

目 录

第一章 绪论	1	§ 4-2 主离合器	59
§ 1-1 叉车的特点、用途及分类	1	§ 4-3 变速器	69
§ 1-2 基本参数	5	§ 4-4 万向传动装置	96
§ 1-3 叉车的简史及发展	7	§ 4-5 驱动桥	99
第二章 工作装置	9	第五章 制动系统	112
§ 2-1 叉车工作装置的特点及对它的 特殊要求	9	§ 5-1 概述	112
§ 2-2 门架系统的构造	9	§ 5-2 制动器的设计计算	114
§ 2-3 门架系统的设计计算	15	§ 5-3 制动驱动机构	126
§ 2-4 叉车的属具	44	第六章 转向系统	130
第三章 动力装置	47	§ 6-1 叉车转向系统的特点及组成	130
§ 3-1 概述	47	§ 6-2 转向系的方案选择	131
§ 3-2 蓄电池	47	§ 6-3 转向杆系的设计	140
§ 3-3 直流电动机	51	§ 6-4 转向装置的设计计算	144
§ 3-4 内燃机驱动	52	§ 6-5 转向桥	151
§ 3-5 各种动力装置的比较和选择	55	第七章 总体设计	156
第四章 传动系统	56	§ 7-1 总体设计的概述	156
§ 4-1 叉车传动系统概说	56	§ 7-2 总体设计中涉及的整机特征	159
		§ 7-3 总体设计中的其它问题	189

第一章 绪 论

§ 1-1 叉车的特点、用途及分类

叉车是应用十分广泛的流动式装卸搬运机械，是物料搬运机械（国外称为工业车辆或地面运输车辆）的一种。叉车又名铲车、万能装卸车或自动装卸车。它是由在无轨底盘上加装专用装卸工作装置构成的。

图 1-1 所示是叉车从卡车上将货卸下运到库内堆放的工作流程。卡车到达卸货点后，司机将叉车由停车处沿路线①开到卡车旁停着，将门架放直，并将货叉升起至适当高度，缓缓前进使货叉伸到箱底将货箱托起。叉车稍后退，将货叉下降到距地约 300mm 处，让门架后倾成行驶状态后，沿路线②倒车掉头。顺路线③进入库内停放在堆放位置，使门架竖直、货叉放平并降至地面，倒车退出货叉后，操纵门架使之成行驶状态，然后再沿路线④倒车调头。至此就完成了一次作业循环。以后改沿路线①开到卡车旁进行后继的作业循环，直至卸完这批货物并堆成货垛为止。当货量较大或要求快卸时，可用几台叉车同时作业。上述作业步骤是为理解方便而分解断开的，实际上技术熟练的司机操作时，许多动作是同时协调进行的，顺序各步均相应连接起来，而无过长的中断时间。当然叉车也可在宽度不大的垛间通道内工作，从货垛上取下货物，运到库外装车发运。

叉车因机体紧凑，轴距较短，转向轮转角范围大，而能灵活地运转；在窄狭的场地上和通道内作业，能通过较小的门洞；因采用了液压传动的工作装置，司机容易操纵，动作平稳；采用货叉直接取货而无需辅助人员；配有可更换的属具能适应不同的货种。这些都是它的特点。

在叉车的每一作业循环中，司机要多次使用油门、离合器和变速手柄来改变车速和倒车，转动方向盘以改变行驶方向，使用制动器来减速和停车，还得使用液压阀操纵手柄来控制门架货叉的升降和摆动。此外还要避让路上的障碍物、同时作业的车辆和意外出现的行人，因此在作业时，司机是相当紧张的，注意力必须高度集中，而且应有熟练的技术。当然对叉车来说，工作条件也是相当苛刻的。这些是另一方面的特点。

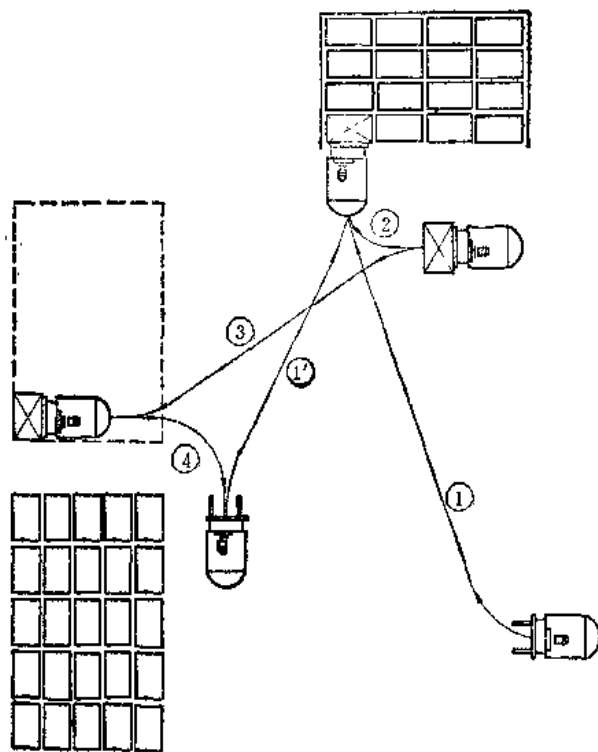


图1-1 一种叉车作业情况示意图

叉车的主要用途是进行装卸、堆垛和拆垛以及短途搬运工作。有时也可兼作牵引车，用来拖挂拖车提高运量。

由于叉车具有很好的机动性和通过性，又有较强的适应性，适合于货种多、货量大且必须迅速集散和周转的部门使用，因此叉车成了港口码头、铁路车站和仓库货场等部门几乎不可缺少的机种。

在各类工厂（如机械制造厂、纺织厂等）中，叉车可用在车间、仓库内和在它们之间搬运原料，半成品与成品。

随着社会生产的发展，叉车的性能得到改善，数量、品种和规格不断增多，使用范围也不断扩大。例如在森林中及木材工业方面，已在堆场和加工厂中使用叉车来装卸与搬运圆木、方木和板料。在水泥预制品的加工中，过去一直使用塔式起重机进行装卸搬运工作，现在国外已大量改用叉车，获得了良好效益。类似的情况还有许多。

在军事方面，叉车已承担了后勤军需中的许多任务，如被服、弹药和枪械，装甲钢板与舰艇辅机等等的搬运与装卸。也可在各种维修工作中做辅助工作。一些国家已有正规的军用叉车系列。

叉车已成功地进入了新兴的、有高技术要求的集装箱运输领域。在有严重爆炸危险的石油和化工工业中，对所用机具有非常严格的防爆要求，当今的叉车已完全能满足这些要求，能胜任其中的搬运工作。

由于从事的工作不同，使用的要求不同，叉车有多种类型。可从不同的角度来分类。

按构造型式分类的依据是我国的部颁标准（JB/Z 128—84），在此叉车被划入起升车辆的堆垛车辆一类中。堆垛车辆又包含11种（表1-1）。

平衡重式叉车 它是最为常见、数量最多且用途最广泛（图1-2）的一种叉车。它的工作装置是由可摆动的带有货叉的伸缩式门架系统和使之发生升降、摆动的液压系统组成的。后者又由油泵、各种液压阀、工作油缸以及联系它们形成回路的油管等等所组成。工作装置位于前轴之外，靠车的自重和平衡重来平衡货叉上的载重，以保证它在满载工作时不会翻倒。货叉是基本的取物装置。为适应不同的工作对象和提高效率，也可换装其它的属具（即取物装置）。

侧面叉车 见图1-3a，它的车体较长，门架装在车的中部，面向侧面。取货时使门架向侧面移出，货叉伸出车体外直入货物下，然后升起货叉，缩回门架，再降下货叉使货物落在车的平台上，货叉回到初始位置进行搬运。侧面叉车宜用于长形货件（型钢、圆木等等）的搬运。运距可大些，要求的工作场地较大。

插腿式叉车 它分为插入式（图1-3b）及跨入式（图1-3c）两种。前者的货叉位于带有小型车轮的前伸支腿的正上方，取货时货叉及支腿都插入货物下。后者的货叉位于两前伸支

表1-1 起升车辆的基本型式

起升车辆	堆垛车辆	平衡重式叉车 前移式叉车 { 门架前移式 货叉架前移式 插腿式叉车 托盘堆垛车 平台堆垛车 操作台升降式叉车 侧面式叉车 越野叉车 侧向堆垛车 三向堆垛车 跨车
	非堆垛车辆	托盘搬运车 平台搬运车 跨车 拣选车

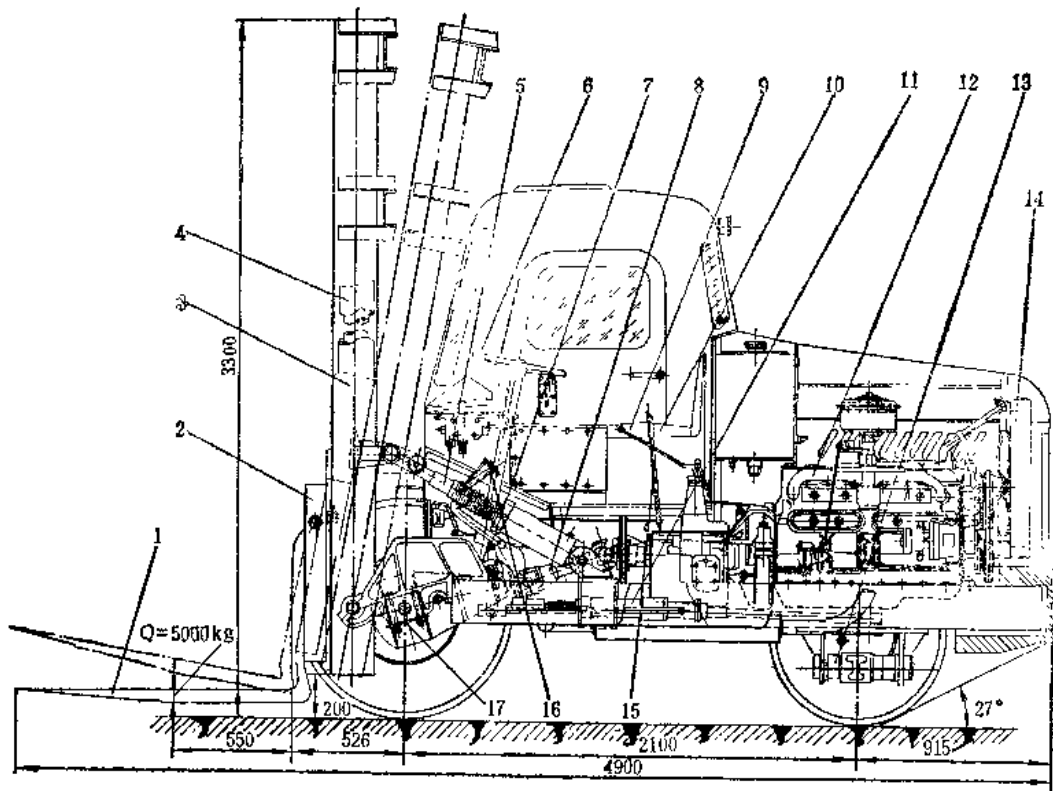


图1-2 平衡重式叉车

- 1—货叉 2—叉架 3—门架 4—起升油缸 5—倾斜油缸 6—方向盘 7—转向器 8—传动轴
9—变速器操纵杆 10—座椅 11—转向助力器 12—发动机 13—转向桥 14—散热器 15—手
制动杆 16—制动踏板 17—驱动桥

腿之间，取货时支腿跨在货件两侧。它们多用于室内搬运较小的货件，也可用于室外，但要求地面或路面平坦无坡。因构造不同，两种型式的插腿式叉车对堆垛的方式要求也不同。它们的货件重心落在车轮构成的支承轮廓内，外形小巧，运转灵活，所需通道宽度很小，故能更有效地利用仓库的地面，提高其经济效益。

前移式叉车 其用途和使用场所与插腿式相同，但构造原理不同。这种叉车也有两种型式：货叉前移式（图1-3 d）及门架前移式（图1-3 e）。取货时移动货叉或门架，使货叉伸出到支承轮廓之外取货，然后带着货件回到原始位置（支承轮廓内），这样才能行驶。这类叉车对堆垛无特殊要求，但构造复杂。

越野叉车 从其构造来看，它与平衡重式叉车相同，但必须满足能够在崎岖不平的、泥泞的或坡度较大的道路上行驶及在未经修整的场地上工作的特殊要求。

从叉车使用的动力来看，只有起重量及起升高度都很小的叉车可以使用人力来提升、靠人推或拉使之行走外，其它的叉车都装有动力装置。

按所用动力装置的类型，叉车可分为电驱动和内燃机驱动两种。电驱动的叉车以蓄电池供电为主，由普通电网经电缆供电的很少。电动叉车的优点是不污染环境、噪声小和便于操纵。但因受蓄电池的容量小且能源补充不便的限制，其工作能力和持续工作时间相对较小。若由电网供电，又因有电缆使其工作范围受到限制。电动叉车通常多用于室内及对防止污染有较高要求的场所。内燃机驱动的叉车没有电驱动的那些缺点，但有排气污染和较大噪声的缺

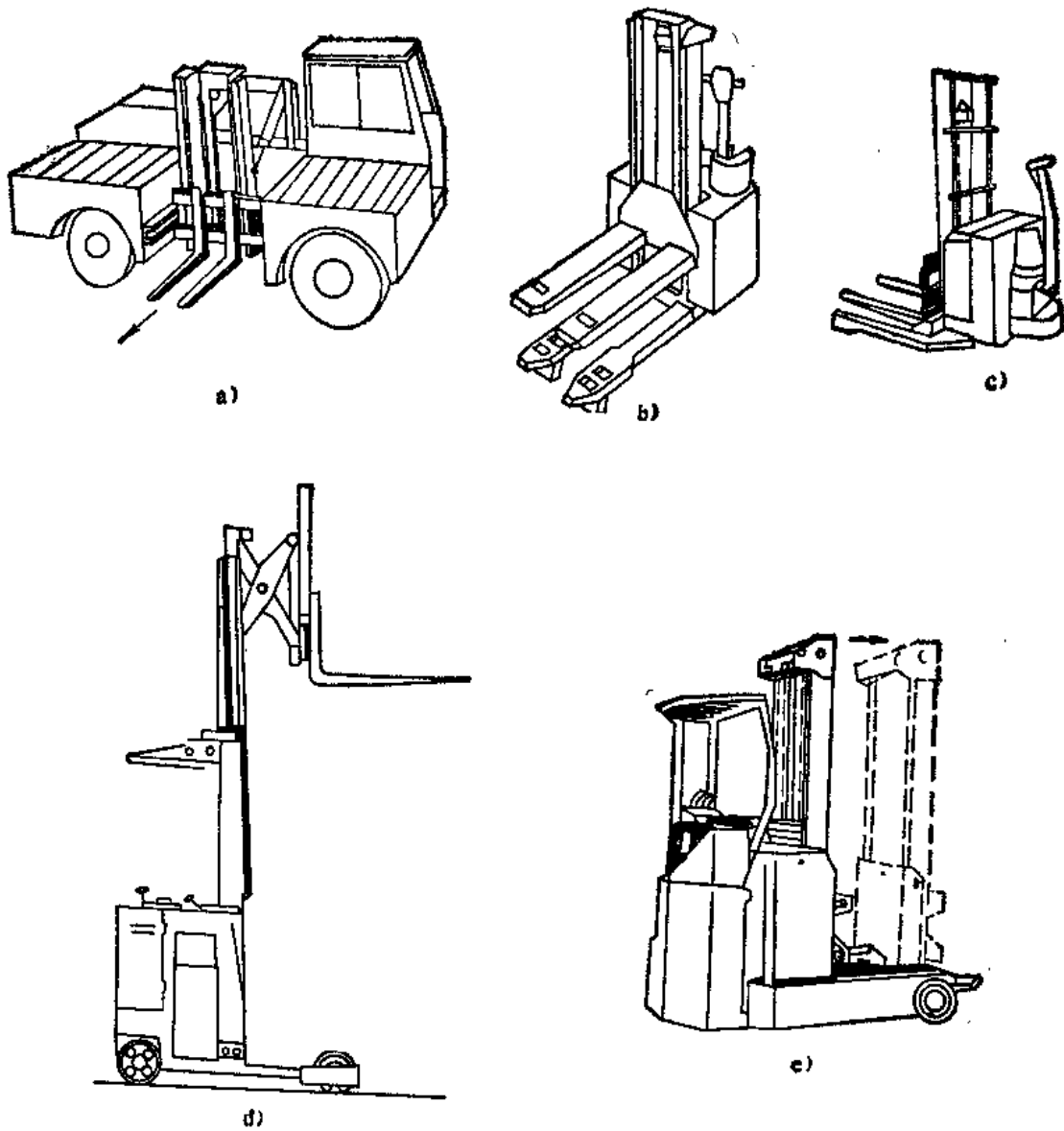


图1-3 其它型式的叉车

- a) 侧面叉车 b) 插腿式(插入式)叉车 c) 插腿式(跨入式)叉车
d) 前移式(货叉前移式)叉车 e) 前移式(门架前移式)叉车

点。前移式和插腿式叉车及中、小吨位的平衡重叉车可用电驱动，各吨位级的平衡重式叉车都可使用内燃机驱动。近年来出现了内燃机—发电机—电动机的驱动型式。内燃机驱动的叉车用柴油机的较多，小吨位叉车也可用汽油机驱动。此外还可使用以可燃气（包括液化石油气及液化天然气）为燃料的内燃机驱动。

从操作时司机的工作姿态可分为坐式、站式及步行式三种。坐式是指叉车上设有司机座椅，司机坐着操作。站式则指车上无座椅，但有供司机站着操作的位置。步行式是指司机在车下跟随叉车行走操纵。后者多属于无动力装置或较小的叉车。平衡重式叉车总是设有司机座椅的。此外，还可按传动方式来分类，这将在以后的章节中讨论。

§ 1-2 基本参数

基本参数（或称主要参数）是用来表示机器的主要技术特性、工作性能或能力的参数，也用于指导设计，作为设计的原始数据，是进行总体设计所必需的。由标准或规范给出的基本参数的规定值，是设计者必须遵从的。使用者根据具体的使用条件选择叉车时，基本参数

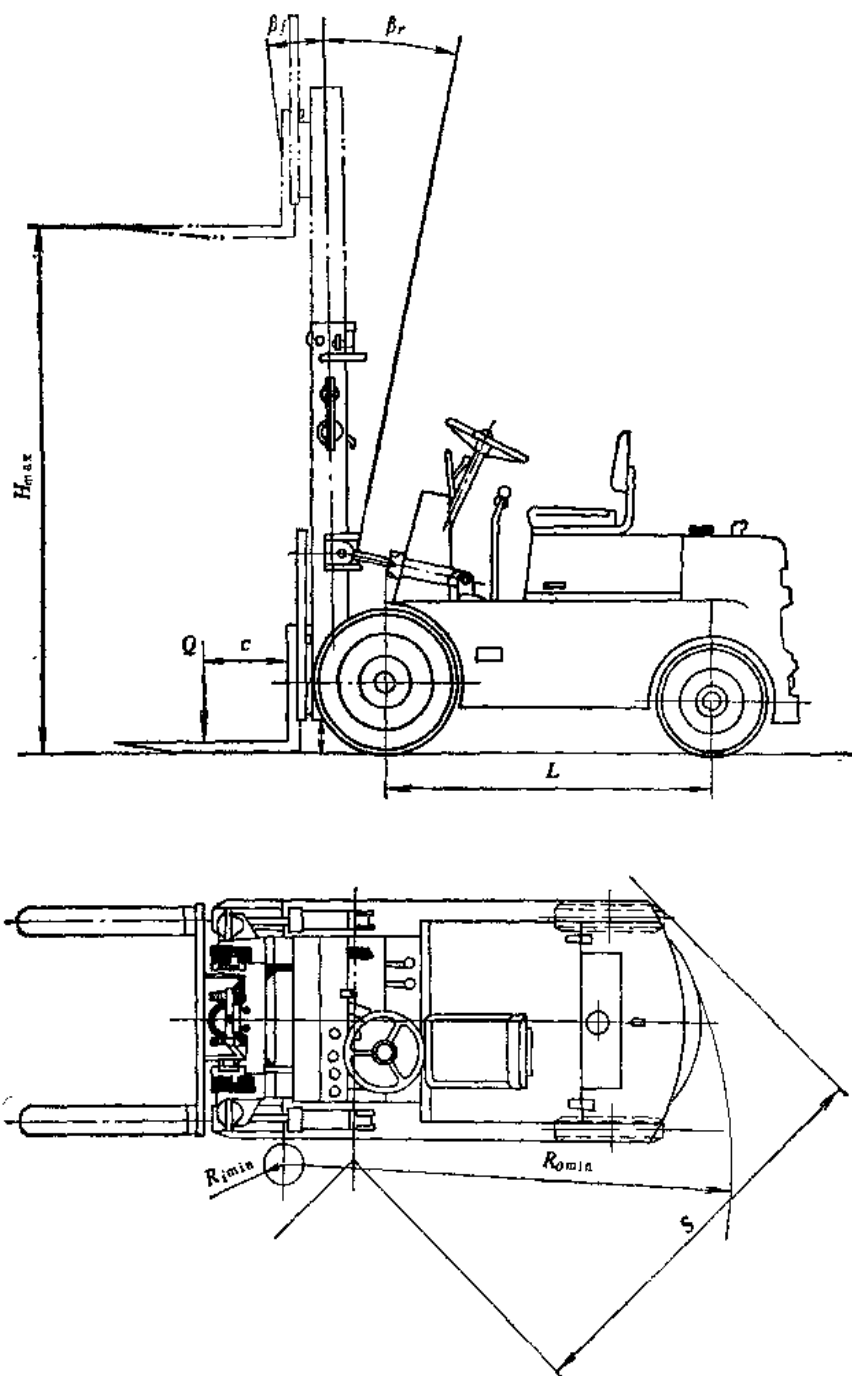


图1-4 叉车的基本参数示意图

是必不可少的依据。在我国有关叉车的标准中，给其基本参数下了明确的定义，也规定了一些基本参数的值。基本参数（图1-4）有以下几个：

1) 起重量(Q)——额定起重量 是指货叉上的货物重心位于规定的载荷中心距上时，叉车应能举升的最大重量。我国标准中的起重量系列规定为：0.50, 0.75, 1.00, 1.25, 1.50, 1.75, 2.00, 2.25, 2.50, 2.75, 3.00, 3.50, 4.00, 4.50, 5.00, 6.00, 7.00, 8.00, 10.00, 12.00, 14.00, 16.00, 18.00, 20.00, 25.00, 28.00, 32.00, 37.00, 42.00 t

2) 载荷中心距(c) 是指货物重心到货叉垂直段前表面的规定距离。标准中所给出的规定值与起重量有关，起重量大时，载荷中心距也大。平衡重式叉车的载荷中心距如下：

额定起重量 Q/t	$Q < 1$	$1 \leq Q < 5$	$5 \leq Q \leq 10$	$12 \leq Q \leq 18$	$20 \leq Q \leq 42$
载荷中心距 c/mm	100	500	600	900	1250

3) 起升高度(h_{max}) 指叉车位于水平坚实地面上，门架垂直放置且承受有额定起重量的货物时，货叉所能升起的高度——货叉水平段上表面至地面的垂直距离。现用的起升高度系列为：1500, 2000, 2500, 2700, 3000, 3300, 3600, 4000, 4500, 5000, 5500, 6000, 7000 mm。

每一个吨位级的叉车，取起升高度系列中的一个规定值作为其标准的起升高度。这样的车型也相应地被称之为标准型。起升高度系列中其它的规定值也是可选用的，但这样的叉车则是非标准型的。

4) 满载行驶速度(v_{max}) 指货叉上货物达到额定起重量且变速器在最高档位时，叉车在平直干硬的道路上行驶能达到的最高稳定行驶速度。其单位为km/h。

5) 满载最大起升速度(v_{max}) 指叉车在停止状态下，将发动机油门开到最大时，起升大小为额定起重量的货物所能达到的平均起升速度。其单位为m/min。

6) 最小离地间隙(a_{min}) 指叉车在无载或满载两种情况下，除直接与车轮相连接的零件外，车体上最低点距地面的最小垂直间隙。其单位为mm。

7) 满载爬坡度(α) 指货叉上载有额定起重量的货物的叉车，以最低稳定速度所能爬上的长为规定值的最陡坡道的坡度值。其值以百分数计。

8) 门架的前倾角(β_f)及后倾角(β_r) 分别指无载的叉车门架能从其垂直位向前和向后倾斜摆动的最大角度。

9) 最小转弯半径(R_{min}) 指将叉车的转向轮转至极限位置并以最低稳定速度作转弯运动时，其瞬时中心距车体最外侧的距离。其单位为mm。

此外，自重及最大外形尺寸也是叉车的主要参数。其中最大高度是指门架完全缩回时的最大结构高度。前、后车轮中心线间的水平距离称之为轴距。轴距也是一个主要参数。

基本参数中，起重量和载荷中心距能体现出叉车的装卸能力，说明它能装卸和搬运的最重货件。最大起升高度能说明它利用空间高度的情况，可估算可能的堆垛高度和仓库空间的利用程度。在估算作业循环时间时就要用到速度参数，再考虑起重量参数就可估算出生产率，当然还必须知道各种辅助动作所用的时间。

其它几个基本参数则综合地说明叉车对其工作场所的要求或适应能力，说明叉车的通过性能。在考虑道路坡度、路面情况、通道宽度及车间和仓库门洞的净空等等与叉车通过性有关的问题时，就自然地涉及到这些参数。

标准中给出的基本参数值常常是单界的，即依参数的性质而定，要求其实际值大于（小于）或等于规定值，但也不要相差太大。对选定的其它基本参数也是这样。

§ 1-3 叉车的简史及发展

平衡重式叉车首次出现是在第二次世界大战期间，先用于军事^①。至今它已有大约半个多世纪的历史。最早的叉车是在现成的汽车底盘上加装简单门架系统构成的。在发展中改进成可伸缩的两级门架，并逐渐摆脱了直接用汽车底盘改装，但主要总成与部件仍借用现成汽车的，或仅做部分改变以适应叉车的特殊要求。随着叉车生产数量的不断增加，开始制造专为叉车设计的各种配套总成与零部件后，叉车的主要性能和使用寿命得到提高。

内燃叉车的动力装置，最初是汽油机，后来才用性能更符合叉车工作需要且比较经济的柴油机，它发展迅速，现已成为主要的了。使用可燃气（液化石油气与液化天然气）的内燃叉车出现较晚，但因优点较多，近年来有较大增长。已着手从内燃机设计上考虑叉车的特殊需要，如考虑悬挂液压油泵的方便和带有供其它用途的功率分出装置。传动系统的变化更加明显，早已采用变速器与驱动桥的刚性连接方式，省去了方向传动。从性能较差的机械传动过渡到用液力变矩器的液力传动，使叉车的牵引特性和驾驶方便性得到巨大改善。静压传动的叉车问世较晚，它易于实现爬行，使停车位置非常准确，操纵也容易。转向系统的发展表现为增大转向车轮的转角范围以减小转弯半径，解决快速转向与操作轻便的矛盾。其中包括各种转向梯形机构的产生，在转向操纵系统中使用各种助力装置以及全液压转向器等。

电动叉车在克服自身缺点和在与内燃叉车的竞争中，也不断地向前发展。前些年它的年生产量大于内燃叉车的年生产量，但近年来已被内燃叉车超过了。多年来人们一直在为解决由携带能量有限而增补又不方便所产生的问题进行研究。改进方法可概括为“开源节流”。

“开源”就是要提高蓄电池的容量而不增大它的体积和重量，已开发出来现在使用的大容量牵引蓄电池，但问题仍未得到彻底解决。“节流”是指减少蓄电池能量的无益消耗。现今国外已用既可节能又便于操作的晶闸管控制系统取代了旧式的电阻控制系统，更先进的已实现部分回收行驶制动时的废弃能量，用以使每次充电后的使用时间更长一些。为使增补能量方便化，研制成了快速充电装置，使充电时间大大减少。同时还出现了可装在叉车上、直接利用普通电网来充电的设备，从而使电动叉车每个工班的实际工作时间增多。

制造工艺上的不断改进是促使叉车迅速发展的重要因素，但难于划分阶段和找出各阶段的特点。制造工艺上可看出明显变化的是门架的立柱，它最初是用普通的建筑结构型钢，焊成门架后再机械加工。后改用由钢板经热冲压成形的槽钢，它的截面形状能较好地符合受力情况的要求。现代叉车用的专用轧制异型槽钢的截面形状与尺寸比例，不仅有良好的力学特性，而且能使重量减轻。剧烈的市场竞争迫使生产厂家积极地把各种新技术、新工艺和新材料引进到叉车制造上来，以保证生产优质、可靠、长寿且价廉的产品，加强竞争力。其中比较重要的措施是加强了试验检查，不论对零部件和对整机都是这样。制定了非常严格的试验条件与标准。大力改善试验条件和改进检测手段，使用先进的设备。为了迅速获得试验结果，及时改进产品，而采用了强化试验。

我国的叉车生产是解放后才开始的。在 50 年代先后由沈阳电工机械厂和大连叉车厂分别

^① 有的文献指出：“1932年就有商品叉车”。

仿制苏联产的 1.5t 平衡重式蓄电池叉车和 5t 内燃叉车开始，随后生产厂家与产品的产量和种类规格逐渐增多。在积累了一定的生产经验后，开始转为参考进口样机自己设计。60 年代初曾调集了各种国产叉车，按统一的标准和方法对它们进行了主要的整机性能测验，共同研究改进措施，走上了组织起来共同提高的道路，同时还研究了叉车行业的发展与布局的规划。随即就出现了第一个生产叉车的专业厂——宝鸡叉车厂，一些科研单位设置了专门从事叉车技术研究的部门，一些高等院校的起重运输机专业增设了有关叉车的课程以适应生产发展的需要。现今已有几十家生产叉车的工厂，作为行业的定点厂绝大多数是生产叉车的专业厂，它们的生产能力多在 500 台/a 以上，有许多已超过 1000 台/a。全国叉车的年产量已超过万台。内燃平衡重式叉车系列已经几次更新，系列密度和性能参数都有很大进步，已接近国际水平。除少数起重特大的和特种叉车外，一般类型的都能制造。难度大、技术要求高的大型集装箱跨车和叉车，以及防爆叉车等等也已试制成功。经过严格的生产整顿后，工厂管理大有改善，叉车产品的质量和“三化”（标准化、系列化和通用化）程度已大大提高，由于我国社会主义建设正在飞快地发展，国民经济各部门对叉车的需求量很大，对质量的要求愈来愈高，对此叉车行业正在积极努力采取各种有效措施，以适应发展形势的要求，其中包括改善工艺装备、采用先进工艺、严格试验与检查的要求、提高设计质量、实行“生产许可证”制度等等；同时还大量吸收和引进国外先进技术，进行各种形式的对外合作，有计划地进行许多专业研究与技术攻关，发展专业化生产；重视提高工人和技术人员的素质，大力开展技术培训。可以预料，在不久的将来，我国的叉车生产一定会有更大的发展，产量与质量都将有大幅度的提高，从而打进国际市场，为社会主义建设事业做出更大的贡献。

第二章 工作装置

§ 2-1 叉车工作装置的特点及对它的特殊要求

为了解决所需的大起升高度与低结构高度之间的矛盾，叉车的门架由内门架与外门架（简称内架及外架）组成，它们里、外嵌套，用起升油缸使内架可在外架内移动，成为可伸缩的构造。这是它的构造特点。因工作要求，门架布置在车的前方，在前轴前边，这是它在布置或位置上的特点。内架、外架和叉架都是用型钢焊成的平面框架，它们与起升油缸和链滑轮组的重量占了工作装置总重的绝大部分，且集中在位于前轴外边的门架平面内，因而是影响叉车抵抗向前翻倒的能力的不利因素。由于门架在前司机在后，因此组成门架系统的多数构件及起升油缸和链滑轮组都会挡住司机的视线。

在设计时，应尽力减小这些不利影响，为此必须注意两点：一是在保证工作装置能正常工作的前提下，应尽可能地将它布置得靠近前轴；二是在考虑司机视野问题时，必须保证在叉车无载行驶下，司机能看见货叉又尖，同时应力求在货叉由地面升起至顶端的整个过程中，司机都能很好地观察货叉上货物的情况。

§ 2-2 门架系统的构造

一、构造原理

图2-1a是旧式二级门架，是早期叉车用的，在此用来说明门架的基本构造。图2-1b是原理简图。外架1和内架2都是由两根立柱和一个或两个端梁焊成的框架。内架仅有一个上端

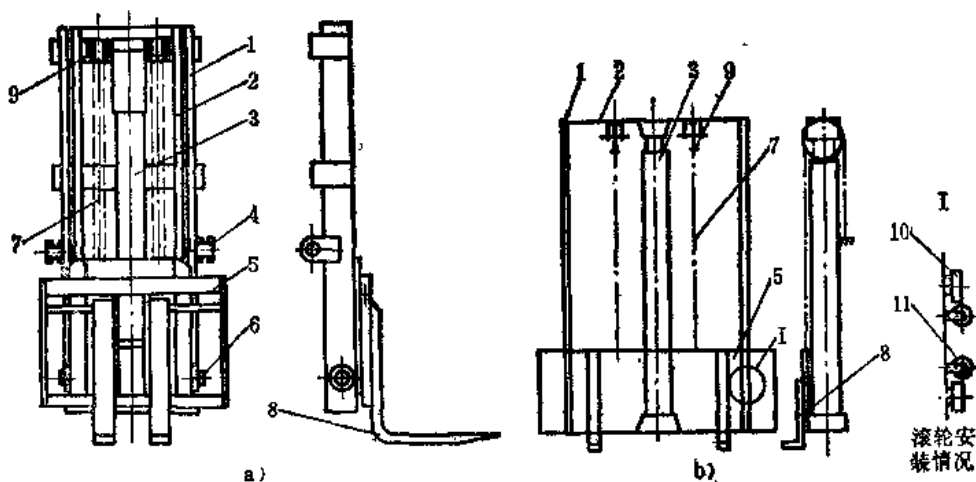


图2-1 无自由提升的门架

a) 构造图 b) 原理图

- 1—外架 2—内架 3—起升油缸 4—倾斜油缸铰轴 5—叉架 6—外架下铰轴
7—起升链 8—货叉 9—链滑轮 10—纵向滚轮 11—侧向滚轮

梁，下部有一个很弱的横系杆。外架有上端梁及下端梁，为不妨碍内架，上端梁放在立柱顶端后翼缘后边。中部由横梁加强，其两侧伸出有联接倾斜油缸的铰轴。左右立柱为异型槽钢，其开口相对。叉架和内架上的各滚轮组分别安放在内架和外架立柱的槽内，滚轮组构成叉架，内架和外架相互之间的活动联系，起传力和保证有正确运动的导向作用。起升链滑轮组包含两套对称布置的起升链和动滑轮，滑轮座固定在内架上梁。起升油缸的上、下支座分别固定在内架上梁和外架下梁上，为保证安置在其间的起升油缸受纯压力，支座的支承表面常为球面。链的一端固定在外架的下梁或立柱上，另一端与叉架相连接。为使两链受力均匀，连接处常装有简单的弹簧调节装置。

采用这种构造时，油缸的柱塞或活塞杆一伸出就迫使内架、动滑轮、链条和叉架带着货叉同时运动，内架立即伸出在外架之外。这种构造称为无自由提升的门架。由于滑轮组的构造特性，货叉起升速度为柱塞伸出速度的2倍。

无自由提升的门架构造，对叉车的通过性能有不利影响。若有自由提升，则货叉升起高度在一定范围（即自由提升高度）内时，内架顶端并不伸出在外架之上，因而叉车高度并不增大，这对叉车工作十分有利。

图2-2是有自由提升的门架系统，它的动滑轮不装在内架上，而装在起升油缸顶部横梁两端的轴颈上，该横梁与内架上梁之间有一段可获得自由提升的间隙。柱塞初伸出时仅带动链轮使货叉升起而内架不动，当间隙消失后，柱塞继续上升时才迫使内架与货叉同时上升。当货叉升至接近其最大高度，还差一个自由提升高度的距离时，叉架已达到内架上的最高位置，两者的定位挡块相互接触，此后由叉架将内架提起，它与油缸顶横梁间又出现间隙。当货叉到达最大高度时，这个间隙值恢复到与刚开始起升时一样。下降过程与起升时相反。为保证正确的相对运动，在内架下梁中央处装有向下的导杆，油缸顶部横梁上有与之对应的导孔，在油缸与内架有相对运动时，导杆将在导孔中移动。这种自由提升是由合理地利用油缸在内架与外架之间的布置间隙得到的。

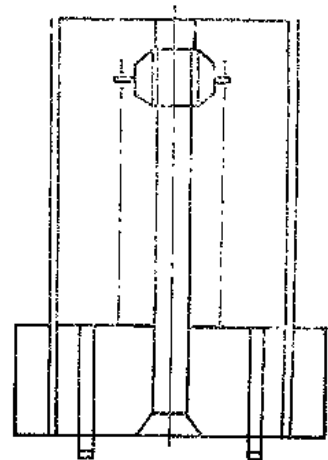


图2-2 有自由提升的门架原理图

另一种可简单地构成自由提升的方法，是利用图2-1的构造，但把外架的高度取得大于内架的高度。在内架完全缩回时，其顶点低于外架顶点，两者高度差的两倍就是自由提升行程的大小。缺点是最小结构高度比无自由提升的要大些。

二、门架系统及其零部件的构造

货叉一般由合金钢40Cr锻成，常见形式如图2-3a及b。货叉垂直段的顶端称为叉头，它与叉架上的承叉构件连接。图2-3a为眼环式叉头，叉架承叉轴穿过其中，叉可绕它摆动。图2-3b为钩槽式叉头，叉架上梁嵌入其中，两者不能相对转动，因而取货时偶有不便。眼环式叉头用U形卡子来实现货叉定位，而钩槽式的则用装于叉头上的弹簧定位销。

货叉水平段前端称为叉尖，为取货方便常用楔形。上平下斜的叉尖能适应略有不平的地面，对取货有利，而上斜下平的叉尖，则宜对软质货物装卸使用。也有全水平段为斜面的。

水平段的长度称为叉长。起重大的叉长也大。叉长系列的规定值如下：750，800，900，950，1000，1050，1150，1200，1350，1500，1650，1800，2000，2400mm。

装卸重量轻而体积大的货物，常因受规定叉长限制不能充分利用叉车的起重能力。为加长货叉长度，可在标准货叉上加装叉套。叉套一般用槽钢制成，图 2-3 c 表示了一种叉套的具体构造。使用时应注意货物重心前移问题。

叉架有两种型式：一是板结构的，如图 2-4 a 所示，配用钩槽式货叉，用于小吨位叉车；另一是由型钢焊成的框架结构，如图 2-4 b 所示，配用眼环式货叉，使用十分广泛。两种叉架的背面都装有纵向及侧向滚轮组，链条固于叉架上部。

内架与外架的构造前面已介绍，这里主要阐述它们相互间的联系方式与立柱截面形状。早期叉车的门架立柱用普通槽钢制成，内架小外架大，两者套在一起，为减小相对移动时的摩擦阻力，两槽钢的翼缘之间装有镶条。因内架与外架的立柱相互重合，故称这种门架为重叠式的。因立柱截面形状及大小不合理，且运动阻力大，现已被并列式门架取代。在并列式门架中，内架和外架的立柱并排布置，且改用纵向和侧向滚轮组作为其间的联系。除视野有所减小外，其它都有改善。

曾用轧制或用钢板经热冲压分段成形或用槽钢轧制的作为门架立柱（图 2-5 a 及 b），虽都能使截面形状和尺寸关系有所改善，但仍不合使用要求。现今采用轧制的叉车用厚翼缘薄腹板异型槽钢，如图 2-5 c 及 d，称之为 CJ 型及 CL 型组合。其中 J 型和 L 型的截面形状和尺寸关系使之具有较大的抵抗纵向和侧向弯曲及约束扭转的能力，且材料利用合理。J 型的不利于门架布置，但便于轧制，适合我国情况，所以采用 CJ 型的立柱截面组合方式。也有采用其它的截面形状立柱，如工字形立柱等等，但情况不多。

导行滚轮组分为纵向及侧向两组，各由四个滚轮组成。前者在垂直于门架的平面内，而后者在门架自身的平面内起传力和导行的作用。它们的构造示于图 2-6 上。纵向滚轮受力较大，故直径也大且用滚动轴承，侧向滚轮受力小，直径也小，故用滑动轴承或滚针。现已常见用外圈加厚的特殊滚动轴承作纵向滚轮。图 2-6 c 是复合滚轮，其侧向滚轮安装在纵向滚轮的中心处，从而使滚轮组中纵向与侧向滚轮的间距重合，因而能减小构造尺寸及简化安

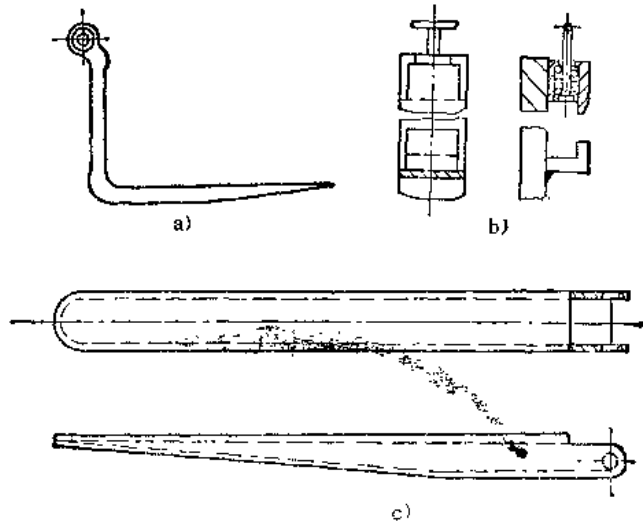


图2-3 货叉及叉套
a) 眼环式货叉 b) 钩槽式货叉 c) 叉套

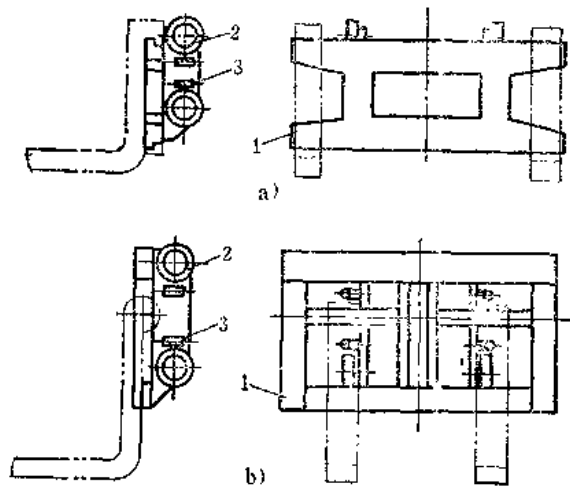


图2-4 叉架
a) 板结构式 b) 框架式

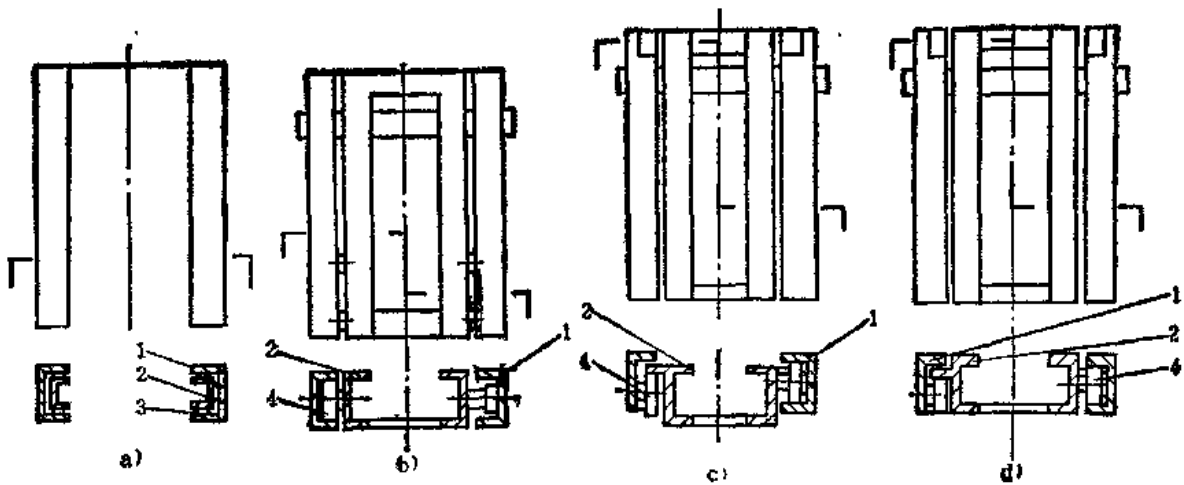


图2-5 门架立柱的截面形状与组配

a) 重叠式 b)、c)、d) 并列式

1—外架立柱 2—内架立柱 3—链条 4—滚轮组

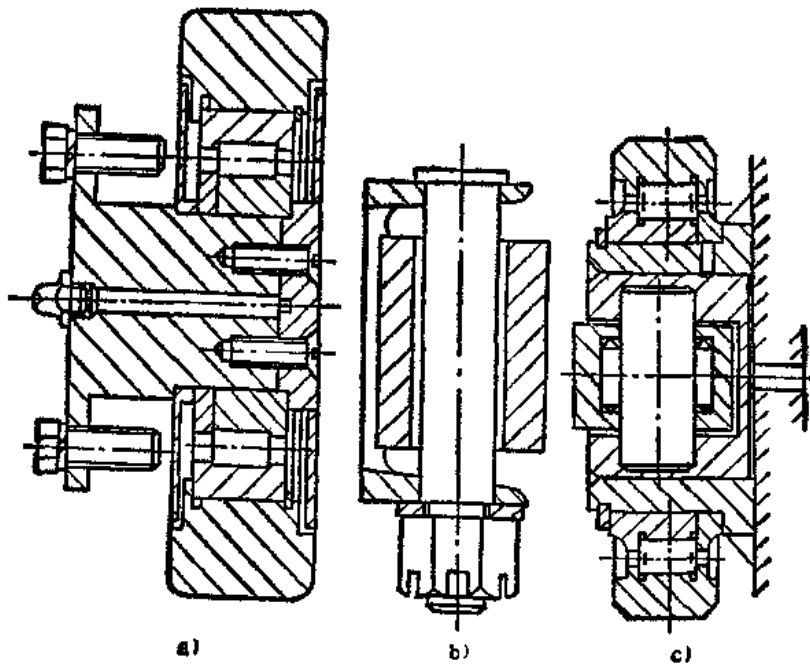


图2-6 滚轮构造

a) 纵向滚轮 b) 侧向滚轮 c) 复合滚轮

装。

滚轮组全布置在内架立柱上时，可有图2-7 a 中的四种组合方案。就受力来看，以①比较合理。对受力更有利的是将组中上边的滚轮改为布置在外架立柱顶端（图2-7 b），但对安装顺序有一定要求。因滚轮的间距愈大，其上受力就愈小，所以图2-7 c 的三滚轮方案同样也可改善受力情况。在常用的升高情况下，由同侧的上、下两滚轮受力，在上滚轮高出外架立柱顶端后改由中、下两滚轮受力，为此三个滚轮的中心不在一直线上，中滚轮的位置稍稍偏后。缺点是在上、中两滚轮作用交替时出现轻微的冲击。

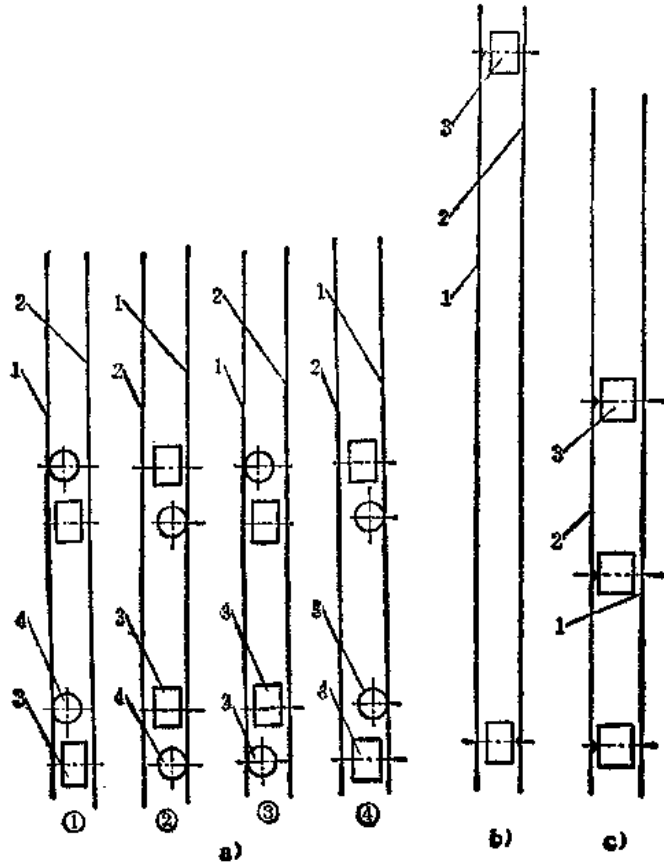


图2-7 滚轮布置方案

a) 全在内架上 b) 在内架及外架上 c) 三滚轮式
1—外架 2—内架 3—纵向滚轮 4—侧向滚轮

过去，起升油缸和链总是布置在门架中央，这样对司机的前视不利。先后出现过各种改善司机视野的办法。如将链条布置得紧靠油缸两侧，甚至将两链并排布置在油缸前后，或使用外形短但总行程符合起升高度要求的双级复合油缸，或用两个普通单级油缸来代替原用的长油缸等等，这些办法都有不同程度的效果，但并未能满足基本要求，且伴有其它缺点，因而未能得到推广。当前流行的是采用双起升油缸的宽视野门架，两个油缸可对称布置在立柱的左、右两侧或前后，这就对司机视野的改善程度、油缸的保护和布置方便等等问题给予了综合考虑。现以布置在立柱后边的居多（图2-8a下），而布置在外侧者次之（图2-8a上）。

起升链可采用板链或套筒滚子链，前者配用无齿的链滑轮，后者配用有齿的链滑轮。

三、几种特殊的门架系统

最常见的有全自由提升门架及三级门架。

全自由提升门架 它能满足在铁路棚车和低顶板的仓库内作业的特殊要求，其构造原理图示于图2-9a①上。起升油缸为套筒式两级油缸，链滑轮装在外缸缸体上，链的一端固定于叉架，另一端固定于中间缸缸体。起升开始时，内径较大的第一级油缸先工作，使外缸体相

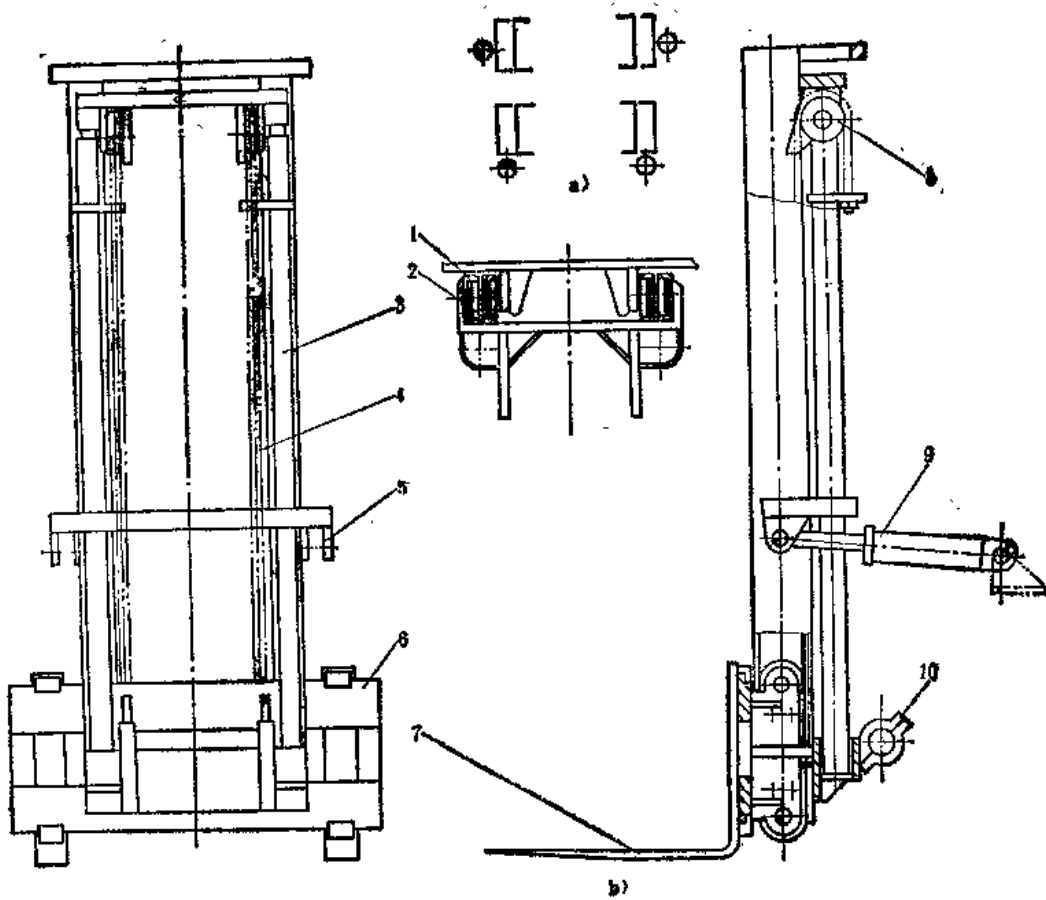


图2-8 双油缸宽视野门架的布置方案及实例

a) 油缸布置方案 b) 示例构造图

1—外架 2—内架 3—起升油缸 4—起升链 5—倾斜油缸上铰座 6—叉架
7—货叉 8—链滑轮 9—倾斜油缸 10—门架下铰座

对于中间缸体向上升起，由链带动叉架使货叉上升直至内架上端，至此恰好耗尽第一级油缸的行程（图2-9a②）。此后较细的第二级油缸接替工作，使中间缸带着外缸体、叉架和内架以同样的速度上升，达最大起升高度时，也正好用完这一级油缸的行程（图2-9a③）。

三级门架 它适用于采用具有加大的起升高度的二级门架仍不能满足所要求的起升高度的情况。图2-9b①是它的构造原理图。在内架和外架间加了一个中间门架，起升油缸是两级的，各级的行程均与二级门架用油缸行程相同。链轮装在外油缸体上端，并与内架顶梁相接，链的两端分别固定在叉架上和中间缸缸体下端。起升开始时，第一级即中间缸先向上伸出，将内架顶起直至中间门架上端，叉架则一直升到内架顶端（图2-9b②）。此后第二级油缸工作，将中间缸体连同中架、内架和叉架一道顶起，直至货叉达到最大起升高度为止（图2-9b③）。

从原理上来看，上述特殊门架系统中用的双级油缸都可用两个单级油缸来代替，但由于这种替换所带来的种种困难且不经济，因此未能得到推广。

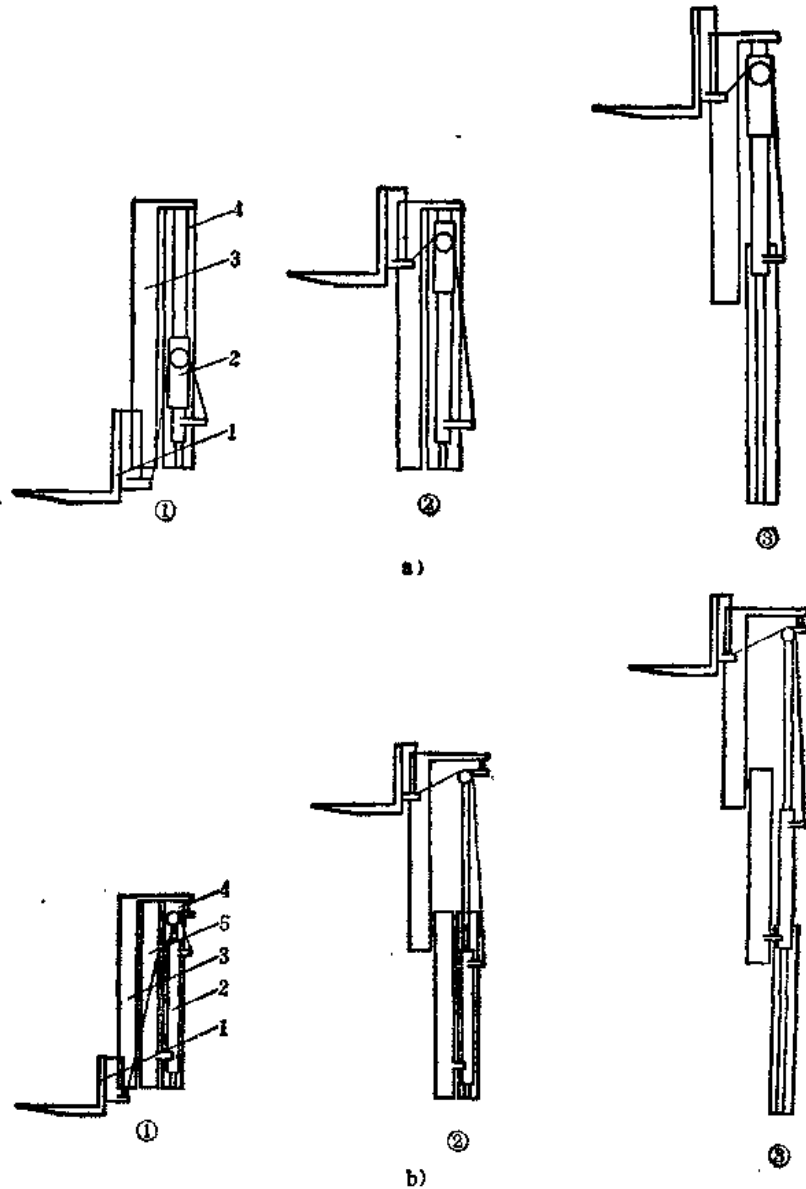


图2-9 特殊门架

a) 全自由提升的 b) 三级的

1—货叉架 2—起升油缸 3—内架 4—外架 5—中架

§ 2-3 门架系统的设计计算

门架系统的设计先从确定门架结构的理论尺寸开始，理论尺寸可理解为结构的外形轮廓尺寸。然后参考现有的类型相同、规格相近的产品和根据经验选定立柱槽钢及其它构件，并绘出内架及外架等的具体构造图后，再校验它们的强度和刚度。不合格时应加以修改，并重校验，直至合格为止。

一、门架的理论尺寸

考虑门架理论尺寸时，在高度方面主要依据是最大起升高度 h_{max} 。而在宽度方面虽无

必须满足的参数, 但受总体布置的限制较大, 其最大值应小于前轮最内侧间的距离, 并要保证它在满载下能自由运动, 宽度大些对门架结构的侧向刚度有利。

图2-10是确定门架的理论高度尺寸用的原理图, 表示了货叉在最大起升高度时的情况。 a 为门架最低点离地面的距离, 应满足最小离地间隙的要求。 l_1 、 l_2 分别表示叉架与内架和内架与外架相互重叠部分的长度, 即导行滚轮组所占的安装长度加上保证不使导行滚轮外露所需的安全距离。 δ 为货叉水平段处的厚度。由图可知, 外架下端点A与内架上端点B之间的长度 l_{AB} 为:

$$l_{AB} = h_{max} + l_1 - \delta \quad (2-1)$$

再计入重叠长度 l_1 及 l_2 , 同时考虑补偿因满载时前轮变形而引起的高度下降量 Δh , 即可求得内架及外架高度之和 h_k 为:

$$h_k = h_{max} + l_1 + l_2 + \Delta h - \delta \quad (2-2)$$

为得到最低的结构高度, 就必须使内架和外架的高度相同, 即使它们的立柱长度 h_s 相等。

$$\begin{aligned} h_s &= \frac{1}{2} h_k \\ &= \frac{1}{2} (h_{max} + l_1 + l_2 + \Delta h - \delta) \end{aligned} \quad (2-3)$$

起升油缸的行程 s 取决于最大起升高度 h_{max} 和满载时前轮的变形量 Δh , 因滑轮组为省时滑轮组, 其倍率为 $1/2$, 所以有:

$$s = \frac{1}{2} (h_{max} + \Delta h) \quad (2-4)$$

确定三级门架及其立柱高度的方法与上面所述相似, 差异之处是多了一个中间门架, 因此多了一段重叠部分。若仍以获得最小结构高度为分配原则, 且以图2-10 b上的 l_2 、 l_3 分别表示内架与中架的和中架与外架的重叠部分的长度, 就可写出求其立柱长度的公式如下:

$$h_s = \frac{1}{3} (h_{max} + l_1 + l_2 + l_3 + \Delta h - \delta) \quad (2-5)$$

对于按前节所述的原理构造的三级门架, 其双级油缸各级的行程可用下式确定:

$$s = \frac{1}{3} (h_{max} + \Delta h) \quad (2-6)$$

根据所得的高度及宽度理论尺寸和油缸行程、构造, 在绘出内架及外架的框架构造图和油缸下支座、上横档及链滑轮的具体安装图(全缩回时)后, 就能够确定出可能获得的自由行

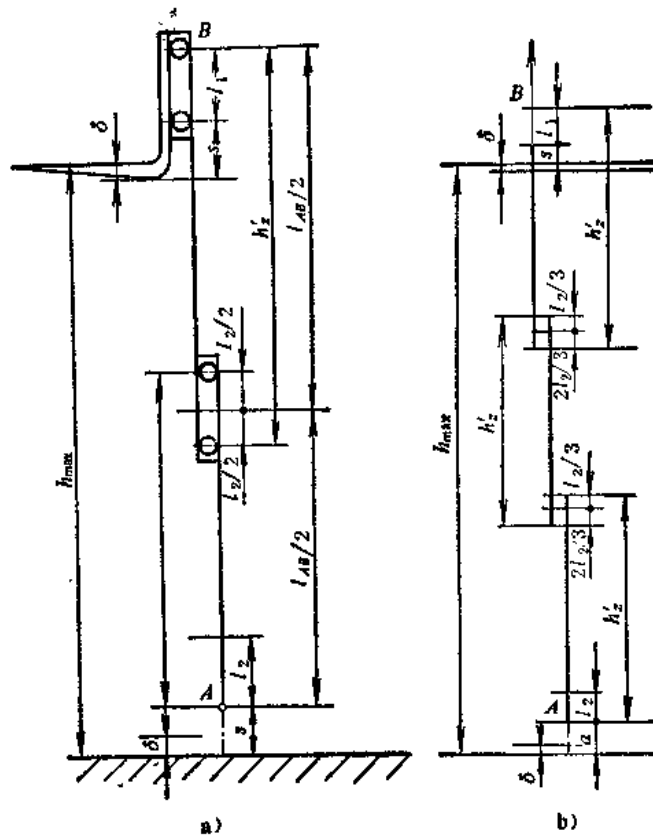


图2-10 门架及立柱的高度确定

a) 二级门架用 b) 三级门架用

程量。若以 h_j 表示外架底梁中央处上表面与内架上梁中央处下表面间净空高度，并以 l_c 表示油缸（全缩回）带链滑轮和下支座在内的最大长度尺寸。以 S_f 及 h_f 分别表示自由行程和自由提升高度，则由图2-11可得下式：

$$h_f = 2s_f = h_j - l_c \quad (2-7)$$

如果由上式得到的 s_f 不够，它与要求值之差，即不足部分可调整内架及外架之长度来补偿，也就是将此差附加给外架立柱。此情况下应注意设计内架与叉架的定位构造。当然应首先设法增大 h_j 减小 l_c 。

二、货叉计算

货叉的计算包括强度和刚度校验两方面。强度校验对两种型式的货叉是同样的。危险截面、图2-12 a A-A处的应力 σ （单位为 N/mm^2 ）为：

$$\sigma = 9.8 \frac{kG'(3s_c + 2\delta)}{b\delta^2} \times 10^8 \quad (2-8)$$

式中 G' ——额定起重量之半， $[G']$ 为 t ；

s_c ——载荷中心距， $[s_c]$ 为 mm ；

b 、 δ ——截面宽度与厚度， $[b]$ 、 $[\delta]$ 均为 mm ；

k ——动载系数。

在刚度计算中，对两种货叉应按各自的计算简图进行。对于钩槽式货叉如图2-12 b所示，它被简化成一端固定并附加有一个多余支承、在悬臂端受载的静不定构件。对于眼环式货叉如图2-12 c所示，则被简化为简支的悬臂构件。根据该简图推导出的、计算货叉上载荷作用点处的

挠度 f_A （单位为 mm ）和转角 θ_A （单位为 rad ）以及叉尖处的挠度 f_F （单位为 mm ）和转角 θ_F （单位为 rad ）的公式，分别给出如下：

用于钩槽头的货叉（图2-12 b）：

$$\left. \begin{aligned} f_A &= \frac{9.8G's_c^2}{12EI} (4s_c + 12l_b + 3l_a) \times 10^4 \\ f_F &= \frac{9.8G's_c^2}{12EI} (6l_b - 2s_c^2 + 12l_b + 3l_a) \times 10^4 \\ \theta_A = \theta_F &= \frac{9.8G's_c}{4EI} (2s_c + 4l_b + l_a) \times 10^4 \end{aligned} \right\} \quad (2-9)$$

用于眼环头的货叉（图2-12 c）：

$$\left. \begin{aligned} f_A &= \frac{9.8G's_c^2}{3EI} (s_c + 3l_b + l_a) \times 10^4 \\ f_F &= \frac{9.8G's_c^2}{6EI} (3l_b - s_c^2 + 6l_b + 2l_a) \times 10^4 \end{aligned} \right\} \quad (2-10)$$

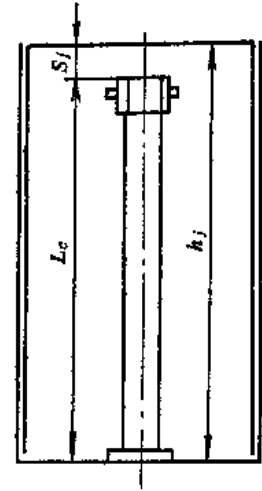


图2-11 自由提升高度的确定

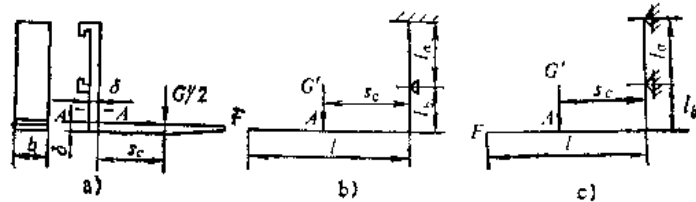


图2-12 货叉计算简图

a) 强度计算用 b) 钩槽头式的刚度用 c) 眼环式的刚度用

$$\theta_A = \theta_F = \frac{9.8G's_0}{6EI} (3s_0 + 6l_1 + 2l_2) \times 10^3$$

式中 l_1, l_2, l_3 及 s_0 ——图2-12 b 及 c 上所示长度尺寸及距离, $[l_1], [l_2], [l_3]$ 及 $[s_0]$ 均为 m;

I ——截面惯性矩, $[I]$ 为 m^4 ;

E ——弹性模量, $[E]$ 为 N/m^2 ;

G' ——叉上货物的质量, $[G']$ 为 kg;

f_A, f_F ——分别为点 A 及 F 处的挠度, $[f_A]$ 及 $[f_F]$ 为 m;

θ_A, θ_F ——分别为点 A 及 F 处的转角, $[\theta_A]$ 及 $[\theta_F]$ 为 rad。

货叉强度计算应满足以下条件:

$$n \geq \sigma_1 / \sigma = 3 \sim 3.5$$

式中 n ——强度安全系数;

σ_1, σ ——分别为货叉材料的屈服限和危险截面处的应力, 两者用相同的单位。

尚未见过对货叉刚度应满足的条件的具体规定, 或对货叉刚度的可靠推荐值。在设计时可用被认为是较好刚度的货叉来比较。

三、叉架计算

在计算叉架时, 无论对哪一种型式的都应依据各叉上所受载荷 G' (分担的额定起重量与自重之和) 以及有关的结构尺寸和位置尺寸, 先求得叉架上的导行滚轮和悬挂链对叉架的作用力, 可参见图2-13 a, 此后可计算其构件的内力。

板结构叉架的中心部分为空腔的。对于这种叉架, 可简化为一个一边固定的闭口框架, 如图2-13 b。这种框架是静不定的。求解其各构件的内力有多种方法, 在此以使用力法较为方便。用力法求解的辅助简图也示于图2-13 c 及 d 上。可能遇到的困难是对个别构件实际的截面惯性矩的处理, 如图2-13 e 上其上弦杆因刻有货叉定位缺口及导槽而使其截面形状复杂且有变化。对此可作适当简化, 以较小高度构成的矩形来代替其实际形状, 使之成为等截面的。

对眼环头货叉所用框架结构的叉架 (图2-4 b), 应先求出承叉梁支承处的作用力, 为此可将承叉梁简化为一简支梁, 如图2-14 a。此后可开始构件的内力计算, 早期采用分别计算各组成构件的方法, 如对上弦杆可简化成如图2-14 b 的简图。现今多数是将叉架作为一个整体框架来计算, 其计算简图见图2-14 c, 计算结果与实际测定的结果更为接近, 而所得的计算应力与变量都比早期的方法所得的小。

已知构件内力后, 不难确定它的应力。困难同样在于没有强度安全系数的规定值和允许变形量的资料。解决方法是与同类而规格相近的合格的叉架参照对比。

四、门架受力情况

要进行门架的强度和刚度计算, 先要确定通过滚轮等原件作用在内架和外架上的作用力。由于没有规定的计算工况, 一般以比较恶劣的受力情况作为依据, 即承受额定起重量 G_0 且其作用位置对门架中央有偏移量 s_0 , 门架前倾 α 角且侧倾 β 角, 门架升至最高位置。

先取叉架为脱离体, 如图2-15, 可得:

起升链上的张力 F_1 为:

$$F_1 = (G_0 + G_1) \cos \alpha \quad (2-11)$$

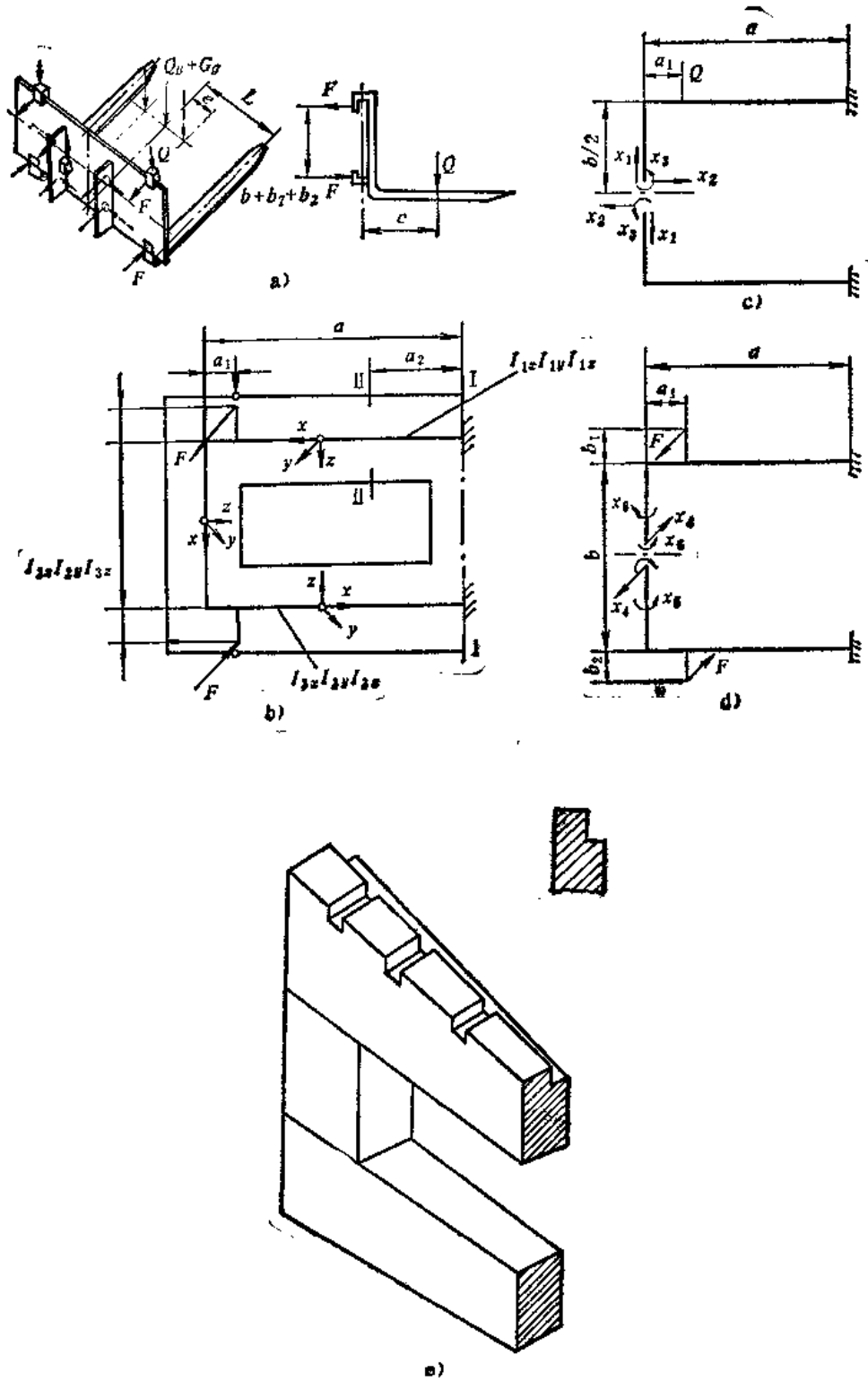


图2-13 叉架计算

a) 叉架上作用的外力 b) 板结构叉架计算简图 c)、d) 力法求解内力辅助图
 e) 上弦杆截面变化情况

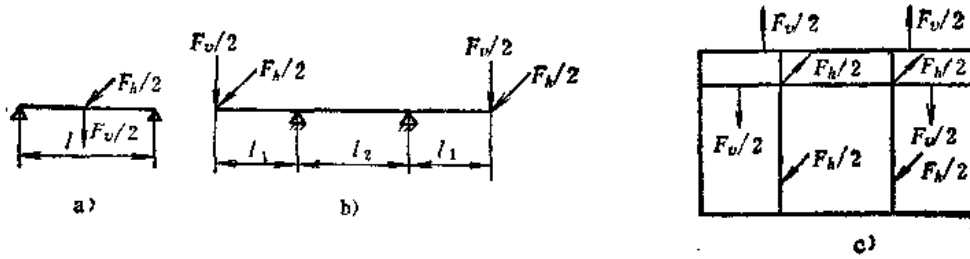


图2-14 承叉梁及叉架的几种计算简图

上、下纵向滚轮的作用力 F_1 及 F_2 ;

$$F_1 = \frac{1}{2s_1} (G_0 h_0 \sin \alpha + G_0 s_0 \cos \alpha + G_1 h_{c1} \sin \alpha + G_1 s_{c1} \cos \alpha - F_s s_1) \quad (2-12)$$

$$F_2 = \frac{1}{2} (G_0 + G_1) \sin \alpha - F_1 \quad (2-13)$$

上、下侧向滚轮作用力 F'_1 及 F'_2 ;

$$F'_1 = \frac{1}{s'_1} (G_0 s_1 \cos \beta + G_0 h_0 \sin \beta + G_1 h_{c1} \sin \beta) \cos \alpha \quad (2-14)$$

$$F'_2 = (G_0 + G_1) \cos \alpha \sin \beta - F'_1 \quad (2-15)$$

内架上的受力情况与构造方案密切相关，具体的例子示于图2-15 b 上。油缸作用力 F_u 平衡内架自重 G_2 和链张力 F_s 。后者的作用位置依具体布置情况而定，若链滑轮装于内架顶梁上，则如图2-15 b 所示；若装于油缸顶部横梁上，则内架上无 F_s 力，但在内架顶梁导杆上作用有水平纵向力 F_t （如图中虚线， $F_t = F_s d / (2h_0)$ ， d 为链滑轮直径， h_0 为导杆导槽滑动副中心至油缸下铰中心的高度）。

上、下纵向滚轮的作用力 F_2 和 F_3 ;

$$F_3 = \frac{1}{2s_2} [F_t (h_1 + s_1) - F_2 h_1 + G_2 h_{c2} \sin \alpha] \quad (2-16)$$

$$F_1 = F_2 + F_3 - F_t - (G_2 \sin \alpha) / 2 \quad (2-17)$$

对有 F 力存在的构造，上两式中还应考虑它的影响。

上、下侧向滚轮的作用力 F'_3 及 F'_4 ;

$$F'_3 = \frac{1}{s'_2} [F'_1 (h'_1 + s'_1) - F'_2 h'_1 + G_2 h'_{c2} \sin \alpha] \quad (2-18)$$

$$F'_4 = F'_2 + F'_3 - F'_1 - G_2 \cos \alpha \sin \beta \quad (2-19)$$

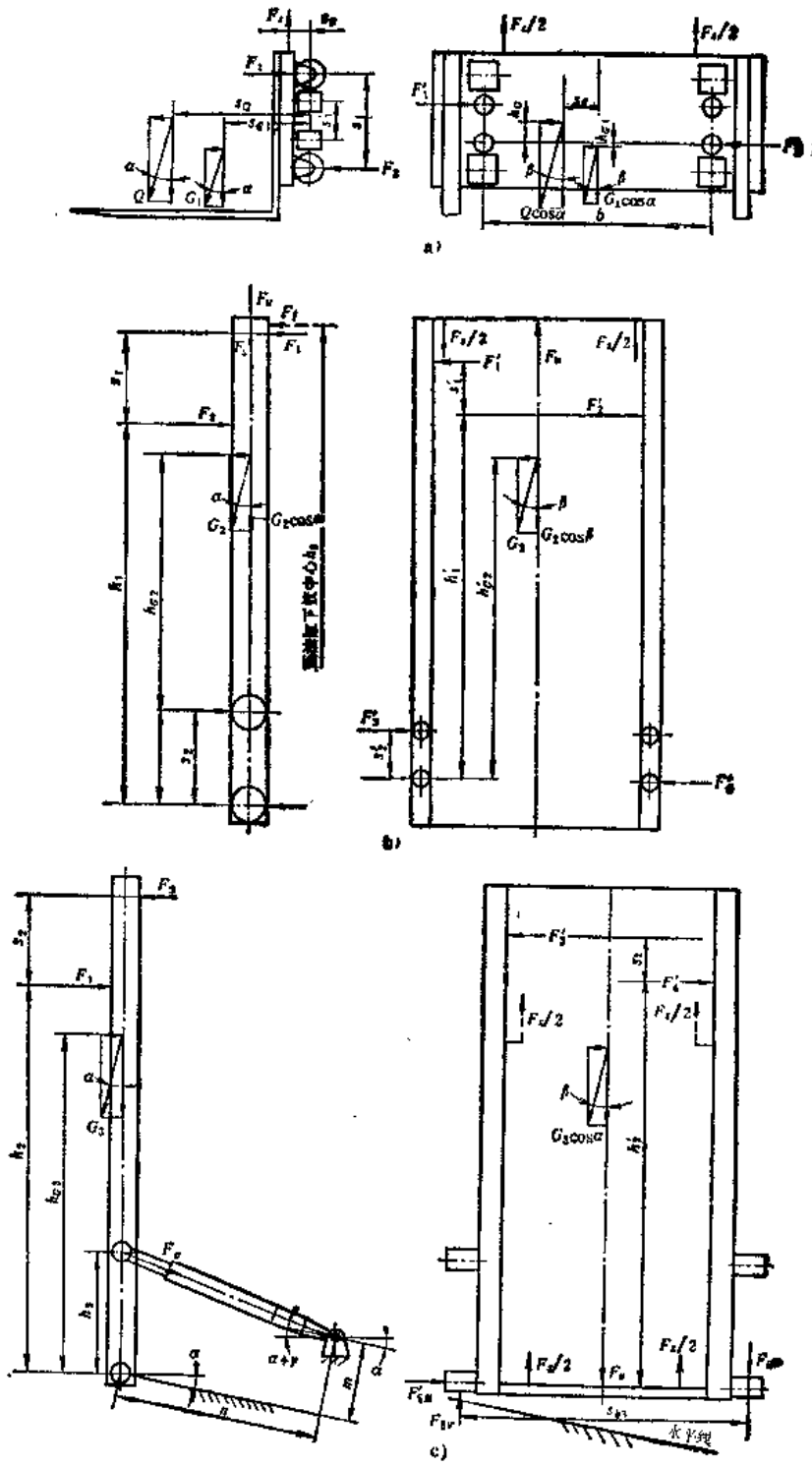
对于外架计算，其受力情况同样受链滑轮及起升链固定端布置位置等的影响，计算必须按具体的布置方案作出的简图进行。对链滑轮布置在内架上梁且链的固定端在外架底梁上时，其简图为图2-15 c。

