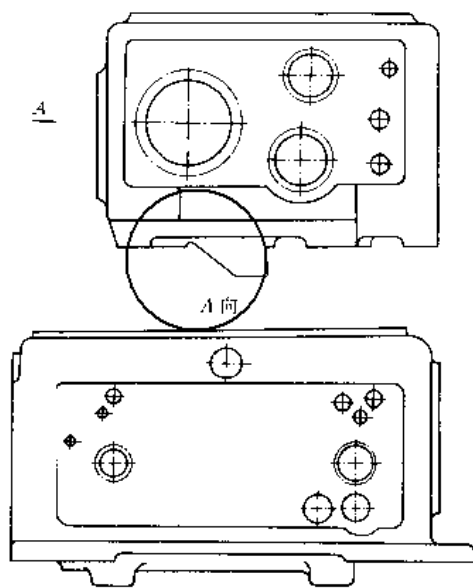


图 9-1-1 铸造箱体

1.2 箱体设计的主要问题及设计要求

设计箱体首先要考虑箱体内零件的布置及与箱体外部零件的关系,如车床按两顶尖要求等高,确定箱体的形状和尺寸。此外还应考虑以下问题:

(1) 满足强度和刚度要求。有些受力很大的箱体零件,满足强度要求是一个重要问题,箱体强度应根据工作中的最大载荷验算其静强度,对承受变载荷的箱体还应验算其疲劳强度。但是,对于大多数的箱体,尤其是各类传动箱和变速箱,评定性能的主要指标还是箱体的刚度,如车床主轴箱箱体的刚度,不仅影响箱体内齿轮、轴承等零件的正常工作,还影响机床的加工精度。

箱体的刚度分静刚度和动刚度,静刚度是箱体在静载荷下的抗变形能力,动刚度则是衡量箱体抗振能



力的重要指标，二者有一定的联系。

(2) 散热性能和热变形问题。箱体内零件摩擦发热使润滑油粘度变化，影响其润滑性能，温度升高使箱体产生热变形，尤其是温度不均匀分布的热变形和热应力，对箱体的精度和强度有很大影响。

(3) 抗振性能和阻尼性能。

(4) 稳定性好。对于面积较大而箱体壁又很薄的箱体应考虑其失稳问题。

(5) 结构设计合理。如支点安排、肋的布置、开孔位置和联接结构的设计等均要有利于提高箱体的强度和刚度。

(6) 工艺性好。包括毛坯制造、机械加工及热处理、装配调整、安装固定、吊装运输、维护修理等各个方面的工艺性。

(7) 造型好。符合实用、经济和美观三项基本原则。

(8) 质量小。箱体质量在整机中常占较大比例，所以减小箱体质量对减小机器质量有相当大的作用。

设计不同的箱体对以上要求可能有所侧重。

1.3 箱体的设计方法

箱体的形状和尺寸常由箱体内部零件及内部零件间的相互关系来决定，决定箱体结构尺寸和外观造型的这一设计方法称为“结构包容法”，当然还应考虑外部有关零部件对箱体形状和尺寸的要求。箱体壁厚的设计多数用类比法，对同类产品进行比较，参照设计者的经验或设计手册等资料提供的经验数据，确定壁厚、肋板和凸台等的布置和结构参数。对于重要的箱体，可用计算机的有限元法计算箱体的强度和刚度，或用模型和实物进行应力或应变测定，直接取得数据或作为计算结果的校核手段。因为箱体结构比较复杂，用一般力学方法计算必须对箱体结构进行适当简化，因此，计算所得结果与实际情况往往相差较大，这时，就要根据实验和设计者的经验进行分析，作出判断和决策。有时还要进行一定的样品试验或模型试验，将试验得到的箱体静态和动态特性作为改进设计的依据，再结合工艺性、经济性和造型设计等来确定箱体的结构和外型。箱体内外表面的加工和涂饰也应根据整体的情况和箱体的工作情况决定。

2 箱体的结构设计

2.1 箱体结构方案分析

设计箱体结构时，当箱体内部零件的相互关系和

受力情况相同，但制造方法与工艺装配条件不同时，也

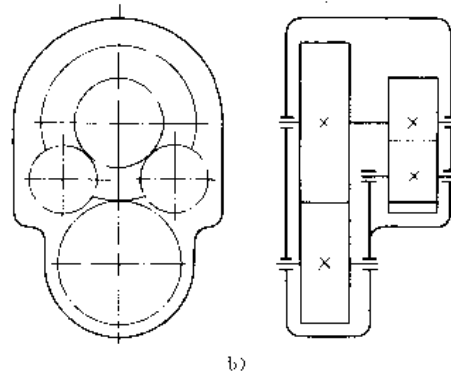
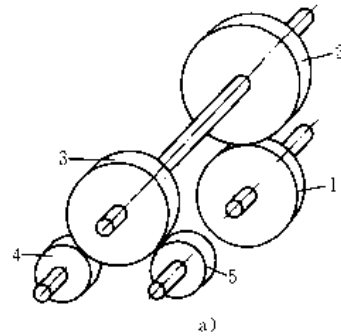


图 9-1-2 齿轮分配箱传动系统

a) 传动方案 b) 分配箱

1、2、3、4、5—齿轮

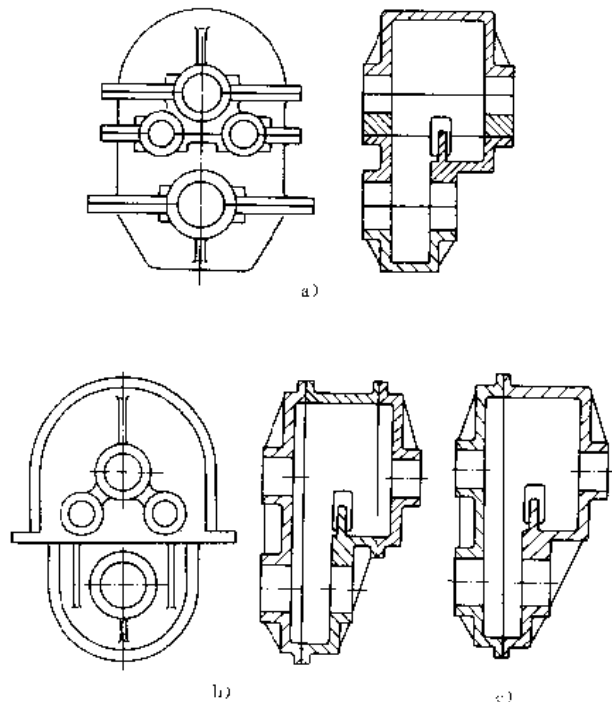


图 9-1-3 齿轮分配箱结构

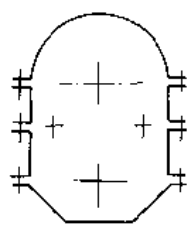
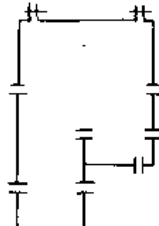
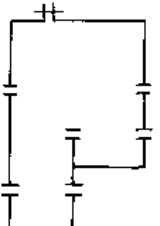
a) 方案 I b) 方案 II c) 方案 III



可以设计成不同的结构形式。

齿轮传动分配箱中各齿轮的啮合关系见图 9-1-2a, 功率通过齿轮 1 输入, 齿轮 1 与齿轮 2 啮合, 齿轮 3 和齿轮 4 及齿轮 5 同时啮合, 且齿轮 3、齿轮 4 和齿轮 5 的轴均为功率输出轴, 五个齿轮和四根轴组成一个动力分配箱, 箱体内齿轮的传动关系见图 9-1-2b。对图 9-1-3 中三种箱体不同分箱面结构方案的比较见表 9-1-1。

表 9-1-1 分配箱箱体结构型式比较表

结构型式 I	结构型式 II	结构型式 III
		
<p>铸造工艺性好, 制模造型方便, 机加工量大, 箱体结合面要求精加工且表面要求高, 轴承孔必须组合镗孔</p> <p>下箱可以储油, 密封要求不高</p>	<p>左右两侧盖铸造困难易变形, 中间箱体结构较复杂, 铸造费时又费工</p> <p>机加工量较少, 但结合面密封要求高, 结合面容易漏油</p>	<p>右箱体较复杂, 铸造有一定难度</p> <p>结合面少, 机加工量也减少, 加工要求稍低, 较易加工</p> <p>密封要求高, 结合面容易漏油</p>

注: 摘自参考文献 [3] 105~106 页。

2-2 箱体的毛坯、材料和热处理

2-2-1 箱体的毛坯

选用铸造或焊接毛坯, 应根据具体条件进行全面分析决定。

铸造容易铸出结构复杂的箱体毛坯, 焊接箱体允许有薄壁和大平面, 而铸造具有此类平面的箱体毛坯却比较困难。

焊接箱体一般比铸造箱体轻, 铸造箱体的热影响变形小, 吸振能力较强, 也容易获得较好的结构刚度。

铝合金铸造的箱体毛坯应避免大的水平面。大量生产的中小型铝合金箱体可以采用压铸。

铜合金铸造箱体中, 各种成分的青铜和黄铜力学

性能与铸造性能相差较大, 结构设计时必须区别对待。锡青铜的流动性好, 体收缩和线收缩比灰铸铁大, 较易铸造, 其箱体毛坯可按灰铸铁箱体结构设计原则设计; 黄铜和特种青铜的体收缩和线收缩都较大, 易氧化, 气孔及缩松倾向大, 其箱体毛坯可按铸钢件的设计原则设计。

2-2-2 箱体的材料和热处理

箱体的常用材料有:

(1) 铸铁。多数箱体的材料为铸铁, 铸铁流动性好, 收缩较小, 容易获得形状和结构复杂的箱体。铸铁的阻尼作用强, 动态刚性和机加工性能好, 价格适度, 可加入合金元素, 以提高其耐磨性。

铸铁的具体牌号可查阅有关手册或参见工程材料卷第 5 篇。

(2) 铸造铝合金。用于要求减小质量且载荷不太大的箱体, 多数可通过热处理进行强化, 有足够的强度和较好的塑性, 较好的低温韧性和耐热性能。

(3) 钢材。铸钢有一定的强度, 良好的塑性与韧性, 较好的导热性及焊接性能, 机加工性能也较好, 但铸造时容易氧化与热裂, 常用铸钢有 ZG200-400 及 ZG230-450。

箱体也可用低碳钢板和型钢焊接而成。

箱体的热处理:

铸造或焊接箱体毛坯中的剩余应力使箱体产生变形, 为了保证箱体加工后精度的稳定性, 对箱体毛坯或粗加工后要用热处理方法消除剩余应力, 减少变形。常用的热处理措施有以下三类:

(1) 热时效。铸件在 500~600℃ 下退火, 可以大幅度地降低或消除铸造箱体中的剩余应力。

(2) 热冲击时效。将铸件快速加热, 利用其产生的热应力与铸造剩余应力叠加, 使原有剩余应力松弛。

(3) 自然时效。自然时效与振动时效可以提高铸件的松弛刚性, 使铸件的尺寸精度较稳定。

2-3 箱体结构参数选择

2-3-1 箱体的截面形状

图 9-1-4 为四种典型截面形状, 其截面面积相等, 单位长度质量相等, 截面形状高度 h 相等, 壁厚采用比值 $K = b/h$ 表示, 圆形截面宽高比不等于 1 时, 相当于椭圆形截面。通过计算可知, 矩形组合截面 (图 9-1-4d) 及工字形截面 (图 9-1-4b) 适用



于承受弯矩的结构，圆环形截面（图9·1-4c）适用于承受扭矩的结构。在箱体设计中，矩形截面的宽高比较好的取值范围是 $K = b/h = 0.5 \sim 1.5$ ， $K = 1$ 时，综合刚性最好。

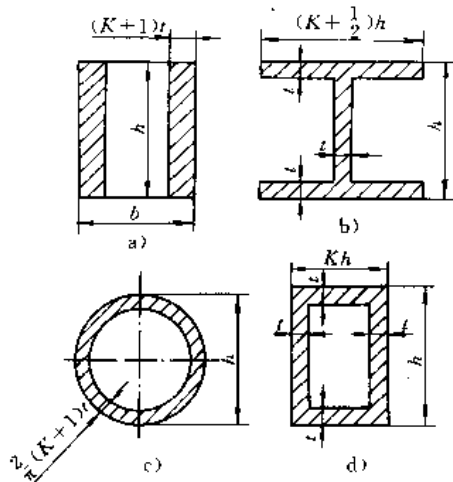


图 9-1-4 截面宽高比与刚度的关系

2-3-2 壁厚

1. 铸造箱体的壁厚 铸铁、铸钢和其他材料箱体的最小壁厚可以从表 9-1-2 中选取，表中当量尺寸 N 用下式计算：

$$N = \frac{2L + B + H}{3000} \quad (\text{mm})$$

式中 L —— 铸件长度 (mm)， L 、 B 和 H 中， L 为最大值；

B —— 铸件宽度 (mm)；

H —— 铸件高度 (mm)。

表中推荐的是铸造箱体中最薄的外层壁厚，支承面及凸台等应根据设计要求和结构允许的条件下适量增厚，箱体内外层壁厚的差值可参考表 9-1-3，仪器仪表铸造外壳的最小壁厚可参考表 9-1-4 选取。

2. 焊接箱体的壁厚 焊接箱体与铸造箱体在同一条件下受力相同，有一些焊接箱体则是由铸件改造设计而成，为确保原铸件的刚度（或强度），焊接箱体的结构设计只要确保截面刚度系数与原铸件相等即可。设铸造箱体的截面刚度系数为 $E_c J_c$ ，焊接箱体的截面刚度系数为 $E_s J_s$ ，则有

$$E_s J_s = E_c J_c \quad \text{或} \quad J_s = \frac{E_c}{E_s} J_c \text{ 适于弯曲}$$

$$G_s J_s = G_c J_c \quad \text{或} \quad J_s = \frac{G_c}{G_s} J_c \text{ 适于扭转}$$

式中 E_s —— 钢材的弹性模量 (MPa)；

E_c —— 铸铁的弹性模量 (MPa)；

$J_{s,x}$ —— 焊件的截面惯性矩 (mm^4)；

$J_{c,x}$ —— 铸件的截面惯性矩 (mm^4)；

G_s —— 钢的剪切模量 (MPa)；

G_c —— 铸铁的剪切模量 (MPa)；

$J_{s,y}$ —— 焊件的截面极惯性矩 (mm^4)；

$J_{c,y}$ —— 铸件的截面极惯性矩 (mm^4)。

表 9-1-2 铸造箱体的壁厚 (mm)

当量尺寸 N	箱 体 材 料			
	灰铸铁	铸 钢	铸铝合金	铸 铜
0.3	6	10	4	6
0.75	8	10~15	5	8
1.00	10	15~20	6	—
1.50	12	20~25	8	—
2.00	16	25~30	10	—
3.00	20	30~35	≥ 12	—
4.00	24	35~40	—	—
5.00	26	40~45	—	—
6.00	28	45~50	—	—
8.00	32	55~70	—	—
10.00	40	>70	—	—

注：1. 此表为砂型铸造数据。

2. 球墨铸铁，可较铸铁壁厚减小 20%。

3. 摘自参考文献 [4] 160 页、参考文献 [5] 34-27 页。

表 9-1-3 铸造箱体内外壁厚差值 (%)

箱体毛坯	铸铁箱体	铸钢件	铸铝合金件	铸铜件
内壁厚度比 外壁厚减小 的相对值	10~20	20~30	10~20	15~20

注：摘自参考文献 [4] 163 页。

表 9-1-4 仪器仪表铸造壳体最小壁厚 (mm)

合金种类	铸 造 方 法				
	砂型	金属型	压力铸造	熔模铸造	壳模铸造
铝合金	3	2.5	1~1.5	1~1.5	2~2.5
镁合金	3	2.5	1.2~1.8	1.5	2~2.5
铜合金	3	3	2	2	—
锌合金	—	2	1.5	1	2~2.5

注：摘自参考文献 [5] 34-31 页。

截面刚度（或强度）系数相等法设计焊接箱体结构的优点是：不必知道箱体上载荷的大小，也不必作繁琐



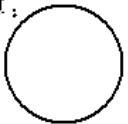
的数字运算,只要根据原铸件的截面形状和尺寸,求出截面特性值,再乘以两种材料特性的比值,即可得到焊接箱体结构截面特性值的最小值。但铸铁的承压能力比钢好,设计时结构上应适当考虑。

焊接箱体若以受弯为主,其壁厚可按下式计算:

$$t_s = \frac{E_s}{E_c} t_c \quad (\text{mm})$$

若以受扭矩为主,其壁厚可用下式换算:

$$t_s = \frac{G_s}{G_c} t_c \quad (\text{mm})$$



式中 t_c ——原铸件的壁厚 (mm);

t_s ——焊接件的壁厚 (mm)。

焊接箱体壁厚一般不宜小于3mm,且壁厚尽可能均匀。

2.3.3 加强肋

为改善箱体的刚度,尤其是箱体壁的刚度,常在箱壁上增设加强肋,若箱体中有中间短轴或中间支承时,常设置横向肋板。肋板的高度 H 不应超过壁厚 t 的(3~4)倍,超过此值对提高刚度无明显效果。加强肋的尺寸及对箱体刚度的影响见表9.1-5~表9.1-7。

表 9.1-5 铸造箱体加强肋的尺寸 (mm)

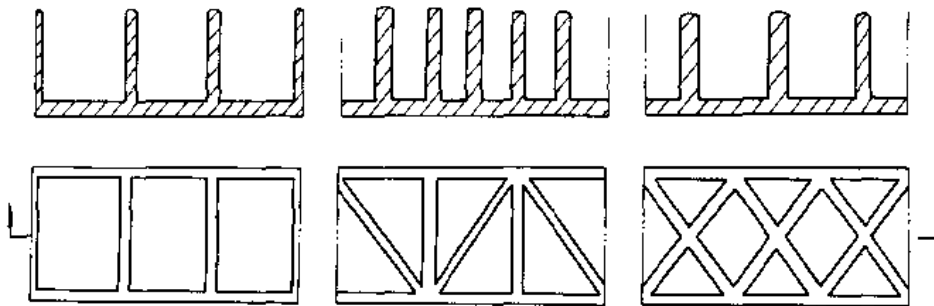
外表面肋厚	内腔肋厚	肋的高度
$0.8t$	$(0.6 \sim 0.7)t$	$\leq 5t$

t —肋所在壁的厚度

注:摘自参考文献 [4] 190 页。

表 9.1-6 铸造箱体大平面上加强肋的高度 (mm)

简 图	最大轮廓尺寸 L	加强肋高度 H	
		$B < 0.5L$	$B > 0.6L$
	< 300	40	50
	301~500	50	75
	501~800	75	100
	801~1200	100	150
	1201~2000	150	200
	2001~3000	200	300
	3001~4000	300	400
	4001~5000	400	450
	> 5000	450	500



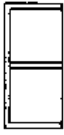
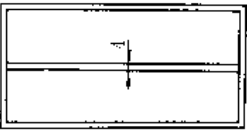

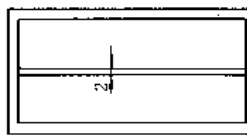
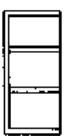
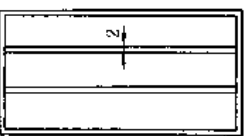
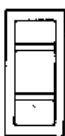
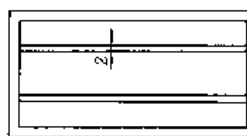

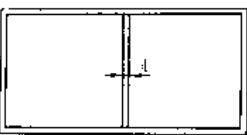

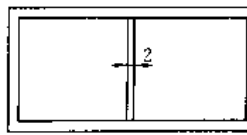

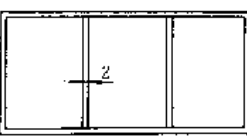

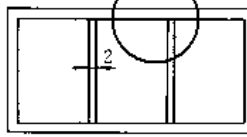

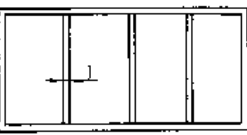

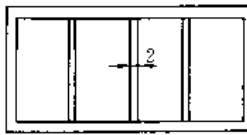
注:摘自参考文献 [2] 192 页。

表 9.1-7 隔板式加强肋对箱体刚度的影响

箱 体 模 型		弯曲刚度比		扭转刚度比	
开 式	闭 式	开 式	闭 式	开 式	闭 式
		1	1.87	1	8.22



(续)

箱 体 模 型		弯曲刚度比		扭转刚度比			
		开式	闭式	开式	闭式		
				1.37	2.17	1.34	11.82
				1.57	2.22	1.47	13.10
				1.01	1.91	1.40	10.89
				1.07	1.94	1.74	12.07
				1.18	1.95	2.18	15.45

注：1. 弯曲刚度和扭转刚度均以开式、无肋箱体为比较的基础。

2. 摘自参考文献 [5] 34-13~34-15 页。

表 9-1-7 中数据说明：

(1) 与箱体长度方向平行的隔板式加强肋可提高箱体的弯曲刚度；

(2) 所有隔板式加强肋对改善箱体的扭转刚度有较好的效果，尤其是对闭式箱体，效果特别显著；

(3) 闭式箱体与开式箱体比较，弯曲刚度平均增大了一倍；扭转刚度却增大了(7~14)倍，且与隔板的布置型式关系不大。

为了提高箱体的局部刚度，可在箱体受力的局部，或有凸台的部位增设局部加强肋以改善局部刚度。

2.3.4 孔和凸台

1. 箱体壁上的孔 箱体内壁和外壁上位于同一

轴线上的孔，从机加工角度要求，单件小批量生产时，应尽可能使孔的直径相等；成批大量生产时，外壁上的孔径应大于内壁上的孔径，这有利于刀具的进入和退出。

箱体壁上开孔会降低箱体的刚度，实验证明，刚度的降低程度与孔的面积大小成正比，孔的位置离所在箱壁的形心越近，此比例系数越大。

箱体壁上的孔有盖板和无盖板对箱体刚度有不同的影响，尤其是箱体的扭转刚度，下降情况相当严重，模型试验结果见表 9-1-8，表中数据的实验条件为：开孔的长度为实验模型边长的 40%，开孔的宽度也为实验模型边宽的 40%。

2. 凸台 在箱壁上与孔中心线垂直的端面处附



加凸台, 见图 9-1-5a。凸台可以增强箱体的局部刚度。当凸台直径 D 与孔径 d 的比值 $\frac{D}{d} \leq 2$ 和凸台高度 h 与壁厚 t 的比值 $\frac{h}{t} \leq 2$ 时, 刚度增加较大; 比值大于 2 以后, 效果不明显。如因设计需要, 凸台高度较大时, 为了改善凸台的局部刚度, 可在适当位置增设局部加强肋, 见图 9-1-5b、c、d、e。

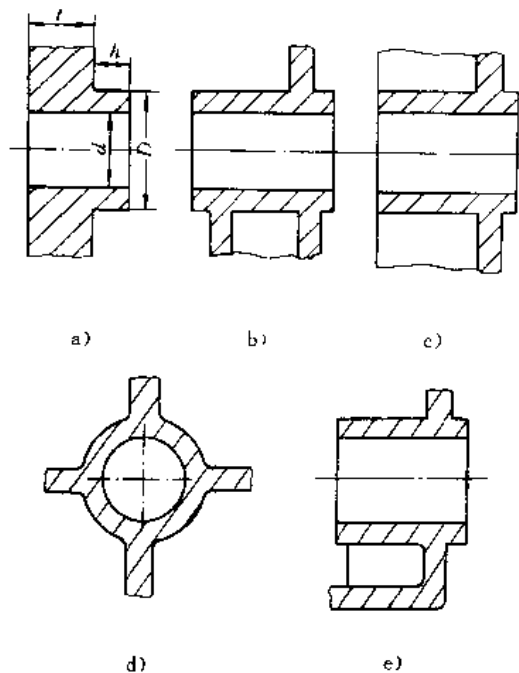


图 9-1-5 箱体壁上的凸台和局部加强肋

表 9-1-8 孔盖板对箱体刚度的影响

简图	弯曲刚度		扭转刚度	备注
	x 方向	y 方向		
	1	1	1	无孔
	0.85	0.85	0.28	有孔无盖板
	0.89	0.89	0.35	平盖板
	0.91	0.91	0.41	带凸台的盖板

注: 摘自参考文献 [6] 1299 页。

2.4 箱体的联接与固定

箱体联接处的刚度主要是结合面的变形和位移, 它包括接合面的接触变形, 联接螺钉的变形和联接部位的局部变形。

为了保证联接刚度, 应注意以下几个方面的问题:

(1) 重要结合面表面粗糙度值 R_a 应不大于 $3.2\mu\text{m}$, 接触表面的粗糙度值越小, 则接触刚度越好。

(2) 合理选择联接螺钉的直径和数量, 保证结合面的预紧力。箱体与其他零件联接螺钉的预紧力, 应保证接合面压强不小于 $1.5 \sim 2\text{MPa}$ 。箱体本身各部分之间的接合面, 如减速器箱座与箱盖之间, 为保证密封性, 其压强应不小于 $2 \sim 5\text{MPa}$ 。为了保证接合面之间的压强, 又不使螺钉直径太大, 接合面的实际接触面积在允许范围内尽可能减小, 见图 9-1-6, 图 9-1-6c 及图 9-1-6d 较好。图 9-1-6c 中, 条状接合面的宽度 B_s 通常取为箱体壁厚 t 的 $4.5 \sim 7.5$ 倍, 而比值 $\frac{B_s}{B}$ 取在 $0.12 \sim 0.35$ 之间, 此比值随箱体外廓尺寸的增加而减小, 图 9-1-6d 的接合面可以降低螺栓所需的预紧力, 这种型式既改善了加工性能, 又可以减小螺钉直径。

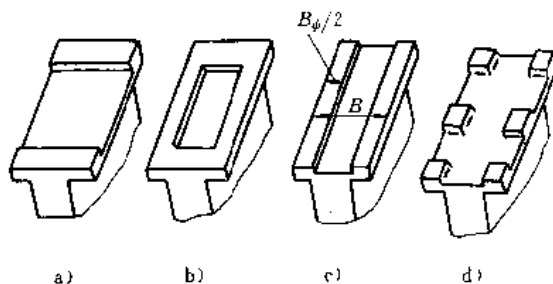


图 9-1-6 箱体底座的接合面结构

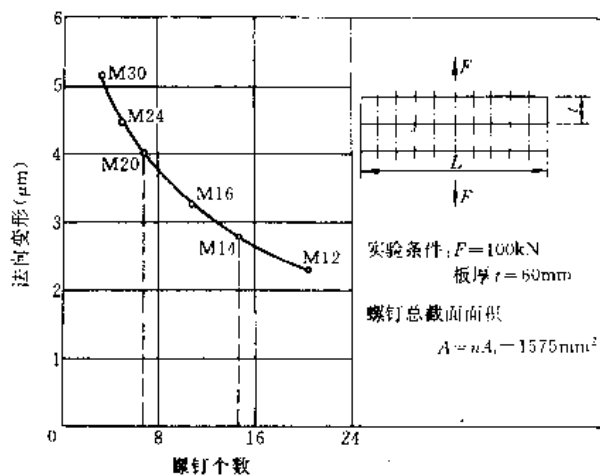


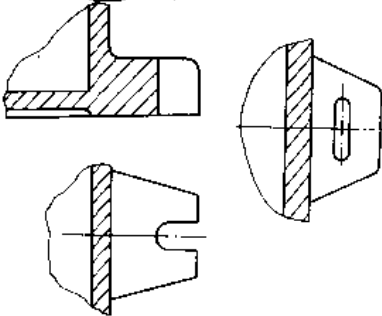
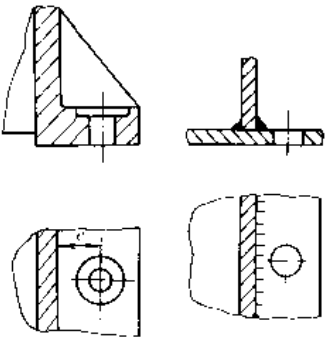
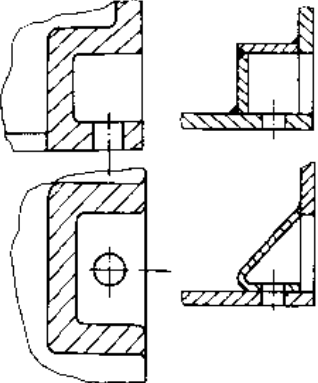
图 9-1-7 螺钉大小和数量对联接刚度的影响



在满足强度和刚度要求条件下，螺钉直径较小而数量稍多的联接优于螺钉直径大而数量较少的联接，见图9-1-7。

(3) 合理设计联接部位的结构，联接部位的结构特点及应用见表9-1-9。

表9-1-9 联接部位结构特点和应用

型式	基本结构简图	特点和应用
爪座式		爪座与箱壁联接处的局部强度、刚度均较差，联接刚度也低，但铸造简单，节约材料 适用于侧向力小的小型箱体的联接
翻边式		局部强度和刚度均较爪座式高，还可在箱壁内侧或外表面间增设加强肋以增大联接部位的刚度 铸造容易，结构简单，占地面积稍大 适用于各种大、中、小箱体的联接
壁龛式		局部刚度高，若螺钉设在箱体壁的中性面上，联接凸缘将不会有弯矩作用 外形美观，占地面积小，(不增加箱体的占地面积)但制造较困难 适用于大件箱体的联接