其中起升油缸力 F_u 与内架的相同，为：

$$F_u = F_s + G_2 \cos \alpha \quad (2-20)$$

若链端固定在该油缸缸体上时，则外架上无链张力 F_s ，而力 F_u 中所含链张力的部分仅为上式中的一半，且油缸下铰的中心处有水平纵向力 F 。

外架上各滚轮的作用力已由内架计算获得，在此只须解决倾斜油缸作用力 F 和下支承铰



虚线所示力 $F_3/2$ 对应于另一种链端固定情况

图2-15 门架受力计算

a) 叉架 b) 内架 c) 外架

轴的支反力计算。由图2-15 c 可得:

$$F_c = [F_3(h_2 + s_2) - F_1 h_2 + (G_3 h_{c3}/2) \cos \alpha] / h_3 \cos(\alpha + \gamma) \quad (2-21)$$

左、右下支承铰处, 门架平面内垂直方向上的反力 F_{5V} 及 F_{6V} , 在与门架垂直的平面内的纵向水平反力 F_{5H} 和 F_{6H} 以及沿下铰轴线方向的水平力 F'_5 , 可分别用以下各式求出:

$$F_{5V} = \frac{G_3}{2} \cos \alpha \cos \beta + F_c \sin(\alpha + \gamma) + \frac{F_U}{2} - \frac{F_2}{2} + [F'_3(h'_2 + s'_2) - F'_1 h'_2 + G_3 h_{c3} \cos \alpha \sin \beta] / s_{53} \quad (2-22)$$

$$F_{6V} = \frac{G_3}{2} \cos \alpha \cos \beta + F_c \sin(\alpha + \gamma) + \frac{F_U}{2} - \frac{F_2}{2} - [F'_3(h'_2 + s'_2) - F'_1 h'_2 + G_3 h_{c3} \cos \alpha \sin \beta] / s_{63} \quad (2-23)$$

$$F_{5H} = F_{6H} = F_c - F_1 + G_3 \sin \alpha - F_2 \cos(\alpha + \gamma) \quad (2-24)$$

$$F'_5 = F'_3 - F'_1 + G_3 \cos \alpha \sin \beta \quad (2-25)$$

在求解滚轮力及下铰支反力的各公式中, 有关滚轮作用力及各重心的位置尺寸都已标注在图2-15上。角度 γ 可按实际构造由下式确定:

$$\gamma = \arcsin \left(\frac{h_3 - m \cos \alpha + n \sin \alpha}{m \sin \alpha + n \cos \alpha} \right) - \alpha \quad (2-26)$$

式中 m 和 n 为倾斜油缸固定铰与门架下铰间的相对位置尺寸, 见图2-15 c。

以上计算中, α 、 β 的取值应符合有关标准规定, 或按给定值取用。

因门架自重比载重小得多, 有时为简化计算也可将它略去不计, 但会带来一定的误差。

五、门架构件的内力及应力计算

门架构件在滚轮力、链张力和油缸力作用下产生的应力情况是十分复杂的。这些力使门架在其自身平面内及在与它垂直的平面内产生弯曲变形, 其构件产生相应的弯曲应力, 称之为整体弯曲应力。作用于翼缘板上的滚轮, 会在其作用点附近的地方引起局部弯曲应力。由于各滚轮力一般不通过立柱截面的剪心 (或称弯心), 滚轮力构成的转矩使立柱受扭, 而两立柱间的横联系构件又限制立柱自由地扭转, 这样就使立柱产生约束扭转变形和相应的约束扭转应力 (或称扇性应力)。以上几种应力的峰值都发生在立柱棱边或表层上。另一种应是滚轮踏面与立柱翼缘板接触处的接触挤压应力, 其最大值不在接触处的表面层上, 因而不和前三种应力组合, 但要用于校核接触疲劳强度。以下分别介绍这些应力的计算方法。

(一) 整体弯曲应力

计算时可先依据内、外门架的具体构造, 把它们简化为图2-16上所示的框架形状之一。

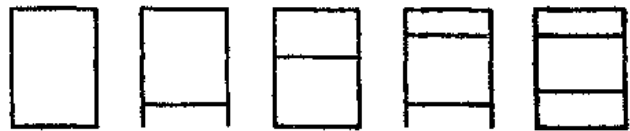


图2-16 简化后的门架型式

在所取框架简图上加上各个作用外力, 就构成了计算简图 (图2-17及图2-18)。通常对垂直于门架平面的力系和在门架平面内的力系进行分别计算。

1. 侧向滚轮力引起的构件内力

计算门架平面内的侧向滚轮力所引起的构杆内力。先将图2-19 a 上的作用力系, 分解为对称力系 (图2-19 b) 和反对称力系 (图2-19 c), 然后分别对它们用力法求解。

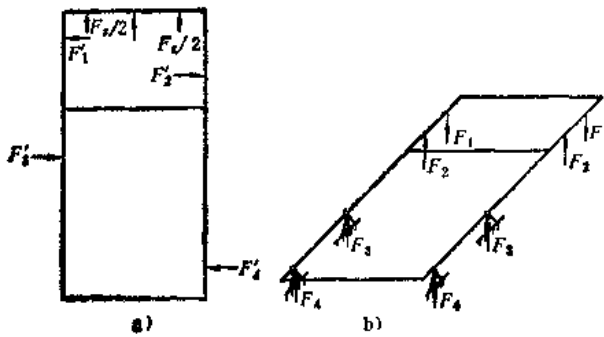


图2-17 内门架计算简图

a) 门架平面内 b) 垂直于门架平面

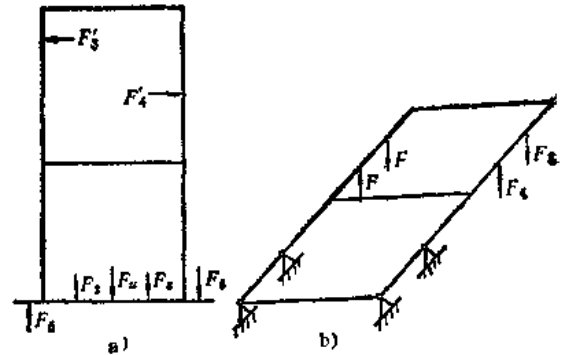


图2-18 外门架计算简图

a) 门架平面内 b) 垂直于门架平面

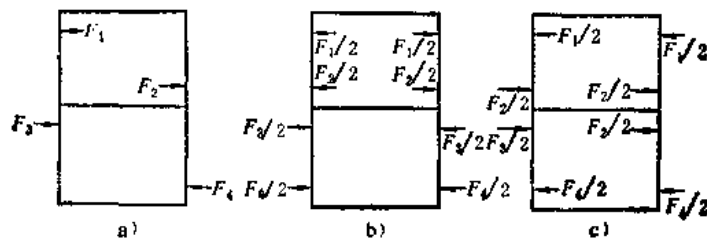


图2-19 门架的侧向滚轮作用力系

a) 完整的力系 b) 对称力系 c) 反对称力系

对于对称力系，由切断上梁和中梁得到的基本结构载荷图示于图2-20 a 上。其中未知内力为： X_1 、 X_2 、 X_3 及 X_4 。在各单位未知内力作用下，框架基本结构的弯矩图 \bar{M}_i 和外力弯矩图 \bar{M}_F 分别示于图2-20 b ~ f 上。其正则方程组如下：

$$\left. \begin{aligned} X_1\delta_{11} + X_2\delta_{12} + X_3\delta_{13} + X_4\delta_{14} + \Delta_{1F} &= 0 \\ X_1\delta_{21} + X_2\delta_{22} + X_3\delta_{23} + X_4\delta_{24} + \Delta_{2F} &= 0 \\ &\vdots \\ X_1\delta_{41} + X_2\delta_{42} + X_3\delta_{43} + X_4\delta_{44} + \Delta_{4F} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2-27)$$

$$\delta_{ij} = \int \frac{\bar{M}_i \bar{M}_j}{EI} dS$$

式中 δ_{ij} ——变位系数。由力 $X_j = 1$ 时，在力 X_i 的作用方向所产生的位移。

$$i = 1, \dots, 4 \quad j = 1, \dots, 4$$

\bar{M}_i 、 \bar{M}_j ——相应为 $X_i = 1$ 时及 $X_j = 1$ 时所引起的力矩，见图2-20 b ~ e；

dS ——被计算的杆件的微元长度；

E ——杆件材料的弹性模量；

I ——杆件截面的惯性矩；

Δ_{iF} ——载荷产生的变位系数， $i = 1, \dots, 4$ ；

$$\Delta_{iF} = \int \frac{\bar{M}_i \bar{M}_F}{EI} dS$$

\bar{M}_F ——外力弯矩，见图2-20 f。

解方程组(2-35)，可求出各未知内力 X_i 。于是可将框架的弯矩值（参见图2-22 a）表达成：

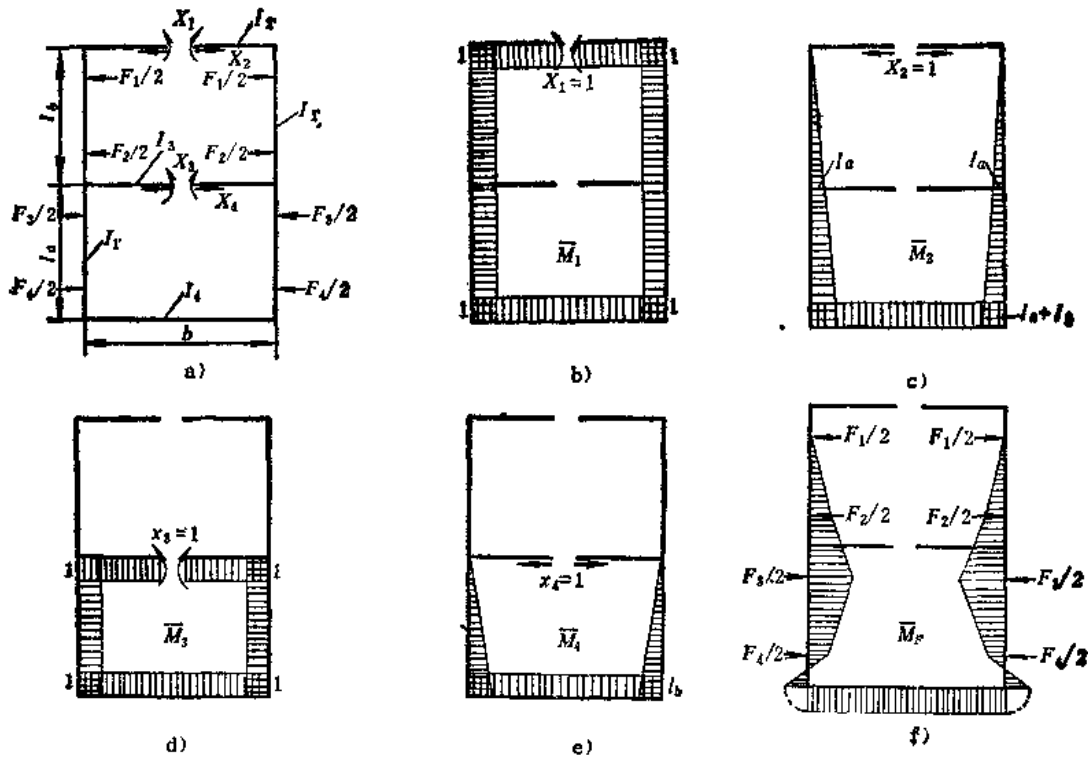


图2-20 基本结构载荷图、 \bar{M}_i 图及 \bar{M}_P 图 (对称力系)

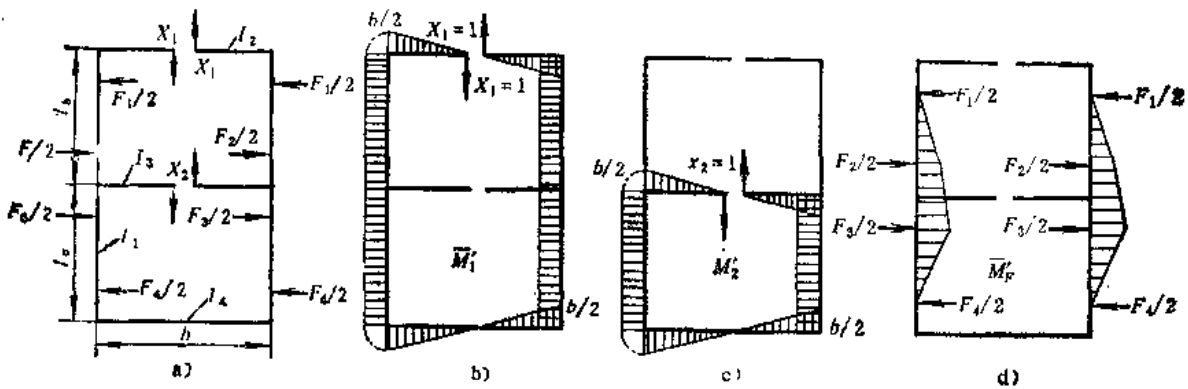


图2-21 基本结构载荷图、 \bar{M}'_i 图及 \bar{M}'_P 图 (反对称力系)

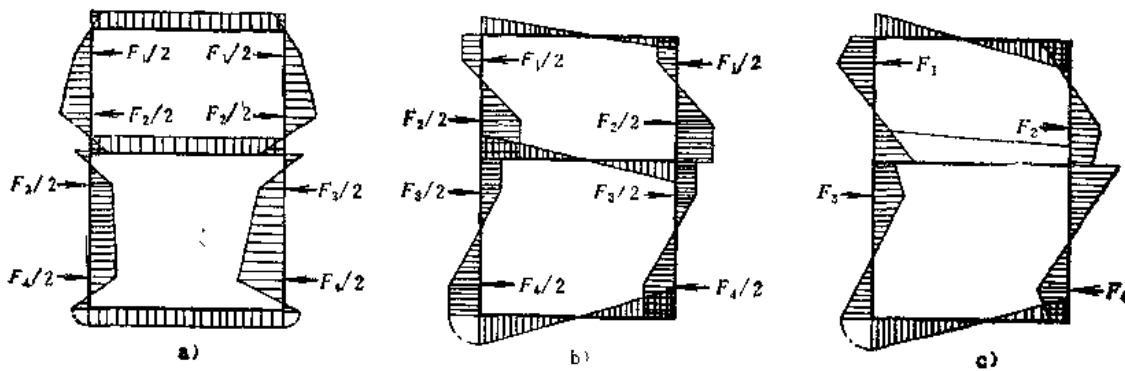


图2-22 门架平面内的作用力产生的弯矩图

a) 对称力系的 b) 反对称力系的 c) 总的

$$M'_H = X_1 \bar{M}_1 + X_2 \bar{M}_2 + X_3 \bar{M}_3 + X_4 \bar{M}_4 + \bar{M}_F \quad (2-28)$$

对于反对称力系，其基本结构载荷图及单位剪力作用下基本结构的 \bar{M}' 图，以及由外载荷产生的 \bar{M}_F 图均示于图2-21上。其正则方程组为：

$$\left. \begin{aligned} X_1 \delta'_{11} + X_2 \delta'_{12} + \Delta'_{1F} &= 0 \\ X_1 \delta'_{21} + X_2 \delta'_{22} + \Delta'_{2F} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2-29)$$

其中 δ'_{ij} 及 Δ'_{iF} 的意义及表达式均与式 (2-35) 相同。解此方程组后就得到各 X_i 值，同样也可将与之对应的框架弯矩值表达为：

$$M''_H = X_1 \bar{M}'_1 + X_2 \bar{M}'_2 + \bar{M}'_F \quad (2-30)$$

将 M'_H 及 M''_H 合成起来，就得到门架平面内的作用力系所引起的弯矩 M_H ，见图2-21 b、c。

2. 纵向滚轮力引起的构件内力

计算垂直于门架平面的力系引起的内力。同样将垂直于门架平面的作用力系，分解为对称力系与反对称力系。

对于对称力系作用的情况，可将立柱作为静定结构处理，以简支外伸悬臂梁且其悬臂端上受有两个集中载荷的计算简图来进行计算，可以得到弯矩图 M'_V (图2-23 b)。

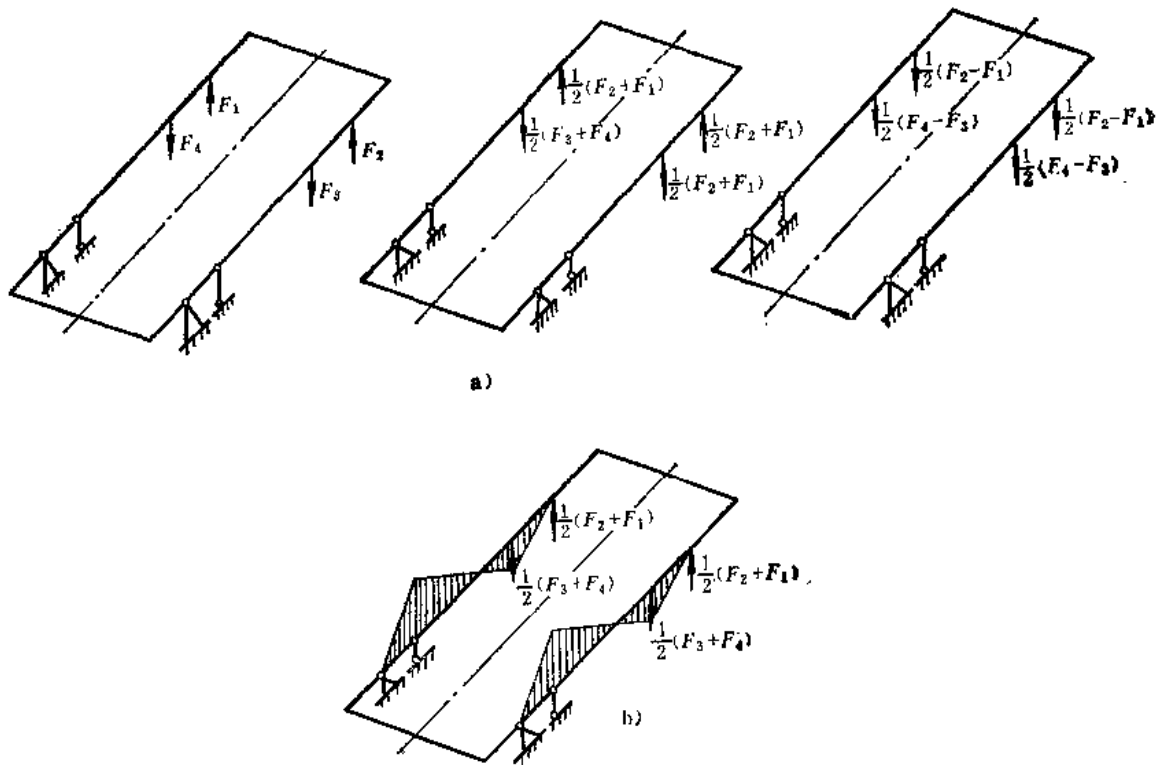


图2-23 力系分解及对称力作用下的弯矩图 M'_V

对于反对称力系仍采用力法求解杆件内力，所得到的正则方程组如下：

$$\left. \begin{aligned} X_{1V} \delta_{11V} + X_{2V} \delta_{12V} + X_{3V} \delta_{13V} + X_{4V} \delta_{14V} + \Delta_{1FV} &= 0 \\ X_{1V} \delta_{21V} + X_{2V} \delta_{22V} + X_{3V} \delta_{23V} + X_{4V} \delta_{24V} + \Delta_{2FV} &= 0 \\ &\vdots \\ X_{1V} \delta_{41V} + X_{2V} \delta_{42V} + X_{3V} \delta_{43V} + X_{4V} \delta_{44V} + \Delta_{4FV} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2-31)$$

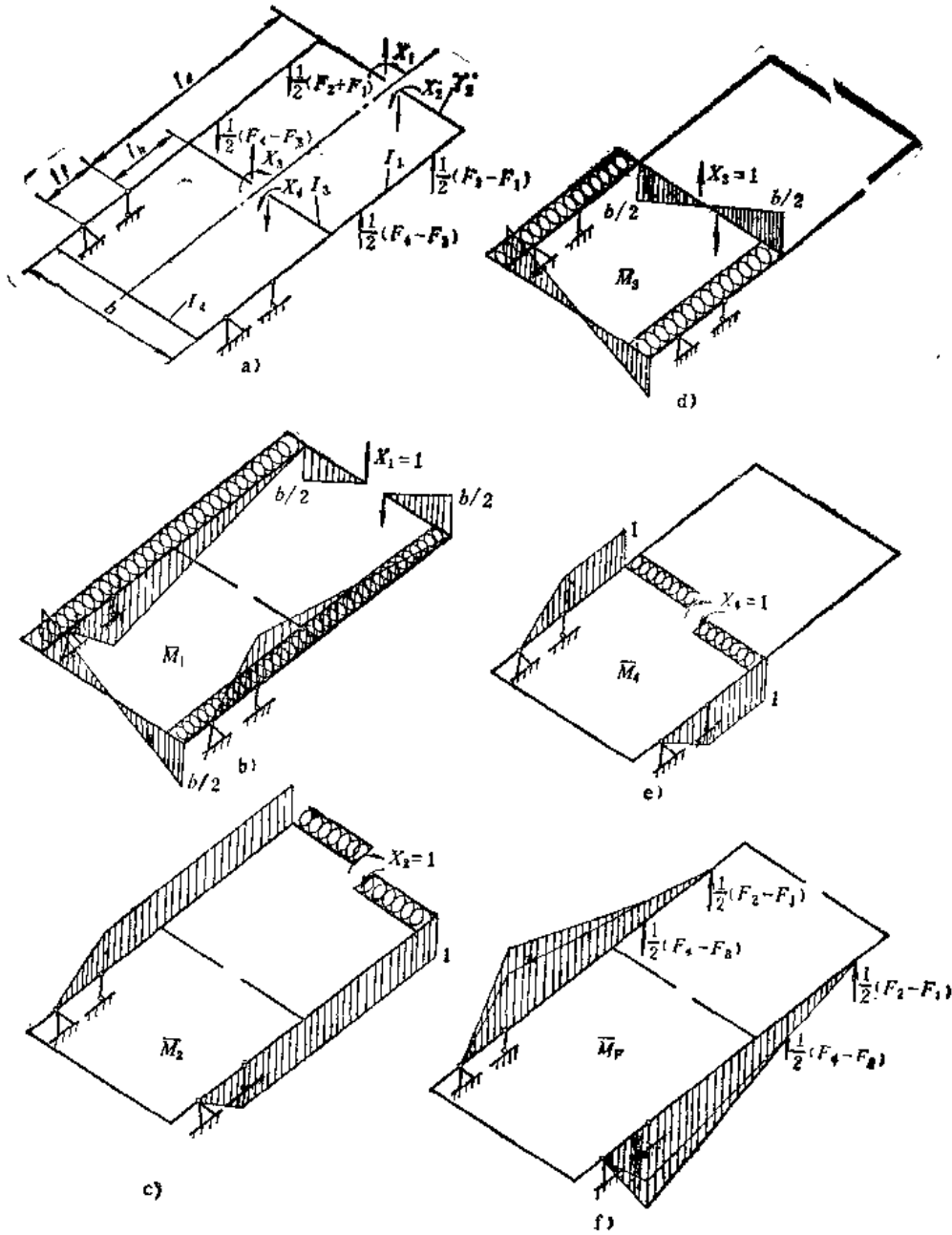


图2-24 反对称力作用下的基本结构载荷图、 \bar{M}_{iV} 图及 \bar{M}_{FV} 图及弯矩图

$$\delta_{iV} = \int \frac{\bar{M}_{iV} \bar{M}_{FV}}{EJ} dS \quad \Delta_{iFV} = \int \frac{\bar{M}_{iV} \bar{M}_{FV}}{EJ} dS$$

以上各式中文字符号的意义都与前面相同，但以下角标“V”来加以区别。

解式(2-29)后，则可用已求出的内力 X_i 来表示所引起的弯矩 M'_i

$$M'_V = X_{1V} \bar{M}'_{1V} + X_{2V} \bar{M}'_{2V} + X_{3V} \bar{M}'_{3V} + X_{4V} \bar{M}'_{4V} + M'_{FV} \tag{2-32}$$

将已得到的 M'_i 及 M'_{FV} 合成起来，就得到因垂直于门架平面的力系作用产生的弯矩 M_V 。

已知弯矩 M_H 及弯矩 M_V 后，要计算各截面上的整体弯曲应力 σ_V 及 σ_H 是不困难的。

(二) 门架立柱的约束扭转计算

为了使计算所得的应力值更精确和更接近于应力实测的结果，常将立柱看作开口薄壁杆件，考虑其经约束扭转时产生的扇性正应力。有关这方面的基本知识及常用方法简介如下：

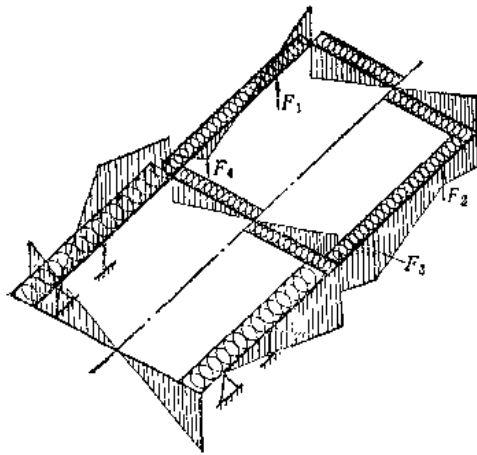


图2-25 垂直于门架平面的总平面的总弯矩图

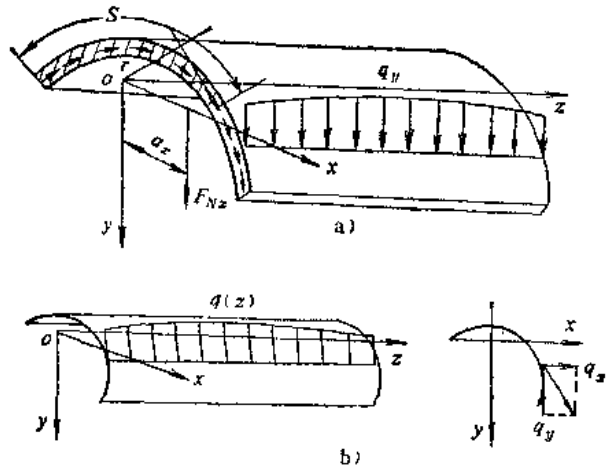


图2-26 受均布载荷的开口薄壁杆件的弯曲

1. 开口薄壁杆件的弯曲与截面的弯心

图2-26上表示了一等截面薄壁杆件受沿长度分布的载荷 $q(z)$ 作用的情况。它在 $yo z$ 及 xoz 平面中的弯曲，可按在材料力学中已熟知的以下公式计算。截面的形状为任意的， o 为截面形心，并规定 ox 与 oy 为截面的主惯性轴（即 $I_{xy} = 0$ ）

在 $yo z$ 平面内

$$\left. \begin{aligned} EI_x \frac{d^2 v}{dz^2} &= M_x \\ \frac{dM_x}{dz} &= F_{Ny} \\ \frac{dF_{Ny}}{dz} &= q_y \\ \sigma_1 &= \frac{M_x y}{I_x} \\ \tau_1 &= \frac{-F_{Ny} S_{x0rc}}{\delta I_x} \\ S_{x0rc} &= \int_0^S y \delta ds \end{aligned} \right\} (2-33)$$

在 xoz 平面内

$$\left. \begin{aligned} EI_y \frac{d^2 u}{dz^2} &= M_y \\ \frac{dM_y}{dz} &= F_{Nx} \\ \frac{dF_{Nx}}{dz} &= q_x \\ \sigma_2 &= -\frac{M_y x}{I_y} \\ \tau_2 &= \frac{-F_{Nx} S_{y0rc}}{\delta I_y} \\ S_{y0rc} &= \int_0^S x \delta ds \end{aligned} \right\} (2-34)$$

式中 u 、 v ——分别为在 $yo z$ 及 xoz 平面中的挠度，沿坐标轴的正向为正；

M_x 、 M_y ——在 $yo z$ 及 xoz 平面内的弯矩；

F_{Ny} 、 F_{Nx} ——在 $yo z$ 及 xoz 平面弯曲时的剪力；

I_x 、 I_y ——对 x 及 y 轴的惯性矩；

δ ——截面的厚度；

S_{x0rc} 、 S_{y0rc} ——截面的截取部分对 x 、 y 轴的静矩；

S ——沿截面中心线度量的截面上任意点的坐标。

假定截面上切应力沿壁厚均匀分布，就可用合力 $\tau_1\delta$ 及 $\tau_2\delta$ 来代替截面的切应力，该合力就是沿中心线单位长度的切力，称为切力流。

$$\left. \begin{aligned} \tau_1\delta &= -\frac{F_{Ny}}{I_x} \int_0^S y\delta ds \\ \left(\int_0^S \tau_1\delta r ds = F_{Ny}a_x \right) \\ a_x &= \frac{1}{F_{Ny}} \int_0^{s_1} \tau_1\delta r ds \\ &= -\frac{1}{I_x} \int_0^{s_1} r ds \int_0^S y\delta ds \end{aligned} \right\} (2-35)$$

$$\left. \begin{aligned} \tau_2\delta &= -\frac{F_{Nx}}{I_y} \int_0^S x\delta ds \\ \left(\int_0^S \tau_2\delta r ds = F_{Nx}a_y \right) \\ a_y &= \frac{-1}{F_{Nx}} \int_0^{s_1} \tau_2\delta r ds \\ &= \frac{1}{I_y} \int_0^{s_1} r ds \int_0^S x\delta ds \end{aligned} \right\} (2-36)$$

式中 s_1 ——截面中心线的全长；

r ——截面形心至中心线上任意点的垂线长度；

a_x 、 a_y ——切力流合力作用线与坐标轴 x 、 y 的交点。

截面上坐标为 a_x 及 a_y 的点就是弯心，也称剪心。外力作用线通过弯心时，仅使杆件经受弯曲；若不通过弯心，则该外力不仅使杆受到弯曲，而且还要产生扭转。

2. 开口薄壁杆件的自由扭转

在这种杆件两端受大小相等方向相反的转矩作用，且没有约束时，就发生自由扭转。此时非圆截面的杆件变形后不再保持为平面，而要发生翘曲，即截面上各点的轴向位移不同。但杆件上各截面的翘曲相同，即各截面上相应点的轴向位移相同，沿杆件的纵方向不发生轴向变形，因而只产生切应力。

自由扭转时，杆件单位长度上的扭角（或称扭率 ϑ' ）为常量，即

$$\vartheta' = \frac{d\vartheta}{dz} = \frac{T_K}{GI_P} \quad (2-37)$$

式中 ϑ ——杆件截面的扭角；

G ——杆件材料的剪切弹性模量；

I_P ——杆件截面的极惯性矩；

T_K ——杆件承受的转矩。

故杆件任意截面上扭角与转矩的关系为：

$$\vartheta = \frac{T_K z}{GI_P} \quad (2-38)$$

杆件截面由 n 个狭长矩形组成时，极惯性矩可按下式计算：

$$I_P = \frac{\alpha}{3} \sum_i l_i \delta_i^3 \quad (2-39)$$

式中 δ_i 、 l_i ——矩形的厚度及长度；

α ——形状系数，对角钢， $\alpha = 1.0$ ；对工字钢， $\alpha = 1.2$ ；对槽钢， $\alpha = 1.12$ ；

对T字钢， $\alpha = 1.15$ 。

截面周界上任意点的切应力 τ_K 为：

$$\tau_K = \frac{T_K \delta}{I_P} \quad (2-40)$$

式中 δ —— 截面在该点处的厚度。

3. 开口薄壁杆件约束扭转的基本概念

在外载荷下发生扭转的薄壁杆件，因支座限制或其他原因，使截面不能自由翘曲则为约束扭转。这时各截面的凹凸不同，故杆件的纵向纤维有拉伸或压缩变形，扭率也沿长度而变化，不再是常量。因此，杆件截面上不仅有扭转切应力，而且有正应力。各纵向纤维的正应力不同就引起弯曲。

在研究开口薄壁杆件的约束扭转问题时，其变形计算是以两个假定为基础的。一是杆件截面的外形在垂直于杆轴线的平面内的变形等于零，即周边不变或刚周边假设；另一是杆件在约束扭转时，中间层上的材料不承受剪切，即剪切变形为零。

根据上述假定，研究图2-27中杆件截面上任一点 $B(x, y)$ 。在使点 B 绕点 O' 顺时针向转过微小转角 θ 达到新位置 B_1 时，所得的点 B 的切向位移 ξ 、法向位移 η 及轴向位移 ω 的表达式为：

$$\xi = r\theta, \quad \eta = S_t\theta, \quad \omega = -\theta' \int_0^S r ds + f(z) \quad (2-41)$$

式中 r —— 点 O' 至过点 B 的切线的垂线的长度；

S_t —— 该垂线的垂脚 C 至点 B 的距离；

S —— 表示点 B 位置的曲线坐标，由任意起点 G 开始沿截面中心线度量；

$f(z)$ —— 因积分出现的任意函数。

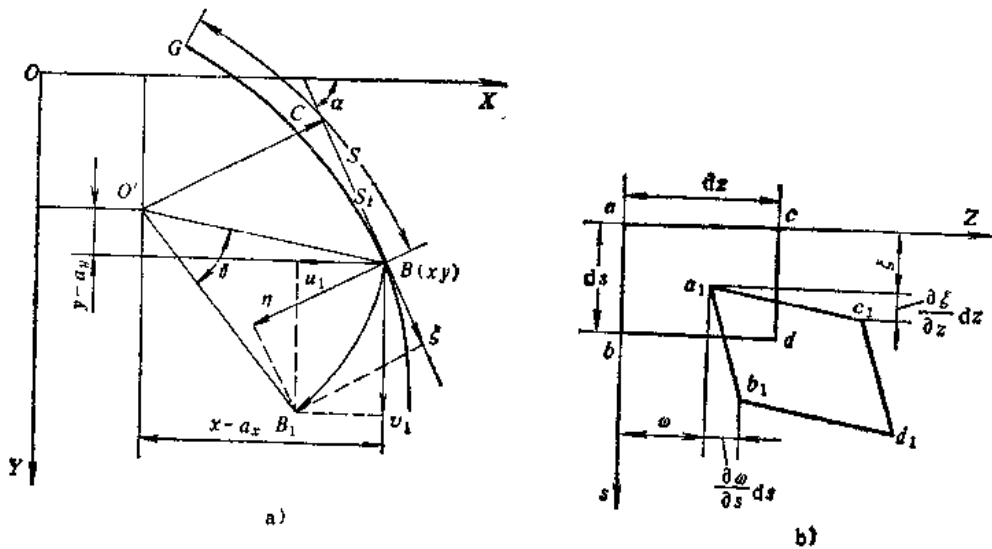


图2-27 截面任一点绕弯心的转动及其各向位移

因 θ 为 z 的函数， r 与 S_t 为 s 的函数，所以三种位移都是 z 与 s 的函数。由图2-27可知 $r ds$ 为截面内以 ds 为底， r 为高的扇形微面积的两倍，若令 $d\omega = r ds$ ，则

$$\omega = \int_0^S r ds \quad (2-42)$$

此 ω 为图2-28中弧长 S 为 \overline{AG} 及 \overline{AB} 所包的扇形面积的两倍，称为点 B 的扇性坐标， S 的起始

点的扇性坐标为零, 称为扇性零点。用扇性坐标可将式 (2-41) 改写为:

$$w = -\vartheta' \omega + f(z) \quad (2-43)$$

由此可得轴向纤维的相对伸长 (线应变);

$$\varepsilon_x = \frac{\partial w}{\partial z} = -\vartheta'' \omega + f'(z) \quad (2-44)$$

4. 扇性正应力及切应力

式 (2-44) 为薄壁杆件在约束扭转时, 因截面翘曲不同而引起的轴向应变 ε_x , 再应用虎克定律就能得到它所产生的轴向应力, 即扇性正应力 σ_x :

$$\sigma_x = \sigma_z = E\varepsilon_x = -E[\vartheta'' \omega - f'(z)] \quad (4-45)$$

由于在仅受转矩作用发生扭转时, 截面上没有纵

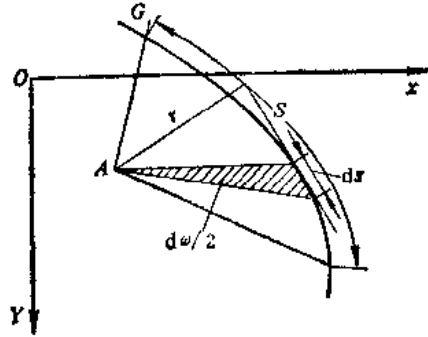


图2-28 扇性坐标

向力对 x , y 轴的力矩, 因而有 $\int_F \sigma_x dF = 0$, $\int_F \sigma_x y dF = 0$, $\int_F \sigma_x x dF = 0$, F 为截面面积。将上式代入这三个条件中, 且因已取 x , y 轴为中心主轴, 故 $\int_F y dF = 0$, $\int_F x dF = 0$, 因此余下的包括 ω 的两个积分 (以 S_{xx} 及 S_{yy} 表示) 应等于零, 即

$$\left. \begin{aligned} S_{xx} &= \int_F \omega y dF = 0 \\ S_{yy} &= \int_F \omega x dF = 0 \end{aligned} \right\} \quad (2-46)$$

式中 S_{xx} 、 S_{yy} ——截面对指定轴的扇性静矩。

式(2-46)是截面扇性坐标应满足的条件, 以后将用来确定弯心的位置。

函数 $f'(z)$ 是未定的, 适当选择扇性零点位置可以使 $f'(z) = 0$, 而得到:

$$\int_F \omega dF = 0 \quad (2-47)$$

这个积分就是截面的扇性静矩。

按上式选择扇性零点后, 扇形正应力变为:

$$\sigma_x = -E\vartheta'' \omega \quad (2-48)$$

扇性切应力 τ_x 是因为平衡在约束扭转时相邻截面的翘曲不同, 从而扇性正应力不等而在杆件纵截面中产生的切应力。

根据切应力成对定理, 由微块在 z 方向力的平衡条件导得:

$$\tau_x \delta = E\vartheta'' \int_0^S \omega dF + \tau_{x0} \delta \quad (2-49)$$

式中 τ_{x0} ——因积分而得的任意常数。

若在计算 τ_x 时, 将计算用的曲线坐标 S 由截面的端点算起。当 $S = 0$ 时, 计算位置为杆件边缘, 在无外切力作用时, 该处的 $\tau_x = 0$, 因此常数 $\tau_{x0} = 0$, 故

$$\tau_x \delta = E\vartheta'' \int_0^S \omega dF = E\vartheta'' S_{x,orc} \quad (2-50)$$

式中 $S_{x,orc}$ ——为截面上长为 S 的部分面积的扇性静矩。

5. 开口薄壁杆件的扇性几何特性

扇性几何特性计算包括断面的扇性面积(坐标) ω 、扇性极点和起点的位置、扇性静矩 $S_{\omega 0TC}$ 及扇性惯性矩 I_{ω} 等等。

先前已提及可用式(4-46)来确定弯心,今在图2-29a中,设 $A(a_x, a_y)$ 为截面弯心, $A'(a'_x, a'_y)$ 为任意极点,由图中几何关系可得:

$$d\omega = d\omega' + (a'_x - a_x) dy - (a'_y - a_y) dx$$

积分后得:

$$\omega = \omega' + (a'_x - a_x)y - (a'_y - a_y)x + C \quad (2-51)$$

式中 C ——积分常数与坐标 S 的起点(即扇性零点)有关。

将式(2-51)代入式(2-46),因 x, y 为中心主轴而有 $\int_F x dF = \int_F y dF = \int_F xy dF = 0$,且 $\int_F y^2 dF = I_x, \int_F x^2 dF = I_y$ 。再用它们来简化展开后的式(2-46),并令 $S'_{\omega x} = \int_F \omega' y dF$ 和 $S'_{\omega y} = \int_F \omega' x dF$,就得到主扇性极点,即弯心的坐标为:

$$\left. \begin{aligned} a_x &= a'_x + \frac{S'_{\omega x}}{I_x} \\ a_y &= a'_y - \frac{S'_{\omega y}}{I_y} \end{aligned} \right\} (2-52)$$

现在来确定主扇性零点的位置。对图2-29b中的点 B 可写出其对极点 A 和两个不同的起始点 G 及 G' 表示的两个扇性坐标 ω 及 $\bar{\omega}$ 的关系式:

$$\omega = \bar{\omega} - D \quad (2-53)$$

式中 D ——图中扇性面积

$AG'G$ 的两倍,即以 G' 为起点时 G 的扇性坐标。

设点 A 为弯心和 G 为主扇性零点,因此 ω 就是主扇性坐标,且应满足条件 $\int_F \omega dF = 0$,进而得到:

$$\int_F \bar{\omega} dF - DF = 0 \quad \text{及} \quad D = \frac{\int_F \bar{\omega} dF}{F} \quad (2-54)$$

因此,主扇性坐标为:

$$\omega = \bar{\omega} - \frac{\int_F \bar{\omega} dF}{F} \quad (2-55)$$

在已知弯心时,可先取任一起始点 G' 计算扇性坐标 $\bar{\omega}$ 及 $\int_F \bar{\omega} dF$,而后再用式(2-55)求出主扇性坐标 ω ,通常一个截面上的主扇性零点不止一个,但把其中距弯心最近的一个称为主扇性零点。

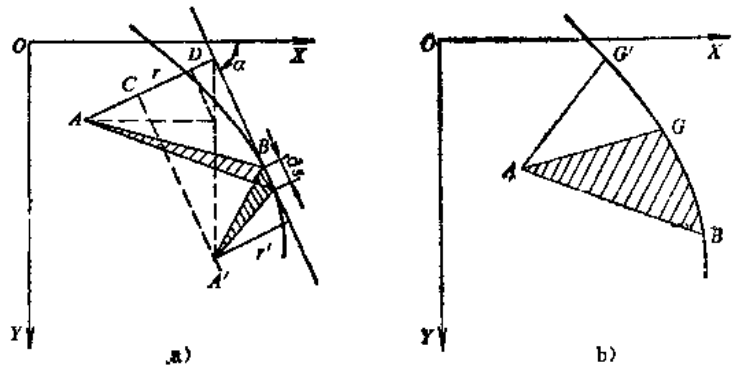


图2-29 弯心及主扇性零点

计算扇性静矩 $S_{\bullet o r c}$ 及扇性惯性矩 I_{\bullet} 时, 可用下式:

$$S_{\bullet o r c} = \int_0^S \omega dF \quad (2-56)$$

$$I_{\bullet} = \int_F \omega^2 dF \quad (2-57)$$

求 I_{\bullet} 时, 可用维力沙金法, 其内容如下(参见图 2-30):
 设有两个函数乘积的积分:

$$I = \int_0^a f(x) y(x) dx \quad (2-58)$$

若其中一函数 $y(x)$ 为 x 的线性函数, 则此积分等于

$$\int_0^a f(x) y(x) dx = Q y(x_c) \quad (2-59)$$

式中 Q ——函数 $f(x)$ 在 $0 \leq x \leq a$ 区间中的图形面积;

x_c ——该图形形心的坐标;

$y(x_c)$ ——坐标为 x_c 时函数 y 的值。

以下用图 2-31 a 所示的槽钢为例, 说明各种扇性特性的求法。

1) 截面面积、形心坐标及惯性矩;

$$F = \delta(h + 2b); \quad a'_x = \frac{b^2}{2b + h}, \quad a'_y = 0$$

$$I_x = \frac{1}{12} \delta h^3 + \frac{1}{2} b h^2 \delta$$

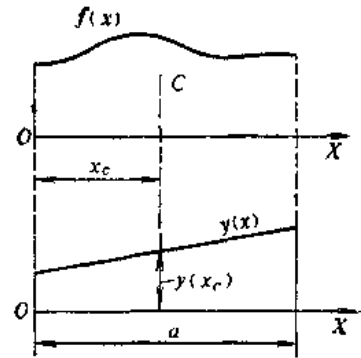


图 2-30 维力沙金法作图

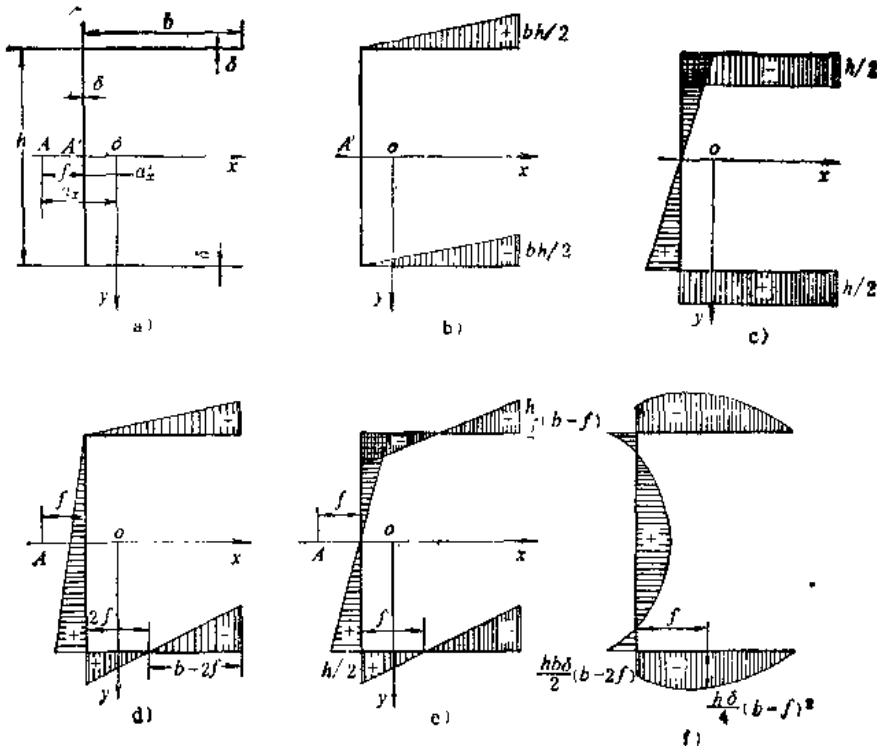


图 2-31 截面扇性特性计算例子

2) 以腹板中点 A' 为极点和起始点的辅助扇性坐标 ω' 图绘于图 2-31 b 上。

3) 用式 (2-46) 计算线性静矩 S'_{ax} 。图 2-31 c 上为截面上各点的 y 坐标, 利用维力沙金法得到:

$$S'_{ax} = \delta \int_F \omega' y ds = -\frac{1}{4} b^2 h^2 \delta$$

4) 利用式 (2-52) 计算弯心坐标:

$$a_x = a'_x + \frac{S'_{ax}}{I_x} = a'_x - \frac{b^2 h^2 \delta}{4I_x}$$

由于截面形状对 y 轴是对称的, 故 $a_y = 0$ 。由图 2-31 a 可得:

$$f = a_x - a'_x = -\frac{3b^2}{6b + h}$$

5) 求主扇性零点, 以弯心 A 为极点, 任取一点 G' 为起始点。作扇性坐标 $\bar{\omega}$, 示于图 2-31 d 上, 并用它计算出:

$$\int_F \bar{\omega} dF = \frac{fh\delta(h+2b)}{2}$$

再由式 (2-54) 求出 $D = fh/2$ 。

将 $-D$ 值叠加在 $\bar{\omega}$ 上, 就得到 ω 图 (图 2-31 e)。可看出其上有三个主扇性零点, 但应以距弯心最近的一个 (腹板中心) 为截面的主扇性零点。

6) 由 ω 图可画出扇性静矩 $S_{\omega,orc}$ 图 (图 2-31 f)。以截面右下角端点为起始点, 按顺时针计算。腹板中点的 $S_{\omega,orc}$ 值为 $-\frac{h\delta}{4} \left[\frac{hf}{2} + 2bf - b^2 \right]$, 其它点的则示于该图上。

7) 最后用维力沙金法求主扇性惯性矩 I_{ω} :

$$I_{\omega} = \frac{\delta h^3}{6} \left(b^3 - 3b^2 f + 3bf^2 + \frac{f^2 h}{2} \right)$$

6. 约束扭转转矩与双力矩

先前已提及, 杆件受约束扭转时的扇性切应力 τ_{ω} 在截面上的合力为零 (证明略), 但其转矩之和不为零, 其值可由图 2-32 求得。扇性切应力对弯心的转矩值为 $\tau_{\omega} r \delta ds$, 因此整个截面上扇性切应力对弯心 A 的转矩 T_{ω} 为:

$$T_{\omega} = \int_0^{S_1} \tau_{\omega} r \delta ds = \int_0^{S_1} \tau_{\omega} \delta d\omega \quad (2-60)$$

式中 ω ——扇性坐标。

将式 (2-50) 代入上式, 得:

$$T_{\omega} = E \theta'' \int_0^{S_1} d\omega \int_0^S \omega dF \quad (2-61)$$

进行部分积分后, 得:

$$T_{\omega} = E \theta'' \left[\omega \int_0^S \omega dF \Big|_0^{S_1} - \int_0^{S_1} \omega^2 dF \right] \quad (2-62)$$

上式括号中第一项积分因整个截面扇性静矩为零而等于零, 故有:

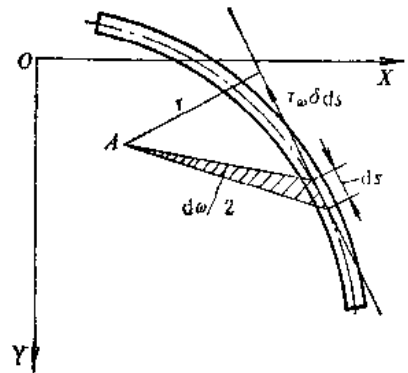


图 2-32 扇性切应力对弯心的转矩

$$T_o = E\theta'' \left(- \int_0^{S_1} \omega^2 dF \right) = E\theta'' \left(- \int_F \omega^2 dF \right) = -EI_o \theta'' \quad (2-63)$$

所得 T_o 为截面的一个转矩——约束扭转转矩。

杆件截面内总转矩 T_z 为约束扭转转矩 T_o 和自由扭转转矩 T_k 之和，即

$$T_z = T_o + T_k \quad (2-64)$$

由式(2-50)和式(2-63)可得 τ_o 与 T_o 间的关系：

$$\tau_o \delta = - \frac{T_o S_{\omega o r c}}{I_o} \quad (2-65)$$

截面内扇性正应力 σ_o 对应的内力是约束扭转双力矩，或简称双力矩，其定义为：

$$T_B = \int_F \sigma_o \omega dF \quad (2-66)$$

双力矩可看作是 σ_o 的转矩，其“臂”为 ω ，将 σ_o 的表达式(2-48)代入式(2-66)，即得：

$$T_B = -E\theta'' \int_F \omega^2 dF = -EI_o \theta''$$

由式(2-66)与式(2-48)得 σ_o 与 T_B 的关系：

$$\sigma_o = \frac{T_B \omega}{I_o} \quad (2-67 a)$$

由式(2-66')及式(2-63)得 T_o 与 T_B 的关系：

$$T_o = - \frac{dT_B}{dz} \quad (2-67 b)$$

外双力矩 T_B^o 是杆件截面上作用在距离为 h 的两平行平面内，大小相等方向相反的一对外转矩 T ，它将导致杆件发生扭转，这种成对的转矩之矩被称为外双力矩 T_B^o 。

$$T_B^o = Th \quad (2-68)$$

图2-35上所示的外双力矩和图2-33 a上左、右截面上的外双力矩都是正的。图2-33 b上表示了一个任意的外转矩可以转化为一个外双力矩和一个作用指定位置上的转矩。

7. 约束扭转的扭角微分方程

图2-34上所示为一等截面薄壁杆件的微段，该杆件两端有一定的支承，沿杆长度上受有均布外转矩 $t(z)$ 。设左端截面上的转矩为 T_z ，据前所述，它应为自由扭转转矩 T_k 与约束扭转转矩 T_o 之和，即

$$T_z = T_k + T_o \quad (2-69)$$

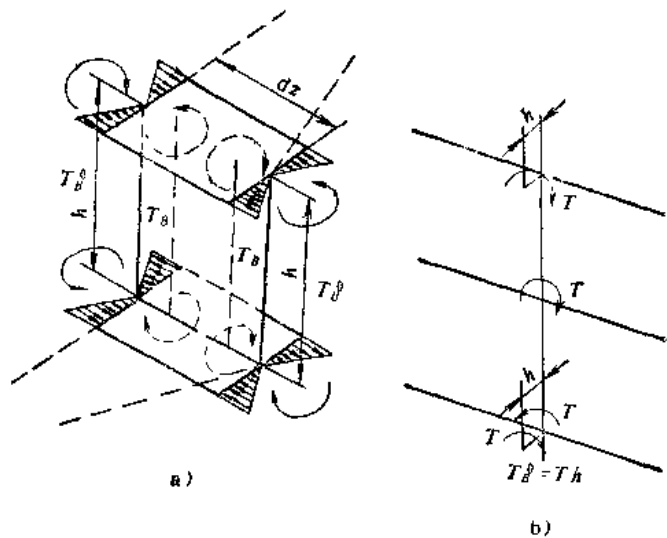


图2-33 外双力矩

将 T_x 和 T_z 的表达式(2-37)及式(2-63)代入上式即得:

$$T_x = GI_p \vartheta' - EI_o \vartheta'' \quad (2-70)$$

由图中长为 dz 的微段的转矩平衡条件得:

$$dT_x = t dz$$

或
$$\frac{dT_x}{dz} = t \quad (2-71)$$

将式(2-70)代入上式即得:

$$-EI_o \vartheta^{(4)} + GI_p \vartheta'' = t \quad (2-72)$$

上式就是约束扭转的扭角微分方程式。解这个方程式可求出扭角 ϑ 。为此将它改写为:

$$\vartheta^{(4)} - k^2 \vartheta'' = -\frac{t}{EI_o} \quad (2-73)$$

式中 k ——特征数, $k = \sqrt{\frac{GI_p}{I_o}}$ 。

上式的通解为:

$$\vartheta = C_1 + C_2 z + C_3 \operatorname{sh} kz + C_4 \operatorname{ch} kz \quad (2-74)$$

式中 C_1 、 C_2 、 C_3 、 C_4 ——均为积分常数。

为今后使用方便,将采用杆件在坐标原点处截面的扭角及其导数来表示这些积分常数。

ϑ' 为杆件的扭率,其表达式为:

$$\vartheta' = C_2 + k(C_3 \operatorname{ch} kz + C_4 \operatorname{sh} kz) \quad (2-75)$$

ϑ'' 可代表截面的双力矩。

$$T_B = -EI_o \vartheta'' = -GI_p(C_3 \operatorname{sh} kz + C_4 \operatorname{ch} kz) \quad (2-76)$$

ϑ''' 可代表截面的约束扭转转矩。

$$T_o = -EI_o \vartheta''' = -kGI_p(C_3 \operatorname{ch} kz + C_4 \operatorname{sh} kz) \quad (2-77)$$

而截面的总转矩为:

$$T_x = GI_p \vartheta' - EI_o \vartheta'' = C_2 GI_p \quad (2-78)$$

对坐标原点($z=0$)处的截面,其扭角、扭率、双力矩及转矩,分别记为 ϑ_0 、 ϑ'_0 、 T_{B0} 及 T_{o0} ,并称为初参数。由以上四个关系式可得:

$$\begin{aligned} C_1 &= \vartheta_0 + \frac{T_{B0}}{GI_p} & C_2 &= \frac{T_o}{GI_p} \\ C_3 &= \frac{1}{k} \left(\vartheta_0 - \frac{T_o}{GI_p} \right) & C_4 &= -\frac{T_{B0}}{I_p} \end{aligned}$$

再将它们代回到通解中,最后得:

$$\vartheta = \vartheta_0 + \vartheta'_0 \frac{\operatorname{sh} kz}{k} + \frac{T_{B0}}{GI_p} (1 - \operatorname{ch} kz) + \frac{T_o}{kGI_p} (kz - \operatorname{sh} kz) \quad (2-79)$$

这就是著名的约束扭转初参数方程式。

找出初参数方程的目的不是为求方程式(2-73)的特解,而是将式(2-79)直接应用于

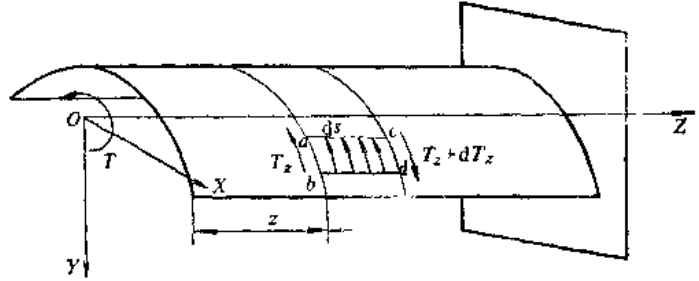


图2-34 受扭薄壁杆件上微元的受力情况

承受不同外载荷时的扭角计算。例如对图 2-35 所示的受有各种外载荷的杆件就可直接写出下式:

$$\begin{aligned} \theta = & \theta_0 + \theta'_0 \frac{\text{sh} kz}{k} + \frac{T_{B0}}{GI_p} (1 - \text{ch} kz) + \frac{T_0}{kGI_p} (kz - \text{sh} kz) \\ & + \int_{l_1}^z \frac{T_B}{GI_p} [1 - \text{ch} k(z - l_1)] \\ & + \int_{l_2}^z \frac{T}{kGI_p} [k(z - l_2) - \text{sh} k(z - l_2)] \\ & + \int_{l_3}^z \int_{l_4}^{\xi} \frac{t(\xi)}{kGI_p} [k(z - l_2) - \text{sh} k(z - l_2)] d\xi \end{aligned} \quad (2-80)$$

由于杆件的 $0 \leq z \leq l_1$ 这部分没有外载荷, 所以式 (2-79) 适用。当 $z > l_1$ 时, 因已有 T_{B0} 的作用, 故必须增加一个与 T_{B0} 有关的项, 即上式中的带有 \int_{l_1} 符号的一项。该符号表示 $z > l_1$ 时, 计入此项。当 $z > l_2$ 时, 因又多了 T 的作用, 故必须增加一个与 T 有关的项, 即带有 \int_{l_2} 符号的一项。当 $z > l_3$ 时, 因分布外转矩的作用, 而必须增加与 $t(z)$ 有关的项, 即式中有 \int_{l_3} 符号的一项。符号 \int_{l_1} 及 \int_{l_2} 的意义与符号 \int_{l_3} 的意义相似。

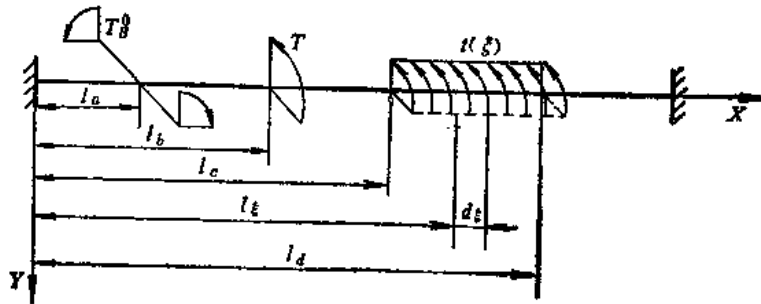


图2-35 经受各种对载荷的开口薄壁杆件

当外载荷情况变化时, 公式形式随之变化, 但构成方法与上述完全相同。所以式 (2-80) 被称为杆件扭角的通用方程式。

要求解 θ 的具体值, 就必须找出式 (2-80) 中各初参数 θ_0 、 θ'_0 、 T_{B0} 及 T_0 的值。必须利用杆件端部的边界条件, 才能确定各个初参数。

边界条件取决于支座情况。常用的支座有三种, 如图 2-36。图 2-36 a 为自由支持,

简称为简支, 它能完全阻止截面的扭转, 但允许截面翘曲, 因此杆件在自由支持端断面的扭角为零, 扭率不为零, 且在外无双力矩的情况下, 其扇性正应力为零。可将它们表达如下:

$$\theta = 0$$

$$T_B = -EI_s \theta'' = 0 \quad \text{或} \quad \theta'' = 0 \quad (\text{若 } I_s \neq 0)$$

图 2-36 b 为刚性固定, 简称刚固端。它完全阻止截面的扭转, 也不允许截面翘曲。因此

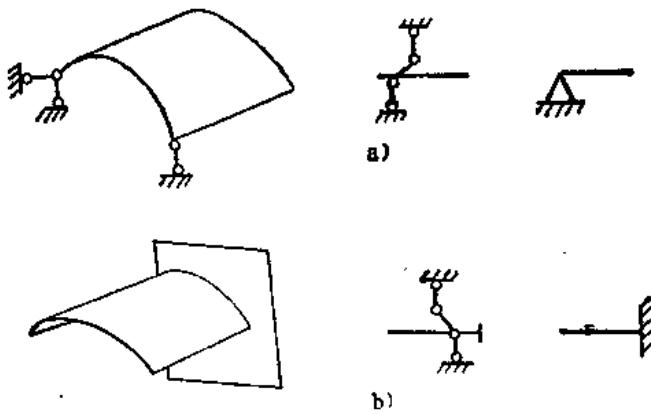


图2-36 支座情况

a) 自由支承 (简支) b) 刚性固定 (刚固端)

其边界条件可表达为:

$$\begin{aligned}\vartheta &= 0 \\ \vartheta' &= 0\end{aligned}$$

杆端无支承的情况, 简称全自由端, 显然其扭角与翘曲都不等于零。在此处无外双力矩及外转矩存在时, 其扇性正应力与切应力均为零。故其边界条件可表为:

$$\begin{aligned}T_B = -EI_s \vartheta'' &= 0 \quad \text{或} \quad \vartheta'' = 0 \quad (\text{若} I_s \neq 0) \\ T_x = GI_p \vartheta' - EI_s \vartheta'' &= 0\end{aligned}$$

以上这些都是解决开口薄壁杆件约束扭转计算所必须的基本知识。下面将利用它们来解决门架立柱约束扭转计算问题。

8. 门架立柱的约束扭转计算

在门架立柱的约束扭转计算中, 可将左、右立柱作为经受外转矩作用的受约束的开口薄壁杆件分别单独进行计算, 其受力情况如图2-37。

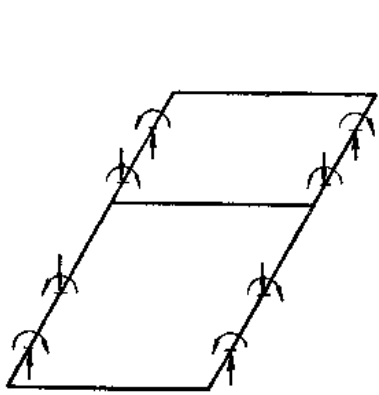


图2-37 门架立柱上作用的转矩

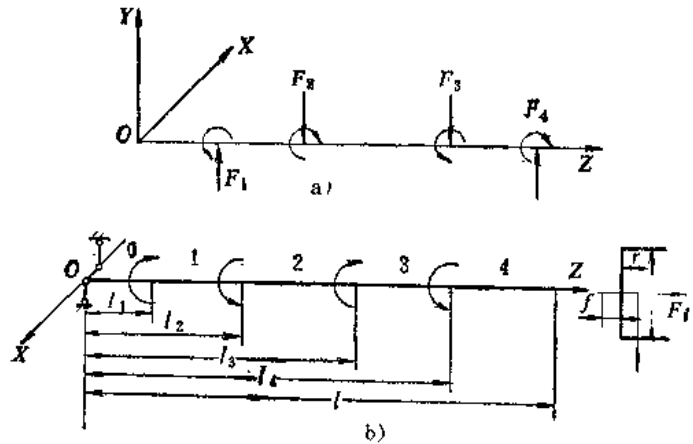


图2-38 门架立柱约束扭转计算用的计算简图

对于内门架, 因只有顶梁比较坚固, 故可简化为一端简支一端全自由的计算模型 (如图2-38), 其上受有四个由滚轮力产生的转矩 $T_1 \sim T_4$ 。

对此计算模型可仿照建立式(2-80)的方法, 写出计算距原点距离为 z 处的截面的扭角 ϑ_z 的方程式:

$$\begin{aligned}\vartheta_z = \vartheta_0 + \vartheta'_0 \frac{\text{sh}kz}{k} + \frac{T_{B0}}{GI_p} (1 - \text{ch}kz) + \frac{T_0}{kGI_p} (kz - \text{sh}kz) \\ + \sum_{i=1}^n \frac{T_i}{kGI_p} [k(z - l_i) - \text{sh}k(z - l_i)]\end{aligned} \quad (2-81)$$

式中 T_i ——各滚轮力矩, $i = 1, 2, \dots, 4$;

l_i —— T_i 的位置尺寸, $i = 1, 2, \dots, 4$;

n ——计算区段编号, $n = 0, 1, \dots, 4$ 。

上式可用于各算区段。如对于0段 ($z \leq l_1$), 应取 $n = 0$, 故式(2-81)等号右边有 Σ 号的部分无效, 只有四项。对于1段 ($l_1 \leq z \leq l_2$), 同样也可用此式, 但应取 $n = 1$, 因而 Σ 号部分仅含一项, 故共有五项, 对于其他计算区段, 则可仿此类推。

式2-81中共有 ϑ_0 、 ϑ'_0 、 T_{B0} 及 T_0 四个未知量 (即初参数), 可根据杆件左、右两端的边

界条件来确定它们。

左端 ($z = 0, n = 0$) 为简支情况, 故应有 $\theta_0 = 0$ 和 $T_{B0} = 0$, 于是利用式 (2-81) 可写出两个独立方程式。因右端 ($z = l, n = 4$) 是全自由端, 故应有 $\theta_l = 0$ 及 $GI_p \theta_l' - EI_0 \theta_l'' = 0$, 同样可再写出两个独立的方程式。将由边界条件得到的这四个方程式联立求解, 就可确定 θ_0 、 θ_0' 、 T_{B0} 和 T_0 之值。对于叉车的具体情况, 因四个滚轮力转矩相互平衡, 且无其它外转矩, 故可由转矩平衡条件推断出, 必有 $T_0 = 0$ 。最后得到不为零的初参数 θ_0' :

$$\theta_0' = \left[\sum_{i=1}^4 T_i \operatorname{sh}(l - l_i) \right] / GI_p \operatorname{sh} kl$$

将所得的各初参数值代入式 (2-81) 后, 得

$$\theta_z = \frac{\sum_{i=1}^4 T_i \operatorname{sh} k(l - l_i)}{GI_p \operatorname{sh} kl} + \sum_{i=1}^n \frac{T_i}{GkI_p} [k(z - l_i) - \operatorname{sh} k(z - l_i)] \quad (2-82)$$

上式对内门架的左右立柱都适用, 只是在使用时应以适当的 T_i 代入以上各式中。

对于外门架, 因其上梁、中梁及底梁都比较坚固, 故宜于将它的立柱简化为有三个简单

铰支的两跨连续梁计算模型, 如图2-39 a 所示, 但其仅有二个滚轮力转矩作用。由于有中间支承的约束, 在中间支承处的截面上 θ 及 θ'' 均应为零。因而可以取消这个支座, 再加上一个支座反转矩 T_3 以维持原有的平衡情况。这样就可进一步将它简化为两端简支的梁。对这个模型, 同样可用式 2-81 计算, 只是计算区段的划分与外转矩有所变化。其中被当作外转矩看待的支座反转矩 T_3 是未知的。利用左端 ($z = 0$) 的边界条件, 可得 $\theta_0 = 0$ 及 $T_{B0} = 0$; 再利用中间支承处 ($z = l_2$) 应满足 $\theta_{l_2} = 0$ 的条件和右端 ($z = l$) 应满足 $\theta_l = 0$ 及 $\theta_l' = 0$ 的条件, 可求得 T_3 、 T_0 和 θ_0' 如下:

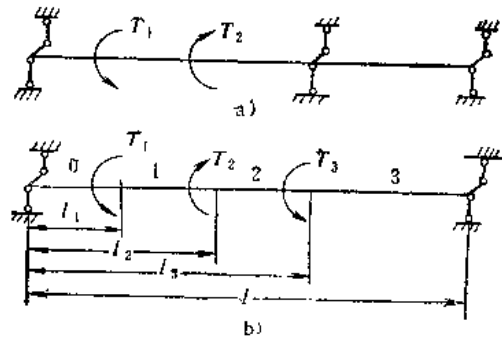


图2-39 外架立柱的约束扭转计算简图

$$T_0 = \sum_{i=1}^2 T_i \left[\frac{k(l_2 - l_i) - \operatorname{sh} k(l_2 - l_i)}{\operatorname{sh} kl_2} - \frac{k(l - l_i) - \operatorname{sh} k(l - l_i)}{\operatorname{sh} kl} + \frac{l - l_i}{l - l_2} \right] / \left[\frac{kl_2}{\operatorname{sh} kl_2} - \frac{kl}{\operatorname{sh} kl} - \frac{l}{l - l_2} \right] \quad (2-83)$$

$$T_3 = - \left[T_0 l + \sum_{i=1}^2 T_i (l - l_i) \right] / (l - l_2) \quad (2-84)$$

$$\theta_0' = \frac{1}{GI_p} \left[T_0 + \sum_{i=1}^3 T_i \operatorname{sh} k(l - l_i) / \operatorname{sh} kl \right] \quad (2-85)$$

按以上三式可算出 T_3 、 T_0 及 θ_0' 。于是按计算简图 (图2-39 b) 计算外门架立柱的约束扭转时的扭角方程为:

$$\theta_z = \theta'_0 \frac{\text{sh}kz}{k} + \frac{T_0}{kGI_p} (kz - \text{sh}kz) + \sum_{i=1}^n \frac{T_i}{kGI_p} [k(z-l_i) - \text{sh}k(z-l_i)] \quad (2-86)$$

在有了扭角方程后，扭率及双力矩等等都可由它导出。最后可用式2-67 a 及式2-65求出约束扭转正应力 σ_c 及约束扭转切应力 τ_c 。由于后者相对较小，通常可以略去。

为使用方便，将新系列叉车门架专用C形及J形断面的异形槽钢的截面结构尺寸及几何特列于表2-1至表2-4中，参见图2-40及图2-41。

(三) 由滚轮力引起的立柱翼缘板上的局部弯曲应力

滚轮力 F 会引起立柱翼缘板上的局部弯曲，可以从图2-42上看出。因滚轮力 F 的作用，翼缘板在其作用点附近局部区域内，产生如该图所示的变形，因此在这个区域内的任意点沿各轴线方向上都产生附加应力。

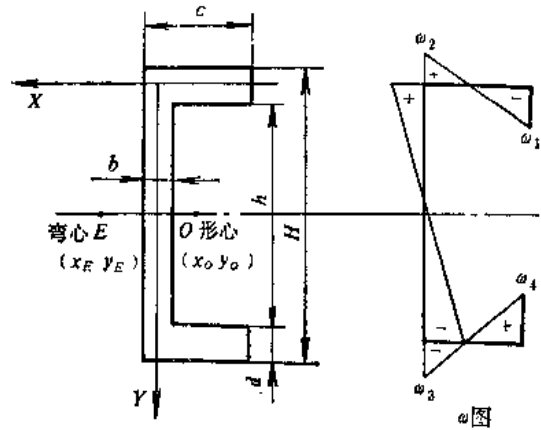


图2-40 C形截面的尺寸参数及几何特性

表2-1 C形截面的结构尺寸

叉车起重量/t	$\frac{H}{\text{cm}}$	$\frac{h}{\text{cm}}$	$\frac{c}{\text{cm}}$	$\frac{b}{\text{cm}}$	$\frac{d}{\text{cm}}$	面积 F cm^2	每米重量 kg/m
0.5~0.75	10.0	7.8	3.6	0.9	1.1	14.74	11.73
1~1.5	13.2	10.4	4.2	1.2	1.4	24.24	19.03
2~2.5	15.2	11.6	5.0	1.3	1.8	32.82	25.76
3~3.5	16.4	12.0	5.6	1.5	2.2	42.64	33.44
4~4.5	20.4	15.2	7.0	1.8	2.6	63.76	50.05
5~6	21.2	15.2	7.0	1.8	3.0	69.36	54.10

表2-2 C形截面的几何特性

叉车起重量/t	$\frac{x_0}{\text{cm}}$	$\frac{y_0}{\text{cm}}$	$\frac{x_E}{\text{cm}}$	$\frac{y_E}{\text{cm}}$	$\frac{J_x}{\text{cm}^4}$	$\frac{J_y}{\text{cm}^4}$	$\frac{W_x}{\text{cm}^3}$	$\frac{W_y}{\text{cm}^3}$
0.5~0.75	-0.746	4.45	1.137	4.45	190.10	14.95	38.02	6.28
1~1.5	-0.7693	5.9	1.226	5.9	515.18	28.44	78.06	10.05
2~2.5	-1.0526	6.7	1.587	6.7	963.64	63.72	126.79	19.32
3~3.5	-1.243	7.1	1.820	7.1	1433.65	104.55	174.54	28.99
4~4.5	-1.53	8.9	2.282	8.9	3358.5	246.64	329.26	53.97
5~6	-1.646	9.1	2.349	9.1	3735.13	271.37	371.24	61.60

叉车起重量/t	$\frac{J_k}{\text{cm}^4}$	$\frac{J_0}{\text{cm}^6}$	$\frac{h}{1/\text{cm}}$	$\frac{\omega_1}{\text{cm}^2}$	$\frac{\omega_2}{\text{cm}^2}$	$\frac{\omega_3}{\text{cm}^2}$	$\frac{\omega_4}{\text{cm}^2}$
0.5~0.75	5.96	208.16	0.1070	-8.96	5.06	-5.06	8.96
1~1.5	15.31	741.51	0.09088	-14.01	7.23	-7.23	14.01
2~2.5	21.29	2008.05	0.0789	-18.51	10.63	-10.63	18.51
3~3.5	59.64	3687.93	0.08043	-21.51	12.42	-12.92	21.51
4~4.5	124.96	13678.3	0.06045	-33.98	20.31	-20.31	33.98
5~6	174.22	15548.97	0.06695	-34.13	21.38	-21.38	34.13

表2-3 J形截面的结构尺寸

叉车起重量 t	H cm	h cm	B cm	b cm	d cm	c cm	面积 F cm	每米重量 kg/m
0.5~0.75	10	7.8	6	0.9	1.1	3.6	17.38	13.64
1~1.5	13.2	10.4	7.2	1.2	1.4	4.2	28.44	22.33
2~2.5	15.2	11.6	8.8	1.3	1.8	5	39.36	31.13
3~3.5	16.4	12	9.8	1.5	2.2	5.6	51.88	40.73
4~4.5	20.4	15.2	12	1.8	2.6	7	76.76	60.25
5~6	21.2	15.2	12	1.8	3	7	84.92	66.24

表2-4 J形截面的几何特性

叉车起重量 / t	x_0 cm	y_0 cm	x_E cm	y_E cm	J_x cm ⁴	J_y cm ⁴	J_h cm ⁴	J_w cm ⁴	K 1/cm	ω_1 cm ²	ω_2 cm ²	ω_3 cm ²	ω_4 cm ²	ω_5 cm ²
0.5~0.75	-0.357	3.678	0.824	2.206	241.4	29.1	5.75	381.65	0.0761	-5.819	7.416	1.129	-6.201	14.885
1~1.5	-0.31	4.884	0.883	2.713	660.4	62.5	16.39	1394.1	0.0672	-8.367	11.168	1.401	-8.785	23.927
2~2.5	-0.395	5.394	1.14	2.83	1253.1	145.2	26.99	3898.7	0.0516	-10.605	14.317	1.714	-13.362	32.409
3~3.5	-0.463	5.66	1.322	2.931	1870.9	244.8	46.73	7214	0.0499	-12.228	16.496	1.988	-16.827	37.827
4~4.5	-0.657	7.174	1.662	3.745	4337.9	537.9	99.01	26138.3	0.0382	-20.48	26.908	3.608	-25.975	58.516
5~6	-0.679	7.107	1.832	3.63	5987.2	675.8	84.37	31490.5	0.0321	-19.37	25.63	3.126	-30.22	60.12

为计算主柱翼缘板的局部弯曲应力，可将受滚轮力作用的立柱翼缘板，看作为一个一边弹性固支，三边自由的无限长悬臂板。取图2-42所示的坐标系，用弹性力学的知识可导出有关计算公式，计算由滚轮力引起的附加弯矩，为方便起见，将使用由计算给出附加弯矩系数 M^0 ，即单位滚轮力引起的附加弯矩。

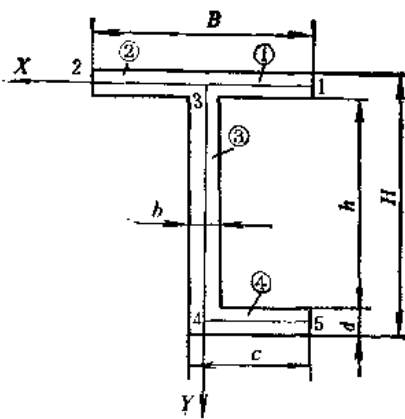


图2-41 J形截面的尺寸参数及几何特性

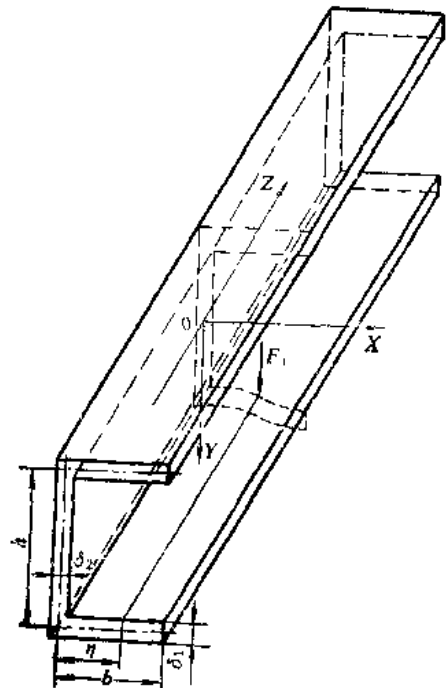
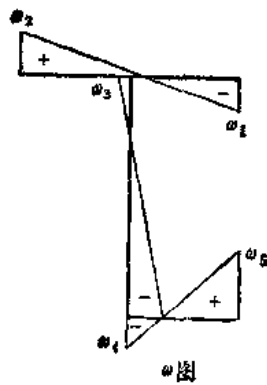