注：摘自参考文献 [6] 1303 页。

翻边式结构由于螺钉孔中心线与箱体壁之间有一段距离 e ，使凸缘产生弯曲变形，当螺钉孔直径 d 与凸缘厚度 t 的比值 $\frac{d}{t} = 1.0 \sim 1.2$ 时，变形量最小。壁龛式可将螺钉安置在箱体壁的中性面上，使联接凸缘不受弯曲作用，所以壁龛式刚度比爪座式高 2.5~3 倍，比翻边式的刚度高 1.5 倍以上，但壁龛式使箱体结构

复杂，紧固用的螺钉长度受到结构限制。

焊接箱体的联接部位结构设计要特别注意。提高联接部位刚度。措施是扩大接触面，见图9-1-8，为了保证螺钉座的刚度，盖板1的支承面要大于螺母，且刚度也应比螺母大，两块加强肋2和3可增加盖板的刚度。

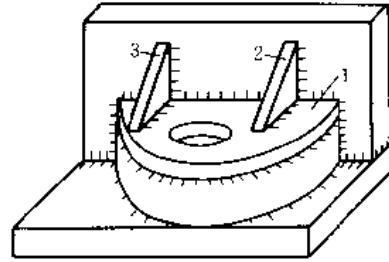


图9-1-8 焊接箱体螺钉座的结构
1—盖板 2、3—加强肋

2.5 箱体的结构工艺性

箱体的结构工艺性包括铸造工艺性、焊接工艺性和金属切削加工的工艺性等，上述三个方面对箱体的基本要求，参见第2篇。

箱体结构较复杂，机加工要求也较高，因此，设计时，除遵循机加工的基本工艺性要求外，还应注意以下几点：

(1) 机加工孔的设计。箱体中需要加工的孔可分为：通孔、阶梯孔、盲孔和交叉孔等。通孔中，以孔长 L 与孔径 D 之比 $\frac{L}{D} \leq 1 \sim 1.5$ 的短圆柱孔工艺性最好；阶梯孔中，孔径相差越小，工艺性越好，孔径相差大，且其中最小孔径又较小时，工艺性较差；交叉孔应尽可能彼此不贯通，有利于保证孔的加工质量；盲孔的机加工性能最差，箱体中的孔，除与密封有关外，应尽量不设计盲孔。

同轴线上各孔能同时加工的必要条件是：相邻两孔的直径差应大于加工余量。箱体上同一轴线上的孔加工时，尽量让镗杆能伸出箱体外安装支承，最好不在箱体内增设镗杆的辅助支承或辅助轴套。此外，同一轴线的各孔，其直径尺寸大小若能向一个方向递减，如CA6140的主轴孔，则镗杆可从一端伸入，逐个孔加工以保证较高的同轴度；或者，其直径尺寸大小从两端向中间递减，镗杆可从两端进入箱体加工孔，既缩短了镗杆长度，又增大了镗杆的刚度，适用于大批量生产的箱体。



箱体在镗床上加工内锥面、内端面和孔内精度要求较高的沟槽比较困难,若采用轴套结构,将轴套零件加工好后再装配到箱体中,这样可以改善箱体加工条件,保证加工质量,见图9-1-9。

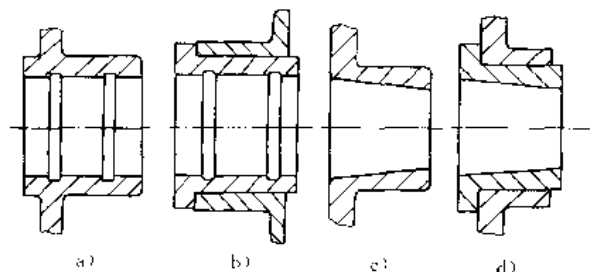


图9-1-9 改善箱体加工条件

a)、c) 加工困难 b)、d) 轴套结构,容易加工

箱体设计中,有时可增设工艺孔,加工或装配后,如有碍外观或影响密封,可用螺堵或盖板堵住,如C620-1床头箱。

(2) 定位销。箱体与箱盖,或上下箱体之间的定位销,其直径 d 通常取为该部位联接螺钉直径的 $\frac{1}{2} \sim \frac{1}{3}$, 定位销在结合面的位置最好是对角但不对称布置,以免装配差错。大批量生产的箱体,其工艺用定位销孔尽量避免对角布置,而是设计在同一侧的直线上,以利于自动线上伸缩式定位销的设计。

有些传动箱体与底座或床身的联接,在传动方向有较高的位置度要求,如大型数控机床中的静压蜗杆箱,滚动丝杠或静压丝杠的支承箱体等,往往采用密布螺钉强力紧固和两个以上定位销的超静定结构,以提高箱体的联接刚度。

(3) 凸台。箱体外壁上的加工凸台应尽可能在同一个平面上,以利于加工。箱体内的凸台最好不设加工面,尤其是大批量生产的箱体。

2.6 提高箱体强度、刚度和减少热变形的措施

(1) 选用有利的截面形状。箱体刚度与截面惯性矩有关,所以,应合理选择箱体及箱体壁的截面几何形状和尺寸,使箱体具有较高的刚度和固有频率,不增大壁厚的前提下选取合理的轮廓尺寸,若箱体受扭为主,可选正方形,受弯为主,则应增大受弯处的高度等等。装配和加工允许时,尽可能将箱体作成闭式结构,如组合机床中的主轴箱箱体。开式箱体改为闭式箱体时,弯曲刚度和扭转刚度的增长率见表9-1-10。

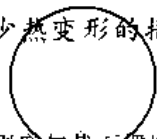
表9-1-10 闭式和开式箱体刚度比较^{[2][6]}

表9-1-7中 箱体型号号	弯曲刚度 增大倍数	扭转刚度 增大倍数
1	1.87	8.22
2	2.17	8.84
3	2.22	8.90
4	1.91	7.75
5	1.94	6.92
6	1.95	7.09

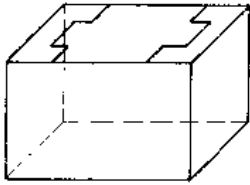
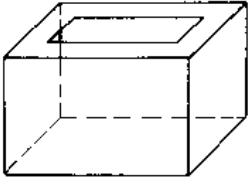
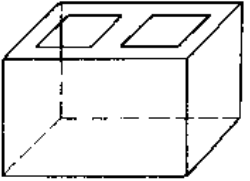
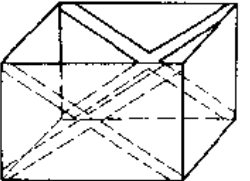
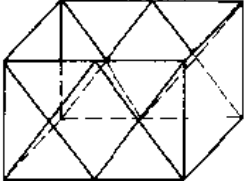
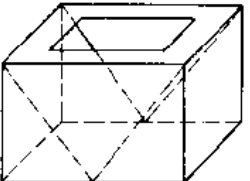
(2) 合理布置加强肋。箱体内部隔板式加强肋的布置型式,见表9-1-7。隔板式加强肋能提高箱体的整体刚度。对承受载荷的箱体壁,可采用边缘加强肋增大箱体壁的局部刚度。边缘加强肋对开式箱体刚度的影响见表9-1-11。

表9-1-11 边缘加强肋对开式箱体刚度的影响^{[2][5][6]}

简 图	刚度比	
	弯 曲	扭 转
	1.0	1.00
	1.3	1.54
	1.1	1.50
	1.6	1.50



(续)

简图	刚度比	
	弯曲	扭转
	1.5	4.80
	1.9	9.90
	2.8	19.00
	2.5	1.90
	4.3	5.00
	4.8	14.4

注：摘自参考文献 [2] 158~159 页。

(3) 提高联接处的局部刚度和接触刚度。为了提高接触刚度,应使联接处的表面粗糙度值 $R_a \leq 1.6 \mu\text{m}$ 。固定螺钉应使接触面间压强为 2MPa 。联接部位形状见图 9-1-10。其中图 9-1-10c 改善了图 9-1-10a 的局部刚度,图 9-1-10b 的局部刚度较好。

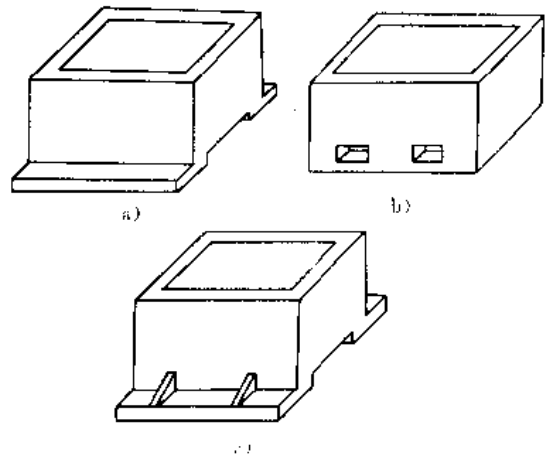


图 9-1-10 提高联接处的局部刚度

(4) 减小热变形的措施。改善箱体散热条件,增大散热面积,如蜗轮蜗杆减速箱,在外表面增加散热面积,设计散热片等。对箱体内容易发热的零件,如高速旋转的轴系,尽可能布置在箱体上部,便于散热。让箱体内的润滑油飞溅,既可润滑各转动零件和支承零件,又能散热,使箱体温度场趋于均匀。将箱体设计成热对称结构,使箱体在热变形后中心线位置基本不变。这种对称,一是相对热源的结构尺寸对称,二是箱体对其他零件的定位夹紧条件对称,如双立柱镗床的主轴箱。

3 箱体的设计计算

3.1 箱体设计计算的一般原则

箱体设计计算主要是指箱体壁的强度和刚度。通常取箱体中较长的两侧壁为计算单元,图 9-1-11 中的 M 面和 N 面,它们是箱体零件的主要承载面,轴承多安装在此两侧壁上。以 M 和 N 壁为计算单元求得的壁厚,可作为整个箱体壁厚的参考值。

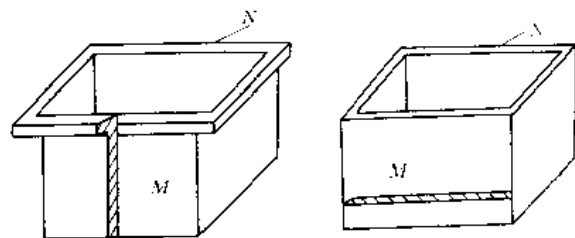


图 9-1-11 箱体

计算时,通常用简化的力学模型,按工程力学中的一般方法进行计算。图 9-1-11 的 M 面和 N 面,通常简化成以其边长尺寸 l 为跨距的梁,再将箱体壁上的



载荷简化到此梁上进行强度和刚度计算。随箱体的结构不同,可以简化成双支梁或两端固定的梁。双支梁模型计算较简单,与两端固定的梁相比,弯曲强度差别很小,但刚度计算差别较大,所以在刚度计算时,尽可能按两端固定的梁处理,有利于减小计算结果的误差。

重要且结构复杂的箱体,可用计算机按有限元法进行计算,并可用计算机模拟进行箱体的结构设计。

3.2 箱体的强度计算

1. 已知条件 单级斜齿圆柱齿轮减速器见图 9-1-12a, 其中: 输入轴的转速 $n_1=228\text{r/min}$, 减速器传动比 $i=4$, 小齿轮齿数 $z_1=22$, 右旋, 分度圆螺旋角 $\beta=10^\circ50'38''$, 法面模数 $m_n=5\text{mm}$, 齿轮宽度 $b=90\text{mm}$, 小齿轮轴的输入扭矩 $T_1=542.5 \times 10^3\text{N}\cdot\text{m}$, 小齿轮

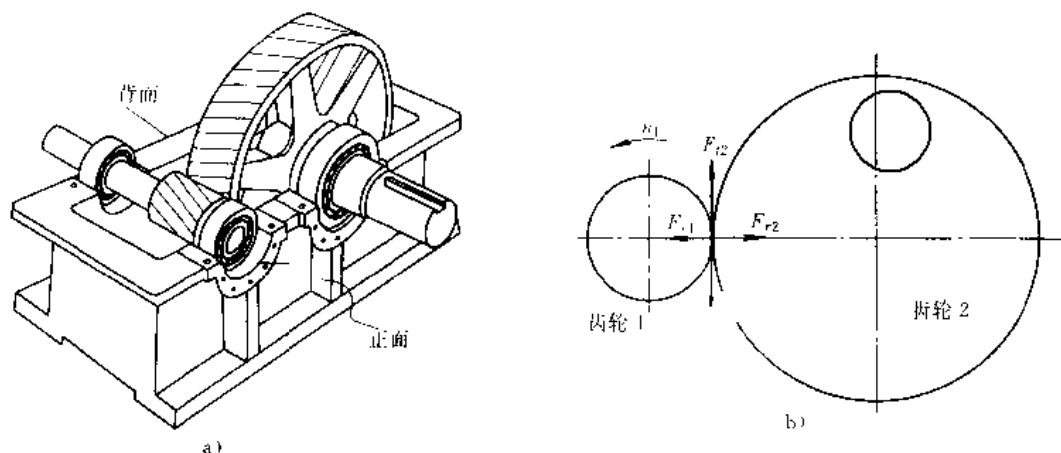


图 9-1-12 单级斜齿轮减速器

轴上安装 209 轴承, 大齿轮轴上安装 214 轴承, 不计齿轮和轴的自重。

按已知条件, 齿轮上各力的计算结果为:

$$\text{圆周力 } F_{t1} = F_{t2} = 9686\text{N}$$

$$\text{径向力 } F_{r1} = F_{r2} = 3590\text{N}$$

$$\text{轴向力 } F_{a1} = F_{a2} = 1854\text{N}$$

方向见图 9-1-12b。

试计算减速器箱座的强度。根据箱座结构尺寸简化的计算模型见图 9-1-13, 其中 F_1 为箱座上 1 点的作用力, F_2 为箱座上 2 点的作用力。

2. 计算支反力和弯矩 减速器传动简图见图 9-1-14, 齿轮在箱座中, 相对前后壁为对称布置, 输入和输出端只有扭矩作用, 前后箱壁上点 1, 2, 3 和 4 的作用力计算结果为:

$$F_t \text{ 的作用: } F_1 = F_3 = F_2 = F_4 = \frac{F_t}{2} = 4843\text{N}$$

$$F_r \text{ 的作用: } F_{01} = F_{02} = F_{03} = F_{04} = \frac{F_r}{2} = 1795\text{N}$$

F_{01} 和 F_{02} 分别作用于前壁上点 1 处和后壁上点 4 处, 且与箱壁垂直(若轴承定位方式更改, 也可能作用于点 3 和点 2), 为了简化计算, 不考虑切应力的影响, 也暂不考虑 F_t 对箱壁的作用。

F_1 和 F_2 的作用方向见图 9-1-13, 箱壁的支反力及弯矩计算结果如下:

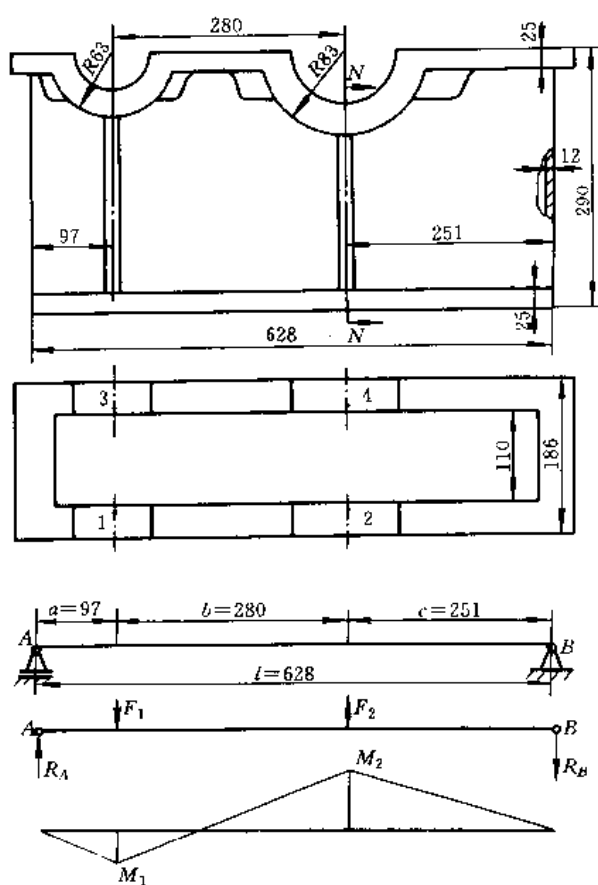


图 9-1-13 箱座计算简图



支反力: $R_A = R_B = 2159\text{N}$

弯矩: $M_1 = R_A a = 209\text{N} \cdot \text{m}$

$M_2 = R_{BC} = 542\text{N} \cdot \text{m}$

支反力方向和弯矩图见图 9-1-13。

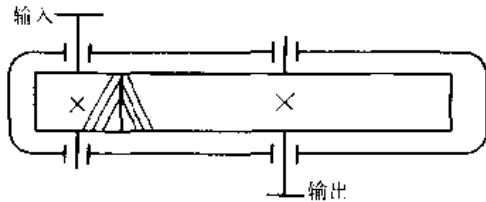


图 9-1-14 减速器传动简图

3. 截面模量的计算 弯矩 M_2 大于 M_1 , 所以应在点 2 处进行弯曲应力的计算, 此处的抗弯截面可以分两种情况简化, 一是简化成轴承座孔以下的 \perp 形截面, \perp 形底边宽度 B 取成从箱壁厚度的中心线到底板外侧的两倍, 见图 9-1-15a; 二是简化成过轴承座孔中心的 \square 形截面, 为计算方便, 取上翼板厚度等于下翼板(箱座的翻边)的厚度, 见图 9-1-15b。实例中, 对此两种简化成的截面, 在相同弯矩下均计算出其弯曲应力的值, 以便于比较, 由计算结果可知, 两种截面的弯曲应力无明显差别。

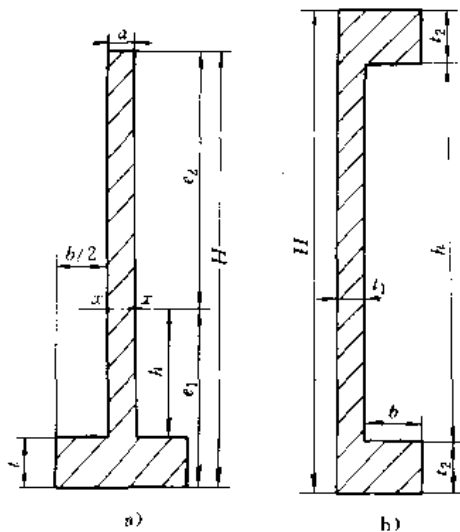


图 9-1-15 铸件箱座计算截面

a. \perp 形截面的截面模量计算 截面由图 9-1-13 中的 $N-N$ 处简化而得, 截面尺寸如下: $H=207\text{mm}$, $a=12\text{mm}$ (壁厚), $t=25\text{mm}$ (底板厚), $B=64\text{mm}$ 。

惯性矩计算公式:

$$J_x = \frac{1}{3} (Be_1^3 + bh^3 + ae_2^3)$$

式中 $e_1 = \frac{aH^2 + bt^2}{2(aH + bt)}$; $e_2 = H - e_1$

代入数据, 得计算结果: $e_1 = 72.24\text{mm}$, $e_2 = 134.76\text{mm}$

$J_x = 16.2 \times 10^6 \text{mm}^4$

截面模量 $W_x = \frac{J_x}{e_1} = 22.43 \times 10^4 \text{mm}^3$ 。

b. \square 形截面的截面模量计算 同样, 截面由图 9-1-13 中的 $N-N$ 处简化而得, 简化成槽钢形, 取上翼板与下翼板等厚, 尺寸如下: $t_2 = 25\text{mm}$, $b = 26\text{mm}$, $B = 38\text{mm}$, $H = 232\text{mm}$, $h = H - 2t_2 = 182\text{mm}$, $t_1 = 12\text{mm}$ 。

惯性矩计算公式: $J_x = \frac{1}{12} (BH^3 - bh^3)$

代入数据, 得 $J_x = 26.48 \times 10^6 \text{mm}^4$

截面模量 $W_x = \frac{BH^3 - bh^3}{6H} = 22.83 \times 10^4 \text{mm}^3$ 。

4. 抗弯强度计算 箱体载荷和结构相同时, 强度与材料有关, 设箱体材料为铸铁、铸铝合金和钢板焊件三种材料。

a. 箱座材料为铸铁 HT200 铸铁 HT200 的抗拉强度 $\sigma_b = 195\text{MPa}$, 取安全系数 $s=4$, 许用应力 $[\sigma] = \frac{\sigma_b}{s} = 48.8\text{MPa}$, 工作应力分别为:

$$\perp \text{形截面 } \sigma = \frac{M_2}{W_x} = \frac{542000}{22.43 \times 10^4} = 2.4\text{MPa} < [\sigma]$$

$$\square \text{形截面 } \sigma = \frac{M_2}{W_x} = \frac{542000}{22.83 \times 10^4} = 2.37\text{MPa} < [\sigma]$$

b. 箱座材料为铸铝合金 ZAlSi12 尺寸同铸件, 抗拉强度 $\sigma_b = 143\text{MPa}$, 取安全系数 $s=5$, 许用应力 $[\sigma] = \frac{\sigma_b}{s} = \frac{143}{5} = 28.6\text{MPa}$, 对 \perp 形和 \square 形两种截面均存在 $\sigma < [\sigma]$ 。

结论: 铸铁和铸铝合金箱体的强度足够。

c. 箱座用钢板焊接而成 设钢板厚度 $t=5\text{mm}$, 其他尺寸见图 9-1-16, 计算得:

$$\perp \text{形截面 } J_x = 6.04 \times 10^6 \text{mm}^4$$

$$W_x = 7.46 \times 10^4 \text{mm}^3$$

$$\sigma = \frac{M_2}{W_x} = \frac{542000}{7.46 \times 10^4} = 7.27\text{MPa}$$

$$\square \text{形截面 } J_x = 5.83 \times 10^6 \text{mm}^4$$

$$W_x = 6.07 \times 10^4 \text{mm}^3$$

$$\sigma = \frac{M_2}{W_x} = 8.93\text{MPa}$$

取材料为 20F 钢板, 屈服点 $\sigma_s = 230\text{MPa}$, 安全系数 $s=2.5$, 许用应力 $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{s} = 92\text{MPa}$, \perp 形或 \square 形简化截面均有 $\sigma < [\sigma]$, 所以强度足够。

上述计算中, 未考虑齿轮径向力 F_r 的作用, F_r 在前箱壁上产生弯矩 M_{01} 和 M_{02} , 其大小为 $M_0 = \frac{F_r}{2} \cdot y_1 \cdot y_2$



为箱座前壁顶面到中性轴的距离。不计 F_x 和切应力的影响, 经计算, 结果相差 30%, 但计算过程简单易行, 从计算结果分析, 对最后结论未产生影响。

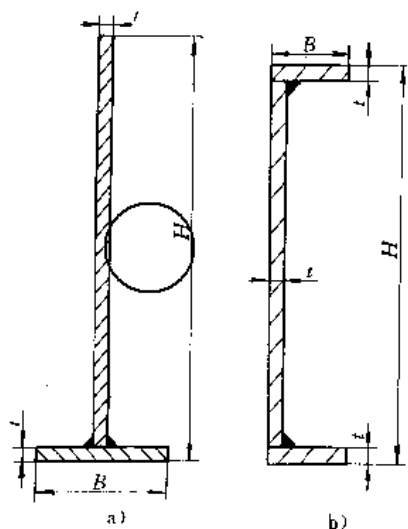


图 9-1-16 焊接箱座简化截面的尺寸

从计算结果看, 箱体强度裕量较大, 因箱体除满足强度要求外, 主要还是刚度要求, 而满足刚度要求时, 强度裕量一定会较大。

3.3 齿轮减速器箱座的刚度计算

刚度计算的已知条件和强度计算实例的已知条件完全相同, 结构简图和计算模型见图 9-1-13, 刚度计算的内容包括纵向刚度、水平刚度、扭转刚度和压缩刚度。

1. 纵向刚度计算 箱座壁的简化情况与强度计算相同, 所以, 在强度计算中已获得的参数值此处不再重复计算。由于简化成双支梁或简化成两端固定的梁, 其计算所得挠度有较大差别, 下面对两种简化情况将分别计算, 以利于比较。

a. 箱座材料为灰铸铁 取铸铁的弹性模量 $E = 1.5 \times 10^5 \text{MPa}$, 将 $N-N$ 截面分别简化成 \perp 形和 \square 形截面, 简化截面尺寸见图 9-1-15, 计算结果如下:

\perp 形截面 按双支梁简化并利用叠加原理, 得挠度计算式为

$$f_2 = \frac{FC}{6EJl} \{ a(a+b)^2 + a(a^2 - 2al - 2bl) - (a+b)[(a+b)^2 + c^2 - l^2] \}$$

式中 f_2 —— 图 9-1-13 中 2 点的挠度 (mm);

E —— 箱体材料的弹性模量 (MPa);

J —— 截面惯性矩 (mm^4)。

代入 a 、 b 、 c 和 l 的值 (见图 9-1-13) 进行计算, 得 2 点的挠度值为

$$f_2 = 5.326 \times 10^{-3} \text{mm}$$

按固定梁简化并利用叠加原理, 得

$$f_2 = \frac{FC^2}{6EJl^3} \{ a^2 [c(3b+3c+a) - 3bl - 3cl] - (a+b)^2 [(a+b)(3a+3b+c) - 3al - 3bl] \}$$

代入图 9-1-13 所示数据进行计算, 得

$$f_2 = 1.868 \times 10^{-3} \text{mm}$$

同样情况下, 固定梁与简支梁的挠度比值 $R = \frac{5.326}{1.868} = 2.85$, 说明两种简化情况的结果相差较大, 按两端固定梁简化更接近箱体壁的计算情况, 所以, 在不过多增添计算繁琐情况下, 按两端固定梁简化较好。

\square 形截面

按双支梁简化, 得挠度

$$f_2 = 3.78 \times 10^{-3} \text{mm}$$

按两端固定梁简化, 挠度为

$$f_2 = 1.326 \times 10^{-3} \text{mm}$$

b. 箱座用钢板焊接 钢板厚度 $t = 5 \text{mm}$, 其结构和截面尺寸见图 9-1-16。与上述同理, 按双支梁简化, 其挠度为

$$\perp \text{形截面 } f_2 = 14.285 \times 10^{-3} \text{mm}$$

$$\square \text{形截面 } f_2 = 17.17 \times 10^{-3} \text{mm}$$

按两端固定梁简化, 其挠度为

$$\perp \text{形截面 } f_2 = 5.01 \times 10^{-3} \text{mm}$$

$$\square \text{形截面 } f_2 = 6.023 \times 10^{-3} \text{mm}$$

上述计算结果分析, 用钢板 $t = 5 \text{mm}$ 焊接的箱座刚度稍差, 可增添加强肋以改善刚度。

2. 水平刚度计算 齿轮的轴向力 F_x 引起箱壁的

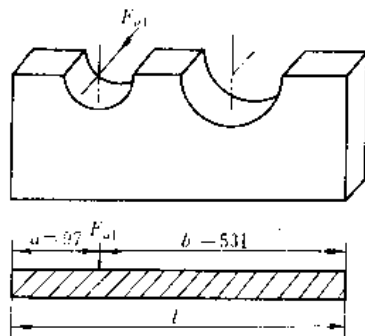


图 9-1-17 水平刚度计算简图



平面变形，变形大小按下式计算：

$$\left[\frac{f}{l} \right] = \frac{\sum F_n F \lambda_1}{J_y}$$

$$\lambda_1 = \frac{3K - 4K^3}{48E}$$

$$K = \frac{a}{l}$$

式中 F_n ——垂直于箱壁平面的作用力 (N)；

l ——箱壁的计算长度 (mm)；

J_y ——箱壁横截面绕垂直中性轴的惯性矩 (mm⁴)；

λ_1 ——运算符。

铸铁箱体的弹性模量 $E=1.5 \times 10^5 \text{MPa}$ ，壁厚 $t=12\text{mm}$ ，其他数据同前，代入数据得计算结果：

$$F_n = F_{n1} = 1854\text{N}$$

$$K = \frac{a}{l} = 0.15445$$

$$\lambda_1 = 0.0063 \times 10^{-5}$$

$$J_y = \frac{lt^3}{12} = 90432\text{mm}^4$$

$$f_y = 0.000314\text{mm} = 0.314 \times 10^{-3}\text{mm}$$

钢板焊接箱体，钢板厚 $t=5\text{mm}$ ，其他尺寸同前，代入数据得计算结果

$$\lambda_1 = 0.0047 \times 10^{-5}$$

$$J_y = 6542\text{mm}^4$$

$$f_y = 0.0033\text{mm} = 3.3 \times 10^{-3}\text{mm}$$



3. 扭转刚度 齿轮的轴向力 F_x 除使箱体壁产生平面变形，即水平挠度外，还使箱体壁产生扭转变形，计算力学模型见图 9-1-19，截面几何形状及尺寸见图 9-1-18，扭转角

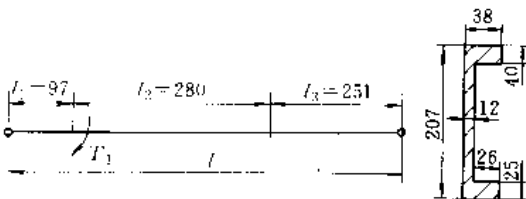


图 9-1-18 扭转刚度计算简图

$$\varphi = \frac{T_{\max} l}{GJ}$$

式中 T_{\max} ——箱壁上作用的最大扭矩 (N·mm)，

$$T_1 = F_{x1} \bar{y}, \bar{y} \approx 145\text{mm}$$

$$T_1 = 26.87 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$T_{\max} = 22.72 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm};$$

J ——抗扭极惯性矩 (mm⁴)；

$$J = \frac{1}{3} \sum h_i t_i^3 = 142.32 \times 10^4 \text{mm}^4;$$

G ——材料的剪切弹性模量 (MPa)，铸铁 $G=4.5 \times 10^4 \text{MPa}$ 。

代入数据得 $\varphi=0.00223\text{rad}=0.13^\circ$

当截面上有多个扭矩作用时，最大扭矩 T_{\max} 取 T_{11} 至 T_{14} 中之最大者，见图 9-1-19。

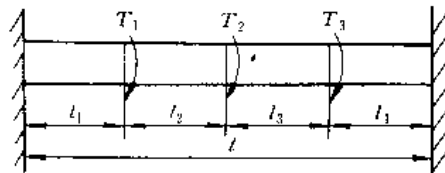


图 9-1-19 最大扭矩计算用图

$$T_{11} = \frac{T_1(l_2 + l_3 + l_4) + T_2(l_3 + l_4) + T_3 l_4}{l}$$

$$T_{12} = \frac{-T_1 l_1 - T_2(l_1 + l_2) + T_3 l_4}{l}$$

$$T_{13} = \frac{-T_1 l_1 - T_2(l_1 + l_2) + T_3 l_4}{l}$$

$$T_{14} = \frac{-T_1 l_1 - T_2(l_1 + l_2) - T_3(l_1 + l_2 + l_3)}{l}$$

4. 压缩刚度 齿轮的圆周力 F_t 和径向力 F_r 对箱座壁产生垂直方向的压力，压缩变形用下式计算：

$$f_1 = \frac{F_l}{AE}$$

式中 A ——箱座承压面积 (mm²)；

E ——箱体材料的弹性模量 (MPa)。

通常，箱体的压缩刚度不会有问题，铸铁的承压能力较好，所以此处对压缩刚度就不进行数据计算。

3.4 机床主轴箱的刚度计算

计算机床主轴箱壁板的刚度时，设定只考虑与主轴箱壁垂直的作用力，箱体壁板刚度是指箱壁上垂直方向的作用力与着力点处同方向的变形量之比。

箱体壁板的刚度用矩形平板的刚度公式，考虑具体情况乘以不同的修正系数，其近似计算式为

$$f = K \frac{Fb^2}{Et^3}$$

$$K = K_0 K_1 K_2 K_3 K_4$$

式中 F ——垂直于箱壁的作用力 (N)；

t ——箱壁的厚度 (mm)；

○ 此式的使用条件是：平板材料的泊松比 $\mu=0.3$ ，板厚 $t \leq 0.2b$ ， b 为矩形平板之短边，表中 a 为矩形平板之长边。



b ——矩形箱壁的短边 (mm);
 E ——箱体材料的弹性模量 (MPa);
 K ——修正系数;
 K_0 ——着力点影响系数, 查表 9-1-12;
 K_1 ——孔和凸台的影响系数, 查表 9-1-13 及表 9-1-14; 凸台尺寸见表 9-1-15;
 K_2 ——其他孔的影响系数, $K_2 = 1 + \sum \Delta K_2, \Delta K_2$

的值见表 9-1-16 和表 9-1-17;

K_3 ——肋的影响系数, 对加强受力孔凸台的肋, 取 $K_3 = 0.8 \sim 0.9$, 对加强整个箱体壁的肋, 相互交叉者, 取 $K_3 = 0.80 \sim 0.85$, 互不交叉者, 可取 $K_3 = 0.75 \sim 0.80$;

K_4 ——箱体受力面, 即矩形平板的长短边比例修正系数, 查表 9-1-18。

表 9-1-12 着力点位置影响系数 K_0

受力面边长比 $a:b$		1:1			1:0.75			1:0.5								
箱体轮廓尺寸 $a:b:c$		1:1:1			1:0.75:1			1:0.75:0.75			1:0.5:1			1:0.5:0.75		
	坐标	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
	1'	0.74	1.15	0.74	0.69	0.92	0.69	0.69		0.65	0.37	0.41	0.37	0.37		0.37
	2'	1.38	2.20	1.38	1.33	2.06	1.33	1.28	1.93	1.28	0.87	1.28	0.87	0.83	1.24	0.83
	3'	1.97	3.21	1.97	1.79	2.84	1.80		2.84		1.56	2.34	1.56		2.20	
	4'	4.36	6.42	4.36	3.53	5.32	3.53		0.74		2.84	4.22	2.84		3.17	

注: 1. 表中 1, 2, 3 和 1', 2', 3', 4' 为着力点坐标, 具体位置见表中箱体图。
 2. 受力面三边与其他边相联, 一边为开口。
 3. 摘自参考文献 [2] 273 页。

表 9-1-13 孔和凸台的影响系数 K_1

$\frac{D}{d}$	$\frac{H_0}{t}$	$\frac{D^2}{a \times b}$								
		0.02	0.03	0.05	0.07	0.10	0.13	0.16	0.20	
1.2	1.5	0.97	0.95	0.93	0.91	0.88	0.86	0.83	0.78	
	1.6	0.93	0.91	0.88	0.85	0.81	0.77	0.75	0.70	
	1.8	0.86	0.83	0.78	0.74	0.69	0.65	0.62	0.57	
	2.0	0.80	0.77	0.71	0.67	0.61	0.57	0.53	0.48	
	3.0	0.71	0.65	0.56	0.50	0.43	0.37	0.33	0.28	
1.6	1.2	0.97	0.95	0.93	0.91	0.88	0.86	0.83	0.79	
	1.4	0.88	0.85	0.80	0.76	0.72	0.66	0.65	0.63	
	1.6	0.82	0.77	0.71	0.66	0.60	0.55	0.51	0.45	
	2.0	0.75	0.70	0.62	0.56	0.49	0.43	0.38	0.30	
	3.2	0.70	0.63	0.54	0.47	0.38	0.32	0.27	0.21	

注: 1. 表中 D —凸台直径; d —孔径; $\frac{H_0}{t}$ —凸台有效高度与箱壁厚度之比, 见表 9-1-15 中图。
 2. 摘自参考文献 [2] 275 页。

表 9-1-14 无凸台的孔的影响系数 K_1

$\frac{d^2}{a \times b}$	0.05	0.01	≥ 0.015
K_1	1.1	1.15	1.2

注: 1. 表中 d —孔的直径。
 2. 摘自参考文献 [2] 275 页。

表 9-1-15 凸台有效高度与壁厚比值的确定表

$\frac{H}{t}$	$\frac{R}{a}$		
	0	0.3	0.5
	$\frac{H_0}{t}$		
1.2	1.19	1.16	1.14
1.6	1.53	1.41	1.35
2.0	1.78	1.62	1.50
2.4	1.96	1.76	1.60
4.0	2.15	1.90	1.70
10.0	2.25	2.00	1.75

注: 摘自参考文献 [2] 274 页。



表 9-1-16 $-\Delta K_2$ 值

$\frac{D}{d}$	$\frac{H_0}{t}$	$\frac{D^2}{a \times b}$				
		0.01	0.02	0.03	0.04	0.05
1.2	1.1	0.06~	0.11~	0.14~	0.18~	0.21~
		0.03	0.05	0.08	0.11	0.13
1.6	1.0	0.08~	0.14~	0.22~	0.30~	0.37~
		0.03	0.06	0.10	0.13	0.17
	1.2	0.07~	0.11~	0.13~	0.13~	0.14~
		0.03	0.05	0.07	0.08	0.09

注: 1. 无凸台时, 可用孔径 d 的平方查表。

2. 摘自参考文献 [2] 276 页。

表 9-1-17 $-\Delta K_2$ 值

$\frac{D}{d}$	$\frac{H_0}{t}$	$\frac{D^2}{a \times b}$				
		0.01	0.02	0.04	0.07	0.10
1.2	1.6	0.02~	0.03~	0.05~	0.07~	0.09~
		0.01	0.02	0.03	0.04	0.05
	1.8	0.06~	0.08~	0.11~	0.16~	0.19~
		0.03	0.04	0.06	0.08	0.10
1.6	2.0	0.08~	0.11~	0.16~	0.21~	0.26~
		0.04	0.06	0.09	0.13	0.17
	3.0	0.12~	0.18~	0.25~	0.34~	0.41~
		0.07	0.10	0.15	0.20	0.24
1.6	1.4	0.06~	0.08~	0.11~	0.14~	0.16~
		0.04	0.05	0.07	0.10	0.12
	1.6	0.09~	0.12~	0.17~	0.22~	0.27~
		0.05	0.07	0.10	0.13	0.16
1.6	2.0	0.12~	0.17~	0.23~	0.31~	0.37~
		0.07	0.09	0.13	0.18	0.21
	3.0	0.14~	0.20~	0.29~	0.38~	0.35~
		0.08	0.12	0.17	0.23	0.28

注: 1. 当 $\frac{H_0}{t}$ 较大时 ΔK_2 取正值, 用本表。

2. 当 $\frac{H_0}{t}$ 较小时 ΔK_2 取正值, 用表 9-1-16。

3. 摘自参考文献 [2] 276 页。

表 9-1-18 长短边比例系数^{[9][10]}

$\frac{a}{b}$	K_4
1.0	0.0611
1.2	0.0707
1.4	0.0755
1.6	0.0778
1.8	0.0786
2.0	0.0788
∞	0.0792

【例 9-1-1】 车床主轴箱刚度计算

图 9-1-20 为车床主轴箱计算用结构简图, 已知主轴孔 I 的最大轴向力 $F=3000\text{N}$, 箱体尺寸 $a \times b \times c=550\text{mm} \times 360\text{mm} \times 420\text{mm}$, 箱体材料为铸铁, 弹性模量 $E=1.5 \times 10^5\text{MPa}$, 箱壁厚 $t=10\text{mm}$ 。

求 箱体的刚度

解 箱体长宽高之比 $a:b:c \approx 1:0.6:0.75$, 受力面的边长比 $a:b=1:0.6$, 着力点位置的坐标 $x=0.25a$, $y=0.55b$ 。

查表 9-1-12 $K_0=1.28$

查表 9-1-18 $K_4=0.0778$

查表 9-1-13 $K_1=0.445$ 。由图知, 孔 I $\frac{H}{t}=9$, $\frac{R}{a}=0$, 由表 9-1-15 得 $\frac{H_0}{t}=2.25$, $\frac{D}{d}=1.2$, $\frac{D^2}{a \times b}=0.19$, 再查表 9-1-13, 用插值法得 K_1 。

查表 $K_2=0.76$, 对孔 II, $\frac{H}{t}=4$, $\frac{R}{a}=0.43$, 表 9-1-15, $\frac{H_0}{t}=1.7$, $\frac{D^2}{a \times b}=0.073$, $\frac{D}{d}=1.5$, 表 9-1-17, $\Delta K_2=-0.14$ 。按相同步骤, 对孔 III、孔 IV 和孔 V 分别查得 $\Delta K_2=-0.16$, $\Delta K_2=+0.03$, $\Delta K_2=+0.03$, 所以, $K_2=1+\sum \Delta K_2=0.76$ 。

取 $K_3=0.85$, 代入上述数据计算, 得:

$$K = K_0 K_1 K_2 K_3 K_4 = 1.28 \times 0.445 \times 0.76 \times 0.85 \times 0.0778 = 0.0286$$

将已知数据 F , b , E 和 t 代入计算式计算, 求得有孔箱壁板的挠度为

$$f = K \frac{F b^2}{E t^3} = 0.0286 \frac{3000 \times 360^2}{1.5 \times 10^5 \times 10^3} = 0.0741 \text{ (mm)}$$

根据前面的定义, 主轴箱刚度 $W = \frac{F}{f}$, 代入数据计算, 得主轴箱刚度 $W=40.5\text{N}/\mu\text{m}$ 。

3-5 箱体截面几何形状及壁厚度的设计

设计箱体的截面几何形状和确定截面中各参量的大小时, 可以根据设计任务书给定的箱体许用挠度 $[f]$ 和许用扭转角 $[\theta]$, 求出承载截面所要求的惯性矩,



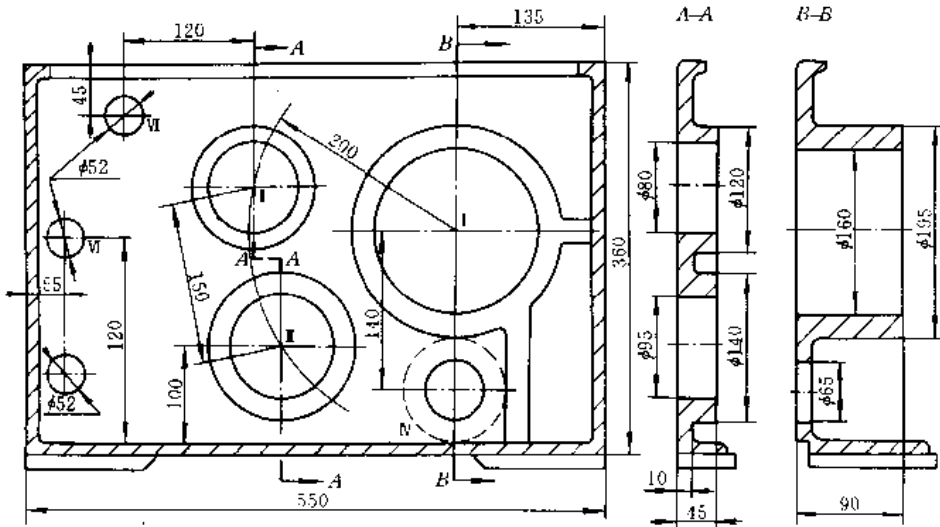


图 9-1-20 车床主轴箱结构简图

再根据求出的惯性矩值, 设计几种不同几何形状的截面和尺寸, 进行综合比较后, 择优选用, 其设计步骤如下:

- (1) 根据已知条件及传动方案图计算作用于箱体上的外力;
- (2) 计算箱体受力面垂直方向所需惯性矩 J , 见图 9-1-21.

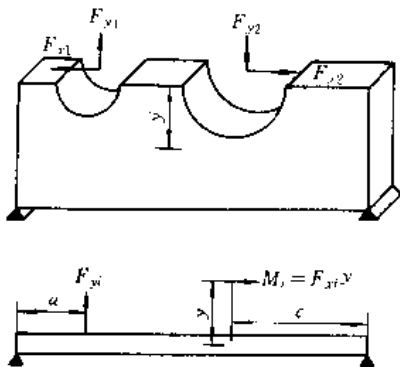


图 9-1-21 纵向惯性矩计算简图

$$J = \sum_{i=1}^n J_{Fi} + \sum_{i=1}^n J_{Mi}$$

式中 J_{Fi} ——外力作用下所需惯性矩

$$J_{Fi} = \frac{F_{xi} L^3 \lambda_1}{[f]}, \quad \lambda_1 \text{ 见本章 3.3 节};$$

J_{Mi} ——外力矩作用下所需惯性矩

$$J_{Mi} = \frac{M_i L^3 \lambda_2}{[f]}, \quad \lambda_2 = \frac{4K^2 - 1}{16E};$$

- (3) 计算箱壁水平面所需惯性矩 J_y (见图 9-1-22);

$$J_y = \sum_{i=1}^n \frac{F_{yi} L^3 \lambda_1}{[f]}$$

式中 F_{xi} ——垂直于箱体壁的作用力。

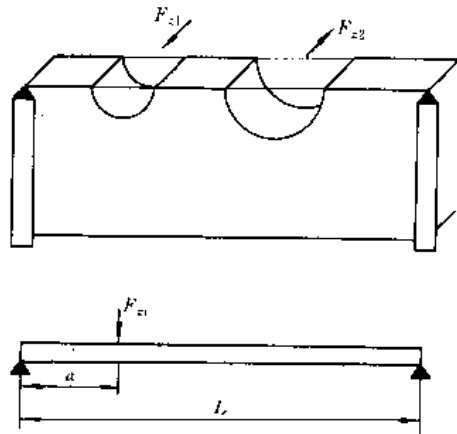


图 9-1-22 水平惯性矩计算简图

- (4) 计算抗扭惯性矩 J_K

$$J_K = \frac{T_{\max}}{G [\theta]}$$

式中 T_{\max} ——截面中的最大扭矩,

G ——材料的剪切弹性模量。

根据求得的惯性矩, 用定性分析和定量分析相结合的方法, 寻求理想的截面几何形状和尺寸匹配。定性分析用于判断结构的优劣, 定量分析用于确定结构中主要参量的大小, 但定性分析有可能给设计人员带来新的方案构思, 从而有可能促进结构设计中的重要突破。截面几何形状和尺寸的快速确定可用单位特性法。

3.6 箱体的计算机辅助设计 (CAD)

箱体设计中的 CAD 技术主要有两个方面, 一是



用有限元法编程计算箱体的强度和刚度,二是应用绘图软件自动绘制箱体的三维图形、几何造型和零件工作图。

1. 箱体设计中的计算机有限元法 结构复杂而又较为重要的箱体,采用有限元法可以得到较为精确、较为接近实际情况的计算结果。有限元法可计算箱体

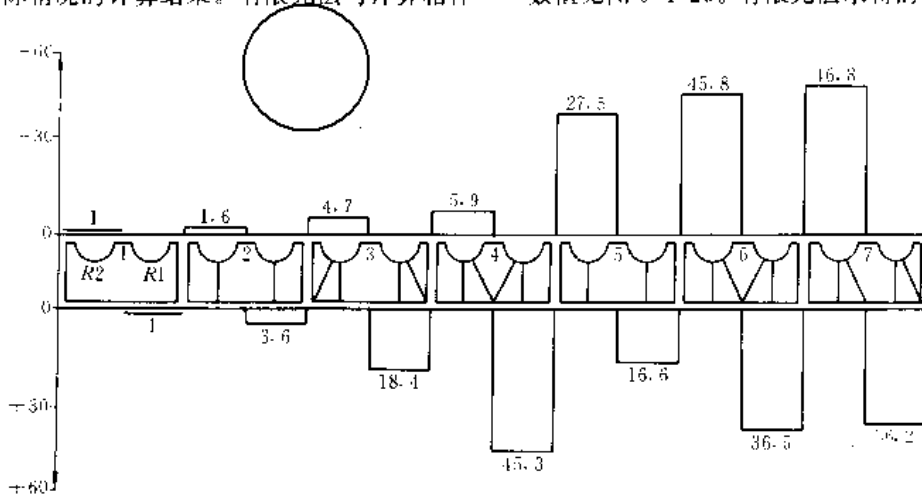


图 9-1-23 减速器座轴承孔的刚度变化

温度场,见图 9-1-24。

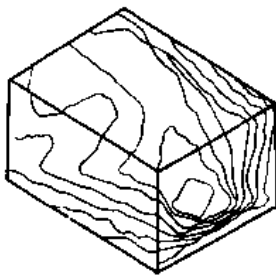


图 9-1-24 车床主轴箱温度场

2. 自动绘制箱体图 运用计算机的几何造型技术,可在屏幕上绘制箱体的线框立体图和外观几何造型图,还可任意成角剖切,体内巡视和贴面处理,在屏幕上进行修改和补充,最后画出零件工作图。程序中的数据能转换成数控(NC)编程系统,生成 NC 程序。

4 箱体的实验

箱体零件在计算过程中作过一些简化,通过简化计算求出的参数有一定的近似性,有的可能会产生较大的失真度,为此,对要求较高的重要箱体还应进行实验。箱体实验可分成两类:一类是基础实验,即材料、工艺和结构方面的实验,主要解决强度及结构合理性的问题,对象是箱体零件;另一类是性能实验,即工作

的静态特性、动态特性和热特性,静态特性是箱体的应力和应变,即强度和静刚度的计算;动态特性包括固有频率、振型和动力响应的计算;箱体热特性主要是指热变形和热应力的计算。用有限元法求得的单级齿轮减速器箱座轴承孔采用不同型式加强肋时的刚度增加系数数值见图 9-1-23。有限元法求得的车床主轴箱箱体的

特性、振动、噪音和稳定性等方面的实验,对象是箱体部件。箱体实验的方式有三种:一是原型实验,即在箱体实物上进行实验,如发动机缸体和汽车变速箱的箱体,加工后要作水压或气压实验,确保箱体部件不会泄漏,又如箱体精度检验和实验应力分析等;二是模型实验,将箱体按比例缩小尺寸制成模型,按相似原理进行实验,模型实验省时又省料,因而可作多种模型比较,进行优化箱体结构和外观造型;三是计算机的几何造型模拟,用于箱体的结构分析和外观造型研究,速度快,修改及时,但设备和技术要求较高。

1. 箱体零件的检验 箱体零件检验的主要项目有:

- (1) 表面的粗糙度和外观;
- (2) 孔的尺寸精度;
- (3) 孔和平面的几何形状精度;
- (4) 孔系的相互位置精度。

高精度箱体需用精密量具,孔系的同轴度通常用检验棒并辅以百分表检验,孔径较大时,可用准直仪和测量桥检验。箱体的平面几何形状精度可用水平仪、准直仪、平尺、平台和百分表组合进行检验。

设备条件允许时,可用三坐标测量仪检验主轴箱和变速箱箱体的以上各项,三坐标测量仪上只要找正基面,箱体安装正确,能很方便地测出各测点的测量值,不仅效率高,还可减少人为读数误差,保持精度检



验的稳定性。

2. 箱体的实验应力分析 箱体实验应力分析主要采用应变电测法和光测法。应变电测法中,应用较广泛的是电阻应变片电测法,此法对箱体应变的测量系统由电阻应变片、电阻应变仪和记录器三部分组成,电阻应变片将箱体的应变转换成电阻的变化,通过电阻应变仪将电阻的变化转换成应变读数,或转换成电压和电流的变化,记录所得数据,经过换算即可求得箱体的应变值。光测法中应用较多的是光弹性法,它是用有特殊光学性能的透明塑料制成箱体模型,将模型置于偏振光场中,利用被测模型变形后会起某些光学量变化的现象,用光学方法采集实验数据的实验方法,它有二维和三维光弹性法及全息光弹性法等。

3. 箱体的模型实验 实验用箱体模型的设计以相似理论为基础,设计的根据是三个重要的相似定理:一是彼此相似的现象,其相似指标等于1;二是描述任何现象性质的变量和参数之间的关系方程式为: $f(\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_n) = 0$, π 为相似准则;三是判断现象相似的

必要充分条件是单值条件相似和同名的决定性相似准则相等,单值条件是指从一群现象中根据某一现象的特性,能将它从一群现象中区分出来的那些条件,参见基础理论卷第3篇第1章。

箱体实验模型设计中要注意的几个问题:

(1) 选择模型材料时,在满足有关相似准则的同时,要求材料的弹性模量 E 值要小,这样,可用较小的作用力得到较大的变形,在规定的实验载荷内,材料要服从虎克定律,材料强度要好,泊松比与原形材料接近,材料还要易于加工,经济性要好。常用材料有:有机玻璃、聚氯乙烯和环氧树脂等;

(2) 模型各部分尺寸应按几何相似系数确定,几何相似系数一般与单值相似条件相符,理论上其大小可任意选取,也就是实验模型尺寸可以任意选取;

(3) 箱体模型的结构设计应作适当简化,箱体原型一般结构较复杂,实验模型应当简化,简化后,除制造方便外,要在结构性能上,尤其是力学特性参数,模型与原型应保持一致或保持相似。

第2章 导轨

1 概述

1.1 导轨的功用和导向原理

导轨主要用来支承和引导运动部件沿着一定的轨迹运动。两个作相对运动的部件构成一对导轨副,其中,不动配合面称为固定导轨或静导轨,运动的配合面称为运动导轨或动导轨。在运动导轨(如工作台)和固定导轨(如床身)之间一般只允许有一个自由度。常用的导轨形式见图 9-2-1。在动导轨活动范围很小的情

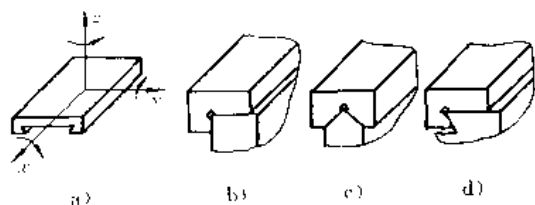


图 9-2-1 导轨形式

况下,可设计成单层多自由度导轨,见图 9-2-2。该工作台 1 用滚珠支承在底座 2 上,当转动手轮 3 时,工作

台沿 x 方向移动;同步转动手轮 4 和 5,工作台沿 y 方向移动;转动手轮 4 或 5,可使工作台绕 z 轴转动。

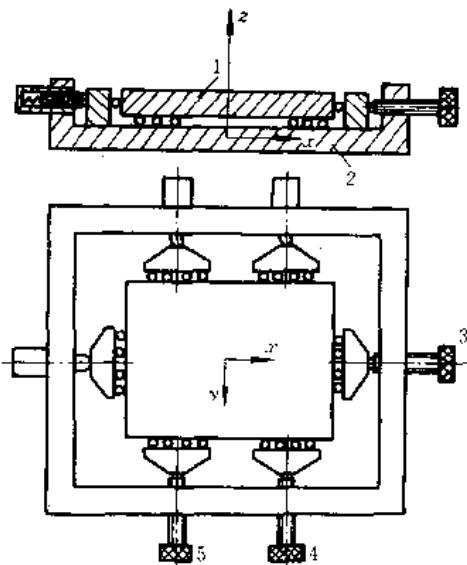


图 9-2-2 单层多自由度导轨

1—工作台 2—底座 3、4、5—手轮



1.2 设计导轨的基本要求

导轨设计的主要内容有:选择导轨的结构类型、截面形状及其组合形式;确定结构参数及尺寸;必要的计算和校核;确定导轨的间隙、公差和精度要求;选择导轨磨损后的补偿方式和调整装置;选择导轨材料、表面加工方法和硬度值等;确定导轨的润滑方式和设计润滑系统;设计防护装置等。

设计导轨的先决条件:导轨的用途,导轨行程,导轨运动速度和往复运动的频率,导轨受力的大小、方向和变化情况,导向精度和定位精度要求,安装位置,工作寿命,工作环境和条件,如是否允许使用润滑油,工作环境温度变化情况、热源影响、是否有腐蚀介质、空气洁净程度和机架是否受振动的影响等;对成本的要求,保养维护条件,美观要求,加工条件和工艺要求等。

导轨设计的基本要求:

(1) 导向精度。导向精度是指动导轨沿静导轨运动时其运动轨迹的准确程度。影响导向精度的主要因素有导轨承导面的几何精度、导轨的结构类型、导轨副的接触精度、表面粗糙度、导轨和支承件的刚度、导轨副的油膜厚度、油膜刚度以及导轨和支承件的热变形等。

直线运动导轨的几何精度一般包括导轨在垂直平面、水平平面内的直线度和两条导轨面间的平行度或两导轨面间横向某长度的扭曲值,见图9-2-3。其精度要求可以用导轨全长上的误差 Δ 或单位长度上的误差 δ 表示。

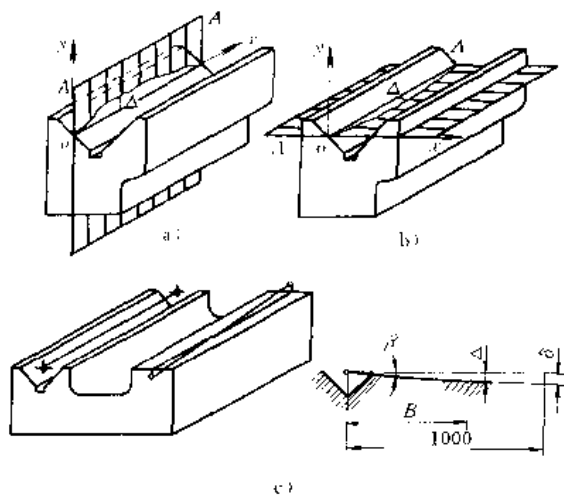


图9-2-3 直线导轨的几何精度

- a) 垂直平面内的直线度 b) 水平平面内的直线度
c) 两条导轨面间的平行度

差 δ 表示。

(2) 精度保持性。导轨精度的保持性主要取决于导轨的耐磨性和导轨材料的尺寸稳定性。耐磨性与导轨副的材料匹配情况、受力情况、加工精度、润滑方式及防护装置的性能等因素有关,导轨及其支承件的残余应力等会影响导轨的精度保持性。