图2-42 翼缘板因滚轮力作用的变形情况

参见图2-42。在弹性固支边，即翼缘板的 $x = 0$ 的边处，翼缘板的挠度等于腹板的挠度，翼缘板的弯矩等于腹板的转矩。其余三边，即 $x = b$ 和 $z = \pm\infty$ 处为自由边。假定滚轮

力为集中力 F ，其作用点可位于翼缘净宽的任意点 $(0, \eta)$ 处。引入弯矩系数 $M_x^0 (= \frac{M_x}{F})$ 及 $M_z^0 (= \frac{M_z}{F})$ ，及其它无量纲几何尺寸 $\lambda = \frac{h}{b}$ 、 $\delta = \frac{\delta_1}{\delta_2}$ 、 $\beta = ab$ 、 $\gamma = \eta/b$ 、 $\rho = z/b$ 和 $\psi = x/b$ ，由板的弹性曲面微分方程、相应的边界条件和连续条件，可求得这个问题的解，计算结果可见图 2-43 及和表 2-5。

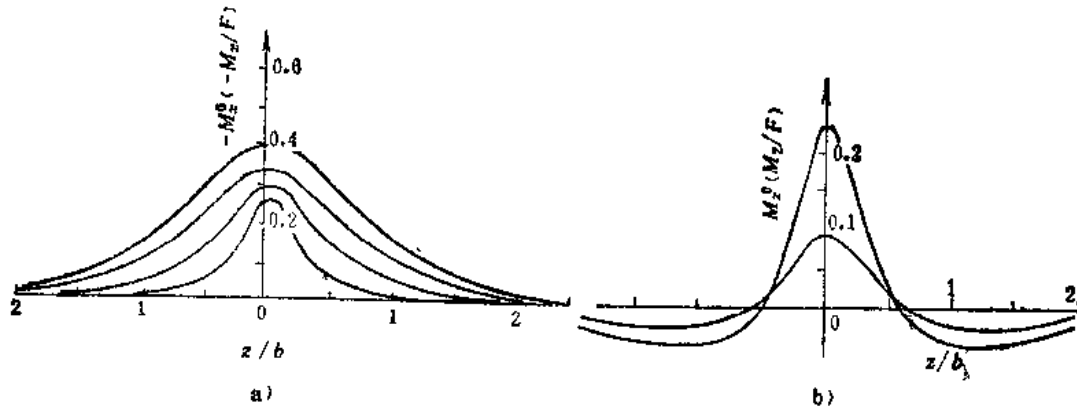


图2-43 局部弯矩沿坐标轴的变化情况

a) $M_x^0 (= M_x/F)$ b) $M_z^0 (= M_z/F)$

表2-5 新系列立柱翼缘局部弯矩系数①

起重吨/t	0.5~0.75	1~1.5	2~2.5	3~3.5	4~4.5	5~6
δ_1/δ_2	1.222	1.167	1.385	1.467	1.444	1.667
h/b	2.825	3.278	3.080	2.928	2.918	2.984
$(M_x^0)_{x=0}$	-0.255	-0.276	-0.232	-0.213	-0.217	-0.181
$(M_z^0)_{x=0}$	-0.077	-0.083	-0.070	-0.064	-0.065	-0.054
$(M_x^0)_{x=b}$	0.148	0.139	0.157	0.165	0.163	0.178
$(M_x^0)_{x=\eta}$	0.517	0.494	0.522	0.533	0.520	0.451
$(M_z^0)_{x=\eta}$	0.495	0.501	0.505	0.508	0.517	0.466

① 滚轮力 $F = 1$ ，力作用位置 $\gamma = \eta/b = 0.5$ 。

已知由滚轮力引起的局部弯矩后，局部弯曲应力可按下列式计算：

$$\sigma_x = 6M_x^0 F/t_1^2 \quad \sigma_z = 6M_z^0 F/t_1^2 \quad (2-87)$$

式中 M_x^0, M_z^0 ——局部弯矩系数，可由表 2-5 查出；

F ——滚轮力；

t_1 ——翼缘板厚度。

今以 5 t 叉车为例，说明主柱翼缘板局部弯曲应力的求法。由表 2-5 得知： $\delta_1/\delta_2 = 1.667$ ， $h/b = 2.984$ ，设滚轮压力为 30000 N，若腹板厚度为 0.016 m，则局部弯曲应力为：

翼缘根部， $x = 0$

$$(\sigma_z)_{x=0} = \frac{6 \times (-0.054) \times 30000}{(1.667 \times 0.016)^2} \text{ MPa} = -1.366 \text{ MPa}$$

$$(\sigma_x)_{x=0} = \frac{6 \times (-0.181) \times 30000}{(1.667 \times 0.016)^2} \text{ MPa} = -4.58 \text{ MPa}$$

翼缘自由边, $x = b$

$$(\sigma_x)_{x=b} = \frac{6 \times 0.178 \times 30000}{(1.667 \times 0.016)^2} \text{ MPa} = 4.50 \text{ MPa}$$

已知各种应力的计算方法后, 可先将立柱上框架节点处和滚轮所在处的这些截上的各棱边点的诸应力分量求出, 因为这些特征点上的应力分量可能是峰值。然后将各特征点上的沿同一坐标轴方向各应力分量叠加起来, 继而将它们按强度理论进行合成。比较各特征点上的合成应力, 找出其中最大的称为最大应力。为保证立柱安全可靠地工作, 最大应力不得超过材料的屈服限, 安全系数应大于 1.3。若可能出现较大的动载荷时, 安全系数应取得更大一些。

(四) 接触挤压应力

滚轮与立柱翼缘板接触传力时, 在接触处产生局部挤压应力。它是立柱翼缘内侧表面磨损与剥蚀的原因, 因此必须考虑。因产生接触挤压应力的位置不在翼缘材料表层, 而在其下一定深度处, 且其破坏作用不同于其它应力分量, 故单独对它进行校核, 核算所用公式如下:

$$\sigma_j = 0.418 \sqrt{\frac{FE}{br}} \quad (2-88)$$

式中 σ_j ——接触挤压应力, $[\sigma_j]$ 为 MPa;

F ——滚轮最大压力, $[F]$ 为 N;

b ——滚轮宽度, $[b]$ 为 cm;

r ——滚轮半径, $[r]$ 为 cm;

E ——弹性模量, 对钢材 $E = 2.06 \times 10^7 \text{ N/cm}^2$ 。

许用挤压应力值与材料的硬度有关, 若用布氏硬度, 则许用挤压应力可取为材料的布氏硬度值的五倍, 其单位为 MPa。

六、门架的刚度

门架系统需要有足够的刚度, 否则承载后将产生过大的弹性变形, 载荷重心将随之有过大的前移, 以致影响叉车安全工作。门架刚度不足时, 在工作中会出现擅动现象, 引起司机紧张。为保证其刚度而必须作相应的计算。

门架系统的刚度, 可用门架垂直货叉升至最大起升高度时, 额定起重量所引起的内门架上端点的前移量来代表。由于系统是由内门架与外门架组成的, 所以这个前移量包含它们两者自身的前移量。

计算门架刚度的办法有多种, 以下采用分别算出各有分量而后叠加求得总合的方法。计算中将内架及外架的立柱都简化成简支悬臂梁, 其上作用着两个滚轮力 F_i (如图 2-44 b)。同样, 对由两个滚轮力共同引起的该梁任一位置上的挠度及转角, 也可由单个滚轮力所引的挠度及转角分别叠加得到。

求计算简图中梁上任一点处的挠度 S_x 与转角 θ_x 所用公式如下 (参见图 2-44 a):

$$S_x = \frac{-F}{6EI} [x^3 - (2l + 3l_d)l_d x - 2(l + l_d)l_d^2] \quad (2-89)$$

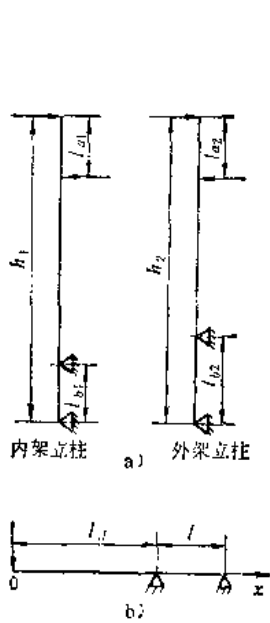


图2-44 单根立柱刚度计算简图及尺寸参数

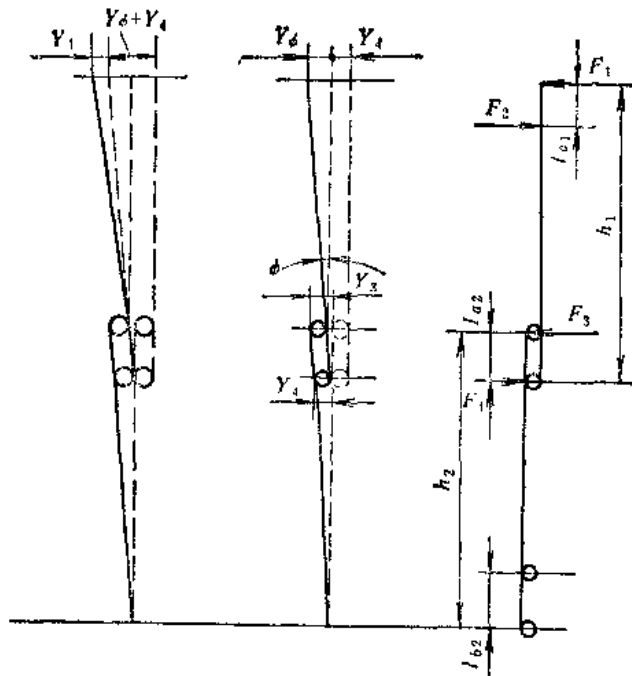


图2-45 内、外门架变形引起的总前移量的各组成部分

$$\theta_x = \frac{Fl_d}{6EI} \left(\frac{3x}{l_d} - 2l - 3l_d \right) \quad (2-90)$$

如果将上两式中的 F 、 l_d 、 l 及 I 都看成变量，则可将它们简单地表达为：

$$S_x = f_1(x, F, l_d, l, I) \quad (2-91)$$

$$\theta_x = f_2(x, F, l_d, l, I) \quad (2-92)$$

以下可分别求出计算过程中所需的各个前移分量。以 Y_i 表示各立柱上滚轮力 F_i 作用点处因该立柱上的各滚轮力作用产生的前移量。对于内架及外架立柱在滚轮力 F_1 、 F_3 及 F_4 的作用点处的 Y_1 、 Y_3 及 Y_4 ，可用下式求得（见图2-45）：

$$Y_1 = f_1(0, F_1, h_1 - l_{b1}, l_{b1}, I_1) + f_1(0, F_2, h_1 - l_{b1} - l_{a1}, l_{b1}, I_1) + l_{a1} \times f_2(0, F_2, h_1 - l_{b1} - l_{a1}, l_{b1}, I_1) \quad (2-93)$$

$$Y_3 = f_1(0, F_3, h_2 - l_{b2}, l_{b2}, I_2) + f_1(0, F_4, h_2 - l_{b2} - l_{a2}, l_{b2}, I_2) + l_{a2} \times f_2(0, F_4, h_2 - l_{b2} - l_{a2}, l_{b2}, I_2) \quad (2-94)$$

$$Y_4 = f_1(l_{a2}, F_3, h_2 - l_{b2}, l_{b2}, I_2) + f_1(0, F_4, h_2 - l_{b2} - l_{a2}, l_{b2}, I_2) \quad (2-95)$$

在以上公式中，有 $l_{b1} = l_{a2}$ 的关系。

由于 $Y_3 \neq Y_4$ ，故将使内架立柱产生一偏转角 ϕ ，从而引起内架立柱端点产生一个附加前移量 Y_0 。 Y_0 可由下式算出：

$$Y_0 = h_1(Y_3 + Y_4)/l_{a2} \quad (2-96)$$

已知各前移分量后，内架上端的总前移量 Y 可表达为：

$$Y = Y_1 + Y_4 + Y_0 \quad (2-97)$$

以上各式中的尺寸参数已标注在图2-44及图2-45上， I_1 和 I_2 表示内架与外架立柱截面的惯性矩。

上面所得结果是，由于滚轮力作用，使门架立柱产生弹性变形引起的前移量，它可代表

门架系统的刚度。但引起内架上端前移的因素则不仅是这一个。如轮胎变形、门架导向纵轮与槽钢间的间隙等等，也都能引起内架端点前移。如果需要，这些前移量也可由简单的几何关系求出。

§ 2-4 叉车的属具

叉车的主要取货工具是货叉，它能适应许多货种，但对一些货种作业并不方便。对大宗但不适宜用货叉的货物，如散粒物料和圆木等，为了能方便地快速工作以提高工效，常将货叉卸下，在叉架上装上专用的取货工具，如铲斗、圆木夹等。这样的专用取货工具就是通常说的属具。

图2-46上介绍了几种常用的属具。

铲斗示于图2-46 a，适用于粉状、散粒及小块物料。对坚硬的小块料，使用带齿的铲斗。斗齿一般用有高抗磨性能的锰钢制成。斗下部与叉架铰接，用转斗油缸操纵使它上、下摆动，以便装卸。

由于铲斗叉车比一般叉车多了一个铲斗油缸，所以要用这种铲斗就应对叉车的液压系统作相应的考虑，应备有操纵铲斗的油路及控制阀。并应考虑到铲斗可随叉架升降及随门架前、后倾的特点。在用铲斗取料时，常需克服较大的切入阻力，因此要求叉车必须有足够的牵引力。一般适合于采用液力传动。若要配用机械传动叉车，在设计及使用时就应对离合器及半轴等多加注意。

挑杆示于图2-46 b上。它适用于较大的管形物件（如水泥管），卷板和环状物料（如盘条等）。对尺寸较小的管材，则可用挑杆排，即并排地装在一个底架上的几个挑杆，这样可以提高起重量的利用。

桶夹示于图2-46 c上。适合于搬运各种桶形物件，如油桶、酒桶等。有的可夹着两个桶，有的可夹四个。桶夹的开合抱紧，由油压系统控制。

圆木夹示于图2-46 d上。宜用于贮木场或木材加工厂内，装卸搬运长段的圆木。叉架上的夹板可以转动，把几根圆木一起抱着，也是用液压控制的。

带推货器的货叉，见图2-46 e。货叉前水平段上有一垂直框架或板，它由液压缸推动沿叉进退，前移时可将叉上货物推出。这种装置便于堆垛，可使货垛堆得非常整齐。

可横移的货叉或侧移器，如图2-46 f。货叉可由液压构件推动作横向移动，因而能准确将货物堆放在所需的位置上，使驾驶员的操作困难减小，也可使仓库的地面得到更充分的利用。但必须注意横移的后果是使载荷重心偏离中央，这对整车的横向倾翻稳定性与门架的强度有重大影响，必须考虑。

叉车的属具发展迅速，其种类型式甚多，远远超过以上的几个例子。有的叉车生产厂家可提供20多种属具。也有专门生产叉车属具的厂家。有些属具的用途已超越搬运装卸的范围，进行专门性的辅助工作，如为小型建筑安装和农业服务。

设计属具时，应注意以下问题：

限制了属具使用的一个因素，是更换方便性问题。更换方便是使用上的一个重要要求，最好是仅司机一个人就可更换属具。对于较重的属具可设置专门的辅助设备（如存放架等），但不宜增加辅助人员。

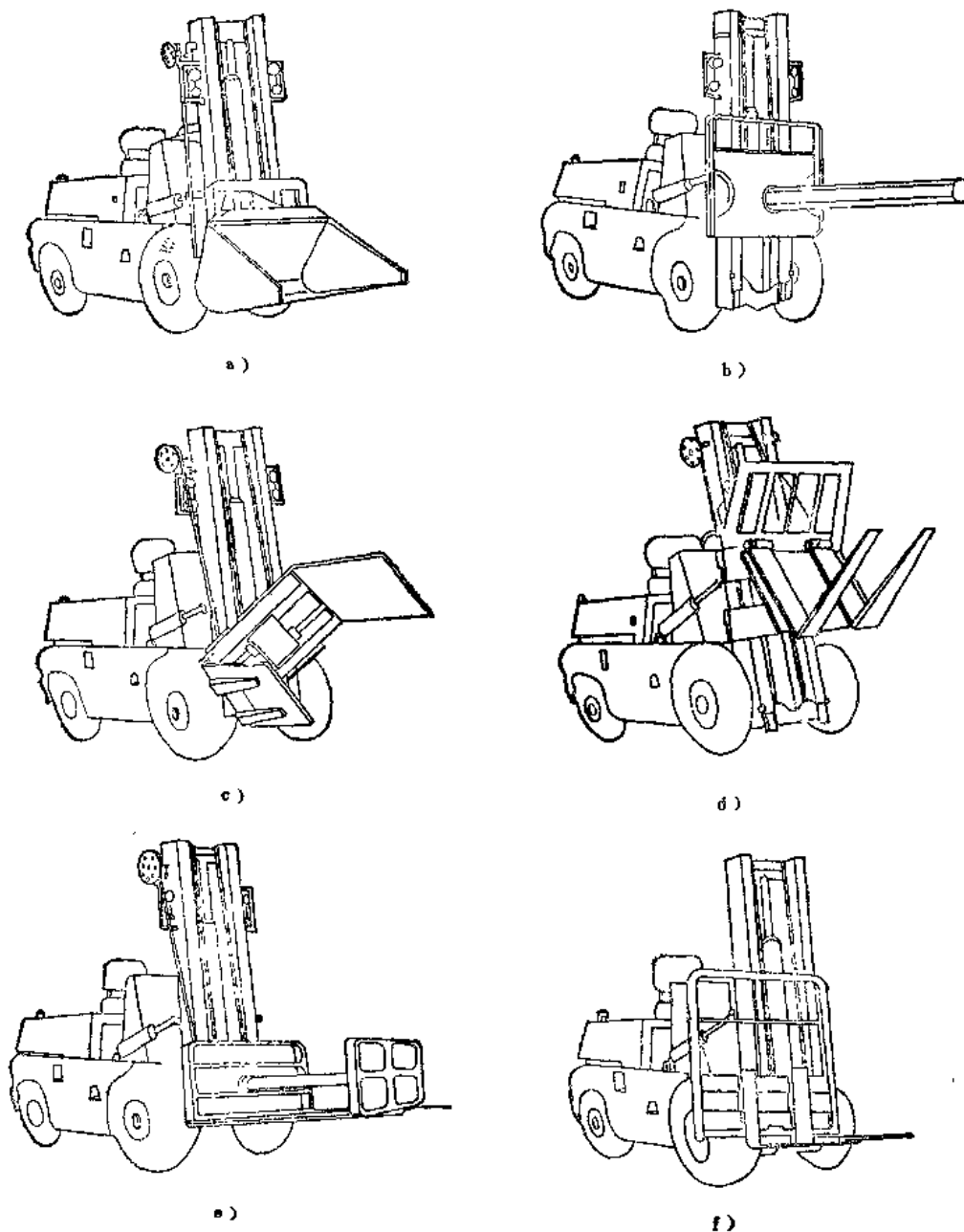


图2-46 常见的属具

a) 铲斗 b) 挑杆 c) 桶夹 d) 圆木夹 e) 推货器 f) 侧移器

许多叉车不是在设计时，而是在制成之后才考虑配装属具，因而对能配用的属具有很大的限制。例如近年出现的一种用于水泥预制件(如顶板)搬运装卸的真空吸盘。它使用方便且能提高生产率，但必须附有一套产生真空的装置。对于在设计时未考虑今后有可能使用真空吸盘的叉车，就有可能无法加装真空装置；或虽可装真空装置，但需要克服许多困难。

叉车是根据标准货叉及额定起重量设计的，若使用属具，因其重量一般比原来的货叉重，致使系统的重心前移，为保证工作中可靠安全，必须对稳定性及门架系统的强度和刚度进行校验，或降低其允许的起重量。

有的叉车配置新属具时，若新属具的重量及重心位置已知，并要求保持原有的纵向稳定

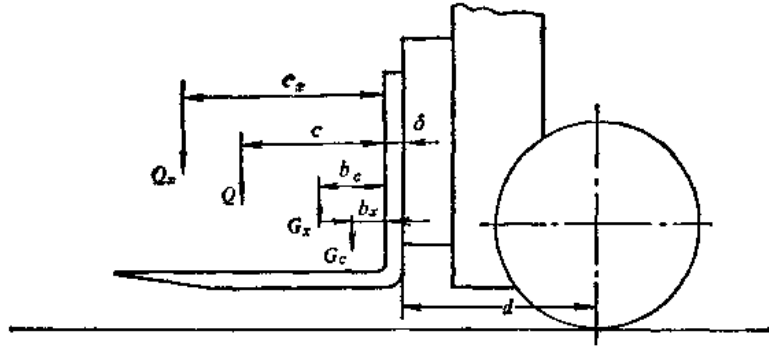


图2-47 使用属具的允许起重量计算

性，则在使用新属具时，叉车的允许起重量可由下式求得（参见图 2-47）：

$$Q(S_c + S_d + \delta) + G_c(S_{bc} + \delta + S_d) = Q_x(S_{cx} + S_d + \delta) + G_{cx}(S_{bx} + \delta + S_d) \quad (2-98)$$

由此得到：

$$Q_x = \frac{Q(S_c + S_d + \delta) + G_c(S_{bc} + \delta + S_d) - G_{cx}(S_{bx} + \delta + S_d)}{S_{cx} + S_d + \delta} \quad (2-99)$$

式中 Q ——额定起重量；

S_c ——载荷中心距；

δ ——货叉垂直段厚度；

G_c ——货叉重量；

G_{cx} ——新属具的重量；

S_{bc} ——货叉重心至其垂直段前表面的水平距离；

S_{bx} ——新属具重心至货叉垂直段前表面的水平距离；

S_d ——货叉垂直段后表面至前轴的水平距离；

S_{cx} ——对新属具规定的载荷中心距原货叉垂直段前表面的距离；

Q_x ——使用新属具时的允许起重量。

使用上式时，各重量及各尺寸应分别使用同样的单位。

换装属具后的起重量降低值 ΔQ 为：

$$\Delta Q = Q - Q_x \quad (2-100)$$

若要求叉车在换装属具后仍保持原有的横向稳定性，作相应的计算后，也能确定其允许起重量与起重量降低值。

第三章 动力装置

§ 3-1 概 述

动力装置的作用是供给叉车工作所需的能量，驱动车辆运行，驱动工作装置的液压油泵和动力转向系统的液压油泵，以及满足其它装置对能量的需要。

叉车的动力装置应满足下列要求：

- 1) 为了保证叉车良好的流动性，应有独立的随车的能量来源，经常处于准备工作的状态；
- 2) 重量要轻，比功率要高，以减少叉车运行过程中自身重量引起的能量消耗；
- 3) 外形尺寸小，以保证叉车具有较小的外形尺寸及良好的机动性；
- 4) 原动机的机械特性要适应叉车工作的特点，其转矩应能随着运动阻力的变化而在较大范围内变化；
- 5) 费用低廉；
- 6) 耐久可靠，维修简便；
- 7) 对环境污染小，噪声低。

完全满足这些要求的动力设备目前还没有。能满足主要要求并能实际使用的动力装置，主要有三种：一是电力驱动，即蓄电池-直流电动机驱动系统；二是内燃机驱动；三是内燃机-电力驱动，即内燃机带动发电机发电，电能供给电动机驱动。

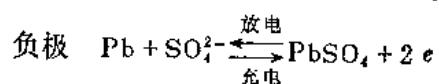
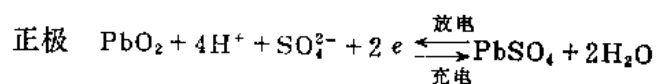
§ 3-2 蓄 电 池

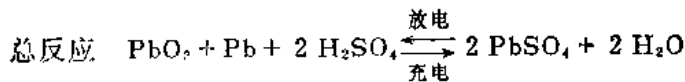
蓄电池是一种能量转换和储存装置，充电时，将电能转换为化学能，加以储存，放电时化学能转换为电能，输送给电动机。由于它便于携带，因此作为电动叉车的电能来源。

蓄电池由正、负电极和电解质组成。按照电解质的化学性质，蓄电池分为酸性蓄电池及碱性蓄电池。实用的酸性蓄电池有铅蓄电池，以硫酸(H_2SO_4)为电解质。碱性蓄电池常以苛性钾(KOH)为电解质，常用的有铁-镍蓄电池、镉-镍蓄电池及锌-银蓄电池等。碱性蓄电池由于需要贵重金属，成本较高，目前很少用作叉车的能源。我国叉车主要应用铅蓄电池。

一、铅蓄电池的电化学反应及充放电过程

铅蓄电池正极板上的活性物质是氧化铅，负极板上的活性物质是海绵状纯铅，电解质是稀硫酸溶液。充电和放电时的化学反应为：





蓄电池放电时，正极和负极均生成硫酸铅。消耗电解液中的硫酸，因而电解液相对密度下降。向蓄电池充电时，与放电过程相反，正极和负极的硫酸铅分别反应成二氧化铅和海绵状铅，同时生成硫酸，因而电解液的相对密度上升。所以只要测量电解液的相对密度，就可以判定蓄电池放电程度或充电程度。

当化学反应平衡时，蓄电池正、负极的电位差称为蓄电池的电动势。蓄电池开路时，测出的正、负极稳定电压，即是蓄电池电动势。铅蓄电池的电动势与电解液（硫酸溶液）的温度、相对密度 \ominus 有关，其数值可通过理论计算或实际测量得出（见表3-1）。

表3-1 硫酸溶液相对密度与蓄电池电动势的关系

硫酸溶液的相对密度 (25°C)	蓄电池电动势/V		硫酸溶液的相对密度 (25°C)	蓄电池电动势/V	
	计算值	实测值		计算值	实测值
1.020	1.855	1.855	1.150	2.005	2.006
1.030	1.877	1.879	1.200	2.048	2.049
1.040	1.892	1.899	1.250	2.095	2.095
1.050	1.905	1.907	1.28	2.128	2.125
1.100	1.960	1.961	1.30	2.144	2.144

注：参考物质为水，以下均同。

牵引用铅蓄电池电解液相对密度范围是：温度在15°C条件下，充足电时为1.25~1.27，正常放电后为1.12~1.15。因此，这种蓄电池开路时的稳定电压（电动势）约为2.1~2V之间。铅蓄电池的标称电压为2V。

充放电时，由于蓄电池有内电阻，电压和电动势就有差别。充电时，电压始终大于电动势，放电时，电压始终低于电动势 U ，即

$$\text{充电时： } U = E + IR$$

$$\text{放电时： } U = E - IR$$

式中 E ——蓄电池电动势；

I ——充电或放电电流；

R ——蓄电池内电阻。

在充电和放电过程中，由于极板活性物质周围硫酸浓度的变化，引起电动势及内电阻均发生变化，放电压也是变化的。铅蓄电池正常充电和放电时电压的变化曲线见图3-1。

充电前，蓄电池初始的开路电压即等于放电终止后的电动势，约2V。充电开始后，电压迅速上升，这是由于极板活性物质毛细孔表层迅速生成硫酸使毛细孔中电解液相对密度增大所致。当电压升至2.2V以后，毛细孔内硫酸产生的速度和向外扩散的速度达到平衡。若继续充电时，电压就随着整个蓄电池内电解液相对密度的上升而缓慢上升。当电压达到2.3~2.4V时，极板上的硫酸铅差不多全部恢复成二氧化铅和海绵状铅。继续通电，便使电解液中的水分子分解，产生氢气和氧气，以气泡形式放出，形成“沸腾”状态。同时，在正极板处，电解液中氢离子 H^+ ，来不及全部变成气泡泄出，便使得在极板和电解液间产生附加电动势，因而使电压迅速上升到2.7V左右。以后电压不再上升，表示已经充足了电。电源切断后，附加电动势立即消失，极板附近高浓度的电解液迅速扩散，电压也迅速下降，并稳定在

\ominus 参考物质为水，以下均同。

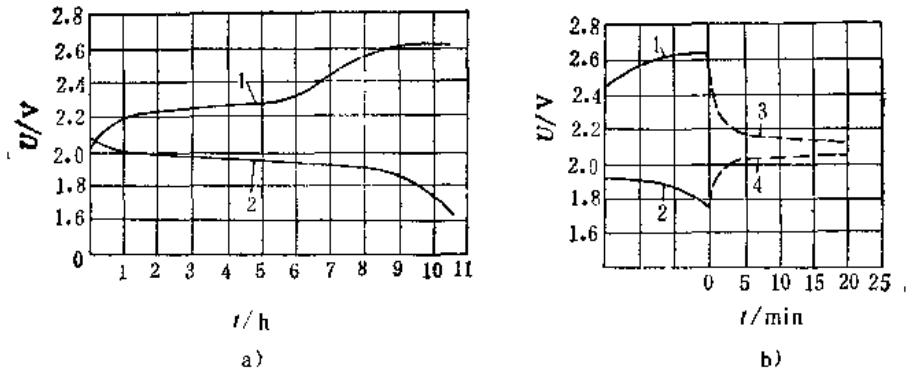


图3-1 铅蓄电池正常充、放电时电压变化曲线

a) 充、放电过程 b) 充、放电结束至平衡状态

1—充电过程电压变化曲线 2—放电过程电压变化曲线 3—充电结束后电压变化曲线

4—放电结束后电压变化曲线

2.1 V 左右（见图3-1曲线3），这就是充足电状态下的电动势。

放电时，电压迅速从2.1 V降到2 V，这是由于极板毛细孔内形成的水分增加很快，使毛细孔的电解液相对密度骤减的缘故。放电中期，电压缓慢下降，这是由于极板毛细孔内的水分生成极板外较高浓度电解液往毛细孔内渗透取得了平衡。当电压降至1.9 V左右时，极板毛细孔中形成的硫酸铅，使极板外部的电解液渗入困难，毛细孔中的电解液很稀，所以电压很快下降，降至1.75 V左右时，正、负极已接近全部转化为硫酸铅。这时，应该终止放电，否则，不仅电压急剧下降，还将损坏极板的活性物质，使蓄电池失去可逆性，造成以后充电困难而报废。终止放电后，由于电解液的渗透，电压将迅速回升，并稳定在2 V左右，这便是该状态下的电动势。电压回升稳定以后，不允许再行放电，否则极板将损坏。

了解蓄电池充放电特性，才能正确使用蓄电池，延长蓄电池的寿命。

二、蓄电池的容量

蓄电池的主要性能参数为电压和容量。蓄电池在指定的放电条件（温度、放电电流、终止电压）下所放出的电量称为容量 Q ，其单位为 $A \cdot h$ 。

$$Q = \int_0^t I dt$$

对于恒电流放电：

$$Q = It$$

式中 I ——放电电流，[I]为A；

t ——从开始放电到终止电压的时间，[t]为h。

蓄电池的容量与放电电流及电解液的温度有关，还与充电电流、电解液的相对密度和纯度有关。

蓄电池放电电流越大，则电化学反应越快，内电阻越大，由于部分活性物质来不及参与反应，因此容量越小。表3-2中列出了牵引用铅蓄电池5 h、3 h和1 h恒电流放电时的放电电流及容量。牵引用铅电池以5 h放电时的容量作为额定容量。

充电电流过大时，化学变化不能扩展到极板的内层，不能将所有的硫酸铅变成二氧化铅和海绵状铅，因此不能达到额定容量。

表3-2 牵引用蓄电池标定容量与放电电流的关系

蓄电池型号	额定容量 A·h	5 h 放电率			3 h 放电率			1 h 放电率		
		电流	容量	终止电压	电流	容量	终止电压	电流	容量	终止电压
		A	A·h	V	A	A·h	V	A	A·h	V
6-DG-50	50	10	50	1.75	13.8	41.5	1.75	30	30	1.70
DG-200	200	40	200	1.75	53	158	1.75	120	120	1.70
DG-250	250	50	250	1.75	69	208	1.75	150	150	1.70
DG-320	320	64	320	1.75	89	264	1.75	192	192	1.70
DG-360	360	72	360	1.75	100	299	1.75	216	216	1.70
DG-400	400	80	400	1.75	111	332	1.75	240	240	1.70
DG-440	440	88	440	1.75	122	365	1.75	264	264	1.70
DG-490	490	98	490	1.75	136	407	1.75	294	294	1.70
DG-560	560	112	560	1.75	155	465	1.75	336	336	1.70

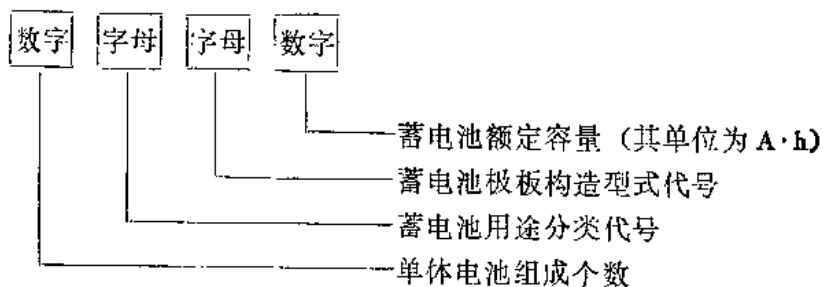
电解液温度越高，其扩散速度越快，渗透性越好，化学反应越充分，容量增高。温度低，电解液粘度增加，渗透性差，容量较低。但温度不得高于40°C，否则极板上活性物质将松软而脱落。

电解液用的硫酸及蒸馏水的化学纯度要高，如果含有杂质，就会造成蓄电池内部放电，使容量减小。

三、蓄电池组的选用

铅蓄电池根据用途分为：起动用蓄电池、牵引用蓄电池、固定用蓄电池、携带用蓄电池等。各种蓄电池车辆（电动叉车、电动搬运车、矿用电动机车等）以牵引用蓄电池作动力电源。这种蓄电池的工作特点是：连续放电时间长，放电电流比较均匀，不能随时充电。为了不使叉车一次停车充电或更换蓄电池后有较长的使用时间，要求这种蓄电池有较大的容量。

国产铅蓄电池的型号表示如下：



例如6-DG-50，其第一位数字，表示作为商品的单体电池由六个蓄电池组成，如每个单体电池只有一个蓄电池，第一位数字应写作1，但可省略不写，例如DG-360；第二位字母D，表示机动车辆牵引用蓄电池；第三位字母G，表示蓄电池采用管式正极板；第四位数字表示5 h 放电率额定容量（其单位为 A·h）。

机动车辆牵引用蓄电池的型号及性能参数见表3-2。

若干个单体蓄电池串联起来，便构成蓄电池组。蓄电池组有两项技术参数：额定电压和额定容量。

蓄电池组的额定电压即等于蓄电池的标称电压乘蓄电池的个数。对铅蓄电池组， $U = 2n$ ， n 为蓄电池个数。为了便于制造电动机和电器，我国标准规定蓄电池组额定电压为

24 V、48 V和72 V。电压高，功率大，但蓄电池个数多，体积和重量均增加，将增大车辆外形尺寸和功率消耗。因此，蓄电池组的额定电压应根据叉车的起重量选择。对于小型叉车，要求尺寸小，重量轻，需要的功率也小，一般采用24 V。起重量为1~2 t的电动叉车，一般采用48 V，重型叉车采用72 V或更高。

蓄电池组的容量与蓄电池的容量是一致的。容量根据所需功率或平均电流来选择。

对电动叉车，运行电动机及起重油泵电动机均使用同一蓄电池组，可按下式折算所需功率。

$$P = P_m(1 - JC)/\eta_m + P_p JC/\eta_p$$

式中 P_m 、 P_p ——分别为运行电动机和油泵电动机功率， $[P_m]$ 、 $[P_p]$ 均为kW；

η_m 、 η_p ——分别为运行电动机和油泵电动机的效率；

JC ——油泵电动机工作持续率（以百分数计），即叉车一个作业循环中，油泵电动机工作持续时间与叉车工作循环时间的比值。

已知所需功率，则蓄电池组容量按下式求出：

$$Q = \frac{PT}{0.9U}$$

式中 T ——每作业班内车辆的净工作时间；

U ——蓄电池组的额定电压；

0.9——考虑蓄电池放电时电压降低系数。

铅蓄电池制造较简便，效率较高，放电特性好，每个电池的电压较高（相对于铁-镍、镉-镍蓄电池标称电压为1.25 V而言），故应用较广。

铅蓄电池也有一些缺点：①极板活性物质容易脱落，怕震动；②容易自行放电，不宜长期停用；③对电解液的质量（硫酸和水的纯度）要求高；④充电时会产生腐蚀性的硫酸蒸气。

§ 3-3 直流电动机

与蓄电池组相配合，电动叉车都采用低压直流电动机作为原动机。并且都采用分别驱动，即采用多个电动机分别驱动运行机构，工作装置的液压油泵和动力转向油泵等。

驱动运行机构的电动机，称为牵引电动机，经常采用直流串励电动机。这是由于串励电动机具有软的机械特性，能适应叉车运行的要求，且比较经济。这种电动机的励磁绕组与电枢绕组串联，电枢电流增大时，磁极的磁通也增加，电动机的转矩不仅由于电枢电流增大而提高，同时也由于磁通的增大而提高，在磁极磁通未饱和的情况下，电动机转矩几乎和电枢电流的平方成正比，因此，可在电枢电流较小（与其它励磁型式的电动机比较）的情况下获得较大的转矩。这对减小蓄电池的放电电流，充分利用蓄电池容量，也有好处。

串励电动机的机械特性，根据测试方法的不同，可以用不同的表示方法。图3-2 a中的横坐标表示电动机电枢电流，纵坐标分别表示电动机的转矩、转速和效率。图3-2 b中，以转矩为横坐标，分别以电枢电流、转速、功率及效率为纵坐标。两种表示方法可以互相转换，使用中各有方便之处。由图中可以看出，这种电动机当转矩增大时，其转速降低；转矩减小时，转速增高，且转矩和转速的变化范围都很大。

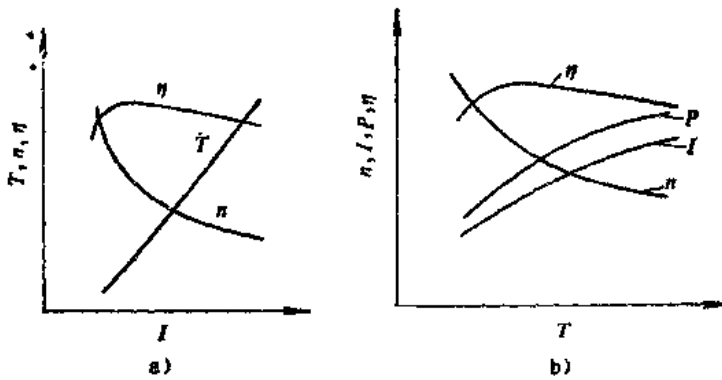


图3-2 串励电动机的机械特性

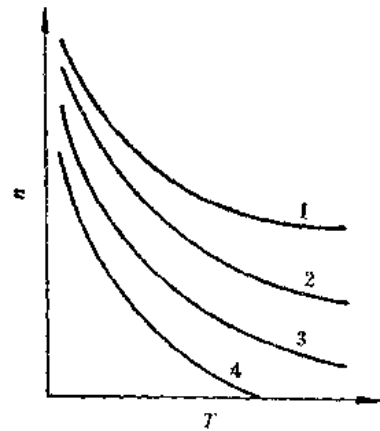


图3-3 用串联电阻调节串励电动机的机械特性

串励电动机的特性是可以调节的。调节的方法可以采用改变电枢电压或改变磁通。过去一般都采用在电枢电路中串联不同电阻而同时改变电枢电压及磁通来调节。图3-3的曲线1为未串联电阻的电动机自然特性曲线，曲线2、3、4为串联了不同电阻的人为特性曲线。电动机启动时或要求低速运转时使用人为特性。这种电动机可以有载启动，其启动转矩大。采用电阻调节的方法，电能损失较大，故现在多采用晶闸管调速系统，它以高频脉冲供电方法来控制电动机的端电压，以调节电动机的机械特性。晶闸管调速系统由于没有附加电阻引起的能量损失，节约电能。

§ 3-4 内燃机驱动

内燃机驱动是叉车常用的驱动方式。内燃机能将燃料所具有的能量直接转化为机械能，而使叉车具有独立的能量来源；其外形尺寸及重量相对较小；能随时启动进行工作。这些优点使内燃机驱动在叉车上获得广泛的应用。

一、内燃机类型选择

根据燃料的不同，内燃机分为汽油机（汽化器式发动机）、柴油机（压燃式发动机）和液态石油气发动机，这三者在叉车上都有应用。

目前用得最多的是柴油机和汽油机。两者各有特点，主要是：

- 1) 柴油机压缩比高，热效率高，燃料消耗率比汽油低；
- 2) 柴油的价格比汽油较低；且使用柴油比较安全，不易引起火灾；
- 3) 柴油机排出气体对环境的污染较汽油机小，尤其是使人窒息的一氧化碳成分较少。

内燃机所排气体中有害物质的含量见表3-3。

4) 柴油机不需要用汽化器及点火装置，而这两部分是最容易发生故障的，故柴油机的故障较少；

5) 由于柴油机工作时气缸内的压力高，它的外形尺寸及重量都较汽油机稍大；

6) 柴油机启动比汽油机困难，特别是在气温低的情况下更困难；

7) 柴油机运转时振动和噪声较大。

总之，柴油机比较经济，污染较小，故在叉车上多趋向于用柴油机，但在小型叉车上，

表3-3 内燃机排出气体中有害物质的含量

有害物质成分	机 型		
	柴 油 机	汽 油 机	液态石油气发动机
CO	150~800ppm	5000~75000ppm	200~1000ppm
CH	100~2000ppm	130~420ppm	80~240ppm
NO _x	150~1200ppm	280~2650ppm	50~1200ppm
SO ₂	0.2~0.5mg/L	—	—
固体物质	炭 粒	铅化合物	—

宜用汽油机。

液态石油气发动机在国外有所发展，因为它可以降低燃料费用，减小发动机磨损，提高发动机使用寿命，减少环境污染。如汽油机只能连续工作2000 h，则同样条件下液态石油气发动机能连续工作8000 h。汽油机只需稍加改装，即可作为液态石油气发动机。液态石油气发动机在我国也曾试制，但由于燃料供应问题未完全解决，暂未获得推广。

二、内燃机的特性

内燃机的工作特性中，速度特性最为常用。当内燃机的燃料供给调节机构（节气门或喷油泵调节杆）位置一定时，内燃机的转矩 T_e 、功率 P_e 、燃料消耗率 g 等与转速 n_e 之间的变化关系，称为内燃机的速度特性。速度特性通过试验测得，常以曲线形式表示，称为速度特性曲线。

（一）汽油机的速度特性

当汽油机的节气门全开时，测得的速度特性称为全负荷速度特性（或称外特性）。节气门部分打开时所测得的速度特性，称为部分负荷速度特性（或称部分特性）。由于对节气门的调节是无级的，故部分特性曲线可以有无限组。

汽油机外特性曲线如图3-4所示。图中 n 为最小稳定工作转速，小于这个转速，内燃机即可能熄火。随着转速的提高，内燃机发出的转矩和功率增加。当转速提高到 n_r 时，转矩达到最大值 T_{max} 。进一步增高转速，则转矩将下降，但功率仍继续增加。当转速增高到 n_p 时，功率达到最大值 P_{max} 。若转速再增高，则由于机械摩擦损失增加和燃烧情况恶化，转矩和功率都将下降。汽油机铭牌上标明的最大功率、最大转矩及它们相应的转速都是以外特性为依据的。

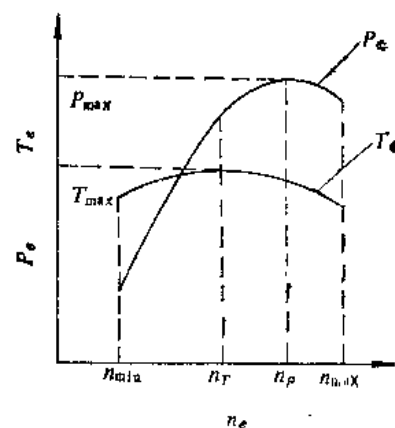


图3-4 汽油机的外特性曲线

汽油机外特性曲线中，正常运用的是从最大转矩至最大功率这一段，即从转速 n_r 至转速 n_p 这一段。在该段中，燃料消耗率较低，且随着转速降低，转矩增高，能适应外界负荷（阻力转矩）的变化而正常工作。内燃机对外界负荷变化的适应能力通常以适应系数来表示。

内燃机转矩适应系数为：

$$\alpha = T_{max}/T_p$$

式中 T_{max} ——最大转矩值；

T_p ——最大功率时的转矩值。

内燃机转矩适应系数 α 越大, 则叉车在不换挡的情况下适应外界阻力变化的能力越强, 内燃机熄火的可能性越小。对于车用汽油机, α 值一般在 1.20~1.40 范围内。

内燃机转速适应系数为:

$$\varepsilon = n_P / n_T$$

式中 n_P ——最大功率时的转速;

n_T ——最大转矩时的转速。

内燃机转速适应系数 ε 越大, 则内燃机利用运动件的功能来克服短期超负荷的能力越强 (例如利用动能冲过短距离的坡度), 车用汽油机的 ε 值通常为 1.6~2.5。

(二) 柴油机的速度特性及调速特性

柴油机的速度特性是指, 当喷油泵调节杆位置一定时, 转矩 T_e 、功率 P_e 、燃料消耗率 g_e 与转速 n_e 的变化关系。和汽油机一样, 可以测得柴油机最大功率时的速度特性曲线, 但是最大功率时的速度特性实际上并不使用, 因为柴油机的喷油量超过一定界限以后, 由于燃料燃烧不完全而排出黑烟, 燃料消耗率也高, 因此, 喷油泵的调节杆的位置总限制在黑烟界限以下。在柴油机上, 当喷油泵调节杆限制在标定功率位置时, 测得的速度特性称为全负荷速度特性。调节杆固定在小于标定功率位置所测得的速度特性, 称为部分负荷速度特性。同样, 部分负荷速度特性可以有无限组。

图 3-5 所示为柴油机全负荷速度特性曲线图。图中可见, 柴油机转矩曲线比较平坦, 这意味着柴油机的转矩适应系数小, 对叉车是不利的, 降低了叉车适应负荷变化的能力。为了改善适应性, 柴油机燃油供给系统中常设有油量校正器。不带校正器时, 转矩适应系数 α 在 1.05 左右; 采用校正器后, 可使 α 提高到 1.10~1.25, 柴油机的转速适应系数 ε 一般在 1.50~2.00 范围内。

功率 P_e 与 $T_e \times n_e$ 成正比, 由于柴油机转矩曲线很平坦, 因而在一定转速范围内, 功率 P_e 几乎与转速 n_e 成比例增加。如果柴油机在轻载情况下使用全负荷速度特性, 这时转速将大幅度上升, 排气冒黑烟, 排气管烧红, 严重时可能造成机件损坏。为了避免柴油机转速过高, 并在负荷变化的条件下保持转速的基本稳定, 在柴油机上一一般都装有调速器。当柴油机的调速手柄固定在某一位置时, 调速器自动控制喷油泵调节杆的移动, 控制喷油量, 使转速在较小的范围内变化。

调速器作用时, 柴油机转矩 T_e 、功率 P_e 等参数随转速的变化关系, 称为调速特性。调速特性与全负荷速度特性有密切联系, 两者经常画在同一图上。图 3-6 为带全速调速器的柴油机的速度特性曲线和调速特性曲线。

(三) 内燃机的标定功率

内燃机的标定功率是指在符合标定情况下运转时所允许的最大功率。同一台内燃机, 当使用情况不同时, 其标定功率不同。根据国家标准, 内燃机的标定功率分为四种: 15min 功率——允许内燃机连续运转 15min 的最大有效功率; 1h 功率——允许内燃机连续运转 1h 的最大有效功率; 12h 功率——允许内燃机连续运转 12h 的最大有效功率; 持续功率——允许

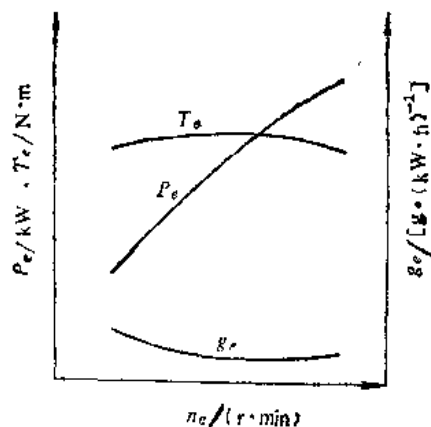


图3-5 柴油机的全负荷速度特性曲线

内燃机长期连续运转的最大有效功率。标定任一功率时，必须同时标定相应转速。

不同的标定功率是节气门或喷油泵调节杆固定在不同的位置上测得的。汽油机的15min功率一般是在节气门全开时测得的最大功率，其他三种标定功率，均为节气门部分开启（每种开启程度不一）时测得的，也就是说标定功率点均在部分特性曲线上。柴油机的四种标定功率，喷油泵调节杆固定的位置都不同。

根据内燃机的用途和使用特点，采用不同的标定功率。例如汽车采用15min功率，叉车和工程机械采用1h功率。当叉车选用汽车内燃机时，在只有15min标定功率及其速度特性曲线的情况下，可按逐级折减90%的办法进行近似计算，求出1h标定功率。标准还规定，汽车内燃机在进行台架试验时不带风扇、空气滤清器、消声器等。在车辆上加上这些附件后，实际输出的功率比外特性的功率小，在最高转速时，功率约小10%~15%。

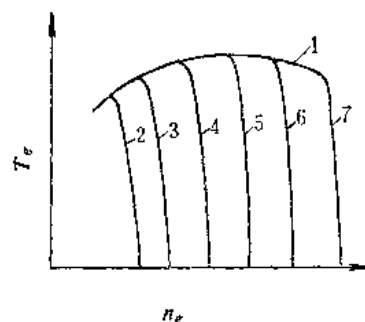


图3-6 柴油机的速度特性曲线
和调速特性曲线

1—速度特性曲线 2~7—调速特性曲线

§ 3-5 各种动力装置的比较和选择

在叉车上，电力驱动和内燃机驱动均大量应用，两者各有优缺点。

内燃机驱动优点是：1) 能量（燃料）供应方便，能连续工作；2) 功率较大，因而使叉车牵引性能好，运行速度较高，爬坡度较大。其缺点是：1) 噪声大、排废气、污染环境；2) 性能上也有不足，如转矩适应系数低，不能重载起动，不能反转，从而使传动系统构造复杂等；3) 操纵也较复杂；4) 内燃机及传动系统运动零件多，易磨损和发生故障；5) 燃料及营运费用较高。

电力驱动的优点是：1) 噪声小，不污染环境；2) 直流电动机性能适应叉车工作的需要，特性软，可带载起动及反转，因而传动系统构造简单，运动零件少，磨损及故障少；3) 操纵也较简便。缺点是：1) 蓄电池不能连续工作，需要经常充电，必须要有充电设备，同时需要有备用蓄电池，因而增加了设备成本；2) 蓄电池容量有限，输出功率不可能很大，故叉车运行速度较低，爬坡度较小；3) 蓄电池怕振动，对路面质量要求较高。

根据上述分析，电动叉车及内燃叉车各有不同的适用范围。蓄电池电动叉车主要适用于仓库、车间内。这些场所要求噪声小，无废气（有些场所还要求防爆），一般路面条件较好，作业路线较短，运行速度要求较低，而蓄电池电动叉车正适应这些条件，故多采用。至于大多数室外作业，一般路面条件较差，作业路线较长，载重量较大，速度较高，牵引力需要大，这些场合则以使用内燃机驱动的叉车更为适宜。

第四章 传动系统

§ 4-1 叉车传动系统概说

一、对叉车传动系统的要求

叉车传动系统的基本作用是将原动机产生的运动与转矩加以一定的变化后传给驱动车轮，使之产生必要的牵引力，克服外界阻力，推动叉车前行或后退，且有较大的速度变化。

为了保证叉车的正常运行，首先要求叉车在各种运行工况下具有合适的运行速度及必要的牵引力。叉车工作场所的道路或场地情况不同，行驶阻力也不同。在平坦的良好路面（沥青路面、混凝土路面）上行驶时，滚动阻力很小，坡度阻力近于零，总行驶阻力只有叉车总重力的1.5%~2%左右。若叉车爬行很大的坡度（20%左右），且路面又很差时，总阻力就很大，可达到30%~35%。叉车起动加速时还有惯性阻力。由于叉车的工作环境是多样、变化的，因此叉车所受的总阻力也是随时变化的，并且变化的幅度相当大，一般情况下可相差4~5倍，在某些情况下相差可达10多倍甚至20多倍。这就要求叉车的牵引力随外界总阻力变化而变化，同时行驶速度也相应变化。一般当行驶阻力小时，以高速度行驶；行驶阻力大时，以低速行驶。

其次要求叉车能以各种速度反向行驶（倒退），以适应叉车装卸作业时前进和后退行驶机会几乎相等的情况。

此外，还要求叉车能平稳地起步（起动），在曲线行驶时能协调地将转矩按一定的比例分配给左右驱动车轮。

上述这些要求，是依靠原动机及传动系统共同完成的。由于叉车所用的原动机（电动机或内燃机）的性能不同，因而传动系统的功用及组成也有差别。

二、电动叉车传动系统的组成及传动简图

电动叉车一般采用直流串励电动机驱动。由于这种电动机具有软特性，即转矩能在较大范围内变化，转速也随着在较大范围内变化，转矩小时转速高，转矩大时转速低，这种特性适应叉车行驶的要求，能随着行驶阻力的变化而自动调节转矩和转速。这种电动机还能带载起动，直接带动叉车起步。电动机能反向旋转，实现叉车倒退行驶。电动机的这些性能使传动系统简化。

对电动叉车的传动系统，仅要求具有两项功能。

1) 降低转速，增大转矩。由于电动转速较高（一般在100r/min以上），转矩数值较低，故传动系统中设有减速装置，使驱动轮的转速减小，转矩增大，从而获得大的牵引力及适当的运动速度。减速方法一般采用齿轮减速器，包括位于驱动桥中部的主减速器和位于驱动轮旁的轮边减速器。

2) 实现左右驱动车轮差速。叉车在曲线行驶等工况下，左右驱动车轮滚过的距离是不等的。为了保证车轮滚动而无滑动，就必须使左右驱动轮在传递转矩的同时能以不同的转速旋转，这称为差速。对于两个驱动车轮由一台电动机集中驱动的传动系统，装设有差速器来

实现差速，也就是左右驱动车轮并不是连接在一根整轴上，而是分别连接在两根半轴上，两根半轴用差速器连接起来，差速器能使两根半轴及左右驱动车轮以不同的转速旋转。当两个驱动车轮由两台电动机分别驱动时，用电差速方法使两个电动机有不同的转速来实现驱动车轮的差速，传动系统中不需要机械差速器。

由此可见，电动叉车也采用机械传动系统，集中驱动的传动系统由减速器、差速器、半轴组成。这些组成部分均安装在驱动桥壳内，构成驱动桥总成。只有主减速器的传动系统简图如图 4-1 a 所示。具有主减速器和轮边减速器的传动系统简图如图 4-1 b 所示。

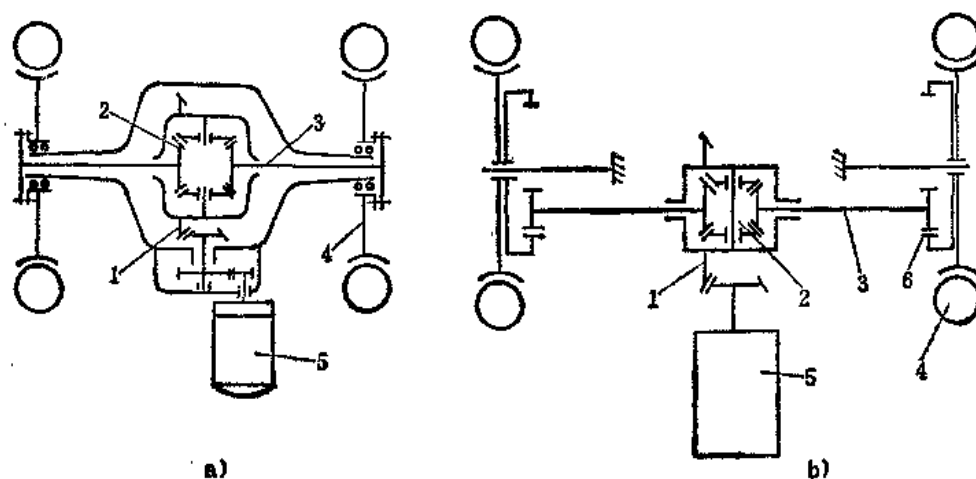


图4-1 集中驱动的电动叉车传动系统简图

a) 主减速器传动系统 b) 具有主减速器及轮边减速器传动系统
1—主减速器 2—差速器 3—半轴 4—驱动车轮 5—电动机 6—轮边减速器

电动叉车的牵引电动机一般用联轴器直接与驱动桥相连，也有为了布置方便，电动机通过方向传动轴再与驱动桥连接的。

电动叉车的驱动轮为分别驱动时，不再有驱动桥及差速器等，电动机通过减速装置直接驱动一个驱动车轮，其传动简图如图 4-2 所示。

三、内燃叉车传动系统的组成及传动简图

由于内燃机转速高，转矩数值较低，转矩变化范围很小，不能反转，不能带载起动等特点，这就要求与内燃机共同工作的叉车传动系统具有下列功能：

1) 降低转速，增大转矩。

2) 实现变速，即在内燃机转矩和转速变化范围不大的条件下，通过变速器来改变传动比，从而使驱动车轮的转矩和转速，叉车的牵引力及行驶速度都有较大的变化范围。

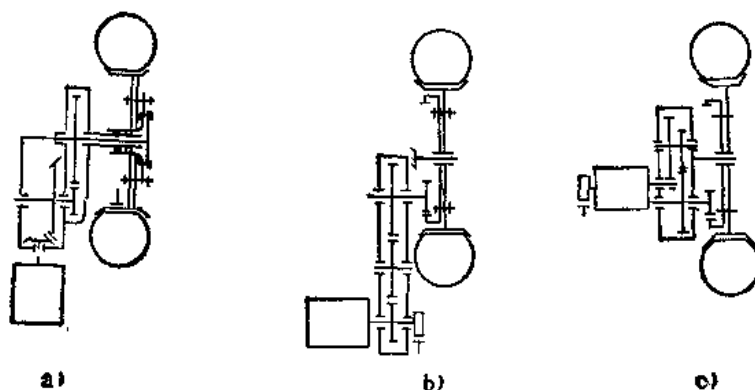


图4-2 分别驱动的电动叉车传动简图

3) 实现叉车的反向行驶(倒退), 即变速器应具有可改变输出轴转动方向的功能。

4) 必要时能够切断动力传递。在内燃机起动时, 或叉车暂时停歇而保持内燃机怠速运转时, 都必须切断从内燃机至车轮的动力传递。当传动系统使用人力换档变速器时, 为了减少换档过程中轮齿的摩擦和冲击, 也要将内燃机和变速器间的动力传递断开。所以内燃叉车机械式传动系统中都装有主离合器, 并在变速器中都有空档位置。当叉车暂时停歇而内燃机保持怠速运转或内燃机起动时, 使用变速器的空档位置。当叉车起步及换档时, 使用主离合器。

5) 实现左右车轮间的差速。由于内燃叉车传动系统所需完成的功能较多, 其组成及构造均较复杂。根据传动元件的性质, 传动系统分为三种型式: 机械式; 液力机械式; 液压式。

机械式传动系统一般由驱动桥(包括减速器、差速器、半轴等)、变速器、主离合器等组成。布置的顺序是内燃机—主离合器—变速器—驱动桥。它们可以刚性地连接在一起, 而使结构非常紧凑。有的叉车为了布置方便, 在某些部件之间, 以万向传动轴相联系。通常万向传动轴装设在变速器和驱动桥之间。其传动简图如图4-3所示。

液力机械式传动系统一般由液力变矩器、变速器、驱动桥(包括主减速器、差速器、半轴和轮边减速器)等组成, 有的可能还有万向传动轴, 其传动简图如图4-4所示。

液压式传动系统一般由变量液压泵、液压管路、液压控制阀和液压马达等组成。若采用低速大转矩液压马达, 则直接与驱动车轮连接如图4-5所示; 若采用高速液压马达, 则尚有机械传动部分, 其传动方案类似于电动叉车, 即可为集中驱动或分别驱动, 集中驱动时有驱动桥(包括主减速器、差速器、半轴等), 分别驱动时则分别具有轮边减速装置。

以上三种传动方式目前都有应用。机械式传动系统制造简便、效率高, 曾在国内、外获得广泛的使用。但它操纵复杂, 驾驶员容易疲劳, 低速牵引性能较差, 都影响到叉车作业的生产率, 已逐渐被液力机械式所代替。如果今后在提高主离合器寿命和换档方便等方面有所

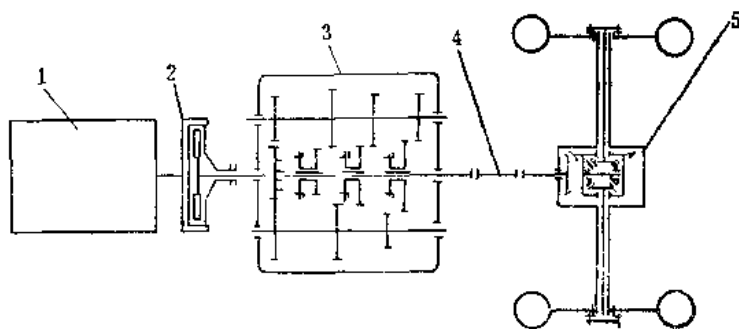


图4-3 内燃叉车机械式传动系统简图

1—内燃机 2—主离合器 3—人力操纵变速器
4—万向传动轴 5—驱动桥

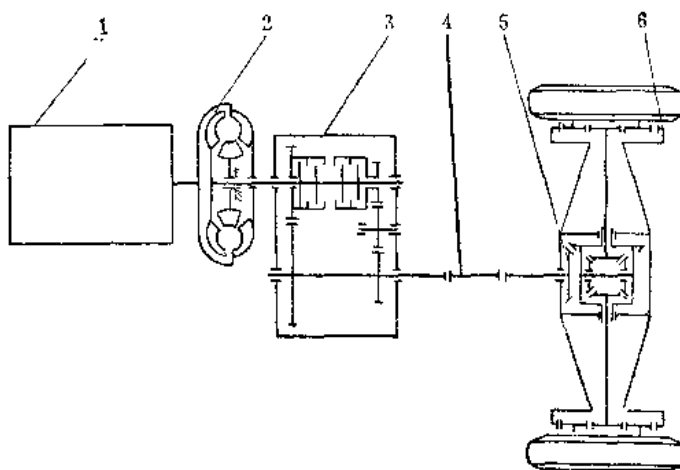


图4-4 内燃叉车液力机械式传动系统简图

1—内燃机 2—液力变矩器 3—变速器 4—万向传动轴
5—主减速器 6—轮边减速器

改进，这型式的传动系统仍将继续使用。

液力机械式传动系统是当前应用最为广泛的传动方式。这主要是由于液力变矩器具有良好的软机械特性，能自动适应外界阻力的变化，阻力大时以较低转速输出较大转矩，阻力小时以较高转速输出较小转矩；能充分利用内燃机的最大功率，使叉车获得较好的牵引性，同时大大减少驾驶员的换档操作。液力变矩器允许主动件和从动件有较大的转速差，甚至从动件的转速可以为零，这使内燃机能重载起动，方便叉车的起步，在叉车遇到很大阻力时内燃机不致于熄火。为了使叉车能前进和后退，并扩大牵引力的变化范围，传动系统仍需采用变速器，但档数少，且采用液压换档离合器进行动力换档，操纵简便省力。但是液力变矩器零部件的制造工艺要求较高，传动效率低，是这种传动方式不足之处。

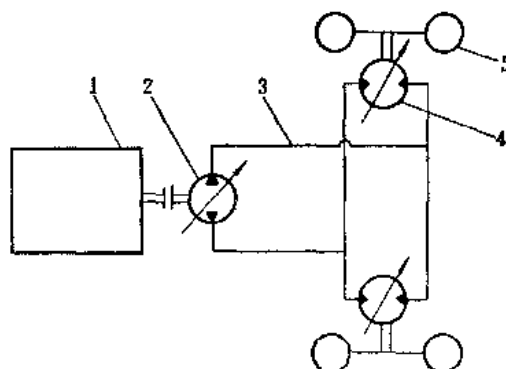


图4-5 内燃叉车液压式传动系统原理图

1—内燃机 2—变量液压泵 3—液压管路
4—低速液压马达 5—驱动车轮

液压式传动的优点是，利用变量液压泵的无级调节，或利用变量液压泵和变量液压马达的双重调节，使液压马达能随外界阻力而自动调节转矩和转速，使叉车获得良好的牵引性能。缺点是这些液压件制造精度要求高，价格昂贵，国内尚未批量生产。

§ 4-2 主 离 合 器

一、主离合器的功用

主离合器是内燃机驱动的叉车机械传动系统中的重要部件，用它与内燃机相联系就可使传动系统与内燃机结合及暂时分离。主离合器都是摩擦式离合器，它具有下列功能：

1) 使内燃机与传动系统平顺结合，保证叉车平顺起步。由于内燃机不能重载起动，因此在叉车起步之前，为了使内燃机能起动，应将传动系统保持在空档位置，使内燃机与驱动车轮脱开联系，卸除内燃机之载荷，进行发动，待内燃机起动并正常地怠速运转后，将变速器挂入一定的档位（一般是头档或二档），再结合离合器使叉车起步。这时，内燃机已有一定转速，而叉车（包括其传动系统）则须从完全静止逐步加速，由于离合器的主动部分和从动部分可以相对滑动，故能保证传动系统和内燃机逐渐结合，内燃机的载荷逐渐增加，同时对内燃机的供油逐渐加大，这样，内燃机不致熄火而叉车平顺起步。

2) 在传动系统中的变速器挂档或换档时，离合器可使内燃机与传动系统彻底分离，中断动力传递，以减轻换档过程中齿轮轮齿的冲击及齿面磨损，并使操纵省力。

3) 摩擦式离合器所能传递的最大转矩取决于摩擦面间的最大静摩擦力矩，因而它能限制传动系统所受的最大转矩，使之不超过允许值，而起到极限转矩联轴节的作用，以免传动系统因超载而损坏。例如当叉车紧急制动时，如果有了离合器，则由于摩擦力矩有一定值，超过了这一数值将发生滑动，从而使传动系统不致破坏。

二、主离合器的构造原理

摩擦式离合器由主动部分、从动部分、压紧装置和分离机构所组成，其构造原理图见图

4-6。

内燃机的飞轮1，以及与飞轮经常连在一起的离合器盖5和压盘4是离合器的主动部分，离合器的从动部分是带有摩擦片3的从动片2，从动片壳通过花键与从动轴9相连，从动轴即通入变速器。当从动片被弹簧（压紧装置）压紧在飞轮与压盘之间时，产生摩擦力而传递转矩，转矩的大小与弹簧压力成正比。需要中断转矩的传递时，踏下踏板12，经过分离套筒及分离杠杆，使压盘进一步压紧弹簧并离开从动片，离合器处于分离状态，不再传递转矩。这些构件被总称为分离机构。

当内燃机已起动后，缓和地逐渐放松踏板，这时，压盘在弹簧压力作用下，向左移动而将从动片逐渐压紧，随着踏板的放松，压力逐渐加大，主、从动件间的摩擦力也逐渐加大，传递的转矩也加大。从动件在摩擦力转矩作用下将逐渐加速，直至与主动件的转速完全一致。在踏板完全放松的条件下，离合器的摩擦力转矩必须大于内燃机的最大力矩，以保证从动片与主动件象一个整体一样旋转。

由于主离合器是靠摩擦传递转矩的，因此在离合器接合时，从动元件和主动元件之间总是由转速不等到转速一致的滑磨过程。叉车由于经常起动和加速，离合器频繁地接合和滑磨，使摩擦片很易磨损。滑磨产生的热量使摩擦元件温度升高，若摩擦表面温度过高，将加剧摩擦片的磨损，降低使用寿命。在设计离合器结构时，必须考虑摩擦片更换的可能性，并应分析离合器接合过程的摩擦功及温升情况。

三、主离合器的类型及典型构造

主离合器可按摩擦面的形状和数量分类。目前主离合器摩擦面都是平面，从动件做成圆片状，故称片式离合器。由于需要传递的转矩大小不同，摩擦面的数目也不同。只有一个从动片（两个摩擦面）的称为单片离合器；具有两个从动片（四个摩擦面）的称为双片离合器；从动片三个以上的称为多片离合器。

还可以按摩擦表面的状况来分类：摩擦表面是干燥的，称为干式离合器；如摩擦表面浸在油中工作或有润滑油喷射的，称为湿式离合器或油浴式离合器。目前所用的主离合器，绝大多数是干式的。干式离合器靠构件和空气的传导散热，摩擦面温度较高，磨损严重，摩擦片寿命较短。而湿式离合器可以利用润滑油的循环流动散热，摩擦面温度低，摩擦系数稳定，磨损小，寿命长，因此国外有些叉车上使用湿式主离合器。

按照离合器压紧弹簧的数目和布置方式，离合器分为周布弹簧式和中央弹簧式。当采用螺旋压紧弹簧沿压盘的圆周布置时，称为周布弹簧式；当采用一个膜片式弹簧或塔状螺旋弹簧沿离合器中心线布置时，称为中央弹簧式。目前，周布弹簧式用得较多。

主离合器的类型虽然较多，但它们在构造上有许多共同点，都应满足下列要求：

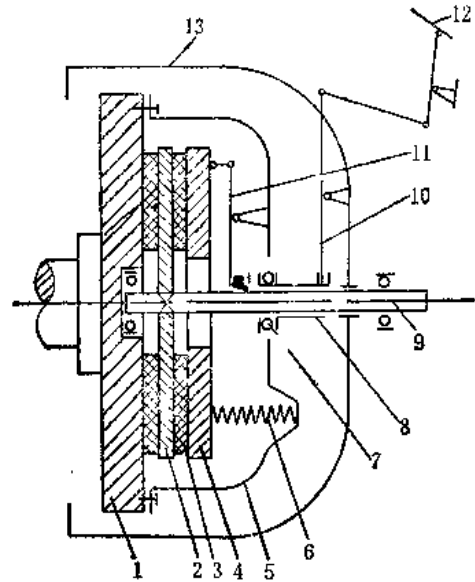


图4-6 摩擦主离合器构造原理图

- 1—飞轮 2—从动片 3—摩擦片 4—压盘
5—离合器盖 6—压紧弹簧 7—分离轴承
8—分离套筒 9—从动轴 10—分离杠杆
11—分离拨叉 12—踏板 13—离合器罩

1) 主动件和从动件能彻底分离, 即保证内燃机与传动系统完全地分离。如果分离得不彻底, 则在换档时内燃机仍有一部分力矩传给变速器, 使啮合着的轮齿之间继续保持一定的正压力和摩擦力, 因而使应脱开的齿轮副难以退出啮合, 而应进入啮合的齿轮既难以进入啮合, 还将产生冲击, 造成换档困难。为了便于换档, 避免齿轮冲击和噪声, 离合器分离时, 必须保证其主动件和从动件完全分开, 并有一定间隙。

2) 离合器应保证内燃机与传动系统接合平顺、柔和。即要求离合器所传递的转矩缓和地增加, 避免冲击和抖动。

3) 尽量使离合器从动部分的转动惯量小, 使换档时齿轮上的冲击力小, 并易达到同步而容易挂档。

4) 保证摩擦表面散热良好, 以免摩擦零件的温度过高, 摩擦系数降低及零件受热损坏。

5) 能降低动载荷及吸收扭振。

6) 操纵轻便, 减轻驾驶员疲劳。

叉车上常用的离合器, 结构上都能保证或基本保证这些要求。

(一) 单片离合器

最常用的弹簧作圆周分布的单片离合器的典型构造如图 4-7 所示。

内燃机飞轮 1 和压盘 4 是主动部分。压盘上有三个凸出部, 嵌入离合器盖 11 的窗孔内, 用螺钉将盖固定在飞轮上, 因此, 压盘与飞轮一起旋转, 但可以相对于飞轮作轴向移动。

在飞轮与压盘之间装有

从动片 3, 它的壳套在从动轴 (即变速器的输入轴) 的花键上, 并可作轴向移动。从动片中间是一片薄钢盘, 其上开有六条均布的径向切口, 可以防止钢盘受热后变形翘曲, 两侧固定着耐磨材料做成的环形摩擦片, 构成从动片的两个工作面。为了使离合器接合柔和, 一侧摩擦片直接铆在钢盘上, 另一侧摩擦片和钢盘之间装有六件波浪形弹簧片, 每件弹簧片的一端以铆钉固定在钢盘上, 另一端则铆接在摩擦片上。弹簧片在自由状态下为波浪形曲面, 使钢板与摩擦片之间有一定间隙。当压盘压向从动片时, 波浪形弹簧被压平, 其变形渐增, 所需压紧力也随之增加, 所传递的转矩也逐渐增大, 这就使离合器的接合更为柔和。

在离合器盖的内侧, 有 9 个沿圆周分布的压紧弹簧 12, 将压盘压向飞轮, 将从动片夹紧在中间。压紧弹簧的两端分别支承在离合器盖和压盘的凸台上, 为了防止热量从压盘传到弹

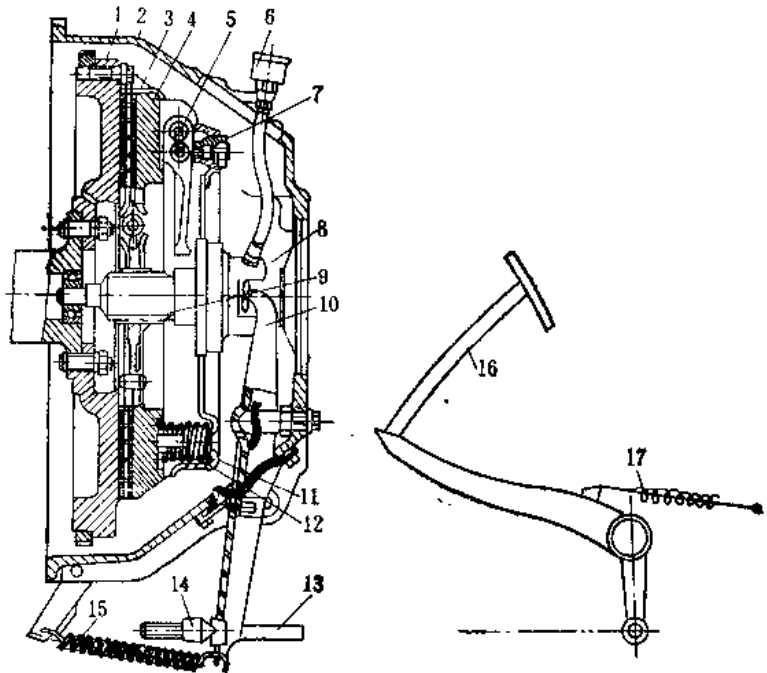


图 4-7 单片离合器构造图

1—飞轮 2—外壳 3—从动片 4—压盘 5—分离杠杆 6—油杯 7、14—锁紧螺母 8—分离套筒 9—从动轴 10—分离拨叉 11—离合器盖 12—压紧弹簧 13—拉杆 15、17—回位弹簧 16—踏板

簧,而使弹簧受热变软,在每个弹簧和压盘之间都装有石棉隔热垫片。

离合器操纵机构也就是分离机构,它包括踏板16、拉杆13、分离拨叉10,带止推轴承的分离套筒8以及三件分离杠杆5等。踏下踏板时,经拉杆将分离拨叉的内端压向分离套筒,分离套筒左移,其左端接触到分离杠杆的内端。分离杠杆的支承轴安装在固接于离合器盖的支座内,所以分离杠杆与离合器盖一起旋转。为了避免分离套筒与分离杠杆内端的摩擦,在分离套筒上装有止推轴承。分离杠杆的内端有调节螺钉,以保证3个分离杠杆的内端同时与分离套筒的止推轴承接触,当分离套筒压向飞轮时,使3个分离杠杆同时起作用,绕本身的支承轴摆动。分离杠杆的外端与压盘铰接,将压盘拉动离开飞轮而使离合器分离,这时压紧弹簧被压得更紧。

为了避免运动干涉,分离杠杆的支点不是简单的铰轴,分离杠杆的支承轴的轴径比孔径略小,并且铣出一个平面,在杠杆上孔的圆柱面和支承轴平面之间还放有一根短圆柱销,以使分离杠杆在摆动时可有少量上、下位移,避免运动干涉。

在离合器接合时,分离套筒被回位弹簧拉向最后方的位置,在止推轴承与分离杠杆内端的螺钉之间,留有3~4mm的间隙。使从动片的摩擦片在正常磨损以后,压盘仍能向飞轮压紧而保证离合器完全接合。因此在踩踏板时,首先要消除上述间隙,然后才能分离离合器,消除此间隙所需踏板行程称为离合器踏板自由行程,其数值为35~45mm。

为了散热,离合器盖的侧面有3个窗孔,能让空气循环流动,达到良好的散热。外壳上设有带防护网罩的通气孔。

(二) 双片离合器

为了增大离合器传递的转矩,常用双片离合器,我国内燃叉车所借用的CA-10B汽车的双片离合器的构造见图4-8。

在飞轮5上压入6个传动销14,用螺母固紧。压盘3和中间盘4装在销子上可作轴向移动,离合器盖13用螺钉固定在销子上,因此,压盘、中间盘以及离合器盖可以和飞轮一起旋转,它们是主动件。在中间盘的两边装有2个从动片1、2,它们被压紧弹簧12紧压在飞轮、中间盘和压盘之间。

双片离合器必须具有专门的装置以保证各片的彻底分离,其结构型式有多种。这种离合器的彻底分离装置示于图4-9的右侧。当离合器分离时,压盘被分离杠杆和联接螺栓6拉向前方,而中间盘则被装在自身和飞轮之间的3个分离弹簧16推开,同时为使从动片1不被压盘和中间盘压紧,在离合器盖上装有3个限位螺钉15,它们穿过压盘3上的孔,以限制中间盘4的行程。限位螺钉是可调的。

双片式离合器的缺点是:1)难于保证分离彻底;2)散热条件较差;3)结构复杂,难以更换从动片;4)从动部分的转动惯量较大。

选择离合器,首先是选择其结构型式。单片离合器由于结构简单、分离彻底、散热良好、从动件转动惯量小、工作可靠、调整方便和尺寸紧凑等优点,一般被优先选用。当需传递的转矩比较大,而径向尺寸又受到结构布置上的限制,或者为了减小摩擦表面的单位压力及操纵力时,才选择双片式离合器,且必须在结构上采取措施,以保证分离的彻底性和良好的散热。