(3) 移动灵敏度和定位精度。移动灵敏度指工作台完成一次移动能达到的最短距离,定位精度指工作台按要求由运动状态停止在某一指定点的能力。灵敏度和定位精度与导轨类型、摩擦特性、运动速度、传动刚度、移动件质量等因素有关。

(4) 低速运动的平稳性。导轨低速运动的平稳性,指导轨在低速运动或微量移动时不发生爬行现象。它与导轨的结构、导轨副材料匹配、润滑状况、润滑剂性质及导轨运动传动系统的刚度等因素有关。

(5) 抗振性和稳定性。抗振性主要指抗受迫振动的能力,而稳定性是指抵抗自激振动的能力。对于闭环控制的数控机床,不仅要求导轨的起动、制动跟踪灵敏度高,还要求有适当的粘滞阻尼特性,以防止在起动、制动过程中发生不稳定现象。

(6) 刚度。导轨受力后的变形将影响部件之间的相对位置和导向精度,这对于高精度机械和仪器尤为重要。导轨变形有导轨本体的变形和动导轨与静导轨接触部位的接触变形,应分别考虑。

(7) 结构工艺性。在满足设计要求的前提下,应尽量作到制造和维修方便,成本低廉等。

(8) 对温度变化的适应性。环境温度变化和机械局部热源产生的不均匀的温度场,都会引起导轨变形,导轨应有较好的适应能力。

1.3 常用导轨的类型及其技术特性 (表9-2-1)

2 滑动导轨设计

2.1 滑动导轨的结构型式及其选择

2.1.1 直线滑动导轨的截面型式

直线滑动导轨一般由若干个平面组成,为便于制造、装配和检验,平面数应尽量少。选择截面型式时要注意:

(1) 导轨磨损量随表面比压增加而增加,设计时应尽可能使导轨面垂直于载荷作用力。



表 9-2-1 常用导轨的类型及其技术特性^[15]

类 型	工作原理和摩擦特性	导向精度	灵敏度和定位精度	低速运动平稳性	精度保持性	抗振性和稳定性	备 注
滑 动 导 轨	整体式 导轨副的工作面是混合摩擦状态;静动摩擦系数差较大;低速时摩擦系数随速度增加而减小	采用精铣磨削或刮研可达到较高的几何精度	较差,不采用减摩措施时,定位精度为 0.01~0.02mm	低速(1~60mm/min)时易产生爬行	导轨表面淬火可将耐磨性提高 1~2 倍	好	1. 结构简单,制造容易,维护简便,成本低 2. 广泛用于普通精度的机械
	镶装式 采用镶铜、有色金属或塑料板,改变其摩擦特性并增加其耐磨性		一般比整体式的好	一般	比整体式好		
	贴(涂)塑式 由工程塑料构成滑动导轨表面,与金属制静导轨的摩擦系数较小,只随着速度增加而略微增加,但承载能力较差		用聚四氟乙烯软带时定位精度可达 0.002mm	无爬行	好		1. 结构简单,制造容易,维修简便,制造成本较低 2. 静导轨常采用镶钢式 3. 广泛应用于精密和重型机械,也常用于旧机器导轨的大修
	卸荷式 利用机械式或液压方式卸荷,只剩一部分载荷作用在主导轨面上		比整体式好	比整体式好	较好		
液 体 静 压 导 轨	液体 压力油通过节流器进入导轨承压面,在任何速度下均使导轨呈液体摩擦状态,油膜承载能力大	油膜具有均化误差的作用,可提高导向精度达(0.001~0.006mm)/1000mm	微量移动定位精度为 0.002mm 摩擦系数很小为混合摩擦的几分之一	低速运动无爬行,低速移动准确均匀	导轨无磨损,精度保持性好	静压油膜有吸振能力	1. 制造复杂,调试麻烦 2. 需要一套供油和回油系统 3. 用于大型、重型和精密的机械,如数控机床
	气体 用压缩空气经节流器进入导轨腔内,形成厚约 0.02~0.025mm 厚的气垫,摩擦系数比液压静压低,承载量小	空气介质有很好的冷却作用,减小导轨热变形;导向精度很高,可达 0.00025mm/300mm	很高,定位精度可达 0.125μm 重复精度 0.025μm	很好	导轨副无金属接触,还可以用空气起净化作用	可采用花岗岩作机身,可起隔振作用	1. 需要一套供气系统,承载能力低,结构比液体静压导轨简单 2. 多用于数控坐标工作台、坐标测量机等
	液体动压 利用导轨面间的相对运动形成压力油楔,将导轨浮起,形成液体摩擦状态	有“浮升”现象,导向精度一般	一般	不能用于低速	起动及停止时速度低,不能建立动压,有磨损	油膜有吸振能力	只适用于高速运动的主运动导轨,如立式车床的圆周运动导轨

此星公司制作 请尊重作者版权



(续)

类型	工作原理和摩擦特性	导向精度	灵敏度和定位精度	低速运动平稳性	精度保持性	抗振性和稳定性	备注	
滚动导轨	普通	在导轨面间放置滚动元件或标准滚动组件,使导轨副形成滚动摩擦。适用于高速、高灵敏度的机械或仪器	导向精度与导轨面和滚动元件的精度有关,可达较高精度,高速时无浮升现象	适当预加载荷,定位精度可达 $0.1\sim 0.2\mu\text{m}$	低速时无爬行,但如预加载荷过大,可造成灵敏度降低,甚至出现爬行	维护良好时工作寿命长,滚动体一般可运行 $10^5\sim 10^6\text{m}$ 淬火钢导轨修理周期12~15年	较差	1. 制造复杂,导轨尺寸越大成本越高,使用维护简单 2. 对脏物比较敏感,因此必须有良好的防护装置
	滚动体循环式						1. 有多种型号的滚动导轨支承、滚动导套和直线滚动导轨副 2. 多用于精密机械导轨	
其他导轨	滚动、贴塑复合式	综合了滚动贴塑-镶钢导轨的优点。既有灵敏度高又有塑料导轨粘性阻尼的特性	高	较高	无爬行	好	好	用于大型精密机械
	弹簧导轨	利用弹簧的弹性变形来控制微小的位移,其摩擦极小,工作平稳可靠	一般	高	好	无磨损	低	用于微小位移的精密仪器
	磁浮导轨	利用磁场的相互作用产生推力,将导轨浮起,导轨面不接触,无摩擦	较高	高	好	好		用于航天仪器及磁浮列车等

(2) 导轨磨损后对导向精度的影响要小。

常用直线滑动导轨的截面形式及其特点见表9-2-2。




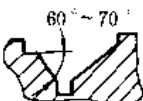

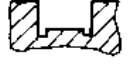

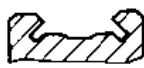


当移动部件的尺寸较小,为细长条状或行程较小时,可将导轨作成封闭形。常用全封闭式滑动导轨的截面型式见表9-2-3。

2.1.2 直线滑动导轨的组合

导轨副的导轨面较窄,一般都采用两条导轨来承受载荷和进行导向。在重型机械上,可采用3至4条导轨。常用滑动导轨组合形式见表9-2-4。



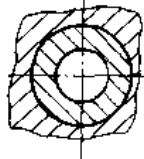
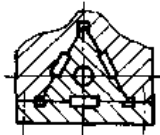
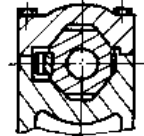
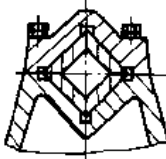
表 9-2-2 常用直线滑动导轨的截面型式

截面型式	凸形①	凹形②	结构特点
三角形导轨 (V形导轨)	对称 		导向精度高, 不会产生问歇, 能自动补偿磨损。一般选取三角形顶角 $\alpha = 90^\circ$ ③, 对于重型导轨, 因承受垂直载荷大, 采用较大的顶角 $\alpha = 110^\circ \sim 120^\circ$ 。当水平力大于垂直力, 两侧重力分布不均匀时, 采用不对称导轨
	不对称 		
矩形导轨 (平导轨)			承载能力大, 制造方便。必须留有侧向间隙。不能自动补偿磨损, 用镶条调整时, 会降低导向精度。应注意导轨的保护
燕尾形导轨			尺寸紧凑, 适用于要求高度小、导轨层数多的情况。可构成闭式导轨。用一根镶条可以调整各面的间隙。刚度比矩形导轨小
圆柱形导轨			制造简单, 抗弯刚度小, 主要用于受轴向载荷的导轨。适用于同时作直线和转动运动的场合

注: 摘自参考文献 [15] 125 页、[16] 210 页。

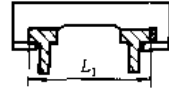

- ① 凸形作为下导轨时, 有利于排除污物, 不易保存润滑油, 只宜于低速。
- ② 凹形作为下导轨时, 易存润滑油, 须注意导轨的防护。
- ③ 当三角形导轨顶角小于 90° 时, 横截面积减小, 也不便于刮研; 若顶角大于 90° , 其导向性变差; 顶角越小, 其当量摩擦系数越大。

表 9-2-3 常用全封闭式滑动导轨的截面型式

截面型式	简图	结构特点
圆形		制造简单, 易达到精密的配合。磨损后调整间隙不便。为防止转动, 需加导向键, 不能承受大的扭矩
三角形		磨损后可刮研结合面调整间隙, 能承受一定的扭矩
菱形		能承受较大的扭矩, 可修刮结合面或用两根镶条调整间隙。菱形导轨的对中性比矩形导轨好, 因而导向性能好。菱形导轨有较高的刚度
矩形		

注: 摘自参考文献 [15] 125 页, [17] 547、548 页。

表 9-2-4 常用滑动导轨组合型式

截面组合型式	简图	结构特点
双矩形组合	宽式 	承载能力大, 制造简单。导向面之间的距离 L_1 较大, 受热后膨胀量较大, 导轨的导向精度和性能不如窄式组合好。侧导向面用镶条调整间隙, 使接触刚度降低, 受力时易偏转而降低精度
	窄式 	



(续)

(续)

截面组合型式	简图	结构特点
双三角形组合		两个三角形导轨同时起支承和导向作用, 对两导轨平行度要求高。能自行补偿垂直及水平方向的磨损。导向精度高, 对温度变化敏感。为保证四个工作面都能良好接触, 可将其中一个三角形导轨设计成浮动形式(浮动导轨不起导向作用)
三角形和矩形组合		导向精度高, 不须镶条。加工和装配都比较简便, 三角形导轨磨损较快。当存在偏载时, 不易保证水平面内的导向精度, 驱动元件不宜放在三角形-矩形导轨的中央, 而常放在偏向三角形导轨一侧, 因三角形导轨摩擦力较大
燕尾形和矩形组合		用矩形导轨承受较大的倾覆力矩产生的压力, 用燕尾形导轨作侧导向面, 可减少压板的接触面, 调整间隙简便
三角形和燕尾形组合		组合成闭式导轨的接触面数目较少, 便于调整间隙。三角形导轨能承受水平和垂直方向的载荷, 同时又能起导向作用, 导向精度高。加工和测量都比较复杂

截面组合型式	简图	结构特点									
双三角形对顶组合		保持一定宽度时, 具有足够的刚度, 能承受各方向的作用力。当导轨采用装配式结构时, 导轨本身具有镶条和压板的作用, 移动一个导轨即可调整间隙。因运动部件悬挂在两条导轨上, 承重不宜过大									
双圆柱形组合		结构简单, 侧柱面既是导向面又是支承面。导轨刚性较差。磨损后不易补偿									
圆柱形与矩形组合		对圆柱中心线位置精度要求比双圆柱组合的低。可在矩形导轨的两侧面加镶条调整									
三条矩形		承载能力大, 便于制造。用中间导轨的两侧垂直面导向, 用镶条调整其侧面间隙, 因此导向精度较差									
多条导轨组合	<table border="1"> <tr> <td>中央三角形</td> <td></td> <td>用中央三角形导轨导向, 能自动补偿磨损, 不用镶条, 导向精度高。比三条矩形组合工艺性差</td> </tr> <tr> <td>两条不对称三角形和矩形</td> <td></td> <td>将牵引装置(螺旋或齿条等)布置在两条凸三角形导轨之间, 可减少偏转, 提高精度。不需要镶条, 工艺性差</td> </tr> <tr> <td>形和矩形</td> <td></td> <td>承载能力大。不用镶条, 导向精度高。工艺性差</td> </tr> </table>	中央三角形		用中央三角形导轨导向, 能自动补偿磨损, 不用镶条, 导向精度高。比三条矩形组合工艺性差	两条不对称三角形和矩形		将牵引装置(螺旋或齿条等)布置在两条凸三角形导轨之间, 可减少偏转, 提高精度。不需要镶条, 工艺性差	形和矩形		承载能力大。不用镶条, 导向精度高。工艺性差	
中央三角形		用中央三角形导轨导向, 能自动补偿磨损, 不用镶条, 导向精度高。比三条矩形组合工艺性差									
两条不对称三角形和矩形		将牵引装置(螺旋或齿条等)布置在两条凸三角形导轨之间, 可减少偏转, 提高精度。不需要镶条, 工艺性差									
形和矩形		承载能力大。不用镶条, 导向精度高。工艺性差									

注: 1. 各种截面组合的接触刚度, 由大到小的顺序为: 双矩形、双三角形、对称三角形和矩形、不对称三角形和矩形、燕尾形导轨。但应注意, 由于矩形导轨磨损后不能自动消除间隙, 其刚度减小速度要比双三角形及矩形和三角形组合的导轨快。
 2. 摘自参考文献 [15] 127~128 页, 参考文献 [17] 549~551 页。

此星公司制作 请尊重作者版权



2.1.3 圆周滑动导轨

圆周导轨既要保证良好的回转精度，又要承受较大的力和倾覆力矩。因此，其截面型式要与主轴的结构综合考虑。常用截面型式见表 9·2-5。

表 9·2-5 常用圆周滑动导轨的截面型式

截面型式	简图	结构特点
平面圆导轨		能承受较大的轴向力，但不能承受径向力。允许工作台自由热变形。便于刮研。便于镶装耐磨材料
锥形圆导轨		轴向刚度较大，能承受一定的径向力，导向性比平面圆导轨好。允许工作台热变形。必须保证锥面与主轴的同轴度
三角形圆导轨		能受较大的径向力、轴向力和一定的倾覆力矩。易存油，润滑条件好。热变形会引起导轨面接触不良，甚至卡死。工艺性较差，刮研困难

注：摘自参考文献 [16] 553 页。

2.2 滑动导轨间隙的调整

2.2.1 镶条和压板的结构型式

导轨结合面除在装配时进行调整外，使用后，有磨损时还需要调整。

用镶条来调整矩形和燕尾形导轨的间隙时，把镶条布置在受力较小的一侧。压板用于调整辅助导轨的间隙，并承受倾覆力矩。常用镶条和压板结构型式见表 9·2-6。

矩形导轨压板的尺寸，当压板厚度 $h < 16\text{mm}$ 时，压板螺钉直径可取 $d = h$ ；当压板厚度 $h \geq 20\text{mm}$ 时，取 $d = (0.7 \sim 0.8)h$ 。当压板受力较大或导轨工作长度较短时，可取压板长度等于导轨长；当压板受力不大或导轨工作长度较长时，只需在导轨的两端或中间受力区装短压板。该压板长度可取为导轨长度的 $1/4 \sim 1/3$ 。

表 9·2-6 常用镶条和压板结构型式

结构型式	简图	结构特点
平镶条		镶条各面彼此平行。用紧定螺钉使镶条横向移动来调整间隙。沿镶条全长只有几点受力，接触刚度差。制造简单
斜(楔)镶条		镶条的一面有斜度。使镶条纵向移动来调节间隙。镶条与导轨面间的接触刚度好。制造较难
燕尾形导轨用梯形镶条		刚度好。可垂直于运动方向进行装配。调节较麻烦
压板		结构简单。调整间隙时可采用磨削或刮配、用调节螺钉或调整垫片
压板镶条		在 T 形压板与运动部件的内侧放置斜镶条，利用螺钉调整镶条位置改变间隙大小。结构简单

注：摘自参考文献 [18] 354 页，[16] 213~214 页。

2.2.2 导轨夹紧装置

有些导轨(如非水平放置的导轨)在移动之后，要求将它的位置固定，因而要用专用的锁(夹)紧装置。常用的锁紧方式有机锁紧和液压锁紧。

液压锁紧装置见图 9·2-4，此种结构比液压活塞式夹紧装置简单、密封可靠。

大夹紧力导轨锁紧装置见图 9·2-5。在滑板上有一个长槽，锁紧杆穿过长槽上端装有锁紧块。在没有油压时 ($p=0$)，由碟形弹簧产生的力使螺钉拉紧，有油压时可使锁紧装置松开。这种结构可防止液压系统失效时锁紧装置松脱。



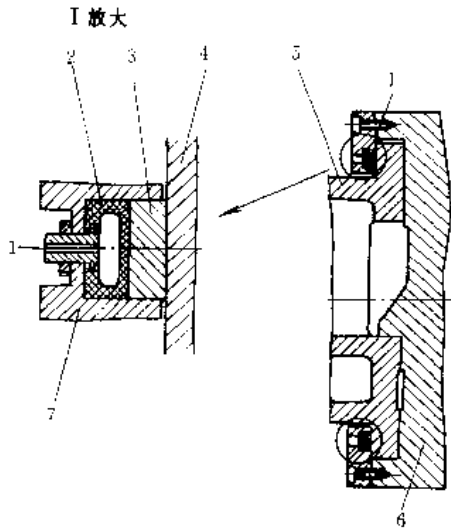


图 9-2-4 液压锁紧装置

- 1—进油口 2—锁紧元件 3—锁紧块
4、5—横梁 6—横刀架 7—压板

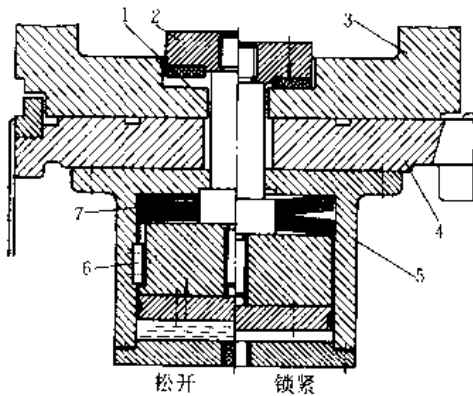


图 9-2-5 大夹紧力导轨锁紧装置

- 1—长槽 2—锁紧块 3—滑板 4—床身
5—锁紧装置 6—防活塞旋转键 7—碟形弹簧

2.3 滑动导轨的设计计算

2.3.1 导轨面的比压计算

为便于工程计算,作如下基本假设:导轨长度远大于其宽度,沿导轨面宽度方向比压均匀分布;导轨所在部件的刚度很高,可只考虑接触变形的影响,受力后导轨面仍保持为平面;沿导轨面长度方向上的接触变形呈线性分布;导轨面的比压与接触变形成正比。

导轨面上所受的外载荷和自重可以简化为一个垂直作用在导轨中部的集中力 F 和一个倾覆力矩 M ,见图 9-2-6。

导轨面平均比压

$$p_m = \frac{F}{S} \quad (\text{MPa})$$

$$S = La \quad (\text{mm}^2)$$

式中 F 作用在导轨面上的法向力 (N);
 S 动导轨的承载面积 (mm^2);
 L — 导轨接触面长度 (mm);
 a — 导轨接触面宽度 (mm)。

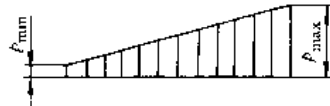
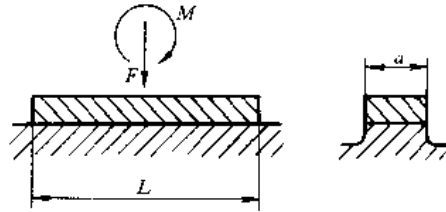


图 9-2-6 导轨的比压

主导轨面最大比压 (当 $\frac{M}{F} > \frac{L}{6}$, 采用压板时)

$$p_{\max} = p_m (k_m + k_{\Delta}) \quad (\text{MPa})$$

$$m = \frac{a'}{\xi a}$$

式中 k_m — 考虑压板和辅助导轨面的影响系数,见图 9-2-7a;

a' — 压板和辅助导轨面的接触宽度 (mm);

ξ — 考虑压板弯曲的系数,在多数情况下取 $\xi = 1.5 \sim 2$; 当压板上的比压 $p \leq 0.3 \text{MPa}$ 时,取小值;当压板较短,比压较大 ($p = 1 \sim 1.5 \text{MPa}$) 时,取大值;

M — 导轨面所受力矩 (N·mm);

k_{Δ} — 间隙影响系数,见图 9-2-7b。

在图 9-2-7 中, Δ 压板与导轨的间隙,对于中型普通机床,可取 $\Delta = 20 \sim 30 \mu\text{m}$; C — 接触柔度 (按表 9-2-7 选取) ($\mu\text{m}/\text{MPa}$)。

表 9-2-7 铸铁直线运动导轨的接触柔度 C
($\mu\text{m}/\text{MPa}$)

平均比压 (MPa)	导轨宽度 (mm)		
	≤ 50	≤ 100	≤ 200
≤ 0.3	8~10	15	20
> 0.3	4~6	7~9	10~12



当导轨上只有倾覆力矩 M 作用时 ($F=0$)

$$p_{max} = p_m (k_m + k_{\Delta}) \quad (\text{MPa})$$

$$p_m = \frac{6M}{aL^2}$$

式中 k_{Δ} 系数 (按图 9-2-7d 选取);

k_m 系数 (按表 9-2-8 选取)。

辅助导轨面最大比压

$$p_{max}^* = k' p_{max} \quad (\text{MPa})$$

式中 k' 系数 (按表 9-2-8 选取)。

表 9-2-8 系数 k_m 和 k'

m	0.05	0.1	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	2	5	10
k_m	3.7	2.1	1.6	1.3	1.15	1.06	1	0.86	0.72	0.66
k'	4.5	3.25	2.25	1.6	1.3	1.12	1	0.7	0.45	0.32

铸铁导轨的许用比压按表 9-2-9 选取,

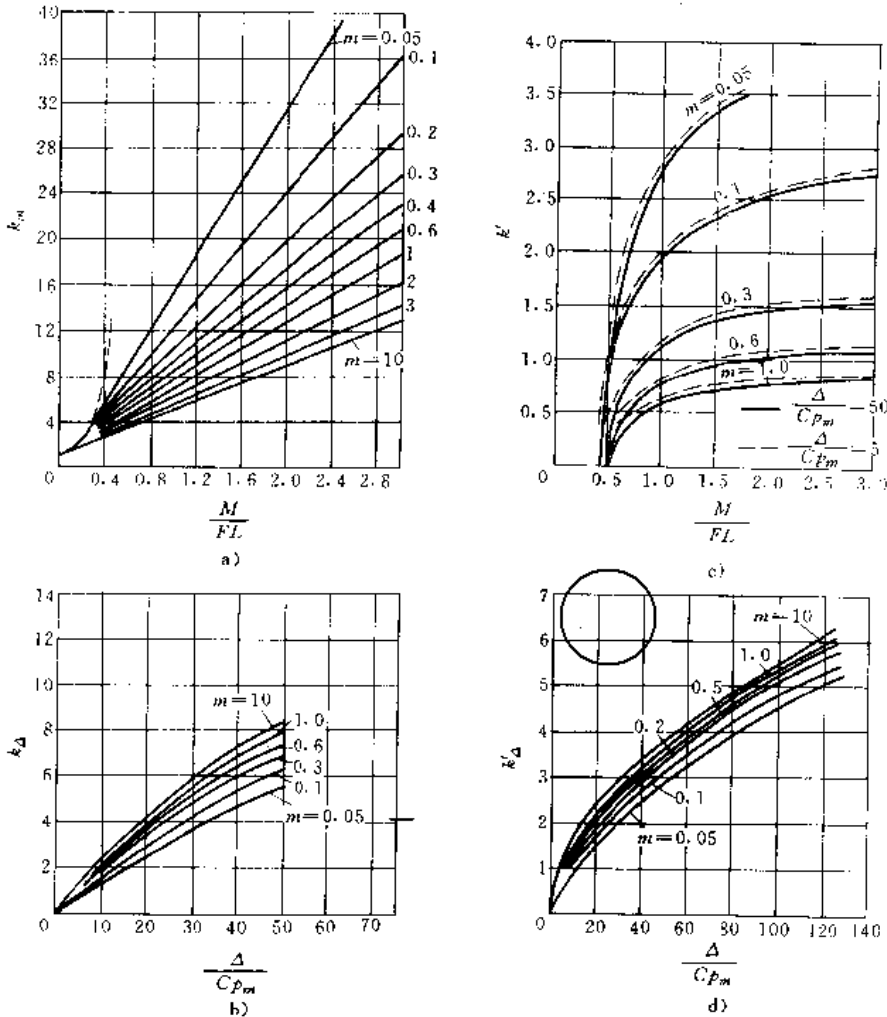


图 9-2-7 确定系数 k_m 、 k_{Δ} 、 k' 和 k'_{Δ} 的线图

表 9-2-9 铸铁导轨的许用比压^[16] (MPa)

导轨种类	机器类型举例	许用平均比压 $[p_m]$	许用最大比压 $[p_{max}]$
直线运动导轨	主运动导轨和滑动速度较大的进给运动导轨	中型机床 0.4~0.5	0.8~1.0
		重型机床 0.2~0.3	0.4~0.6
	滑动速度低的进给运动导轨	中型机床 1.2~1.5	2.5~3.0
		重型机床 磨床 0.5 0.025~0.04	1.0~1.5 0.05~0.08



(续)

导轨种类	机器类型举例	许用平均比压 $[\rho_m]$	许用最大比压 $[\rho_{max}]$
主运动和滑动速度较大的圆周运动导轨	导轨直径 $D < 3m$	0.4	
	导轨直径 $D > 3m$	0.2~0.3	
	环状	0.15	

注：1. 钢对铸铁时，用表中的许用值；钢对钢时，许用比压应提高 20%~30%。

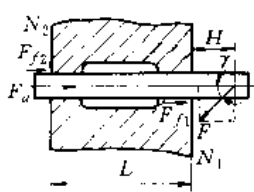
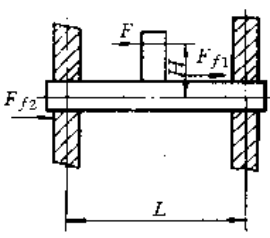
2. 以固定切削规范工作的专用机床，许用比压应减小 25%。

2.3.2 不自锁条件和导轨副间隙计算

的方向和作用点的位置，避免发生自锁。其验算公式见表 9-2-10。

当初定导轨的结构型式和尺寸后，应注意作用力

表 9-2-10 滑动导轨不自锁条件^[20]

简图	受力情况	不自锁条件	备注
	作用力 F 在导轨轴线平面内，且与导轨运动方向成 γ 角	轴向力 $F_a = 0$ $\tan \gamma < \frac{L}{f_v(2H+L)}$ 令 $\lambda = \frac{L}{H}$ 上式化为 $\lambda > \frac{2f_v \tan \gamma}{1 - f_v \tan \gamma}$ 轴向力 $F_a \neq 0$ $F > \frac{F_a}{\cos \gamma} \cdot \frac{f_v \sin \gamma (2H+L)}{L}$	运动件的径向尺寸不计 f_v —当量摩擦系数 H —力作用点与导轨最近支承点的距离 L —导轨面支承点的最近距离
	作用力 F 平行于导轨轴线，与轴线的距离为 H	$2f_v \frac{H}{L} < 1$ 或 $\frac{H}{L} < \frac{1}{2f_v}$	为使导轨灵活，希望 $\frac{H}{L}$ 值小一些
		对于 T 型和矩形导轨可取 $\frac{H}{L} < 2$	$f_v = f$ f —滑动摩擦系数
		对于圆形导轨，可取 $\frac{H}{L} < 1.5$	$f_v = \frac{f}{\pi}$
		对于燕尾形导轨，可取 $\frac{H}{L} < 1$	$f_v = \frac{f}{\cos \alpha_v}$ 一般取 $\alpha_v = 60^\circ$

2.3.3 校核温度变化对导轨间隙的影响

图 9-2-8 中，导轨导向面间距离为 L ，当导轨温度变化较大时，导轨间隙变化较大，影响工作性能，应进行验算。若装配导轨时温度为 t_0 （一般取为 20°C ），导轨间隙为 Δ_0 ，当温度升高到 t 时，导轨间隙

$$\Delta_t = \Delta_0 + (a_2 - a_1)(t - t_0)L \times 10^3 \quad (\mu\text{m}) \quad \Delta_{min} > 0$$

式中 a_1 ——被包容件材料的线膨胀系数 ($1/^\circ\text{C}$)；

a_2 ——包容件材料的线膨胀系数 ($1/^\circ\text{C}$)。

上式中 Δ_t 有最大值 Δ_{0max} 和最小值 Δ_{0min} ， t 可大于 t_0 或小于 t_0 ，又由于包容件和被包容件材料有不同的搭配， Δ_t 可能为正值或负值。由此，可以求得 Δ_t 的最大值 Δ_{0max} 和最小值 Δ_{0min} 。一般要求：



$$\Delta_{\text{max}} < [\Delta_{\text{max}}]$$

式中 $[\Delta_{\text{max}}]$ —— 导轨允许最大间隙 (μm)。

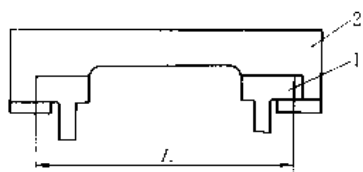


图 9-2-8 温度变化对导轨间隙的影响

1—被包容件 2—包容件

当温度差为 10C 时, 不同材料搭配组成的导轨副间隙的变化量见表 9-2-11。

【例 9-2-1】 导轨副的材料包容件为青铜, 被包容件为钢, 其配合尺寸 $L=30\text{mm}$, 求温度变化为 $t-t_0=-40\text{C}$ 时的间隙变化量。

解 由表 9-2-11 查得, 当 $t-t_0=10\text{C}$, $L=10\text{mm}$ 时, $\Delta_1-\Delta_0=0.6\mu\text{m}$, 现在 $t-t_0=-40\text{C}$, $L=30\text{mm}$, 间隙变化量为

$$\Delta_1-\Delta_0=0.6\left(\frac{-40}{10}\right)\left(\frac{30}{10}\right)=-7.2\mu\text{m}$$

即间隙将减小 $7.2\mu\text{m}$

表 9-2-11 不同材料组成的导轨副的间隙变化量 (μm)

包容件材料 \ 被包容件材料	青铜	硬铝	黄铜	铜	聚乙烯	钢	玻璃	氟塑料	铸铁
青铜	--	0.5	0.05	-0.1	8~78	-0.6	-1.3	4~9	-0.77
硬铝	-0.5	--	-0.45	-0.6	7.5~78	-1.1	-1.8	3.5~8.5	-1.27
黄铜	-0.05	0.45	--	-0.15	8~78	-0.65	-1.35	4~9	-0.82
铜	0.1	0.6	0.15	--	8.1~78	-0.5	-1.2	3.9~8.9	-0.67
聚乙烯	-(8~78)	-(7.5~78)	-(8~78)	-(8.1~78)	--	-(8.6~79)	-(9.3~79)	-(4~69)	8.8~7.9
钢	0.6	1.1	0.65	0.5	8.6~79	--	-0.7	4.6~9.6	-0.17
玻璃	1.3	1.8	1.35	1.2	9.3~79	0.7	--	5.3~10.3	0.53
氟塑料	-(4~9)	-(3.5~8.5)	-(4~9)	-(3.9~8.9)	4~69	-(4.6~9.6)	-(5.3~10.3)	--	-(4.8~9.8)
铸铁	0.77	1.27	0.82	0.67	-(8.8~79)	0.17	-0.53	4.8~9.8	--

注: 1. 表中数值 $=\Delta_1-\Delta_0=(\alpha_2-\alpha_0)(t-t_0)L\times 10^3(\mu\text{m})$ 。

2. 表中数值按 $t_2-t_1=10\text{C}$, $L=10\text{mm}$ 求得。

2.4 滑动导轨的材料

2.4.1 对滑动导轨材料的要求

(1) 耐磨性。在导轨不封闭、动导轨频繁停歇和反向、润滑不良的情况下, 导轨面的磨损较高而且不均匀。在润滑剂洁净, 不发生擦伤的条件下, 处于混合摩擦区段的滑动导轨表面出现的磨损可以认为是正常磨损。滑动导轨材料匹配及其相对寿命值见表 9-2-12。

表 9-2-12 滑动导轨材料匹配及其相对寿命^[15]

导轨材料匹配 (动导轨/静导轨)	相对寿命
铸铁/铸铁 (均为普通铸铁)	1
铸铁/淬硬铸铁	2~3
铸铁/淬硬钢	>5~10
淬硬铸铁/淬硬铸铁	4~5
铸铁/镀铬或喷涂钼铸铁	3~4

(2) 摩擦特性。在设计滑动导轨时, 为避免在低



速运动时出现爬行,除合理选用润滑剂及加强传动系统的刚度以外,要求导轨副的静摩擦和动摩擦系数差以及滑动速度对动摩擦系数的影响都要小。表9-2-13为灰铸铁 HT200 与不同材料匹配时的摩擦系数。

表 9-2-13 滑动导轨材料的摩擦系数^[21]

材料及热处理	静摩擦系数				动摩擦系数							
	静止接触时间				滑动速度 (mm/min)							
	2s	10min	1h	16h	0.8	5	20	110	360	530	720	1200
灰铸铁 HT200, 180HBS	0.27	0.27	0.28	0.30	0.22	0.19	0.18	0.17	0.12	0.08	0.05	0.03
灰铸铁 HT200, 45HRC	0.27	0.27	0.28		0.23	0.18	0.17	0.13	0.10	0.08	0.05	0.02
钢 45, 50HRC	0.30	0.30	0.32	—	0.28	0.25	0.22	0.18	0.15	0.10	0.08	0.05
青铜 ZQSn6 6 3	—	—	—	—	0.22	0.20	0.18	0.17	0.12	0.10	0.07	0.03
锌合金 ZnAl10-5	0.19		0.25	—	0.15	0.14	0.12	0.11	0.07	0.04	0.03	0.02
轴承合金 (白合金)	0.24	0.34	0.38	—	0.21	0.19	0.17	0.15	0.10	0.08	0.05	0.02
夹布胶木	0.33	0.35	0.37	0.40	0.27	0.20	0.20	0.18	0.13	0.12	0.10	0.07
聚四氟乙烯	0.05	0.05	0.05	0.06	0.03	0.03	0.03	0.03	0.04	0.04	0.04	0.05

注: 1. 本表数据是在试验压力为 0.2MPa, 使用 45 号机械油润滑条件下测得。

2. 匹配材料为灰铸铁 HT200。

(3) 尺寸稳定性。导轨在加工和使用过程中,因剩余应力而产生的变形,温度和湿度的变化,都会影响几何尺寸的稳定性。对于塑料导轨,除了材料的线膨胀系数大、导热性差、易吸湿外,还存在冷流性和常温蠕变性大的问题。

(4) 工艺性好,成本低。

2-4-2 常用的滑动导轨材料

铸铁是应用最广泛的滑动导轨材料,它具有良好的耐磨性和抗振性。铸铁导轨常与支承部件或支座制成一体。常用铸铁导轨材料的技术特性和要求见表 9-2-14。

为增强导轨的抗磨损能力,可将铸铁导轨表面淬火、镀铬或喷涂钼等。

对于灰铸铁 HT200 或 HT300,若采用高频淬火,淬火前的硬度不应低于 180HBS,淬火后可取 48~55HRC,硬化层厚度 1.5~2.5mm,其相对寿命可提高两倍。若采用电接触加热淬火,可获淬硬层厚度 0.15~0.20mm,硬度 55HRC 以上,导轨寿命可提高 1~2 倍。这种方法工艺设备简单,操作方便,淬火变形小。

对于镀铬铸铁(或钢)/铸铁导轨副,其镀层厚度 0.025~0.05mm,硬度为 68~72HRC,耐磨性提高 2~3 倍。

常用镶装材料有钢、有色金属、合金铸铁及工程塑料等。钢材又可分为冷轧弹簧钢带、经高频淬火的中碳

结构钢、渗碳钢、氮化钢、轴承钢或特殊的工具钢等。

表 9-2-14 常用铸铁导轨材料的技术特性和要求

名称或牌号	技术特性和要求	备注
灰铸铁	金属切削机床通用技术条件规定	通常以 HT200 或 HT300 为静
	1. 导轨装配时的硬度 (HBS)	导轨,以 HT150 或 HT200 为相
	导轨长度 ≤ 2500mm	应的动导轨
	导轨长度 > 2500mm	对于高精度的
	导轨质量 ≤ 3000kg	机床或仪器,铸
	导轨质量 > 3000kg	件在半精加工后
	2. 加工后导轨表面硬度差 (HBS)	还须进行第二次
		时效处理
	导轨长度 ≤ 2500mm	25
	导轨长度 > 2500mm	35
	由几块连接组成的导轨	45
耐磨	磷铜钛铸铁 MTPCuTi20	铸件质量易于控制,使用寿命比普通铸铁高 1.5~2 倍
	MTPCuTi30	
铸铁	高磷铸铁 MTP20	寿命比普通铸铁高 1 倍
	MTP30	



(续)

名称或牌号	技术特性和要求	备注
钒钛铸铁 MTVTi20 MTVTi30	力学性能好, 熔铸工艺简便, 耐磨性与磷铜铁耐磨铸铁相仿	
稀土铸铁	力学性能可达到 HT350 或 HT400 的要求, 耐磨性明显提高	
铬钼铜铸铁	使用寿命比普通铸铁高 1 倍左右	

注: 摘自参考文献 [18] 372 页, [22] 91 页。

常用的工程塑料有酚醛夹布塑料、聚酰胺(尼龙)和聚四氟乙烯、改性聚甲醛等。

2.5 几种特殊的滑动导轨

2.5.1 镶装式普通滑动导轨

在滑动导轨工作面上镶装另一种材料, 即可构成镶装式普通导轨, 简称镶装导轨。其主要目的是提高导轨的耐磨性和改善低速运动的平稳性等, 有时由于结构(如焊接床身)的原因必须镶上一种较理想的导轨材料。通常是在静导轨上镶淬硬钢块、钢板或钢带, 在动导轨上镶装塑料或有色金属板等。常用的镶装导轨结构型式见图 9-2-9。

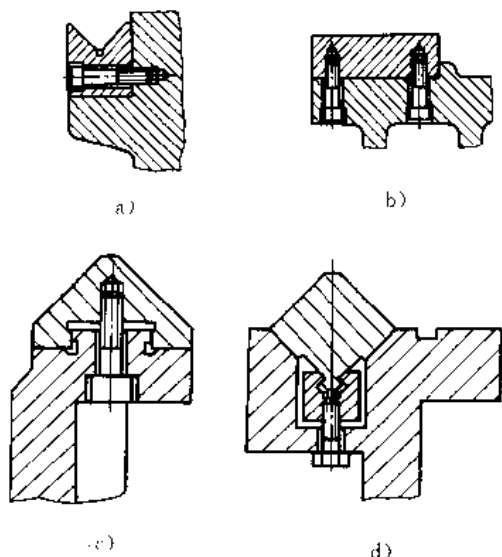


图 9-2-9 常用的镶装导轨结构型式

2.5.2 贴(涂)塑式普通滑动导轨

在金属制整体式普通滑动导轨副的一个导轨面上

贴或涂上一层特制的抗磨塑料层, 即可构成贴(涂)塑式普通滑动导轨, 简称塑料导轨。

塑料导轨不仅摩擦系数小, 而且可有效地防止爬行。目前新型的塑料导轨采用塑料基的复合材料制成, 主要有涂层、软带和金属塑料复合导轨板等几种形式。这种导轨具有耐磨、摩擦系数低、无爬行、防振性和自润滑性好、应用工艺简便和价格低廉等优点。目前已广泛用于重型、精密和数控等机床的普通滑动导轨和静压导轨上。

1. 常用塑料导轨材料的性能和特点

a. 环氧抗磨涂层 典型产品如我国研制的 MNT、FT、德国的 SKC3 等。其主要成分由环氧树脂粘结剂、固化剂、减摩材料和其他改性剂构成。这类产品具有防爬性好、有一定耐磨性、附着力强和精确成型性等优点。这类涂层的厚度为 1~1.5mm。涂覆涂层之前, 对压配的导轨面进行精加工, 而被涂覆的导轨面在涂复前后都不必精加工。常将基面作成锯齿状, 使涂层与基面能得到牢固的粘接。

b. 导轨软带 典型产品如我国研制的 TSF、4FJ、美国的 Turcite "B" 等。其主要成分为以聚四氟乙烯为基, 加入青铜、二硫化钼、石墨和玻璃纤维等。这类产品的特点是耐磨性和防爬性能好、摩擦系数稳定、强度高、刚度大、耐热、抗振性好、允许干摩擦条件下使用等。带厚约为 0.35~2.5mm。软带加工性好, 可按需要切成各种尺寸。软带可在多种部位使用, 可固定在导轨的镶条和其他导轨面上, 软带须经过化学或辐射处理后, 才能粘结, 并要求使用专用的胶粘剂, 若采用埋头式粘接法可增加软带的粘接强度。

c. 金属塑料复合导轨板 典型产品如我国研制的 FQ-1 机床导轨板、英国的 DU 板等。这类复合导轨板由钢背、青铜和聚四氟乙烯(或聚甲醛)三层材料组成。表层的抗磨工程塑料很薄, 只有 0.01~0.05mm, 装配后不需再精加工。其中间层为烧结球形青铜粉或烧结青铜丝网的多孔层, 以提高材料的导热性, 并且有利于与表面层塑料的牢固结合。当表面塑料层被磨损后, 青铜即与对偶的导轨表面产生摩擦, 当温度升高时, 由于塑料的热膨胀系数远大于金属, 塑料即从多孔层的孔隙中渗出, 使自润滑材料不断地向摩擦表面补充。因此, 这类材料具有良好的自润滑性。

这类导轨材料在导轨间隙较小时仍可保证导轨副运行的灵活性, 有利于导轨导向精度的提高。此外, 它的刚度高、线膨胀系数与钢板几乎相同。板厚为 2~4mm, 一般是靠粘接剂将其粘接到滑动导轨基面上,



为提高导轨板固定的牢固程度，可用销钉加固。

2. 塑料导轨的设计原则和注意事项

- (1) 通常将软带贴在动导轨面上。
- (2) 尽可能选用薄型软带。
- (3) 为提高贴塑导轨的工作性能和使用寿命，与塑料软带相配合的导轨面多采用镶钢导轨。
- (4) 对于圆周运动导轨副，软带最好粘在下导轨面上。

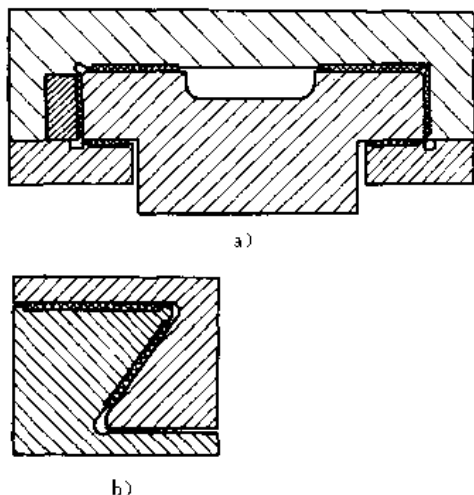


图 9-2-10 涂塑导轨截面设计示例

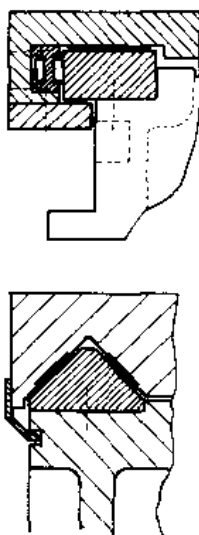


图 9-2-11 贴塑导轨截面设计示例

(5) 为使软带粘接牢固，导轨基面的粗糙度一般要求在 $R_a=6.3\sim 3.2\mu\text{m}$ 之间，对于斜面或垂直面，导轨基体上应加工出锯齿形的槽；与软带相配的导轨面的粗糙度在 $R_a=0.8\sim 0.4\mu\text{m}$ 之间，软带表面通过刮研及氧化抛光，使其粗糙度 R_a 值不大于 $0.2\mu\text{m}$ 。

(6) 润滑油槽的设计，软带上的油槽断面以弓形为好，其深度一般为软带厚度的 $1/2\sim 2/3$ ，油槽离开软带边缘不得少于 10mm 。

(7) 软带导轨两端必须装上刮屑板。

(8) 环氧涂层导轨的导轨截面设计示例见图 9-2-10，贴塑导轨的软带应用部位示例见图 9-2-11。

(9) 贴（涂）塑导轨的摩擦系数随比压的增加而呈下降趋势，但使用寿命也降低，因此应合理施加预紧力。

2.5.3 卸荷式普通滑动导轨

为了降低导轨面的比压，提高导轨耐磨性和运动灵敏性，改善低速运动的平稳性等，可采用卸荷式普通滑动导轨，简称卸荷导轨，见图 9-2-12。

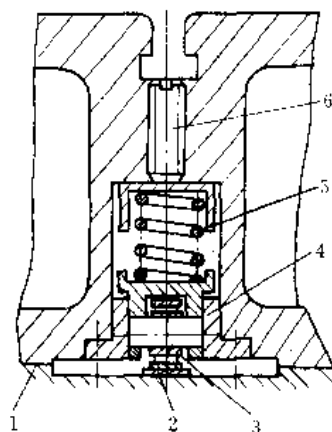


图 9-2-12 滑动导轨的机械卸荷装置

1—工作台的滑动导轨 2—卸荷用的滚动导轨 3—滚动轴承
4—滑柱 5—弹簧 6—调节螺钉

卸荷量的大小用卸荷系数 α 表示

$$\alpha = \frac{F'}{F}$$

式中 F' —— 由卸荷装置承受的载荷 (N)；

F —— 滑动导轨和卸荷装置所受的总载荷 (N)。

对于大型机械或重型机床，减轻导轨载荷是主要的， α 应取大值 ($\alpha \approx 0.7$)；对于高精度机床或仪器，应优先考虑导向精度和运动灵敏性， α 可取较小值 ($\alpha \leq 0.5$)。

常用的卸荷方式有机械卸荷和液压卸荷两种。机械卸荷的原理见图 9-2-12，在工作导轨 1 的近旁设置一条辅助导轨 2，工作台上的一部分载荷 F' 通过弹簧 5 作用在滑柱 4 上，再由滑柱上的销轴通过滚动轴承压在辅助导轨 2 上，剩下的一部分载荷 ($F-F'$) 作用在



工作导轨 1 上,使工作台能灵活移动。

对于液压传动的机床,一般用液压卸荷,在导轨面上要开出油腔,其油腔结构型式与静压导轨相近,但作用面积较小一些。

2.6 静压导轨设计

2.6.1 静压导轨的类型和工作原理

静压导轨包括空气静压导轨和液体静压导轨。液体静压导轨的断面有矩形(包括平形)、三角形、菱形等;供油方式有定压供油和定量供油;所采用的节流器型式有固定式(有小孔节流器和毛细管节流器)和可变式(有单面薄膜反馈节流器、双面薄膜反馈节流器和滑阀反馈式节流器等);按工作台的结构,可以分为开式

和闭式。

液体静压导轨的工作原理见图 9-2-13,它是靠外界提供一定压力的润滑油将导轨浮起,在两导轨之间形成一层极薄的油膜,节流器的作用是当外载荷变化时,使油膜刚度保持在允许的范围内,而油膜厚度变化极小。在规定的承载量和运动速度范围内,可以得到完全的液体摩擦,灵敏度很高,在低速下无爬行而且吸振性能很好。因为油膜有均化误差的作用,可提高导轨的导向精度。静压导轨还具有导轨磨损小的优点,因此可长期保持导轨的工作精度,还可降低功率消耗。

空气静压导轨是依靠外界提供一定压力的空气进行工作的,其工作原理与液体静压导轨类同。这种导轨的灵敏度比液体静压导轨更高,且无发热现象,但承载能力小,常用于超精密机械和仪器。

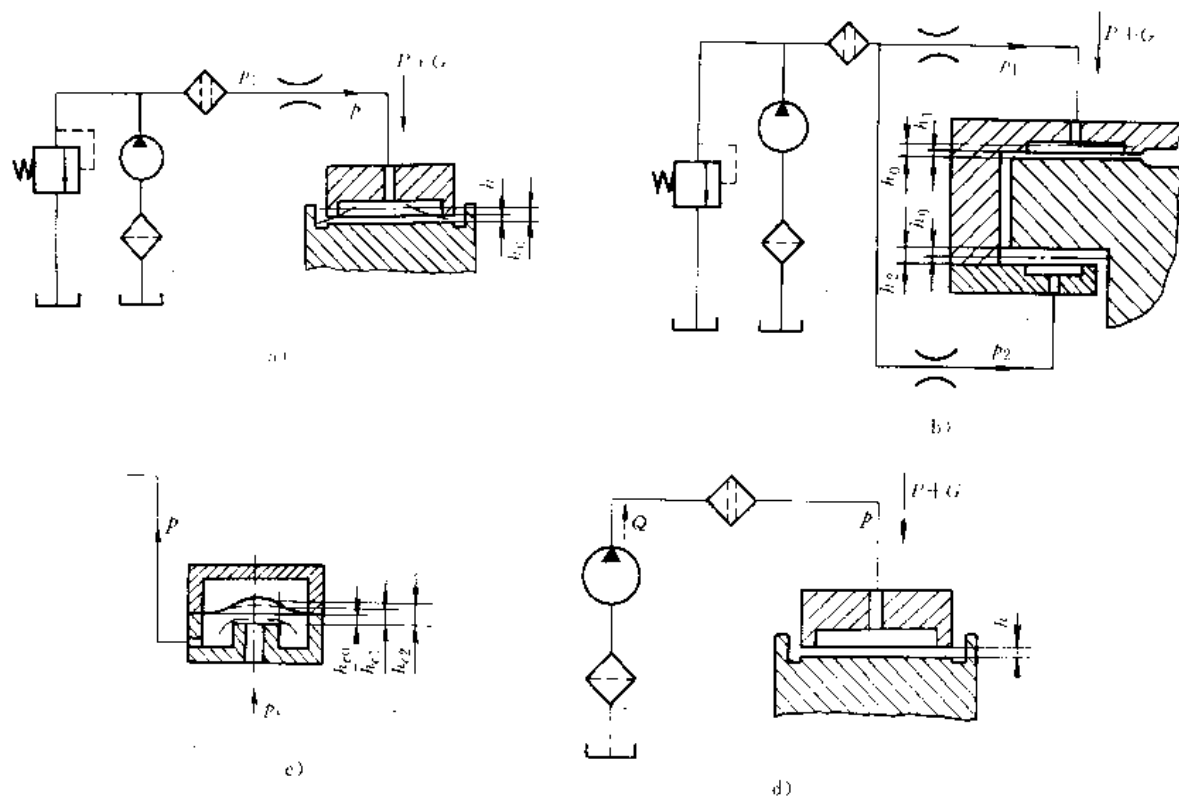


图 9-2-13 液压静压导轨工作原理

a) 定压开式(装固定节流器) b) 定压闭式(装固定节流器) c) 定压开式(装薄膜反馈式节流器) d) 定量开式

2.6.2 液体静压导轨的结构设计

1. 开式液体静压导轨基本结构型式 典型结构见图 9-2-14,它依靠运动件的自重和外载荷(压力)保持运动件不从固定导轨上脱离。其特点是:只能较好地承受垂直于导轨面的法向载荷,承受偏载能力较差,倾覆力矩很大时,工作台将脱离导轨,不能正常工作;结

构较简单,通常采用单向薄膜反馈节流器或毛细管节流器。

2. 闭式液体静压导轨基本结构型式 典型结构见图 9-2-15。这种导轨在几个方向的导轨面上都开有油腔。与开式液体静压导轨相比,它有以下特点:能承受正反方向的垂直载荷,也能承受偏载及较大的倾覆力矩;油膜刚度;导向精度高,动态性能好;结构较



复杂；通常采用双面膜反馈节流器或毛细管节流器。

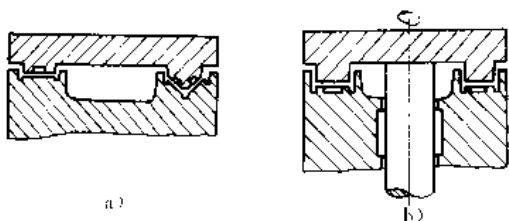


图 9-2-14 开式液体静压导轨的基本型式
a) 三角形-平导轨 b) 回转平导轨

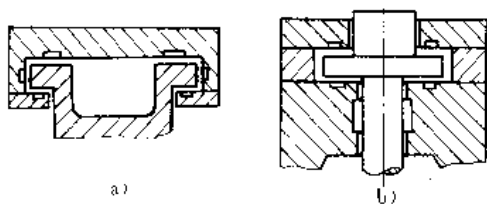


图 9-2-15 闭式液体静压导轨的基本型式
a) 双矩形导轨 b) 回转平导轨

3. 液体静压导轨的油腔结构 液体静压导轨的油腔有多种型式，见图 9-2-16，图中所示各种型式的油腔，如果外型尺寸 L 、 B 和油腔尺寸 l 、 b 分别对应相等，则其承载面积相同。

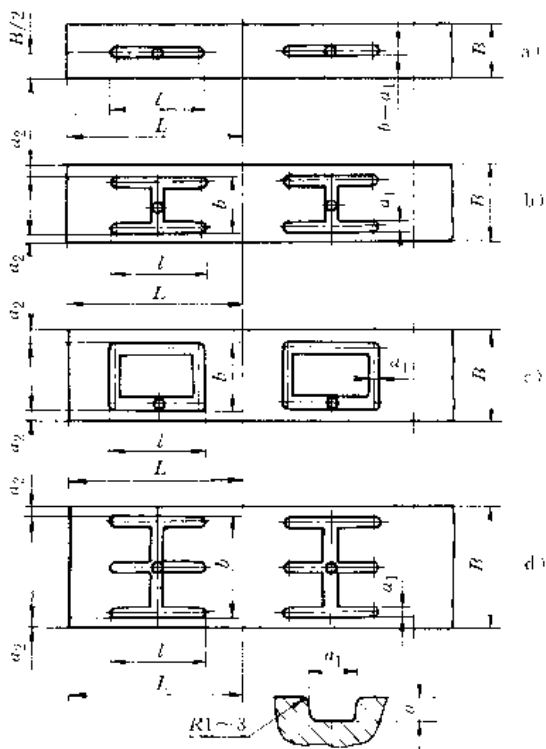


图 9-2-16 液体静压导轨油腔型式

当油泵刚起动，动导轨尚未浮起时，如果导轨面之

间贴合非常紧密，则油液只能充满油腔的挖空部分，此时的承载面积远小于有效的承载面积。矩形油腔的初始油压作用面积大，具有较大的初始托举力，但是当由于某些原因突然停止供油时，它主要靠周围的封油边承载，因此造成单位承载面上的压力较大，会加快导轨的磨损。直槽和工字槽油腔的初始托举力较小，但无油时导轨面的比压较小。常用的油腔结构尺寸见表 9-2-15。可以取油腔深度 a 为油腔厚度的 10~100 倍，即约为 0.6~6mm。

表 9-2-15 液体静压导轨油腔的尺寸

(mm)					
导轨宽度 B	l/b	a	a_1	a_2	油沟型式
40~50	—	4	8	—	图 9-2-16a
60~70	>4	4	8	15	图 9-2-16b
80~100	>4	5	10	20	图 9-2-16b
	<4				图 9-2-16c
110~140	>4	6	12	30	图 9-2-16b
	<4				图 9-2-16c
150~190	—	6	12	30	图 9-2-16d
≥ 200	—	6	15	40	图 9-2-16d

4. 油腔数量 N 选择油腔数量时应考虑：

(1) 油腔的数量取决于导轨的长度、支承件的刚度和载荷分布情况，对于直线导轨，每条导轨不得少于两个油腔。

(2) 当动导轨的长度小于 2m 时，可取 2~4 个油腔。

(3) 当动导轨的长度大于 2m 时，油腔的间距可选取为 0.5~2m。

(4) 当载荷分布不均匀或支承件刚度较差时，应适当增加油腔数。

2.6.3 液体静压导轨的计算

1. 液体静压导轨的承载能力

$$F = \alpha \rho S \quad (\text{N})$$

$$\alpha = \left(\frac{1}{3} + \frac{l}{6L} + \frac{b}{6B} + \frac{lb}{3LB} \right) = \frac{1}{3} \sim \frac{1}{2}$$

式中 α —— 间隙压力降系数；

ρ —— 油腔压强 (MPa)；

S —— 导轨油腔承载面积 (mm^2)。

2. 油泵压强



$$p_n = \frac{p_{max}}{\beta} \quad (\text{MPa})$$

式中 p_{max} ——导轨油腔最大压强 (MPa);
 β 最佳节流比。

3. 液体静压导轨的刚度

$$J = 3 \times 10^6 \left(1 - \frac{p_1}{p_0} \right) \frac{F}{h} \quad (\text{N/m})$$

式中 p_0 油泵供油压强 (MPa);
 p_1 ——油腔压强 (MPa);
 h 导轨间隙 (μm)。

为了提高导轨的刚度,须取较小的 h 值,但受到加工精度、表面粗糙度、零部件的刚度以及节流器最小节流尺寸等的限制。对于刮削质量较高的导轨(每 $25 \times 25\text{mm}^2$ 面积内不少于 16~20 点),最小间隙可在 15~20 μm 的范围内选取。若导轨几何精度总误差(包括平面度、平行度等)用 Δ 表示,可取 $\Delta \leq \left(\frac{1}{2} \sim \frac{1}{3} \right) h$ 。