四、主离合器的计算

(一) 主离合器的最大摩擦力转矩及转矩储备系数

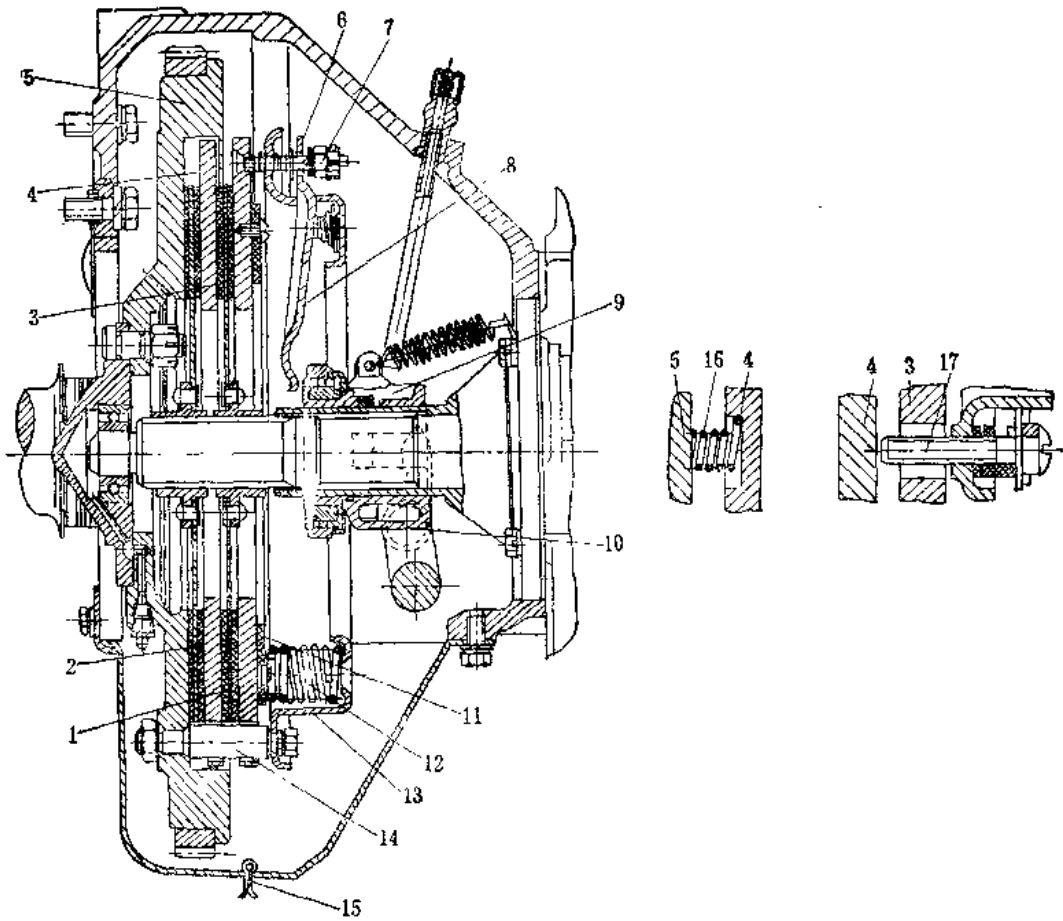


图4-8 双片离合器构造图

1、2—从动片 3—压盘 4—中间盘 5—飞轮 6—联接螺栓 7—调整螺母 8—分离杠杆
9—分离套筒 10—分离轴承 11—隔热垫 12—压紧弹簧 13—离合器盖 14—传动销
15—磁性开口销 16—分离弹簧 17—限位螺钉

主离合器的摩擦力矩要根据可能传递的最大转矩来设计。为了保证主离合器能长期可靠地工作，最大摩擦力矩必须大于正常传递的转矩，也就是必须大于内燃机的最大转矩。一般取

$$T_c = \beta T_{max} \quad (4-1)$$

式中 T_c ——主离合器最大摩擦转矩；

T_{max} ——内燃机最大转矩；

β ——转矩储备系数。

转矩储备系数 β 对主离合器的工作可靠性、寿命以及接合的平稳性和传动系统的动载荷都有很大关系。

离合器摩擦片因摩擦发热使温度增高后，摩擦材料的摩擦系数可能降低，因而摩擦力矩降低。当摩擦片磨损以后，压盘向飞轮方向移动，弹簧的工作长度增加，因而压缩力便相应减小，摩擦力矩也减小。在周布弹簧式主离合器中，压紧弹簧是不能调整的。这就有必要取较大的 β 值，使主离合器在磨损后能可靠地工作。

增大离合器的最大摩擦力矩，就能缩短接合时的滑磨时间和滑磨功，从而减少磨损和

增长寿命, 因此 β 值应取得大些。但离合器最大摩擦力转矩大时, 接合过程就比较猛烈, 接合平顺性差; 同时传动系统所受的动载荷较大。为此 β 值应取得小些。

综上所述, 并考虑到叉车质量大, 离合器接合频繁, 摩擦片易磨损, 常取 $\beta = 1.0 \sim 2.5$ 。

(二) 主离合器摩擦面尺寸

主离合器的摩擦力转矩 T_c 是各摩擦面摩擦力转矩之总和, 它和各参数存在下列关系:

$$T_c = F_p \mu R_c z K \quad (4-2)$$

式中 F_p ——压盘上的总压紧力;

μ ——摩擦副的摩擦系数;

R_c ——摩擦面等效摩擦半径;

z ——摩擦面数目, 单片 $z = 2$, 双片 $z = 4$;

K ——考虑从动片轮毂在花键轴上移动的摩擦损失的压紧力折减系数。对单片和双片离合器, 可取 $K \approx 1$ 。

压盘上的总压力 F , 可按接触表面压强相等的假设, 由下式求出:

$$F = p_0 A = p_0 \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4}$$

式中 p_0 、 A ——分别为接触表面的压强和面积;

D 、 d ——摩擦片的外径和内径。

摩擦面等效摩擦半径, 根据摩擦力转矩相等的原则, 积分求得为 $R_c = \frac{1}{3} \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2}$ 。

将 F 和 R_c 值代入式(4-2), 并设 $d = cD$, 可得

$$D = 1.56 \sqrt[3]{\frac{T_c}{p_0 \mu z (1 - c^3)}} \quad (4-3)$$

为了确定摩擦片尺寸 D 和 d , 应首先合理确定以下几个性能参数和结构参数:

1. 压强 p_0

其值取决于摩擦副的材料和摩擦表面的润滑条件。为了减慢磨损, 提高摩擦片的使用寿命, p_0 值应适当取小些; 但 p_0 小了, 必须取较大的摩擦片尺寸, 故 p_0 的取值受离合器尺寸的限制。各种材料的许用值 $[p_0]$ 见表 4-1。

表 4-1 许用压强 $[p_0]$ 和摩擦系数 μ

摩擦副材料	摩擦表面状况			
	干式		湿式	
	$[p_0]/(N \cdot m^{-2})$	μ	$[p_0]/(N \cdot m^{-2})$	μ
钢对钢或铸铁	$(2.0 \sim 4.0) \times 10^5$	0.15~0.20	$(6.0 \sim 10) \times 10^5$	0.03~0.09
钢对铜丝石棉	$(1.0 \sim 2.5) \times 10^5$	0.25~0.35	$(2.0 \sim 4.0) \times 10^5$	0.07~0.15
钢对粉末冶金材料	$(4 \sim 6) \times 10^5$	0.4~0.55	$(20 \sim 25) \times 10^5$	0.09~0.12

2. 摩擦系数 μ

它取决于摩擦片的材料, 其数值见表 4-1。 μ 值的变化比较大, 受摩擦片单位压力、滑磨速度和温度等因素的影响。钢对铜丝石棉的 μ 值在高温时将有较大下降。

为缩小主离合器的外形尺寸,使结构紧凑,采用有高摩擦系数的摩擦材料是有重要意义的,例如用粉末冶金材料做摩擦片,因摩擦系数高且抗热性能好,已日渐获得广泛应用。

3. 摩擦片内、外径之比值 c

c 值的选择影响到摩擦片的有效利用及其正常可靠地工作。 c 值大,意味着内、外径相差较小,若外径 D 一定,则有效面积减小,为保证传递一定的转矩,势必加大外径,使外廓尺寸及最大圆周速度也增大,故 c 值不宜过大。 c 值小,意味着内、外径相差很大,滑磨速度相差悬殊,内外磨损不均匀,导致接触不良,传递转矩的能力反而降低,故 c 值也不宜过小。一般 c 值在 $0.53 \sim 0.70$ 的范围内选取,并根据具体尺寸和结构而定。外径大者, c 值可小些;外径小者,为了结构布置, c 值必须取较大值。

上述这些参数选定以后,便可由式(4-3)算出主离合器摩擦片的外径 D ,并将其按标准(JB1457—74)规定的系列尺寸加以圆整,并同时确定摩擦片的内径 d 和厚度 δ 。

(三) 压紧弹簧计算

主离合器摩擦片尺寸确定以后,可以求出压盘上所需总压紧力为:

$$F_p = \frac{T_c}{R \mu z} \quad (4-4)$$

根据总压力及弹簧结构型式,可以计算压紧弹簧工作压力。

对于周布弹簧离合器,有 K 个弹簧直接压在压盘上,所以每个弹簧的工作压紧力为:

$$F_s = \frac{F_p}{K} \quad (4-5)$$

弹簧数目 K 按摩擦片外径尺寸决定: $D < 200 \text{ mm}$ 时, $K = 6$; $D = 200 \sim 280 \text{ mm}$ 时, $K = 9 \sim 12$; $D = 280 \sim 380 \text{ mm}$ 时, $K = 12 \sim 18$; $D = 380 \sim 450 \text{ mm}$ 时, $K = 18 \sim 30$ 。

对于中央弹簧离合器,弹簧力经杠杆作用到压盘上,故中央弹簧的工作压紧力为:

$$F_s = \frac{F}{I} \quad (4-6)$$

式中 I ——杠杆比,根据结构情况选定。

如此求得的弹簧工作压紧力 F_s ,是主离合器接合时的工作压紧力。离合器分离时,压缩弹簧被进一步压缩,此时它具有最大工作压紧力 $F_{s \max}$ 。对周布螺旋弹簧,通常取 $F_{s \max} = 1.2 F_s$ 。根据此最大工作压紧力及工作长度去设计弹簧。

(四) 分离机构计算

主离合器的分离机构用来操纵主离合器的分离和接合。它必须满足下列要求:

1) 操纵轻便。为减轻驾驶员的劳动强度,脚踏力不应超过 $200 \sim 250 \text{ N}$,踏板行程应在 $100 \sim 150 \text{ mm}$ 范围内,最大不应超过 180 mm ;

2) 应该具有调整踏板行程的装置。在摩擦片磨损后可加以调整,使分离轴承和分离杠杆之间保持正常的间隙。

叉车主离合器的分离机构通常为机械式和机械液压混合式两种。机械式分离机构全由杆件组成,其优点是结构简单和工作可靠,但有时杆系布置困难。机械液压式分离机构是用上油缸、油管、工作油缸的封闭油路来代替机械式的某些杆件,因而布置大为方便。

在分离机构的结构选定之后,主要是根据分离机构的要求来确定其总传动比,并对各杆件进行传动比分配。

图4-9 a 为机械式分离机构简图, 这种分离机构的踏板行程 s_0 按下式计算:

$$s_0 = \left(s_0 + z \Delta s \frac{e}{f} \right) \frac{ac}{bd} \quad (4-7)$$

式中 s_0 ——分离轴承的自由行程, 一般为 $2 \sim 4 \text{ mm}$;
 Δs ——主离合器分离时摩擦面的间隙, 对单片离合器, $\Delta s = 0.85 \sim 1.30 \text{ mm}$;
 对双片离合器, $\Delta s = 0.75 \sim 0.90 \text{ mm}$;
 z ——摩擦面数目;
 a, b, c, d, e, f ——杠杆长度, 其单位为 mm 。

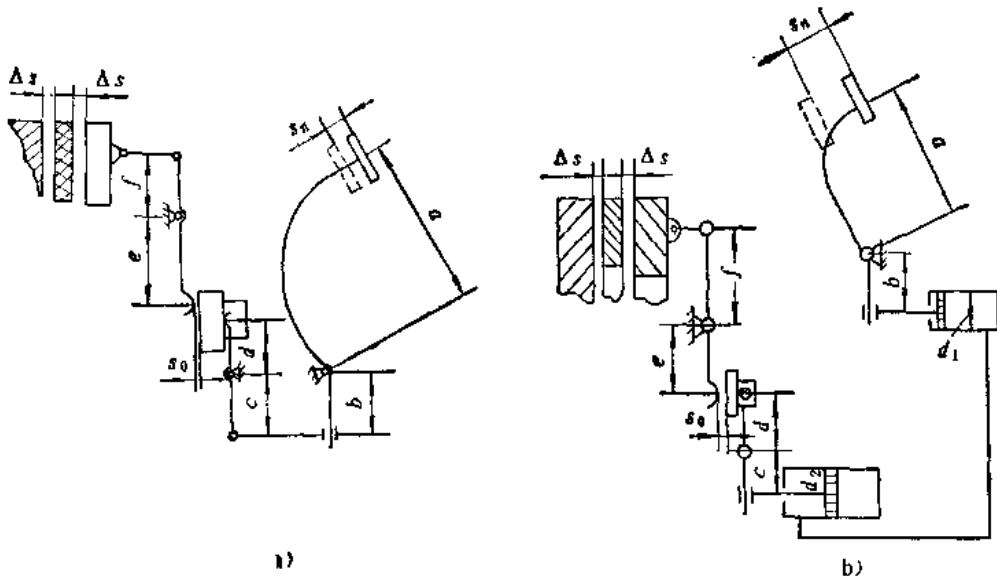


图4-9 主离合器分离机构简图

a) 机械式 b) 机械液压式

常用的杠杆比范围如下:

- ① 主离合器压盘分离杠杆比 $\frac{e}{f} = 3.9 \sim 4.7$;
- ② 分离拨叉及踏板臂杠杆比 $\frac{ac}{bd} = 8.5 \sim 10.5$ 。

踏板自由行程 $s'_0 = s_0 \frac{ac}{bd}$ 约为 $20 \sim 40 \text{ mm}$ 。

驾驶员作用于踏板上的力 F_R 为:

$$F_R = \frac{1.2 F_t}{i_z \eta} \quad (1)$$

式中 F_t ——接合状态弹簧给压盘的总压紧力;

i_z ——分离机构总传动比, $i_z = \frac{ace}{bdf}$;

η ——分离机构总效率。

可改变杆系传动比, 使 s_0 和 F_R 都满足要求。

图4-9 b 为机械液压式分离机构简图。踏下踏板时, 踏板摆臂下端推动主油缸的活塞,

此时油液经管道进入工作油缸，推动活塞，再推动分离拨叉，经分离轴承和分离杠杆使主离合器分离。工作油缸及主油缸间的传动比 i_1 为：

$$i_1 = \frac{F_{P2}}{F_{P1}} = \frac{d_2^2}{d_1^2} \quad (4-9)$$

式中 F_{P1} 、 F_{P2} ——分别为主油缸及工作油缸推力；

d_1 、 d_2 ——分别为主油缸及工作油缸直径。

如果忽略油缸中复位弹簧压力对踏板力的影响，那么，机械液压式分离机构的踏板行程 s_s 和作用在踏板上的操纵力 F_R 为：

$$s_s = \left(s_0 + z \Delta s \frac{e}{f} \right) \frac{ac}{bd} \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2 \quad (4-10)$$

$$F_R = \frac{1.2 F_P}{i_1 \eta} = \frac{1.2 F_P}{\frac{a}{b} \frac{c}{d} \frac{e}{f} \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2} \quad (4-11)$$

s_s 和 F_R 均应小于规定值。不论机械式或机械液压式的分离机构，如果 s_s 和 F_R 同时超过规定值，则说明这分离机构依靠人力是难于操纵的，这时就应该考虑借助其他动力来加力，常用的有液压加力机构和气压加力机构。

在验算分离机构杆件的强度和刚度时，按踏板操纵力 $F_R = 400 \text{ N}$ 来计算。

五、主离合器的接合过程分析

主离合器接合时，主、从动件总是要经历一个由转速不同到转速一致的滑磨过程。离合器的发热情况和摩擦片的磨损，都主要决定于滑磨过程中滑磨功的大小。因此，必须讨论起步时离合器的接合过程。图4-10表示摩擦离合器接合过程的力学模型。

J_1 表示离合器主动部分（主要是内燃机飞轮）的总转动惯量； J_2 表示叉车移动质量及转动质量转化到离合器从动轴的当量转动惯量； ω_1 、 ω_2 分别表示离合器主动件和从动件的角速度； T_e 表示发动机（离合器主动件）之转矩； T_r 表示由于叉车道路阻力转化到离合器从动轴上的阻力转矩； T_f 表示离合器的摩擦力转矩，

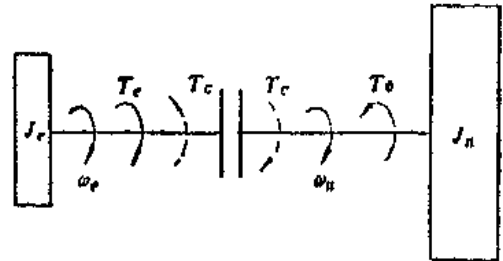


图4-10 摩擦离合器接合过程的力学模型

摩擦力转矩是成对的，离合器主动件和从动件互相作用，方向相反。这样，可以建立离合器接合时主动件和从动件的运动微分方程式：

$$T_e - T_f = J_1 \frac{d\omega_1}{dt} \quad (4-12)$$

$$T_f - T_r = J_2 \frac{d\omega_2}{dt} \quad (4-13)$$

若知道接合过程中的 T_e 、 T_r 、 T_f 随时间变化的规律，即可由此方程组求出 ω_1 和 ω_2 随时间的变化规律。因而也可以求得离合器主动件和从动件的相对角速度 $(\omega_1 - \omega_2)$ ，从而可以确定接合过程中每一瞬时的滑磨功率为：

$$P_r = T_f (\omega_1 - \omega_2) \quad (4-14)$$

整个接合过程总的滑磨功为：

$$W_f = \int_0^t P_T dt = \int_0^t T_c(\omega_e - \omega_n) dt \quad (4-15)$$

式中的 t 为滑磨时间，即离合器主、从动片开始接触到两者角速度完全相同、终止打滑所需的时间。一般来说，叉车起步时离合器的接合过程分为两个阶段(见图4-11)。第一阶段从离合器摩擦面开始接触(这时 $T_c = 0$) 到摩擦力矩等于从动件上的阻力矩为止(这时 $T_c = T_\psi$)，这个阶段从动件不转，角速度 $\omega_n = 0$ ，相对角速度即为 ω_e ，这阶段经历的时间为 t_1 。第二阶段是摩擦力矩继续增加，从动件的角速度 ω_n 从零逐渐增大，在这过程中主动件的角速度也可能变化，当从动件之角速度增大到等于主动件之角速度时，两者间停止相对滑磨，完成接合的第二阶段，这阶段所经历的时间为 $t_2 - t_1$ 。

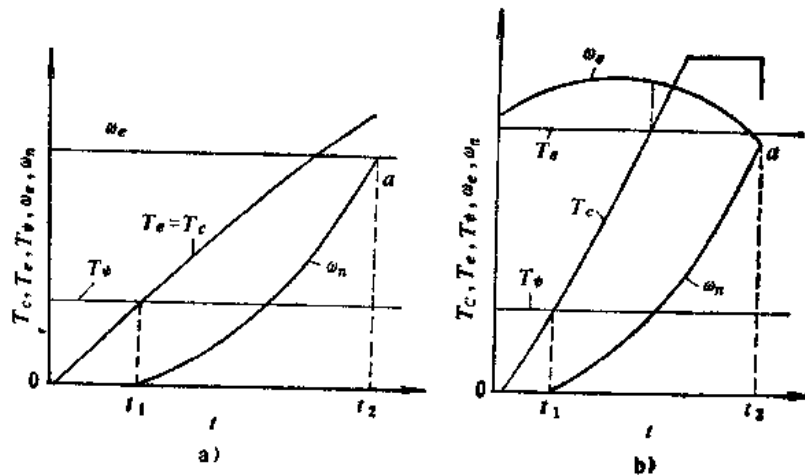


图4-11 摩擦离合器的接合过程分析

第一阶段的滑磨功为：

$$W_1 = \int_0^{t_1} T_c \omega_e dt \quad (4-16)$$

第二阶段的滑磨功为：

$$\begin{aligned} W_2 &= \int_{t_1}^{t_2} T_c(\omega_e - \omega_n) dt \\ &= \int_{t_1}^{t_2} \left(T_\psi + J_n \frac{d\omega_n}{dt} \right) (\omega_e - \omega_n) dt \\ &= \int_{t_1}^{t_2} T_\psi (\omega_e - \omega_n) dt + J_n \int_0^{\omega_n} (\omega_e - \omega_n) d\omega_n \end{aligned} \quad (4-17)$$

由上两式可以看出，滑磨功的大小，首先取决于 T_ψ 和 J_n 的数值，并取决于驾驶员的操纵状况。路面愈坏，坡度愈大，则 T_ψ 值愈大， t_1 就愈长， W_1 就愈大， W_2 也大。 J_n 大，则 $\frac{d\omega_n}{dt}$ 小， ω_n 增长慢，滑磨时间 ($W_2 - W_1$) 长， W_2 就大。叉车由于自身质量和载重的质量较大， J_n 较大，故 W_2 较大，其离合器摩擦片比汽车的磨损快得多。至于操纵情况，主要是离合器踏板松的快慢及内燃机油门的控制。离合器踏板放松较快时，离合器接合较猛， T_c 增长较快，滑磨时间较短，滑磨功降低。操纵油门使内燃机转速较高时，相对角速度大，滑磨功增加。

§ 4-3 变 速 器

一、变速器的功用及其要求

在内燃机驱动的叉车传动系统中，变速器的功用有三点：

- 1) 改变发动机至驱动轮之间的转动比，从而改变叉车的牵引力和行驶速度，以适应各种行驶工况的需要；
- 2) 使叉车能倒退行驶；
- 3) 可切断发动机与驱动轮之间的动力传递，这样，当叉车短时间停歇时，可使发动机不熄火而怠速运转；并便于发动机起动和有利于停车安全。

对叉车变速器的主要要求是：

- 1) 应有适宜的档数及合理的传动比，使叉车具有良好的牵引性和经济性；
- 2) 应具有基本相同的前进和倒退档数，因叉车前进和倒退的机会几乎相等；
- 3) 换档应轻便，无冲击，以减轻驾驶员的劳动强度，提高生产率；
- 4) 传动效率高，工作可靠，寿命长，噪声小；
- 5) 结构和制造简单，重量轻，轴向尺寸小，维修方便。

二、变速器的类型

(一) 按照齿轮轮系的型式分类，变速器分为：

- 1) 定轴齿轮变速器，它由定轴轮系组成。这种变速器应用最为广泛。
- 2) 行星齿轮变速器，它由周转轮系组成。这种变速器一般与液力变矩器配合使用。

(二) 按照换档过程的特点分类，分为：

- 1) 人力换档变速器。这种变速器与主离合器配合使用，在换档过程中，用主离合器切断内燃机传来的动力，用人力换档。
- 2) 动力换档变速器。它与液力变矩器配合使用，采用液压操纵的换档离合器进行换档。在机械式传动系统中，用人力换档定轴齿轮变速器；在液力机械式传动系统中，用动力换档的定轴齿轮变速器和行星齿轮变速器。

三、定轴齿轮变速器工作原理

(一) 定轴齿轮变速器改变传动比的方法

1. 滑动齿轮换档

即将某些齿轮作轴向位移来改变参与传动的齿轮副，从而改变传动比，如图 4-12 a 所示。

用这种方法变速，齿轮一般为直齿轮，变速器构造简单，制造容易，重量轻。然而使用直齿轮将导致换档时齿轮不可避免地要受冲击，齿顶容易损坏，寿命短；运转中有较大噪声；尺寸较大(与斜齿轮相比较)。

为了减小变速器工作时的噪声，减小尺寸，提高寿命，应采用斜齿，并使用下列方法换档。

2. 啮合套换档

即各齿轮副常啮合，移动不同的啮合套来改变参与传动的齿轮副，从而改变传动比。

如图 4-12 b 所示，主动轴上各齿轮与被动轴上的对应齿轮是经常啮合的，但有些齿轮是空套在轴上，必须通过啮合套的结合才能使齿轮与轴固连，而传递转矩，当所有啮合套皆不

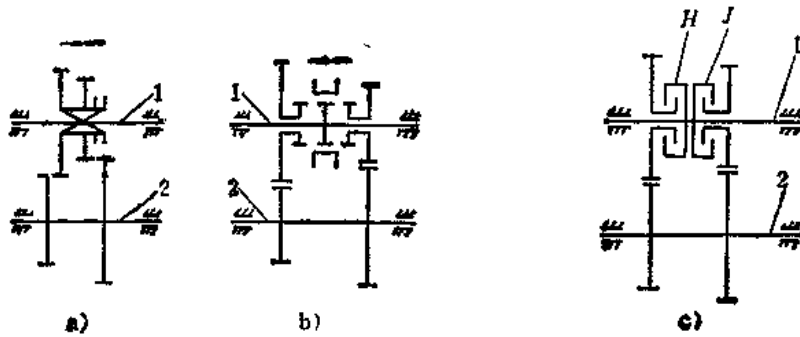


图4-12 定轴齿轮变速器换档方法

a) 移动齿轮 b) 移动啮合套 c) 换档离合器
1—主动轴 2—被动轴

接合时，所有齿轮在轴上空转，不传递转矩，称为空档。移动不同的啮合套，使不同的齿轮与轴固连并参与传动，从而得到不同传动比。

用这种方法可使各啮合齿轮皆用斜齿轮，因此运动平稳，冲击和噪声小，寿命较长，径向尺寸较小。啮合套之内、外齿虽皆为直齿，但它们只起联结作用，不是齿轮运转啮合，其缺点是制造较复杂，轴向尺寸加大，换档时的冲击不能避免等。

为避免冲击，可采用同步器换档，它与啮合套换档基本相同，但具有使齿轮和啮合套同步装置，因而换档平稳，不产生噪声和冲击。其缺点是零件多，构造复杂，轴向尺寸长。

在人力换档变速器中，可以用以上任一种方法，也可以两种方法混合使用，一般是高档或经常传动的圆柱齿轮副用斜齿齿轮及啮合套，低速档或传动较少的齿轮副用滑动直齿齿轮。

3. 离合器换档

几对空转的齿轮副经常啮合，用不同的换档离合器使不同的齿轮与转轴连接，以改变参与传动的齿轮副，从而改变传动比。动力换档的定轴变速器都用此法换档。

(二) 定轴齿轮变速器换向的方法

变速器除改变传动比外，还要适应叉车前进和倒退的需要，改变变速器输出轴的转动方向，称为换向。换向的方法简单，只要使前进档传动系统和倒退档传动系统之间相差一级外啮合齿轮传动即可。但具体的结构形式则有多种，最常用的是中间加一级惰轮。

四、人力换档变速器的典型构造

这种变速器由两部分组成：一是齿轮传动部分，用来传递动力，构成不同的传动比和可能的转动方向；二是换档操纵部分，用人力拨动齿轮（或啮合套、或同步器）进行变速或换向（统称换档）。

(一) 传动部分构造

这种变速器的构造型式，一般有两种情况：

- 1) 变速传动部分和换向传动部分综合在一起，由一个手柄操纵。
- 2) 变速传动部分和换向传动部分串连，由两个手柄分别操纵变速和换向。

图4-13所示为第一种情况的CPC-3型叉车变速器结构图。它具有前进三档、倒退两档，用拨叉移动齿轮进行换档。它的传动路线见表4-2（零件号参看图4-13）。这种变速器只有一个操纵手柄，驾驶员操纵方便，除齿轮3和4为斜齿外，其余齿轮均为直齿。因输出轴和

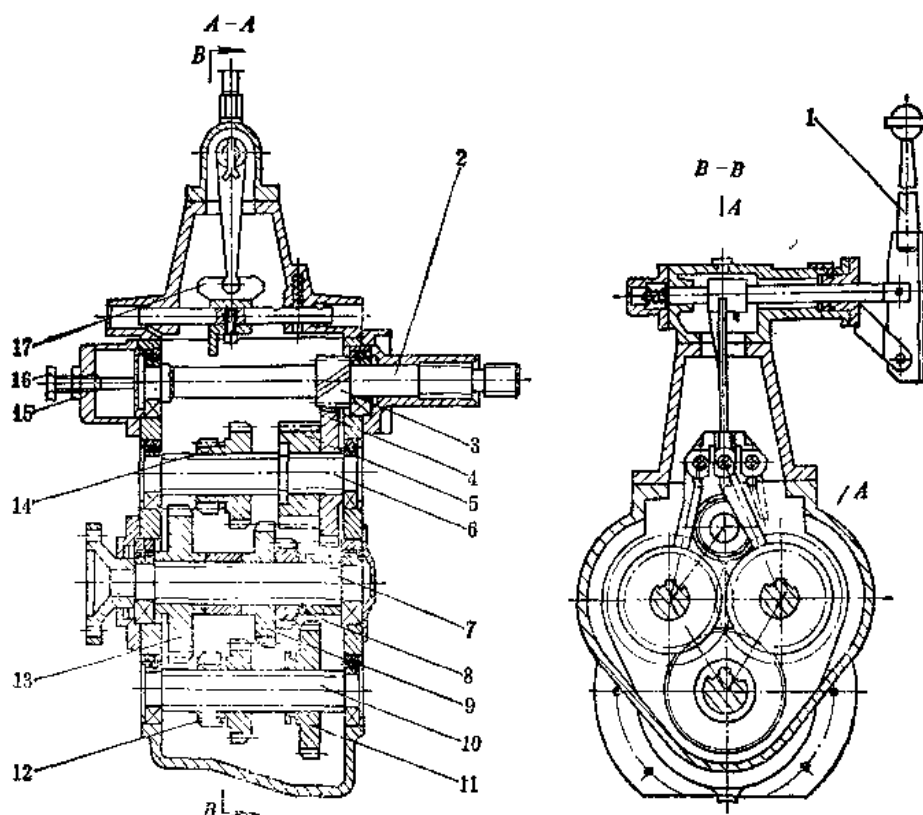


图4-13 CPC-3型叉车人力换档变速器

1—操纵手柄 2—输入轴 3、4—小、大斜齿轮 5—惰轮 6—倒退中间轴 7—输出轴 8、9—直齿轮 10—前进中间轴 11~14—直齿轮 15—螺母 16—紧定螺钉 17—拨叉

表4-2 CPC-3叉车变速器传动路线

档 位	操 纵 情 况	传 动 路 线
前进一档	移动齿轮11向左	2 → 3 → 4 → 6 → 5 → 11 → 8 → 7
前进二档	移动齿轮12向右	2 → 3 → 4 → 6 → 5 → 11 → 10 → 12(右) → 9 → 7
前进三档	移动齿轮12向左	2 → 3 → 4 → 6 → 5 → 11 → 10 → 12(左) → 13 → 7
后退一档	移动齿轮14向右	2 → 3 → 4 → 6 → 14(右) → 9 → 7
后退二档	移动齿轮14向左	2 → 3 → 4 → 6 → 14(左) → 13 → 7

两根中间轴的中心距相等，使齿轮12和14完全相同，齿轮规格少，制造简便；此外，还具有便于离合器片更换的结构，只需将紧定螺钉16和螺母15拆出，换用螺钉M12×105和螺母M12拧入输入轴2尾端，将轴2拉出一段距离，便可快速、方便地拆换离合器摩擦片。

图4-14所示为第二种情况的变速器，它用在CPC-2型叉车上，共有四根轴，输入轴1与输出轴6不在同一轴线上。所有齿轮副都是斜齿常啮合齿轮，空档时（图示位置）所有齿轮都不转动，必须拨动啮合套5或13才使齿轮与轴连接。由一个拨叉操纵，拨动啮合套13向左或向右，可以改变输出轴6的旋转方向，即改变车辆行驶方向。由另一个手柄操纵，拨动啮合套5向左或向右，可以改变传动比，即改变行驶速度，所以有前进和倒退各两档，其传动路线见表4-3。

这种变速器也具有抽轴式结构，输入轴1与啮合套13用花键连接，更换离合器片时，只需拆去轴外端的弹簧卡环，用M8螺栓旋入轴1尾端的螺孔内，将轴1向外抽出70~75mm，

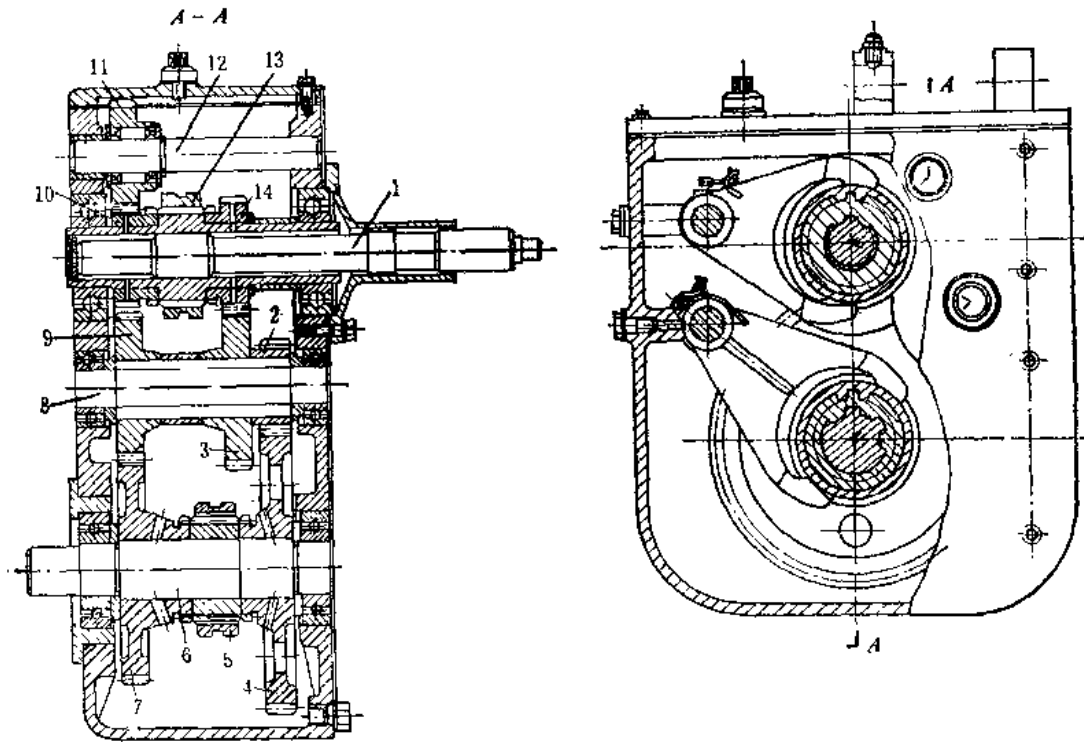


图4-14 CPC-2型叉车用人力换档变速器

1—输入轴 2、3、4—齿轮 5—变速啮合套 6—输出轴 7—齿轮 8—中间轴
9、10、11—齿轮 12—倒退惰轮轴 13—啮合套 14—齿轮

表4-3 CPC-2型叉车变速器传动路线

档 位	拨 叉 位 置	传 动 路 线
前一档	拨动啮合套13和5右移	输入轴1→齿轮14→3→2→4→7→输出轴6
进二档	拨动啮合套13右移5左移	输入轴1→齿轮14→3→9→7→输出轴6
倒一档	拨动啮合套13左移，5右移	输入轴1→齿轮10→11→9→2→4→输出轴6
退二档	拨动啮合套13和5左移	输入轴1→齿轮10→11→9→7→输出轴6

便可在离合器上部取出并更换离合器摩擦片。

采用变速传动和换向传动串连的结构型式，在相同的档数下，齿轮的个数一般要少些，但要用两个手柄操纵，变档方便性差些。

(二) 人力换档操纵机构

操纵机构用来改变传动齿轮副，以达到换档的目的，操纵机构在结构上应满足下述要求：

- 1) 使变速器齿轮不致自动脱档和挂档。
- 2) 挂档后，保证工作齿轮要以齿的全长啮合。
- 3) 使变速器不能同时挂入两个档位。

变速器用变速杆（变速手柄）操纵，其下端插入拨叉上部的槽中，各个拨叉分别固定在各自的滑杆上，滑杆可沿变速器盖或箱体的导向孔移动，若从横向扳动变速杆，其下端就进入某一个拨叉的槽内，再从纵向扳动变速杆时，就推动滑杆和拨叉，拨动齿轮或啮合套挂入相应档位。

为了满足第一个要求,即防止叉车行驶中因振动或其它原因使变速器滑杆自行移动,引起自动挂档或脱档现象,各滑杆必须有可靠的定位装置(自锁装置),其结构如图4-15所示,在变速器盖的凸出部,正对每一根滑杆,装有被弹簧压在滑杆上的钢球1,每根滑杆上具有2~3个凹臼,当变速器在空档位置或某一工作档位时,钢球1便嵌入相应的凹臼内而将滑杆固定,也就是固定了滑动齿轮的位置。

在换档过程中,驾驶员拨动滑杆时,必须克服弹簧力,才能使钢球从某凹臼内挤出,嵌入另一凹臼内,平时这些弹簧使钢球紧压在凹臼中,锁住滑杆,保证变速器中的滑动齿轮可靠地固定在某一位置,而不会自动挂档或脱档。同时,只要滑杆上凹臼之间的距离设计得当,就能使变速器齿轮在全长度上啮合。

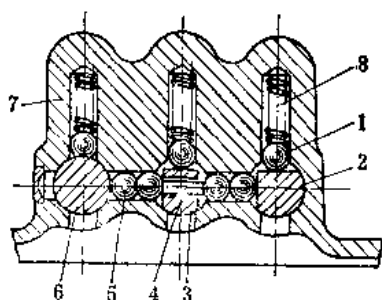


图4-15 变速器滑杆的自锁和互锁装置

1—钢球 2、3、6—滑杆 4—顶销 5—互锁销 7—变速器盖 8—自锁弹簧

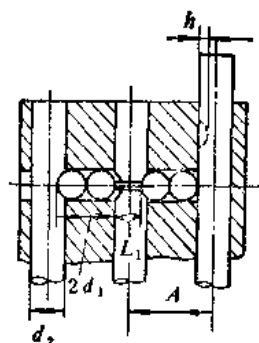


图4-16 变速器互锁装置

的工作原理

为了防止同时移动两根滑杆而挂上两个档位,在与自锁装置相垂直的平面内还设有互锁装置。滑杆2和6的内侧有与自锁装置的钢球凹臼相对应的横向凹臼,滑杆3的两侧都有横向凹臼,中间有一水平孔,内置顶销4,两滑杆之间则有互锁球(或互锁销)。

互锁装置的工作原理(图4-16)。设互锁球的直径为 d_1 ,顶销的长度为 L_1 ,滑杆直径为 d_2 ,滑杆中心距为 A ,一个横向凹臼的深度为 h ,其彼此间的关系是:

$$L_1 = d_2 - h \quad (4-18)$$

$$2d_1 = A - d_2 + h \quad (4-19)$$

因此三个滑杆的横向凹臼在同一直线时,任一滑杆都可移动,相当于空档。而在任一滑杆移动以后,因互锁球已从凹臼内滑到滑杆表面,使其余两根滑杆被锁死。

(三) 便利换档的装置

人力换档变速器在换档时,主要靠驾驶员的熟练操作技术来减轻齿轮的撞击现象。这使驾驶技术较难掌握,也影响变速器齿轮的寿命。为了从结构上克服这一缺点,现在叉车变速器上逐步采用各种便利换档的啮合装置。

1. 易啮啮合套

叉车上广泛采用啮合套(图4-17),它由啮合套体和外齿环组成,挂档是通过拨叉拨动啮合套体,将它的齿环和齿轮的齿环连接起来达到的。但因两者的转速不同,不易使啮合套体的整圈

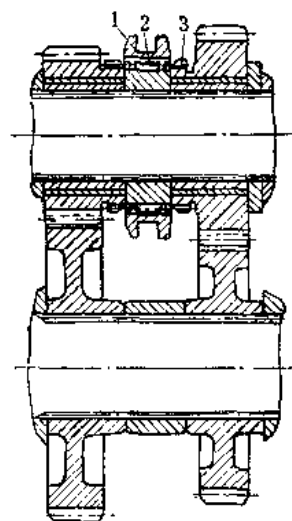


图4-17 啮合套

1—啮合套体 2—啮合套齿环
3—齿轮齿环

内齿嵌入齿轮的齿环。改善方法是将啮合套体的内齿和齿轮齿环的外齿都间隔地缩短一个距离 s (2mm 左右), 这样, 端部两齿间的间隔大了, 挂档时便于啮合套体和齿圈的齿相互嵌入, 待相对转过一个角度后, 内、外齿互相接触, 两者的转速到达一致, 再推动啮合套体, 使其与齿轮齿环完全套合 (见图 4-18)。这种构造的啮合套, 称为易啮啮合套。显然, 它只是便于挂档, 不能消除挂档过程中的冲击现象。

2. 同步器

同步器是保证挂档过程中不发生冲击的一种换档装置。目前常用的是惯性同步器。

换档过程是先使主离合器分离, 再使啮合套脱离原有档位。在挂入新档位之前, 即处于空档的瞬时, 传动系统中有三部分独立的转动惯量: 第一部分是内燃机飞轮轴 (包括主离合器主动部分) 上的转动惯量; 第二部分是与变速器输出轴联系的同步器轴上的转动惯量, 与输出轴相联系的其他旋转件的转动惯量和整车的移动质量, 都应转化成同步轴上的转动惯量, 由于这部分转动惯量很大, 可以认为同步器的瞬时角速度是不变的; 第三部分是从主离合器从动轴至需要挂档的齿轮为止旋转件的转动惯量, 这部分惯量较小。惯性同步器的工作原理, 就是利用摩擦锥面将第三部分和第二部分联系起来, 用摩擦力矩克服第三部分的惯性力矩, 使第三部分逐渐与第二部分的转速相同, 也就是使需要挂档的齿轮角速度逐渐与同步器轴的角速度趋于相同 (同步), 在两者同步之前, 啮合套不能挂入新档, 达到同步时, 它便可挂入新档。这样挂档, 也就没有冲击了。挂好新档后再接合主离合器, 传动系统便成为一体。

惯性同步器的型式很多, 常用的滑块式惯性同步器的构造见图 4-19。它主要由啮合套齿环 5 (装在同步器花键轴上)、啮合套体 9、滑块 10、同步环 3、6 等组成。同步环上的齿环和啮合套齿环及齿轮齿环的齿形都相同, 当啮合套体的内齿圈与三个齿环同时套合时, 就挂上一个档位。啮合套体内均布放置三件滑块, 它被两只弹簧张圈压靠在啮合套体上, 但可相对于它横向滑动。同步环的内侧有三个均布的缺口, 滑块的端部分别伸入其相应的缺口内, 缺口比滑块稍宽, 因此允许随啮合套体转动的滑块相对同步转动一个小角度。同步环的内孔是内锥面, 与齿轮体的外锥面对应, 锥面上开有细螺纹, 以破坏油膜, 增加锥面之间的摩擦。

滑块式惯性同步器的工作过程如图 4-20 所示。图 a 表示从原有档位退出后的空档位置。设需换入新档位的齿轮 11 联系着输入轴, 啮合套及同步环 3 联系着输出轴, 同步环内锥面与齿轮 11 的外锥面并不接触, 两者的转速不等, 即 $n_{11} \neq n_3$ 。

当要换入新档时, 操纵拨叉向左拨动啮合套体 9, 带动由弹簧压紧的滑块 10 一起插入至同步环 3 的缺口底部。使同步环压向齿轮 11 的锥面上, 由于拨叉力 F 和转速差 (设 $n_{11} > n_3$) 的存在, 故两锥面一经接触便生摩擦力矩, 齿轮 11 便带动同步环相对于啮合套超前转动一个角度, 直至滑块紧靠同步环缺口的另一侧面为止。此时啮合套体的齿端倒角正好与同步环相应的齿端倒角相抵触而不能进入套合 (如图 4-20 b)。由于拨叉力 F 的作用, 同步环齿端倒角斜面上受有啮合套体给它一个正压力 F_N , 其轴向分力为 F_1 , 切向分力为 F_2 。力 $F_1 = F$, 使同步环压向齿轮 11 的锥面, 在锥面上形成正压力和摩擦力矩。力 F_2 则形成一

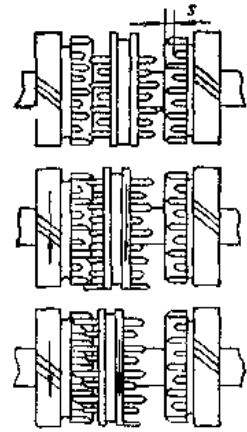


图 4-18 易啮啮合套工作简图

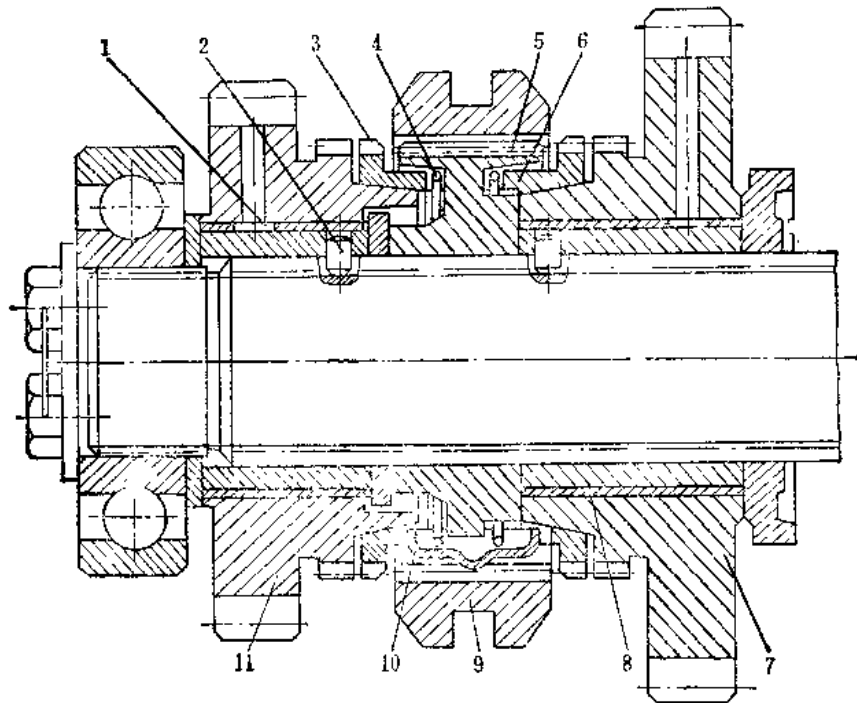


图4-19 滑块式惯性同步器

1—轴套 2—定位销 3—同步环 4—弹簧胀圈 5—啮合套齿环 6—同步环
7—齿轮 8—衬套 9—啮合套体 10—滑块 11—齿轮

个转矩，其方向与齿轮 11 作用于同步环上的摩擦力转矩方向相反，力图使同步环向啮合套旋转相反的方向转过一个角度，故称拨环转矩。但在齿轮与同步环达到同步之前，它与摩擦力转矩相平衡，使倒角斜面成为锁止摩擦面，阻止两齿端倒角相对滑动，即阻止同步环相对啮合套向相反的方向转动一个角度，因而在达到同步之前，啮合套体总是不能和同步环的齿环套合。要保证这种锁止作用，设计时必须合理地选择齿端倒角及摩擦锥面的锥角。必须指出，在齿轮 11 的锥面给同步环以摩擦力转矩的同时，同步环也给齿轮 11 一个方向相反的摩擦力转矩，促使齿轮 11 的转速不断降低。对齿轮 11 来说，也就是摩擦力转矩和惯性力转矩相平衡。因此也可以说，同步环对啮合套体的锁止作用是由于存在齿轮 11 等输出端零件的惯性力转矩造成的，故称为“惯性式同步器”。

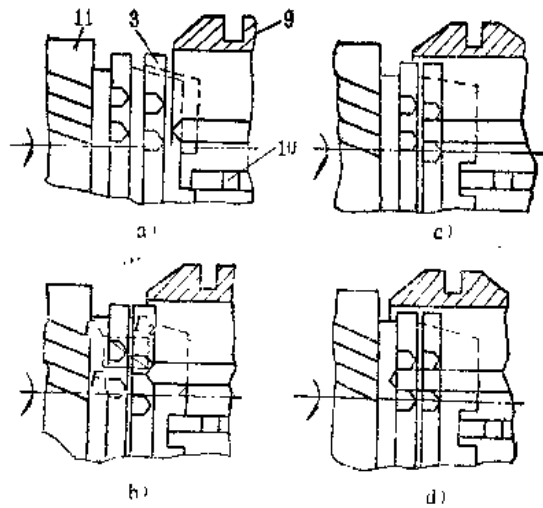


图4-20 滑块式惯性同步器工作原理
(图注同图4-19)

一旦两者转速相同（同步），惯性力转矩便消失，锥面摩擦力转矩也不再表现出来，因而齿端倒角接触面不再锁止，在拨叉力作用下，分力 F_2 引起的拨环力转矩，使同步环连同输入端的零件（齿轮 11 等）相对啮合套转动一个角度，啮合套体即可套入同步环，进而与齿轮 11 的齿环套合。如果这时啮合套体的齿

端倒角与齿轮 11 的齿环端面倒角相抵触 (如图 4-20 c), 则在啮合套体给齿轮齿环的拨叉力转矩作用下, 使齿轮 11 相对啮合套件及同步环转动一个角度, 这时两锥面之间将有相对转动, 但由于这时两锥面向已无正压力作用, 不可能产生足够的摩擦力矩来形成锁止作用, 因此啮合套体能顺利通过而与齿轮 11 的齿环套合, 完成换入新档 (图 4-20 d)。

可见, 惯性同步器只有在同步条件下才能挂档, 从而保证了换档时无冲击和噪声。

五、人力换档变速器设计

(一) 传动方案拟定

设计一个变速器, 首先根据总体设计所确定的档数及各档传动比, 拟定传动方案, 即确定各档的传动路线和换档方式。根据的原则是:

1) 尽量缩短传动路线, 减少传动路线中的齿轮啮合对数, 提高传动效率。在传动比不是很大的条件下, 一般采用两级减速传动。档数较多, 采用串联式传动可以减少齿轮对数。

2) 尽量使齿轮和轴共用, 以减少齿轮数和轴数, 在某些情况下, 第一级的被动齿轮可当作第二级的主动齿轮, 例如图 4-13 的齿轮 9。

而配置齿轮和轴时要注意下列问题:

1) 一对齿轮的传动比不宜选择过大, 一般不大于 3, 否则齿轮的大小悬殊, 结构不紧凑。

2) 低速档齿轮副受力大, 应尽量布置得靠近轴承, 以减小轴的变形, 保证良好啮合。

3) 采用斜齿轮传动时, 应合理考虑齿轮的螺旋角方向, 使轴承受力合理。中间轴上的从动齿轮和主动齿轮螺旋角的方向应该相同, 以便减轻轴承的轴向载荷。

4) 相邻档位的齿轮应尽量相邻布置, 以便于换档。

(二) 变速器主要参数的确定

传动方案确定后, 可根据计算转矩确定中心距 A 、模数 m 、齿宽 b 、螺旋角 β 等参数。

1. 齿轮轴中心距

中心距的大小直接影响变速器尺寸的紧凑性, 因此, 在保证传递最大转矩、齿轮强度足够, 结构布置可能实现的条件下, 应尽可能采用较小的中心距。对于叉车来讲, 绝大多数变速器的输入轴和输出轴不同轴线, 因此第一级传动和第二级传动的中心距可以不相等。我们首先要确定中间轴和输出轴的中心距 A_1 , 因所传的转矩最大。其他轴之间的中心距常由结构设计确定。初选中心距 A_1 时, 可用经验公式:

$$A_1 = K \sqrt[3]{T_{1max}} \quad (4-20)$$

式中 K ——中心距系数, 一般取 9~11;

T_{1max} ——变速器第一档时输出轴的最大转矩, $[T_{1max}]$ 为 $N \cdot m$;

A_1 ——中心距, $[A_1]$ 为 mm 。

2. 齿轮模数

齿轮模数是另一重要参数, 直接影响到齿轮的抗弯强度。为增加抗弯度, 模数应选大些。但在中心距和传动比一定时, 若模数选小些, 则齿数多些, 齿轮重叠系数增大, 传动的平稳性有所改善。因此, 在满足弯曲强度的前提下, 模数应尽可能取小一些。

变速器各级, 各档传动齿轮所受的力不同, 通常受力大的齿轮应取大模数, 受力小的应取较小的模数。但是, 有些变速器因为各级传动齿轮互相联系, 必须采用同一模数才能传动; 有些则为了制造方便, 各级均用一种模数。如果方案选配合理, 变速器齿轮可用两种模

数, 受力大的低档齿轮采用较大的模数, 其余采用较小模数。

对第一级常啮合斜齿轮, 可按下式初选法向模数:

$$m_n = 0.47 \sqrt[3]{T_{i \max}} \quad (4-21)$$

对第一级直齿轮, 可按下式初选模数:

$$m = 0.58 \sqrt[3]{T_{i \max}} \quad (4-22)$$

对第二级一档(低速档)斜齿轮, 可按下式初选法向模数:

$$m_n = 0.33 \cos \beta_0 \sqrt[3]{T_{i \max}} \quad (4-23)$$

对第二级一档(低速档)直齿轮, 可按下式初选模数:

$$m = 0.33 \sqrt[3]{T_{i \max}} \quad (4-24)$$

式中 β_0 ——斜齿轮螺旋角, $[\beta_0]$ 为 $(^\circ)$;

$T_{i \max}$ ——内燃机最大转矩, $[T_{i \max}]$ 为 $N \cdot m$;

$T_{i \max}$ ——变速器第一档时输出轴的最大转矩, $[T_{i \max}]$ 为 $N \cdot m$, 其值为 $T_{i \max} = T_{i \max} i_1$ (i_1 为第一档传动比)。

所选得的模数, 应圆整为符合 JB111—60 规定的标准值。以上各式中 $[m]$ 及 $[m_n]$ 均为 mm 。

3. 齿轮宽度

齿宽 b 的大小直接影响齿轮的强度, 在一定范围内, b 大强度就高, 但变速器的轴向尺寸和重量亦增大。试验证明, 齿宽过大时, 随着齿宽的增大, 齿面上的载荷不均匀性亦增大, 反而使齿轮的承载能力降低。所以, 在保证必要强度的条件下, 尽量选取较小的齿宽。

通常根据模数的大小来选定齿宽:

对于直齿轮: $b = (4.5 \sim 8)m$

对于斜齿轮: $b = (6 \sim 8.5)m_n$

对低档齿轮, 齿宽系数应取较大值。

4. 斜齿轮的螺旋角

确定螺旋角 β_0 时, 主要是从它对啮合性能、齿轮强度的影响以及轴向力平衡等方面综合考虑。 β_0 增大, 齿轮啮合的重合系数增大, 运转平稳; 在一定范围内 ($\beta_0 < 30^\circ$) 增大 β_0 , 可使齿的强度相应提高, 但 β_0 过大时, 传动效率降低, 轴向力过大, 使轴承工作条件恶化。

斜齿轮的螺旋角最好按轴向重叠系数 $\epsilon_a = 1$ 决定, 因为这样可以保持相啮齿轮副的轮齿以连续不断的螺旋线形式啮合传动, 因而具有较好的传动平稳性。为此, β_0 可按下式确定:

$$\sin \beta_0 = \frac{\pi \epsilon_a m_n}{b} = \frac{\pi m_n}{b} \quad (4-25)$$

式中 m_n ——法面模数, $[m_n]$ 为 mm ;

b ——工作齿宽, $[b]$ 为 mm 。

若一根轴上有两个斜齿轮, 在选择螺旋角时, 应使同时工作的两个斜齿轮所产生的轴向力互相抵消一部分。为此它们的螺旋方向应是相同的(如图 4-21)。

欲使轴上两个斜齿轮的轴向力完全抵消, 需要满足下列条件:

$$\frac{\tan \beta_1}{r_1} = \frac{\tan \beta_2}{r_2} \quad (4-26)$$

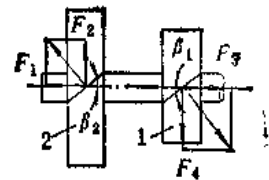


图4-21 作用在斜齿轮上的轴向力

式中 β 及 r 分别表示螺旋角和节圆半径, 而脚标 1 及 2 则分别表示所属的齿轮。但在实际设计中往往对同一轴上所有斜齿轮均采用相同的螺旋角。

(三) 各档齿轮的齿数分配

根据牵引计算确定的各档传动比及初选的中心距 A_1 、模数 m 或 m_n 及螺旋角 β_0 , 可确定各齿轮副的齿数, 简称配齿。

变速器构造型式和传动方案不同, 其配齿方法也不尽相同。现以一般步骤介绍如下: 由于变速器一般为两级传动, 第一级为固定传动比 i_F (前进档) 或 i_R (后退档), 第二级为可变传动比 i_1 、 i_2 、 $i_3 \dots$ 。因此, 需将由牵引计算所确定的各档传动比分成两级传动比, 即:

$$\text{前进各档: } i_{F1} = i_F i_{11}, \quad i_{F2} = i_F i_{21}, \quad i_{F3} = i_F i_{31} \dots$$

$$\text{后退各档: } i_{R1} = i_R i_{11}, \quad i_{R2} = i_R i_{21}, \quad i_{R3} = i_R i_{31} \dots$$

先将前进一档 (低速档) 的传动比 i_{F1} 分为两级, 一般是使 $i_F = i_1$, 或者使 i_F 稍小于 i_1 。

再算出该档第二级齿轮副的齿数和 Σz , 对直齿及斜齿传动可分别采用式 (4-27) 及式 (4-28) 计算:

$$\Sigma z = \frac{2A_1}{m} \quad (4-27)$$

$$\Sigma z = \frac{2A_1 \cos \beta}{m_n} \quad (4-28)$$

根据 Σz 及 i_1 就可确定该级传动大、小齿轮的齿数。中间轴上的小齿轮齿数不能小于 12~14 个齿, 否则就需要调整传动比或增大中心距。

第一档第二级传动齿轮的齿数确定后, 再确定第一级齿轮的中心距及齿数, 并算出配齿后确定的 i_F ; 接着, 再将倒退档第一级的中心距和齿数配好, 算出确定的 i_R 。

然后再根据 Σz 及传动比 i_2 、 i_3 等, 确定其余各档第二级传动的各个齿轮的齿数。

配齿时为同时满足同一中心距及各档传动比, 有时需要对齿数进行修正, 而各对齿轮的齿数和可稍有差别。必需时还可采用不同的螺旋角来改变齿数和, 以满足中心距和传动比等要求。

六、动力换挡定轴齿轮变速器

动力换挡定轴齿轮变速器与液力变矩器配合使用, 因液力变矩器能无级变速, 故配用的变速器的档数可大大减少; 液力变矩器不能改变转动方向, 因此变速器必须要有改变转动方向的功能。

动力换挡定轴齿轮变速器的全部齿轮副都是经常啮合的, 某些齿轮空套在轴上, 采用液压操纵的湿式多片换挡离合器使它与轴连接。接合的离合器不同, 就可实现变速和换向。

(一) 传动方案

定轴变速器的传动轮系按自由度来分, 可分为两自由度、三自由度、四自由度。

两自由度传动轮系只要结合一个离合器, 就变成一个自由度的传动机构。结合某一个离合器, 就是一个档位。叉车上的动力换挡定轴变速器绝大部分是两自由度的。图 4-4 中的变速器具有最简单的传动简图, 它只有前进一档和后退一档, 即只有换向作用, 没有变速作用。

两自由度的两进一退的变速器传动简图, 如图 4-22 a 所示。国产 CPD-5 型叉车就采用这种传动方案, 其构造见图 4-22 b。

在两自由度轮系中, 各档的传动路线都是并联的。因换挡离合器的轴向尺寸较大, 且其

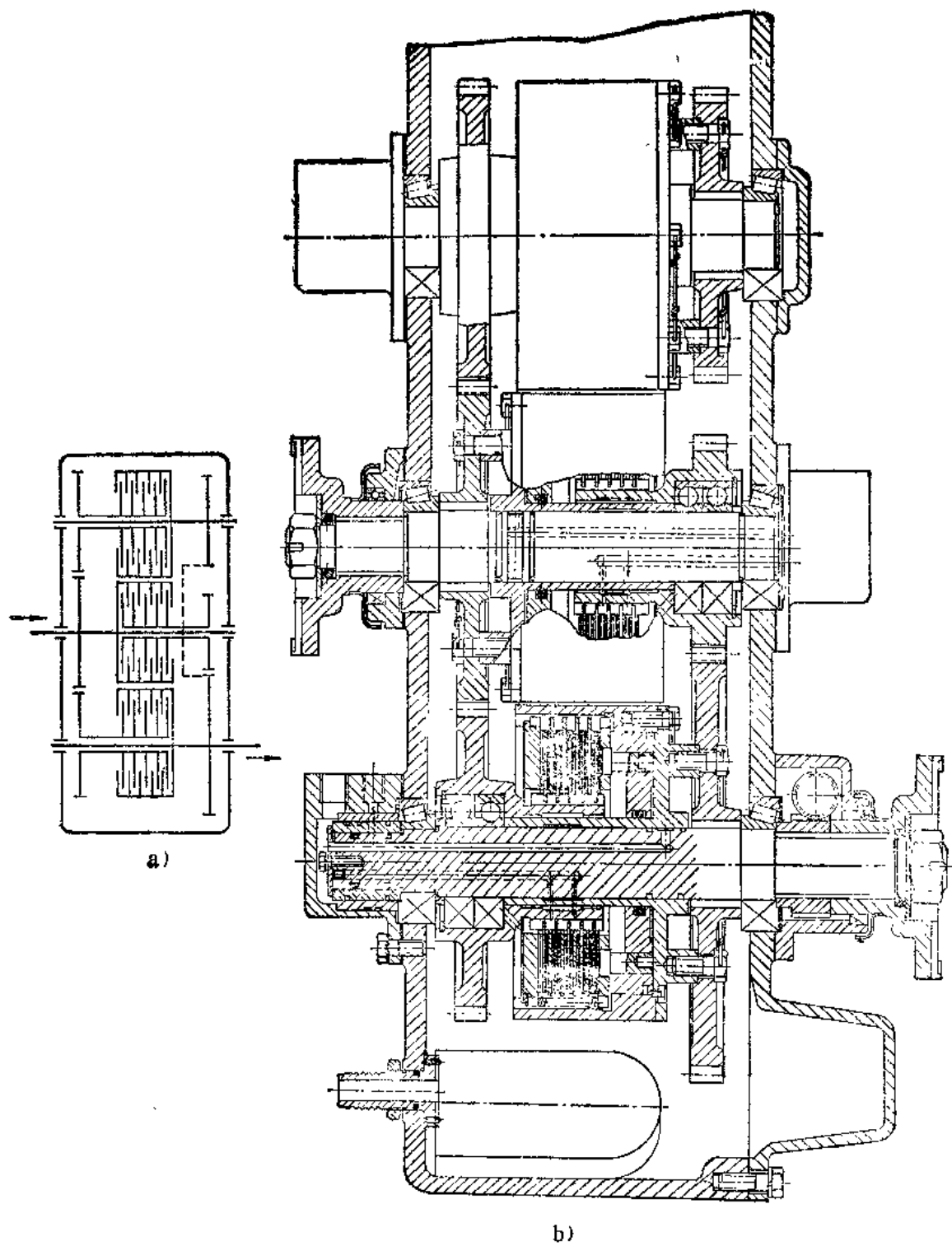


图4-22 CPD-5型叉车动力换挡定轴变速器

a) 传动简图 b) 构造图

操纵油路和冷却润滑油路均需从轴中通过，一根轴上一般只宜安装两个离合器，即两轴之间一般只能实现两档传动。并联的轴的数目也受空间的限制，故并联的传动路线的数目（档数）是有限的。

在档数较多时，常采用三自由度的轮系。三自由度轮系实际上是两个自由度轮系串联起来的，即两个并联轮系串联起来的。这时，必须在每个并联轮系中结合一个离合器，才能成为一个自由度的传动机构。例如图 4-23 为前进三档后退三档的动力换档定轴变速器传动简图，它是由换向传动组和变速传动组串联起来的，共五个离合器，换向传动组两个，变速传动组三个，它们各个档的传动路线如表 4-4 所示（参见图 4-23）。

表4-4 变速器各档传动路线

档 位	接合的离合器	传 动 路 线	
前 进	I	F, I	1 → Z ₂ → Z ₅ → Z ₁₁ → Z ₁₂ → Z ₁₀ → 2
	II	F, II	1 → Z ₂ → Z ₅ → Z ₆ → Z ₇ → Z ₁₀ → 2
	III	F, III	1 → Z ₂ → Z ₅ → Z ₈ → Z ₉ → Z ₁₀ → 2
倒 退	I	R, I	1 → Z ₃ → Z ₄ → Z ₈ → Z ₁₁ → Z ₁₂ → Z ₁₀ → 2
	II	R, II	1 → Z ₃ → Z ₈ → Z ₄ → Z ₅ → Z ₆ → Z ₇ → Z ₁₀ → 2
	III	R, III	1 → Z ₃ → Z ₈ → Z ₄ → Z ₅ → Z ₆ → Z ₈ → Z ₉ → 2

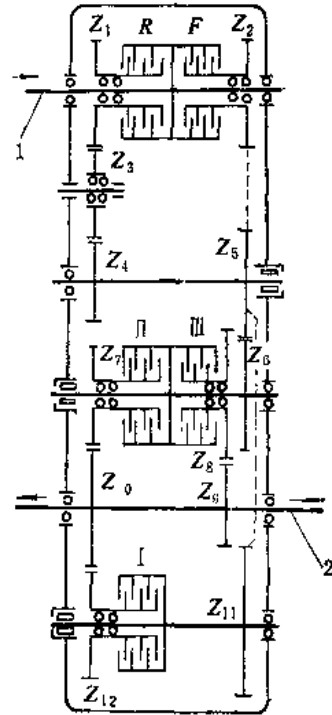


图4-23 串联的动力换档定轴变速器
1—输入轴 2—输出轴

四自由度轮系就是三个两自由度轮系串联起来，需要同时结合三个离合器才能实现确定的传动。当变速器的档数更多时，可以采用这种传动方案。在叉车上这种传动方案很少见。

采用多自由度方案，即采用两个或三个变速组串联的方法，可以减少换档离合器的数目，且需要结合的离合器又多，剩下的空转的离合器数目就少，变速器零件减少，效率可高。另外，采用多自由度方案，还可使离合器相对空转时的转速减小，下面还将分析讨论。

采用多自由度方案也有缺点，换档时需要分离和结合的离合器较多，使换档操纵装置复杂化，换档性能也差些。另外，因传动路线是几个传动组串联，参与传动的齿轮对数较多。

(二) 换档离合器的位置布置

换档离合器的布置与传动方案紧密相关。即使最简单的两轴之间的两档传动，离合器也可能有三种布置方式（图 4-24）。整个变速器的离合器布置方式就更多了。离合器的位置布置，影响到变速器和离合器本身的构造和性能，确定离合器布置时，必须考虑以下两点：

1) 离合器所传递的转矩与离合器的布置位置有关，可由下式计算：

$$T_f = T_i i_{if} \tag{4-29}$$

式中 T_i ——变速器输入转矩，按液力变矩器最大输出扭转计算；

i_{if} ——变速器输入轴至该离合器的传动比。

要使 T_f 小，离合器就应布置在高速轴上。

在整个变速器中，各个离合器传递的转矩不同。为使制造方便，希望尽量减少离合器的规格，多数采用一种或两种规格。设计时要按传递转矩最大的离合器进行计算。

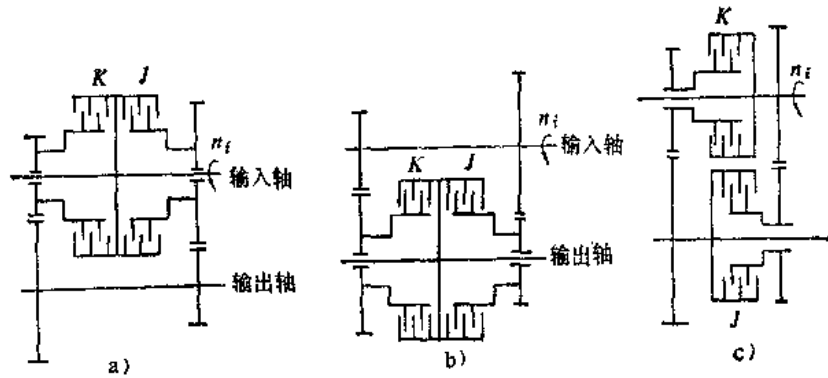


图4-24 换档离合器的位置布置

2) 空转离合器的相对转速。动力换档定轴变速器各对齿轮都是常啮合，当接合一个离合器以后，各齿轮和轴都在旋转，各未接合的离合器的主动和从动部分（即内、外摩擦片）都以不同的转速在空转。

我们先来考察两自由度变速器中的任一个空转换档离合器 ϕ ，如图 4-25 所示。

离合器 ϕ 的主动部分（图中为外摩擦片）与变速器输入轴相连，其转速 $n_{\phi i}$ 为：

$$n_{\phi i} = n_i / i_{i\phi}$$

式中 n_i ——输入轴之转速，设其为正值；

$i_{i\phi}$ ——输入轴至离合器 ϕ 的传动比。

离合器 ϕ 的从动部分（图中为内摩擦片）与变速器输出轴相连，其转速 $n_{\phi o}$ 为：

$$n_{\phi o} = n_o i_{\phi o}$$

式中 n_o ——变速器输出轴转速；

$i_{\phi o}$ ——离合器至输出轴的传动比。

当变速器挂上某一档，即接合离合器 X 时，变速器输出轴转速 n_o 与其输入轴转速 n_i 及此时变速器的传动比 i_x 间的关系如下：

$$n_o = n_i / i_x$$

故离合器 ϕ 的从动部分转速 $n_{\phi o}$ 为：

$$n_{\phi o} = n_i \frac{i_{\phi o}}{i_x}$$

接合离合器 X 时，离合器 ϕ 主动部分与从动部分的相对转速 n_{ϕ}^* 为：

$$\begin{aligned} n_{\phi}^* &= |n_{\phi i} - n_{\phi o}| = \left| \frac{n_i}{i_{i\phi}} - n_i \frac{i_{\phi o}}{i_x} \right| = \frac{n_i}{|i_{i\phi}|} \left| 1 - \frac{i_{i\phi} \times i_{\phi o}}{i_x} \right| \\ &= \frac{n_i}{|i_{i\phi}|} \left| 1 - \frac{i_{\phi}}{i_x} \right| \end{aligned} \quad (4-30)$$

式中 i_{ϕ} 为接合离合器 ϕ 时的传动比， $i_{\phi} = i_{i\phi} i_{\phi o}$ 。

不论变速器的传动方案如何，上述公式对于所有的两自由度变速器都是适用的，因此它是这种变速器空转离合器相对转速的普遍公式。现再对各种情况加以分析：

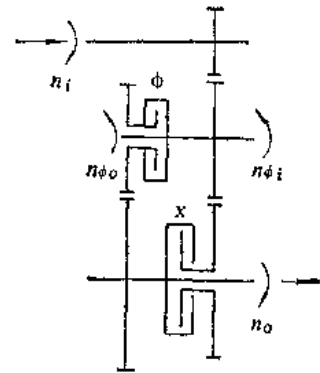


图4-25 空转离合器相对转速计算图

1) 当 Φ 、 X 同为前进档或后退档离合器时, i_x 和 i_ϕ 同号, 故 $\frac{i_\phi}{i_x}$ 为正, 上式可改写为:

$$n_\phi^x = \frac{n_i}{|i_\phi|} \left| \left(\frac{i_\phi}{i_x} - 1 \right) \right| \quad (4-31)$$

当 Φ 、 X 两离合器一为前进档离合器, 另一为后退档离合器时, i_x 和 i_ϕ 异号, $\frac{i_\phi}{i_x}$ 为负, 上式可改写为:

$$n_\phi^x = \frac{n_i}{|i_\phi|} \left(\left| \frac{i_\phi}{i_x} \right| + 1 \right) \quad (4-32)$$

对比这两种情况, 在 $\left| \frac{i_\phi}{i_x} \right|$ 相同时, 显然后一种的相对转速大, 这是由于离合器的主动部分和从动部分转动方向相反之故。

2) i_ϕ 和 i_x 的大小, 即不同的档位, 对离合器相对转速的影响。

如果 $\left| \frac{i_\phi}{i_x} \right| < 1$, 即低速档离合器接合时, 高速档离合器空转的情况,

当 i_x 和 i_ϕ 同号时, 由式(4-31)有 $n_\phi^x < \left| \frac{n_i}{i_\phi} \right|$

当 i_x 和 i_ϕ 异号时, 由式(4-32)有 $n_\phi^x < \left| 2 \frac{n_i}{i_\phi} \right|$

可见这种情况下离合器片的相对转速不很高。

如果 $\left| \frac{i_\phi}{i_x} \right| < 1$, 即高速档离合器接合, 低速档离合器空转的情况。此时空转离合器片的相对转速高, 最大相对转速发生在挂最高档时的最低档离合器中。令 $\left| \frac{i_\phi}{i_x} \right|_{\max} = D$, D 称为变速比。

当 i_ϕ 和 i_x 同号时, $n_{\phi \max}^x = (D - 1) \frac{n_i}{|i_\phi|} \quad (4-33)$

当 i_ϕ 和 i_x 异号时, $n_{\phi \max}^x = (D + 1) \frac{n_i}{|i_\phi|} \quad (4-34)$

可见在挂最高档时, 传动比异号的最低档离合器中具有最大的空转相对转速。

3) $|i_\phi|$ 对空转相对转速的影响, 即离合器布置位置对空转离合器相对转速的影响。

由以上诸式可知, $|i_\phi|$ 愈小, 即离合器在高速轴上, 相对转速愈高, 离合器在输入轴上时, $i_\phi = 1$, 相对转速最高。为减小离合器空转时的相对转速, 离合器应布置在转速较低的轴上, 但导致所传递的转矩增加, 两者相互矛盾, 应综合考虑, 解决主要矛盾。

在 D 值较大的情况下, $n_{\phi \max}^x$ 的数值很高。摩擦片相对转速过高, 引起许多不良后果。离合器空转摩擦损失(机械摩擦和液体摩擦)是动力换档变速器功率损失的主要部分, 空转的相对转速过高将增大摩擦阻力矩及功率消耗, 使变速器传动效率降低; 摩擦片间相对转速高, 换档时使离合器接合过程的滑磨功和滑磨功率增加。空转摩擦及接合时的滑磨均使离合器发热, 对润滑冷却的要求增高, 也可能过热而烧坏摩擦片。因此, 必须限制最高相对转速。

降低空档离合器相对转速的措施, 除了将离合器布置在低速轴上外, 将变速器中的换向传动独立起来, 即变速器由换向传动组和变速传动组两部分串联组成。这样最大相对转速即

可由 $(D+1)\sqrt[3]{\frac{n_i}{i_{1\phi}}}$ 降为 $(D+1)\sqrt[3]{\frac{n_i}{i_{1\phi}}}$ 。这就是在档数并不多变速器中采用三自由度的串联传动方案的原因之一。并且换向传动组应放在变速传动组的前面，这样可以减小换向传动组中离合器的传递转矩和空转相对转速，减小它的尺寸。

(三) 换档离合器的构造

换档离合器都是液压操纵的多片湿式离合器。它的组成有主动部分、从动部分、压紧油缸和分离弹簧等。其构造参看图 4-26。

离合器的主动部分和从动部分是相对的，从构造角度说，离合器有外鼓、与外鼓用花键或销连接的摩擦片（简称外摩擦片）、内壳、与内壳用花键连接的摩擦片（简称内摩擦片）等传动元件。外鼓一般与轴固连，外摩擦片与外鼓一同旋转，对外鼓可作少量轴向位移。内壳一般与空套在轴上的齿轮固连，内摩擦片与内壳一同旋转，对内壳可作少量轴向位移。当内摩擦片和外摩擦片被压紧接合时，齿轮和轴便被连成一体。这两部分谁为主动，谁为被动，则与变速器传动方案有关，实际上是既有以外鼓，也有以内壳为主动的。

根据变速器的传动方案，有的轴上只安装一个换档离合器，称为单离合器；有的轴上安装两个换档离合器，此时，往往两个离合器共用一个外鼓（图 4-27）称为双联离合器。采用双联离合器有利于缩短轴向尺寸。双联离合器除共用外鼓外，其他都是独立的。左右离合器的内壳分别与左右的齿轮相连，两个齿轮均用滚针轴承空套在轴上，但不允许同时与轴连接。因此，两个离合器有分别的压紧油缸，分别通过轴上的油路与操纵阀相连。操纵阀的构造要保证做到：将其中一个离合器的压紧油缸接通压力油时，另一个的压紧油缸则与回油通道接通；即保证一个离合器接合时，另一个则处于分离状态。

为提高离合器摩擦副的耐磨性，外摩擦片为钢片，内摩擦片则由三层组成，中层为冲压的钢片，两侧烧结有铜基粉末冶金材料的摩擦衬片，衬片上开有浅沟槽，便于冷却油液流动。轴上及内壳上均开有专门的油道，让冷却油流向各摩擦副表面，冷却和润滑摩擦片。

离合器摩擦片的压紧油缸的缸体一般与外鼓做成一体，压力油使活塞沿轴向移动，并推动外摩擦片和内摩擦片作少量轴向移动，先消除各摩擦片间的间隙，并逐渐压紧，压紧力的大小，主要决定于油压大小及活塞面积，并与离合器的转速有关，因为离心力所产生的油液动压力有助于活塞的压紧。

将压紧油缸油腔与回油通道接通，则油压力消除，分离弹簧推动活塞返回，离合器分离。分离弹簧的型式有三种：多个圆周布置的小螺旋弹簧，一个强有力的中央螺旋弹簧（图 4-26 中的分离弹簧）及一个中央碟形弹簧（图 4-28），采用碟形弹簧可减小离合器的尺寸。