2.6.4 设计液体静压导轨的注意事项

- (1) 支承件有足够的刚度。
- (2) 闭式导轨压板的结合面应有足够的宽度,若压板结合面宽度不够或紧固螺钉布置不合理,将引起压板倾斜而严重影响油膜的均匀性,甚至不能形成油膜。
- (3) 铸铁导轨的许用平均比压值见表 9-2-9,按导轨工作情况,将表中值乘以 1~1.5。
- (4) 节流器的类型很多,实践表明,长毛细管节流器工作可靠、调节简便。
- (5) 注意正确确定导轨面的形位公差和表面粗糙度,还应考虑装配时扭紧螺钉产生变形的影响。

(6) 要有合理的回油措施,对于水平放置的液体静压导轨,一般在床身上开回油槽。

2.6.5 空气静压导轨的类型及其结构特点(表 9-2-16)

表 9-2-16 空气静压导轨的类型及其特点

类型	简图	结构特点
重力平衡型		采用空气静压止推轴承作为气垫;结构简单;刚度和承载能力低
真空吸附平衡型		除进气产生浮力外,还可抽气形成真空,依靠控制真空背压,可控制气膜间隙,从而使刚度大大提高;适用于大刚度快速微动工作台
平面形		其结构与液体静压导轨相似;由于节流孔设在工作台的内部,故适用于高精度大行程的导轨
圆柱形或矩形		结构简单;适用于高精度高稳定性的短行程导轨

注:摘自参考文献「24」268页。

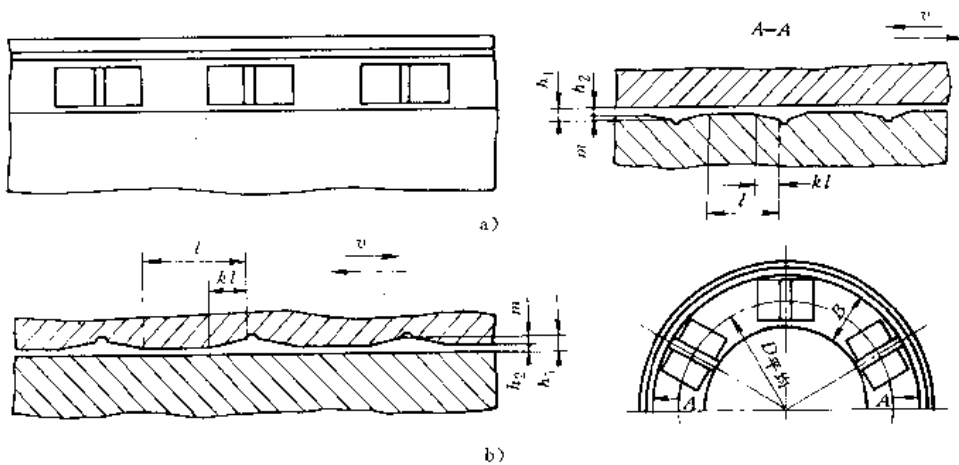


图 9-2-17 液体动压导轨的油腔

a) 用于直线运动导轨 b) 用于回转运动导轨



2.7 液体动压导轨

液体动压导轨是借助于导轨面间的相对运动形成压力油楔将导轨浮起。形成动压油膜必须具备以下三个条件：沿运动方向截面逐渐收缩的油腔，足够的相对运动速度和一定粘度的润滑油。

油腔可在静导轨或动导轨上，见图9-2-17。图中 l 为一个油楔的长度， kl 为其中渐缩的部分， k 为一常数，小于1，在 kl 范围内，其油腔间隙由 h_1 逐渐减小至 h_2 。间隙越小，油楔承载能力越大，但由于导轨面的微观不平度及热变形等影响，间隙 h_1 不能取得过

小。当油楔贯穿导轨面时，即形成开式油腔，这种油腔除形成动压油楔外，还能起冷却作用。闭式油腔则可承受较高的比压，能在起动或低速工作时起液体静压卸荷的作用。

2.8 滑动导轨的主要技术要求和典型结构

2.8.1 几何精度

部分机床床身导轨的几何精度见表9-2-17。供设计其他机械时参考。

表 9-2-17 部分通用机床床身导轨的精度 (mm)

序号	机床	检验项目	允 差	检 验 工 具	备 注	
1	外圆磨床	纵向导轨在垂直平面内的直线度	在 1000 长度内为 0.020；每增加 1000，允差值增加 0.015；最大允差值为 0.050	自准直仪、专用检具	GB 4685—84	
			局部公差，在任意 250 测量长度上为 0.006			
		纵向导轨在垂直平面内的平行度	最大磨削长度	水平仪、专用检具		
			≤500 >500 0.02/1000 0.04/1000			
2	精密卧轴矩台平面磨床	纵向导轨在垂直平面内的直线度	在 1000 长度内为 0.010；每增加 1000，允差值增加 0.010；最大允差值为 0.040	水平仪、自准直仪或其他量具	JB 1579—85	
			局部公差，在任意 300 测量长度上为 0.006			
		纵向导轨在垂直平面内的平行度	最大磨削长度	平尺、桥板和指示器或自准直仪		
			≤1000 >1000 0.016/1000 0.020/1000			
3	龙门铣床	垂直平面内的直线度	在 1000 长度内为 0.010；每增加 1000，允差增加 0.010	水平仪、自准直仪或其他专用量具	JB 3028—81	
			局部公差，在任意 300 测量长度上为 0.008			
			在导轨每 1000 长度上为 0.010；在导轨全部长度上为			0.03 0.05 0.08 0.12
			≤4000 >4000~10000 >10000~20000 >20000			

⊙ 在规定上述各项精度时，有时还要注明其误差的方向性，如“只许凸起”、“只许凹入”等（图上用符号表示）。



(续)

序号	机床	检 验 项 目	允 差	检 验 工 具	备 注	
3	龙门铣床	水平面内的直线度	在导轨每 1000 长度上为 0.020; 在导轨全部长度上为	水平仪、自准直仪或其他专用量具	JB 3028-81	
			≤4000			0.03
			>4000~10000			0.05
			>10000~20000			0.08
		>20000	0.12			
平行度	在导轨每 1000 长度上为 0.02; 在导轨全部长度上为 0.03/1000					
4	龙门导轨磨床	在垂直平面内的直线度	在任意 1000 测量长度上为 0.01	精密水平仪或光学仪器	GB 5288-85	
		在垂直平面内的平行度	0.02/1000			
		在水平面内的直线度	在任意 1000 测量长度上为 0.01	钢丝和显微镜, 支座或其它光学仪器		
		在水平面内的双 V 形导轨的平行度	0.02	钢丝和显微镜、专用支座		
5	落地导轨磨床	在垂直平面内的直线度	在全部测量长度上	水平仪或光学仪器, 专用检具	JB 4145-85	
			≤8000			0.040
			>8000~12000			0.050
			>12000			0.060
		局部公差: 在任意 1000 测量长度上为 0.010				
		在垂直平面内的平行度	在全部测量长度上为 0.03/1000; 局部公差: 在任意 1000 测量长度上为 0.02/1000	水平仪、专用检具		
		在水平面内的直线度	在全部测量长度上	自准直仪、专用检具		
			≤4000		0.020	
			>4000~8000		0.030	
			>8000		0.040	
局部公差: 在任意 1000 测量长度上为 0.010						

2·8·2 磨削导轨面的表面粗糙度和接触精度

磨削生产率高, 所加工导轨 R_a 值较低, 对于普通精度导轨, 包容件导向面的表面粗糙度比被包容件一般应相应地放宽一级。常用机床导轨面的表面粗糙度见表 9·2-18。

当导轨副的两个配合面均采用磨削时, 需采用涂

表 9·2-18 常用的机床导轨表面粗糙度 R_a (μm)

机 床 类 别		运 动 导 轨	移 置 导 轨
普通机床	中小型	0.8	1.6
	大型	0.8~1.6	1.6
精密机床		0.4~0.8	0.8~1.6

注: 当滑动速度 $>0.5\text{m/s}$, 或采用淬硬导轨时, 其表面粗糙度都应更严一级。



色法检验其接触情况。常用机床磨削导轨的接触精度指标见表9-2-19。

表9-2-19 磨削导轨面的接触精度指标 (%)

机床类别	运动导轨		移置导轨	
	全长上	全宽上	全长上	全宽上
普通机床	70	50	60	40
精密机床	75	60	65	45
高精度机床	80	70	70	50

注：摘自参考文献 [15] 181页。

2-8-3 刮研导轨表面的接触点数

刮研导轨可以达到很高的精度，同时具有接触好和表面可以存润滑油等优点。但此法生产率低，并且不适用于淬硬的导轨。经刮研的导轨，其研点分布应均匀，在25×25mm²面积内的接触点数应达到表9-2-20中的规定。

表9-2-20 刮研导轨面每25mm×25mm内的接触点数

机床类别	各种运动导轨		移置导轨		镶条和压板滑动面
	每条导轨的宽度 (mm)				
	≤250	>250	≤100	>100	
高精度机床	I级	25~30	16~20	16~20	13~16
	II级	20~25			
精密机床		16~20	13~16	10~13	10~13
普通机床		10~13	8~10	6~8	6~8

- 注：1. 点数是从100~900cm²面积内求得平均数。
 2. 当导轨副中的一个配合面为磨削时，其接触点数应不少于表中数值的75%。
 3. 摘自参考文献 [15] 181页。

近年来，对宽（浅）刮导轨进行了大量的研究和实践，见图9-2-18。由图可以看出，宽（浅）刮与点（深）刮导轨的表面轮廓曲线不同，宽（浅）刮导轨表面轮廓的平直度高（宽刮为1μm，而点刮达20μm）。宽刮导轨表面承载油楔宽度大，常达几毫米，而点刮表面油楔宽度小。实验结果表明，当工作台处于静止状态时，油膜厚度不断减小，但宽刮导轨的油膜沉降速度比点刮的慢得多。因此宽（浅）刮导轨的抗爬行能力比点

深刮好得多，实验结果见图9-2-19。

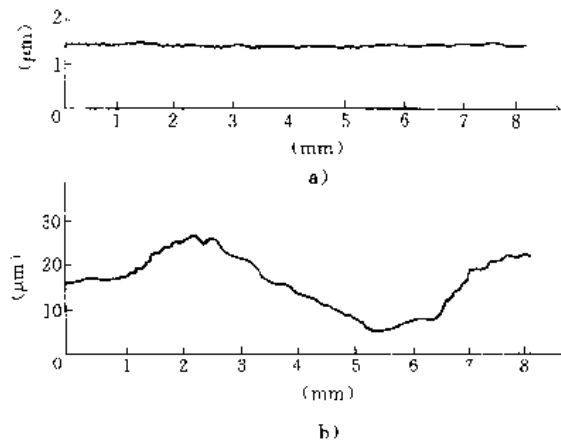


图9-2-18 宽刮与点刮导轨的表面轮廓曲线
 a) 宽(浅)刮导轨 b) 点(深)刮导轨

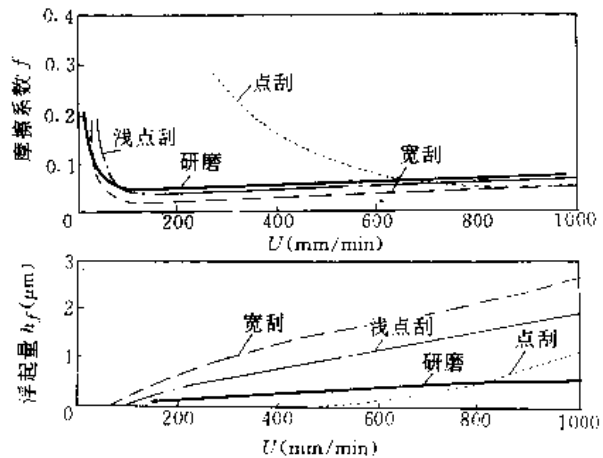


图9-2-19 不同加工方法的摩擦系数和油膜厚度

2-8-4 环氧涂层滑动导轨的技术要求

环氧涂层滑动导轨加工方便，耐磨性强，有很好的推广使用前景。表9-2-21~表9-2-23给出了一些推荐的技术指标。

表9-2-21 环氧涂层滑动导轨与配对导轨的面接触指标 (%)

产品精度级别	滑动导轨		移置导轨	
	全长上	全宽上	全长上	全宽上
高精度级	80	70	70	50
精密级	75	60	65	45
普通级	70	50	60	40

① 摘自 JB 3579—91。



表 9-2-22 环氧涂层滑动导轨与配对导轨的
点接触指标 (mm)

产品精度级别	导轨宽度			
	滑动导轨		移置导轨	
	≤250	>250	≤100	>100
	接 触 点 数			
高精度级	≥15	≥12	≥12	≥9
精密级	≥12	≥9	≥9	≥8
普通级	≥8	≥6	≥6	≥5

表 9-2-23 环氧涂层滑动导轨的基尺深度
(mm)

产品的质量 (t)	高精度级	精密级及普通级
≤10	10	20
>10	15	25

2.8.5 滑动导轨典型结构

1. 整体式普通滑动导轨 图 9-2-20 为 CA6140 型

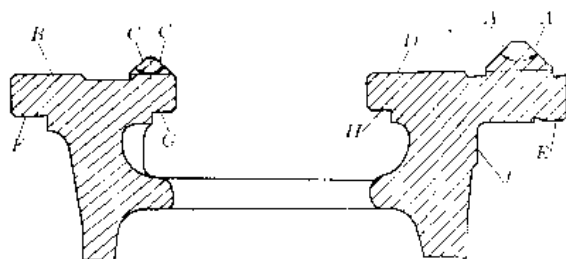


图 9-2-20 CA6140 型普通车床床身导轨

普通车床床身导轨剖面图。有关导轨的技术要求是：

(1) 床鞍用导轨 A、B 面：

1) 在垂直平面内的直线度 (只许凸起) 允差 0.018/1000 (mm/mm)；

2) 在水平面内的直线度允差 0.018/1000 (mm/mm)；

3) 在垂直平面内相互间的平行度 (扭曲值) 允差 0.018/1000 (mm/mm)；

(2) 床尾用导轨 C、D 面对床鞍用导轨 A、B 面的平行度：

1) 在垂直方向允差 0.027/1000 (mm/mm)；

2) 在水平方向允差 0.018/1000 (mm/mm)；

(3) 床鞍下导轨面 E、F 对 A、B 面的平行度 (近尾座端允许上偏) 允差 0.018/1000 (mm/mm)；

(4) 床尾用压板接合面 G、H 对 C、D 面的平行度

允差 0.20/1000 (mm/mm)；

(5) A、B 面和 C、D 面截面形状的不正确性 (分别用样板检查) 允差 (塞尺 0.05mm)。

2. 贴塑式普通滑动导轨 一磨床采用的贴塑式普通滑动导轨见图 9-2-21。该静导轨材料为 MTPCu-Ti30 磷铜钛耐磨铸铁。

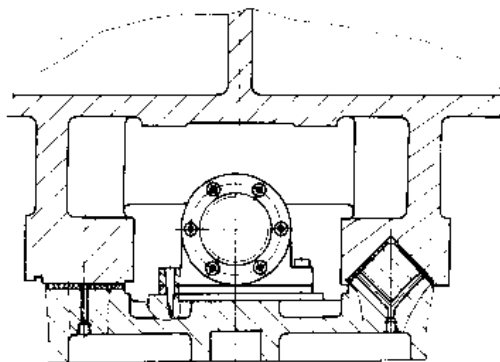


图 9-2-21 贴塑式普通滑动导轨

3. 流体静压导轨 图 9-2-22 为机床的液体静压导轨结构示例。

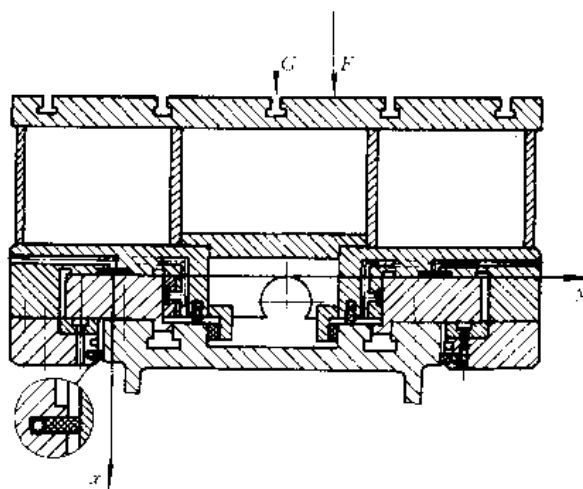


图 9-2-22 液体静压导轨

4. 空气静压导轨 图 9-2-23 为镗床的空气静压导轨，该导轨不需设回气系统。

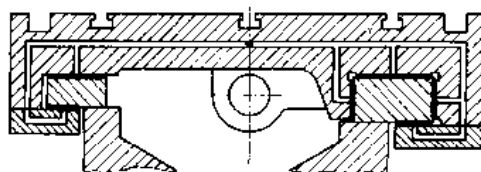


图 9-2-23 空气静压导轨



(续)

3 滚动导轨设计

3.1 滚动导轨的结构型式

3.1.1 直线运动滚动导轨

常用的直线运动滚动导轨结构型式见表 9-2-24。

表 9-2-24 常用的直线运动滚动导轨的结构型式^[16, 20]

类型	简图	结构特点
滚珠		结构简单, 对温度变化不敏感, 但承载能力小, 刚度低; 摩擦阻力小; 常用于轻载机械和仪器
滚珠和滚柱		
滚柱或滚针		结构简单, 制造精度高, 导轨表面可互相研配; 承载能力和刚度比滚珠的大, 但比相同尺寸的滑动导轨稍低; 滚柱对导轨的平面度较敏感, 易产生侧向偏移和滑动, 直径越大越显著
交叉滚柱、滚柱		三角形导轨面上相邻滚柱的轴线相互成 90° 交叉排列 (滚柱长度稍小于其直径), 能承受左右两方向的水平力, 承载能力高, 导向性好; 采用空心滚柱时, 抗振性好, 并可减小压痕; 三角形的导轨面要求加工精度高
闭式导轨		用镶条调整间隙或预紧, 刚度比开式好, 结构较简单; 能承受不大的倾覆力矩; 摩擦阻力较大, 对温度变化较敏感; 常用于仪器

类型	简图	结构特点
双圆弧		将三角形槽改为圆弧, 增大了接触面积, 减小了接触应力; 可在较长的时间内保持导向精度; 加工较困难; 常用于仪器
闭式导轨		在三角形导轨面上相邻滚柱的轴线相互成 90° 交叉排列 (滚柱长度稍小于其直径), 各方向的承载能力相同, 能受较大的倾覆力矩, 刚度好; 尺寸紧凑, 水平方向刚度高; 三角形导轨面要求的制造精度高, 导轨而不能互相研配
钢丝滚道导轨		滚道是由淬火钢丝制成的细圆杆, 具有较高的导向精度; 导轨磨损后易于调整 (转动细圆杆即可), 工作寿命长; 可设计为开式或闭式; 承载能力较小, 常用于仪器

3.1.2 圆周运动滚动导轨

圆周运动滚动导轨的常见结构型式有滚珠导轨、钢圈或钢丝滚道的滚珠导轨、滚柱或交叉滚柱导轨等。目前已有许多类型和规格的商品化标准组件, 称为转盘轴承, 广泛用于机床和汽车起重机等大型回转机械上。几种典型结构见图 9-2-24 (参见第 8 篇第 5 章 9 节)。

3.2 滚动导轨的预紧

滚动导轨的刚度与导轨和滚动体的制造精度有关, 导轨副的制造精度越高, 导轨和滚动体的弹性变形对其刚度的影响越显著, 预紧的效果越大。当对滚动导轨施加预紧力时, 其刚度可以提高三倍以上, 但所需牵引力也随之增加。设计时应全面考虑牵引力、导轨运动



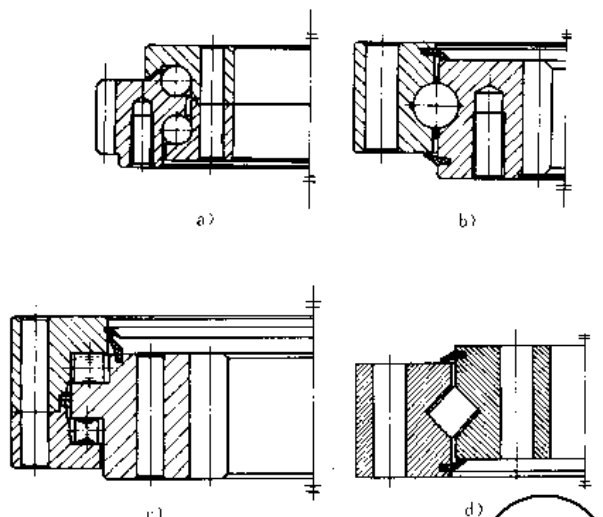


图 9·2-24 圆周运动滚动导轨

- a) 双向向心推力滚珠式
- b) 四点接触滚珠式
- c) 双向向心推力滚柱式
- d) 交叉滚柱式

的均匀性和滚动副的接触疲劳强度等因素合理选定预紧力。当滚动体表面硬度为 60HRC 时,对滚珠导轨的预盈量可选为 $7 \sim 15 \mu\text{m}$,对滚柱导轨的预盈量为 $15 \sim 20 \mu\text{m}$ 。而最小预紧力的取值应保证加在每个滚动体上的预载量大于其外载荷。除精密机械或仪器和垂直配置的导轨外,若倾覆力矩不致使导轨的滚动体脱离接触,也可不进行预紧,但需满足

$$\frac{M}{F} \leq \frac{L}{6}$$

式中 M ——工作台所受倾覆力矩 ($\text{N} \cdot \text{mm}$);
 F ——工作台所受作用在中心的正压力 (N);
 L ——支持工作台的距离最远的滚动体之间的距离 (mm)。

滚动导轨的预紧方法见图 9·2-25。

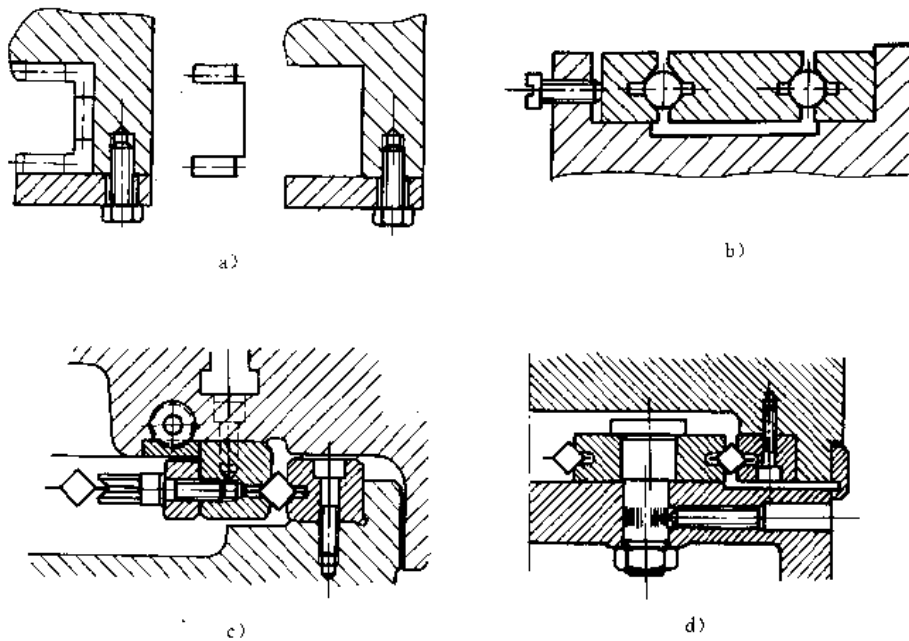


图 9·2-25 滚动导轨预紧方法

- a) 利用尺寸差
- b) 用螺钉调节
- c) 用斜垫片
- d) 用偏心轴

3.3 滚动导轨的设计计算

3.3.1 动导轨和静导轨的长度

首先应尽量缩短动导轨的长度 L ,见图 9-2-26,当动导轨的最大移动距离为 S_{max} 时,动导轨的长度

$$L = 2l_0 + l + \frac{S_{\text{max}}}{2}$$

式中 l_0 ——边缘余量;

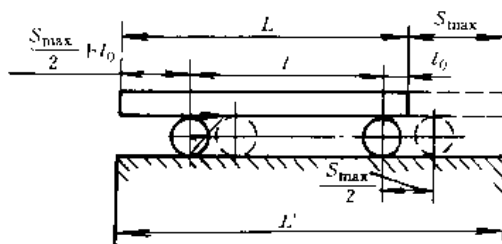


图 9-2-26 滚动导轨长度计算



l ——滚动体保持架长度，由结构决定。

若取静导轨与动导轨长度相同，则动导轨移动到两极端位置时，将伸出到静导轨之外，如希望动导轨不伸出，则静导轨长度

$$L' = L + S_{max}$$

L' 也是动导轨的运动范围。

3.3.2 滚动体的尺寸和数量

增大滚动体直径，可以减小摩擦系数和接触应力，不易产生滑动。若采用滚柱，推荐其直径 $d \geq 6 \sim 8\text{mm}$ ；滚柱过长会引起载荷分布不均匀，推荐长度 $b = 25 \sim 40\text{mm}$ ，长径比 $b/d = 1.5 \sim 2$ 。

滚动体的数量取决于导轨的强度和刚度条件，每条导轨上一般不少于 $12 \sim 16$ 个。若数量过多，会因制造误差引起载荷分布不均匀。推荐取滚球数目

$$Z_b \leq \frac{F}{9.5 \sqrt{d}}$$

滚柱数目

$$Z_c \leq \frac{F}{4b}$$

式中 F ——每条导轨（指平导轨）所承受的载荷（N）；

d ——滚珠直径（mm）；

b ——滚柱长度（mm）。

3.3.3 导轨受力分析

见图 9-2-27，表示一个由滚动导轨支承的工作台，可能受的外载荷有沿 y 、 z 两轴的力 F_y 、 F_z 和绕三个轴的力矩 M_x 、 M_y 、 M_z 。受力最大的滚动体所受的力 F_{max} 的计算公式见表 9-2-25。

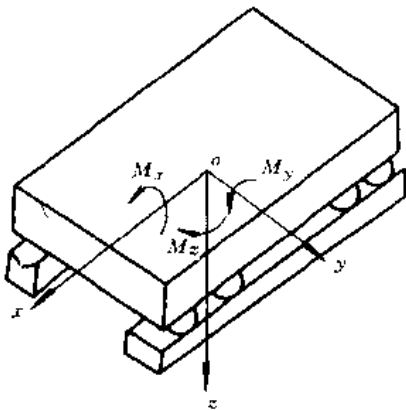


图 9-2-27 滚动导轨受力图

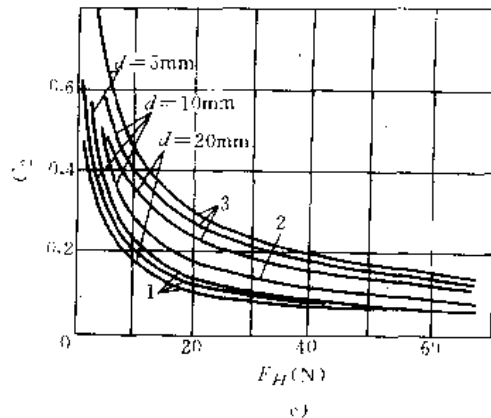
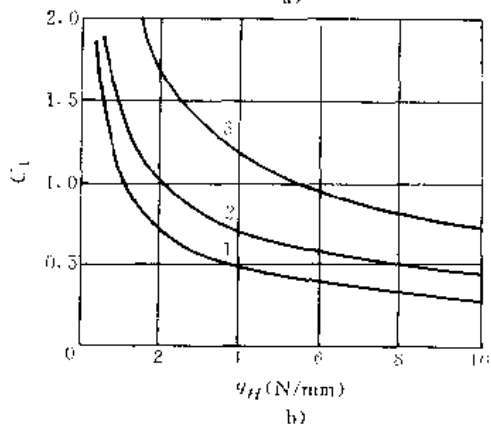
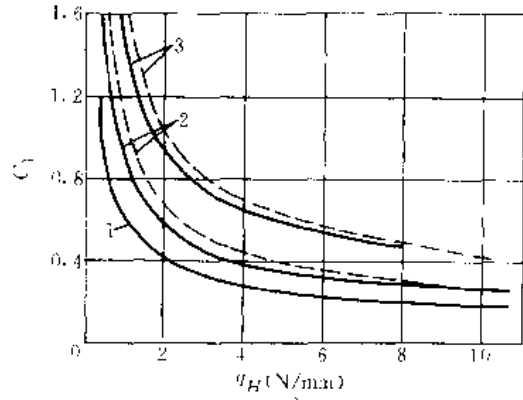