为了使活塞迅速返回，离合器迅速分离，必须使油缸中的油液迅速流出，除了一部分油

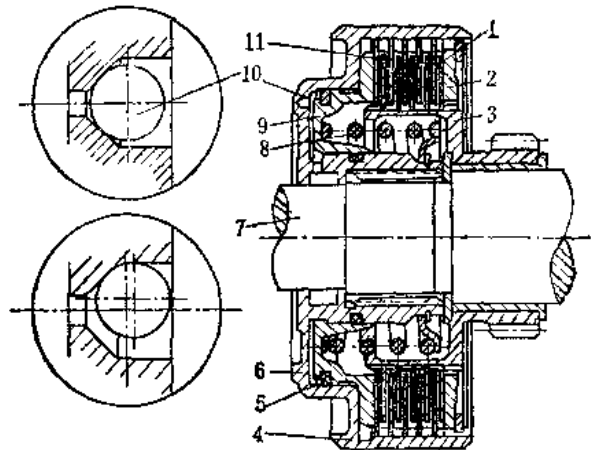


图 4-26 换档离合器构造

- 1—内摩擦片 2—止推盘 3—内壳 4—外壳 5—油缸密封环 6—油缸体（即外鼓） 7—轴 8—分离弹簧 9—活塞（即压盘） 10—排油阀 11—外摩擦片

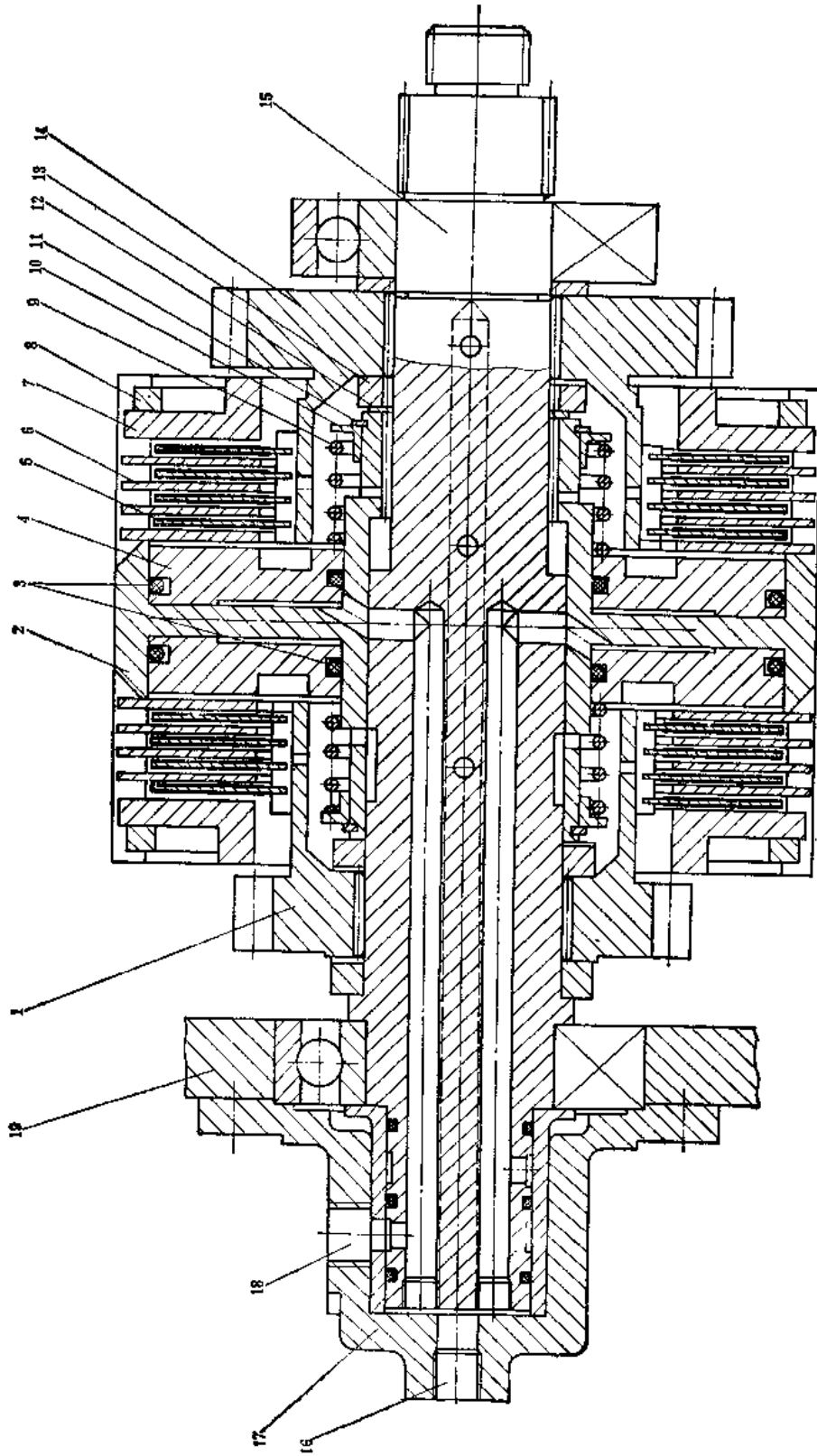


图4-27 双联离合器

- 1—齿轮 2—外鼓 3—活塞密封圈 4—活塞 5—内厚垫片 6—外厚垫片 7—止推盘 8—卡簧 9—分高弹簧 10—弹簧座
- 11—卡簧 12—卡簧 13—挡圈 14—齿轮 15—输入轴 16—润滑油冷却油口 17—分油盖 18—螺旋液冷却油口 19—箱壳

液从进油口流出外，由于离心力的作用，油液压向油缸的外缘，因此必须在油缸体的外缘侧壁上装一个自动排油阀（图 4-26 中件 10）。它是一个单向球阀，它应能保证：在油缸中通入压力油时，在油压作用下自动关闭；而在油缸与回油路接通时，能在离心力作用下自动开启，以便让油缸中油液迅速流出。

分离弹簧只能使活塞返回，使摩擦片有分离的可能性，并不能保证摩擦片彻底分离。为了摩擦片的彻底分离，常将内摩擦片的中间钢片冲压成轻微的碟形，离合器接合时，它被压成平面，离合器分离时，利用本身的弹性恢复碟形，而使内、外摩擦片分离开来。

（四）动力换档离合器设计要点

1. 动力换档定轴变速器的设计步骤和内容

1) 根据所需档数确定传动方案，包括传动路线及离合器的布置位置。

2) 根据所传动的转矩确定变速器的主要参数，包括各轴中心距，齿轮模数，斜齿轮螺旋角等。初选时可参考式 (4-20)~(4-25)。

3) 按各档传动比进行配齿。

4) 换档离合器主要参数的计算。

5) 各零件的强度及疲劳计算。

2. 工作转矩计算

为保证离合器能可靠地传递最大转矩，其工作转矩必须大于应传递的最大转矩，即

$$T_c = \beta T_{\phi_{max}}$$

式中 $T_{\phi_{max}}$ ——由离合器传递的最大转矩，其值根据液力变矩器最大输出转矩及变速器输入轴至离合器轴的传动比确定；

β ——离合器转矩储备系数，考虑到换档离合器摩擦表面润滑和冷却良好，温度不高，摩擦系数稳定， β 取值较小，一般 $\beta = 1.05 \sim 1.25$

3. 离合器摩擦片尺寸确定

离合器摩擦力矩 T_c 按下式计算：

$$T_c = \mu F_p R_o z K \quad (4-35)$$

式中 μ ——摩擦副的摩擦系数，按表 4-1 选取；

R_o ——摩擦面等效摩擦半径， $R_o = \frac{1}{3} \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2}$ ， D 和 d 分别为摩擦面的外径和内径；

z ——摩擦副数目， $z = z_i + z_o - 1$ ， z_i 和 z_o 分别为内、外摩擦片的数目。对定轴变速器的换档离合器，常取 $z = 8 \sim 16$ ， z 不宜过大，否则摩擦片不易彻底分离；

K ——考虑摩擦花键连接的摩擦阻力对压紧力影响的修正系数，见表 4-5。

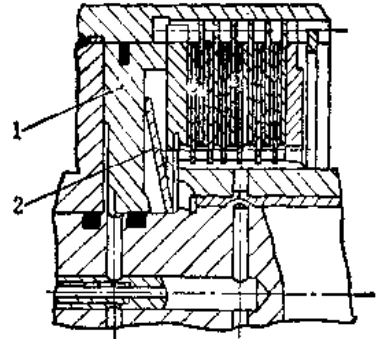


图4-28 用碟形弹簧分离的换档离合器

1—压紧油缸活塞 2—碟形弹簧

表4-5 修正系数K值

摩擦副数目	2	4	6	8	10	16	20
K	0.99	0.98	0.97	0.96	0.95	0.925	0.91

作用在摩擦面上的压紧力 F , 可以平均压强 p , 和有效承压面积 A 的乘积来表示:

$$F_p = p \cdot A = \frac{\pi}{4} p_0 (D^2 - d^2) c \quad (4-36)$$

式中 c —— 摩擦面积利用系数, 依摩擦面上油槽形式而定: 对螺旋径向槽, $c = 0.4 \sim 0.55$; 对螺旋槽, $c = 0.6 \sim 0.65$; 对径向槽, $c = 0.8 \sim 0.9$;

p_0 —— 摩擦副材料的许用压强, 见表 4-1。

摩擦面内径和外径尺寸相差不宜过大, 以使滑磨线速度相差不大, 磨损比较均匀, 各部分温升相近, 热应力分布合理, 从而使摩擦片不致发生翘曲变形。一般取 $d = 0.6 \sim 0.8D$ 。

将这些参数代入式 (4-35), 可确定摩擦片的外径及内径。

4. 校核空转离合器摩擦片间的相对运动线速度

在已知摩擦片外径及空转离合器内、外摩擦片的相对转速后, 便可求出摩擦片间的相对运动线速度。

上面分析表明, 在两自由度变速器中, 结合最高速档离合器时, 传动比为异号的最低速档离合器空转的相对转速最大。即挂前进最高速档时, 后退最低速档离合器有最大的空转相对转速; 同样, 挂后退最高速档时, 前进最低速档离合器也具有最大的空转相对转速。由于前面传动方案及配齿工作已完成, 因此按式 (4-34) 可求出最大相对转速 $n_{\phi_{max}}^*$ 为:

$$n_{\phi_{max}}^* = (D + 1) \frac{n_i}{i_{i_0}} = \left(\left| \frac{i_{i_0}}{i_x} \right|_{max} + 1 \right) \frac{n_i}{i_{i_0}}$$

最大滑动线速度 v 为:

$$v = \frac{2\pi D n_{\phi_{max}}^*}{60}$$

v 一般要控制在 50 m/s 以下; $n_{\phi_{max}}^*$ 的单位为 r/min 。

5. 换档离合器油缸计算

油缸计算的任务是确定换档操纵油压强 p_s 。活塞面积 A_s 和活塞行程 s 。

操纵油缸 p_s 通常取为 $1.2 \sim 1.6 \text{ MPa}$, 过低则油缸尺寸大, 换档时间长; 过高则操纵油泵功率损失过大, 对油缸密封环的质量要求高。

活塞行程 s 是根据离合器分离时摩擦片的间隙 δ 来确定的。 δ 过小则离合器分离不彻底; δ 过大则活塞行程过大, 引起接合和分离的时间过长。一般推荐 $\delta = 0.0015D$, 通常取 $\delta = 0.4 \sim 0.6 \text{ mm}$ 。活塞行程 s 由下式确定:

$$s = 0.0015Dz \quad (4-37)$$

式中 s —— 行程, $[s]$ 为 mm ;

D —— 摩擦片外径, $[D]$ 为 mm ;

z —— 摩擦副数目。

活塞面积 A_s 根据油缸工作时活塞的受力平衡条件来确定, 如图 4-29 所示。

油缸活塞总静压力 F_s 为:

$$F_s = F_s A_s = F + F_{s_{max}} - F_c \quad (4-38)$$

所以

$$A_s = \frac{F + F_{s_{max}} - F_c}{F_s} \quad (4-39)$$

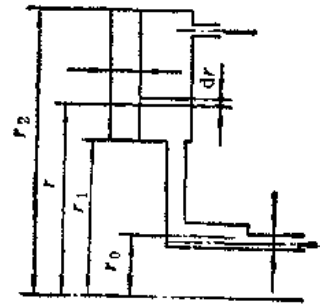


图 4-29 换档离合器油缸受力图

式中 F ——作用在摩擦面上的压紧力,按式(4-36)确定;

F_{\max} ——当离合器压紧时,分离压簧的弹力 F_{\max} 通常取800~1200N;

F_c ——由于油缸随离合器旋转,活塞所受到的旋转液体离心动压力之和。由于动压力沿径向是曲线分布的,

$$\text{所以 } F_c = \int_{r_1}^{r_2} \pi \rho \omega_1^2 (r^2 - r_0^2) r dr = \frac{\pi \rho \omega_1^2}{4} [r_2^4 - r_1^4 - 2r_0^2(r_2^2 - r_1^2)] \quad (4-40)$$

式中 ω_1 ——离合器旋转角速度;

ρ ——油液密度;

r_1 、 r_2 ——活塞的内、外半径;

r_0 ——进油口中心至旋转轴线的距离。

七、动力换档行星齿轮变速器的原理与设计

动力换档行星齿轮变速器简称行星变速器。它由于结构紧凑,重量轻,结构刚度大,齿轮使用寿命长,输入轴和输出轴同心以及便于实现动力换档,操纵方便等优点,所以获得了广泛的应用。

目前,行星变速器中多采用二自由度的内、外啮合的齿圈式行星机构。同时为了满足档数及传动比的要求,行星变速器一般由几个这种简单行星机构组合而成。为此,要设计行星变速器,首先需要了解这种简单行星机构的一些特性。

(一) 简单行星机构分析

内、外啮合的齿圈式简单行星机构有三个与外界联系的基本构件:太阳轮T,齿圈Q,行星架(系杆)J。行星轮只在机构内传递力,不与机构外联系。机构内所有齿轮排列在一个平面内,故又称单排行星机构,简称行星排。

图4-30为单排行星机构简图。如果单个行星轮同时与太阳轮及齿圈啮合,这就称为带单行星轮的行星排(图4-30a);如果两个行星轮相互啮合且分别与太阳轮及齿圈啮合,这称为带双行星轮的行星排(图4-30b)。为了减小轮齿的受力,太阳轮及齿圈可以和几个(一般为3~4个)行星轮同时啮合,这些行星轮在行星架上均匀分布。

1. 单排行星机构的特性参数

单排行星机构特征多用行星机构特性参数 K 来表示。特性参数也就是行星机构的转化机构(即将行星架固定所得的定轴传动机构)的传动比 i_a 的绝对值,即

$$K = |i_a| = \frac{z_Q}{z_T} = \frac{D_Q}{D_T} \quad (4-41)$$

式中 z_T 、 z_Q ——分别为太阳轮及齿圈的齿数;

D_T 、 D_Q ——分别为太阳轮及齿圈节圆直径。

经验表明,为了缩小结构尺寸及保证构件安装的可能性,特性参数一般处于以下范围:

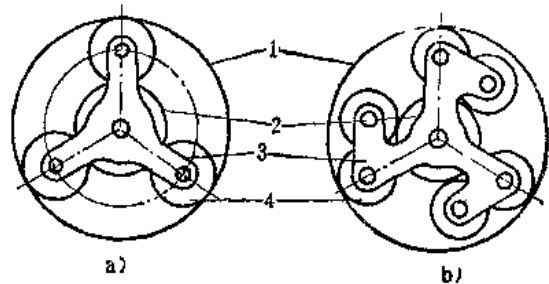


图4-30 单排行星机构简图

a) 带单行星轮的单排行星机构 b) 带双行星轮的单排行星机构

1—齿圈 2—太阳轮 3—行星架 4—行星轮

$$\frac{4}{3} \leq K \leq 4$$

2. 单排行星机构的转速特性

所谓行星机构的转速特性就是机构中三个基本构件之间的转速关系。

根据相对运动原理，存在下列转速关系：

$$\frac{n_T - n_J}{n_Q - n_J} = i = \mp K \quad (4-42)$$

式中 n_Q 、 n_J 、 n_T ——分别为太阳轮、齿圈及行星架的转速。

对于带单行星轮的行星排，其转化机构中齿圈的转动方向与太阳轮的转动方向相反，上式 K 值前取负号，得

$$n_T + Kn_Q - (1 + K)n_J = 0 \quad (4-43)$$

对于带双行星轮的行星排，其转向机构中齿圈的转动方向与太阳轮的转动方向相同，上式 K 值前取正号，得

$$n_T - Kn_Q + (K - 1)n_J = 0 \quad (4-44)$$

它是单排行星机构转速关系式，有三个未知数，表明此行星机构是两个自由度，即三个基本构件中任两个构件之间并无固定的转速关系。要使任两个构件之间有确定的转速关系，必须再加一个关系式，也就是对构件给以某种约束，例如将某构件固定(制动)。给的约束不同，它们之间的转速关系也不同。再考虑到任一构件既可作主动构件，又可作从动构件，因此，同一机构可以得到多种传动方式，多种传动比。单行星轮行星排的所有传动方式列于表4-6，双行星轮行星排的所有传动方式列于表4-7。

从式(4-43)和式(4-44)中还可看出，方程式三个系数 i 和等于零，因此 $n_T = n_Q = n_J$ ，也是转速特性方程式的解，这反映可将行星排三基本构件闭锁成一体同速转动，这时行星排相当于一个联轴节，传动比等于1。

在行星排三构件的转速确定之后，行星轮相对行星架的转速可由下式求得：

$$n_x = (n_Q - n_J) \frac{z_Q}{z_x} = -(n_T - n_J) \frac{z_T}{z_x} \quad (4-45)$$

式中 z_x 、 z_Q 、 z_T ——分别为行星轮、齿圈、太阳轮的齿数。

3. 单排行星机构的转矩分析

行星排中太阳轮、齿圈、行星架三基本构件通过行星轮联系在一起并传递转矩，因此三基本构件所受力矩存在一定的关系。分析时可认为各构件都作等速旋转，不计惯性力矩。

(1) 行星排理论转矩关系式 不考虑摩擦力矩时，行星排三基本构件的理论转矩关系可由行星轮的平衡条件求得：

取行星轮为隔离体(图4-31)，由它的平衡可知行星轮对三个基本构件的圆周力之比为：

$$F_T : F_Q : F_J = 1 : 1 : -2$$

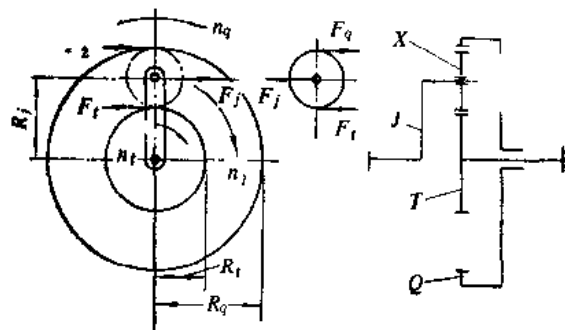


图4-31 单排行星机构受力简图

表4-6 单行星轮单排行星机构传动方案表

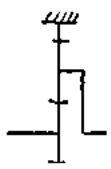
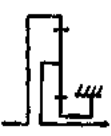
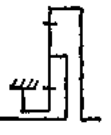
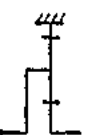
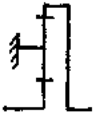
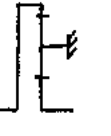
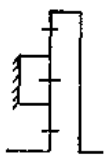
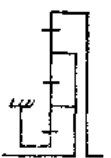
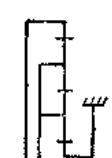
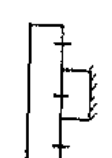
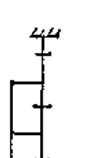
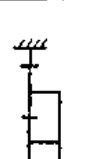
序号	传动简图	传动方式			传动特点	传动比 $i = \frac{\omega_1}{\omega_2}$		传动效率	
		制动件	主动件	被动件		表达式	当 $K = 1.5 \sim 4$ 时; i 的数值	表达式	数值
1		齿圈	太阳轮	行星架	减速	$1 + K$	2.5~5	$\frac{1 + K\eta_z}{1 + K}$	>0.975
2		太阳轮	齿圈	行星架	减速	$\frac{1 + K}{K}$	1.25~1.67	$\frac{K + \eta_z}{1 + K}$	>0.988
3		太阳轮	行星架	齿圈	增速	$\frac{K}{1 + K}$	0.6~0.8	$\frac{(1 + K)\eta_z}{K\eta_z + 1}$	>0.975
4		齿圈	行星架	太阳轮	增速	$\frac{1}{1 + K}$	0.2~0.4	$\frac{(1 + K)\eta_z}{K + \eta_z}$	>0.988
5		行星架	太阳轮	齿圈	反、转	$-K$	-1.5~-4	η_z	0.97
6		行星架	齿圈	太阳轮	反、转	$-\frac{1}{K}$	-0.25~-0.67	η_z	0.97
7	—	三构件中任意两件用离合器啮合			直接传动	1	1	1	1

表4-7 双行星轮单排行星机构传动方案表

序号	传动简图	传动方式			传动特点	传动比 $i = \frac{\omega_i}{\omega_o}$		传动效率 η	
		制动件	主动件	被动件		表达式	当 $K=1.7\sim 4.5$ 时 i 的数值	表达式	数值
1		行星架	太阳轮	齿	减速	K	1.7~4.5	η_s	0.95
2		太阳轮	行星架	齿	增速	$\frac{K}{K-1}$	1.29~2.43	$\frac{K(K-1)}{(K-\eta_s)K}$	>0.93
3		太阳轮	行星架	齿	增速	$\frac{K-1}{K}$	0.41~0.78	$\frac{(K\eta_s-1)K}{K\eta_s(K-1)}$	>0.93
4		行星架	太阳轮	齿	减速	$\frac{1}{K}$	0.22~0.59	η_s	0.95
5		行星架	太阳轮	齿	反转	$\frac{-1}{K-1}$	-0.29~-1.43	$\frac{K-1}{K/\eta_s-1}$	>0.88
6		太阳轮	行星架	齿	反转	$-(K-1)$	-0.7~-3.5	$\frac{K\eta_s-1}{K-1}$	>0.88
7	—	三构件中任意两件用离合器闭锁			直接传动	1	1	1	1

三个力作用半径之比为:

$$R_T : R_Q : R_J = 1 : K : \frac{1+K}{2}$$

而行星轮对三个基本构件的作用转矩之比为:

$$T_T : T_Q : T_J = F_T R_T : F_Q R_Q : F_J R_J = 1 : K : -(1+K)$$

写成:

$$\frac{T_J}{1} = \frac{T_Q}{K} = \frac{T_T}{-(1+K)} \quad (4-46)$$

可类似地求得双行星轮行星排的理论转矩关系:

$$\frac{T_T}{1} = \frac{T_Q}{-K} = \frac{T_J}{K-1} \quad (4-47)$$

行星排理论转矩关系式有两个, 但三个未知数, 只要知道三构件中的一个转矩, 则另外二个就可求出, 它们之间的关系是由行星排特性参数所决定的, 与各构件和行星排外部连接情况无关, 即三个构件中谁主动, 谁被动, 谁固定, 三者间的理论转矩关系都是一样的。

上面的推导是从内转矩的角度出发的。如果从外转矩角度出发, 可以推导出外界对太阳轮、齿圈、行星架的三个理论外转矩同样存在式 (4-46) 和式 (4-47) 表达的关系。

(2) 行星排实际转矩关系式 实际上, 行星机构中存在着摩擦 (齿轮啮合摩擦、轴承摩擦、润滑油摩擦等), 因此有转矩损失, 要求出各构件实际转矩的关系式。

传动中齿轮啮合摩擦损失是最主要的, 为了简便起见, 只考虑齿轮啮合摩擦损失, 且以啮合效率的形式加以考虑。

求各构件的实际转矩关系时, 因考虑了摩擦损失, 就必须分清谁是主动件, 谁是被动件。

如果太阳轮为主动件, 则齿圈实际转矩和太阳轮实际转矩的关系为:

$$T'_Q = T'_T K \eta_s \quad (4-48)$$

如果太阳轮为被动件, 则其转矩关系为:

$$T'_Q = T'_T K \frac{1}{\eta_s} \quad (4-49)$$

写成普遍式则为:

$$T'_Q = T'_T K \eta_s^x \quad (4-50)$$

当太阳轮为主动件时, $x = 1$; 当为被动件时, $x = -1$ 。

由行星排三转矩之和应等于零, 求得行星架和太阳轮的转矩关系:

$$T'_J = -T'_T - T'_Q = -T'_T (1 + K \eta_s^x) \quad (4-51)$$

单行星轮行星排实际转矩关系式为:

$$\frac{T'_J}{1} = \frac{T'_Q}{K \eta_s^x} = \frac{T'_T}{-(1 + K \eta_s^x)} \quad (4-52)$$

用类似方法可求得双行星轮行星排实际转矩关系式为:

$$\frac{T'_T}{1} = \frac{T'_Q}{-K \eta_s^x} = \frac{T'_J}{K \eta_s^x - 1} \quad (4-53)$$

上列各式中 η_s 为行架固定时转换机构的传动效率,

对单行星轮, $\eta_x = \eta_0 \eta_1 = 0.98 \times 0.99 = 0.97$

对双行星轮, $\eta_x = \eta_0^2 \eta_1 = 0.98^2 \times 0.99 = 0.95$

η_0 及 η_1 分别为一对外啮合齿轮传动及一对内啮合齿轮传动的效率。

4. 单排行星机构的效率

在求行星机构效率时, 假定:

- 1) 只考虑齿轮啮合损失, 忽略轴承损失、飞溅损失等其他损失。
- 2) 行星架牵连运动不引起啮合损失, 因此可认为牵连运动没有损失。
- 3) 认为相对运动引起的齿轮啮合损失和定轴传动一样。

齿轮传动机构没有转速损失, 功率损失体现在转矩损失上, 因此可以通过转矩关系求效率。

无功率损失, 则输出功率等于输入功率。

$$-T_o \omega_o = T_i \omega_i$$

T_i 为输入转矩, 即外部对主动件的作用转矩; T_o 为理论输出转矩, 即外部对被动件的作用转矩; 而 ω_i 、 ω_o 则分别为主动件和被动件的转速。

当有功率损失时, 效率为实际输出功率和输入功率之比, 即:

$$\eta = \frac{-T'_o \omega_o}{T_i \omega_i} = \frac{-T'_o \omega_o}{-T_o \omega_o} = \frac{T'_o}{T_o} \quad (4-54)$$

式中 T_o ——实际输出转矩。

在输入件和输出件确定的情况下, 可按式(4-46)和式(4-52)或式(4-47)和(4-53)分别求出 T_o 和 T'_o , 代入式(4-54)可求出效率, 行星排各种传动方式的效率列于表(4-6)、(4-7)。

5. 单排行星机构中各齿轮齿数的确定

单排行星机构中各齿轮的齿数, 首先要满足传动比的要求, 即按要求的特性参数 K 来确定。同时还需要满足下列条件。

- 1) 同心条件 即保证齿圈和太阳轮同心。为此有:

$$D_o = D_r + 2D_x \quad \text{或} \quad m z_o = m z_r + 2m z_x$$

故

$$z_o = z_r + 2z_x \quad (4-55)$$

式中 D_o 、 D_r 、 D_x ——分别为齿圈、太阳轮和行星轮的节圆直径;

z_o 、 z_r 、 z_x ——分别为齿圈、太阳轮和行星轮的齿数。

- 2) 相邻条件 行星架上一般按圆周分布有三、四个(或三、四对)甚至更多的行星轮, 必须保证相邻行星轮之间有一定的间隙, 即两相邻行星轮的中心距应大于它们的齿顶圆半径之和, 即

$$D_x^k < 2A_{r-x} \sin \frac{\pi}{k}$$

$$z_x m + 2hm < (z_r m + z_x m) \sin \frac{\pi}{k}$$

所以

$$z_x < \frac{z_r \sin \frac{\pi}{k} - 2h}{1 - \sin \frac{\pi}{k}} \quad (4-56)$$

式中 k 、 D_x^A ——行星轮个数及其齿顶圆直径；

h ——轮齿齿顶高系数；

A_{r-x} ——太阳轮与行星轮中心距。

3) 装配条件 即所有行星轮在均布条件下能同时与太阳轮和齿圈正常啮合的条件。为此，必须使每对相邻的两行星轮及与之啮合的太阳轮和齿圈所构成的封闭齿廓曲线 L 是齿轮节距 t 的整数倍，即

$$\frac{L}{t} = \frac{\pi D_x + \frac{\pi(D_T + D_Q)}{k}}{t} = \beta'$$

上式中 πD_x 是 t 的整数倍，故只需保证

$$\frac{\pi(D_T + D_Q)}{tk} = \frac{z_T + z_Q}{k} = \beta \tag{4-57}$$

上两式中 β' 、 β 均为正整数。

若万一满足不了均匀排列的装配条件，还可以采用对称排列，以满足行星排的动平衡。

(二) 行星变速器设计要点

(1) 根据叉车的牵引计算确定行星变速器的档数及各档的传动比 i_1 、 $i_2 \dots i_n$ ，这是设计的依据。

(2) 拟定传动简图。也就是要确定行星排数及各行星排间的连接关系，操纵制动器和闭锁离合器的位置，从而确定各档的传动路线。

对于由 n 排行星排组成的单排行星变速器，各排构件之间必须连接起来，使之形成一个二自由度传动机构。各排构件连接起来后，若有 m 个独立的旋转构件，就有 m 个自由度，每一行星排即为一个转动约束，因此有下列关系：

$$m - n = 2 \quad \text{或} \quad n = m - 2$$

变速器 m 个独立的旋转构件，除去一个主动件和一个被动件外，剩下可以作为制动操纵构件的构件数 b 为：

$$b = m - 2, \quad \text{即} \quad b = n$$

即每制动一个操纵构件，就可获得一种确定的传动，即一个档位(非直接档)。因此，变速若需要 n 档非直接传动，就需要 n 排行星排。此外，当所有制动构件皆不制动，而将 m 个构件中的某两个相邻构件用离合器闭锁起来，则整个机构形成一体，得到一个直接档， $i = 1$ 。

例如，我们需要两进一退三档速度的行星变速器，且有一档前进档为直接档，那么，我们只需要两个行星排，两个操纵制动器和一个闭锁离合器就能构成这种变速器。至于两个行星排构件之间的连接方式以及哪些构件作为操纵构件，则方式很多。图4-32列出了现有三档

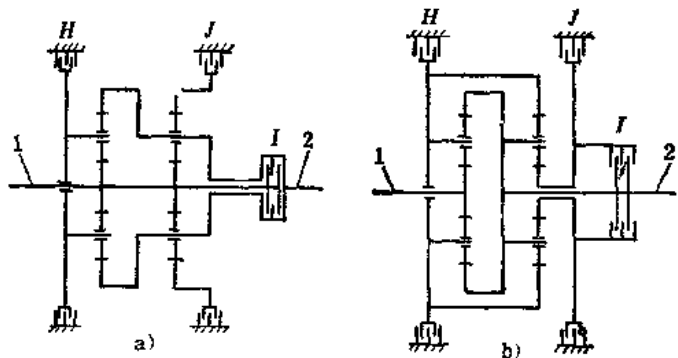


图4-32 三档行星变速器传动简图

1—输入轴 2—输出轴

行星变速器的两种传动简图，它们的组成是相同的，但构件连接方式不同，传动路线和传动比也不完全相同，表 4-8 列出了这两个传动简图的各档传动比。

表4-8 三档行星变速器各档传动比

机构简图	档 位	接合的操纵元件	相当的传动简图	传 动 比
见图4-32 a	前进 I	制动器 J	表4-6(1)	$1 + K_2$
	前进 II	离合器 I	表4-6(7)	1
	后 退	制动器 H	表4-6(5)	$-K_1$
见图4-32 b	前进 I	制动器 J	表4-6(7)	$(1 + K_1 + K_2) / K_2$
	前进 II	离合器 I		1
	后 退	制动器 H	表4-6(5)	$-K_1$

图4-33 a 是现有的一种三档行星变速器构造图，其传动简图4-33 b 基本上和图4-32 a 相同。

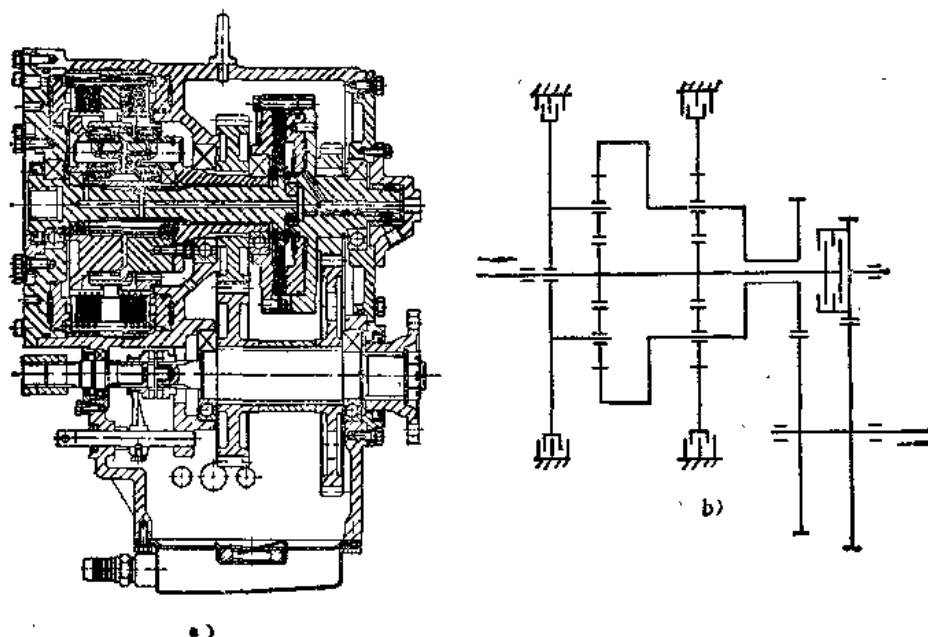


图4-33 三档行星变速器

a) 构造图 b) 传动简图

如果变速器的档数多，则单一行星变速器的行星排数太多，使变速器变得庞大复杂。这时，我们用两个甚至三个单一行星变速器串联（在一个箱体内）的办法，可以使行星排数和操纵构件数减少。串联行星变速器的档数等于被串联的单一行星变速器档数的乘积。但串联行星变速器操纵系统较复杂，对每一档，需要同时操纵两个（或三个）操纵构件（每个单一变速器中一个）。

(3) 写出各档传动比公式并联合求解，确定各行星排的特性参数 K_1, K_2, \dots, K_n 。
例如图4-32 b，由

$$i_1 = \frac{1 + K_1 + K_2}{K_2}$$

$$i_1 = 1$$

$$i_2 = -K_1$$

因要求的 i_1 , i_2 , i_3 为已知, 故可解出 K_1 、 K_2 。

(4) 根据各行星排的所需特性参数, 对各行星排进行配齿。

配齿时, 应满足同心条件、相邻条件和装配条件, 并尽可能地使各排齿圈的齿数相同, 以便于加工。大齿圈的齿数不宜过大, 以减小外形尺寸。同时, 小齿轮的齿数也不能太少 (不少于14~17), 以减免根切。实际配齿结果, 各行星排的实际特性参数将与所需的特性参数有一定误差。

配齿一般从确定最小齿数开始。首先要判别太阳轮和行星轮中哪个齿轮齿数最少。根据同心条件, 有

$$2z_x = z_0 - z_T = z_T(K - 1)$$

故最小齿轮的判别式为:

$$\frac{z_x}{z_T} = \frac{K - 1}{2} \quad (4-58)$$

当 $K > 3$ 时, $\frac{K - 1}{2} > 1$, $z_x > z_T$, 太阳轮为最小齿轮,

当 $K < 3$ 时, $\frac{K - 1}{2} < 1$, $z_x < z_T$, 行星轮为最小齿轮。

再根据装配条件来配置最小齿轮齿数。

当 $K > 3$ 时, 令

$$z_T + z_0 = z_T(1 + K) = \beta k$$

故太阳轮的齿数的计算公式为:

$$z_T = \frac{\beta k}{1 + K} \quad (4-59)$$

当 $K < 3$ 时, 将上式代入式 (4-58), 得行星齿轮齿数的计算公式为:

$$z_x = \frac{\beta k(K - 1)}{2(1 + K)} \quad (4-60)$$

在行星轮数 k 确定的条件下, 适当选择整数 β , 可算得太阳轮或行星轮的齿数近于允许的最小齿数。必须指出, 应用式 (4-59) 或式 (4-60) 算得 z_T 或 z_x 值常不为整数, 必须圆整到最接近的整数, 然后再代回原式, 重新算出实际的 K 值。选择 β 值时, 必须使乘积 βk 为偶数, 这样才能保证同心条件。

最小齿轮齿数和实际的 K 值确定以后, 便可算出其他齿轮齿数。

最后再校验相邻条件, 两相邻行星轮齿顶圆的间隙不应小于5~8mm。

(5) 配齿后, 根据各行星排的实际特性参数, 算出变速器各档的实际传动比, 各档位各构件的转速, 以及操纵离合器和制动器摩擦片之间的相对空转转速。这些转速必须在许可转速范围内。

(6) 计算各档位各构件传递的实际转矩, 以便对各传动件进行强度验算及疲劳验算。

(7) 根据操纵离合器及制动器所受力矩及摩擦片相对转速, 确定摩擦片的片数及尺寸, 并进行操纵系统的各项计算。

§ 4-4 万向传动装置

一、万向传动装置的作用

两根转轴在同一轴线上，并且相对位置不变化或变化极小时，一般是用刚性的或弹性的联轴节来连接这两根轴。但在下列情况，就不能用这种联轴节连接：

1) 由于叉车整体布置的关系，两根轴线不在同一轴线上。

2) 两根轴虽同轴线，但由于安装的困难，或由于机架的变形等原因，实际工作中难于保证两轴的同轴性。

3) 两根轴在传递转矩的同时，由于振动或其他原因，其相对位置可能随时改变。

在这些情况下，一般采用万向传动装置，对于万向传动装置应满足下列要求：

1) 由万向传动装置所连接的两轴的转动角速度应尽量相等。

2) 允许两轴可以有夹角的相对偏转及轴向的相对移动，如两轴平行则应允许两轴中心距可以改变。

二、万向传动装置的组成及构造

万向传动装置一般由两个万向联轴节（简称万向节）及中间传动轴组成。

常用的万向节为十字轴万向节，其构造如图4-34所示，它由万向节叉、十字轴、滚针轴承等构成。万向节叉2和6分别装在与需要连接的两根轴的端部，叉的两侧有安装滚针轴承的孔，十字轴是整体的，两根轴线成 90° ，将十字轴套入万向节叉的孔中以后，将滚针轴承装在十字轴轴颈和万向节叉孔之间。滚针轴承是由套筒9和装在套筒内的滚针8所组成的，轴承没有内圈。套筒9用螺钉和定位盖1固定在万向节叉上，并用锁片将螺钉锁紧，以防止轴承在离心力作用下从万向节叉内脱出。

为了润滑轴承，十字轴做成中空的，以储存油脂，并有油路通向轴颈，油脂从注油嘴3注入十字轴的内腔，为了避免油脂流出，并防止尘垢进入轴承，在十字轴的轴颈上套着装在金属座圈内的毛毡油封7。十字轴的中部还设有带弹簧的安全阀5。如果十字轴内腔的油脂压力大于允许值，安全阀即被顶开而油脂外溢，防止油压过高而损坏油封。

这种万向节，可以保证两轴夹角变化时可靠的传动，并且传动效率较高，因而广泛地被采用。

中间传动轴可以是空心的或实心的。当轴较长时，用空心的，在传递转矩相同的情况下，空心轴具有较大的刚度、较小的重量，但转动惯量稍大；在轴较短的情况下，可用实心

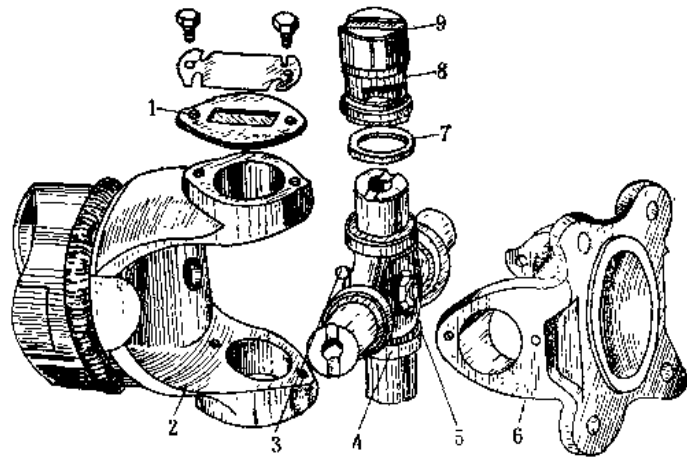


图4-34 十字轴万向节的构造

1—定位盖 2、6—万向节叉 3—注油嘴 4—十字轴
5—安全阀 7—油封 8—滚针 9—套筒

的, 这可使结构更简单, 转动惯量也小。中间传动轴的一端用花键连接, 允许有少许的轴向位移。

三、万向传动装置的运动特点及同步条件

由机械原理知, 万向联轴节的运动特点是: 被万向联轴节所连接的两轴的转数是相同的, 但两轴的瞬时角速度并不相同。

若两根轴的夹角为 α , 万向联轴节的原始位置为图 4-35 所示的情况, 即轴 1 上的万向节叉在两轴线的所在平面内, 轴 4 上的万向节叉在两轴线所在平面的垂直面内, 从这种情况开始旋转, 设轴 1 转过的角度为 φ_1 、轴 4 转过的角度为 φ_2 , 则 φ_1 和 φ_2 之间成下列函数关系:

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \operatorname{tg} \varphi_2 \cos \alpha \quad (4-61)$$

经微分, 可得轴 1 和轴 4 的角速度关系为:

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \alpha}{1 - \sin^2 \alpha \cos^2 \varphi_1} \quad (4-62)$$

由于单万向联轴节传动不是等角速度传动, 因此单万向联轴节传动过程中将产生动载荷。为了保证叉车传动系统各传动件之动载荷降低, 我们就不将转动惯量很大的两根轴用一个万向节直接连接, 而是用两个万向节和一根转动惯量很小的中间传动轴来连接。这样连接的结果, 如果使转动惯量很大的两根轴基本上是等速转动, 而只有中间传动轴不等速转动, 中间传动轴转动惯量很小, 那么惯性力转矩也很小, 动载荷的影响就不大了。

机械原理中已经证明, 用两个万向节及一根中间传动轴来连接两根轴, 只需要满足下列两项条件, 即能达到被连接的两根轴等速转动的运动关系, 这两项条件是:

1) 与中间传动轴相联的两万向节叉必须在同一平面内;

2) 被连接的两根轴与中间传动轴的夹角 α_1 和 α_2 数值相等。

图 4-36 所示的两种情况均满足上述两项条件。在设计和安装万向传动装置时, 根据两根轴的位置必须选用这两种情况中的一种。

四、设计计算要点

(一) 十字轴总成尺寸的确定与强度校核

十字轴总成包括十字轴、滚针轴承及轴承套。叉车上一般借用汽车上的十字轴总成 (见表 4-9)。初选后再进行强度校核。

表中尺寸符号见图 4-37。

十字轴的计算载荷 F 为 (图 4-38):

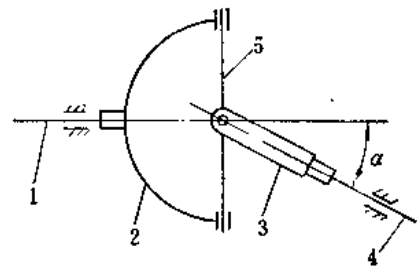


图 4-35 万向联轴节简图

1—轴 2—轴 1 的万向节叉 3—轴 4 的万向节叉 4—轴 5—十字轴

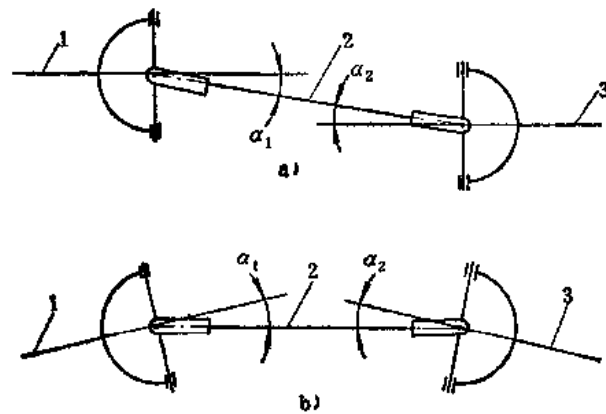


图 4-36 两个万向节的安装关系

1—输入轴 2—中间轴 3—输出轴

表4-9 汽车十字轴总成及花键尺寸

汽车载重量 t	十字轴总成 / mm									花 键		
	十字轴				滚 针			轴承套		花键外观	外径 mm	花键工作长度 mm
	H	d	A	h ₁	d ₁	L	滚针数 n	D ₀	c			
1~1.6	90	18	16	20	3	14	22	32	4	直	35	99 85
2~2.6	90	22	21	26	3	18	26	35	4	直	38	95 65
3~4	108	25	24	29	3	18	29	39	4	直	50	85
5~7	127	34	24	29	3	18	38	50	4	直	65	115
8~10	147	34	30	35	3	24	38	60	4	直	65	115
15~25	165	45	30	37	3	24	50	61	4	直	70	115

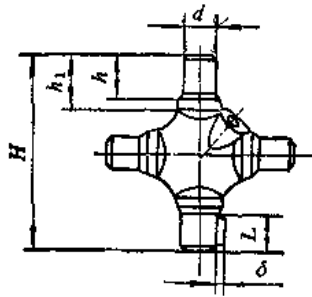


图4-37 十字轴及滚针尺寸要素

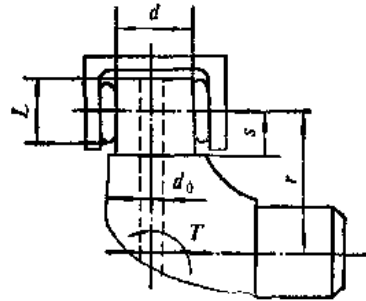


图4-38 十字轴受力示意图

$$F = \frac{T}{2r}$$

式中 T ——万向节传递转矩；

r ——平均作用力点到十字轴中心的半径。

十字轴需要验算轴颈的弯曲应力 σ_b 。

$$\sigma_b = \frac{32 \times 10^6 F \cdot d}{\pi (d^4 - d_0^4)} \quad (4-63)$$

式中 d ——十字轴轴颈直径；

d_0 ——十字轴油孔直径；

s ——平均作用力作用点到轴颈根部的距离；

σ_b ——弯曲应力。

所算得的应力值 σ_b ，应不大于 $450 \times 10^6 \text{ N/m}^2$ 。

再需验算滚针轴承的接触应力 σ_c 。

$$\sigma_c = 272 \times 10^6 \sqrt{\left(\frac{1}{d} + \frac{1}{d_1}\right) \frac{F_Q}{l}} \quad (4-64)$$

式中 F_Q ——每一个滚针的负荷， $F_Q = 4.6 F / n$ ， $[F_Q]$ 为N；

F ——轴承的计算载荷， $[F]$ 为N；

n ——每个轴承的滚针数；

- d ——轴颈直径, $[d]$ 为mm;
 d_1 ——滚针直径, $[d_1]$ 为mm;
 l ——滚针工作长度, $[l]$ 为mm;
 σ_c ——接触应力, $[\sigma_c]$ 为N/m²。

按上式计算出的应力应小于 $(300\sim 3200) \times 10^6$ N/m²。

(二) 传动轴强度校核

叉车传动系统布置紧凑, 传动轴很短, 弯曲挠度很小, 一般无需校核轴的临界转速。传动轴需要验算扭转剪应力:

$$\tau = \frac{T}{W_t}$$

- 式中 T ——传动轴的计算转矩;
 τ ——扭转剪切应力;
 W_t ——抗扭断面模数, 对空心轴其值为:

$$W_t = \frac{\pi}{16} \left(\frac{D^4 - d^4}{D} \right)$$

另外需要验算滑动花键的挤压应力:

$$\sigma_c = \frac{10^3 T}{\left(\frac{D+d}{4} \right) \left(\frac{D-d}{2} \right) z l} \quad (4-65)$$

- 式中 D 、 d ——花键的外径及内径, $[D]$ 和 $[d]$ 均为mm;
 l ——花键有效工作长度, $[l]$ 为mm;
 z ——花键齿数;
 σ_c ——挤压应力, $[\sigma_c]$ 为N/m²;
 T ——计算转矩, $[T]$ 为N·m。

§ 4-5 驱 动 桥

一、概述

驱动桥处于传动系统末端, 它的任务是改变由原动机传来的转矩大小和方向, 并将它协调地传给左、右驱动轮。

驱动桥由主减速器、差速器、半轴和桥壳等部件组成, 有时还有轮边减速器。主减速器、差速器、半轴、轮边减速器等是传力机构, 属传动系统。桥壳用来安装这些机构, 承受重力和其他外力, 属于行走支承系统的部件。

不带轮边减速器的驱动桥, 如图4-39所示。变速器输出轴的主减速器主动螺旋锥齿轮与被动螺旋锥齿轮相啮合, 而且变速器与驱动桥刚性连接成为一个整体。

桥壳是可分式桥壳, 半轴套管与驱动桥壳用螺栓连接, 内套有全浮式半轴。制动鼓利用螺栓固定在驱动轮毂上, 而制动底板固定在半轴套管的侧板上, 半轴套管分别与门架和车架相连。

带有轮边减速器的驱动桥简图, 如图4-40所示。它与上述结构的差别只在于半轴不是直

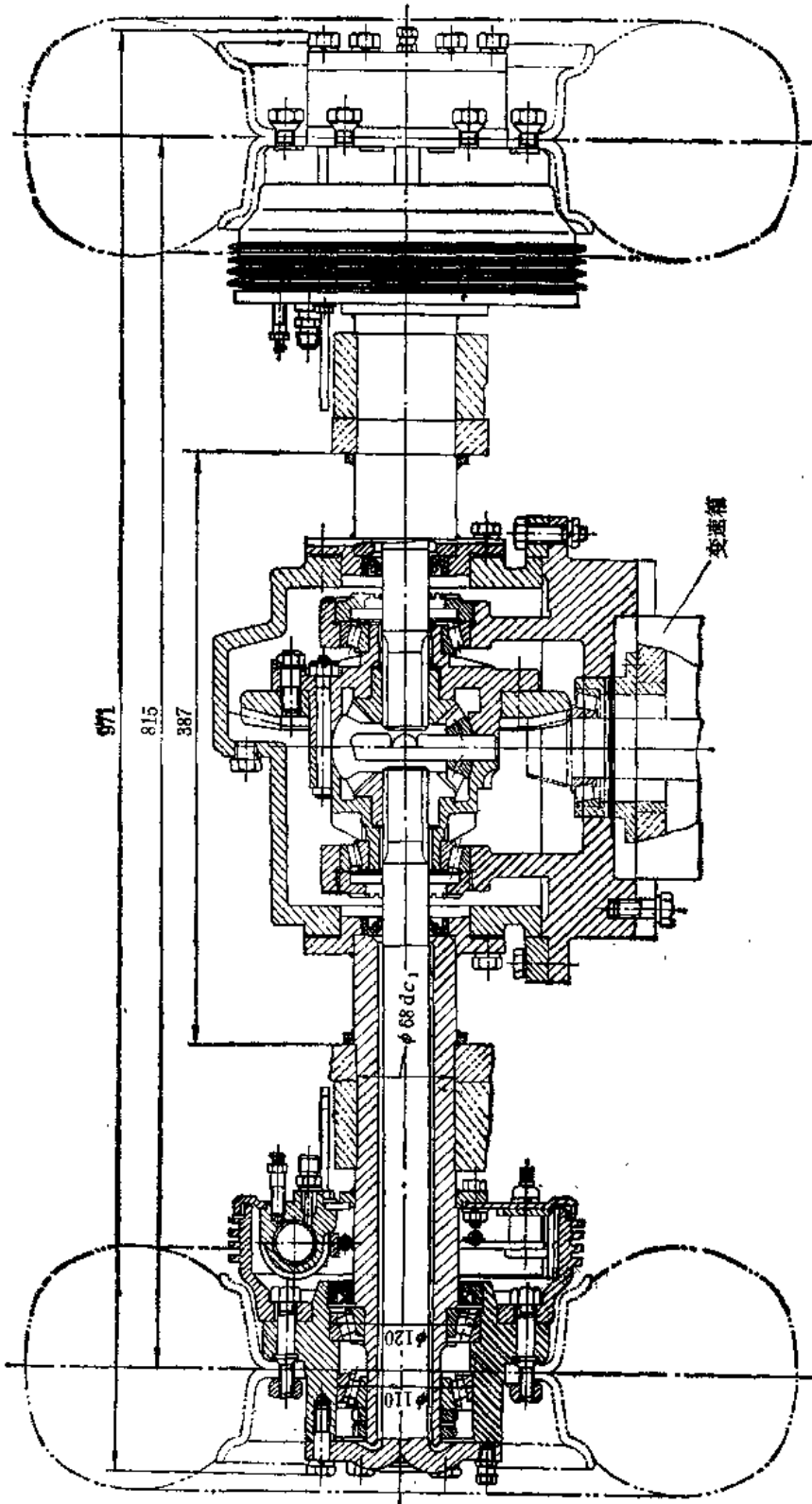


图4-39 1t内燃叉车驱动桥构造图

接与车轮连接，而是与轮边减速器的太阳轮相连，通过行星减速器带动车轮。轮边减速器是一个齿圈式行星机构，大齿圈与桥壳固连，太阳轮输入，行星架输出，带动车轮。

二、减速器

(一) 减速器的功用与要求

主减速器与轮边减速器统称减速器，它们的功用都是降低转速，增大传给驱动轮的转矩，使离合器和变速器等都可在较小的转矩下工作，其尺寸和重量都可相应减小。在原动机是纵向布置的条件下，主减速器还需要将旋转轴线回转 90° 方向。

减速器应满足下列要求：

- 1) 具有适当的传动比，使叉车有良好的牵引性；
- 2) 结构紧凑，以保证驱动桥具有足够的离地间隙；
- 3) 传动平稳，噪声小。

叉车由于速度较低，传动比较大。当传动比较大时，可同时采用主减速器和轮边减速器，这样可使主减速器传动比小，减小主减速器从动大齿轮的尺寸，保证驱动桥离地间隙，同时差速器和半轴传递的转矩较小，尺寸也可较小。

(二) 主减速器的型式和构造

主减速器因齿轮齿形、传动级数及齿轮装置方法的不同而有不同的型式。

主减速器常用的齿轮齿形有两种：螺旋锥齿轮副和双曲线锥齿轮副（图4-41）。

叉车主减速器最常用的是螺旋锥齿轮副。这种齿轮的优点是：不发生根切的最小齿数少，主动小齿轮最少齿数可达5~

6齿，这样在不增大被动螺旋锥齿轮的情况下，可提高主减速器的传动比，可使结构紧凑。这样齿轮的重叠系数大，即同时啮合的齿数多，载荷通常能分配在两对以上接触的轮齿上，故作用在齿面上的接触应力较小，传动平稳，噪声小。

另外，传动时两齿之间系曲面接触，而接触区位于轮齿中部，工作

既可靠，装配要求也比直齿锥齿轮低。故这种齿形在轮式车辆上应用最为广泛。

在双曲线齿形传动中，主动齿轮轴线与被动齿轮轴线并不相交，偏离了一个距离，所以主动齿轮的螺旋角比被动齿轮的螺旋角大。当两种齿形的被动齿轮的外径和齿面宽以及传动比均相同时，双曲线齿轮由于主动齿轮螺旋角增大，主动齿轮的节圆直径通常比螺旋锥齿轮增大20%左右，这样可使主动齿轮轴的轴颈相应加大，从而大大提高齿轮啮合的刚度，提高了主动齿轮的寿命，且使传动系统的布置带来方便。但是双曲线齿轮加工精度和装配精度要

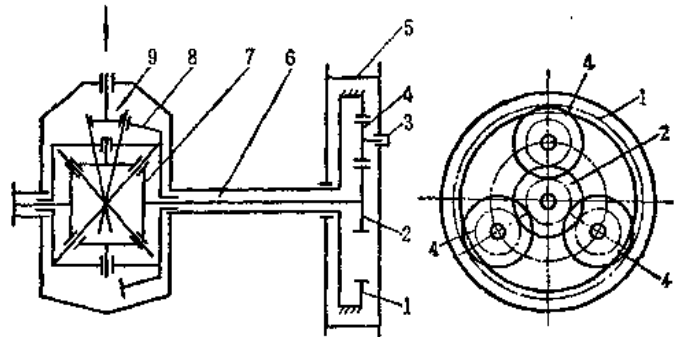


图4-40 具有轮边减速器的驱动桥示意图

1—齿圈 2—太阳轮 3—行星轮架 4—行星轮 5—车轮
6—半轴 7—差速器 8—从动圆锥齿轮 9—主动圆锥齿轮

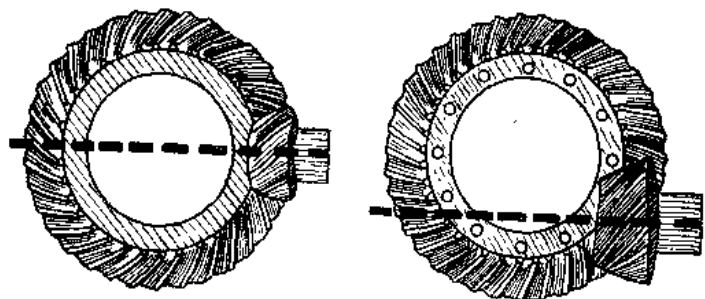


图4-41 主减速齿轮的型式

a) 螺旋锥齿轮副 b) 双曲线锥齿轮副

求都很高；在齿轮啮合时，沿齿长方向的滑动大，因而磨损大，需要采用特殊的双曲线齿轮油来润滑。

在螺旋锥齿轮传动中，为了保证传动时噪声小，不产生冲击，沿齿长磨损均匀，必须保持主动齿轮和被动齿轮的正确相对位置，即在结构上一方面要使主动和被动齿轮有足够的支承刚度，不致发生较大的变形而影响正常啮合；另一方面应有必要的啮合调整装置。主动螺旋锥齿轮轴的支承型式有悬臂式和骑马式两种，一般说来，骑马式刚度较好，悬臂式占用空间小，若想提高后者的刚度，可增加两个支承的间距离。至于齿轮的啮合间隙是靠调整垫片来保证的。

按传动级数可分为单级的和双级的两种。

1. 单级主减速器

单级螺旋锥齿轮主减速器的结构如图4-42所示。主动锥齿轮和主动轴做成一体，支承在三个轴承上。被动大圆锥齿轮固定在差速器壳上，差速器壳则安装在驱动桥壳的圆锥滚柱轴承上，在被动大齿轮与主动齿轮啮合处的背部有一青铜垫片，用来限制被动大齿轮的最大变形，保证齿轮正确啮合。

单级圆锥螺旋齿轮主减速器的优点是：结构简单，重量轻，体积小，制造成本较低。在主传动比较小（7以下）时用这种减速器。

2. 双级主减速器

当传动比较大（7~12）时，才采用双级主减速器。当原动机纵向布置时，双级主减速器为一级圆锥齿轮和一级圆柱齿轮。若原动机是电动机，且是横向布置时，则采用两级圆柱齿轮传动。

图4-43为双级主减速器的构造图。它的第一级为圆锥齿轮传动，第二级为圆柱齿轮传动。圆锥齿轮及圆柱齿轮均采用螺旋齿。主动圆锥齿轮2与主动轴4被做成一体，被动圆锥齿轮固定在中轴凸缘上，中轴上的小圆柱齿轮6与轴制成一体，与大圆柱齿轮8啮合，大圆柱齿轮则用螺栓固定于差速器壳9上，差速器壳支承在两个圆锥滚柱轴承上。圆锥齿轮的啮合间隙依靠垫片5和垫片7来调整。

（三）主减速器螺旋锥齿轮几何参数的选择

1. 齿数的选择

在选择齿数时应尽量使相啮合的齿轮齿数没有公约数，以便使齿轮在使用过程中一轮的各齿均能与另一轮的齿相继啮合，起到良好的研磨作用。为了得到理想的齿面重叠系数，小齿轮的齿数应尽量选用奇数，大、小齿轮的齿数和应不少于40。在分配双级主减速器的传动比时，第一级圆锥齿轮副的传动比应小些，这样可使小圆锥齿轮的齿数增多，以提高啮合平顺性

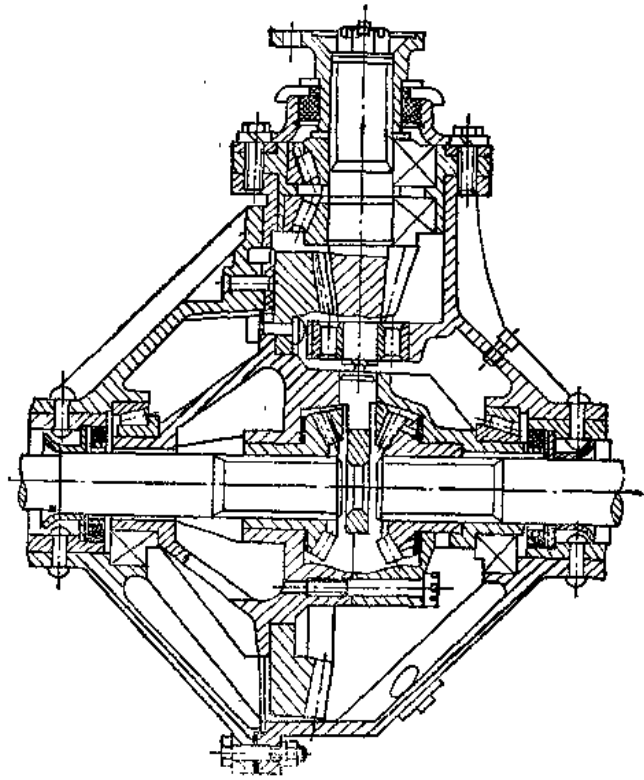


图4-42 单级主减速器

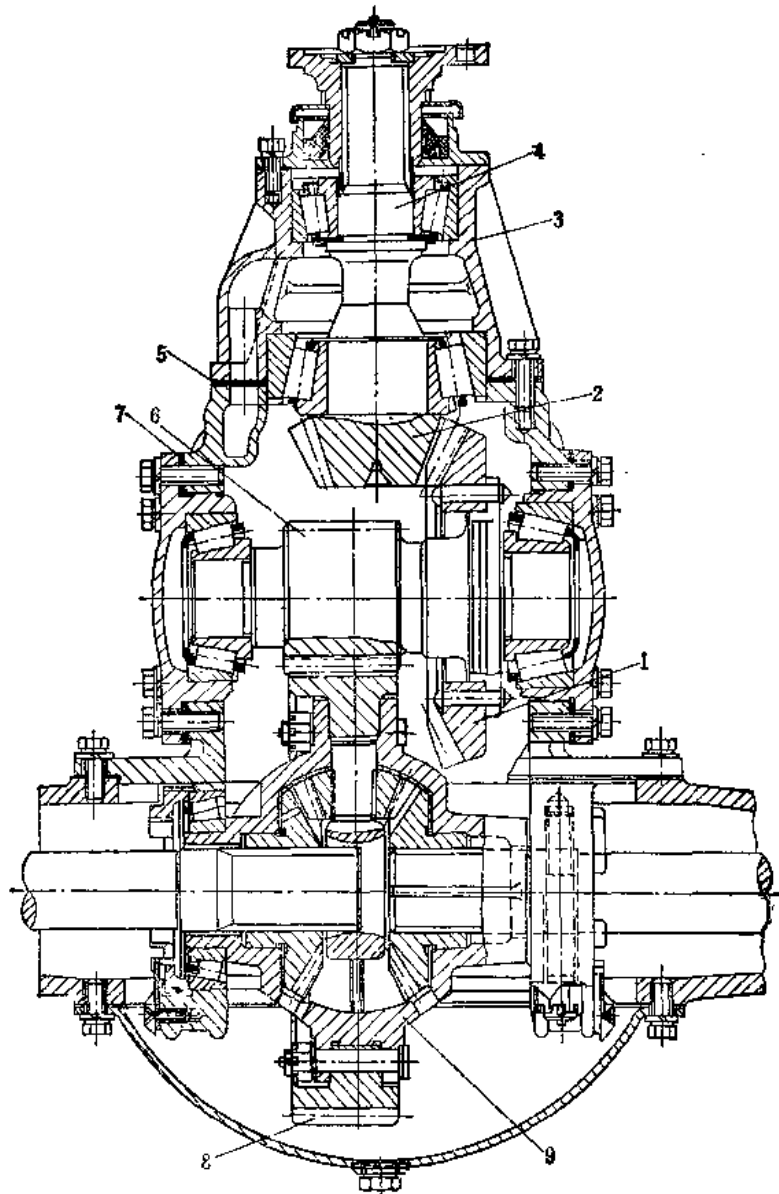


图4-43 双级主减速器

1—被动圆锥齿轮 2—主动圆锥齿轮 3—减速器壳 4—主动轴 5—调整垫片
6—小圆柱齿轮 7—调整垫片 8—大圆柱齿轮 9—差速器壳

和齿轮强度。

主减速器主动小锥齿轮齿数的选择可参照表4-10。

2. 被动锥齿轮节圆直径 D_2 的选择

就单级主减速器来说，被动锥齿轮的节圆直径对驱动桥尺寸有直接影响。 D_2 太大，将影响驱动桥壳的离地间隙； D_2 太小，将影响差速器的安装及骑马式主动锥齿轮前支承的布置。初选时，可参照以下经验公式：

$$D_2 = K_D \sqrt[3]{T_2} \quad (4-66)$$

式中 T_2 ——被动锥齿轮上的计算转矩，通常以原动机传来的和按地面附着条件决定的最大转矩中的较小一个作为计算转矩， $[T_2]$ 为 $N \cdot cm$ ；

表4-10 主减速器小锥齿轮齿数 z_1 的选择

型 号	圆锥齿轮副的传动比	齿轮容许范围 z_1	推荐齿数
单级主减速器	3.5~4.0	9~11	10
	4.0~4.5	8~10	9
	4.5~5.0	7~9	8
	5.0~6.0	6~8	7
	6.0~7.5	5~7	6
	7.5~10	5~6	5
双级主减速器	1.5~1.75	12~16	14
	1.75~2.0	11~15	13
	2.0~2.5	10~13	11
	2.5~3.0	9~11	10

K_D ——直径系数, 取 $K_D = 2.8 \sim 3.48$;

D_2 ——被动锥齿轮节圆直径, $[D_2]$ 为 cm , D_2 的确定需与差速器设计配合进行。

3. 齿轮端面模数 m_n 的选择

被动锥齿轮节圆直径 D_2 选好后, 端面模数即可按 $m_n = D_2 / Z_2$ 计算, 但应按下式校验是否合适,

$$m_n = K_n \sqrt[3]{T_2} \quad (4-67)$$

式中 m_n ——端面模数, $[m_n]$ 为 cm ;

K_n ——模数系数, 一般取 $K_n = 0.061 \sim 0.089$;

T_2 ——同式 (4-66) 注。

螺旋锥齿轮端面模数, 可以不是标准值。

4. 齿面宽 b 的确定

适当增加齿面宽, 能提高齿轮的强度, 但齿面太宽反而引起切削刀尖宽度变窄。齿根圆角度小及装配空间减小等问题, 因此齿宽不得超过 $\frac{1}{3}L_n$ 或 $10m_n$, 两者中的较小值。一般取 $b = (0.25 \sim 0.30)L_n$, L_n 为节锥距, $L_n = (m_n \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}) / 2$ 。上面所指是被动锥齿轮的齿面宽, 主动锥齿轮齿面宽通常比被动的约大 10%。

5. 螺旋角 β_n 的选择

螺旋锥齿轮的轮齿弯曲成圆弧状, 螺旋角是节圆锥上某一点的切线与该点和节锥顶点连线间的夹角。螺旋角沿齿长是变化的, 轮齿大端的螺旋角最大, 小端的螺旋角最小。通常, β_n 是指轮齿中点的螺旋角, 如图 4-44 所示。

β_n 直接影响圆锥齿轮啮合时的重叠系数, 为了保证齿轮强度和齿轮啮合的平顺性, 应使重叠系数 $\epsilon \geq 1.25$ 。因此螺旋角应有一个适当的范围, 对于叉车的设计, 主减速器锥齿轮的螺旋角 β_n 多在 $35^\circ \sim 40^\circ$ 范围内选取, 一般都采用 35° 。

6. 螺旋方向的选择

螺旋锥齿轮的螺旋方向用齿的曲线方向表示。面对锥齿轮齿面看, 齿长曲线从小端到大

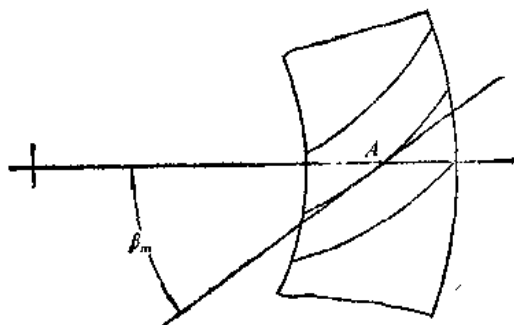


图4-44 螺旋锥齿轮的螺旋角

端是逆时针方向离开中心的，则为左旋齿，反之为右旋齿，如图4-45所示。

螺旋方向的选择是根据所要求的轴向力方向来决定的，设计时应使齿轮在轴向力作用下离开锥顶，从而使齿轮啮合间隙有增大的趋势，不致使齿轮卡住而损坏。

因此，通常在运输车辆上主减速器主动齿轮都采用左旋，被动齿轮都采用右旋。在叉车上，虽则后退的机会甚多，但后退的时间和行程仍少于前进的时间和行程，故仍按上述螺旋方向。使用中一定要调整好齿轮轴承的轴向间隙。

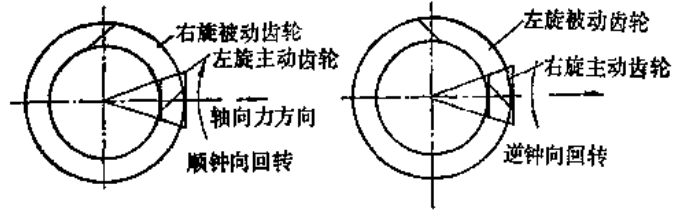


图4-45 螺旋锥齿轮的螺旋方向及轴向力

(四) 主减速器螺旋锥齿轮的强度验算

主减速器齿轮的正常破坏形式是齿根折断和由齿面点蚀引起的剥落，所以螺旋锥齿轮应校核齿轮的弯曲强度及齿面接触强度。

1. 弯曲强度验算

轮齿的弯曲强度计算方法较多，现介绍一种常用的计算螺旋锥齿轮和双曲线齿轮弯曲应力 σ_b 的方法，其基本计算公式如下：

$$\sigma_b = \frac{FK_o}{K_s} \cdot \frac{10^9}{bm_s} \cdot \frac{K_r K_m}{J} \tag{4-68}$$

此公式由三部分组成： $\frac{FK_o}{K_s}$ 为有关载荷的； $\frac{10^9}{bm_s}$ 为有关齿轮尺寸的； $\frac{K_r K_m}{J}$ 为有关应力分布的参数。式中 F 为作用在轮齿中点上的圆周力； b 为齿面宽； m_s 为端面模数； K_o 为过载系数，与锥齿轮副运转的平稳性有关，一般取 $K_o = 10$ ； K_s 为质量系数，与齿轮精度及节圆线速度有关，当齿接触良好，节距及同心度高时，可取 $K_s = 1.0$ ； K_r 为尺寸系数，反映材料性质的不均匀性，与轮齿尺寸和热处理等因素有关，端面模数 $m_s \geq 1.6\text{mm}$ 时， $K_r = \sqrt[4]{\frac{m_s}{25.4}}$ ，端面模数 $m_s < 1.6\text{mm}$ 时， $K_r = 0.5$ ； K_m 为载荷分布系数，反映在齿轮上载荷分布的不均匀性，与齿轮的支承刚度有关，对骑马式 $K_m = 1.0 \sim 1.1$ ，对悬臂式 $K_m = 1.1 \sim 1.25$ ； J 为弯曲计算综合系数，此系数综合考虑了齿形系数，载荷作用点位置等对弯曲强度计算的影响，其值可查图4-46的图表。

计算主动锥齿轮和从动锥齿轮时，应代入各自相应的 b 和 J 值，其余各值均相同。

按上式算得的弯曲疲劳应力，对渗碳合金钢齿轮，应不大于 $2.1 \times 10^8 \text{N/m}^2$ 。若按最大转矩计算所得的最大应力，不应超过 $7 \times 10^8 \text{N/m}^2$ （或不超过75%的材料强度极限）。

2. 接触强度计算

螺旋锥齿轮和双曲线齿轮接触应力计算的基本公式如下，接触应力的单位为 N/m^2 。

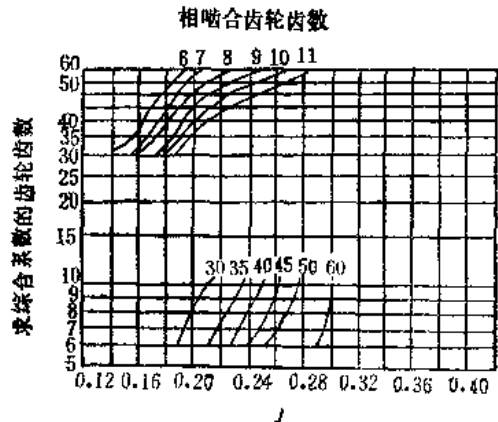


图4-46 螺旋锥齿轮弯曲强度计算综合系数 J (适用于压力角 $\alpha = 20^\circ$ 、螺旋角 $\beta_m = 35^\circ$ 时)

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{FK_o}{K} \frac{1}{bD_1} \frac{K_1 K_n K_f}{J_c}} \times 10^3 \quad (4-69)$$

此公式同样由三部分组成：有关载荷的 $\frac{FK_o}{K}$ ，有关齿轮尺寸的 $\frac{1}{bD_1}$ 和有关应力分布的 $\frac{K_1 K_n K_f}{J_c}$ 。式中 F 为作用在锥齿轮中点的圆周力， C_p 为材料弹性系数，对钢制锥齿轮取 $C_p =$

2340； D_1 为主动锥齿轮大端节圆直径； b 为齿面宽，两齿轮齿宽不等时取其中较小值； K_1 为尺寸系数，当材料选择适宜，渗碳层深度及表面硬度符合要求时，可取 $K_1 = 1.0$ ； K_o 、 K_n 、 K_f 含义同式 (4-68)； J_c 为齿面接触强度的综合系数，考虑了载荷作用点处啮合齿面的相对曲率半径等因素的影响，其值见图 4-47。

三、差速器的工作原理与设计

(一) 差速器的作用

叉车在行驶时，经常需要使左、右两侧的驱动轮以不同的角速度旋转，例如：1) 当叉车曲线行驶时，必须是左、右车轮以不同的角速度旋转；2) 当叉车在不平道路上直线行驶时和 3) 当左右车轮因轮胎气压不同或者载荷不等而使左右车轮实际工作半径有所差别时，为使两侧驱动轮不对地滑动就有这种需要。

因此，左、右驱动轮分别装在左、右两根半轴上，中间用差速器相连，差速器的作用是将原动机传来的转动和转矩分别传给两根半轴，从而使左、右驱动轮有可能以不同的角速度旋转，以达到相对于路面的运动接近于纯滚动。

(二) 差速器的构造

差速器的构造型式有圆锥齿轮差速器和圆柱齿轮差速器，但后者极少使用。

图 4-48 是典型的圆锥齿轮差速器的构造图。它由四个行星齿轮 4，两个半轴齿轮 3，一个十字轴 8 和差速器壳 1 和 5 等主要零件组成。差速器壳左右两部分把十字轴夹在中间，然后用八个螺栓 6 紧固成一整体，动力由主减速器传给差速器壳和十字轴。

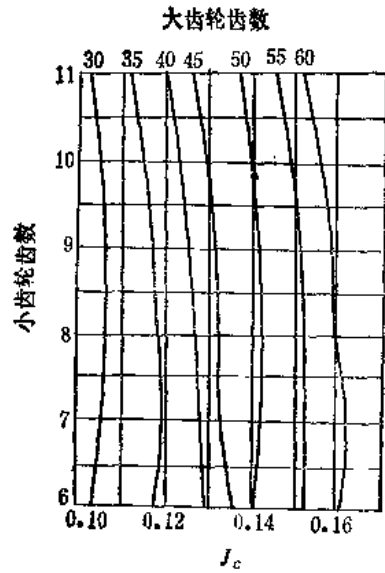


图 4-47 计算齿面接触强度的综合系数 J_c 。
(适用于压力角 $\alpha = 20^\circ$ 、螺旋角 $\beta_m = 35^\circ$)

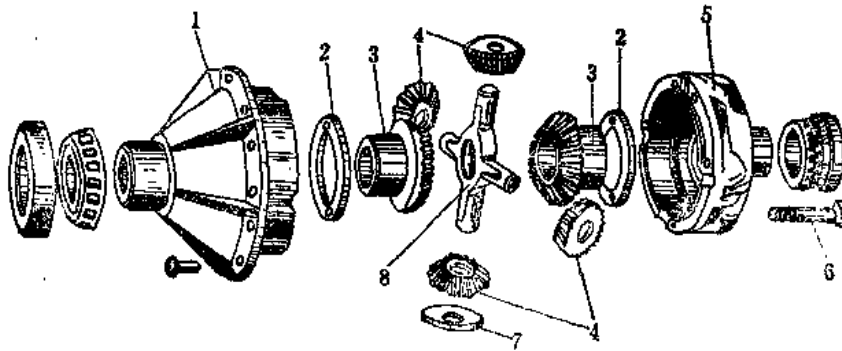


图 4-48 圆锥齿轮差速器构造图

在差速器壳体中四个行星齿轮分别装在十字轴的四个轴颈上，两个半轴齿轮分别装在左、右差速器壳之中，并以壳上的孔作为滑动支座。每个行星齿轮都同时与两个半轴齿轮相啮合，半轴齿轮则用花键与半轴相连，这就把十字轴传来的动力传给了半轴。

行星齿轮的背面做成球面，以保证行星齿轮更好地定心并和两个半轴齿轮正确啮合。

在传递转矩时，沿行星齿轮和半轴齿轮的轴线，作用着很大的轴向力，故齿轮转动时，齿轮背部的支承面上有摩擦阻力矩，为了减小摩擦，在半轴齿轮与差速器壳之间垫着平面的软铜垫片2；而在行星齿轮与差速器壳之间，垫着球面的软铜垫片7。

为了保证行星齿轮和十字轴之颈之间有良好的润滑，在十字轴上铣出了平面，并在行星齿轮的齿间钻有小孔，供润滑油循环流动。在差速器壳体上也留有窗孔，以保证主减速壳中的润滑油能顺利地进出差速器。

(三) 差速器的工作原理

差速器是一种差动轮系，有两个自由度，能将一种转速分解成两种转速。现以图4-49来说明它的工作原理。

它由差速器壳3（相当于转臂 H ），左右半轴齿轮2、6（相当于太阳轮）和行星轮5所组成。

主减速器的被动锥齿轮固定在差速器壳上，当它旋转时，差速器壳便一同转动。当差速器壳转速一定时，左、右半轴齿轮和左、右车轮的转速并不确定，其运动将随行驶工况和路面条件而定，主要有以下两种情况：

1) 当叉车沿水平路面直线行驶，且两驱动轮的工作半径相同时，两轮在同一时间内驶过相等的路程，因此两半轴齿轮及两驱动车轮将与差速器壳以相同的转速旋转，而行星齿轮只绕半轴轴线公转，不绕本身轴线自转，即：

$$n_x = 0$$

$$n_l = n_r = n_k$$

式中 n_x ——行星齿轮绕本身轴线旋转的转速；

n_l 、 n_r ——分别为左、右半轴（车轮）的转速；

n_k ——差速器壳的转速。

这种情况下，差速器不起差速作用，仅起着将两根半轴连接起来的联轴器作用。

2) 当叉车转弯时，由于左、右车轮所遇到的地面切向反作用力不等，使差速器开始起差速作用，以免左、右车轮在地面上滑磨，这时，内侧车轮及与它相连的半轴齿轮旋转得比差速器壳慢，外侧车轮及与它相连的半轴齿轮旋转得比差速器壳快，同时，行星齿轮除绕半轴轴线旋转外，还绕本身轴线自转。设叉车向左转弯，则左轮为内轮，右轮为外轮，则：

$$n_l = n_k - n_x \frac{z_x}{z_b}$$

$$n_r = n_k + n_x \frac{z_x}{z_b}$$

式中 z_x 、 z_b ——分别为行星齿轮和半轴齿轮的齿数。

综合上述两种情况可以看出，不论差速器是否发生差速作用，差速器壳的转速和左、右

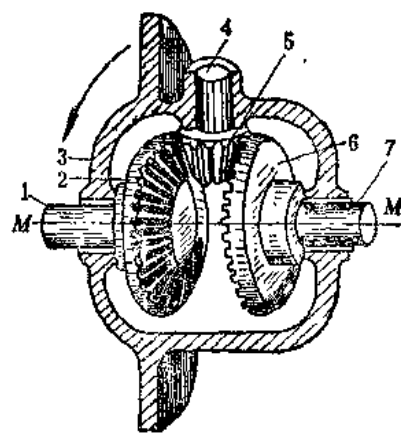


图4-49 差速器原理简图

半轴齿轮的转速（即左、右车轮的转速）之间始终存在下列关系：

$$n_l + n_r = 2n_s \quad (4-70)$$

即左、右车轮转速之和恒等于差速器壳转速之两倍，这是差速器运动的普遍关系。若其中一车轮不动，其半轴齿轮不旋转，而发动机仍驱动差速器壳继续旋转时，则行星齿轮一面绕本身轴线旋转，一面沿着不动的半轴齿轮滚动。而另一半轴齿轮及车轮将以两倍于差速器壳的转速旋转。当叉车的一边驱动轮打滑时，两车轮的运动情况正是如此。

若差速器壳不动，当其中一个驱动轮及其半轴向某一方向旋转时，另一驱动轮及其半轴也以相同的转速朝相反的方向旋转。因此在叉车行驶中，用中央制动器紧急制动时，使差速器壳停止转动，而左、右两边的惯性力不同或地面情况不同，可能发生两车轮向相反的方向转动的现象，结果使叉车在制动过程中自动转向，谓之甩尾现象。

下面根据受力情况进一步分析差速器在实际工作中是如何实现自动变速的。

在图4-50中，取行星齿轮作为分离体，它就相当于一个等臂杠杆，杠杆的中心支持点是行星齿轮轴，两端是行星齿轮与半轴齿轮的啮合点。当行星齿轮轴给行星齿轮一推力 F_p 时，两个半轴齿轮则分别给行星齿轮一个反力 F_{Q1} 与 F_{Q2} ， F_{Q1} 与 F_{Q2} 的大小决定于两个车轮的地面切向反力 F_{x1} 和 F_{x2} 。

当地面切向反力 $F_{x1} = F_{x2}$ 时， $F_{Q1} = F_{Q2} = \frac{F_p}{2}$ ，行星齿轮是平衡的，它不绕本身的轴线旋转，这时差速器壳传来的转矩平均分配给左、右两个车轮。

若地面切向反力 F_{x1} 不等于 F_{x2} 时，则 F_{Q1} 不等于 F_{Q2} ，这时行星齿轮有绕本身轴线旋转的趋势，但行星齿轮轴颈中的摩擦阻力转矩及啮合齿面滑动产生的摩擦阻力转矩都阻止行星齿轮绕本身轴线旋转，设这些摩擦阻力转矩以 T_m 表示，如果 $F_{Q1}r_1 - F_{Q2}r_1 = T_m$ ，则行星齿轮将绕本身轴线反时针方向转动，而发生差速，这时左边车轮转速减慢，右边车轮转速加快，叉车向左转向，而叉车在转弯时，也正是内侧的地面切向反力大于外侧的路面切向反力，故使差速器能自动差速。

差速器差速时，转给左、右半轴的转矩不相等，设

$$T_l = F_{Q1}r_2 \quad \text{及} \quad T_r = F_{Q2}r_2$$

则

$$T_l - T_r = (F_{Q1} - F_{Q2})r_2 = T_m \frac{r_2}{r_1} = T'_m$$

$$T_l = T_r + T'_m$$

式中 T'_m ——差速器内的摩擦力转矩。

通常锥齿轮差速器内的摩擦阻力转矩是很小的，较之传递给车轮的转矩，摩擦阻力转矩可忽略不计，因此，可以认为

$$T_l \approx T_r \quad (4-71)$$

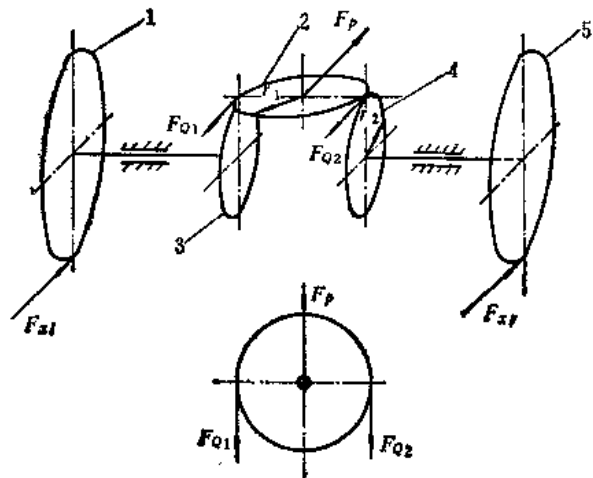


图4-50 差速器受力简图

1、5—驱动车轮 2—行星齿轮 3、4—半轴齿轮

叉车

由于差速器的这种特性给叉车的工作带来好的和不良的影响。

1) 由于差速器内的摩擦阻力转矩很小, 当要转向时, 只要左、右车轮上之切向反作用力稍有不同, 差速器便发生差速作用, 因此使叉车转向非常灵活。

2) 当叉车的某一驱动轮接触到滑溜路面时(冰雪路面或陷入泥坑), 此轮将因附着力减小而产生滑转, 作用在车轮上的转矩也就很小, 这时另一驱动轮虽然接触的是好路面, 可能达到的附着力较大, 但是由于差速器受力特性的作用, 使得这个驱动轮上的转矩也只能与滑转的驱动轮上的转矩基本相等, 而不可能更大。因此两个驱动轮总的转矩很小, 即总的牵引力很小, 以致小到不足以克服叉车所遇到的行驶阻力。这时一个车轮在原地滑转, 另一个车轮在原地静止不动。而滑转车轮的转速为差速器壳转速的两倍。由此可见, 普通差速器给叉车的行驶带来不良影响, 限制了叉车在不良道路上的行驶通过性。

(四) 差速器参数的确定

叉车上大多数采用直齿锥齿轮差速器, 差速器的外壳是安装在主减速器的被动齿轮上, 确定主减速器被动齿轮尺寸时, 要考虑差速器的安装。反过来确定差速器外壳尺寸时, 也受到主减速器被动齿轮以及主动小齿轮前支承的限制。差速器的大小通常以差速器的球面半径来表征, 球面代表了差速器齿轮的节锥距, 因此它表征了差速器的强度。

1. 差速器球面直径确定

差速器的球面直径 D_s 可用下式确定:

$$D_s = K_s \sqrt[3]{T_{max}} \quad (4-72)$$

式中 K_s ——球面系数, 取 $K_s = 2.3 \sim 2.8$, 对四个行星轮者取较小值, 对两个行星轮者取大值;

T_{max} ——差速器承受的最大转矩按主减速器的计算转矩计算, $[T_{max}]$ 为 $N \cdot m$;

D_s ——球面直径, $[D_s]$ 为 mm 。

计算出来的球面直径还要根据主减速器被动齿轮的结构和尺寸来确定。

2. 差速器齿轮参数的选择

齿轮齿形的选择应使小齿轮齿数尽量少, 以得到较大的模数, 使齿轮有较高的强度, 为此, 目前差速器上采用压力角为 22.5° , 齿高系数等于0.8的齿形。由于压力角增大, 最小齿数可以小到10。并且在小齿轮不变尖的情况下, 大齿轮还可以通过切向修正加大齿厚, 从而使大、小齿轮趋于等强度。

行星齿轮的齿数多采用 $10 \sim 12$ 个, 半轴齿轮的齿数多采用 $16 \sim 22$ 个。

为了保证安全条件, 半轴齿轮齿数应符合下式:

$$\frac{2z_s}{q} = \beta \quad (4-73)$$

式中 z_s ——半轴齿轮齿数;

q ——行星齿轮的个数;

β ——正整数。

齿轮模数确定: 大端面模数可按下式计算:

$$m = \frac{2A_s}{z_s} \sin \gamma_s = \frac{2A_s}{z_s} \sin \gamma_s \quad (4-74)$$

式中 A_s ——节锥距, 可取 A_s 为 $\approx D_s$;

z_x, z_b ——行星齿轮和半轴齿轮齿数;
 γ_x, γ_b ——行星齿轮和半轴齿轮节锥角。

$$\gamma_x = \text{tg}^{-1} \frac{z_x}{z_b} \quad \gamma_b = \text{tg}^{-1} \frac{z_b}{z_x}$$

选定标准模数后,即可进行齿轮的几何尺寸计算。

(五) 差速器锥齿轮弯曲强度计算

由于有几个行星齿轮向半轴齿轮传力,且主要是静压力,只有当叉车转弯或一边车轮滑转时,差速器齿轮才有相对运转。所以对这种齿轮一般只进行弯曲强度计算,弯曲应力为:

$$\sigma_s = \frac{2 T_d K_s K_o K_m}{z_b m^2 b K_o J} \times 10^9 \quad (4-75)$$

式中 T_d ——差速器半轴齿轮上每个啮合点传递的转矩, $[T_d]$ 为 $N \cdot m$; $T_d = \frac{0.6 T_{max}}{q}$ (其中

T_{max} 为主减速器最大计算转矩, q 为行星齿轮数目);

z_b ——半轴齿轮齿数;

m ——齿数模数, $[m]$ 为 mm ;

b ——齿面宽度, $[b]$ 为 mm ;

K_s ——尺寸系数, $m > 1.6$ 时, $K_s = \sqrt[4]{\frac{m}{25.4}}$;

K_o, K_m, K_v ——分别为载荷分布系数、过载系数、质量系数,均取为 1;

J ——弯曲强度计算的综合系数,查图 4-51;

σ_s ——弯曲应力, $[\sigma_s]$ 为 N/m^2 ,弯曲应力不应超过材料强极限的 75%。

四、半轴

(一) 半轴的类型及受力情况

力情况

半轴是差速器与驱动车轮之间的传动零件,其内端与差速器中的半轴齿轮用花键相连,外端则与驱动车轮的轮毂相连。在有轮边减速器的情况下,其主动小齿轮也装在半轴上。

驱动车轮的支承型式及其与半轴的连接方法决定了半轴的受力情况,按此,半轴分为全浮式半轴和半浮式半轴。

当驱动车轮通过两个轴承支承在驱动桥壳上,半轴插在桥壳里面,内端用花键插在半轴齿轮的花键孔中,外端通过法兰盘用螺钉与驱动轮轮毂相连(图 4-42),转矩由半轴齿轮经半轴传到驱动车轮上,这种型式的半轴称为全浮式半轴。在这种支承方式中,路面对车轮的各种反力及由这些反力所引起的弯矩都由桥壳承受,半轴只承受转矩,不承受弯矩及轴向力。

全浮式半轴的构造如图 4-52 a 所示,其内端是花键轴端,外端有法兰盘,轴与法兰盘连

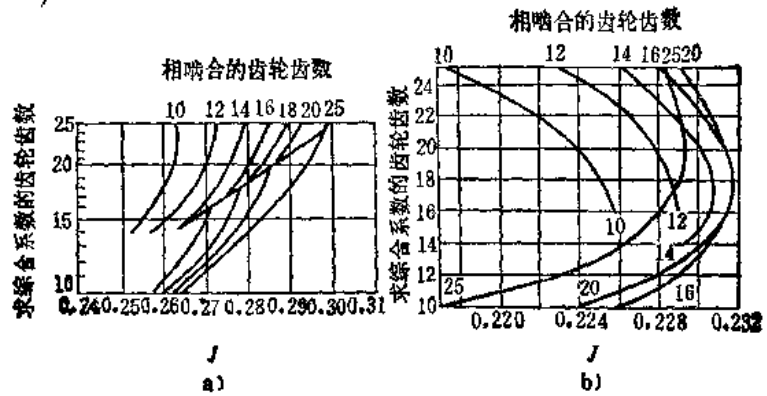


图 4-51 直齿锥齿轮的弯曲强度综合系数 J

- a) 用于 $\alpha = 22^\circ 30'$ 用滚切法和锥形刀盘切制的齿轮
- b) 用于 $\alpha = 22^\circ 30'$ 用滚切法在刨齿机上切制的齿轮

接处要圆滑过渡，以免应力集中。有些全浮式半轴两端都是花键轴端（图 4-52 c），用一个带花键孔的法兰盘将半轴与驱动轮毂连接起来。

绝大部分叉车的半轴都是全浮式半轴。

当驱动轮的轮毂直接装在半轴的外端的悬臂轴上，用键或花键连接，而半轴的外端通过轴承支承在桥壳上，半轴的内端以花键插在半轴齿轮的花键孔中，这种型式的半轴称为半浮式半轴。半浮式半轴除了承受转矩外，还要承受车轮传给它的外力及相应的弯矩：由垂直反力 F_{z2} 所引起的弯矩 $F_{z2}a$ ；由侧向反力 F_{y2} 所引起的弯矩 $F_{y2}r$ ；这两项弯矩作用在垂直平面内；还有由切向反力 F_{x2} 引起的弯矩 $F_{x2}a$ ，作用在水平平面内。

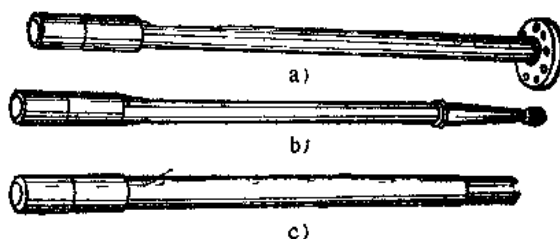


图4-52 半轴的结构型式

a)、c) 全浮式 b) 半浮式

半浮式半轴的构造见图4-52 b。

由于半浮式半轴受力情况不好，只有某些轻型叉车为使车轮结构简单才使用它。

(二) 半轴的强度验算

全浮式半轴只受转矩，只需计算半轴最小直径处的扭转剪应力，其计算转矩 T_j 按下式确定：

$$T_j = 0.6/T_{max} i_{g1} i_0$$

式中 T_{max} ——原动机最大转矩，或变矩器最大输出转矩；

i_{g1} ——变速器一档传动比；

i_0 ——主减速器传动比；

0.6——考虑左右半轴转矩分配的不均匀系数。

半轴常用材料为40Cr、40MnB、45钢等，经调质或高频淬火处理，其扭转许用应力为 $[\tau] = (50 \sim 60) \times 10^7 \text{ N/m}^2$ 。

此外对半轴花键应进行挤压验算。

第五章 制 动 系 统

§ 5-1 概 述

制动系统是制约叉车运动的各个装置，是叉车安全行驶和顺利进行作业必不可少的。

叉车通常有两套制动装置：一套为行车制动装置，它是由驾驶员通过脚踏板操纵的，可使叉车在行驶过程中减速直至停车。当驾驶员踩下踏板时，产生制动作用；放松踏板时，制动作用消失，故又称为脚制动装置。另一套为停车制动装置，是用于坡道驻车的，一般用手操纵，故又称为手制动装置，它有制动锁止机构，可以保证在驾驶员离开叉车时也能可靠地停车，遇有紧急情况，两套制动装置可同时使用。

平衡重式叉车，只在前两轮上装有制动器，要求制动效能高，特别是在中小型平衡重式叉车上，由于机构布置紧凑，手制动器常和脚制动器共用，但必须有两套驱动机构。

一、对制动系统的要求

为了保证安全行驶，使叉车按照驾驶员的意志及时减速并在一定距离内停车，以及可靠地停放在坡道上，对叉车制动系统要求：

- 1) 工作可靠 制动器产生的制动力矩应满足叉车对制动性能的要求；
- 2) 制动稳定 左、右制动轮上的制动力矩应相等，并与制动器的调整无关；
- 3) 制动平稳 制动时制动力矩应平稳地增加，放松踏板时，制动作用应迅速消失；
- 4) 操纵轻便 一般制动时踩踏板的力应不大于 200~300N，紧急制动时不大于 500~800N。施于手制动杆上的力不应大于 250~350N。踏板行程不应大于 150~200mm，手制动杆行程不大于 200~250mm；
- 5) 维修、调整方便 叉车前、后行驶的机率几乎相等，故要求其制动系统前行与后行的制动效能基本相同。

二、制动系统的结构型式及工作原理

叉车的制动装置由制动器和制动驱动机构两部分组成。

叉车用的制动器主要是摩擦式制动器，按其结构可分为蹄式、盘式和带式。目前以蹄式为主，但盘式也有优点，开始在叉车上应用。带式制动器通常只用于手制动的叉车。

制动驱动机构一般可分为：机械式、液压式、气动式及气液综合式。

机械式制动驱动机构构造简单，工作可靠，但操纵费力，叉车上仅用手制动器。广泛用于汽车的气压驱动机构，操纵省力，但必须有一套产生和贮存压缩空气的装置，使得整个系统更加复杂，在中、小吨位叉车上布置也较困难。

目前叉车上广泛采用的是液压式驱动机构，中、小吨位叉车以人力液压驱动为主。图5-1 为叉车常用的制动系统原理图。

图中标号 1~7 的零件组成制动驱动机构，8~13 的零件组成制动器。制动鼓 8 和车轮轮毂固接，随车轮转动。制动蹄 10 用铰销 12 铰接在制动底板 11 上，底板用螺钉和车桥固接。制动蹄上铆接或粘接有摩擦片 9。摩擦片和制动鼓内表面之间留有合适的间隙，当驾驶

员踩下制动踏板1时, 活塞推杆2顶着总泵活塞3右行, 迫使总泵缸体4中的油液经油管5进入分泵缸体6, 从而推动分泵中左、右两个活塞7背向运动, 使左、右制动蹄绕各自的铰销转动, 压向制动鼓, 摩擦片与制动鼓的内表面产生摩擦力, 这个摩擦力对制动鼓轴线的矩即制动力矩, 它阻止车轮转动, 即产生制动作用。

蹄式制动器按制动蹄与底板的联接方式可分为两大类: 铰蹄式制动器和浮蹄式制动器。

(一) 铰蹄式制动器

制动蹄以铰接方式与底板相联的制动器, 称为铰蹄式制动器。图5-2为三种铰蹄式制动器。

在图5-2a简单非平衡式铰蹄式制动器上, 分泵活塞面积相等, 作用力 $F_{P1} = F_{P2}$, 但左蹄的摩擦力 F_{T1} 使制动蹄压向制动鼓, 称为紧蹄(或增势蹄); 而右蹄的摩擦力 F_{T2} 使制动蹄离开制动鼓, 称为松蹄(或减势蹄)。摩擦力不同作用的结果使 $F_{N1} > F_{N2}$, 其差值由轮毂轴承承受, 故称为非平衡式, 其优点是构造简单, 工作可靠, 调整方便, 前后行制动鼓效能相同。缺点是两蹄片压力不等, 若车辆经常前行, 将使衬片磨损不均。

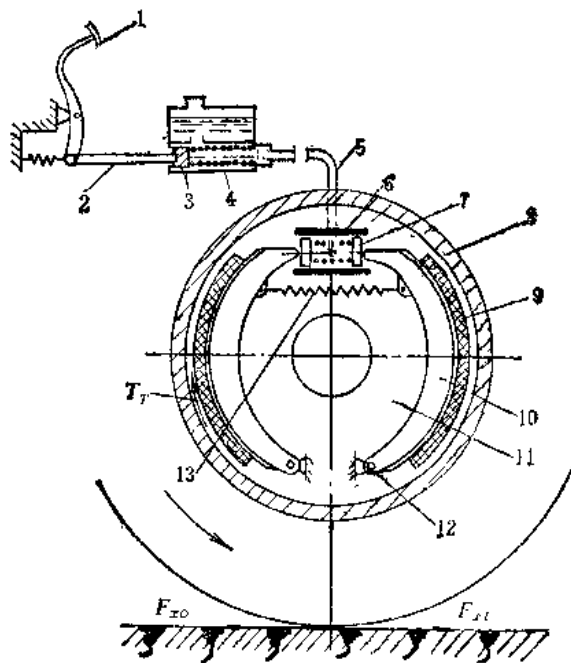


图5-1 制动系统原理图

- 1—制动踏板 2—活塞推杆 3—总泵活塞 4—总泵缸体 5—油管 6—分泵缸体 7—分泵活塞 8—制动鼓
9—摩擦片 10—制动蹄 11—制动底板 12—铰销
13—回位弹簧

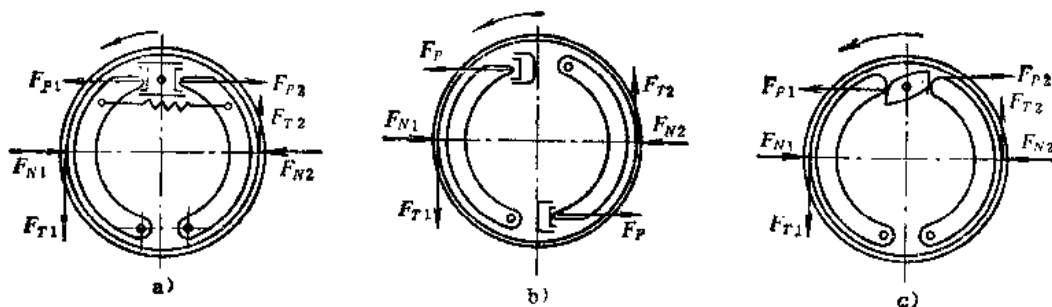


图5-2 铰蹄式制动器

- a) 简单非平衡式 b) 平衡式 c) 凸轮张开式

图5-2b为平衡式铰蹄制动器, 两蹄受力状况相同, 即 $F_{N1} = F_{N2}$, 正转时两蹄都是紧蹄, 制动效能高, 摩擦片磨损一致。反转时两蹄都是松蹄, 制动效能大大降低, 不适用于叉车。

用气压操纵的铰蹄式制动器, 一般采用有固定支点的凸轮张开机构, 如图5-2c所示。凸轮转动时, 两蹄上端产生相同的位移。对于新装摩擦片的制动器, 两边蹄鼓间隙不可能调整得完全一致, 两蹄片上的压强一般是不相等的, 故开始使用时是非平衡式的, 但在使用过程中, 压强大的蹄片磨损得较快, 不久即可使两蹄压强大致相等, 因而 $F_{N1} \approx F_{N2}$, $F_{T1} \approx$

F_{T2} 。此时，由蹄片平衡条件可知，凸轮推力 $F_{P1} < F_{P2}$ 。在凸轮轴固定的情况下，凸轮所受反作用力是不平衡的。不过此不平衡力由凸支架承受，而轮鼓受力基本上是平衡的，故一般仍认为这种制动器是平衡式制动器。

(二) 浮蹄式制动器

浮蹄式制动器的制动蹄和底板没有固定联接，制动时蹄片绕瞬心转动。图 5-3 所示为叉车常用的一种，其左、右蹄的下端都不固定，通过顶杆 2 呈铰链式联接。顶杆与底板无直接联系，呈浮动状态，其长度可以调节。两蹄上端共用固定在底板上的支承销 1。当分泵推力 F_P 将蹄片推向制动鼓时，右蹄的推力经摩擦力增势后的 F_Q 力通过顶杆作用到左蹄下端。 F_Q 力通常为 F_P 力的一倍多，这就大大增加了左蹄对制动鼓的作用力，故左蹄称为增力蹄。这种制动器的制动效能高，倒行制动时只是两蹄工作状态互换，制动效能不变，较适用于叉车。

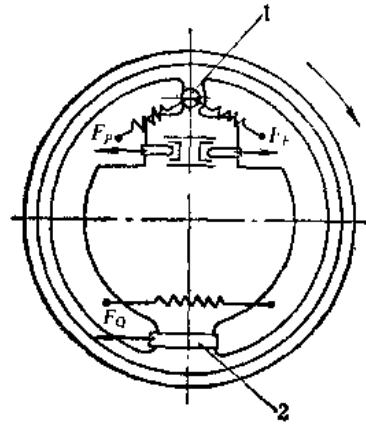


图5-3 浮蹄式制动器

§ 5-2 制动器的设计计算

一、制动器的计算载荷

制动器应提供总体设计所要求的制动转矩 T_r ，而实际设计和选用的制动器能提供的制动转矩 T_μ 必须大于 T_r ，同时还应校核地面附着条件。根据附着条件，制动转矩的最大值用下式计算：

$$T_{rmax} = \varphi G_1 m_1 r_k \tag{5-1}$$

- 式中 φ ——附着系数，可取 0.7~1.0；
- G_1 ——叉车前桥负荷；
- m_1 ——制动时轴载转移系数；
- r_k ——车轮滚动半径。

相应的最大制动力：

$$F_{rmax} = T_{rmax} / r_k = \varphi G_1 m_1 \tag{5-2}$$

如果制动时制动转矩 T_μ 达到 T_{rmax} ，制动车轮将被“抱死”，轮胎与地面产生滑移，形成“拖印”。此时，轮胎与路面间摩擦所产生的热能，使胎面局部发热，橡胶强度降低，造成轮胎的严重磨损。附着系数 φ 值也将下降（约 5%~25%），使实际的制动力 F_μ ($F_\mu = T_\mu / r_k$) 小于 F_{rmax} 。它还将使制动轮丧失横向附着力，失去承受侧向力的能力。现以制动轮受力图（见图 5-4）说明之。

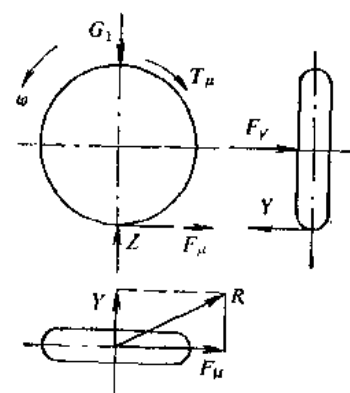


图5-4 制动轮受力图

图中水平侧向力 F_Y 和制动力 F_μ 的合力 $F_R = \sqrt{F_\mu^2 + Y^2}$ 。为使车轮不滑移，必须有 $R \leq \varphi G_1 m_1$ ，故车轮能承受的最大侧向力：

$$F_{Ymax} = \sqrt{(\varphi G_1 m_1)^2 - F_\mu^2} \tag{5-3}$$

F_μ 达到极限值 F_{rmax} 时， $F_{Ymax} = 0$ ，即使很小的侧向力

也会引起车轮侧滑,失去行驶稳定性。为了避免产生上述不良后果,制动轮不能抱死,要使其处于将要滑移而尚未滑移的状态。

若四个车轮均装有制动器,还应考虑前、后轮制动力矩的分配,使制动状态最佳。

二、蹄式制动器主要参数的确定

(一) 制动鼓内径 D

当蹄端推力一定时, D 愈大则制动能力和散热能力都会相应增大。但 D 的尺寸受车轮轮辋内径的限制。轮辋与鼓之间的间隙太小,会使轮辋散热性能恶化,为保证良好的散热能力,间隙必须适当。

叉车制动鼓半径与车轮滚动半径之比约为 $0.42 \sim 0.48$ 。

制动鼓材料多为灰铸铁,它耐磨,热容量大,容易加工。制动鼓要有足够的刚度,故常有加强筋,筋的方向与鼓的轴线平行或成一定斜角。筋还有助于散热。鼓的壁厚要保证在蹄的压力作用下变形尽量小,又要考虑留有搪磨的余量。一般可取壁厚 $t = 11 \sim 13 \text{ mm}$ 。

(二) 制动蹄

制动蹄应有足够的刚度。中、小型叉车一般采用 T 型钢辗压成型或用钢板焊接。重型叉车也可采用工字型、山字型等截面,也可用铸钢件。制动蹄与分泵接触部分做成带圆弧的平面。如果用凸轮机构,与凸轮接触的端面应经热处理。接触部分可以和蹄成为一体,也可以另外镶嵌,以便磨损后更换。

(三) 摩擦衬片宽度包角及起始角

制动鼓直径确定后,衬片宽度 b 和包角 θ 就决定着衬片的摩擦面积。摩擦面积愈大,则单位压力和能量负荷愈小,耐磨性能愈好。

试验证明,当 $\theta = 90^\circ \sim 100^\circ$ 时,衬片磨损最小,制动鼓温升最低,制动效能最高。 θ 再过小,则单位压力过高,将加快磨损; θ 过大,不利于散热,使制动不平稳,容易发生自锁。故 θ 一般不宜大于 120° 。

衬片的起始角 θ_1 (见图 5-5a) 一般将衬片布置在制动蹄的中央,即 $\theta_1 = 90^\circ - \frac{\theta}{2}$ 。有时为了改善制动效能和使衬片磨损均匀,将衬片相对于最大压力点对称布置。

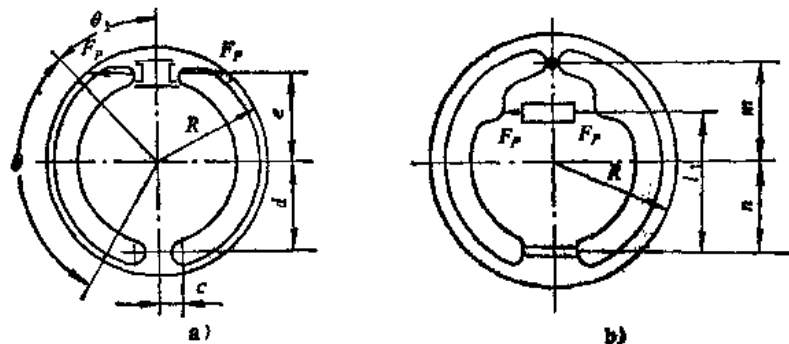


图 5-5 制动器主要几何参数

a) 铰蹄式 b) 浮蹄式

增大衬片宽度 b , 则摩擦面积增加,磨损减少;衬片宽度过大则不易保证其全面接触。一般 $b/D = 0.16 \sim 0.26$ 。设计时应注意与国产衬片规格相符。

(四) 制动器的其它几何尺寸

制动器各部尺寸见图5-5a和b。

铰蹄式制动器（见图5-5a），蹄端推力 F_p 距制动鼓中心尺寸 e ，在保证分泵或凸轮的布置条件下，尽可能大些。在保证两蹄支承端面不干涉的前提下，支承铰的尺寸 c 尽可能小，尺寸 d 尽可能大。初步设计可取 $e = 0.4D$ ， $d = 0.4D$ 左右。

自动增力浮蹄式制动器，也要首先保证各构件均匀布置在制动鼓内（见图5-5b）。初步设计时，可取 $n = 0.4D$ ； $m = 0.42D$ ； $l_1 = 0.63D$ 。

（五）制动蹄回位弹簧

其拉力应等于分泵推力的1%~4%。设计时，回位弹簧的圈数应尽量多取些，两端部应很容易地挂在制动蹄上。

三、蹄式制动器制动转矩的计算

蹄式制动器的制动转矩是制动蹄衬片与制动鼓之间的摩擦转矩，它和衬片与鼓之间的正压力分布有关。在计算制动转矩之前，必须知道蹄衬片和制动鼓之间的压力分布情况。

（一）制动蹄衬片上的正压力分布

由于衬片材料的弹性性质复杂及鼓的变形难以计算，衬片上的正压力分布也很复杂，不易精确计算。但可作一些假定条件进行粗略计算，并能据此对各种制动器的制动效能进行比较。过去多假定蹄、鼓之间的单位压力沿周向均匀分布，这与实际情况相差较多，目前多采用如下假定：

- 1) 制动鼓和制动蹄是绝对刚体；
- 2) 衬片外表面半径和制动鼓内表面半径相同，并能完全接触；
- 3) 衬片厚度均匀，变形符合虎克定律，蹄鼓间的压力与衬片上各点的径向变形成正比。

在制动中，制动蹄刚与制动鼓接触时，衬片外圆与制动鼓内圆重合，圆心为 O （图5-6中的实线圆）。蹄端推力 F_p 使制动蹄绕铰点 C 转过一个角度（图中夸大地画出这一转角）。如果没有制动鼓，衬片外圆的弧面将处于虚线圆的位置，其圆心为 O' 。 $\overline{OO'}$ 是蹄片圆心的位移，其方向随制动器的结构与相关几何尺寸而异。制动蹄片外圆周上各点，沿 O 与 O' 连线方向上的位移均应相等，即 $\overline{AA'} = \overline{BB''}$ ，且均等于 $\overline{OO'}$ 。但以 O 为中心的径向位移各不相同。

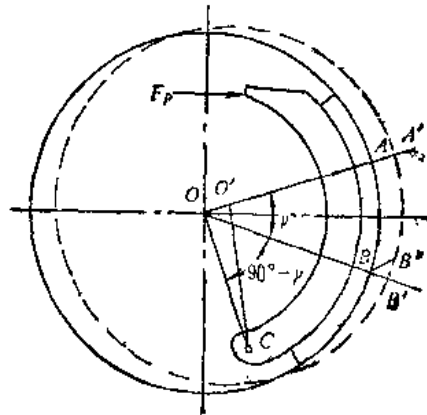


图5-6 衬片上正压力分布

B 为衬片圆周上任意点，线 \overline{OB} 与线 $\overline{OO'}$ 之间的夹角为 γ 。 B 点在 $\overline{OO'}$ 方向位移为 $\overline{BB''}$ ，且 $\overline{BB''} = \overline{OO'}$ 。 B 点的径向位移近似地等于 $\overline{BB''}$ 在半径 \overline{OB} 方向上的投影 $\overline{BB'}$ 。故 $\overline{BB'} = \overline{BB''} \cos \gamma = \overline{OO'} \cos \gamma$ 。

按以上假定，故 B 点的压强应为：

$$p = k \overline{BB'} = k \overline{OO'} \cos \gamma$$

其中 k ——蹄片的压缩刚度系数。

$\overline{OO'}$ 联线与鼓圆周相交于点 A ，由图可知，此处径向变形最大，压强也最大，即 $p_{max} = k \overline{AA'} = k \overline{OO'}$ 。因此，任意点压强为：

$$p = p_{max} \cos \gamma \quad (5-4)$$

具有最大压力的点 A 与鼓中心 O 的连线称为最大压力线。由上式可知，蹄片上各处的压强随 γ 角的增大而减小，当 $\gamma = 90^\circ$ 时， $p = 0$

(二) 蹄片的压力中心和压力中心圆

蹄片上各处的正压力及由它引起的摩擦力构成一个力系。计算中需要知道该力系的合力及其作用点。为此，假定合力为 F_0 、作用点 e (见图 5-7)， e 点即称为压力中心。

在图 5-7 中，以制动鼓中心 O 为原点作两组坐标系。 $V-V$ 轴为包角 θ 的平分线， $W-W$ 轴与之相垂直； $Y-Y$ 轴为圆心 O 与铰点 C 联线的延长线， $X-X$ 轴与之相垂直。 $X-X$ 就是最大压力线，它与 $V-V$ 轴之夹角为 φ 。蹄片上任意点 B 与中心 O 的连线 OB 与 $V-V$ 轴的夹角为 β 。由图可知， $\gamma = \beta - \varphi$ 。因此任意点 B 的压力为：

$$p = p_{\max} \cos(\beta - \varphi) \quad (5-5)$$

当 β 角增加 $d\beta$ 时， $d\beta$ 对应的蹄片微小面积上的正压力 dF_N 和摩擦力 dF_T 分别为：

$$dF_N = p b R d\beta = p_{\max} b R \cos(\beta - \varphi) d\beta$$

$$dF_T = \mu dF_N = \mu p_{\max} b R \cos(\beta - \varphi) d\beta$$

将 dF_N 分别向 $V-V$ 轴和 $W-W$ 轴投影，并取其代数和，分别得：

$$F_{NV} = p_{\max} b R \int_{-\theta/2}^{\theta/2} \cos(\beta - \varphi) \cos \beta d\beta = \frac{1}{2} p_{\max} b R (\theta + \sin \theta) \cos \varphi$$

$$F_{NW} = p_{\max} b R \int_{-\theta/2}^{\theta/2} \cos(\beta - \varphi) \sin \beta d\beta = \frac{1}{2} p_{\max} b R \cos(\theta - \sin \theta) \sin \varphi$$

设 F_{NV} 与 F_{NW} 之合力 F_N 与 $V-V$ 轴之夹角为 α 。

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{F_{NW}}{F_{NV}} = \frac{\theta - \sin \theta}{\theta + \sin \theta} \operatorname{tg} \varphi$$

或

$$\alpha = \operatorname{tg}^{-1} \frac{\theta - \sin \theta}{\theta + \sin \theta} \operatorname{tg} \varphi \quad (5-6)$$

合力 F_0 的法向分力 F_N 的值可由下式确定：

$$F_N = \sqrt{F_{NV}^2 + F_{NW}^2} = \frac{1}{2} p_{\max} b R \sqrt{(\theta + \sin \theta)^2 \cos^2 \varphi + (\theta - \sin \theta)^2 \sin^2 \varphi}$$

将法向力 F_N 及其在 $V-V$ 轴和 $W-W$ 轴上的投影乘以摩擦系数 μ ，即得总摩擦力 F_T 及其在 $V-V$ 轴和 $W-W$ 轴上的投影。有了法向力 F_N 和切向力 F_T ，即可求得蹄片上的合力 F_0 。

为了确定 F_0 力的作用点，必须先求得一个蹄片产生的总摩擦力转矩 T_{H1} 。

$$T_{H1} = \int_{-\theta/2}^{\theta/2} \mu p b R^2 d\beta = \mu p_{\max} b R^2 \int_{-\theta/2}^{\theta/2} \cos(\beta - \varphi) d\beta = 2 p_{\max} \mu b R^2 \cos \varphi \sin \frac{\theta}{2} \quad (5-7)$$

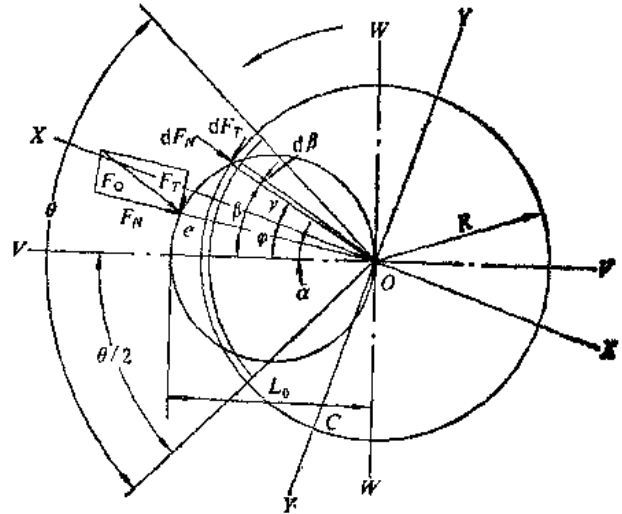


图5-7 压力中心与压力中心圆

设合力作用点为 e 点，由图5-7可知，蹄片上总摩擦力转矩 $T_{11} = F_r \overline{Oe}$ ，其中 \overline{Oe} 为合力作用点至圆心 O 的距离。令 $L = \overline{Oe}$ ，则 $T_{11} = F_r L$ ，将 T_{11} 及 F_r 代入并整理得，

$$L = \frac{4 \sin \frac{\theta}{2}}{\theta + \sin \theta} R \cos \alpha \stackrel{\text{令}}{=} L_0 \cos \alpha \tag{5-8}$$

式中

$$L_0 = \frac{4 \sin \frac{\theta}{2}}{\theta + \sin \theta} R$$

$L = L_0 \cos \alpha$ 代表以 L_0 为直径的圆的极坐标方程。所以蹄片上合力作用点 e 落在一个以 L_0 为直径，圆心在衬片包角等分线上，并通过制动鼓中心 O 的圆周上。这个圆称为压力中心圆。

由以上分析，可归纳如下三点结论：

- 1) 制动时，制动鼓对制动蹄片作用力的合力 F_0 ，其作用点 e 在压力中心圆上。压力中心圆的直径 L_0 可由式 (5-8) 求得。
- 2) 合力 F_0 的法向分力 F_N 与包角等分线之夹角为 α ， α 值由式 (5-6) 确定。
- 3) 合力 F_0 与其法向分力 F_N 之夹角 ρ 为摩擦角，它可由摩擦系数 μ 确定： $\rho = \text{tg}^{-1} \mu$ 。

(三) 图解法确定制动转矩

根据上述三点结论，工程上可用图解法计算制动器的制动转矩。

1. 铰蹄式制动器

已知铰蹄式制动器的结构参数，如图 5-8 所示。当制动鼓按图示方向旋转时，左边为紧蹄，最大压力线 $X-X$ 垂直于 \overline{OC} ，从图上可以确定最大压力线与包角平分线 $V-V$ 之夹角 φ ，将量得之 φ 角代入式 (5-6)，求得法向分力 F_N 与包角等分线的夹角 α 。由式 (5-8) 算得压力中心圆的直径 L_0 并作压力中心圆。法向力 F_N 的作用线与压力中心圆的交点就是合力作用

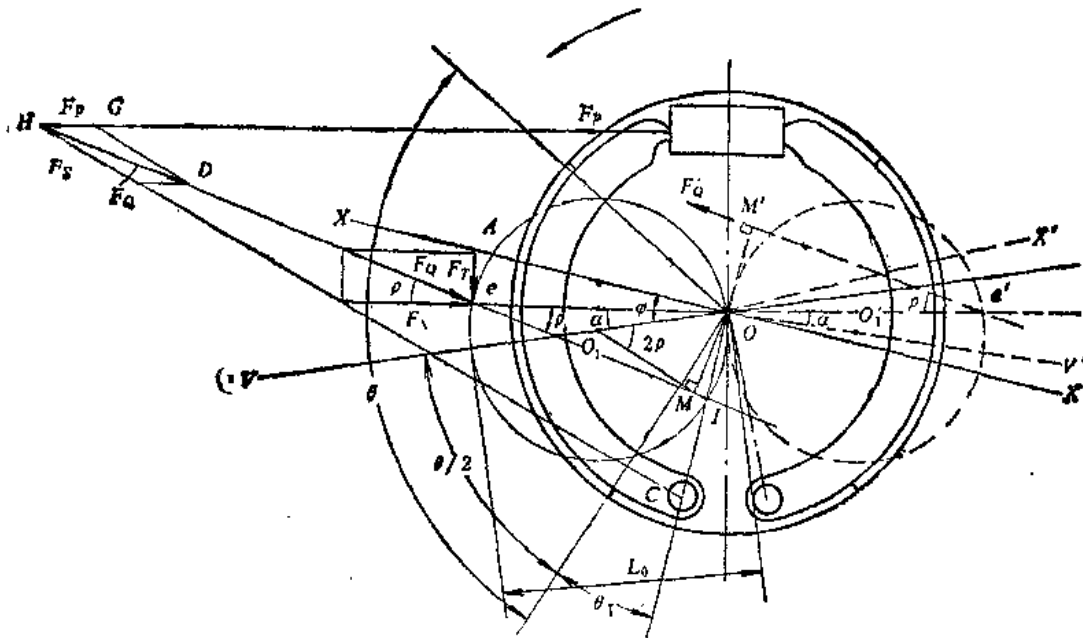


图5-8 铰蹄制动转矩图解

点 e 。

在紧蹄上，摩擦力 F_T 的方向与鼓的旋转方向一致，而且 $F_T/F_N = \text{tg}\rho = \mu$ (μ 为衬片与鼓之间的摩擦系数)。过 e 点作 eI 线，使之与线 \overline{Oe} 间的夹角为 ρ ， eI 线即合力 F_Q 的作用线。 F_Q 的指向可根据切向力 F_T 和法向力 F_N 的方向确定（见图5-8）。

左蹄在 F_P 力、 F_Q 力及铰支点反力 F_S 的作用下处于平衡。作出左蹄的力平衡图。当 F_P 力已知时，可求得合力 F_Q 的数值。

合力 F_Q 对制动鼓中心 O 之矩即制动转矩 T_{11} 。由图5-8知， $T_{11} = F_Q \overline{OM}$ ， \overline{OM} 为中心 O 至合力 F_Q 作用线的垂直距离，可由图中量取。

该制动器的右蹄为松蹄，用同样的方法可作出松蹄的合力 F'_Q 。只因摩擦力的方向与前者不同，合力 F_Q 的方向也不相同，如图中虚线所示。松蹄制动转矩 $T_{12} = F'_Q \overline{OM'}$ ， $\overline{OM'}$ 为中心 O 至 F'_Q 作用线的垂直距离。

铰蹄式制动器的总制动转矩 $T_{\mu} = T_{11} + T_{12}$ 。

如果制动器的结构参数（包角 θ ，起始角 θ_1 ，以及下铰点位置 C ）选择不当，使合力 F_Q 的作用线落在 C 点的另一侧， F_Q 力对 C 点之转矩将与制动鼓旋转方向一致，此时，即使推力 $F_P = 0$ ，只要摩擦衬片与鼓一接触，就会自动制动，这就是“自刹”现象，是不允许的。

2. 自动增力浮蹄式制动器

图5-9为浮蹄制动转矩图解。由前面的作图法可知，压力中心圆上的圆周角 ρ 与圆心角 2ρ 对应相等的弧长，故可由压力中心圆的圆心 O_1 及 O' 作 2ρ 角，分别与压力中心圆相交于 I 及 I' 点。又知顶杆反力 F_S 与 F_P 平行，当左蹄在 F_P 、 F_Q 、 F_S 三力作用下平衡时， F_Q 力必是通过 I 点的水平力。由左蹄的平衡条件可求得 $F_Q = F_P(a+b)/b$ 。其制动转矩 $T_{11} = F_Q \overline{OM}$ 。

右蹄在摩擦力作用下，靠紧在上端支承销上，形成铰蹄紧蹄，其张开力为 F_P 与 F_S 的合力——即左蹄上的合力 F_Q 。可按铰蹄式制动器紧蹄的图解法确定右蹄的合力 F'_Q ，而相应的制动转矩 $T_{12} = F'_Q \overline{OM'}$ 。

总制动转矩 $T_{\mu} = T_{11} + T_{12}$ 。

2ρ 角的量取方向与制动鼓的旋转方向有关。 α 角与 φ 角应在包角等分线的同侧。

(四) 制动器的效力系数

设想有一力 F 作用在制动鼓内半径 R 的切线方向，且有 $F_T = T_{\mu}/R$ 。式中 T_{μ} 为总制动转矩。力 F_T 称为总摩擦力。

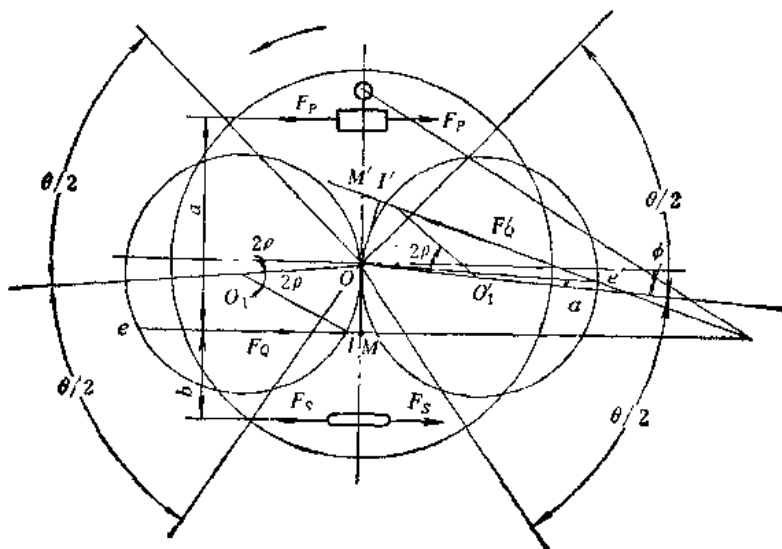


图5-9 浮蹄制动转矩图解

显然总摩擦力 F_T 与制动器的结构形式、衬片材料及蹄端推力有关。不同结构型式或不同衬片材料的制动器，在相同蹄端推力 F_P 作用下，产生的总摩擦力 F_T 也不同。因此，可用单位蹄端推力产生的总摩擦力来表征制动器的制动效能，并称为制动器的效力系数，以 K 表示， $K = F_T / F_P$ 。每个制动蹄的效力系数 $K_i = F_i / F_P = T_i / (F_P R)$ 。每个蹄所能产生的制动转矩

$$T_i = K_i F_P R \quad (5-9)$$

式中 K_i ——一个蹄的制动效力系数。

设计时， K_i 可用于计算制动转矩或评价不同型式制动器的制动效能。

1. 铰蹄式制动器的效力系数

铰蹄式制动器紧蹄的制动转矩：

$$T_{i1} = F_{i1} \overline{OM} = F_{i1} R$$

式中 F_{i1} ——紧蹄上摩擦力总和。

$$F_{i1} = F_0 \overline{OM} / R \quad (5-10)$$

由图 5-10 知，由制动蹄平衡时可得：

$$F_P = F_0 \overline{CG} / \overline{CB} \quad (5-11)$$

紧蹄效力系数

$$K_{i1} = \frac{F_{i1}}{F_P} = \frac{\overline{OM} \overline{CB}}{\overline{CG} R} \quad (5-12)$$

由图 5-10 知

$$\overline{OM} = \overline{OD} \sin \rho = \overline{OD} \cos \alpha \sin \rho = L_0 \cos \alpha \sin \rho$$

$$\overline{CG} = \overline{OC} \cos \lambda - \overline{OM} = \overline{OC} \cos \lambda - L_0 \cos \alpha \sin \rho$$

将 \overline{OM} 、 \overline{CG} 代入式 (5-12) 得

$$K_{i1} = \frac{L_0 \overline{CB} \cos \alpha \sin \rho}{(\overline{OC} \cos \lambda - L_0 \cos \alpha \sin \rho) R}$$

令 $\xi = \overline{CB} / R$ ， $\nu = \overline{OC} / R$ ， $\zeta = L_0 / R$ ，则

$$K_{i1} = \frac{\xi}{\nu \cos \lambda - \zeta \cos \alpha \sin \rho - 1} \quad (5-13)$$

式中 $\rho = \text{tg}^{-1} \mu$ (μ 为摩擦系数)；

α ——由式 (5-6) 求得；

$\lambda = \rho + \alpha - \varphi$ (见图 5-10)。

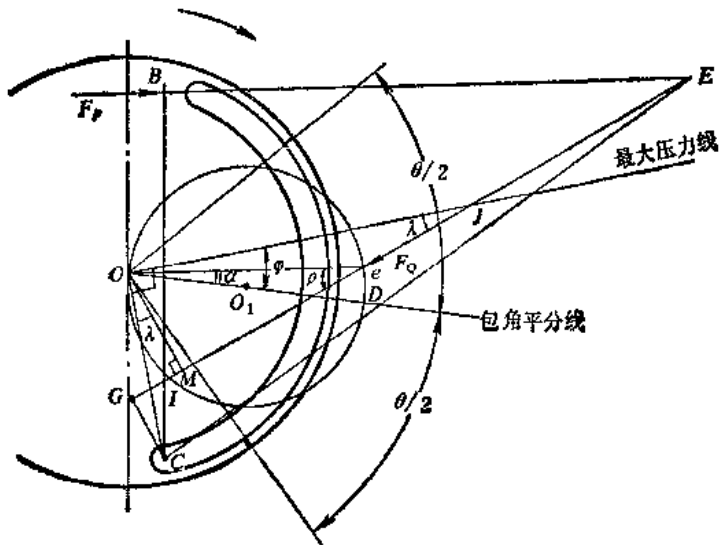


图5-10 铰蹄制动效力系数计算简图

同理, 可求得松蹄的效力系数:

$$K_{12} = \frac{\xi}{\nu \cos \lambda' \left(\frac{\xi \cos \alpha \sin \rho}{\nu \cos \lambda'} + 1 \right)} \quad (5-14)$$

式中 $\lambda' = \rho - \alpha + \varphi$; 其余符号同前。

求出 K_{11} 和 K_{12} 之后, 可由式 (5-9) 算出每个制动蹄产生的制动转矩, 从而求得整个制动器的制动转矩, 即

$$\begin{aligned} T_{11} &= K_{11} F_{P1} R; & T_{12} &= K_{12} F_{P2} R; \\ T_p &= T_{11} + T_{12} = (K_{11} F_{P1} + K_{12} F_{P2}) R \end{aligned} \quad (5-15)$$

式中 F_{P1} 、 F_{P2} ——两蹄的蹄端推力。

也可以由 K_{11} 和 K_{12} 求出整个制动器的制动效力系数 K , 再计算制动转矩 T_p :

$$T_p = \frac{1}{2} K (F_{P1} + F_{P2}) R \quad (5-16)$$

当 $F_{P1} = F_{P2}$ 时 (如分泵推开的制动器), 则

$$K = K_{11} + K_{12} \quad (5-17)$$

对凸轮张开的铰蹄制动器, $F_{P1} \neq F_{P2}$ 。设计时, 可以认为 $K_{11} F_{P1} = K_{12} F_{P2}$, 这时可由式 (5-15) 及式 (5-16) 导出:

$$K = \frac{4K_{11}K_{12}}{K_{11} + K_{12}} \quad (5-17')$$

2. 自动增力浮蹄式制动器的效力系数

图 5-11 中左蹄为紧蹄, 可按铰蹄式同样方法导出其效力系数:

$$K_{11} = \frac{\xi}{\frac{\nu}{\xi \cos \alpha \sin \rho} - 1} \quad (5-18)$$

式中 $\xi = (a + b) / R$;

$\nu = n / R$;

$\xi = L_0 / R$, (L_0 为压力中心圆直径);

α 和 ρ 的意义与式 (5-13) 中的相同。

图 5-11 中右蹄为增力蹄, 类似铰蹄中的紧蹄, 其支点在上支承销, 蹄端推力为 F_S 和 F_P , 其合力为 F_Q , 效力系数为:

$$K_{11} = \frac{F_P}{F_Q}$$

由左蹄平衡条件可得:

$$F_Q = \frac{a + b}{b} F_P$$

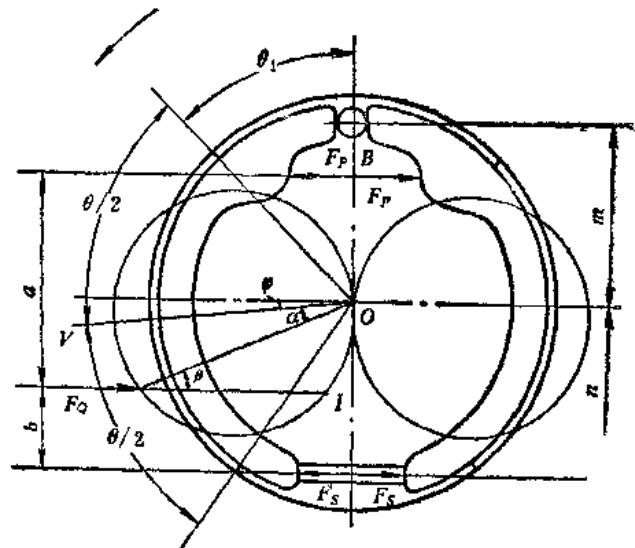


图5-11 浮蹄制动效力系数计算简图

所以

$$F_T = K_{11} \frac{a+b}{b} F_P$$

故右蹄的效力系数为：

$$K'_{12} = \frac{F_T}{F_P} = K_{11} \frac{a+b}{b} \tag{5-19}$$

因而自增力式制动器总的效力系数为：

$$K = K_{11} + K'_{12} = K_{11} + K_{11} \frac{a+b}{b} = \frac{a+2b}{b} K_{11} \tag{5-20}$$

产生的自动转矩为：

$$T_\mu = KR F_P = \frac{a+2b}{b} K_{11} R F_P$$

四、摩擦材料的性能和制动器的验算

以上的分析和计算是以前述的假定条件和假定蹄与鼓间的摩擦系数为定值作前提的，实际情况却不相符。首先，摩擦系数将随一些客观因素变化，其中以工作温度影响最大。另外，制动鼓和制动蹄受力后会有变形，因而蹄片和鼓不一定总能良好接触。

摩擦材料的性能对制动效力有明显影响。叉车用蹄式制动器与汽车制动器相似，一般以铸铁制动鼓与石棉摩擦材料组成摩擦副。制动鼓为 HT200 灰铸铁，有时加入少量的铜、锰或镍、铬等元素，硬度 170~240HBS。汽车的有关试验表明，制动鼓的硬度对制动效力影响很大，硬度 84~87HBS 的制动鼓，在其它条件相同的情况下，制动效力比硬度 152HBS 的制动鼓降低 37%。

(一) 摩擦材料的性能

摩擦系数 μ 是摩擦材料的主要性能指标。一般摩擦材料在 200°C 以下， μ 值比较稳定。制动器频繁工作时，温度可能超过 200°C。高温时 μ 值下降，制动效能降低，出现热衰退现象。

图 5-12 为摩擦系数随温度变化的情况。温度不超过 200°C 时， μ 在 0.3~0.4 之间。

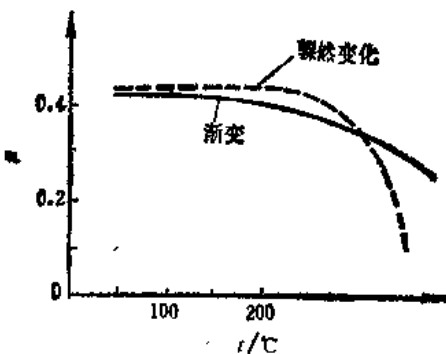


图 5-12 摩擦系数与温度关系

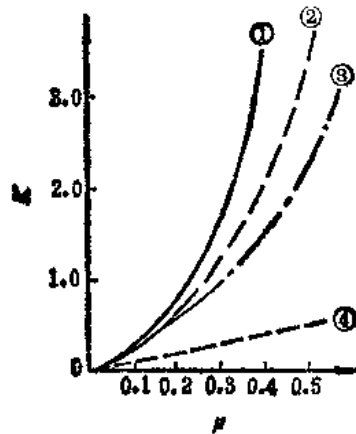


图 5-13 制动效力系数与 μ 的关系
1—双向自动增力蹄制动器 2—双紧蹄制动器 3—简单非平衡铰蹄制动器 4—盘式制动器

引起制动效力降低的热衰退现象，对不同型式的制动器的影响不同。图 5-13 表示各种制动器的制动效力系数随摩擦系数的变化情况。

从图中可以看到,双向自动增力式制动器的效力系数 K 对摩擦系数 μ 的变化最敏感。 μ 的微小变化就能引起制动效能的大幅度改变,故其工作稳定性差,盘式制动器没有增力效应,制动效力系数与 μ 成线性关系,工作稳定性最好。在频繁制动和高强度制动时, μ 的下降对盘式制动器的制动效能影响不大,因此,在工程机械和重型矿用汽车上被广泛采用。但其制动效力系数较低,制动效能差,必须采取改善措施,如加大制动分泵直径,以提高其制动效能。

制动器零件的热变形也会使制动转矩下降。如制动鼓受热膨胀,直径加大,一方面增大了制动踏板行程,同时,因蹄的膨胀较少,蹄片的外表面圆将小于鼓的内表面圆,蹄与鼓只能在中间部分接触,使制动转矩减小。这种现象称为机械衰退。由于盘式制动器的制动盘受热时沿径向膨胀,故不会引起机械衰退。

(二) 磨损计算

1. 蹄鼓间的平均压强

衬片的磨损受温度、摩擦力、相对滑动速度及制动鼓和衬片材质与加工情况等因素的影响。理论计算磨损量很困难,但试验表明,蹄、鼓间的压强是影响磨损的主要因素之一。压强 p_0 为:

$$p_0 = \frac{T_s}{2\mu br^2\theta} \quad (5-21)$$

式中 T_s ——制动转矩;
 μ ——摩擦系数;
 b ——衬片宽度;
 r_s ——制动轮滚动半径;
 θ ——衬片包角。

p_0 是蹄鼓间的平均压力, p_0 大则磨损加速。通常 $p_0 = 100 \sim 140 \text{ N/cm}^2$,紧急制动时可达 250 N/cm^2 。

2. 单位摩擦功

制动时,叉车的动能全部转化为制动器的摩擦。一次制动中,衬片单位面积上的摩擦功为:

$$W = \frac{G_s V^2}{254 \Sigma A} \quad (\text{单位为 } \text{J/cm}^2) \quad (5-22)$$

式中 G_s ——叉车总重力, [G_s]为 N ;
 V ——制动开始时的车速, [V]为 km/h ;
 ΣA ——各制动器摩擦面的面积总和, [ΣA]为 cm^2 。

载重汽车在车速 $V = 30 \text{ km/h}$ 时开始制动,单位摩擦功 $W = 70 \sim 200 \text{ J/cm}^2$,此值可供设计叉车时参考。

3. 温升计算

制动时,制动器的摩擦功转化为热能,一部分耗散到大气中,另一部分被制动鼓等零件吸收,使其温度升高,磨损加剧。紧急制动或频繁短暂制动时,热量几乎全部被制动鼓吸收(因来不及耗散),此时制动鼓的温升为:

$$\Delta t = \frac{G_s v^2}{25.9 W c z} \quad (5-23)$$

式中 Δt ——制动鼓温升, $[\Delta t]$ 为 K;

W ——制动鼓的重力, $[W]$ 为 N;

c ——制动鼓材料比热容, $[c]$ 为 $J/(kg \cdot K)$, 铸铁可取 $c = 1.25 \times 10^{-4} J/(kg \cdot K)$;

z ——制动器数目。

其它符号及单位同式 (5-22)。

当 $v = 30 km/h$ 时, 制动到完全停车, 温升 Δt 不应超过 15K。

五、钳盘式制动器简介

重型车辆的制动器工作条件恶劣, 使用频繁, 蹄式制动器的使用寿命往往不能满足要求, 转而采用钳盘式制动器。

盘式制动器有全盘式和钳盘式之分, 但和车轮联接的旋转元件, 都是以端面为工作表面的圆盘。盘式制动器可用于叉车的手制动装置, 如 W613 型叉车的中央制动器。

全盘式制动器的原理如同摩擦离合器, 故又称为离合器式制动器。在钳盘式制动器中, 装有摩擦衬片的固定元件是制动块, 它们装在与车桥固定在一起的制动钳中。摩擦衬块与制动盘接触面积很小, 在盘上所

占的中心角一般仅有 $30^\circ \sim 50^\circ$, 故又称为点盘式制动器。

图5-14为钳盘式制动器简图。固定钳式的钳体固定, 用双油缸将两侧的制动压块压向制动盘。滑动钳式只有一个制动油缸, 制动时活塞在油压下压向制动盘, 同时油压的反作用力推动活动钳体向右移动, 使左

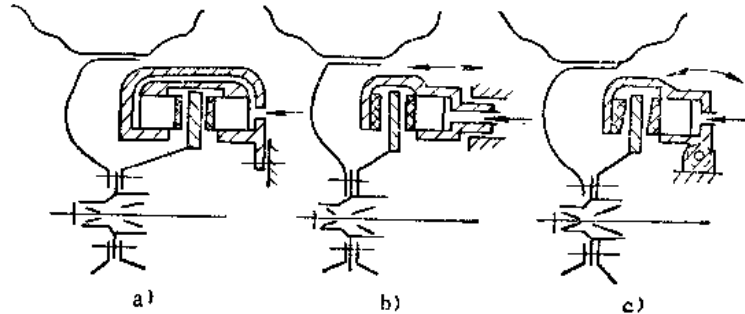


图5-14 钳盘式制动器简图

a) 固定钳式 b) 滑动钳式 c) 摆动钳式

边的制动块也压紧在制动盘上, 直至两制动块受力相等为止。摆动钳式钳体铰接在车桥上, 制动时钳体要绕铰点摆动, 造成衬片磨损不均匀, 因此常将衬片做成图示的楔形。

(一) 钳盘式制动器的优缺点

钳盘式制动器的优点是, 制动转矩平稳, 效力系数 K 与摩擦系数 μ 成线性关系。与蹄式制动器相比, μ 的变化对 K 影响不大; 制动盘绝大部分外露, 通风散热良好, 热稳定性好, 基本上没有热衰退现象, 连续多次使用, 制动力距也无多大变化; 制动盘有自洁作用, 水恢复性好; 维修方便, 摩擦衬片容易更换。

钳盘式制动器也有缺点。首先由于没有增力作用, 故制动效能较低, 液压驱动机构要有较高的系统压力, 制动液在高温高压下容易汽化, 并且对密封件要求较高。其次, 因制动盘外露, 难以完全防止粘污和锈蚀。最后, 当用于平衡重式叉车时, 因手、脚制动器共用, 需要附加的手制动驱动机构比较复杂。

(二) 钳盘式制动器的制动转矩计算

假定衬块的摩擦表面全部与制动盘接触, 且其上压紧力均匀分布, 则制动转矩为:

$$T_p = 2\mu F_p R \quad (5-24)$$

式中 μ ——摩擦系数;

R ——有效半径；

F_p ——作用在摩擦衬块上的压紧力。

制动效力系数：

$$K = F / F_p = 2\mu \quad (5-25)$$

图5-15所示摩擦表面呈扇形的衬块，径向尺寸不大时，可取平均半径 R_a 作为 R ， $R_a = \frac{R_1 + R_2}{2}$ 。

(三) 钳盘式制动器主要参数的确定

钳盘式制动器的结构和尺寸的确定，要考虑安装的可能性。按轮毂的结构，先确定旋转圆盘的直径，依此估算出摩擦衬块的外半径 R_2 和内半径 R_1 。然后根据所需的制动转矩，由式 (5-24) 算出压紧力 F_p ，再由 F_p 设计驱动机构。

钳盘式制动器的摩擦衬块材料，要求有较高的耐磨、耐温和耐压性能，热衰退性小，浸水后恢复能力强。通常采用不同配方的塑料和金属粉末热压成型。国产的这类材料的摩擦系数 $\mu = 0.30 \sim 0.45$ ，承压能力为 $300 \sim 400 \text{ N/cm}^2$ 。

衬块面积 A_p 可由下式计算：

$$A_p = \frac{p A_0}{[p]} \quad (5-26)$$

式中 p ——分泵中的油压， $[p]$ 为 N/cm^2 ；

A_0 ——分泵活塞面积， $[A_0]$ 为 cm^2 ；

$[p]$ ——衬块许用压强，单位为 N/cm^2 ，一般可取 $[p] = 300 \text{ N/cm}^2$ 。

根据需要的制动力 F_p 和分泵油压 p 可计算出分泵活塞面积 A_0 。也可根据结构尺寸确定 A_0 ，然后校核分泵油压 p 。由于制动效能低，有时要求驱动系统压力高达 2000 N/cm^2 ，用传统的人力液压驱动机构很难达到，必须采取其它措施，此也是尚未广泛用于叉车的主要原因之一。

六、停车制动器

手制动器主要用于坡道或长时间停车，紧急情况可和脚制动器同时使用。

手制动器可以独立设置，这时常采用盘式或带式制动器。在中、小吨位叉车上，由于传动系统为全刚性联接，难以布置独立的手制动器，所以通常将它和脚制动器一起布置在驱动轮内，构成兼有停车制动功能的蹄式制动器。

图5-16为兼有手制动装置的自动增力制动器，并带有间隙自调装置。行车制动时由液压机构驱动，停车制动的驱动机构是机械式的。

手制动臂10用铰销8与右制动蹄铰接，推板9支靠在左蹄和手制动臂的凹槽中。制动钢丝绳11的一端与手制动臂相联接，另一端穿过制动底盘接于手制动操纵杆。制动时，板动手制动杆，拉动钢丝绳，使手制动臂绕铰销转动，通过推杆将左蹄推向制动鼓。当左蹄压到制动鼓上之后，推板即停止运动，此时推板的右端就成为手制动臂继续转动的新支点。继续拉动钢丝绳，手制动臂带动铰销向右移动，并将右蹄压向制动鼓。

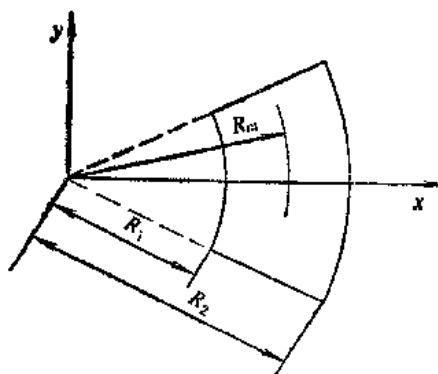


图5-15 摩擦衬块的有效半径

这种脚、手共用一个制动器的制动装置，安全性不如分装两个制动器的装置，但作用于车轮的手制动器，使用手制动器紧急制动时，不会给传动系统造成附加载荷。

这类共用的制动器，按行车制动要求设计，对手制动性能也要校核。对于分装的手制动器，按驻坡要求的制动力矩设计。

驻坡时需要的制动转矩

$$T = G(\sin \alpha - f \cos \alpha) r_k \quad (5-27)$$

式中 G ——叉车总重力；
 f ——滚动阻力系数，可取 $f = 0.03$ ；
 r_k ——车轮滚动半径；
 α ——驻坡角。内燃叉车空载时， $\alpha = 11^\circ 18'$ ；满载时， $\alpha = 8^\circ 32'$ 。

根据驻坡需要的制动转矩和推力 F_p 的作用位置，按作图比例求出需要的推力 F_p ，作为设计手制动驱动机构的依据。

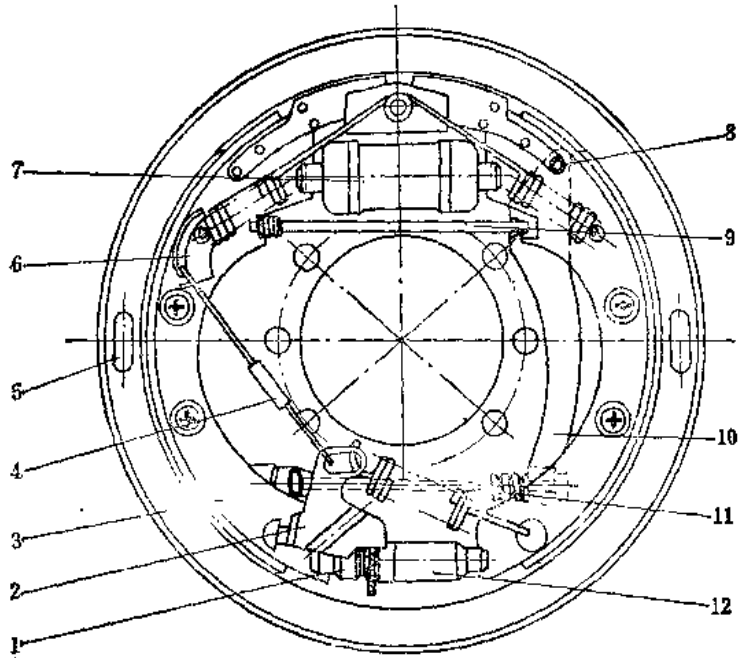


图5-16 兼有停止制动装置的自动力制动器

- 1—调整螺母 2—活塞 3—制动蹄 4—钢丝绳或 5—调整
- 6—摆杆 7—制动分泵 8—铰销 9—手制动推板 10—手制
- 动臂 11—钢丝绳 12—调整顶杆

§ 5-3 制动驱动机构

制动驱动机构的功用是将驾驶员施加于制动踏板或手制动操纵杆的力，经各种方式放大后作用到制动器上。中、小吨位叉车的脚制动器用人力液压式驱动机构，手制动器则用机械式驱动机构。

图5-1所示的驱动机构是人力液压驱动机构，由制动踏板、制动分泵及它们之间的联接杠杆和管路组成。

一、制动分泵

蹄式制动器中，制动分泵一般采用双活塞式，其构造如图5-17所示。

分泵缸体 1 用螺钉固定在制动器底板上。制动时，由总泵来的压力油经进油孔 8 进入油缸，推动活塞 2 背向移动，并通过顶杆 6 推动制动蹄。弹簧 4 可保证皮碗 3、活塞 2 与蹄端互相接触紧密，使制动灵敏。

根据所需蹄端推力 F_p 确定分泵内径 d ：

$$d = \sqrt{\frac{4F_p}{\pi p}} = 1.13 \sqrt{\frac{F_p}{p}} \quad (5-28)$$

式中 p ——制动系统油压，通常 $p = 500 \sim 800 \text{ N/cm}^2$ 。

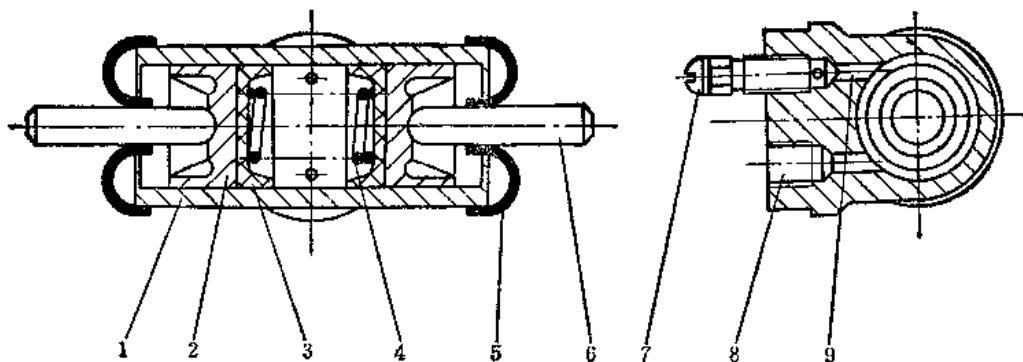


图5-17 双活塞式制动分泵

1—缸体 2—活塞 3—皮碗 4—弹簧 5—保护罩 6—顶杆 7—放气阀 8—进油孔 9—排气孔

二、制动总泵

制动总泵可以和贮油室铸成一体，也可用油管 and 贮油室相联，这样便于布置。

图5-18为国产2.5 t叉车的制动总泵。活塞推杆9与活塞8之间有1.5~2.5 mm的间隙，并可调整，以保证制动踏板有适当的自由行程。制动时，推杆推动活塞左移，当皮碗堵位旁通孔4之后，总泵左腔油压升高，压力油经阀2流至各制动分泵。当迅速放松制动踏板时，活塞由回位弹簧推动右移，此时分泵及管路中的油压高于总泵油压，油液经阀2中的回油口流到总泵左腔。但油液有滞后，为了防止左腔形成部分真空，贮油室的油液可经补偿孔6和逆止阀7充满总泵左腔。

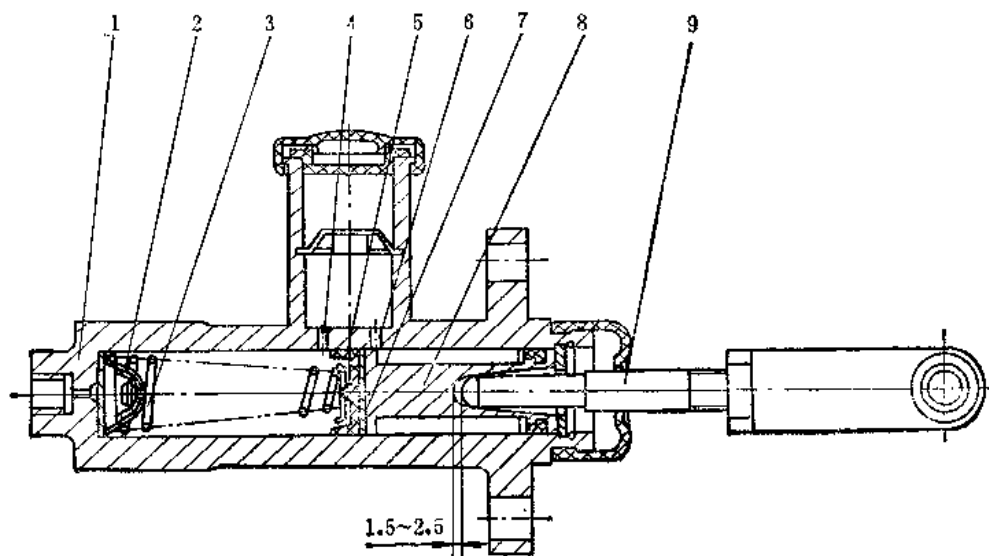


图5-18 制动总泵

1—泵体 2—阀 3—回位弹簧 4—旁通孔 5—皮碗 6—补偿孔 7—逆止阀 8—活塞 9—活塞推杆

由于弹簧3的作用，当管路油压降至 $5 \sim 10 \text{ N/cm}^2$ 时，阀2中的回油孔即关闭，这样可使制动系统中保持 $5 \sim 10 \text{ N/cm}^2$ 的剩余压力，以防空气渗入制动系统。

总泵排量

$$V_0 = Z \frac{\pi}{4} d^2 S_f \quad (5-29)$$

式中 Z ——制动分泵数量；

d ——分泵直径；

S_f ——分泵活塞相对位移，取 $4 \sim 5 \text{mm}$ 。

考虑到油管的变形，实际排量需乘以 $\eta = 1.1 \sim 1.3$ 的油管变形系数。
设总泵活塞行程为 S_c ，则总泵内径为：

$$D = \sqrt{\frac{2d^2 S_f \eta}{S_c}} \quad (5-30)$$

一般取 $S_c = (0.8 \sim 1.2) D$

计算得到的分泵直径 d 和总泵直径 D ，均应圆整为标准系列尺寸。

三、踏板力与踏板行程的计算

由图5-19可确定踏板力 F_D ，

$$F_D = F_P \left(\frac{D}{d} \right)^2 \frac{l_d}{l_n} \frac{1}{\eta} \quad (5-31)$$

式中 F_P ——蹄端推力；

η ——踏板至分泵间的传动效率，一般可取 $\eta = 0.92$ 。

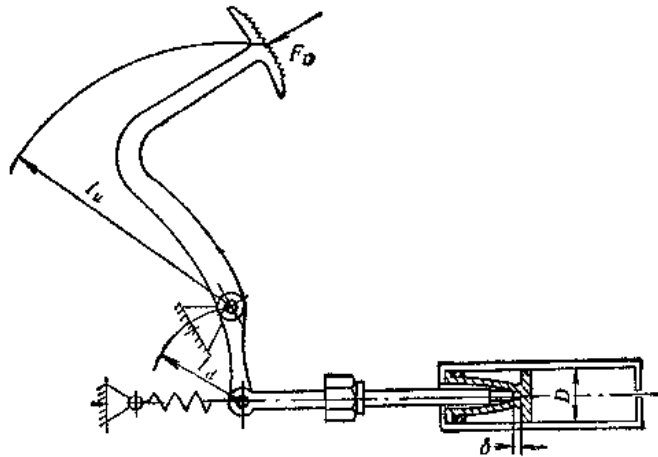


图5-19 操纵机构计算简图

正常制动时， $F_D = 200 \sim 300 \text{N}$ ，紧急制动时可能较大，但不应超过 500N 。

为了操纵方便，踏板行程 S_T 也应有所限制，一般情况取 $S_T = 90 \sim 100 \text{mm}$ 。当摩擦衬片磨损到最大允许值时， S_T 不应超过 180mm 。

由图5-19知：

$$S_T = (S_c + \delta) \frac{l_u}{l_n} \quad (5-32)$$

式中 δ ——间隙，一般 $\delta = 1.5 \sim 2.5 \text{mm}$ 。

四、制动油

制动系统的油液在低温时，可能变稠；高温时，可能汽化，形成汽阻。因此，对制动用

油的配方有一定要求。目前国产刹车油大部分采用50%的精制蓖麻油和50%的乙醇溶剂。为了提高油液的沸点，可采用丁醇和蓖麻油溶剂，矿物油对橡胶皮碗破坏严重，严禁使用。

五、对人力液压驱动机构的评价

人力液压驱动机构的优点：

- 1) 传动比大；
- 2) 机械效率高（因液压系统有自我润滑作用）；
- 3) 作用滞后时间短；
- 4) 整个管路系统中压力相同，制动分泵能同时起作用，制动时叉车不易跑偏。

因此，人力液压驱动机构在中、小吨位叉车上被广泛应用。

随着叉车车速的提高，特别是大吨位叉车上，只靠改进蹄式制动器结构来提高制动效能，恐难满足要求。在5 t 以上的叉车上，已采用真空增压装置以增大蹄端推力。动力液压式制动驱动系统也可望得到发展。

第六章 转向系统

§ 6-1 叉车转向系统的特点及组成

叉车转向系统的功用是改变叉车的行驶方向或保持叉车直线行驶。转向系统的性能直接关系到叉车行驶安全、作业效率和驾驶员的劳动强度。

一、对转向系统的要求

- 1) 工作可靠 转向系统各零、部件应有足够的强度、刚度和寿命。
- 2) 满足正确的运动规律 叉车转弯时应使各转向轮无滑动地滚动, 并使转向轮有较大的偏转角, 以获得尽量小的转弯半径。
- 3) 操纵轻便 叉车作业时转向频繁, 常常需以很小的转弯半径转向, 故要求操纵轻便, 施加在方向盘上的手力不应大于100N。方向盘的回转圈数要少, 一般从中间位置向一个方向转动至极限位置的圈数, 不应超过4~5圈。
- 4) 要有路感 转向时转向轮所受的侧向力要适当地反馈到方向盘上, 使驾驶员操作时心中有数。但反馈不能太大, 以免出现“打手”现象, 并使转向系统零件承受过大的冲击载荷。
- 5) 转向灵敏 方向盘从中间位置向左、右转动的空行程不应超过15°。
- 6) 调整、维修方便。