图 9-2-28 刚度系数 C_1 、 C_2 与预加载荷 q_H 、 F_H 的关系

a) 滚柱与钢导轨 b) 滚柱与铸铁导轨

c) 滚珠导轨 (d —钢球直径)

1—高精度短钢导轨 ($\Delta' = 2\mu\text{m}$, $\Delta'' = 5\mu\text{m}$) 2—普通精度短钢导轨 ($\Delta'' = 10\mu\text{m}$) 3—普通精度长钢导轨 ($\Delta'' = 30\mu\text{m}$)

——短滚子 - - -长滚子

① Δ' 、 Δ'' 分别考虑了导轨和滚动体两者的误差，折算为滚子长度和导轨长度上的综合误差， $\Delta' = \Delta_1 + 0.5\Delta_2$ ， $\Delta'' = \Delta_2 + 0.67(\Delta_3 + 0.5\Delta_4)$

式中 Δ_1 ——由于 V 形角不同，导轨横向扭曲以及两导轨上滚子直径相互差引起的滚子长度上的最大误差； Δ_2 ——圆柱滚子两端直径差； Δ_3 ——导轨平面度在接触长度内的累积误差； Δ_4 ——导轨歪曲在接触长度内的累积误差； Δ_5 ——一条导轨上滚动体直径相互差。



表 9-2-25 滚动导轨的受力分析和刚度计算公式

序号	结构简图	受力最大滚动体受力	坐标原点O(重心)的弹性变形	绕各轴的转角
1		$F_{Bmax} = \frac{F_A}{z} + \frac{3M_z t}{\epsilon L^2}$ $F_A = 0.5(G + F_z) + \frac{M_z}{l}$	$\delta_z = \frac{(G + F_z) C_1 t}{L_z L_n \epsilon_1}$ $l_z = 2l_1$	$\phi_x = \frac{M_x C_1}{J_x \epsilon_1} \quad J_x = \frac{l_1 L_n B^3}{2}$ $\phi_y = \frac{M_y C_1}{J_y \epsilon} \quad J_y = \frac{L_n L_n^3}{6}$
2		$F_{Bmax} = \frac{F_B}{z} + \frac{6M_z t}{\epsilon L^2}$ $F_B = 0.707 \left[0.5(G + F_z) + F_y + \frac{M_z}{l} \right]$ $M_B = 0.707 \left[M_y \frac{b_2}{b_1 + b_2} + M_z \right]$	$\delta_z = \frac{(G + F_z) C_1 t}{L_n \epsilon_1}$ $l_z = l_1 + l_2$ $\delta_y = \frac{F_y C_1 t}{L_n \epsilon_1}$ $l_y = l_2$	$\phi_x = \frac{M_x C_1}{J_x \epsilon_1} \quad J_x = \frac{l_1 l_2 L_n B^3}{2}$ $\phi_y = \frac{M_y C_1}{J_y \epsilon} \quad J_y = \frac{l_2 L_n^3}{6}$ $\phi_z = \frac{M_z C_1}{J_z \epsilon} \quad J_z = \frac{(l_1 + l_2) M^3}{12}$
3		$F_{Bmax} = \frac{F_B}{z} + \frac{6M_z t}{\epsilon L^2}$ $F_B = 0.707 \left[0.5(G + F_z) + F_y + \frac{M_z}{l} \right]$ $M_B = 0.707(0.5M_y + M_z)$	$\delta_z = \frac{(G + F_z) C_1 t}{L_n \epsilon_1}$ $\delta_y = \frac{F_y C_1 t}{\epsilon_1 L_n}$	$\phi_x = \frac{M_x C_1}{J_x \epsilon_1} \quad J_x = \frac{L_n B^3}{2}$ $\phi_y = \frac{M_y C_1}{J_y \epsilon} \quad J_y = \frac{L_n^3 \textcircled{1}}{6}$ $\phi_z = \frac{M_z C_1}{J_z \epsilon} \quad J_z = \frac{L_n^3 \textcircled{1}}{12}$
4		$F_{Bmax} = \frac{F_B}{z} + \frac{3M_z t}{\epsilon L^2}$ $F_B = F_H + \frac{F_y}{2}$	$\delta_z = \frac{(G + F_z) C_1 t}{L_z L_n \epsilon_1}$ $\delta_y = \frac{F_y C_1 t}{L_y L_n \epsilon_1}$ $l_z = 2l_1$ $l_y = 2l_2 \textcircled{3}$	$\phi_x = \frac{M_x C_1}{J_x \epsilon_1} \quad J_x = \frac{l_1 L_n^3}{6}$ $\phi_y = \frac{M_y C_1}{J_y \epsilon} \quad J_y = \frac{L_n L_n^3}{2}$ $\phi_z = \frac{M_z C_1}{J_z \epsilon} \quad J_z = \frac{l_1 L_n B^3}{2}$
5		$F_{Bmax} = \frac{F_B}{z} + \frac{3M_z t}{\epsilon L^2}$ $F_B = 0.707 \left[F_H + 0.5(G + F_z + F_y) + \frac{M_z}{l} \right]$ $M_B = 0.707(M_y + M_z)$	$\delta_z = \frac{(G + F_z) C_1 t}{L_z \epsilon_1 L_n}$ $\delta_y = \frac{F_y C_1 t}{L_y \epsilon_1 L_n}$ $l_z = l_1 = 2l \textcircled{1}$	$\phi_x = \frac{M_x C_1}{J_x \epsilon_1} \quad J_x = \frac{L_n B^3}{2}$ $\phi_y = \frac{M_y C_1}{J_y \epsilon} \quad J_y = \frac{L_n^3}{6}$ $\phi_z = \frac{M_z C_1}{J_z \epsilon} \quad J_z = \frac{L_n^3 \textcircled{1}}{6}$



(续)

序号	结构简图	受力最大滚动体受力	坐标原点O(重心)的弹性变形	绕各轴的转角
6		$F_{max} = \frac{2F_C}{z} + \frac{6Mc_d}{\epsilon L^2}$ $F_C = 0.707 [F_H + 0.5(G + F_y + F_z) + \frac{M_r}{l}]$ $M_C = 0.707(M_y + M_z)$	$\delta_z = \frac{(G + F_z)C_d t}{l \epsilon_1 L_m}$ $\delta_y = \frac{F_y C_d t}{l \epsilon_1 L_m}$ $l_y = l_z = l \text{ ①}$ $t = (0.3 \sim 0.4)d$	$\phi_x = \frac{M_x C_1}{J_x \epsilon_1} \quad J_x = \frac{L_m B_1^3}{4}$ $\phi_y = \frac{M_y C_1}{J_y \epsilon} \quad J_y = \frac{L_m^3}{12}$ $\phi_z = \frac{M_z C_1}{J_z \epsilon} \quad J_z = \frac{L_m^3 \text{ ①}}{12}$
7		$F_{max} = \frac{F_C}{z} + \frac{3Mc_d}{\epsilon l^2}$ $F_C = 0.707 [F_H + 0.5(G + F_y + F_z) + \frac{M_r}{l}]$ $M_C = 0.707(M_y + M_z)$	$\delta_z = \frac{(G + F_z)C_d t \text{ ③}}{2 \epsilon_1 L_m}$ $\delta_y = \frac{F_y C_d t \text{ ③}}{2 \epsilon_1 L_m}$	$\phi_x = \frac{M_x C_2}{J_x \epsilon_1} \quad J_x = \frac{L_m B_1^3}{2}$ $\phi_y = \frac{M_y C_2}{J_y \epsilon} \quad J_y = \frac{L_m^3}{6}$ $\phi_z = \frac{M_z C_2}{J_z \epsilon} \quad J_z = \frac{L_m^3 \text{ ①}}{6}$
8		$F_{Amax} = \frac{F_A}{z} + \frac{3M_y b_1 t}{\epsilon (b_1 + b_2) l^2}$ $F_{Bmax} = \frac{F_B}{z} + \frac{3M_z t}{\epsilon L^2}$ $F_{Cmax} = \frac{F_C}{z} + \frac{3M_y b_2 t}{\epsilon (b_1 + b_2) l^2}$ $F_H = F_{H2} + 0.5G + \left(0.5F_z + \frac{M_r}{l}\right) \frac{b_1}{b_1 + b_2}$ $F_H = F_{H1} + 0.5F_y$ $F_C = F_{H2} - 0.5G + \left(\frac{M_r}{l} - 0.5F_z\right) \frac{b_2}{b_1 + b_2}$	$\delta_z = \frac{(G + F_z)C_d t}{l \epsilon_1 L_m}$ $\delta_y = \frac{F_y C_d t}{l \epsilon_1 L_m}$ $l_z = 2(l_1 + l_2) \text{ ②}$ $l_y = 2l_3$	$\phi_x = \frac{M_x C_1}{J_x \epsilon_1} \quad J_x = \frac{(l_1 + l_2)L_m B_1^3 \text{ ②}}{2}$ $\phi_y = \frac{M_y C_1}{J_y \epsilon} \quad J_y = \frac{(l_1 + l_2)L_m^3 \text{ ②}}{6}$ $\phi_z = \frac{M_z C_1}{J_z \epsilon} \quad J_z = \frac{l_3 L_m^3}{6}$

注：摘自参考文献[15] 220~221页。

① 若外载荷大于预加载荷 F_H ，预加载荷消失时，滚子当量长度 l_1 、 l_2 及当量惯性矩 J_x 、 J_y 、 J_z 取表中值的一半。

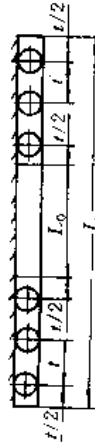
② 若外载荷超过预加载荷 F_H ，则式中的 l_2 不计。

③ 若外载荷超过预加载荷，按表中计算所得值应加倍。

表中 L_m —滚动导轨工作长度， z —滚动体数目， F_H —预加载荷， G —滚动导轨及移动部分总重力， F_A 、 F_B 、 F_C —滚动体A、B、C受力， b_1 、 b_2 —滚动体长度。

l —滚动体之间的距离， ϵ —滚动体之间的空隙的系数， $\epsilon - 1 - \left(\frac{L_0}{L_m}\right)^3$ ， $\epsilon_1 = 1 - \frac{L_0}{L_m}$ 。

C_1 、 C_2 —滚动导轨的刚度系数（见图9-2-28）， ϵ 、 ϵ_1 —考虑两段滚动体之间空隙的系数， $\epsilon - 1 - \left(\frac{L_0}{L_m}\right)^3$ ， $\epsilon_1 = 1 - \frac{L_0}{L_m}$ 。



3.3.4 导轨的静强度计算

按接触区不产生塑性变形计算导轨表面的静强度。作用在一个滚动体上的许用载荷 $[F]$ ，由下式求得：

对滚珠导轨

$$[F] = K_1 K_2 K_3 d^2 \quad (N)$$

对滚柱导轨

$$[F] = K_1 K_2 K_3 b d \quad (N)$$

- 式中 d — 滚珠或滚柱直径 (mm)；
- b — 滚柱长度 (mm)；
- K_1 — 材料系数 (MPa)，(按表 9.2-26 选取)；
- K_2 — 硬度系数 (按表 9.2-27 选取)；

K_3 — 精度系数 (按表 9.2-28 选取)。

表 9.2-26 滚动导轨的材料系数 K_1 (MPa)

滚动体类型	钢导轨 60HRC			铸铁导轨 200HBS
	整体淬火或 渗碳淬火	高频淬火	氮化	
滚珠导轨	0.6	0.5	0.4	0.02
短滚柱导轨	20	18	15	2
长滚柱导轨	15	13	10	1.5

表 9.2-27 硬度系数 K_2

导轨硬度	淬硬钢导轨硬度 HRC				铸铁导轨硬度 HBS		
	50	55	57	60	170~180	200~200	230
K_2	0.52	0.7	0.8	1	0.75	1	1.2

表 9.2-28 精度系数 K_3

	导 轨 精 度				K_3	备 注
	相配导轨在接触长度内平面度误差不大于 (μm)	相配导轨在接触长度内扭曲度不大于 (μm)	V 形导轨夹角不一致性不大于 ($''$)	滚动体直径相互差不大于 (μm)		
高精度	<4	<4	15~20	1	1.5	或导轨很短
较高精度	7~10	7~10		2	1	
普通精度	15~20	20		2~3	0.6~0.7	

3.3.5 接触变形

对于滚珠导轨接触变形量

$$\delta = C_2 F \quad (\mu\text{m})$$

对于滚柱导轨接触变形量

$$\delta = C_1 q \quad (\mu\text{m})$$

- 式中 F — 一个滚珠上的载荷 (N)；
- q — 滚柱单位长度上的载荷 (N/mm)；
- C_2 — 滚珠导轨的柔度系数 ($\mu\text{m}/\text{N}$) (按图 9.2-29b 选取)；
- C_1 — 滚柱导轨的柔度系数 ($\mu\text{m} \cdot \text{mm}/\text{N}$) (按图 9.2-29a 选取)。

滚动导轨刚度计算公式见表 9.2-25。

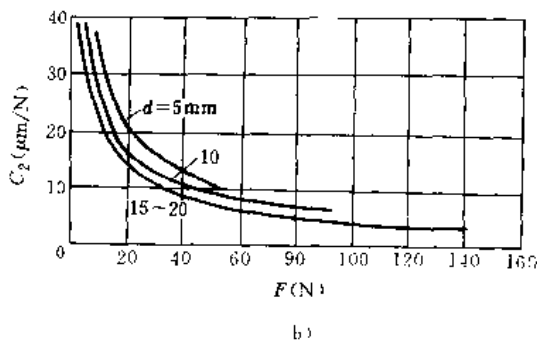
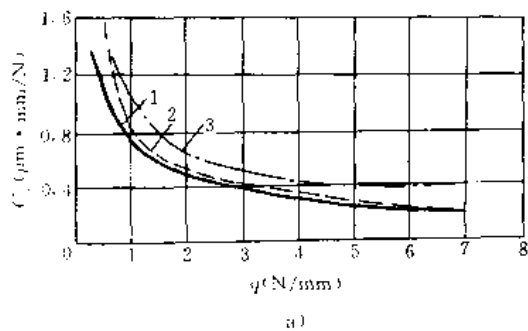


图 9.2-29 滚动导轨的柔度系数^[16]

a) 滚柱导轨的柔度系数 C_1 b) 滚珠导轨的柔度系数 C_2



3.4 直线滚动导轨副的工作原理和特点

直线滚动导轨副 LM (Linear Motion Guides), 是系列化商品化的新型导轨标准组件。典型结构见图 9-2-30。它由四列循环滚珠、滚珠保持架、支承滑块和带滚道的导轨等四部分组成。一般情况下每根导轨有

两个或两个以上的支承滑块。四列滚珠对称分布, 能承受上下左右四个方向载荷和倾覆力矩。承载时滚珠与滚道呈线接触, 其承载能力比点接触高很多。由于滚动元件在受力时产生弹性变形, 因而可以预紧, 以提高导轨副的抗冲击性能和刚度。其定位精度可以达到超微米级。这种导轨适用于很广的速度范围。

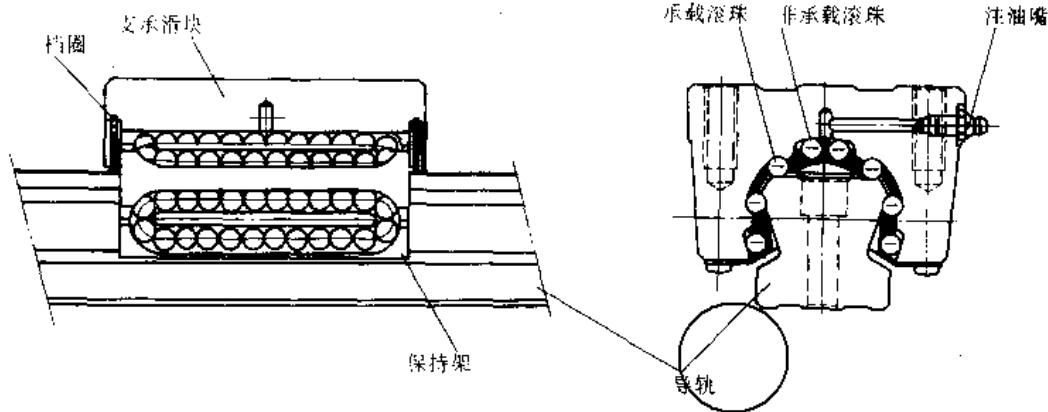


图 9-2-30 直线滚动导轨副

支承滑块一般由螺栓固定在运动部件上, 导轨体用合金结构钢淬火制成, 保持架用塑料或钢制造, 钢制品保持架导轨副适用于重载荷或工作温度超过 80℃ 的情况。

3.4.1 直线滚动导轨副的结构型式和规格

目前国内已批量生产直线滚动导轨副, 见图 9-2-31~图 9-2-33。表 9-2-29~表 9-2-32 给出国产 HJG 型循环式直线导轨副的结构、规格和精度等。该型产品代号意义见图 9-2-31。

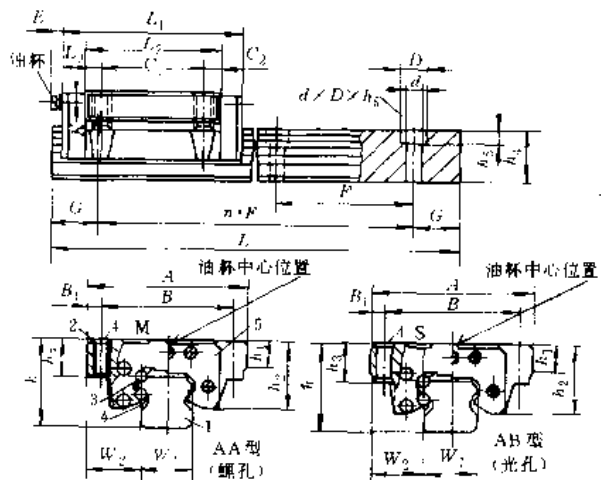


图 9-2-32 HJG 型直线滚动导轨副

表 9-2-29 HJG 型直线滚动导轨副的精度 (μm)

项目	精度等级			
	C	D	E	F
平行度	见表 9-2-31 中 δ_1, δ_2 公差值			
h 公差值	±10	±20	±50	±150
h 同组变动量	5	7	20	40
W 公差值	±25	±50	±100	±150
W 同组变动量	8	12	30	70

注: W 只用于基准导轨副, 非基准导轨副不考核。

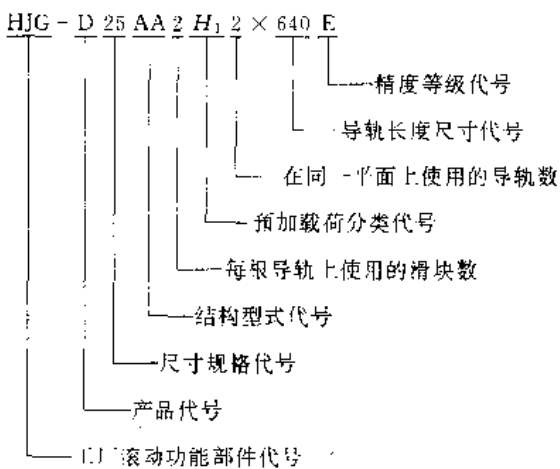


图 9-2-31 国产直线滚动导轨副代号示例



表 9-2-30 HJG 型直线滚动导轨副的规格参数

型号规格	规格参数 (mm)																			额定载荷 (kN)		静态力矩 (N·m)					
	A	B	B ₁	C ₁	C ₂	E	F	G	h	h ₁	h ₂	h ₃	h ₄	K	L ₁	L ₂	L ₃	M	S	W	W ₁	d×D×h ₂	动载 荷 C	静载荷 C ₀	M _A	M _B	M _C
HJG-D25	70	57	6.5	45	7	12	60	20	37	12	30	16	22	6	80	59	10.5	M8	7	23.5	23	7×11×8	17.5	26.0	198	198	888
HJG-D35	100	82	9	62	10	12	80	20	50	13	40.5	21	29	8	105	82	11.5	M10	11	33	34	9×14×12	29.4	46.0	471	471	755
HJG-D45	120	100	10	80	11	16	100	25	62	15	51	25	38	9	135	105	16.5	M12	11	37.5	45	13×20×16	43.8	71.8	919	919	1537
HJG-D55	140	116	12	95	13.5	16	120	30	72	17	58	30	44	11	159	122	18.5	M16	13	43.5	53	17×26×20	60.7	103.0	1590	1590	2670

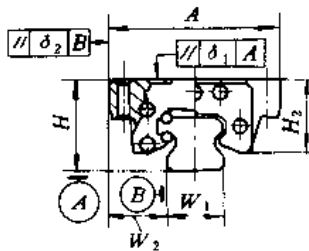


图 9-2-33 HJG 型直线滚动导轨副的
尺寸公差和形位公差

表 9-2-31 HJG 型直线滚动导轨副的平行度
δ₁、δ₂ 公差值 (μm)

长度 (mm)	精度等级	公差值 (μm)			
		C	D	E	F
≤500		4	8	15	30
>500≤1000		7	10	20	40
>1000≤1500		9	13	26	50
>1500≤2000		12	16	30	60
>2000≤2500		15	20	36	70

注: δ₂ 只用于基准导轨副, 非基准导轨副不考核。

表 9-2-32 HJG 型直线滚动导轨副长度系列
(mm)

型号规格	长度系列 尺寸	L _c = F _n + 2G					
		D25	D35	D45	D55	D65	D75
HJG	D25	340	460	580	640	760	1000
		(5)	(7)	(9)	(10)	(12)	(16)
	D35	440	600	760	840	1000	1240
		(5)	(7)	(9)	(10)	(12)	(15)
	D45	550	650	750	950	1150	1350
		(5)	(6)	(7)	(9)	(11)	(13)
	D55	660	780	900	1020	1260	1500
		(5)	(6)	(7)	(8)	(10)	(12)

注: 1. 系列外的长度尺寸, 可按用户要求协商制造。
2. 括号内数字为 n。

3.4.2 直线滚动导轨副的计算

1. 额定寿命和额定动载荷 直线滚动导轨的滑块在一定的载荷下运动, 使导轨副滚道和钢珠均受频繁变化的接触应力作用, 其受力状态与滚动轴承相似。

球直线滚动导轨的额定寿命

$$L = \left(\frac{C}{F} \right)^3 \times 50$$

滚子直线滚动导轨的额定寿命

$$L = \left(\frac{C}{F} \right)^{10/3} \times 100$$

式中 L——额定寿命 (km);

C——基本额定动载荷 (kN);

F——直线滚动导轨载荷 (kN)。

如果考虑导轨的工作条件如温度、冲击、振动等的影响, 可用下式计算直线滚动导轨的寿命。

球直线滚动导轨的寿命

$$L = \left(\frac{f_H f_T f_c C}{f_w F_c} \right)^3 \times 50$$

滚子直线滚动导轨的寿命

$$L = \left(\frac{f_H f_T f_c C}{f_w F_c} \right)^{10/3} \times 100$$

式中 L——额定寿命 (km);

C——基本额定动载荷 (kN);

F_c——计算载荷 (kN);

f_H——硬度系数 (按图 9-2-34 选取);

f_T——温度系数 (按图 9-2-35 选取);

f_c——接触系数 (按表 9-2-33 选取);

f_w——工况系数 (按表 9-2-34 选取)。

2. 额定静载荷 直线滚动导轨副在静止或运动状态下受到超载或大冲击载荷作用时, 滚道或滚珠体都可能产生局部塑性变形, 当塑性变形量超过一定限度时, 就会影响导轨的导向精度和运动平稳性。按静载荷作校核计算的公式

机械工业出版社



$$\frac{C_0}{F_0} \geq f_s$$

式中 C_0 — 额定静载荷 (kN);
 F_0 — 静载荷或冲击载荷 (kN);
 f_s — 静态安全系数 (按表 9-2-35 选取)。

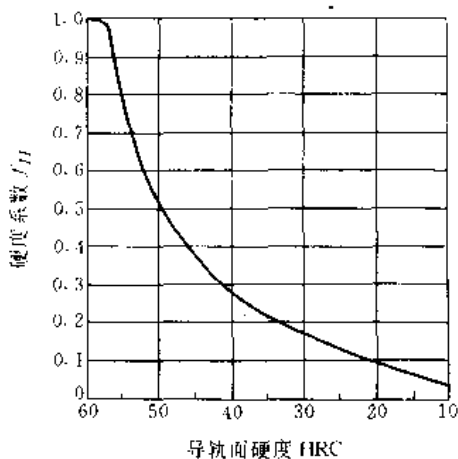


图 9-2-34 硬度系数 f_H

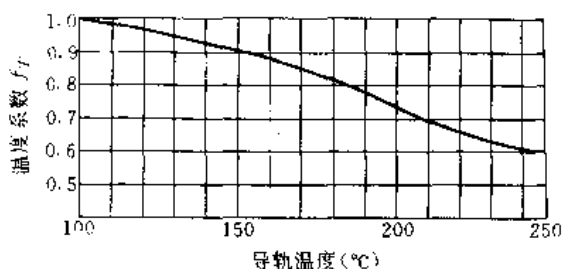


图 9-2-35 温度系数 f_T

表 9-2-33 接触系数 f_c

每根导轨上的滑块数量	接触系数 f_c
1	1.00
2	0.81
3	0.72
4	0.66
5	0.61

表 9-2-34 工况系数 f_w

工作条件	f_w
无外部冲击或振动的低速运动, 速度 < 15m/min	1~1.5
无明显冲击或振动的中速运动, 速度 < 60m/min	1.5~2
有外部冲击或振动的高速运动, 速度 ≥ 60m/min	2~2.5

表 9-2-35 静态安全系数 f_s

运动条件	工作条件	f_s (下限)
不经常运动	轻微冲击, 导轨挠曲变形小	1.0~1.3
	有冲击, 受扭矩	2.0~3.0
一般运动状况	普通载荷, 导轨挠曲变形小	1.0~1.5
	有冲击、受扭矩	2.5~5.0

3.4.3 常用的安装和压紧方式

直线滚动导轨副的安装种类很多, 可适用于各种受力情况, 见图 9-2-36。图中箭头表示能承受的力 (或力矩) 的方向, 粗线表示能承受的力 (或力矩) 较大。

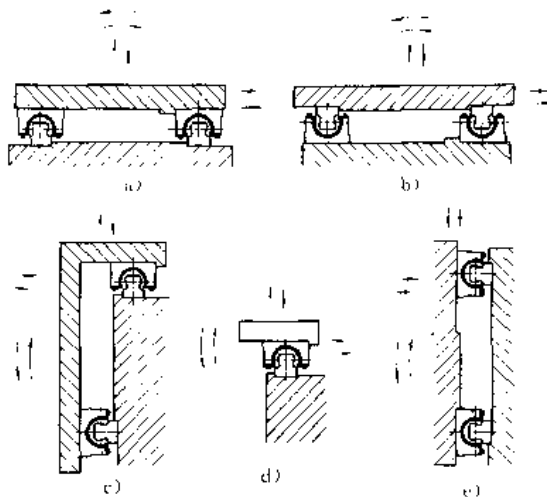


图 9-2-36 直线滚动导轨副常用安装方式

常用的几种导轨和滑块的压紧方式见图 9-2-37。其中图 9-2-37a 适用于受冲击和振动较大的导轨, 它的压板可采用若干块窄型的或用单块宽型的, 装配时,

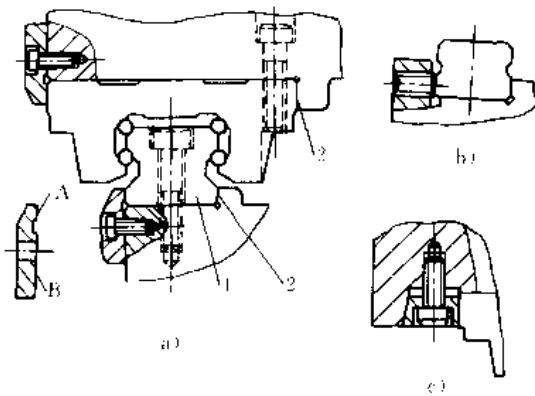


图 9-2-37 常用的导轨压紧方式

1—基准导轨 2—基准面



应根据需要修磨压板底面 A 或 B, 以达到压紧的目的。图 9·2-37b 用螺钉压紧导轨, 适用于冲击和振动不大的场合。图 9·2-37c 为斜楔压紧方式, 调整方便, 压紧力大, 不易松动, 是一种可靠性较好的压紧方法, 但结构较复杂。

3·5 滚动导轨支承和滚动导套

3·5·1 滚动导轨支承

滚动导轨支承又称滚动导轨块或循环式滚动导轨轴承, 它适用于滚动体作循环运动的分段支承式直线滚动导轨。其特点是灵敏度高、刚性好、传动精度高、工作寿命长和选用方便。这类组件有多种结构型式, 可用滚珠或滚柱作为循环的滚动体, 其结构见图 9·2-38。国产的 6192 系列精度等级分为 D、E、G 等级, 等高公差为 $3\sim 10\mu\text{m}$ 。通常将滚动导轨支承安装在运动部件上, 每条导轨至少在两端各装一个, 与其配合的滚动导轨表面硬度不应低于 58HRC。