二、叉车的转向方式

叉车转向采用的是偏转车轮的方式。叉车转向时要求所有车轮作纯滚动, 为此, 必须使所有轮的轴线交于一点(瞬时转向中心), 各车轮的转速应与它们至这一瞬时中心的距离成正比。

平衡重式叉车, 因工作装置位于叉车前方, 作业时前桥负荷大, 且结构布置也限制了前轮的偏转角, 故采用偏转后轮的转向方式。

由图6-1可知, 对于三支点叉车, 不论转向轮是一个车轮或两个并置车轮, 转向轮都同时绕一根垂直于地而的轴线偏转, 故称单轴线式转向方式。转向时前、后轮轴线的延长线总交于一点, 总能满足所有车轮纯滚动的要求。

对于四支点叉车, 两个转向轮分别绕各自的主销轴线偏转, 称为双轴线式转向方式。为了使车轮旋转轴线的延长线交于一点, 两个转向轮的偏转角必须不同, 而且必须满足以下的关系。由图6-1 b可知:

$$\operatorname{ctg} \alpha - \operatorname{ctg} \beta = \frac{\overline{OD}}{L} - \frac{\overline{OC}}{L} = \frac{M}{L} \quad (6-1)$$

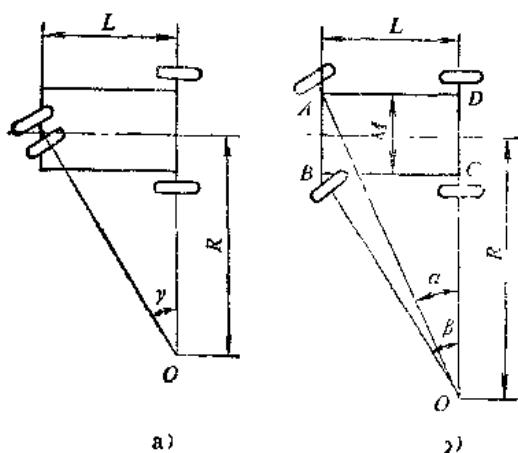


图6-1 叉车的转向方式

式中 α 、 β ——为外侧及内侧车轮偏转角；

M 、 L ——为主销中心距及轴距。

上式表明，偏转角 α 、 β 间的关系满足该式时才能保证各个车轮作纯滚动。

三、转向系统的组成

叉车转向系统是指由驾驶员操纵的、用来使车轮偏转的一整套机构，一般包括：

1) 转向器 (含方向盘、转向轴与转向器) 用来传递并放大驾驶员作用在方向盘上的转矩，将其转动改变为转向垂臂的摆动；

2) 转向杆系 可将垂臂的摆动以一定的比例传给转向轮，并使内、外转向轮有不同的偏转角，以满足转向规律的要求；

3) 转向支承装置 (包括转向节、主销和转向桥)

用以支承转向车轮，并限定车轮在转向时绕主销偏转。传统的机械转向系统示于图6-2。

图中扇形板 3、横拉杆

4、转向节 5 和转向桥体 6 组成转向梯形，即转向杆系。

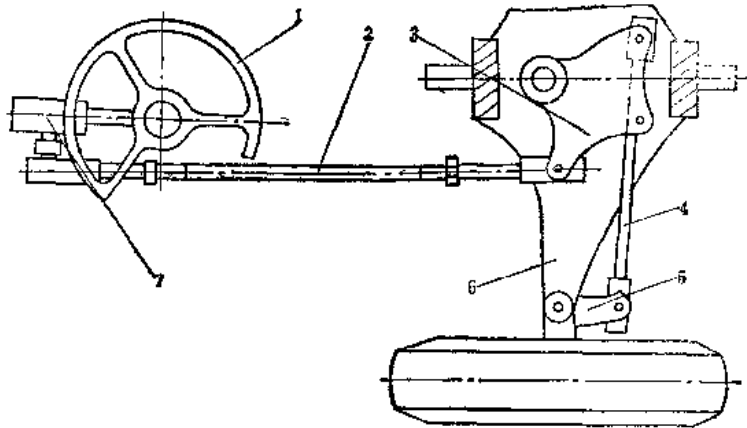


图6-2 机械转向系统简图

1—方向盘 2—纵拉杆 3—扇形板 4—横拉杆 5—转向节
6—转向桥体 7—转向器

§ 6-2 转向系的方案选择

叉车转向系有机械式、液压助力式和全液压式诸类。机械式转向系安全可靠，制造精度要求低，但操纵不便，对于转向频繁的叉车，特别是转向桥负荷较大的大、中吨位的叉车，很难满足转向轻便和安全可靠的要求。所以，起重量 2 t 以上的叉车多不采用机械式转向系。

一、机械转向系 (见图6-2)

(一) 方向盘与转向轴

方向盘的尺寸和形状直接影响操纵轻便性。方向盘的尺寸可按国产汽车标准系列产品选取。转向轴是无缝钢管。在小吨位叉车上，为了减小转向的手力，可将转向轴断开，安装附加减速器，如图6-3所示。方向盘可与水平面成 $15^\circ \sim 35^\circ$ 角安装。为了操纵方便，可在方向盘上安装快转手柄 5。

(二) 转向器

转向器的种类较多，目前主要球面蜗杆滚轮式和循环式两种，见图6-4和图6-5。

1. 转向器的效率和可逆程度

球面蜗杆滚轮式转向器由于传动副的摩擦较大，所以传动效率低。循环球式转向器以滚动摩擦代替滑动摩擦，传动效率可达 90%。在同类型转向器中，因具体结构不同，效率也有差

异。如图6-4中，滚轮轴承7采用滚针轴承，其正传动效率 $\eta_+ = 54\%$ ；改用锥轴承，则 $\eta_+ = 70\%$ 。如采用图示的可承受轴向力的球轴承，其正传动效率可达75%。

转向器作用力的传递分为可逆式、不可逆式和极限可逆式。在球面蜗杆滚轮式转向器中，作用力的可逆程度由蜗杆的螺旋角决定，

$$\eta_+ = \frac{\operatorname{tg} \alpha_0}{\operatorname{tg}(\alpha_0 + \rho)} \quad (6-2)$$

$$\eta_- = \frac{\operatorname{tg}(\alpha_0 - \rho)}{\operatorname{tg} \alpha_0}$$

式中 α_0 ——蜗杆最小截面螺旋线的导角；

ρ ——摩擦角。

当 $\alpha_0 = \rho$ 时， $\eta_- = 0$ ，逆传动自锁，路面对转向垂臂的冲击不能传到方向盘上，称为不可逆式。当 $\alpha_0 > \rho$ 时，作用力既可容易地由方向盘传到转向垂臂，转向垂臂受到的路面冲击也比较容易地传到方向盘，称为可逆式。当 α_0 略大于 ρ 时，作用力可容易地由方向盘传到转向垂臂，仅在地面对转向轮的冲击很大时，才能由垂臂传到方向盘，称为极限可逆式。

不可逆式转向器因承受冲击载荷过大，转向系零件容易损坏，而且驾驶员没有路感，所以不宜采用。极限可逆式转向器，既不会造成转向器零件突然过载，又可以给驾驶员适当的路感，因而应用广泛。球面蜗杆滚轮式转向器属于此类。可逆式转向器的正传动效率高，转向轻便，而且由于逆传动效率也高，当转向轮偏转后，车轮的稳定力矩能使车轮和方向盘自动回正，这样既可减轻驾驶员的劳动强度，又能提高行驶的安全性。其缺点是：当用机械转向的叉车在不平路面上行驶时，车轮受到路面冲击，大部分都传到方向盘上，发生“打手”现象，容易引起驾驶员疲劳。循环球式转向器属于此类。

对于经常行驶在良好路面上，或室内作业的电瓶叉车，采用机械式转向时，可选用可逆式转向器。如果叉车经常在不平路面的作业场地行驶，最好选用极限可逆式转向器。采用液压助力转向或全液压转向的叉车，由于油液的阻尼作用，路面冲击对转向器的冲击很小，为提高效率、宜采用可逆转向器。

2. 转向器的角传动比

转向器的角传动比 i_{ω_1} 是指方向盘的转角 φ 与转向垂臂摆角 θ 之比值，即 $i_{\omega_1} = \varphi / \theta$ 。

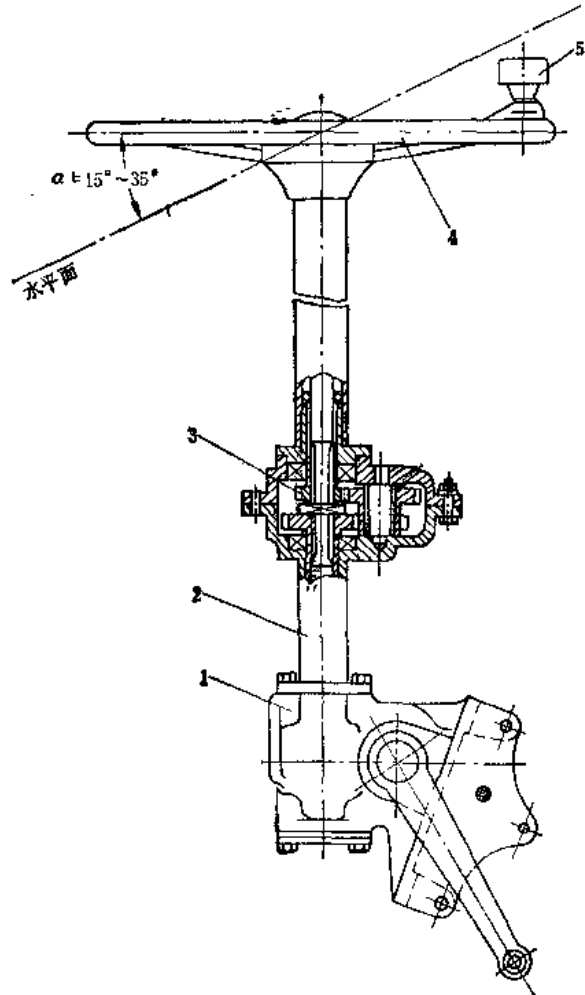


图6-3 转向操纵机构

1—转向器 2—转向轴 3—附加减速器
4—方向盘 5—快转手柄

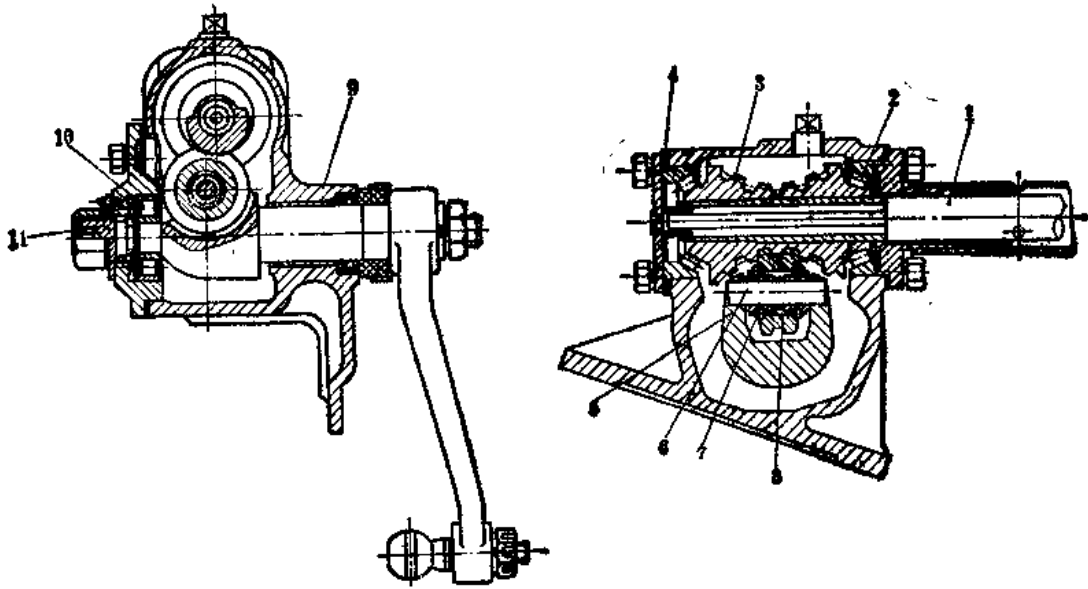


图6-4 球面蜗杆滚轮式转向器

- 1—轴向轴 2—蜗杆轴承 3—球面蜗杆 4—调整垫片 5—垂臂轴 6—滚轮轴 7—滚轮轴承
8—滚轮 9—垂臂轴衬套 10—滚柱轴承 11—啮合间隙调整螺钉

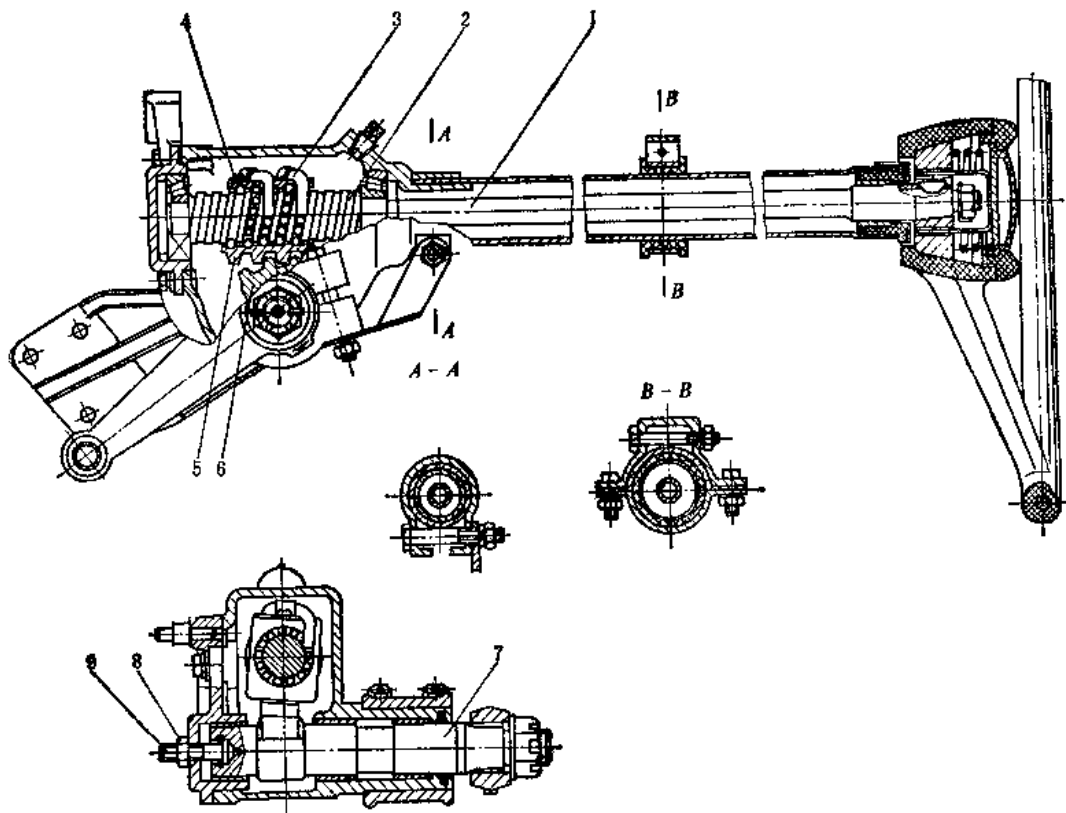


图6-5 循环球式转向器

- 1—转向轴 2—螺杆 3—导管 4—螺母 5—齿条 6—扇形齿轮 7—垂臂轴 8—调整螺母 9—调整螺钉

球面蜗杆滚轮式转向器的角传动比不是常数，但变化不大。加工蜗杆时，齿形刀具与蜗杆之间的传动比 i_0 为：

$$i_0 = \frac{2\pi R}{t} \tag{6-3}$$

式中 R ——齿形刀具的节圆半径；
 t ——蜗杆节距。

如果滚轮的摆动中心 O （即转向垂臂的中心）与加工蜗杆时齿形刀具的旋转中心同在 O_1 点（见图6-6），则转向器角传动比 $i_{s,1} = i_0$ 。

为保持叉车直线行驶时的稳定性，要求转向器在中间位置附近 $10^\circ \sim 15^\circ$ 范围内为无间隙啮合。为此，常将滚轮的摆动中心 O 偏离加工刀具的旋转中心 O_1 ，使滚轮的摆动半径 $R_0 < R$ 。这样不仅可以得到中间位置的无间隙啮合，也可防止因安装误差使一端卡死。这时，蜗杆与滚轮的角传动比 $i_{s,1} = 2\pi R_0 / t$ ，与式（6-3）比较可得：

$$i_{s,1} = i_0 \frac{R_0}{R} \tag{6-4}$$

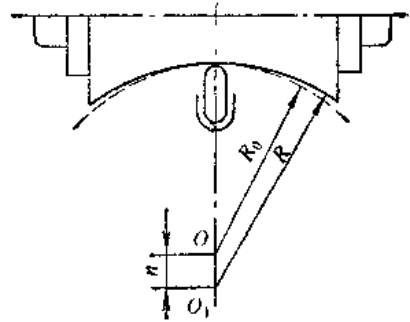


图6-6 球面蜗杆滚轮啮合关系图

当滚轮离开中间位置时，滚轮摆动中心至蜗杆侧面节圆半径的距离稍有增大，因此传动比 i_s 也略有变化。一般在转向垂臂摆动 30° 以后，传动比误差约 1%。

循环球式转向器的角传动比是不变的。

$$i_{s,1} = \frac{2\pi r}{s} \tag{6-5}$$

式中 r ——齿扇的啮合半径；
 s ——螺杆的螺距。

叉车用的转向器角传动比，见表6-1。

3. 传动间隙及调整

转向器传动副的啮合间隙，直接影响叉车直线行驶稳定性和转向器使用寿命。

球面蜗杆滚轮式转向器，蜗杆与滚轮的啮合间隙随方向盘的位置而异。当叉车直线行驶时，蜗杆与滚轮若有间隙 Δ ，车轮承受侧向力方向变化时，转向轮就会在间隙 Δ 范围内偏摆，造成蛇行，失去直线行驶稳定性。因此，方向盘在中间位置左、右各 $10^\circ \sim 15^\circ$ 范围内，传动副最好没有间隙。但无间隙啮合的中间位置经常使用，其磨损将大于和快于两端位置。当间隙 Δ 大到一定程度，无法保证直线行驶稳定性时，必须调整。在构造上要保证调整中间位置间隙时，两端不能卡死。从图6-6可知，刀具中心 O_1 与滚轮中心 O 之间有 $4 \sim 5 \text{ mm}$ 的偏移量，可保证两端不致卡死。由图6-4可知，转动调整螺钉，可使滚轮 8 靠近蜗杆 3。

图6-5所示循环球式转向器的齿条 5 是等厚的，与垂臂轴作成一体的扇形齿轮是变齿厚的。利用调整螺钉 9，可使扇形齿轮轴向移动，从而改变齿条和扇形齿轮的啮合间隙。

(三) 转向杆系

表6-1 转向器型式和角传动比数值

转向器型式	转向器中间位置角传动比	原车型
循环球式	18.56	北京BJ130
循环球式	21	跃进NJ130
循环球式	23.6	交通SH142
循环球式	18.2	北京BJ212
球面蜗杆滚轮式	23.5	解放CA10B, CA30A
球面蜗杆滚轮式	18.2	天津TJ210

如前已述，在转弯时要求四支点叉车的两转向轮的偏转角满足式(6-1)。为此，在叉车转向系统中，用一套杆系机构将左、右转向轮联接起来，使两轮同时偏转，并有不同的偏转角。在轮式车辆中，常称之为梯形机构。

转向梯形机构的效果只能近似地满足式(6-1)。但由于它构造简单，基本能满足使用要求，所以为大多数四支点轮式车辆所采用。

1. 单梯形机构

图6-7为单梯形机构，它以转向桥体作为固定构件，加上两个梯形臂和横拉杆，构成梯形四杆机构。转向轮轴与梯形臂制成一体，左、右梯形臂的转角即为左、右转向轮的偏转角。单梯形机构的转向轮偏转角，一般不大于 45° 。

根据梯形机构在叉车上的安装位置，可分为前置式和后置式。

2. 双梯形机构

叉车的机动性要好，要有较小的转弯半径。为此，必须增大转向轮的偏转角。目前叉车内轮的偏转角大多在 $75^\circ \sim 85^\circ$ 之间，单梯形机构已无法满足，故多采用双梯形转向机构。

叉车上常用的双梯形机构的布置形式有八字式和交叉式，如图6-8所示。

在交叉式布置中，两个横拉杆空间交叉，它们与扇形板相联的两个球头销，一个在扇形板之上，另一个在扇形板之下。在下的球头销磨损后可能脱落，需经常维护、调整。

对八字式布置的，两个横拉杆和转向节臂等杆件，可以布置在一个平面内。

二、液压助力转向装置

叉车作业时转向频繁，转弯半径小，有时需要原地转向。叉车空载时，转向桥负荷约占车重的60%。为了减轻驾驶员的劳动强度，起重量2t以上的叉车趋于采用动力转向——液压助力转向或全液压转向。动力转向操作轻便，动作迅速，有利于提高叉车的作业效率，油液还可以缓冲地面对转向系的冲击。

液压助力转向是在机械转向的基础上，在纵拉杆处加装转向助力器，如图6-9所示。

(一) 转向助力器及其油路系统

1. 液压助力器的结构形式

(1) 整体式 如图6-10a，随动阀、转向油缸和转向器装在一起，且两者之间直接由油道联通。因此，结构紧凑，工作稳定，动作迅速，但不能选用标准的机械转向器，转向垂臂以后的零件都要承受由转向油缸加力后的载荷。同时，转向器的密封性要求高，增加了设计制造的难度。

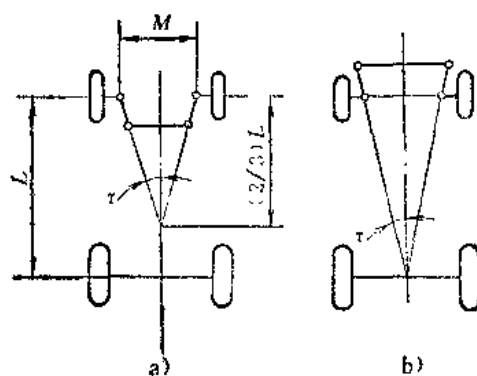


图6-7 单梯形机构

a) 前置式 b) 后置式

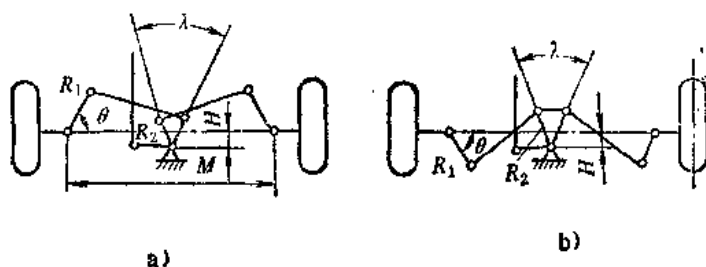


图6-8 双梯形机构

a) 交叉式 b) 八字式

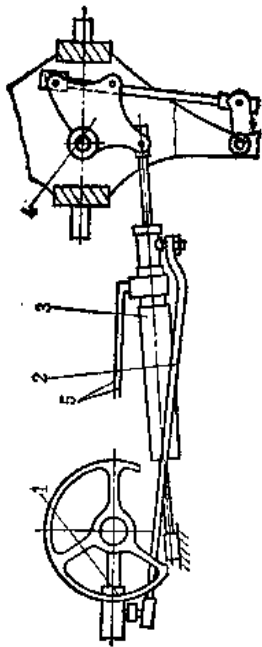


图6-9 液压助力转向系统
1—转向器 2—纵拉杆 3—助力油缸
4—转向杆系 5—高压油管

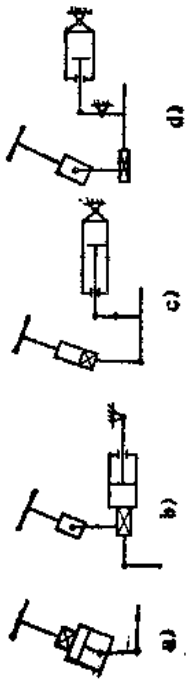


图6-10 动力转向机构布置方案
a) 整体式 b) c) d) 分置式

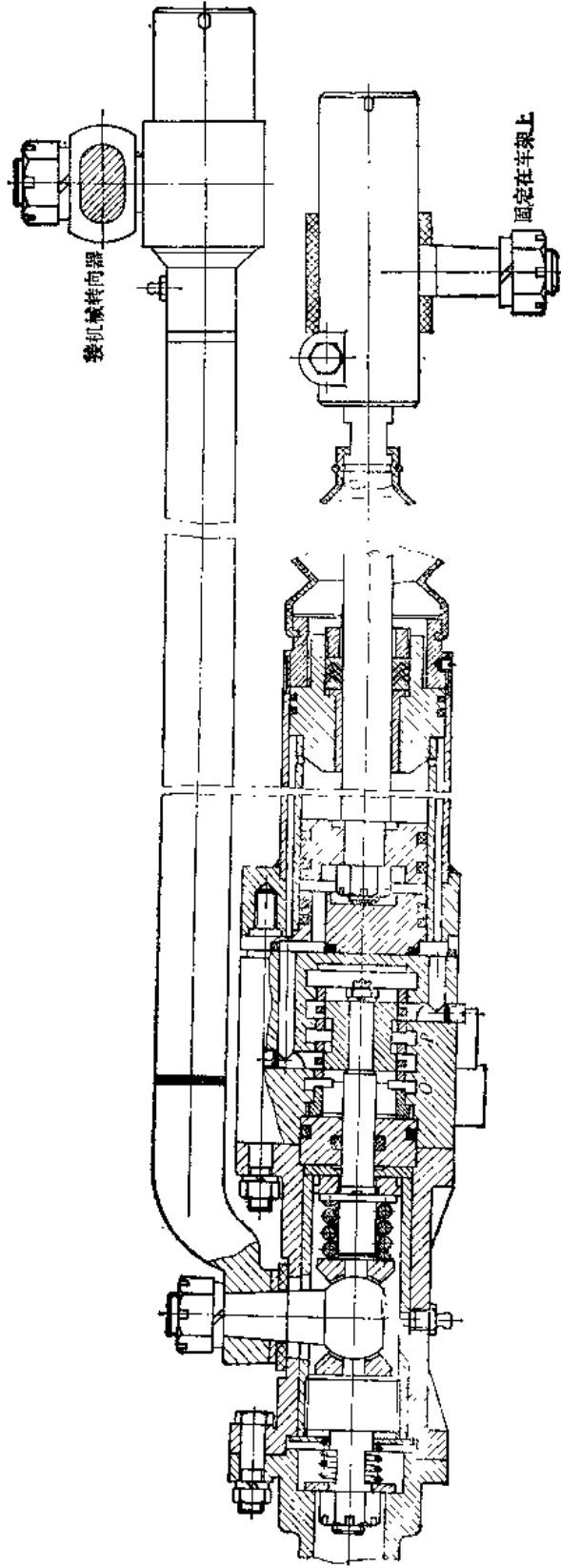


图6-11 转向助力器构造

(2) 分置式 如图6-10 b、c和d三种布置方案。

图6-10 b的方案随动阀装在转向油缸头部，成为一个整体，其结构见图6-11。可配用标准机械转向器，随动阀与油缸间通道短，转向平稳，是叉车常用的型式，但随动阀的行程经过机械转向器放大，方向盘的行程较大。

图6-10 c的方案随动阀装在转向器的头部。此时，随动阀的行程不会被放大，但阀与缸之间的管路较长，转向时可能引起转向轮自振。

图6-10 d的方案随动阀、转向油缸和转向器皆分开安装。其优点是便于布置，但连杆、管路均较长，对转向灵敏性不利且易引起转向轮自振。

2. 转向助力器的供油情况

(1) 分泵系统 转向助力器和叉车上工作装置由各自的油泵供油，并有独立的液压系统，见图6-12。系统中流量调节阀2可保证转向助力器稳定供油，可将油量限制在发动机怠速运转时的油泵流量1.5倍。这样既保证在发动机怠速时，叉车具有正常的转向速度，也避免在发动机高速运转时流量增多，转向太快。随动阀4与普通的三位四通滑阀基本相同。叉车直线行驶时，方向盘处于中间位置，随动阀的阀芯也处于中间位置。由于随动阀具有负复盖度（即滑阀在中间位置时呈H型联接），这时从油泵来的压力油，部分经阀芯与阀套之间的间隙流回油箱，部分经油道间隙进入转向油缸的两腔。因为这时的油压很小，虽然活塞在两腔的面积不等，但作用力之差不足以使油缸运动，叉车保持直线行驶。

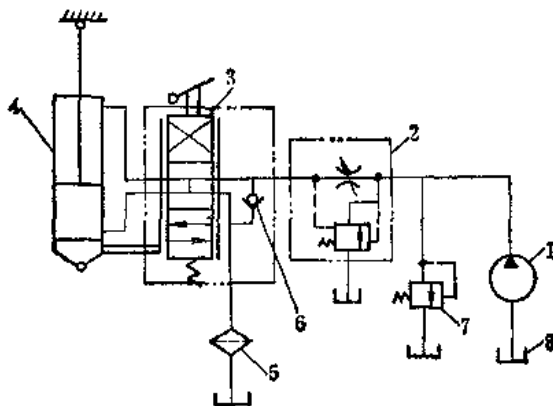


图6-12 分泵系统转向油路

1—油泵 2—流量调节阀 3—随动阀 4—转向油缸
5—滤油器 6—单向阀 7—安全阀（溢流阀） 8—油箱

当叉车转弯时，在图6-9所示的转向系统中，驾驶员转动方向盘，机械转向器带动纵拉杆运动，再通过球头销（见图6-11）拉动随动阀芯（可前后移动3.5mm）。阀芯与阀套错位，转向油缸的两腔分别与油泵或油箱连通，在油泵输入的压力油作用下，转向油缸运动，推动扇形板4（图6-9），经过梯形机构使转向轮偏转，实现叉车转向。当油缸的移动距离与阀芯运动距离相同时，阀芯与阀套又恢复到中间位置（称为机械反馈），转向过程结束。如需继续转回，则必须继续转动方向盘，使阀芯移动，油缸也随之移动，故称“随动”。

在转向助力系统中，驾驶员转动方向盘的力，只是用来克服阀芯运动的摩擦力和回位弹簧力，一般只需2~3kN。车轮的转向阻力则由油泵供给的压力油克服。所以，转向阻力的大小对方向盘的操作力无影响。

在随动阀的进油道与回油道之间，装有作为事故阀的单向阀5。当叉车的动力装置或转向液压系统发生故障时，因油泵不能供油，驾驶员转动方向盘，通过纵拉杆拉动阀芯运动，到极限位置后，就通过球头销直接拉动油缸。若油缸向后移动，则前腔的油被挤出，经O口流回油箱；油缸后腔容积增大，随动阀使其与P口连通，后腔形成真空。这时单向阀开启，从回油道或油箱吸油补充后腔，从而减小阻力。这时助力器不起作用，成为机械转向系统。正常工作时，进油道为高压，回油道为低压，单向阀关闭，两个油道不通。

(2) 共泵系统 其油路见图6-13。其中转向系统与工作装置的液压系统共用一个油泵。油泵1输出的压力油经分流阀2，分别流向转向系统和工作装置。分流阀可保证向转向分路供给稳定的油量。当工作装置油缸和转向油缸同时工作时，若前者突然卸载，单向阀4可阻止正在工作的转向油缸的压力油倒流。其余元件动作原理与分泵系统中的相同，因只用一个油泵，便于总体布置。因转向油缸和工作油缸的油路并联，两分路的压力降总相等，因此，只有一个分路工作时，流经不工作的分路的压力油就白白流回油箱，造成能量的浪费，故使用经济性差。

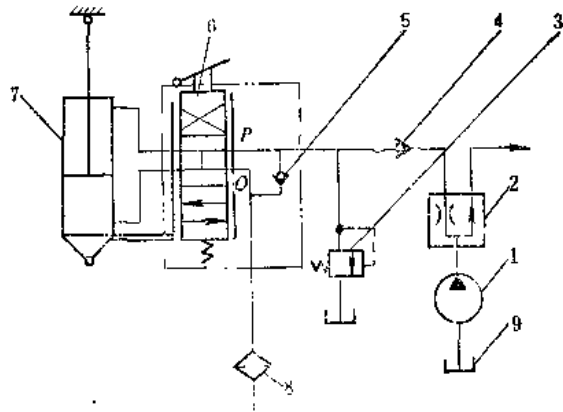


图6-13 共泵系统转向油路

- 1—油泵 2—分流阀 3—安全阀（溢流阀）
- 4、5—单向阀 6—随动阀 7—转向油缸
- 8—过滤器 9—油箱

这种只需克服回位弹簧力和滑阀摩擦阻力的转向助力器，驾驶员没有路感。为使驾驶员了解路面情况，液压助力转向助力器也应及时地把路面阻力成正比地反应到方向盘上，办法是在随动阀中安装反作用阀，具体构造可参阅有关资料。这种反作用阀的两柱塞之间经常与油泵的供油路相通，而柱塞的外端经常与回油路相通，转向时移动滑阀不仅要克服回位弹簧力，还要克服反作用阀内的油压作用力，这个力与转向阻力成正比，可使驾驶员有路感。

3. 液压助力转向的杆系机构

在传统的机械转向系统中，增加转向助力器以后，采用的杆系机构仍是与机械转向系统相同的双梯形机构，布置形式及选用原则也相同。

三、全液压转向装置

全液压转向装置与液压助力转向装置不同之处是以全液压转向器取代了机械转向器和纵拉杆等机械元件，且用高压油管将全液压转向器和转向油缸联通。全液压转向系统简图见图6-14。

全液压转向器操作轻便，动作迅速，重量轻，体积小，便于安装。缺点是：如果油路出现故障，虽然摆线泵可作手泵使用，但转向非常沉重，甚至难以实现。

全液压转向器，按配油阀的结构型式，可分为摆线转阀式和摆线滑阀式。叉车常用的是摆线转阀式，它由配油转阀、摆线转子泵和事故阀组成，图6-15为其工作油路。

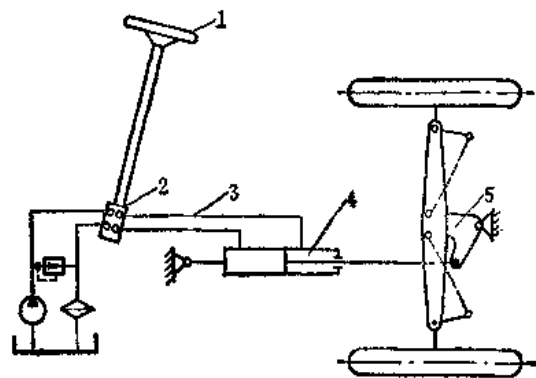


图6-14 全液压转向系统简图

- 1—方向盘 2—全液压转向器 3—高压油管
- 4—转向油缸 5—扇形板

当叉车直线行驶时，方向盘处于中间位置，油泵来油经P→D→G→O流回油箱，通往转向油缸的A、B口关闭。按叉车右转弯转动方向盘时，阀芯顺时针转动，油泵来的压力油经P→F进入摆线泵（此时为摆线马达）驱动转子。然后油液流出，经E→D→G→A进入转向油缸右腔，其左腔的油经B→O流回油

箱。左转弯时，动力油经 $P \rightarrow E$ 进入摆线马达，然后经 $F \rightarrow D \rightarrow G \rightarrow B$ 进入转向油缸左腔，而其右腔的油经 $A \rightarrow O$ 流回油箱。

摆线马达在转向系统中有两个用途：

1) 实现机械反馈。转动方向盘使阀芯转动，压力油经转阀进入摆线马达使转子转动，向转向油缸输送压力油，同时，转子要通过和其连在一起的机械元件带动阀套转动，使阀套与阀芯回复到中间位置。

2) 构成手泵闭式油路，实现机械转向。当发动机或油路发生故障时，若正在右转弯，方向盘带动阀芯转动，转角超过 $6^\circ \sim 8^\circ$ 后，就可通过机械元件带动马达的转子转动将齿隙中的油挤出，经 $E \rightarrow D \rightarrow G \rightarrow A$ 到转向油缸右腔，而左腔的油经 $B \rightarrow O \rightarrow$ 事故阀 5 到进油道，再由 P 进入摆线泵 4，摆线马达成为手泵，实现机械转向。设计动力转向系统时，一定要解决无动油供应时，能实现手动转向。

在全液压转向装置中，由其转向油缸推动双梯形机构的扇形板来实现转向（图 6-14）。

近年来出现了不采用双梯形机构的全液压转向系统。如镇江叉车厂试制的横置油缸转向系统，如图 6-16 所示。

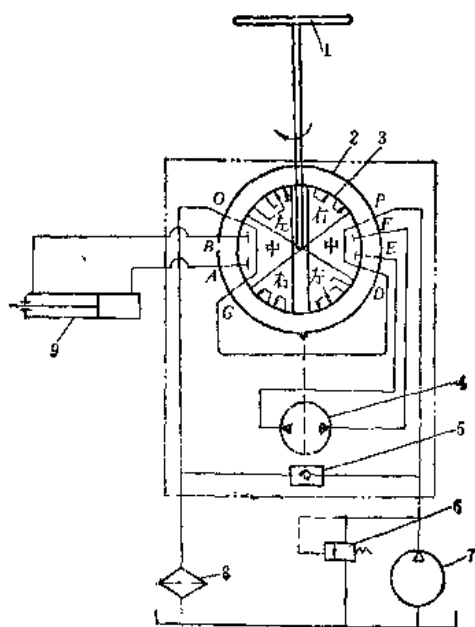


图6-15 全液压转向油路

1—方向盘 2—转阀阀体 3—转阀阀芯 4—摆线泵
5—单向阀 6—安全阀（溢流阀） 7—油泵
8—滤油器 9—转向油缸

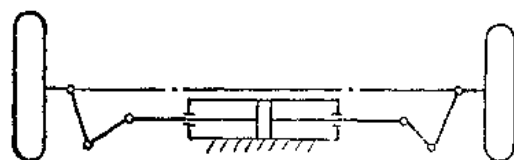


图6-16 横置油缸转向装置

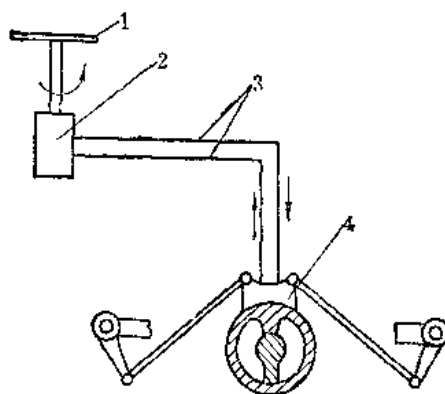


图6-17 摆动油缸转向系

1—方向盘 2—全液压转向器 3—高压油管
4—摆动油缸

这种曲柄滑块式杆系机构较双梯形机构简单，构件少。油缸安装在转向桥体上，两者合为一个独立部件，与其他部件只有高压油管相联，便于安装和检修。油缸的两腔都有活塞杆，活塞承压面积相等，无一般转向油缸的差动问题。但在机构运动时，活塞杆不可避免地要承受侧向力，密封件受力不均，容易渗漏。

在纵置式转向油缸中，虽然向左、右转弯时摆线马达的流量相同，但因缸的一腔有活塞杆，而造成转向缸两方向的行程不等。为了获得相同的转弯半径，左、右转弯时的方向盘转

角不同使驾驶员操纵不便，且容易疲劳和出事故。各制造厂都在设法解决差动问题。除上述的横置油缸式外，宜昌叉车厂用BM-80双叶片式摆动油缸取代传统的往复式油缸，摆动油缸装在转向梯形的扇形板位置上（图6-17），用高压油管与全液压转向器相联，便于总体布置。摆动油缸无差动问题，其杆系机构为八字式双梯形机构。这种油缸的制造和密封要求都比往复式油缸高，增加了成本，保养维修也较复杂。

§ 6-3 转向杆系的设计

转向杆系的设计是转向系统设计的重要内容之一。叉车常用转向梯形机构，设计梯形机构的任务是合理确定其杆件的几何参数以满足式（6-1）。在主销中心距 M 已知时，对于单梯形机构，待确定的独立变量是梯形臂长度 R_1 和偏斜角 τ （见图6-7）。对于双梯形机构，有五个独立的变量，即梯形臂长 R_1 和初始位置角 θ 、扇形板臂长 R_2 和夹角 λ 及扇形板中心铰点至转向桥中心线的距离 H （见图6-8）。

一、单梯形机构

对于给定轴距 L 和主销中心距 M 的叉车，若已知允许梯形机构安放和运动的空间，则单梯形机构的几何参数可用经验公式确定。根据图6-7所示的不同布置，可采用不同的公式。

$$\text{梯形臂偏角} \quad \tau = \text{tg}^{-1} \left(0.75 \frac{M}{L} \right) \quad (\text{前置式})$$

或
$$\tau = \text{tg}^{-1} \left(0.50 \frac{M}{L} \right) \quad (\text{后置式})$$

$$\text{梯形臂长} \quad R_1 = (0.11 \sim 0.15) M$$

梯形的几何参数选定后，可用作图法校核所选参数是否合理，也就是用作图的方法求出所选机构在运动过程中，外轮、内轮偏转角 α 和 β 的实际对应关系，和式（6-1）的理论关系相比较，其误差不应超过允许偏差，否则应重新选择或调整有关参数，再行设计或校核。

（一）转向梯形的理论特性曲线

图6-18中， M 和 L 为已知量， A 、 B 为两主销中心。 G 为 \overline{AB} 的中点，线 \overline{GC} 上任一点 E 与 A 、 B 两点连线所组成的角 EAG 和角 EBC ，就是转向轮按式（6-1）应有的偏转角 α 和 β 。

$$\text{因为} \quad \text{ctg} \alpha = \frac{\overline{AF}}{\overline{EF}} = \frac{\overline{AG} + \overline{GF}}{\overline{EF}}$$

$$\text{ctg} \beta = \frac{\overline{BF}}{\overline{EF}} = \frac{\overline{BG} - \overline{GF}}{\overline{EF}}$$

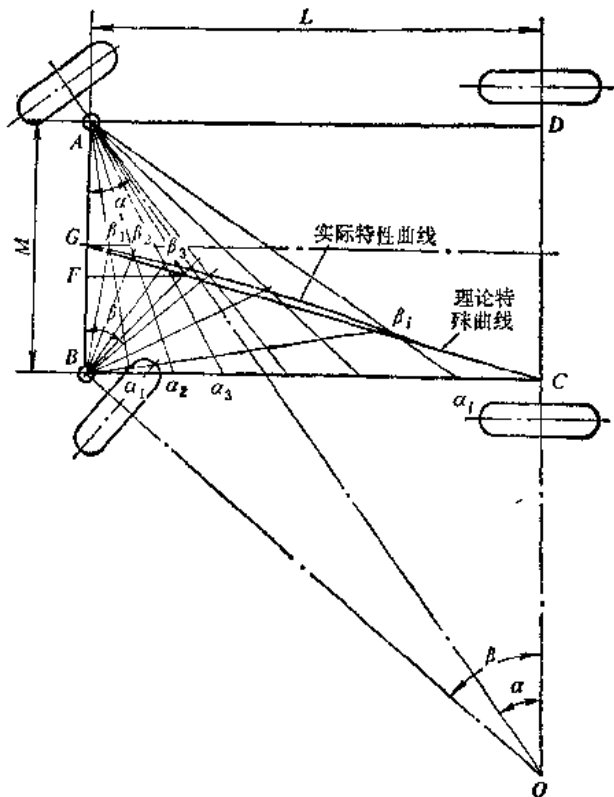


图6-18 转向梯形特性曲线

叉车设计

所以
$$\operatorname{ctg} \alpha - \operatorname{ctg} \beta = \frac{2 \overline{GF}}{EF} = -\frac{2 \overline{GB}}{BC} = -\frac{M}{L}$$

故称直线 \overline{GC} 是转向梯形理论特性曲线。

(二) 实际特性曲线的绘制

根据初选的几何参数，按比例作出中间位置（直线行驶）的梯形机构图（见图6-19）。用机械原理课中的方法，求得与给出的角 $\alpha_1, \dots, \alpha_n$ 对应的 β_1, \dots, β_n 。将作图得到的内、外转偏转角，分别以 $A、B$ 为原点，绘至图6-18上，把各对转角射线的交点联接起来，即得所选梯形的实际特性曲线。

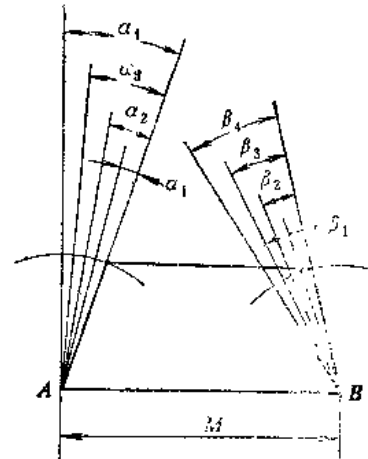


图6-19 作图法求车轮转角

二、双梯形机构

双梯形机构也可仿照单梯形机构的方法进行设计，但因独立变量多，只能参照现有叉车的梯形机构初选各几何参数，然后用作图法进行校核，方法同前。但为避免盲目性，也可用解析法设计双梯形机构。

双梯形机构由两个各相应参数相同、布置对称的四杆机构组成，我们取此对称机构的一半，作为整个双梯形机构的基本机构。

(一) 交叉后置式双梯形机构

1. 基本机构

在图6-20 a 所示交叉式双梯形机构中，取其左边梯形为基本机构（见图6-20 b）。梯形各构件长度分别以 $a、b、c$ 及 d 表示。以 D 点为坐标原点，取 x 轴与 \overline{DA} 重合。以 $\alpha、\beta$ 表示 \overline{AB} 和 \overline{CD} 与 x 轴的夹角，并规定从 x 轴逆时针转向为正。若将各机构视为一个按 $DABC$ 顺序的矢量，则基本机构可视为一个封闭矢量系，于是可得关系式：

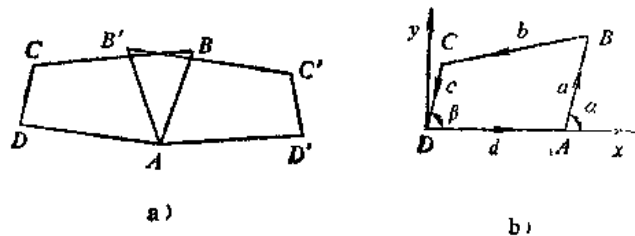


图6-20 双梯形及其基本机构

$$\cos(\alpha - \beta) = \frac{d}{c} \cos \alpha - \frac{d}{a} \cos \beta + \frac{d^2 + a^2 + c^2 + b^2}{2ac} \tag{6-6}$$

此式包括基本机构的六个参数，是研究梯形机构运动关系的基本公式，称之为基本机构特性方程。为使式（6-6）具有普遍性，可写成无因次参数表达式：

$$\cos(\alpha - \beta) = \frac{1}{\lambda_c} \cos \alpha - \frac{1}{\lambda_a} \cos \beta + \frac{1 + \lambda_a^2 + \lambda_c^2 - \lambda_b^2}{2 \lambda_a \lambda_c} \tag{6-7}$$

式中 $\lambda_a = \frac{a}{d}$;
 $\lambda_b = \frac{b}{d}$;
 $\lambda_c = \frac{c}{d}$ 。

对于一个已知的基本机构,各杆长已定,若给定一组位置角 $\alpha_1 \cdots \alpha_n$,即可由式(6-7)求得一组对应的位置角 $\beta_1 \cdots \beta_n$ 。

若令 $\frac{1}{\lambda_0} = K_1$; $-\frac{1}{\lambda_0} = K_2$; $\frac{1 + \lambda_0^2 + \lambda_0^2 - \lambda_0^2}{2\lambda_0\lambda_0}$, 则式(6-7)可写作:

$$\cos(\alpha - \beta) = K_1 \cos \alpha + K_2 \cos \beta + K_3 \quad (6-8)$$

2. 完整的双梯形机构

完整的双梯形机构是由两个对称布置的基本机构组成(见图6-22)。

完整的双梯形机构的运动特性取决于基本机构。当机构处于中间位置(叉车直线行驶时),其初始位置角 $\beta_1 = \beta'_1$, $\alpha_1 = \alpha'_1$ 。

因扇形板为一整体,其两臂 AB 和 AB' 同时转过相同的角度 γ_i ,故在机构的任一工作位置上有以下关系:

$$\left. \begin{aligned} \alpha_i &= \alpha_1 \mp \gamma_i \\ \alpha'_i &= \alpha'_1 \pm \gamma_i \end{aligned} \right\} \quad (6-9)$$

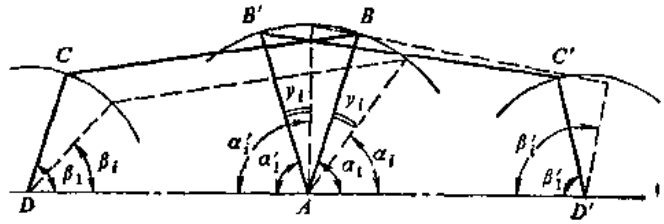


图6-21 完整的双梯形机构

由于双梯形机构中的两个基本机

构是相同的,它们具有相同的特性,所以右基本机构也有类似式(6-8)的特性方程:

$$\cos(\alpha' - \beta') = K_1 \cos \alpha' + K_2 \cos \beta' + K_3 \quad (6-10)$$

对于已知的双梯形机构,若给定一个 β_i ,代入式(6-8),可得一个相应的 α_i ,再由式(6-9)求得 α'_i ,将 α'_i 代入式(6-10),可求得一个 β'_i 。因梯形臂与转向轮轴是一体的, β_i 和 β'_i 之间的关系就是左、右转向轮偏转角的关系。

梯形机构不可能在任何位置上都满足式(6-1),只能要求所设计的机构在几个规定位置上严格遵守该式。叉车因常用小转弯半径转向,希望在外轮偏转角 $\alpha = (2/3 \sim 3/4)\alpha_{max}$ 时与理论曲线相接近。

设计常用方法之一是,参照现有叉车的梯形机构,按布置情况确定梯形的基本机构和初始位置角,利用式(6-8)~(6-10)进行校核。设计的另一方法是,选定一个中间工作位置,使其严格满足式(6-1),即给定该工作位置的外轮偏转角 α 由式(6-1)计算出与 i 相应的内轮转角 β 。将以上条件转化为基本机构的各位置角。

基本机构在初始位置上的位置角为 β_1 和 α_1 ,在另两位置上的位置角为 $\beta_i = \beta_1 - \alpha$ 及 $\beta'_i = \beta_1 + \beta$ 。与此三个角相应的 CD 杆为 C_1D 、 C_iD 和 C'_iD 。由基本机构的三个位置可以写出三个特性方程。

$$\left. \begin{aligned} \cos(\alpha_1 - \beta_1) &= K_1 \cos \alpha_1 + K_2 \cos \beta_1 + K_3 \\ \cos(\alpha_i - \beta_i) &= K_1 \cos \alpha_i + K_2 \cos \beta_i + K_3 \\ \cos(\alpha'_i - \beta'_i) &= K_1 \cos \alpha'_i + K_2 \cos \beta'_i + K_3 \end{aligned} \right\} \quad (6-11)$$

由上式可知,未知量多于方程式,为此,设计时可参考有关资料,先选部分参数后求解,或给出约束条件,编计算机优化程序。

3. 用作图法求基本机构

如上所述,构件 CD 必须经过的三个位置 C_1D 、 C_iD 和 C'_iD 是设计条件。若 CD 杆长和位置角未知,作图时可选定 CD 的初始位置角 β_1 和杆件 CD 相对固定杆 AD 的比值 $\lambda_0 = c/d$,然后在图纸上按比例绘出单位长度线段 AD 。

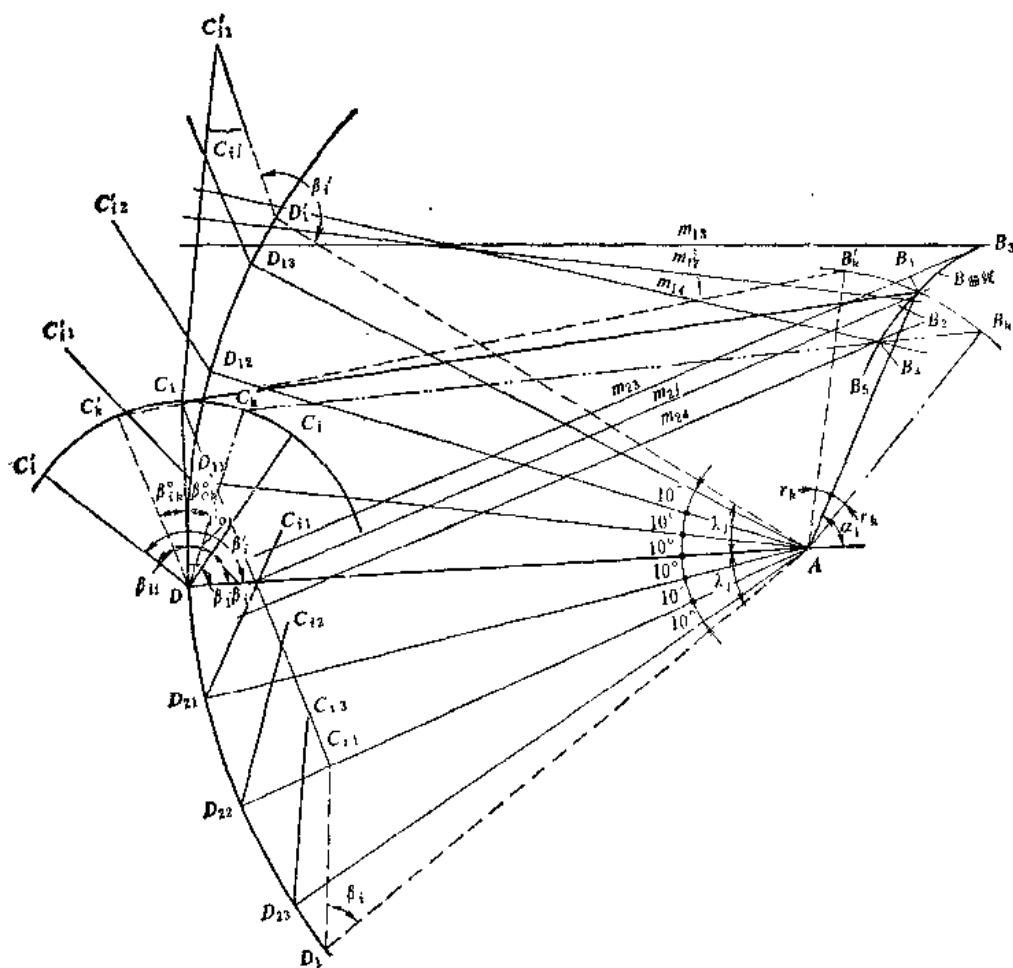


图6-22 作图法求基本机构

过 D 点作线 C_1D 、 C_2D 和 C'_1D ，分别与 AD 的夹角为 β_1 、 β_2 和 β'_1 （见图6-22）。

由机械原理可知，四杆机构在运动中，各杆件的相对位置关系与固定哪一个杆件无关。实际机构中， AD 为固定件。当 C_1D 绕 D 点顺时针转到 C_2D 时， AB 杆则应顺时针绕 A 点转过 λ_1 角。 C_2D 与 AD 夹角为 β_2 。只要保持 C_2D 与 AD 的相对关系不变，可以假定运动中的 AB 为固定件，那末 AD 应逆时针转过 λ_1 角，才能保证 AB 与 AD 的实际相对关系不变，这时 C_2D 与 AD 的夹角应为 β_1 。这样，绕 A 点将 AD 逆时针转动至 AD_1 ， $\angle DAD_1 = \lambda_1$ ；过 D_1 点作 $\angle AD_1C_{11} = \beta_1$ 得 C_{11} 点。同样，当 C_1D 逆时针转到 C'_1D 时，若令 AB 固定，则 AD 将顺时针转过 λ_1 角至 AD'_1 ，过 D'_1 作 $\angle AD'_1C'_{11} = \beta_1$ ，得 C'_{11} 点。这样就作出了在 AB 杆固定时，保持 CD 、 AD 及 AB 实际关系的三个相对位置 ADC_{11} 、 AD_1C_{11} 和 $AD'_1C'_{11}$ 。

在 AB 固定时， C 点绕 B 点转动，其轨迹在纸面上以 B 点为圆心的圆弧。故可从已知 C 点三个位置 C_1 、 C_{11} 和 C'_{11} ，可确定圆心 B 的位置。

以上作图中， λ_1 角并没有确定的数值。作图时，可给定一组 λ_1 角（如 $\lambda_1 = 10^\circ, 20^\circ, \dots$ ），对于每一个 λ_1 角，都可按上述方法求出一个相应的 B_1 点。在这些 λ_1 的作图中， β_1 和 β'_1 是不变的。将所得的 B 点联成光滑曲线，并以其上任一点为铰链 B 的位置，所构成的四杆机构 $ADCB$ 都能在初始位置和第 i 个位置满足式(6-1)。

若选取 AB 的初始位置角 α_1 ，可从 A 点作射线，使其与 AD 夹角为 α_1 。射线与 B 曲线相交于 B_1 ，可得到初始位置角为 β_1 和 α_1 的基本机构。作图时，可根据经验选取长度比 λ 和转角 γ_1 ，同时考虑 AB 的运动范围和其他约束条件。

(二) 八字式梯形机构

八字式梯形机构 (图6-23) 也可用基本机构法来研究，找出运动中左、右轮的转角关系。

(三) 梯形机构的校核

对于新设计的梯形机构，应进行以下的校核：

梯形机构的转角误差 它是指当外轮 (或内轮) 偏转角 α (或 β) 一定时，所求得的实际机构内轮 (或外轮) 偏转角 β (或 α) 与由式(6-1) 计算所得的理论内轮 (或外轮) 偏转角 β (或 α) 之差。于是偏转角误差可表达为：

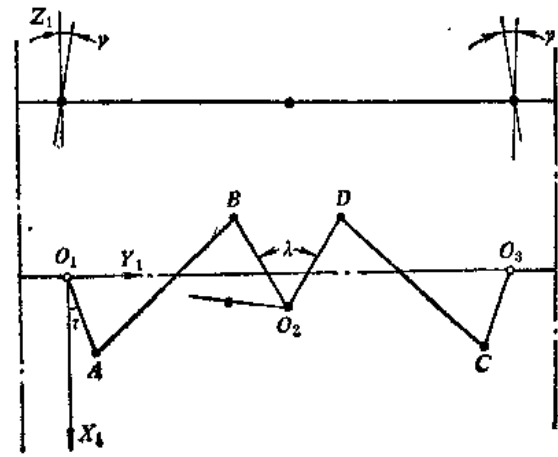


图6-23 八字式梯形机构

$$\left. \begin{aligned} \Delta\alpha &= \alpha^* - \alpha \\ \Delta\beta &= \beta^* - \beta \end{aligned} \right\} \quad (6-12)$$

目前国产叉车的双梯形机构的偏转角误差可以控制在 3° 以内。设计得较好的双梯形机构，其偏转角的最大误差仅有 $1^\circ 46'$ 。

梯形机构的运动校核 四杆机构由于各杆件长度不同，它们的绕固定铰转动的运动是有极限位置的。所以在确定梯形各杆长度后，需检验其极限位置时的转角是否满足车轮最大与最小偏转角的要求。若不能满足，则需重新设计。

力传动比的校核 梯形杆系的力传动比对其本身的结构强度及油缸推力 (或纵拉杆推力) 都有影响。读者可从图6-21和图6-23中找到横拉杆轴力绕固定铰点的力臂，即可得出力传动比与转角的关系式，得到力传动比在不同转角时的准确值。对不同梯形机构的力传动比进行比较，选取小者。

§ 6-4 转向装置的设计计算

一、转向行驶时的受力及转向条件

(一) 叉车在水平道路上稳定转向的受力分析

三支点叉车转向时的受力，如图6-24所示。当要叉车在平地上以定圆匀速行驶时 (忽略风阻力)，驾驶员转动方向盘使转向轮偏转 α 角，并使叉车以等角速稳定行驶。这时，两驱动轮上的切线牵引力 F_{k1} 和 F_{k2} 在克服各自的滚动阻力 F_{f1} 之后，通过车体传到转向桥上。设车体传给转向轮的推力为 F ，偏转后的转向轮在 F 的推动下，使地面对车轮产生侧向反力 F_{f2} 。叉车在 F_{f2} 作用下转向，故 F_{f2} 称为转向力。 F 的分力 $F \cos \alpha$ 用来克服滚动阻力 F_{f1} 。

稳定转弯行驶时的牵引平衡方程为：

$$F_{k1} + F_{k2} = F_{f1} + F_{f2} \cos \alpha + F_{f2} \sin \alpha + F_{f3} \quad (6-13)$$

式中 F_{jx} ——叉车离心力 F_j 的分量。

将上式与叉车直线行驶时的牵引平衡条件 ($F_{k1} + F_{k2} = F_{jx} + F_{jy}$) 相比较, 转向行驶时的牵引力需要增大, 其增量为:

$$\Delta F_s = F_n \sin \alpha + F_{jx} (\cos \alpha - 1) + F_{jy} \quad (6-14)$$

可见, 在相同道路条件下弯道行驶时, 发动机的负荷要增加。

叉车转向时的阻力转矩 T_R :

$$T_R = T_{Rk} + T_{Rn} + F_{jx} L \sin \alpha - F_{jy} L_0 \quad (6-15)$$

式中 T_{Rk} ——驱动轮的转向阻力转矩;

T_{Rn} ——转向轮的转向阻力转矩。

侧向反力 F_n 对 A 点的转矩是促使转向的转矩 T_B 。当驱动轮之间装有简单差速器时, $F_{k1} \approx F_{k2}$, 这时

$$T_B = F_n L \cos \alpha \quad (6-16)$$

$T_B \geq T_R$ 时才能转向。稳定转向时, $T_B = T_R$, 即

$$F_n L \cos \alpha = T_{Rk} + T_{Rn} + F_{jx} L \sin \alpha - F_{jy} L_0$$

由此得叉车转向时必需的转向力:

$$F_n = \frac{T_{Rk} + T_{Rn} - F_{jy} L_0}{L \cos \alpha} + F_{jx} \tan \alpha \quad (6-17)$$

四支点叉车, 具有两个绕各自垂直轴线偏转的转向轮, 转向时地面对它们的作用力不同, 为了简化计算, 可将它们的合力转换到转向桥的铰点 B 处, 其受力情况就与三支点叉车相同了 (见图6-25)。

(二) 转向条件

叉车能否按驾驶员要求作弯道行驶, 要受发动机的牵引能力和地面附着条件限制。

虽然叉车在弯道行驶时需要较大的牵引力, 但一般情况下, 转向时不用最大车速, 也避免在坡道上转向行驶, 所以按直线行驶计算的牵引力, 能够满足弯道行驶要求, 不必重新验算。

由于转向轮的偏转 (图6-24), 故欲使车轮滚动, 就必须使

$$F \cos \alpha \geq G'_2 f \quad (6-18)$$

式中 G'_2 ——转向轮分担的总重力;

f ——转向轮的滚动阻力系数。

为了使车轮不出现滑移, 必须满足下式:

$$\sqrt{(F \cos \alpha)^2 + (F \sin \alpha)^2} < G'_2 \varphi$$

即

$$F \sin \alpha < G'_2 \sqrt{\varphi^2 - f^2} \quad (6-19)$$

式中 φ ——车轮与地面的附着系数。

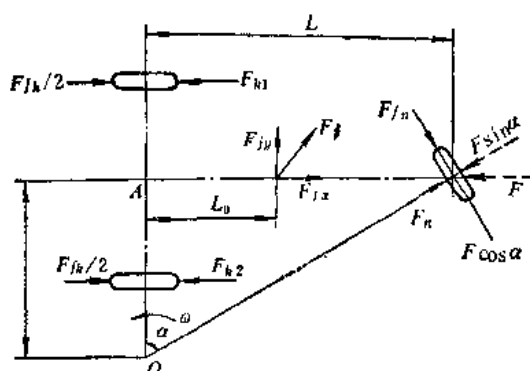


图6-24 三支点叉车受力图

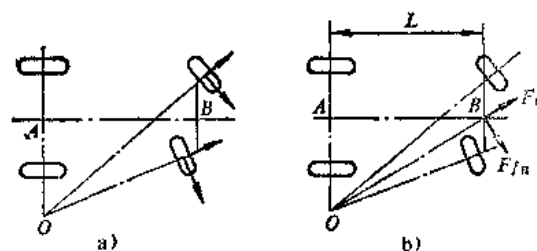


图6-25 四支点叉车受力分析

由式 (6-33) 和式 (6-34) 可得:

$$\operatorname{tg} \alpha < \frac{1}{f} \sqrt{\varphi^2 - f^2} \quad (6-20)$$

叉车在坚硬干燥的路面上行驶时, 附着系数 φ 远远大于滚动阻力系数 f , 转向轮在通常的偏转角范围内, 完全满足式 (6-20)。在潮湿松软的路面上, φ 值减小, f 值增大。当 $\varphi = 0.3$, $f = 0.15$ 时, $\alpha < 60^\circ$ 才能保证正常转向。这时若采用大偏转角的急转弯, 转向轮可能侧滑, 甚至完全失去转向操纵性。

二、转向阻力转矩的计算

(一) 转向行驶时的阻力矩

前面所述, 只要所有车轮绕同一瞬心转动, 就可保证所有车轮作纯滚动。这是以轮胎仅一点触地为条件的, 因为轮胎有一定宽度, 它与地面的接触为一面积。当车轮以转弯半径 R 绕瞬心滚动时, 若为纯滚动, 轮胎各触地点应有不同的线速度,

但各触地点却具有共同的线速度, 故轮胎两侧, 在相对于地面滚动的同时, 还有相对滑动。在图 6-26 a 中, O_1 为轮胎与地面的接触中心, 两侧轮胎相对于 O_1 的滑动速度方向相反, 故引起地面对车轮的不同方向的附加阻力 ΔF 。这是一对力偶, 其矩即转向阻力转矩。

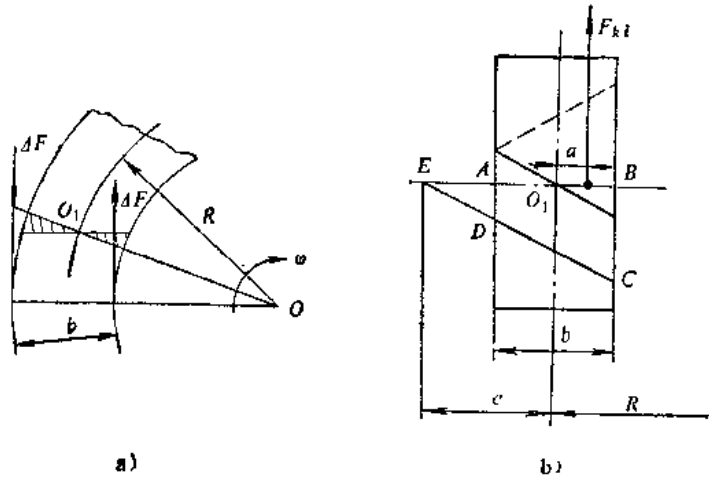


图 6-26 转向时的附加阻力和相对速度

a) 转向时的附加阻力 b) 转向时的相对速度

设叉车转弯时车轮以角速度 ω 绕瞬心 O 转动, 车轮以速度 v 前进。车轮滚动时, 路面受到压

延, 轮胎与地面间产生相对滑转, 因而使相对速度为零的点偏移了距离 e (见图 6-26 b), 由原来的 O_1 点移到 E 点。这时车轮上 E 、 A 两点的速度可表示为:

$$v_e = \omega(R + e) \quad (6-21)$$

$$v_a = v_e - v_c \delta = \omega R \quad (6-22)$$

式中 δ —— 滑转率, 即因滑转引起速度降低的系数。

由上两式可得到偏移距与滑转率间的关系如下:

$$e = \frac{\delta}{1 - \delta} R \quad (6-23)$$

这时, 轮胎各点相对于地面的滑动速度分布为梯形 $ABCD$ 。若地面的切向反力与滑移距离成正比, 则地面反力的合力 F_k 必通过梯形形心这样, 该车轮的转向阻力转矩为:

$$T_k = F_k a \quad (6-24)$$

式中 F_k —— 车轮的驱动力;

a —— 梯形面积中心至轮胎纵向对称面的距离。

令梯形中线长度为 1, 则两底边长分别为 $(e + 0.5b)/e$ 和 $(e - 0.5b)/e$, 则得

$a = \frac{b^2}{12e}$ 。 b 为轮胎宽度。将式 (6-23) 代入上式即得，

$$a = \frac{1 - \delta}{12\delta R} b^2 \quad (6-25)$$

由此可求得转向行驶时的阻力转矩：

$$\left. \begin{aligned} T_{R1} &= \frac{F_k}{2} \frac{1 - \delta}{12\delta R_1} b^2 \quad (\text{内轮}) \\ T_{R2} &= \frac{F_k}{2} \frac{1 - \delta}{12\delta R_2} b^2 \quad (\text{外轮}) \end{aligned} \right\} \quad (6-26)$$

驱动轮总的阻力转矩 $T_{Rk} = T_{R1} + T_{R2}$ 。

在式 (6-26) 中， $R_1 = R_0 - 0.5B$ ， $R_2 = R_0 + 0.5B$ ， B 为驱动轮轮距， R_0 为驱动桥中心点的转弯半径。

从动轮在转向行驶时的阻力转矩：

$$T_{Rn} = G_2' f \frac{1 - \delta}{12\delta R} b^2 \quad (6-27)$$

式中 R —— 转向桥铰轴处的转弯半径。

(二) 原地转向时的阻力转矩

叉车作业时，常需原地转向。原地转向阻力可达行驶转向阻力的 2~3 倍。为了保证叉车在最不利的情况下转向，通常以原地转向阻力转矩作为转向系的计算转矩。

车轮原地偏转运动包括车轮绕主销的滚动和车轮绕轮胎与地面接触中心的转动。因此，原地转向阻力转矩包括：车轮绕主销滚动时的滚动阻力转矩；车轮与地面间的滑动摩擦阻力转矩；主销、转向杆系铰轴中的摩擦阻力转矩。其中以滑动摩擦阻力转矩为主。各铰轴的摩擦阻力转矩用效率考虑。

1. 车轮的滑动摩擦阻力转矩

车轮绕触地面中心的摩擦阻力转矩，与轮胎的构造及触地面积的形状、大小有关。对于充气轮胎，在所受车重力 G_2 作用下，触地面积如图 6-27 a 所示。为了简化计算，假设触地面积为以轮胎宽度 b 为直径的圆面积 (图 6-27 b)，并设触地面上各点压强相等。此时，单个轮胎的滑动摩擦阻力转矩 $T_{\mu 1}$ 为：

$$T_{\mu 1} = 2\pi\varphi p \int_0^{b/2} r^2 dr = \varphi p \pi \left(\frac{b}{2}\right)^2 \frac{b}{3}$$

式中 p 为压强，而 $p\pi\left(\frac{b}{2}\right)^2 = G_2$ ，故有

$$T_{\mu 1} = \varphi G_2 k \quad (6-28)$$

式中 φ —— 附着系数，可取 $\varphi = 0.7$ ；

k —— 当量半径， $k = \frac{b}{3}$ 。

2. 车轮的滚动阻力转矩

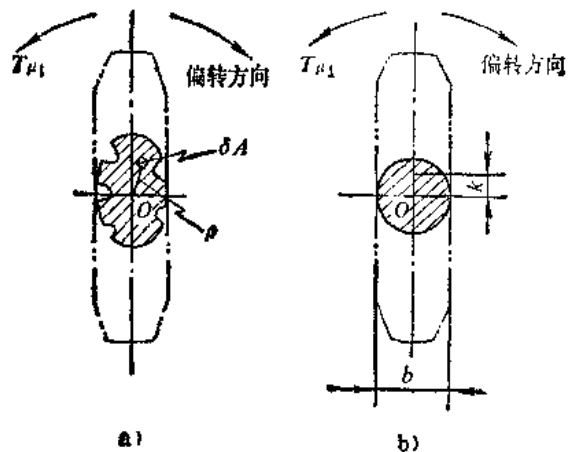


图6-27 转向轮触地面积

由图6-28可知，单个车轮滚动阻力矩为：

$$T_{\mu 2} = G_2 f e \tag{6-29}$$

其中 f 为滚动阻力系数，良好路面 $f = 0.01 \sim 0.02$ ； e 为主销轴线触地点与轮胎纵对称面间的距离。

3. 车轮的总摩擦阻力矩

车轮的总摩擦阻力矩为：

$$T_{\mu} = T_{\mu 1} + T_{\mu 2}$$

由式 (6-29) 知， e 愈大，则 $T_{\mu 2}$ 在 T_{μ} 中点的成分愈大。

假定 OO' 线与车轮滚动方向垂直，则车轮原地转向的阻力矩可表示为：

$$T_{\mu} = G_2 \xi \sqrt{e^2 + k^2} \tag{6-30}$$

式中 ξ 为综合摩擦系数，是 e/b 的函数 (见图6-29)。 ξ 曲线实验测取，是在 $\varphi = 0.7$ 的干燥混凝土路面上， $e/b < 1$ 的条件下测得的。

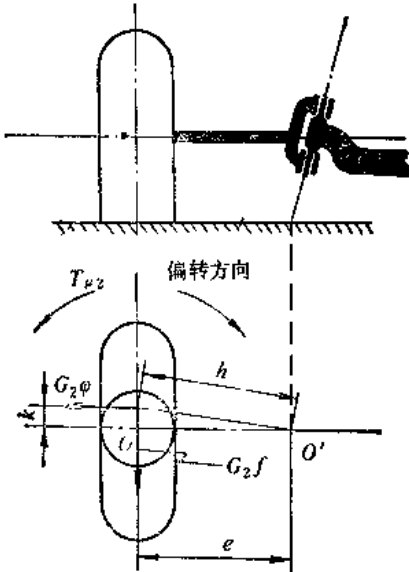


图6-28 转向轮转向阻力矩计算图

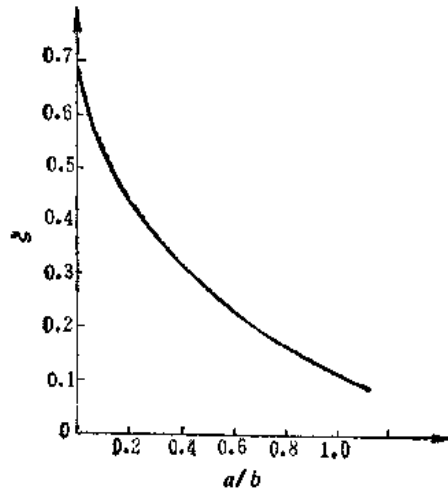


图6-29 综合摩擦系数曲线

以上分析为单个车轮转向阻力矩。对于一台叉车的转向系统，计入转向系统各铰轴的效率后，总的转向阻力矩为：

$$\Sigma T_{\mu} = m T_{\mu} / \eta \tag{6-31}$$

式中 m ——转向轮个数；

η ——转向系统传动效率。

三、转向轻便性计算

叉车作业时转向频繁。为了减轻驾驶员的劳动强度，要求转向操纵轻便。驾驶员转动方向盘的最大手力 F 和方向盘回转圈数 n 是衡量转向轻便性的主要指标。

(一) 转向系的传动比

转向系的传动比直接影响叉车的机动性和轻便性，并包括力传动比和角传动比。

力传动比 i 为转向阻力 F_R 与驾驶员转动方向盘的手力 F 之比，即

$$i_p = \frac{F_R}{F_r} \quad (6-32)$$

因为 $F_r = \frac{\Sigma T_r}{e}, \quad F_r = \frac{T_r}{R_r}$

所以 $i_p = \frac{\Sigma T_r}{T_r} \cdot \frac{R_r}{e} \quad (6-33)$

式中 ΣT_r ——转向轮阻力转矩之和;

T_r ——作用在方向盘上的转矩;

R_r ——方向盘半径;

e ——转向阻力臂(见图6-30)。

如不考虑转向系统的传动效率,转动方向盘所作之功,与车轮偏之摩擦功相等,即

$$\Sigma T_r \beta_L = T_r \varphi \quad (6-34)$$

$$\therefore \frac{\Sigma T_r}{T_r} = \frac{\varphi}{\beta_L} = i_p \quad (6-35)$$

i_p 就是前面提及的转向系角传动比,是方向盘转角 φ 与转向轮偏转角 β_L ($\beta_L = \frac{\alpha}{2} + \frac{\beta}{2}$) 之比值,它由转向器的角传动比 i_{o1} 和转向杆系的角传动比 i_{o2} 组成,即

$$i_p = i_{o1} i_{o2} \quad (6-36)$$

最后可将式(6-33)写成:

$$i_p = i_o R_r / e \quad (6-37)$$

(二) 方向盘上的作用力 F_r

$$F_r = \frac{\Sigma T_r}{R_r i_o \eta} \quad (6-38)$$

式中 η ——转向系的传动效率(可取转向器效率代替)。

其余符号同前。

由于叉车转向频繁,要求 $F_r < 100 \text{ N}$

(三) 方向盘的回转圈数 n

转向轮从一侧的最大偏转角转至另一侧的最大偏转角,方向盘的回转圈数用下式计算:

$$n = \frac{(\beta_{max} + \alpha_{max}) i_o}{360} \quad (6-39)$$

式中 β_{max} ——内轮最大偏转角;

α_{max} ——外轮最大偏转角。

方向盘单侧回转圈数 ($n/2$) 应不超过 4~5 圈。

四、转向系的强度计算

(一) 计算载荷

确定计算载荷是为了强度计算。转向系各零件的受力与转向器构造、路面状况、行驶速度及转向桥负荷有关。因影响因素较多,很难准确计算,通常只考虑主要因素进行估算。估算方法有下列三种:

1) 以驾驶员可能施加于方向盘的最大手力 $F_r = 400 \text{ N}$ 作为计算载荷。

2) 以叉车原地转向时的转向阻力转矩作为计算载荷(见式6-30)。

3) 以转向垂臂末端球头销受力等于转向桥负荷的一半为计算载荷, 这相当于在方向盘上施加手力,

$$F_r = \frac{0.5G_2L_1}{i_{n1}R_r} \eta' \quad (6-40)$$

式中 G_2 ——转向桥负担的车重力;
 L_1 ——转向垂臂长度;
 η ——转向器逆转动效率;
 其余符号同前。

对于机械转向的小吨位叉车, 按第三种方法计算较合适。起重量在 2 t 以上的叉车, 多数采用动力转向, 从转向油缸到车轮之间的杆件, 宜按第二种方法确定计算载荷。从方向盘到转向助力器, 或方向盘到摆动马达之间的零件, 考虑在发动机或油路系统发生故障, 采用手动转向的不利情况, 以按第一种方法确定计算载荷为宜。

(二) 转向系主要零件的强度计算

计算载荷确定后, 系统的零件可按一般材料力学方法校核强度或选择截面, 也可根据经验选择截面。对于机械转向系统的转向垂臂和纵拉杆, 因为布置关系, 轴线常不是直线。转向垂臂的计算简图, 见图6-30。它不仅受弯矩而且受转矩作用, 设计时按弯扭组合作用校核, 危险断面在 I-I 和 II-II 处, 按第三或第四强度理论计算相当应力。垂臂端作用力 F_c 即作用于纵拉杆的力, 对于机械转向, $F_c = 0.5G_2$; 对于动力转向, 按方向盘上作用手力为 400 N 时换算得 F_c 。截面 III-III 可只计算弯矩。球头销应验算挤压强度。