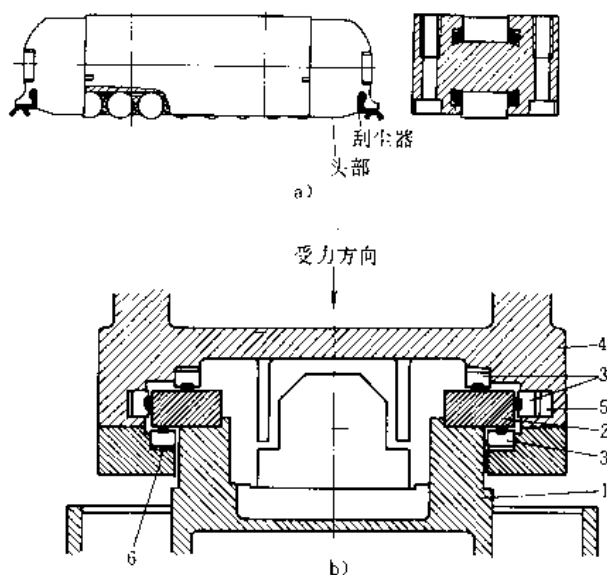


图 9·2-38 滚动导轨支承及其安装

a) 滚动导轨支承 b) 滚动导轨支承的安装

1—床身 2—钢导轨 3—滚动导轨支承 4—运动部件
5—可调整的斜镶条 6—弹簧垫

1. 滚动导轨支承的预紧 为了提高整个系统的刚度, 避免在倾覆力矩作用下导轨发生偏斜或松动, 要施加一定的预载荷。对于一般机床, 预载荷约为允许动载荷的 20%。预紧的方式可采用调整镶条和加弹簧垫等。调整镶条结构简单, 调整方便, 但对导轨误差较敏感, 加弹簧垫安装时对装配面的平行度要求不高。

2. 安装方法 通常直接装在运动部件上; 装在垫

板上; 装在楔形条上; 装在弹簧垫上; 装在液压垫上等。

3. 安装精度

a. 安装面间的平行度 支承滚动导轨的安装面与相匹配的导轨表面的平行度允差应在 $0.025\text{mm}/300\text{mm}$ 以内;

b. 等高安装允差 应不超过动载荷作用下总变形量的 20%;

c. 运动偏斜允差 指滚动导轨支承的工作台的运动方向偏离导轨移动方向的误差值。一般要求在 $0.025\text{mm}/25\text{mm}$ 以内, 安装精度较高时, 应取 $0.005\text{mm}/25\text{mm}$ 以内。

3·5·2 滚动导套

滚动导套又称直线运动球轴承, 其结构见图 9·2-39a, 它由外套护圈和滚珠组成。为适应不同的用途, 除图中所示标准的封闭式外, 还有调整间隙式和开式等不同系列。另有一种同时提供导套和圆形截面导轨的标准组件, 构成圆截面直线滚动导轨副, 见图 9·2-39b。

这类组件广泛用于精密机械, 如办公机械、计算机外部设备和精密机床等。

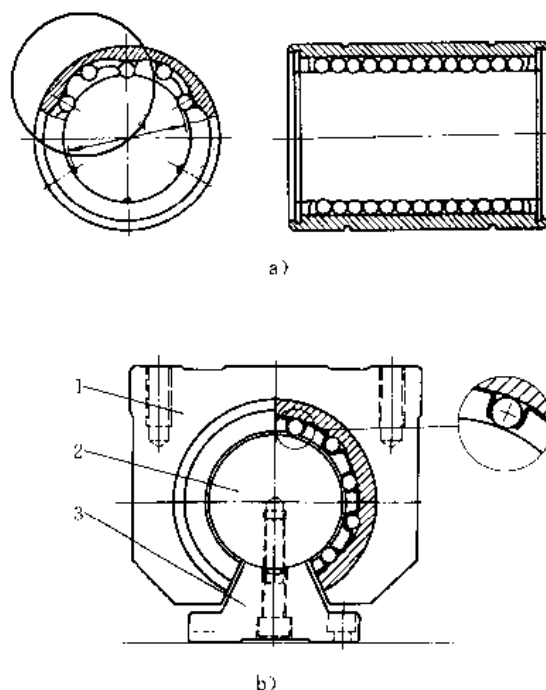


图 9·2-39 滚动导套

a) 封闭式滚动导套 b) 圆截面直线滚动导轨副

1—支承滑块 2—导轨轴 3—固定导轨

3·6 滚轮

滚轮结构见图 9·2-40, 其滚轮外圈可制成圆柱形



或中凸的回转面,滚动体可以是圆柱形或球形,带偏心套或偏心轴的滚轮常用于闭式辅助导轨,调整很方便。

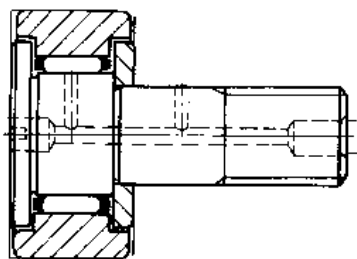


图 9-2-40 滚动导轨用的滚轮 (普通型)

3.7 典型结构图

应用于某磨床的交叉滚柱式滚动导轨见图 9-2-11, 滚动导轨材料为 20Cr 渗碳淬火处理。

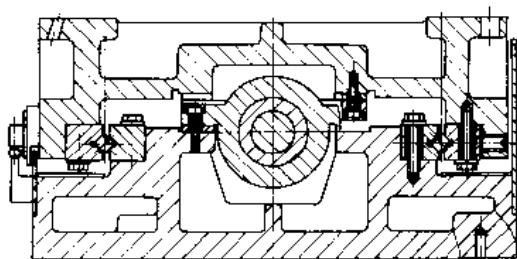


图 9-2-41 交叉滚柱式滚动导轨

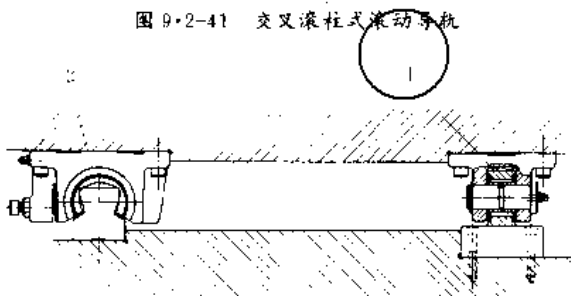


图 9-2-42 直线滚动导轨与滚轮支撑的导轨

1—滚轮 2—直线滚动导轨

直线滚动导轨副常用两导轨平行布置的方式见图 9-2-36, 有时也设计成一侧导轨用滚轮, 见图 9-2-42。用滚动导轨支承构成互相垂直的导轨面, 起支撑和导向的作用, 而利用偏心轮构成辅助导轨见图 9-2-43。

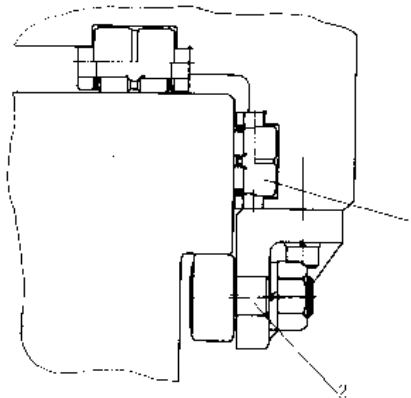


图 9-2-43 用滚动导轨支承与滚轮的滚动导轨

1 滚动导轨支承 2 偏心滚轮

4 导轨的润滑与防护装置

4.1 导轨的供油方式和润滑油的选择

润滑的目的主要是减小摩擦、避免爬行、减少磨损、降低温度和防止锈蚀等。对于任何型式的导轨, 都要保证按具体的设计要求供给清洁的润滑油。对于液体静压导轨, 在没有形成油膜之前, 不允许开动机器, 当润滑不正常时应该有报警信号。

滑动导轨的润滑要求比滚动导轨高, 下面以滑动导轨润滑为主介绍。

滑动导轨常用供油方式见表 9-2-36。

表 9-2-36 滑动导轨常用供油方式

供油方式	特点	备注	
人工加油	直接向导轨上注油	不需专门的润滑装置; 润滑不可靠, 供油不均匀; 润滑油不能回收	常用于不经常工作的调节机构的移置导轨或滚动导轨
人工加油	油杯注油	要经常用油杯注油, 供油不连续, 润滑油不易回收	常用于低速或不经常工作的滑动或滚动导轨
浸油润滑	导轨浸在润滑油中	结构简单、工作可靠; 与机器其他部分的润滑系统分开, 因此可采用粘度较大的导轨油; 因下部导轨的两边要有凸边, 增大了导轨的尺寸; 要有良好的防护装置	常用于水平的三角型导轨、平导轨及周边封闭的圆周运动导轨 (圆周速度小于 4m/s)



(续)

供油方式		特点	备注
滚轮润滑	装在油池内的滚轮，用弹簧支撑，当其上有导轨经过时，压下滚轮，滚轮转动，将油池中的油带到导轨上	结构简单，耗油量小；供油量不能调节；当导轨运动速度低时润滑效果差	常用于水平位置的滑动导轨，如龙门刨床、平面磨床等
油芯或毛毡吸油润滑		结构简单，供油量小；不会产生压力润滑的工作台浮升现象	用于中等速度、比压小、行程小、用油量小的滑动导轨
间歇供油压力润滑	手动油泵	油泵结构简单，不需动力；润滑油不易回收	常用低载荷小行程或不经常运动的导轨
	由运动部件通过凸轮挡块驱动油泵	不需专门的驱动装置，润滑可靠；供油量不大	供油效果与运动部件是经常转动还是间歇转动有关
	采用手动分油器	需增设分油器；从机器的润滑系统中分油润滑，用油较经济	常用于需油量不大，间歇工作的导轨
	采用机动分油器	由运动部件操纵机动分油器；不需要人工手动分油，操纵简单	有外购的组件
	采用液压换向阀	油泵刚启动时接通，压力达到调定值后截止	
连续供油压力润滑		润滑油量充足，对导轨有冲洗作用；油压和油量都可调节；结构复杂	用于运动速度高或比压较大的滑动导轨

选择滑动导轨的润滑油时，主要是根据导轨的工作条件和供油方式来选择润滑油的粘度。对于载荷大、速度低、尺寸大的导轨，宜选用高粘度的润滑油，而对于高速运动的导轨，宜选用粘度较低的润滑油。滑动导轨常用的润滑油见表 9-2-37。

采用润滑脂的优点是不会泄漏，不需要经常补充润滑脂，其摩擦力比稀油润滑略低。滚动导轨多采用脂润滑。易被污染而又难于防护的部位不宜采用脂润滑。常用的润滑脂有钙基润滑脂、锂基润滑脂等，也可采用二硫化钼润滑脂。

表 9-2-37 滑动导轨常用的润滑油

导轨的工作条件	供油方式	对润滑油的要求	润滑油牌号	应用实例
水平导轨	滴油或压力润滑	宜用粘度大些的油，以获得较好的摩擦特性；当运动停止时也能保持有较厚的油膜；载荷越大应采用越粘的油	32 机械油	中小机床进给导轨
			46、68 机械油 40 号导轨油	车床床身刀架，工作台直径 ≤ 1600mm 立式车床圆导轨
			68、100 机械油	工作台直径 > 1600 ~ 4500mm 立式车床
垂直导轨（立柱或横梁）倾斜导轨			100 机械油	工作台直径 > 4500mm 立式车床
			46、68 机械油	

此为公司制作，请尊重作者版权



(续)

导轨的工作条件	供油方式	对润滑油的要求	润滑油牌号	应用实例
导轨及润滑油容易被脏物所污染	滴油润滑	当润滑不充分时,宜选用粘度较大的油;随着油量增加粘度可适当提高	32 机械油	中等机床进给导轨
			46, 68 机械油	重型机床
	压力润滑		46, 68 机械油	中等机床进给导轨
			68, 100 机械油	重型机床
低载荷 (比压 < 0.1MPa) 低速 (10 ~ 30mm/min)	导轨润滑与液压系统用同一种油	应兼顾润滑和传动,选用中等粘度的导轨—液压油	20号,30号导轨—液压油	用齿轮泵或叶片泵的磨床
			30,40号导轨—液压油	用螺杆泵的磨床
低载荷 (比压 < 0.2MPa) 低速 (0.3 ~ 0.5mm/min) 要求精确定位	要求有专门的导轨润滑系统	保证动导轨移动速度均匀;低速不出现爬行;具有高精度	40号精密机床导轨油	坐标镗床水平导轨
			70号精密机床导轨油	坐标镗床横、立柱导轨
			导轨油膏	坐标镗床
要求进给均匀、提高定位精度的普通机床	要求有专门的导轨润滑系统	保证动导轨移动速度均匀;低速不出现爬行;具有高精度,应注意导轨的防护	40号精密机床导轨油	中型机床
			70号精密机床导轨油	重型机床

4.2 滑动导轨润滑油槽的类型

为使润滑油能均匀地分布在导轨的工作面上,导轨面上应开润滑油槽。常用滑动导轨润滑油槽型式见图9-2-44。若可将润滑油送入每个横向油槽,应优先选

用 I 型油槽。如果向每个横向油槽送油有困难,用 II 型油槽,导轨面为垂直或倾斜时,纵向油槽应安排在上方,见图9-2-44b,润滑油来自比它高的邻近导轨时,可采用 IV 型油槽,见图9-2-44c。为避免垂直布置导轨润滑油很快流失,可采用 III 型曲回式油槽,见图9-2-44a。

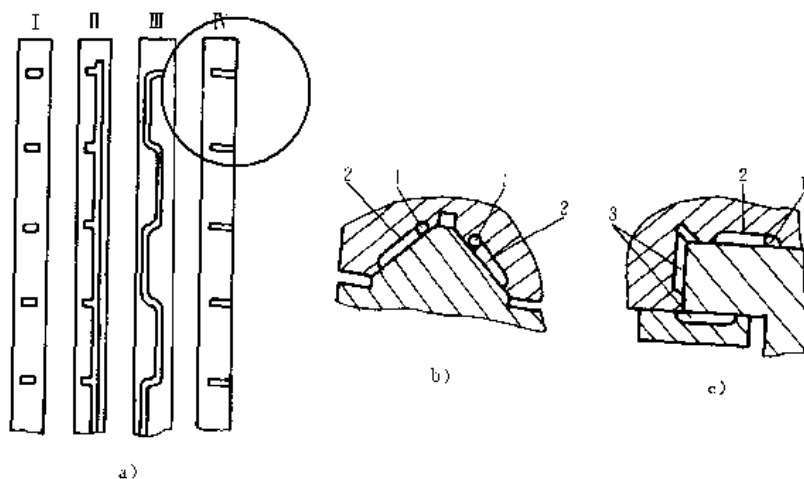


图9-2-44 常用油槽型式和应用

a) 常用油槽型式 b) II型油槽的应用 c) IV型油槽的应用

1—纵向油槽 2—横向油槽 3—IV型油槽



4.3 设计导轨润滑装置注意事项

对于高速、精密、重型以及自动化的机械和仪器的导轨润滑系统,为了得到最佳而可靠的润滑效果,还应注意下列问题:

(1) 保证润滑系统工作可靠。在导轨副起动之前应使润滑油通过润滑部位,当油压不足或润滑系统中断供油时,应能发出报警信号或能及时使导轨停止运动。

(2) 润滑油压力和流量都能调节。当油压不足或油膜厚度过小时,导轨有可能出现干摩擦,而油压过高又会使动导轨漂浮,影响其导向精度。当供油速度太低跟不上工作台移动时,还可能在润滑油槽末端出现真空。对由三角形导轨和平导轨支承的工作台,由于三角形导轨漂浮量较大而产生误差,为了消除这一影响,应

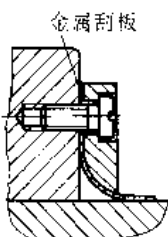
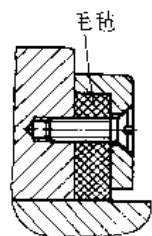
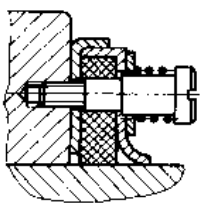
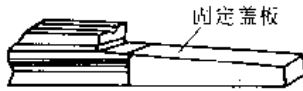
单独调节每条导轨的供油压力和流量,设立独立的润滑系统。

(3) 润滑油需经可靠过滤。对于中小型设备的静压导轨,其精过滤器不应使大于 $10\mu\text{m}$ 的微粒通过,大型设备的精过滤不应使大于 $20\mu\text{m}$ 的微粒通过。

(4) 导轨的防护装置。要求用防护装置将导轨面密封起来,避免各种硬粒进入导轨的工作面,如不能封闭,也要求能将落在导轨面上的各种尘屑硬粒较彻底地清除。此外,防护装置应有防冷却液浸蚀的能力,便于拆卸并有一定的强度。常用的导轨防护装置见表9-2-38。

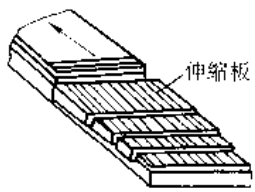
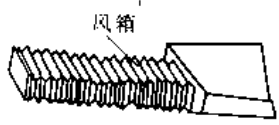
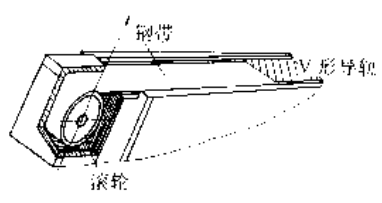
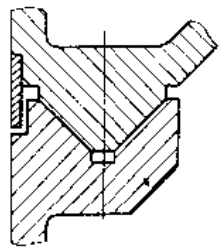
(5) 定时定量给油润滑。导轨的润滑系统,尤其是滚动导轨的润滑,常采用定时定量给油润滑方式。近年来国内已有典型的组件可供选用。

表 9-2-38 常用的导轨防护装置

类型	简图	结构特点	备注
金属刮板式		利用黄铜片或弹簧钢片自身的弹性压在导轨面上,只能刮去较大的硬粒或切削;耐热性较好;结构简单	常用于脏物不多的场合,如横梁或立柱导轨
刮板式		能吸油布油;不能耐较高温度;结构简单	常用于脏物不多,运动不频繁、人工加油或摩擦面间有润滑油的场合,用于垂直导轨时,可防油外流
金属刮削与毛毡结合式		既能耐高温又有良好的密封润滑性能;结构稍复杂	常用于立式导轨
固定盖板式		能防止脏物掉在导轨面上;导轨行程较长时,防护板也长	常与刮板式密封联合使用



(续)

类型	简图	结构特点	备注
伸缩板式		导轨不外露，防护可靠；耐热性好；制造和安装都比较麻烦；当层数较多时护板刚度不足	常用于水平导轨，移动行程为0.5~10m；当两层板间为滑动摩擦时，移动速度可达5~6m/min
风箱式		能防止微小尘粒进入，防护效果好；允许移动速度大，可达60m/min；耐高温性能较差；寿命较短	用于行程较大的机器导轨，广泛用于磨削类机床和精密仪器
钢带式		防护效果好；结构紧凑；因工作频繁钢带易疲劳失效	广泛用于坐标镗床工作台精密导轨
曲路缝隙式		因密封板间有缝隙，不直接接触；导轨移动速度可以较高；结构简单	常用于导轨的侧面防护

5 其他导轨设计

5.1 滚动-贴塑-镶钢复合式导轨

将滚动导轨支承、贴塑导轨的软带和镶钢导轨条复合用于同一导轨中，即构成滚动-贴塑-镶钢复合式导轨。

有些高精度数控机床和机械装置，其导轨副处在伺服控制系统的位置闭环内，不仅要求导轨副有高灵敏度，还要有适当的粘性阻尼特性，以防止在制动过程中产生振荡而不稳定。这种新型导轨综合了滚动和塑料导轨的优点，它承载能力大、灵敏度和定位精度高并有适当的粘性阻尼特性。典型结构见图9-2-45，这种超静定的结构设计不仅承载力大、移动灵敏而且具有较高的刚度。

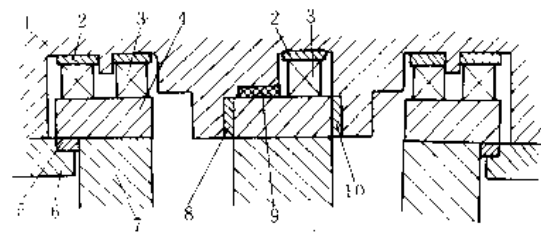


图9-2-45 滚动-贴塑-镶钢复合式导轨

- 1--运动件 2--短斜镶条 3 滚动导轨支承 4--床身镶钢导轨 5--贴有塑料导轨软带的短窄镶条
- 6 压板 7-床身 8--贴有塑料导轨软带的短斜镶条
- 9- 塑料导轨软带 10--贴有塑料导轨软带的短窄镶条

5.2 弹簧导轨

弹簧导轨主要用于精密机械与仪器的微位移机构



(又称微动工作台)中,其工作原理见图 9·2-46。弹簧导轨的主要特点是:

- (1) 摩擦力极小,没有磨损,工作稳定可靠;
- (2) 运动灵敏度高,无间隙,定位精度高;
- (3) 结构简单,移动范围小。

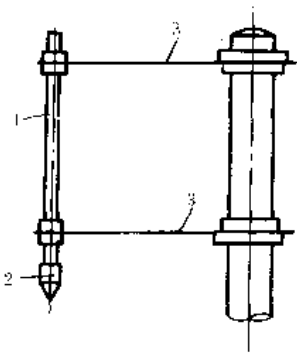


图 9·2-46 平行片簧弹簧导轨
1—杆 2—金钢石头 3—平行片簧

1. 膜片型弹簧导轨 见图 9·2-47,测微仪的测杆,由圆平膜片型片簧的变形实现测杆的轴向微位移。

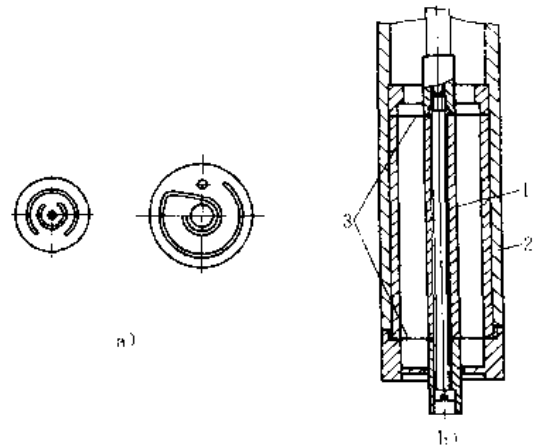


图 9·2-47 膜片型弹簧导轨
1—测杆 2—外体 3—膜片型弹簧

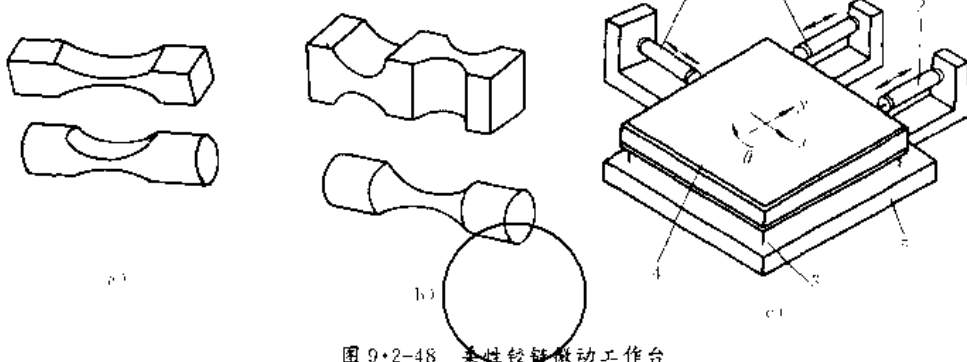


图 9·2-48 柔性铰链微动工作台
a) 单轴柔性铰链 b) 双轴柔性铰链 c) 柔性铰链微动工作台
1、2—电致伸缩位移器 3—柔性铰链 4—工作台 5—支座

2. 柔性铰链弹簧导轨 柔性铰链是一种新型弹性元件(柔性铰链形状见图 9·2-48a、b),它可以在一个或两个方向产生变形。其特点是无间隙、无摩擦、灵敏度高,可实现高精度的微位移。由柔性铰链构成的弹簧导轨见图 9·2-48c,运动件由四个两头为双轴柔性铰链的杆 3 支承在承导件 5 上,这四个杆即构成弹簧导轨。运动件由三个电致伸缩位移器 1 和 2 驱动时,即可实现 x 、 y 、 θ 三个方向的微位移,这种导轨的位移分辨率可小于 $0.1\mu\text{m}$,行程可达 $20\sim 50\mu\text{m}$ 。

的导轨即为磁浮导轨。与气垫技术相比,磁浮具有无声、易控、高效等优点。因此,磁浮技术在空间和高速列车等技术领域得到了成功的应用。实现磁浮的方式很多,目前常用的有:

- (1) 利用永磁体之间的排斥力,适用于小型装置;
- (2) 利用超导技术产生磁浮,适用于大型设备;
- (3) 利用感应涡流产生悬浮,适用于大型设备;
- (4) 利用可控直流电磁铁实现悬浮,适用于高速列车。

5·3 磁浮导轨

利用磁场作用产生垂直于物体表面的法向力,使一对相对运动部件保持一定的距离,处于一种稳定静态或相对平衡时,称为磁悬浮。利用磁悬浮原理设计成

参 考 文 献

[1] 哈尔滨工业大学主编. 机械制造工艺学 第 3 分册:轴、箱体、丝杠加工. 上海:上海科学技术



- 出版社,1980
- [2] 叶瑞文主编. 机床大件焊接结构设计. 北京:机械工业出版社,1986
- [3] 章日晋,张立乃,尚风武编. 机械零件的结构设计. 北京:机械工业出版社,1987
- [4] 王金华编著. 铸件结构设计. 北京:机械工业出版社,1983
- [5] 徐源主编. 机械设计手册,4卷. 北京:机械工业出版社,1991
- [6] 机床设计手册编写组编. 机床设计手册. 第2册. 北京:机械工业出版社,1979
- [7] 董杰主编. 机械设计工艺性手册. 上海:上海交通大学出版社,1991
- [8] 勃劳杰著. 焊件设计. 北京:中国农业机械出版社,1985
- [9] 机械设计手册联合编写组编. 机械设计手册. 北京:化学工业出版社,1987
- [10] 希格利,米切尔著. 机械工程设计. 余永昕,余长庚,汝元功等译. 北京:高等教育出版社,1987
- [11] 博雷西等. 高等材料力学. 北京:科学出版社,1987
- [12] 吴宗泽主编. 机械结构设计. 北京:机械工业出版社,1988
- [13] 赵汝嘉编. 机械结构有限元分析. 西安交通大学出版社,1991
- [14] 薛实福,李庆祥. 精密仪器设计. 北京:清华大学出版社,1991
- [15] 机床设计手册编写组编. 机床设计手册. 第3册. 北京:机械工业出版社,1986
- [16] 金属切削机床设计编写组. 金属切削机床设计. 上海:上海科学技术出版社,1985
- [17] 岑军健等编. 非标准设备设计手册. 第2册. 北京:国防工业出版社,1980
- [18] 戴曙主编. 金属切削机床设计. 北京:机械工业出版社,1981
- [19] Manfred Weck. Werkzeugmaschinen. Band 2. Konstruktion und Berechnung. Düsseldorf: VDI Verlag GmbH, 1981
- [20] 王惠敏,王仲彬主编. 仪器仪表结构设计手册. 北京:国防工业出版社,1989
- [21] Решетов Д. Н. Детали и Механизмы Металлорежущих Станков. Москва: Машиностроение, 1972
- [22] 林享耀编著. 塑料导轨与机床维修. 北京:机械工业出版社,1989
- [23] 王继正编著. CNC 铣床与切削中心. 金华科技图书股份有限公司,1991
- [24] 上海交通大学,清华大学,上海机械学院合编. 精密机械与仪器零件部件设计. 上海:上海交通大学出版社,1989
- [25] THK Bearing - Linear Motion Bearing. THK Co. LTD. Catalog No. 26E
- [26] NSK直线滚动轴承. 日本精工株式会社样本
- [27] 高瑛,马敬仲编. 铸件的变形与时效. 北京:机械工业出版社,1985
- [28] 潘少川等著. 实验应力分析. 北京:高等教育出版社,1990
- [29] 吴宗泽主编. 高等机械设计. 北京:清华大学出版社,1991
- [30] 王承鹤编著. 聚四氟乙烯导轨软带. 北京:轻工业出版社,1987
- [31] 一机部六院,武汉重型机床厂编. 重型机床制造技术. 北京:机械工业出版社,1980
- [32] 陈惠林主编. 金属切削机床. 北京:机械工业出版社,1979
- [33] GENRE JAPONI. 万有百科事典 17. 科学技术卷;SHOGAKUKAN 株式会社,1973