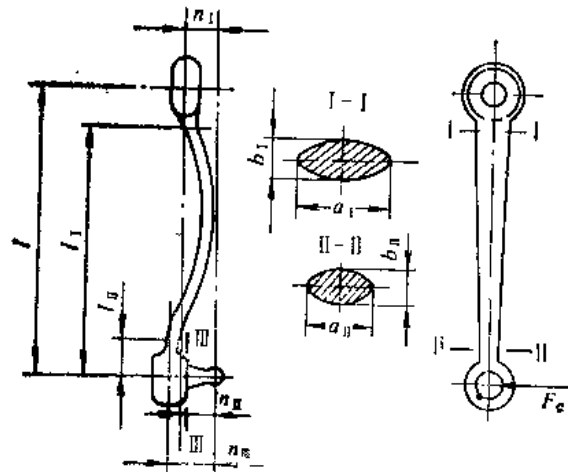


图6-30 转向垂臂计算简图

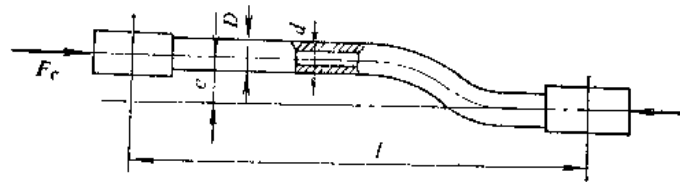


图6-31 转向纵拉杆计算简图

纵拉杆和横拉杆均为细长杆。常见纵拉杆的轴线不是直线 (图6-31), 它不仅受轴向压缩作用, 还有纵向弯曲作用, 杆内最大压应力为:

$$\sigma_{max} = \frac{F_c}{A} + \frac{F_c e}{W} \quad (6-41)$$

式中 F_c ——纵拉杆最大轴向力;
 A ——纵拉杆净截面面积;
 W ——纵拉杆抗弯截面模量。

必须校核纵拉杆的稳定性。要求临界应力为实际应力的1.2倍以上。

§ 6-5 转向桥

转向桥包括转向桥体、转向节和主销。转向杆系安装在转向桥体上，通过转向节和转向轮相联。转向桥和车体相接，和驱动桥一起支承整台叉车。转向桥除承受垂直力外，还承受着由车体传来的纵向力和侧向力，并将它们传给转向轮。转向桥总成如图6-32所示。

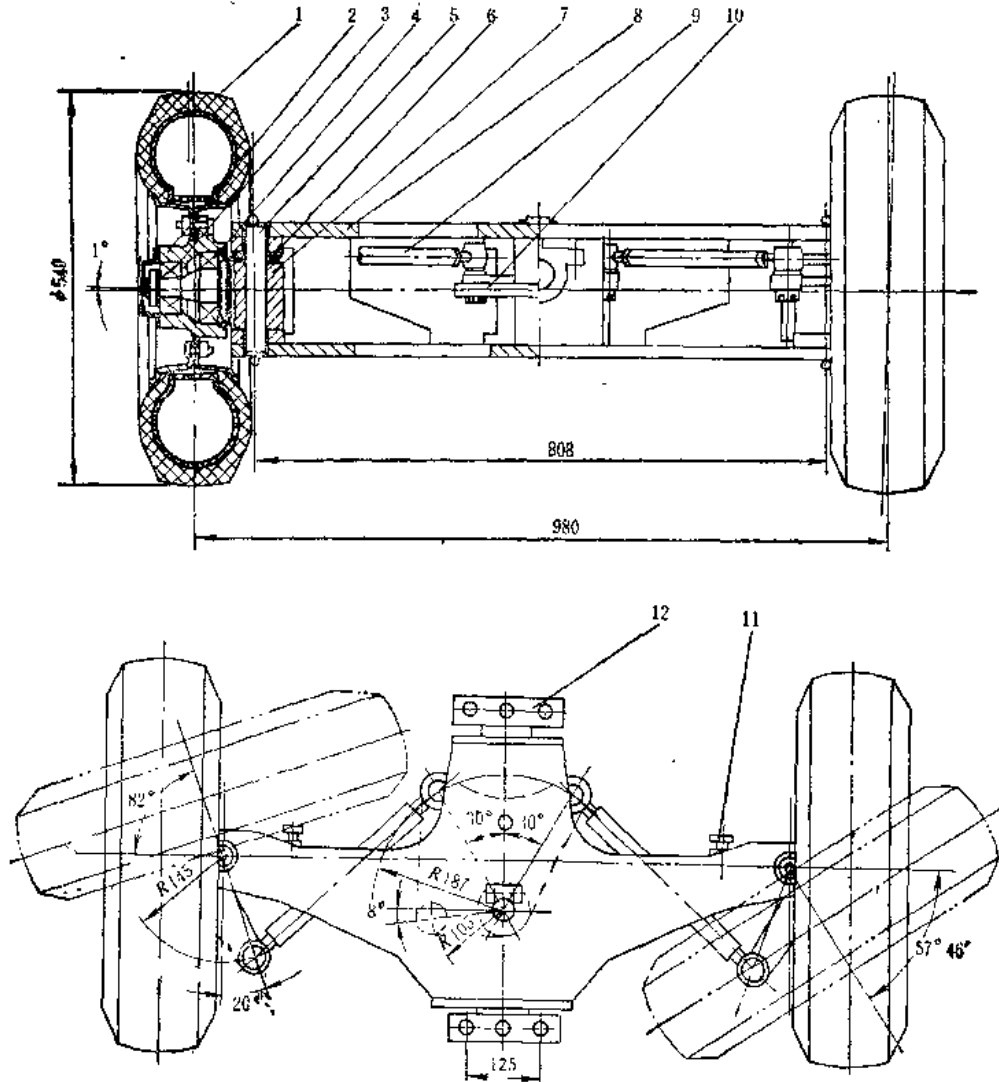


图6-32 转向桥总成

- 1—车轮 2—转向轮壳 3、4—单列圆锥滚子轴承 5—主销 6—单向推力球轴承 7—转向节
- 8—转向桥体 9—横拉杆 10—扇形板 11—限位螺栓 12—轴承座总成

一、转向桥的组成

(一) 转向桥体

转向桥体常为工字形截面的实心梁，它可以是铸件或钢板焊接成型。焊接桥体重量轻，工艺简单，使用较广。转向桥体两端与转向节的连接方式有拳形和叉形两种型式，如图6-33所示。叉形结构多用于钢板焊接的桥体，以便将转向梯形机构置于桥体中间，如图6-32的安

装方式。

转向桥与车体的连接称为“悬挂”。一般机动车辆为了减小振动，常用各种形式的弹簧制成弹性悬挂。但内燃平衡重叉车由于桥的负荷极大，弹性元件制造困难，不仅驱动桥与车体完全刚接，转向桥与车体的连接也采用刚性悬挂。在不宜振动的电瓶叉车上多采用类似载重汽车的钢板弹簧和弹性悬挂。

刚性悬挂的桥体中部，用一纵向水平销轴装在轴承座中，轴承座固定在车体上(见图6-32)，使转向桥可绕此水平销轴摆动，以保证在不平路面上行驶时，车轮全部着地。这种悬挂方式构造简单，为多数内燃叉车所采用。但因无弹性元件，地面冲击载荷将直接传到车体上。

(二) 转向节与主销

转向轮安装在转向节1上(图6-33)。与转向节做成一体的转向节臂与梯形机构的横拉杆相连。为了叉车直线行驶的稳定性和转向轻便，主销有内倾角 β ，车轮有外倾角 α (图6-34)，它们均称为转向轮的定位角。

主销有了内倾角后，转向节的轴线与主销孔的轴线不再互相垂直，给转向节的加工带来困难，但主销轴线与地面交点至车轮支承中心点的距离却由 e_1 减小为 e ，从而减小了转向轮偏转的阻力矩，还可减小不平路面对转向系的冲击负荷。此外，还可使转向轮有自动回正作用，易于保持叉车直线行驶，减少蛇行现象。这是因为主销内倾角使车在直线行驶时，其重心处于最低位置，为稳定平衡状态。一旦转向轮偏转，叉车重心就随之升高，存贮一定量的势能，叉车处于不稳定平衡状态，这个势能使叉车有回到稳定状态的趋势，迫使转向轮偏向原位的作用。主销内倾角 $\alpha = 5^\circ \sim 7^\circ$ 。在全液压和液压助力转向的转向系统中，可由液压系统保证转向轮回正，主销内倾角可为零，如图6-32所示结构。

车轮外倾角 α (图6-34)能使车轮轮毂轴承和主销衬套中存在的间隙，受载后消失，这时仍能保证车轮平面与路面垂直。外倾角 $\alpha = 1^\circ \sim 1^\circ 30'$ 。

二、转向桥的设计计算

(一) 转向桥的计算载荷

转向轮内不装制动器，因此可忽略车轮受的切向力，只考虑垂直力和因侧滑引起的横向力。转向桥可按以下两种工况选取计算载荷。

1. 最大垂直力工况

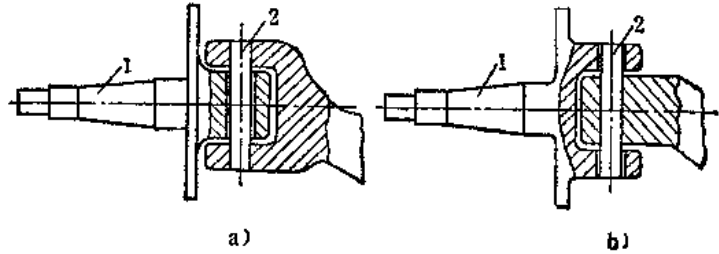


图6-33 转向桥与转向节的连接型式

a) 叉形 b) 球形

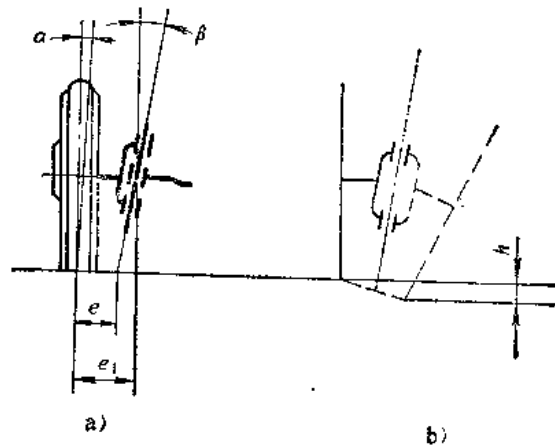


图6-34 主销内倾角和车轮外倾角

空车运行通过不平路面时引起的动载荷使垂直反力达到最大值。其值与道路不平度、轮胎弹性及行驶速度等有关，表达式为：

$$F_{Z_{max}} = \delta \frac{G_2^0}{2} \quad (6-42)$$

式中 δ ——动载系数，可取 $\delta = 2.5$ ；

G_2^0 ——空载时转向桥的静负荷。

2. 最大侧向力工况

叉车空载转向行驶，在离心力作用下，车轮处于临界侧滑状态，这时侧向力达最大值为：

$$F_{Y_{max}} = \varphi F_Z \quad (6-43)$$

式中 φ ——侧滑附着系数，取 $\varphi = 0.8 \sim 1.0$ ；

F_Z ——一个车轮上的垂直反力。

(二) 转向桥体的强度计算

算

计算简图如图6-35所示。

1. 最大垂直力工况

$$F_{Zl} = F_{Zr} = \delta \frac{G_2^0}{2} \quad (6-44)$$

危险截面 I—I 靠近中心铰轴，其最大弯矩：

$$M_{max} = F_{Zl} \frac{B}{2} \quad (6-45)$$

式中 B ——轮距。

2. 最大侧向力工况

由于离心力作用，左、右车轮的垂直反力不再相等，在图6-35所示侧滑方向，有

$$\left. \begin{aligned} F_{Zl} &= G_2^0 \left(\frac{1}{2} + \frac{h_x - \varphi}{B} \right) \\ F_{Zr} &= G_2^0 \left(\frac{1}{2} - \frac{h_x \varphi}{B} \right) \end{aligned} \right\} \quad (6-46)$$

式中 h_x ——空载时叉车的重心高度。

左、右车轮的侧向反力：

$$\left. \begin{aligned} F_{Yl} &= F_{Zl} \varphi \\ F_{Yr} &= F_{Zr} \varphi \end{aligned} \right\} \quad (6-47)$$

危险截面在 II-II 处（靠近主销），其弯矩：

$$\left. \begin{aligned} M_{1l} &= F_{Zl} L_x - F_{Yl} r_k \\ M_{1r} &= F_{Zr} L_x + F_{Yr} r_k \end{aligned} \right\} \quad (6-48)$$

以上两种工况，应分别计算有关断面的应力，取最大值进行强度校核。

(三) 转向节及主销的强度计算

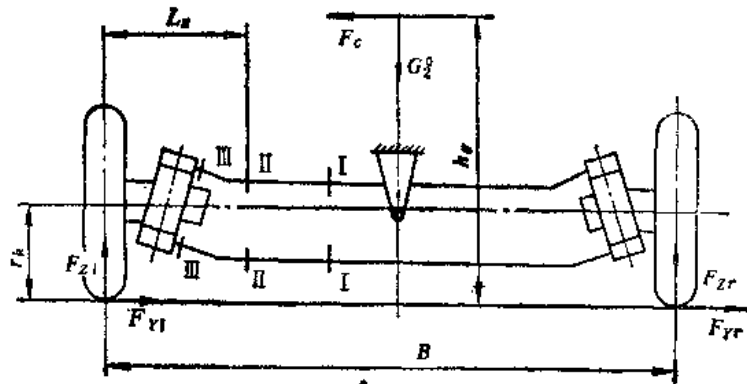


图6-35 转向桥体计算简图

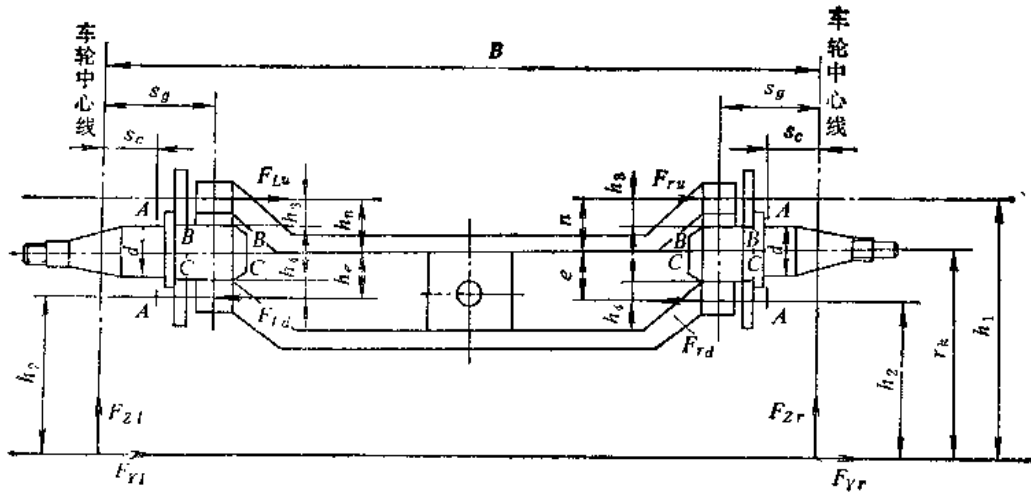


图6-36 转向节及主销计算简图

图6-36为转向节及主销的计算简图。因主销内倾角均在 7° 以内，强度计算时可忽略。

1. 转向节危险断面在轴颈根部（A-A截面）

计算方法与桥体相同，应分两种工况进行。

越过不平路面时：

$$M_A = \frac{G^2}{2} \delta s_c \quad (6-49)$$

侧滑时：

$$\left. \begin{aligned} M_{A'} &= F_{Zl} s_c - F_{Yl} r_k \\ M_{A''} &= F_{Zr} s_c - F_{Yr} r_k \end{aligned} \right\} \quad (6-50)$$

式中 s_c ——车轮中心至计算截面的距离。

2. 主销的计算

忽略主销倾角后，按两种工况分别计算。

越过不平路面时：

$$F_{Ll} = F_{Ld} = F_{Lr} = F_{Lr} = \delta \frac{G^2}{2} \frac{s_g}{h_c + h_n} \quad (6-51)$$

侧滑时：

$$\left. \begin{aligned} F_{Ll} &= \frac{F_{Yl} h_2 - F_{Zl} s_g}{h_n + h_c} \\ F_{Ld} &= \frac{F_{Yl} h_1 - F_{Zl} s_g}{h_n + h_c} \\ F_{Lr} &= \frac{F_{Yr} h_2 + F_{Zr} s_g}{h_n + h_c} \\ F_{Lr} &= \frac{F_{Yr} h_1 + F_{Zr} s_g}{h_n + h_c} \end{aligned} \right\} \quad (6-52)$$

式中各力及尺寸见图6-36，其它符号同前。

算得各危险截面载荷后，可根据所选材料及安全系数，用材料力学方法校核强度。

(四) 轴承的选择和计算

1. 转向节和主销轴承

主销和转向节间的轴承，不仅要承受轴向力，还要承受较大的径向力，一般可选用一个止推轴承和两个径向滑动轴承（见图6-32），或两个滚针轴承（见图6-37）。滑动轴承径向尺寸小，能承受较大的径向力，价格便宜。但转向阻力大，需要经常加注润滑油。

滚针轴承的径向尺寸较小，价格较贵，但转向阻力低，润滑时间间隔和使用寿命较长。设计时应注意在滑动轴承的衬套和主销中开油槽和油孔。因转动速度低，滑动轴承主要按比压验算。滚针轴承按所受最大径向载荷计算。

滑动轴承比压验算公式为：

$$p = \frac{F}{Ld} \leq [p] \quad (6-53)$$

式中 p —— 计算压强；
 L —— 轴承和主销的接触长度；
 d —— 主销直径；
 F —— 径向力；
 $[p]$ —— 许用压强。

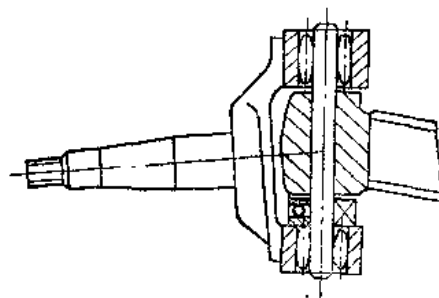


图6-37 主销采用滚针轴承的结构

转向节通过止推轴承承受作用于转向桥的垂直力。可用的止推轴承有三种：滑动止推轴承，便宜，摩擦阻力大，转向沉重；滚动止推轴承（滚珠或滚柱），摩擦阻力小，转向轻便。线接触的滚柱止推轴承，有较大的承载能力。

止推轴承可按最大轴向力选择、计算。

2. 轮毂轴承

叉车转向轮轮毂安装在一对圆锥滚柱轴承上，如图6-38所示。圆锥滚子轴承可承受较大的轴向和径向载荷，间隙可调，能保证一定的刚度。为了避免转向节轴颈根部产生应力集中，轴颈根部采用较大的圆角半径，并附加一垫圈，以确保内轴承的正确安装与传力。

轮毂轴承的使用寿命，主要取决于作用在车轮上的垂直力（即所分担的总重力） $G/2$ 和轴承相对于车轮中心平面的位置。轮毂轴承按额定动负荷方法选择。

轴承处的载荷仍需按转向桥的两种计算工况确定。轴承额定寿命，通常以叉车一个大修周期计算，可取为4800~5000 h。

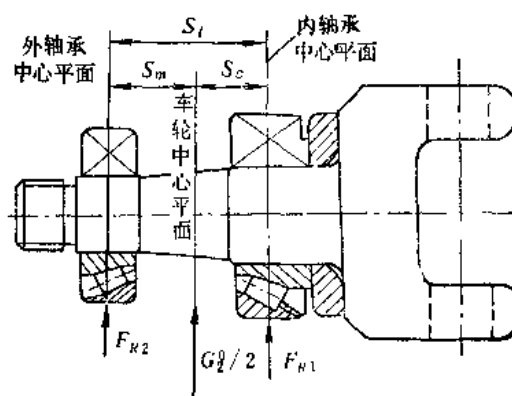


图6-38 轮毂轴承

第七章 总体设计

在前面几章中介绍了叉车的各个系统，以及它们所包含的主要零、部件的构造和设计。设计它们用的主参数都来源于总体设计。新叉车的设计首先着手于总体设计，本章将处理这方面的主要问题。

§ 7-1 总体设计的概述

一、单机设计过程

设计开始于接受设计任务书，在设计任务书中规定了设计目的与要求。根据任务大小来组织设计力量与制定工作计划。工作的第一步是调查与收集资料，通常称为调研。调查工作可分为使用调查与生产调查，前者是了解使用单位的使用要求、使用条件，过去的同类近似产品在使用中发生的主要问题，使用单位对改进的意见，以及国外产品中相似的样机的情况。其目的在于取长补短，吸收先进的构造。生产调查是指弄清当前生产厂的工艺装备及工艺水平，叉车制造的新工艺等等。其作用在于使设计既不脱离当前生产的实际，而又能有良好的工艺性，当然对所得的资料应进行分析，得出应有的结论。

新产品的的设计大体上可分为三个阶段——方案设计（又称初步设计）、技术设计和施工图设计。

方案设计的任务，是根据设计任务的要求及调查的结果来确定整机的结构型式，主要的整机性能和外形尺寸，以及主要的配套件（如发动机、液压件、轮胎等），并进行初步计算，最后要论证其可行性。

技术设计的任务，是按方案设计所给定的性能参数和控制尺寸及各配套件，对各主要系统及总成绘制更详细的构造图，并作进一步的工艺探讨与设计计算。实际上也是进一步论证总的方案是否完全可行。在一些情况下，就现有条件确实无法达到方案所定的要求时，可以考虑修改原方案给定的结构型式与参数，但必须经过一定手续。经审查通过的技术设计，包括其构造与参数和主要尺寸，就是施工图设计的依据。

施工图设计的任务，是根据方案设计和设计规定的各项要求来完成全部设计任务，包括设计非标准的零、部件的图纸，选用标准的零、部件和配套件以及计算说明书与有关文件。

二、重心与整机性能的关系

所谓整机设计，一般地说就是方案设计中的几个主要问题，如牵引特性、制动特性、稳定性、通过性、舒适性等。

重心位置对叉车的主要性能：牵引特性、制动特性及稳定性等都有重大影响，而且在设计之初、计算中和试验时都必须使用。

叉车的重心位置通常分为自重重心位置（或称空载重心位置）和满载重心位置（即带有额定起重量时的重心位置，也称合成重心位置）。重心的位置取决于各组成部分的重量分布。

对叉车来说，由于门架部分的重量与车体的相对位置会发生变化，从而使重心位置发生变化。所以讨论重心位置时，必须明确规定门架与车体的相对位置。为适合于今后分析问题的需要，在此仅规定两种情况：一是静立情况，指叉车放置于水平地面，门架对地面垂直且货叉在最低位置，叉车不动的情况；另一是行驶情况，同样是在水平地面上，但货叉升起300mm且门架完全后倾。将上述情况下的重心位置分别称为静立及行驶重心位置。

在总体设计中，为估计整车所需的发动机功率和进行牵引性能计算时，就需要用有关叉车的总重及重心位置。叉车的自重及其位置对于一些旧有车型的改进设计来说，可以方便地取得，而且比较准确可靠；但对一台新车设计就缺少这些资料，为此不得不根据与之相近的其它车型的资料来估计，但更多的是借助于下式估算：

$$G_0 = \left(\frac{S_c + 1.4R}{0.45s_i} + 0.22 \right) G \quad (7-1)$$

式中 G_0 ——叉车自重的重力

G ——叉车额定起重量的重力

S_c ——载荷中心距

R ——前轮半径

s_i ——轴距

上式是依据承载后叉车后桥负担总重力的10%而导得的。作为估计我们可认为是在静立状态，如图7-1所示。由图不难根据力矩平衡条件导得式(7-1)。式中的1.4R是由统计得来的。

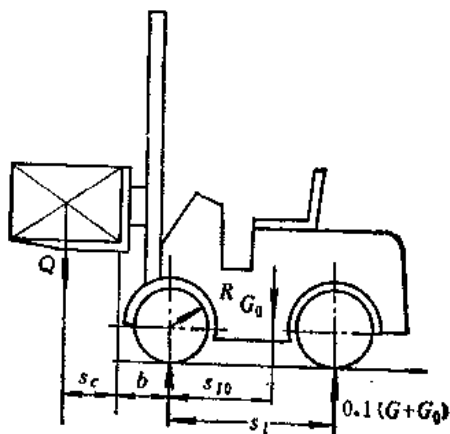


图7-1 预定重心位置用图

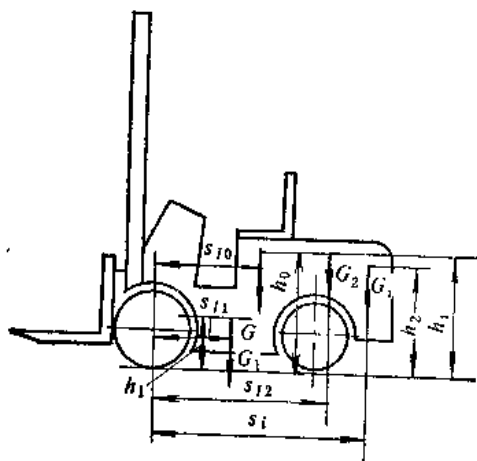


图7-2 重心位置确定

上述自重重量及重心位置是估计用的。在设计进行到一定阶段，有了各总成或部件的细致构造，取得其计算重量，可进行各种整机性能校核。这时不能再用估计值，而应使用其计算值。计算方法如下，以静立情况为例，示于图7-2。

其自重重力 G 为：

$$G = G_1 + G_2 + \dots + G_i + \dots + G_n = \sum_{i=1}^n G_i \quad (7-2)$$

式中 $G_1 \sim G_n$ ——各部件或总成的重力；

n ——被划分成的部件或总成总数。

重心的水平位置，即距前轴的距离 s_{10} ：

$$s_{10} = \frac{\sum_{i=1}^n G_i s_{1i}}{G} \quad (7-3)$$

式中 s_{1i} ——第 i 个总成或部件距前轴的距离。

重心的高度位置，即距地面的距离 h_0 ：

$$h_0 = \frac{\sum_{i=1}^n G_i h_i}{G} \quad (7-4)$$

式中 h_i ——第 i 个总成或部件距地面的高度。

运行状态的自重重心位置可仿效上述方法求出。

关于重心的侧向位置，即它在水平面上的投影距叉车纵轴线的距离。考虑到各部分重量分布对纵轴大体上是对称的，在许多设计中都不作计算，就认为重心在水平面上的投影位于车的纵轴线上。在必须求出准确的重心侧向位置时，可用与上述相似的方法。

计算出的重心位置，也不完全准确。在对已有的叉车进行试验与性能分析时，需用准确的自重重心位置，为此必须进行实际测量。我国部标JB3300—83规定的方法概要如下。

取静立状态，如图7-3a，首先在地磅上称出自重重量 G_0 ，然后使一个车轴在地磅上，另一车轴在地面进行称量，所称得的读数就是位于地磅上的车轴的负荷，分别对前轴及后轴进行这样的称量，即可得出前、后轴（或桥）分担的车重重力 G_f 和 G_r 。按下式即可求得自重重心的水平位置 s_{10} ：

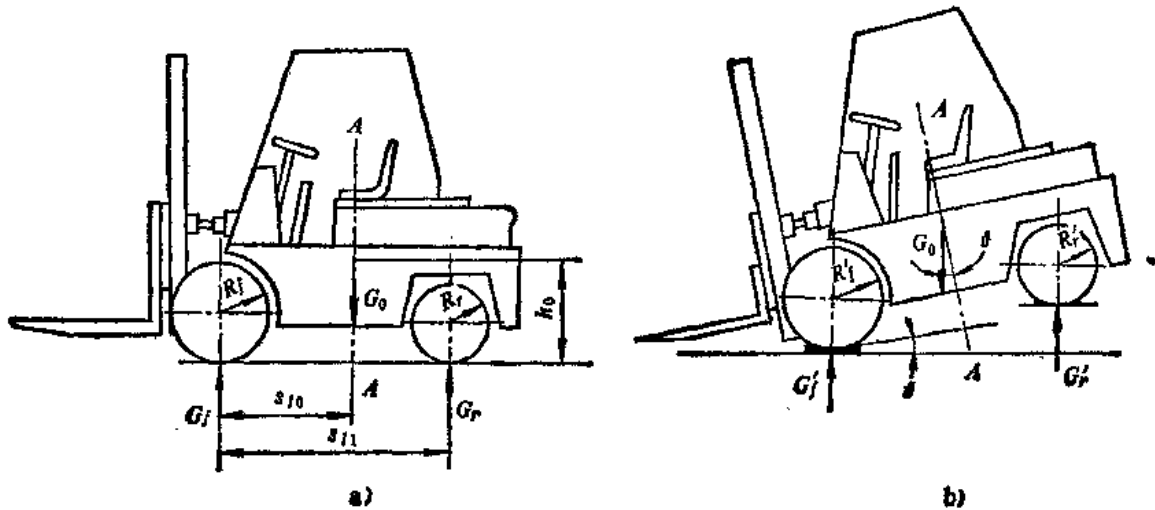


图7-3 称量法测重心位置

a) 称轴线 b) 称轴载转移

$$s_{10} = \frac{s_{11}(G_0 - G_f)}{G_0} \quad (7-5)$$

式中 重力单位为N；距离单位为mm。

为求得叉车重心高度位置，必须再次称量。将前轴置于地磅上，将后轮垫高或抬起，使车纵向倾斜 θ 约 20° ，如图7-3b，即可称出叉车后轮被抬起后前桥分担的车重重力 G'_1 ，于是按下式可计算重心高度位置 h_0 ：

$$h_0 = \frac{s_{11}(G'_1 - G_f) + (R'_1 - R'_2)G_f \tan \theta}{G_0 \tan \theta} + R'_1 \quad (7-6)$$

式中 R'_1 、 R'_2 ——分别为叉车抬起后前、后车轮的静力半径。

作为实测，为避免误差，一般应进行多次测量，取其平均值进行计算。

若把整个叉车看作一个刚体，则后轮抬高引起的重心位置的变化对自重在前、后轴上的分配，也就是前、后桥上的负荷有确定的影响，这个影响反映在称量的结果上，因而可就其差异算出重心的高度位置。

应用上述方法也可求出运行状态的实际重心位置。

§ 7-2 总体设计中涉及的整机特性

总体设计应考虑有关牵引特性、制动特性、稳定性和机动性等方面的一些主要问题。

一、叉车的轴载

由叉车的前轴和后轴分担的叉车自重和载重的重力以及其它力之和或地面的垂直反力，被称之为前轴和后轴的轴载。轴载随叉车的载重情况、运行情况和地面情况的不同而变化，以平地静立情况作为基本情况。

(一) 静止情况下的轴载

对于平地静立情况，轴载可为空载（即无载）与满载两种情况。它们的轴载可根据图7-4推导。当空载时（见图7-4a）：

前轴的轴载 G_{10} 为：

$$G_{10} = \frac{s_1 - s_{10}}{s_1} G = \left(1 - \frac{s_{10}}{s_1} \right) G \quad (7-7)$$

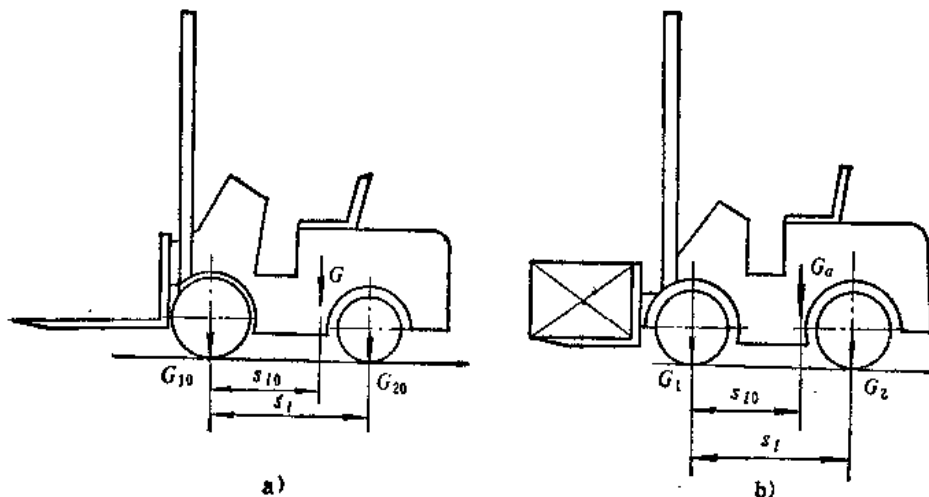


图7-4 静立叉车的轴载

a) 空载情况 b) 满载情况

式中 G ——叉车自重重力;
 s_l ——轴距;
 s_{l_0} ——自重重心距前轴距离。

后轴的轴载 G_{20} 为:

$$G_{20} = \frac{s_{l_0}}{s_l} G \quad (7-8)$$

当满载时 (见图7-4b):

前轴的轴载 G_1 为:

$$G_1 = \frac{s_l - s_{l_0}}{s_l} G_s = \left(1 - \frac{s_{l_0}}{s_l} \right) G_s \quad (7-9)$$

式中 G_s ——叉车满载时的总重力 ($G + Q$);
 Q ——额定起重量的重力;
 s_{l_0} ——总重重心至前轴距离。

后轴的轴载 G_2 为:

$$G_2 = \frac{s_{l_0}}{s_l} G_s \quad (7-10)$$

(二) 运行状态时的轴载

影响运行状态时车轴轴载的主要因素有: 叉车行驶方向 (前行及后行)、坡度 (上坡及下坡, 坡度大小)、加速 (行驶加速与制动减速)、装载程度 (空载与满载) 和行驶阻力 (因车速低故略去风载不加考虑)。现取图7-5中所示满载叉车前行在坡上加速的情况来分析:

这是一个动态问题, 用动力学的基本原理——动静法, 把它变成静平衡系统来探讨, 为此在总重心上加上一个方向与加速方向相反的惯性力 F_g , 其它各作用力与反作用力都已示于图7-5上。假定车轮的滚动阻力臂均相等。

由路面反力应与垂直力相平衡得到:

$$F_{R1} + F_{R2} = G_s \cos \alpha \quad (7-11)$$

式中 G_s ——满载叉车的总重力;
 F_{R1} 及 F_{R2} ——分别为前轴及后轴的地面反力;
 α ——路的坡度角。

从前轮触地中心的力矩平衡得到:

$$F_{R2} s_l - (F_{R1} + F_{R2}) k - F_g h_0 - G_s h_0 \sin \alpha - G_s s_{l_0} \cos \alpha = 0 \quad (7-12)$$

式中 各尺寸符号的意义见图7-5。

为将式中各项表达换成通常所用形式, 采用滚动阻力系数 f 来替代滚动阻力臂 k , 这样易于取得实用的数据, 它们两者间的关系如下:

$$f = k / r_g \quad (7-13)$$

式中 r_g ——车轮的滚动半径。

于是可将式(7-12)中的第二项滚动阻力转矩改写成:

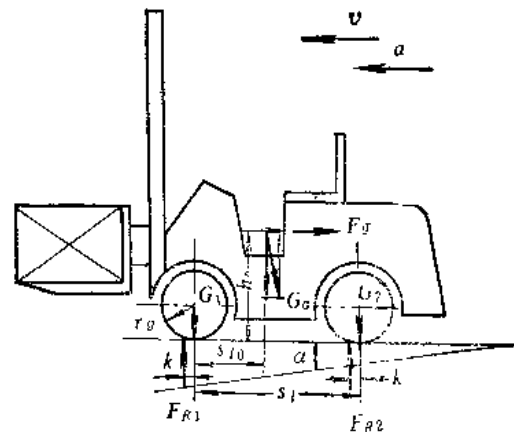


图7-5 叉车在运动情况下的轴载

$$(F_{R1} + F_{R2})k = fr_g G_a \cos \alpha \quad (7-14)$$

惯性力 F_z 可由下式求得:

$$F_z = \frac{G_a}{g} a \quad (7-15)$$

将以上诸式代入式(7-12)加以整理后得:

$$R_2 = \frac{G_a}{s_i} \left(s_{i0} \cos \alpha + fr_g \cos \alpha + \frac{a}{g} h_0 + h_0 \sin \alpha \right) \quad (7-16)$$

再由后轮触地中心的力矩平衡条件, 并进行与以上相似的处理后就得到:

$$F_{R1} = \frac{G_a}{s_i} \left[(s_i - s_{i0}) \cos \alpha - fr_g \cos \alpha - \frac{a}{g} h_0 - h_0 \sin \alpha \right] \quad (7-17)$$

F_{R1} 及 F_{R2} 与 G_1 和 G_2 的关系是大小相等方向相反。仿效以上办法不难求出各种运动状态下的前、后轴轴载。为能简单方便地求出解答, 应进一步明确各单个因素所产生的影响。自重及载重是轴载中的基本成分, 为两轴分担。滚动阻力所造成的影响, 在前行时使后轴负载增大和前轴负载减小; 若行驶方向相反, 其影响也相反。就惯性力来说, 在前行加速时, 同样也是使前轴负载减小而使后轴负载增大。若变为前行制动, 则惯性力方向也变化, 造成的影响与加速时相反。同理可分析其它各项, 今将分析结果列于表7-1中, 表中“+”号表示增载, “-”号表示减载, 也可理解为公式中该项前的符号。

表7-1 各种因素对轴载的影响

各种影响 轴 载	(1)	(2)		(3)				(4)			
	基本项重力	滚动阻力矩		惯 性 影 响				坡 度 力 矩			
				加 速		制 动		上 坡		下 坡	
		前行	后行	前行	后行	前行	后行	前行	后行	前行	后行
前 轴	+	-	+	-	+	+	-	-	+	+	-
后 轴	+	+	-	+	-	-	+	+	-	-	+

如果将式(7-16)及(7-17)中等号右边括号内各项前的符号与表7-1中相应情况下应取的符号加以对比, 就会看出它们是一致的。两式中各项的表达式(亦其绝对值)对任何运动情况都是相同的, 弄清这点后, 无需推导即可用表7-1直接写出各种情况下的轴载公式。

(三) 轴载的极限值

叉车能克服各种阻力的总和值与其驱动轮上的牵引力有关, 而牵引力的大小一方面取决于发动机的转矩与传动系的总传动比; 另一方面却又受驱动轮与地面附着力的限制, 也就是附着力限制了牵引力的极值。它对轴载的限制可用上面的例子来说明。

对此情况, 前轴轴载当用式(7-17)。沿叉车纵轴线方向上各阻力与牵引力 F_Q 的平衡关系, 可以写出下式:

$$F_Q - G_a f \cos \alpha - G_a \sin \alpha - \frac{G_a}{g} a = 0 \quad (7-18)$$

由附着力限制的可能最大牵引力为:

$$F_{Qmax} = \varphi F_{R1} \quad (7-19)$$

式中 φ —— 地面附着系数。

将式(7-19)代入式(7-18), 整理后得:

$$\sin \alpha = \varphi \frac{F_{R1}}{G_a} - f \cos \alpha - \frac{a}{g} \quad (7-20)$$

再将上式代入式(7-17), 得:

$$F_{R1} = \frac{G_a}{s_l} [(s_l - s_{l0}) \cos \alpha - (r_g - h_0) f \cos \alpha] / \left(1 + \frac{h_0 \varphi}{s_l} \right) \quad (7-21)$$

上式即代表此运动情况下可能的最大前轴轴载的计算公式, 因为其中用了代表最大牵引力的式(7-19)。由表7-1可知, 前轴最大轴载可在倒行上坡加速的运动情况下取得, 若在此情况下发挥可能最大的牵引力, 则可能的前轴轴载的极值可仿上导出如下, 以 F_{R1max} 表示之。

$$F_{R1max} = G_a [(s_l - s_{l0}) \cos \alpha + (r_g - h_0) f \cos \alpha] / (s_l - h_0 \varphi) \quad (7-22)$$

如果要研究平地行驶, 匀速行进等特殊情况, 只需将以上各公式中的坡度角 α 及加速度 a 赋值为零即可。若讨论空载情况, 则应换用空载时车的自重与重心位置。例如要了解满载平地行驶时前轴轴载的极值, 则可令式(7-22)中之 $\alpha = 0$, 得:

$$F_{R1max} = G_a [(s_l - s_{l0}) + (r_g - h_0) f] / (s_l - h_0 \varphi) \quad (7-23)$$

(四) 轴载转移

前、后轴的载荷随其运动情况而变化, 这种变化称为轴载转移。

在水平地面静立时的轴载 G_1 、 G_2 作为基准, 将指定的运行情况下相应的轴载 F_{R1} 及 F_{R2} 对它们的比值称为轴载转移系数, 即

$$m_1 = \frac{F_{R1}}{G_1} \quad m_2 = \frac{F_{R2}}{G_2} \quad (7-24)$$

m_1 及 m_2 分别为叉车前轴及后轴轴载转移系数。对所指定的各种情况, 可用不同的附加脚标来表示, 如对空载, 可表达为:

$$m_{10} = \frac{F_{R10}}{G_{10}} \quad m_{20} = \frac{F_{R20}}{G_{20}} \quad (7-25)$$

今以满载叉车平地前行为例, 求其轴载转移系数, 静止时为:

$$G_1 = G_a \frac{s_l - s_{l0}}{s_l} \quad (7-26)$$

行驶加速时为:

$$F_{R1} = \frac{G_a}{s_l} \left[(s_l - s_{l0}) - f r_g - \frac{a}{g} h_0 \right] \quad (7-27)$$

根据上述定义即可写出:

$$m_1 = \frac{F_{R1}}{G_1} = \frac{(s_l - s_{l0}) - f r_g - \frac{a}{g} h_0}{(s_l - s_{l0})} = 1 - \left(f r_g + \frac{a}{g} h_0 \right) / (s_l - s_{l0}) \quad (7-28)$$

同理可得:

$$m_2 = \frac{F_{R2}}{G_2} = 1 + \left(f r_g + \frac{a}{g} h_0 \right) / s_{l0} \quad (7-29)$$

(五) 车轮的受力与滚动

图7-6上表示了车轮的受力情况, 其上作用着自重 G_a 、输入转矩 T_i 、风阻力 F_f 、惯性力 F_g , 以及由它们产生的风阻力转矩 T_f 和惯性阻力转矩 T_g , 因路面变形而来的滚动阻力臂 h ,

地面反力 F_R 产生偏移形成滚动阻力转矩 T_{gd} ,此外还有可视为阻力的拖挂力 F_t 和地面切向反力 F_s ,它是使车轮往前滚动的力量称为牵引力。在无横向力作用的滚动情况中,可以取得以下的平衡条件:

$$F_t = F_Q - F_g - F_f \quad (7-30)$$

由各垂直力的平衡得:

$$F_R = G \quad (7-31)$$

由各力矩的平衡得:

$$T_k = T_{gd} + T_t + T_g + T_f = F_Q r_g \quad (7-32)$$

$$\text{式中 } T_k = J \frac{d\omega}{dt} + \frac{G}{g} a, \quad (7-33)$$

$$T_f = F_f r_g, \quad (7-34)$$

$$T_t = F_t r_g, \quad (7-35)$$

J ——车轮的转动惯量;

a ——车轮的线加速度。

在车轮稳定运动时,因 $\frac{d\omega}{dt} = 0$,略去风阻,即 $F_f = 0$, $T_f = 0$ 由式(7-32)得到:

$$T_k = F_Q r_g + Gk + F_t r_g \quad (7-36)$$

如果车轮上有: $T_k > kR$ 和 F_Q 与 v 同向,这种车轮就是驱动轮。若车轮上没有 T_k 和 F_Q ,而要靠作用于车轮轴上的作用力来克服滚动阻力转矩,亦即有与图示方向相反的 F_t (不再是阻力),则是从动轮。输入转矩方向与轮的角速度 ω 方向相反的车轮是制动轮。

车轮的半径有多种。按轮胎的规格经计算求得的外半径称为名义半径。考虑轮胎在受静载荷或动载荷情况下,其中心距地面的距离则称为静力半径或动力半径。而滚动半径则是为计算车速用的,是假想的半径,是按在纯滚动的假设下车轮的转动速度与线速度的关系计算出来的,即 $r_g = \frac{v}{\omega}$ 。另外在车轮的产品技术特性中还给出自由半径,它是指充气达额定压力值的车轮垂直自由放置不受外载时,其轴线距地面距离,从生产厂的产品说明书中可以得到。由于上述各种半径,在设计时是很难得到具体数据的,有时就常被混用,多数情况下都用 r_g 来代替。滚动半径也可用下面的经验公式计算:

$$r_g = 0.0254 \left[\frac{d}{2} + b(1 - \lambda) \right] \quad (7-37)$$

式中 r_g ——车轮的滚动半径,〔 r_g 〕为m;

d 、 b ——轮胎的名义轮网直径及宽度,〔 d 〕及〔 b 〕均为in;

λ ——考虑轮胎变形系数,对满载时,取为0.1。

引起车轮滚动阻力的因素很多,除上述的地面变形外,轮胎本身各处的变形不同,滚动时车胎上一定部位在滚动的每一周中受力都在变化,因而产生内部摩擦,同时胎内空气的流动也要耗能,这些都是产生滚动阻力转矩的原因,所以简单地用 kG 来代替滚动阻力矩也是不完全的。在车辆计算中普遍使用的是无因次滚动阻力系数 f ,滚动阻力 F_g 或 F_s 就可表示为 $F_s = fG$ 。它们之间的关系如下:

$$fGr_g = kG \quad \text{或} \quad f = \frac{k}{r_g} \quad (7-38)$$

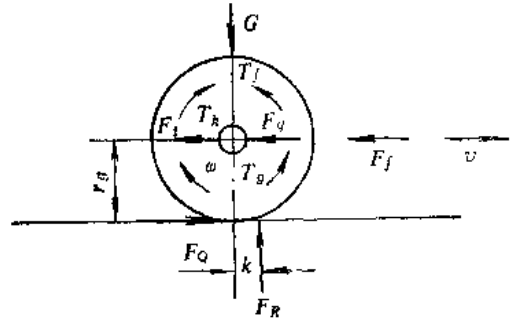


图7-6 车轮的受力情况

实际上 f 是由试验间接测定出来的。

现在来讨论车轮的滚动情况。在车轮的角速度与轮轴的线速度之间满足 $v = \omega r_g$ 时，这时称为纯滚动。但是车轮在滚动时，有时也含有滑动，即整个滚动过程既有滚动成分，也有滑动成分， $v \neq \omega r_g$ 。当 $v < \omega r_g$ 时，这时称为滑转；而在 $v > \omega r_g$ 时，称为滑移。滑转是转动而不前进，滑移则是被拖带前移。

车轮在有横向力作用下滚动时，不能象无横向力作用时那样地在自身所在的平面内滚动，而会偏离其原来的方向，因横向力的作用使其胎迹产生横向偏出角。这种情况下的滚动可看作是纵向的滚动与横向的滑动组合起来的，滚动阻力系数也有所增大。

二、叉车的行驶阻力与牵引特性

(一) 行驶阻力

叉车行驶时，必须克服在单个车轮滚动分析中所涉及的那些阻力，参见图7-6。不过因车速较低、风阻照例略去不予考虑。其它各项阻力的计算如下：

整车的滚动阻力 F_m 应是各个车轮滚动阻力的总和，按下式计算：

$$F_m = f G_a \cos \alpha \tag{7-39}$$

式中 G_a ——满载叉车总重力；

α ——坡度角；

f ——滚动阻力系数，它与轮胎种类、道路情况等有关，可按表7-2选择。

坡度阻力，也称为升坡阻力，它是由车重的分力构成的，表达式为：

$$F_a = G_a \sin \alpha \tag{7-40}$$

常常也将上述两种阻力合在一起，称为道路阻力 F_r ，

$$F_r = F_m + F_a = G_a (f \cos \alpha + \sin \alpha) \tag{7-41}$$

加速时要克服的惯性阻力，同样由直线运动加速和旋转加速两部分组成，但后者比较复杂，要考虑由车轮至发动机曲轴间的传动系中各个转动零件的惯性矩，逐个地转化到车轮上，最后再叠加起来。为将复杂的情况简化而又不致有过分大误差，可以只考虑质量很大的车轮，与质量不很大但转速很高的发动机飞轮与离合器，其它略去，于是可得下式：

$$F_i = \frac{G_a}{g} \frac{dv}{dt} + \frac{J_f i_m^2 i_1^2 \eta}{r_g} \frac{d\omega}{dt} + \frac{\Sigma J_i}{r_g} \frac{d\omega}{dt} = \left(1 + \frac{J_f i_m^2 i_1^2 \eta g}{r_g^2 G_a} + \frac{\Sigma J_i g}{r_g^2 G_a} \right) \frac{G_a}{g} \frac{dv}{dt} \tag{7-42}$$

式中 G_a ——满载叉车总重力；

J_f ——发动机飞轮及主离合器的转动惯量；

ΣJ_i ——全部车轮的转动惯量；

i_m ——主传动速比；

i_1 ——变速箱速比（所用档位的）；

r_g ——车轮滚动半径；

g ——重力加速度；

表7-2 滚动阻力系数

路面种类	充气轮胎	实心轮胎 ($v = 16 \text{ km/h}$)
良好的沥青路面	0.015~0.018	0.012~0.016
一般的沥青路面	0.018~0.020	0.014~0.016
混凝土路面	0.015~0.020	0.014~0.016
维护良好的黄土路面	0.020~0.035	0.025~0.031
鹅卵石路面	0.035~0.050	0.025~0.050
碎石路面	0.020~0.025	0.030~0.040

v ——车的行驶速度；

ω ——车轮的角速度。

进一步简化，可将上式改写为：

$$F_g = \delta \frac{G_a}{g} \frac{dv}{dt} \quad (7-43)$$

式中 δ ——考虑旋转质量加速的系数。

$$\delta = \left(1 + \frac{J_f i_a^2 i_g^2 \eta g}{r_g^2 G_a} + \frac{\Sigma J_i g}{r_g^2 G_a} \right) \quad (7-44)$$

对一具体的叉车来说，上式等号右边除 i 随使用档位变化外，其余均为常量，可用下式来表达：

$$\delta = 1 + \delta_1 + \delta_2 i^2 \quad (7-45)$$

各类车型适用的 δ_1 和 δ_2 值一般是靠统计方法来取得的，但对叉车来说，目前还缺乏这样的数据。对载重汽车，一般 δ_1 在 0.03~0.05 之间，而 δ_2 在 0.04~0.05 的范围内。

以上是按满载情况考虑的，对于空载情况，可由式(7-45)加以修正后得：

$$\delta_0 = 1 + (\delta_1 + \delta_2 i^2) \frac{G}{G_a} \quad (7-46)$$

式中 G ——空车自重力。

(二) 牵引特性

以上介绍的是运动中的各种阻力，是阻止叉车运动的。而能使叉车运动的是发动机发出的转矩，经传动系传递至驱动轮上，使车轮与地面间产生与转速方向对应的地面切线反力推动叉车行驶，这个反力即牵引力。 F_Q 在已知各有关参数时，可由下式算出：

$$F_Q = \frac{T_e i_i i_m \eta}{r_g} \quad (7-47)$$

式中 T_e ——发动机的转矩；

i_i ——变速器的传动比；

i_m ——主传动的传动比；

r_g ——驱动车轮的滚动半径；

η ——传动系的总效率。

已知叉车在一定情况下的牵引力与各种阻力，即可对其运动情况进行分析，叉车的运动情况取决于规定条件下的各阻力的总和及牵引力的对比，可有以下三种情况：

情况 I $F_Q = F_w + F_a + F_f$

情况 II $F_Q > F_w + F_a + F_f$

情况 III $F_Q < F_w + F_a + F_f$

情况 I 是稳定运动状态，原在运动的车维持其匀速运动，原静立的车保持静立状态。第 II 种情况是加速运动情况，原在运动的车速度将逐渐大，原静立的车将逐渐起步。情况 III 因阻力占优势，将迫使原在运动的叉车减速，是减速状况。

这种简单分析只能定性，并不实用。若使之有用，就必须能定量。为此可采用牵引平衡方程，即在上式中加一项考虑加速问题的惯性力，使之化为等效静力系统。牵引力平衡方程可表达如下：

$$F_Q = F_w + F_a + F_f + F_g = F_r + F_g + F_f \quad (7-48)$$

式(7-48)对讨论叉车的运动情况是十分重要的。可以分析叉车行驶特性,说明在一定情况下(包括发动机、变速器的工作情况与道路情况),车的牵引力的分配。当式中除一项外其他均已知,可用以求出未知项的值。若式中任何一项发生变化,其分配情况也就发生改变,运动情况也随之变化。应用此式虽能定量,但仍不方便,较好的方法是采用牵引平衡图。

(三) 牵引平衡图及其应用

牵引平衡图,首先应作出牵引特性曲线。从发动机的外特性曲线上,可看出其每一转速都对应于一个转矩,当传动比一定时,即选定了变速器的某个档位,发动机的转速和转矩都各自对应一确定的驱动轮转速与驱动转矩。由此又得到确定对应的车速与牵引力。如果在发动机外特性曲线上取足够多的点,分别找出它们对应的转速与转矩,再用式(7-47)及下式:

$$v = 0.377 \frac{r_g n}{i_i i_m} \tag{7-49}$$

式中 v ——车速, [v]为km/h;
 r_g ——车轮滚动半径, [r_g]为m;
 n ——发动机转速, [n]为r/min。

就可算出车的速度与牵引力,以牵引力 F_0 为纵轴和以车速 v 为横轴构成一坐标系,选定适当的比例尺,根据上面所得每组车速与牵引力,即可在该坐标系中描出一个点,将各点以平滑曲线连接起来,此曲线即牵引力特性曲线,它代表了在一定的发动机外特性传动系速比和驱动轮半径之下车速与牵引力的对应关系。用上述办法可分别作出各档位所对应的牵引力曲线,将之置于同一图上以便应用(如图7-7)。

对于道路情况,可用滚动阻力 F_m 和坡度阻力 F_o ,或以道路阻力 F_r 代表,以同样的比例尺折换后,在上述坐标系中作两条平行于横轴之直线,第一条是滚动阻力线,它距横轴的距离相当于 F_m ,另一条为道路阻力线,它距滚动阻力线的距离相当于 F_o 。添上这两条阻力线后,就构成了牵引力平衡图(如图7-7)。

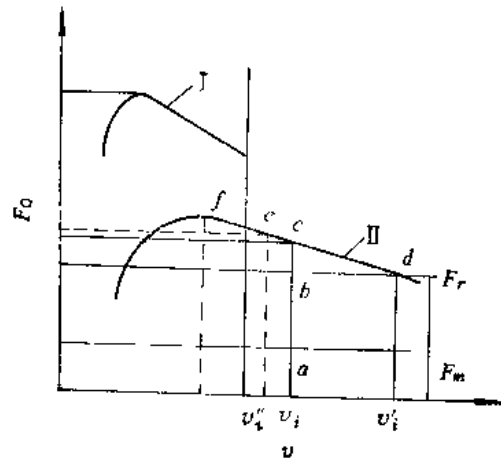


图7-7 牵引特性(曲线)平衡图
 I—一档的 II—二档的

今用牵引力平衡图来讨论给定的路面情况 F_r 下,以某一速度 v_1 行驶的叉车运动情况,在横轴上找到速度为 v_1 的点,过 v_1 作垂直于横轴的直线,分别与牵引力曲线II、道路阻力线 F_r 、滚动阻力线 F_m 相交于 c 、 b 及 a , $\overline{v_1c}$ 、 $\overline{v_1a}$ 及 \overline{ab} 即分别代表此情况下的牵引力、滚动阻力及坡度阻力。可以看到 $\overline{v_1c} > \overline{v_1b}$,即牵引力大于道路阻力,有过剩的牵引力 \overline{bc} ,将使叉车加速,于是车将在图中 $\overline{v_1c}$ 线右方运行,随车速增大,所对应的车牵引力减小,但道路阻力不变,故过剩牵引力减小,车的加速减缓,但车速仍继续增加,直至增到牵引力曲线与道路阻力线的交点 d 所对应的 v_1' 值时,牵引力与道路阻力达到平衡,车速达到用II档在给定的道路上行驶时的最大速度,将不再增大。

若以同样的车速 v_1 行驶,道路阻力较大(坡度增大)如虚线所示道路阻力线 F_r' ,在此情况下 $\overline{v_1c} < \overline{v_1b}$,牵引力不足,车速必然降低,随着车速下降,其对应的牵引力将逐渐增大,

当车速降到虚线与牵引曲线Ⅱ的交点 e 时,达到新的平衡,车将在 e 点对应的车速 v_0 上稳定地行驶。

牵引曲线的顶点,如曲线Ⅱ的 f 点,对应着最大牵引力(Ⅱ档的),它至滚动阻力线的距离就代表此情况下能用来克服坡度阻力的牵引力的最大值,可换算出能爬上的最大坡度,就所举 f 点来说应对应Ⅱ档能爬上的最大的坡度。

在更大的道路阻力下,即道路阻力线高于Ⅱ档牵引力曲线,因它已超过Ⅱ档的最大牵引力,车已无法在Ⅱ档上行驶,必须换到头档,即要在Ⅰ档牵引曲线上运行。对车在头档上的运动分析与Ⅱ档相似。头档的最大牵引力所能克服的最大坡度阻力,就是叉车的最大爬坡能力。它对应的坡度角即在一定路面条件下叉车能爬上的最大坡度角。同理Ⅱ档(或最高档)的最大车速,才真正是叉车的最大车速。

从图上还可看到,两个档位各自对应一个车速范围,而这两个车速范围有一段相互重叠,这是必须的。如果不是这样,即两个车速范围相互离开,形成Ⅱ档的最低车速也大于头档的最高车速,这样,叉车是不能在它俩之间的车速上工作的,这是绝对不允许的。

若必须考虑风阻的情况,就应从牵引力中将风阻力扣除,扣除风阻力后的牵引力称为剩余牵引力,再用各车速对应的剩余牵引力作出剩余牵引力曲线,用它来代替原来的牵引力,其它保持不变,用法也不变。

上述方法简便实用,但有局限性,因其中包含了车自身的结构参数,所以只能用于指定的叉车进行分析,而不能用来与其它叉车相互比较。

(四) 动力因数及其应用

不计风阻时,或扣去风阻后,自身结构因素就是车的重力(满载时为载重重力及自重重力之和 G_0 ,空载时为自重重力 G),为了排除这个因素,可引入一个新概念——动力因数 D ,它即剩余牵引力 F_0 与车重之比:

$$D = \frac{F_{0r}}{G_0} = \frac{F_0 - F_f}{G_0} \quad (7-50)$$

它是无因次的,其意义为单位车的重力占有的剩余牵引力。用以上的定义,仍旧略去风阻,于是由式(7-48)可得:

$$D = \frac{F_r + F_a + F_g}{G_0} = \frac{F_r + F_g}{G_0} \quad (7-51)$$

又因

$$F_r = (f \cos \alpha + \sin \alpha) G_0$$

当 α 不大时,可认为:

$$F_r = (f + \alpha) G_0 = \psi G_0 \quad (7-52)$$

其中的 ψ 为道路阻力系数; α 以百分数计。

又因

$$F_g = \delta \frac{G_0}{g} \frac{dv}{dt} = \delta \frac{a}{g} G_0 \quad (7-53)$$

式中 a 为叉车行驶的线加速度,将它代入式(7-51)后,即得到更简的式子:

$$D = \psi + \delta \frac{a}{g} \quad (7-54)$$

上式表明,叉车动力因数在克服道路阻力与耗于加速上的分配关系。

由式(7-54)得知,在一定道路条件下,叉车能达到的加速度 a 为:

$$a = (D - \psi) \frac{g}{\delta} \quad (7-55)$$

当在平地行驶时, $a = 0$, $\psi = f$, 所以叉车在动力因数为 D 的可能最大加速度 a_{maxD} 为:

$$a_{maxD} = (D - f) \frac{g}{\delta} \quad (7-56)$$

改变式 (7-54) 的写法, 可得到在一定的动力因数 D 下可能的最大爬坡能力。

$$\psi = D - \frac{a}{g} \delta \quad (7-57)$$

在匀速运动时, $a = 0$, 得到最大爬坡度 α_{maxD}

$$\alpha_{maxD} = D - f \quad (7-58)$$

若要知道叉车可能达到的最大加速度与最大爬坡度, 就必须在式 (7-56) 及式 (7-58) 中代入最大动力因数 D_{max} 。为此, 应求 D_{max} 。

由动力因数的定义式 (7-50) 知, 当 F_Q 达其最大值时, 动力因数也达到其最大值 D_{max} 。于是对叉车来说有:

$$D_{max} = \frac{F_{Q_{max}}}{G_1} \quad (7-59)$$

要有最大牵引力, 发动机就必须在最大转矩点上运转, 且叉车变速器应用头档, 运用这些条件, 不难用前面有关公式算出其具体数值 $F_{Q_{max}}$, 它是由发动机产生的, 因受地面条件限制, 即附着力限制, 这个极限条件所允许最大牵引力, 称为极限牵引力 $F_{Q_{maxd}}$ 。

$$F_{Q_{maxd}} = F m_1 G_1 \varphi \quad (7-60)$$

式中 G_1 ——前轴的静轴载;

m_1 ——相应的前轴轴载转移系数;

φ ——轮、地间的附着系数。

上述是对仅前轴为驱动轴的一般叉车得来的, 不适用于特殊的全轮驱动的越野叉车。

当 $F_{Q_{max}} < F_{Q_{maxd}}$ 时, 在计算 D_{max} 时, 当使用 $F_{Q_{max}}$ 作为 $F_{Q_{max}}$, 而在 $F_{Q_{max}} > F_{Q_{maxd}}$ 时, 由于后者的限制, 而使前者得不到充分利用, 在计算 D_{max} 时, 就应使用 $F_{Q_{maxd}}$ 。对于 $F_{Q_{maxd}}$ 因涉及的 m_1 中含有加速惯性的影响, 所以在这种极限情况下, 认为无惯性力的匀速运动是比较合理的。

附着系数 φ 值可由表7-3选取;

表7-3 附着系数

路面情况	干燥沥青路面	湿的沥青路面	干燥土路面	湿土路面
附着系数 φ	0.7~0.8	0.4~0.5	0.5~0.1	0.4~0.5

据上所述, 可得计算最大爬坡度与最大加速度公式如下:

$$\alpha_{max} = D_{max} - f \quad (7-61)$$

$$a_{max} = (D_{max} - f) \frac{g}{\delta} \quad (7-62)$$

若以动力因数 D 代替牵引力 F_Q , 可作出叉车各档的动力因数曲线, 如图7-8。以滚动阻

力系数 f_i 线代替滚动阻力 F_r 线，以坡度 a 线代替坡度阻力 F_a 线和以道路阻力系数 ψ_i 线代替道路阻力 F 线，即得到动力因数平衡图。用图7-8可做与牵引力平衡图分析相似的各种分析。

以上讨论是针对满载叉车的、对空载或不同载重的情况，也可作相似的动力特性分析，但应注意，以上有关各式中的总重力 G_0 应分别以叉车自重重力(G)或自重重力与任意载重重力之和(G_x)来代替，就可得到以下关系式：

$$D_0 = D \frac{G_0}{G} \quad (7-63)$$

$$D_x = D \frac{G_0}{G_x} \quad (7-64)$$

式中 D_0 、 D_x ——分别为空载叉车 G 及任意载重 G_x 下的动力因数。

(五) 影响动力特性的因素

1. 发动机特性曲线的影响

图7-9上表示了可用于同一叉车上的两台发动机A及B的功率-转速曲线。其功率 P_B 及 P_A 相差不多，但 $P_B > P_A$ ，且额定转速关系为 $n_{rB} > n_{rA}$ ，两曲线相交于F点。曲线C代表一般道路条件的道路阻力功率耗费曲线。它与曲线A、B分别在点 F_A 及 F_B ， F_B 略在 F_A 之右，两者的最大车速相差不多，对应的发动机转速和功率也相差不多。但可看出发动机B的功率未得到充分利用，且在较小的发动机转速(车速)上运行时，就功率储备来说，发动机A的功率储备比发动机B的大，因此用发动机A的叉车就有较好的牵引性能，其加速性与爬坡度都比用发动机B的好。功率较大的发动机使用不当时，也得不到良好的动力特性。车在良好的道路上以最大车速行驶时，所对应的发动机曲轴转速应比发动机的额定转速稍大一些，这样就能保证发动机的功率得到充分应用，且在较低车速时具有一定的功率储备，而获得较好的动力特性。

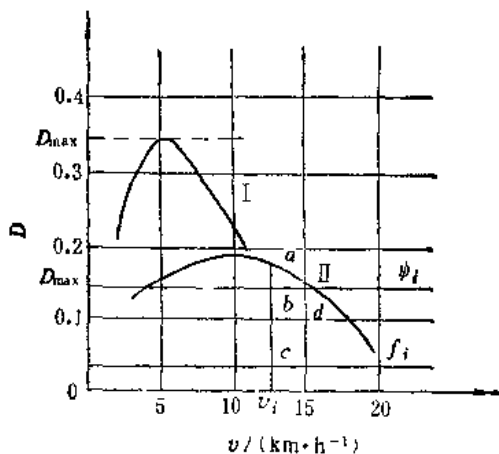


图7-8 动力因数(曲线)平衡图

I—一档的 II—二档的

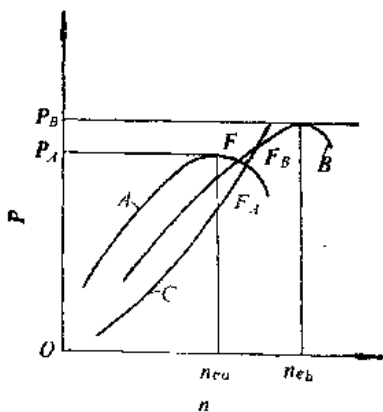


图7-9 发动机特性曲线的影响

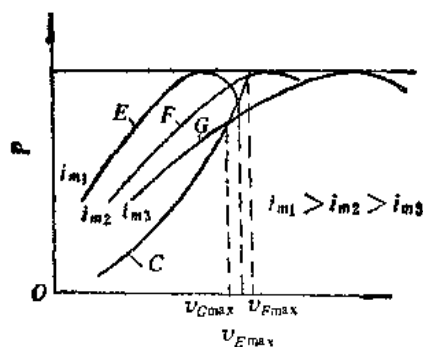


图7-10 主传动比的影响

2. 主传动比 i_m 的影响

图7-10上表示了同一发动机配用三种不同的主传动比 i_{m1} 、 i_{m2} 及 i_{m3} 的情况，三条曲线E、F及G是对应于这三个主传动比的功率-车速曲线(牵引功率曲线)。而主传动比有 $i_{m1} > i_{m2} > i_{m3}$ 的关系。曲线C仍为道路阻力功率曲线。曲线E、F及G对应的最大车速分别为

$v_{E_{max}}$ 、 $v_{F_{max}}$ 及 $v_{G_{max}}$ ，且 $v_{F_{max}} > v_{E_{max}} > v_{G_{max}}$ ，在 F 曲线(i_{n2})上的发动机功率近于发动机的最大功率。十分明显，曲线 G (i_{n3})是不恰当的，因发动机的功率未能充分发挥，且在低速下工作时的功率储备也很小，牵引性能不理想。曲线 E (i_{n1})除最大车速 $v_{E_{max}}$ 比曲线 F 对应的 $v_{F_{max}}$ 稍小一些外，在多数情况下都比曲线 F 具有更大的功率储备，所以牵引性能也好一些。因此在选择主传动比 i_m 时，应使最大车速时的牵引功率比最大功率小些，即 $P_{Q_{max}} < P_{r_{max}}$ ，而车的最大速度 v_{max} 应稍大于发动机最大功率对应的车速 $v_{P_{max}}$ 。虽然较大的主传动比有增大功率储备、改善动力特性的好处，但也不能过大，过大会引起最大车速过低、曲轴转速较高、经济性不利等缺点。

3. 变速器的档位数和各档速比的影响

要使加速性好，车的加速过程时间短，应使加速期内发动机的平均功率值尽可能大。这与档位数有关，在图7-11上表示了与同一台发动机配合使用的两档及四档变速器的加速过程，能使叉车达到同样的最大车速。由速度 v_1 加速到 v_{max} (其中属于四档变速器的为较细的虚线，两档变速器的为较粗的实线)。对两档变速器发动机转速由 n_1 增至 n_2 时，车速由 v_1 增至 v_2 ，而发动机的功率由 P_1 变至 P_2 ，此时换入第Ⅱ档，发动机转速下降到 n_1 ，再重新加速，车速则由 v_2 连续增至 v_{max} 。对于四档变速器发动机功率则由 P_1 变到 P_2 ，其工作转速范围，上限仍为 n_2 ，下限则为 n_1' ($n_1' > n_1$)。在发动机转速由 n_1' 增至 n_2 ，功率由 P_1' 变至 P_2 时，就立即转入下一档，每次换档均如此，顺序地经四档车速由 $v_1 \rightarrow v_2$ ， $v_2 \rightarrow v_3$ ， $v_3 \rightarrow v_4$ ，最后由 v_4 增至 v_{max} 。对两档变速器，应在曲线下的 $Pn_1n_2P_2$ 面积内取平均功率；对四档变速器，则在曲线下面积 $P_1'n_1'n_2P_2$ 之内取平均功率。显然，后者大于前者，所以，四档变速器加速过程快，加速时间短。以上分析的前提是在换档时车速不变，可以想到，对于无级变速器来说，在这方面是最有利的。

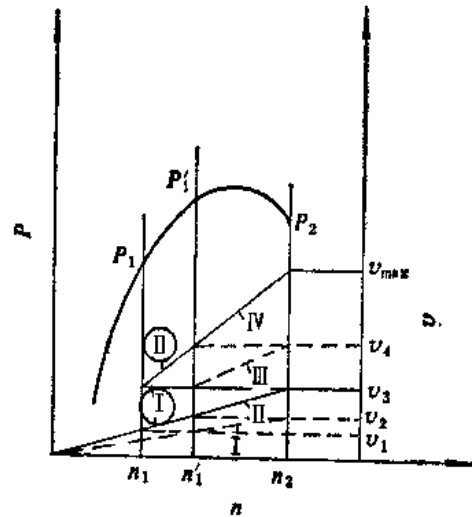


图7-11 档数的影响之一

用图7-12来研究档位数对不同 ψ 值的道路上行驶时车速的影响。图右为四档变速器，图左为三档变速器，两者的其它条件相同，最大动力因数与最大车速也相同。当道路阻力系数 ψ ，小于 ψ 时，两者均可用传动比最小的档位。

在 $\psi_1 < \psi < \psi_2$ 时，对三档变速器就必须使用Ⅱ档，而对四档变速器则可使用Ⅲ档。此时使用Ⅱ档的三档变速器，虽有较大的牵引力储备，但其车速受到限制，而用Ⅲ档的四档变速器，则可达到更高的车速。同理，在 $\psi_2 < \psi < \psi_3$ 时，情况与上述相同。

从上述可知，档位数愈多即愈容易选到一个能使发动机功率得到充分应用的档位，且在此档位上可得到更大的最大车速，可见，无级变速器在这方面也具有明显的优越

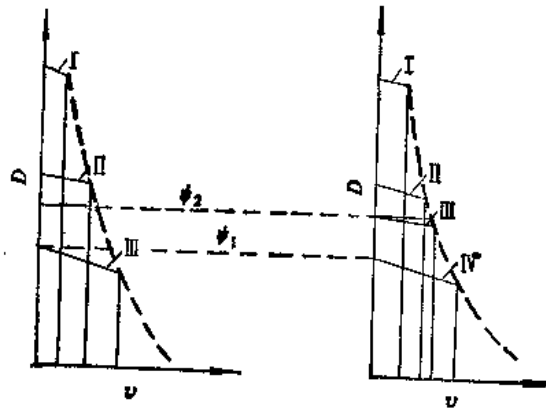


图7-12 档数的影响之二

性。图上各档曲线右端的外包络线就是无级变速器的特性曲线，它在各种 ψ 值下，都具有对应的可能的最大车速，功率都能被充分利用。

为确定档位数与各档传动比间的关系，先假定各档加速开始时的发动机转速相同，加速终了时发动机转速也相同，即各档加速时期内的发动机平均功率相同，同时还认为，换到相邻的下一档位时，保持换档前的车速不变。若以 n_1 、 n_2 分别表示各档开始加速及加速终了时发动机的转速，以任一组相邻的档位 m 及档位 $m+1$ 来研究换档时的车速关系，就可得到相邻两档位的传动比间的关系。设在 m 档上发动机转速达到 n_2 时，车所达到的车速为 v_m ，其值为：

$$v_m = \frac{2\pi r_g n_2}{i_m i_{i_m}} = k \frac{n_2}{i_{i_m}} \quad (7-65)$$

式中 i_{i_m} ——变速器 m 档位的传动比；

r_g ——车轮滚动半径；

i_m ——主传动传动比；

k ——常数， $k = 2\pi r_g / i_m$ 。

换入 $m+1$ 档后开始加速时的车速 v'_{m+1} 为：

$$v'_{m+1} = \frac{2\pi r_g n_1}{i_g i_{i_{m+1}}} = k \frac{n_1}{i_{i_{m+1}}} \quad (7-66)$$

根据上面的假定，应有 $v_{m+1} = v_m$ ，故有

$$\frac{n_2}{i_{i_m}} = \frac{n_1}{i_{i_{m+1}}} \quad (7-67)$$

再改写为：

$$\frac{i_{i_m}}{i_{i_{m+1}}} = \frac{n_2}{n_1} = q \quad (7-68)$$

同样也可求得其它的相邻两档传动比间的关系。把它们集中起来就得到：

$$\frac{i_{i_1}}{i_{i_2}} = \frac{i_{i_2}}{i_{i_3}} = \dots = \frac{i_{i_m}}{i_{i_{m+1}}} = \frac{i_{i_{m+2}}}{i_{i_{m+3}}} = \dots = q \quad (7-69)$$

上式表明变速器中相邻各档位的传动比成几何级数关系。式中 q 即公比。

根据前面所述，要使加速期内有较高的发动机平均功率，就应使转速 n_1 与 n_2 比较接近，传动比的公比值 q 就应小些，在车速范围一定时，结果是档位数相应较多。档位数多，变速器的构造就复杂，零件多，成本高。所以，必须参照现有构造和经验，恰当地选择公比 q 值与档位数。对于汽车，通常 $q \leq 1.7$ 。

从式 (7-69) 可推导出变速器的档位数 p ，最低车速的头档传动比 i_{i_1} 与具有高车速的档位传动比 i_{i_p} 之间有以下关系。

$$\frac{i_{i_1}}{i_{i_p}} = q (p - 1) \quad (7-70)$$

在实际设计中，由于齿轮齿数的限制，不可能严格地满足各相邻档位传动比为等比级数的要求，但希望能使实际的传动比保持以下关系：

$$\frac{i'_{i_1}}{i'_{i_2}} > \frac{i'_{i_2}}{i'_{i_3}} > \dots > \frac{i'_{i_m}}{i'_{i_{m+1}}} \quad (7-71)$$

(六) 有关重要参数的确定

1. 发动机功率的确定

进行牵引性能分析与计算的目的是要选定恰当的发动机、变速器及主传动，并确定它们的主要参数。关于确定发动机功率，有多种方法，这里仅介绍两种常用方法：

第一种方法是按满足叉车高速行驶的要求来确定发动机的功率。要求在最大车速时具有一定的动力因数 $D_{v_{max}}$ ，用以克服一定的道路阻力。计算发动机功率时可用下式：

$$P_x = \frac{\beta D_{v_{max}} v_{max} G_0}{2724.1} \quad (7-72)$$

式中 P_x ——满足上述要求所需的功率， $[P_x]$ 为kW；

$D_{v_{max}}$ ——最大车速时的动力因数，可在0.04~0.012之间。对机械传动和小吨位叉车取较大的值，对液力传动叉车可取较小值；

v_{max} ——要求的最大车速， $[v_{max}]$ 为km/h；

G_0 ——满载叉车的总重力（自重重力及额定载重重力之和）， $[G_0]$ 为N；

β ——考虑发动机转速影响的系数，可取 $\beta = 1.1 \sim 1.15$ 。

上式为所需的发动机额定功率，在考虑整个传动系统的损失后，即可求出所需发动机的净功率 P_N ：

$$P_N = \frac{P_x}{\eta_0} \quad (7-73)$$

式中 η_0 ——传动系的总效率。对机械传动，可取 $\eta_0 = 0.8 \sim 0.9$ ；对液力传动，可取 $\eta_0 = 0.6 \sim 0.8$ 。

以上所得结果是纯为驱动所需，在发动机工作时，其本身的附属装置（如风扇水箱等）也要耗费功率。但我国具体情况是，在发动机的额定功率中并未扣除这些功率。因此，还应将这部分功率附加进去，于是就得到：

$$P_{ij} = P_N + P_f \quad (7-74)$$

式中 P_{ij} ——选择发动机额定功率用的计算功率；

P_f ——发动机附件所耗功率，可按所带附件的具体情况考虑，在不能确切弄清时，可按发动机额定功率 P_e 的10%计算。

叉车上所用发动机的功率，一般采用小时标定功率。因此，应以折换后的数值去选择。

第二种方法是按满载叉车在水平道路上以最大车速行驶时所需功率，并考虑液压系统的附加损失来确定发动机功率。

按此条件所需的发动机净功率为：

$$P_N = \frac{G_0 f v_{max}}{2724.1 \eta_0} + \sum_1^i \frac{q_{oi} \Delta p_i}{1000 \eta_y} \quad (7-75)$$

式中 P_N ——满足要求所需发动机净功率， $[P_N]$ 为kW；

f ——滚动阻力系数，对良好路面取 $f = 0.02 \sim 0.03$ ；

q_{oi} ——各油泵的流量， $[q_{oi}]$ 为L/s；

Δp_i ——各油泵出油口与进油口压力之差， $[\Delta p_i]$ 为Pa；

η_y ——油泵及其传动装置的机械效率与流体效率；

η_0 ——见式(7-73)注解。

上式中等号右边的后一项,对起升系统用的油泵,按非工作状态考虑;对转向油泵,则按工作状态考虑。

求得所需发动机净功率后的其它计算与考虑,和第一种方法完全一样。

2. 主传动比的确定

确定主传动的速比,应保证叉车能获得规定的最大车速。已知发动机额定转速 n_e 及其它主要参数时,可用下式求主传动速比 i_m :

$$i_m = \frac{r_g n_e}{0.377 v_{max} i_{iA}} \quad (7-76)$$

式中 r_g ——驱动车轮的滚动半径, [r_g]为m;

i_{iA} ——变速器对应最高车速的档位的传动比;

v_{max} ——最大车速, [v_{max}]为km/h。

由上式算出的 i_m ,可能使实际的最高车速稍大于要求的最高车速,原因在于对应于最高车速的发动机转速略大于其额定转速。若要使之一致,可采用下式:

$$i_m = \frac{\beta r_g n_e}{0.377 v_{max} i_{iA}} \quad (7-77)$$

式中的 β 是为考虑上述转速差异而用的,可取为 n_{max}/n_e , n_{max} 为发动机的最高转速。

由上式求得的 i_m ,还须用动力因数加以校验,以保证这个档位上的供后备用的动力因数不致过小,才能保证车的动力性能。也就是保证这个档位上的最大动力因数值 $D_{i_{max}} \geq 0.1 \sim 0.12$,当不满足此值时,应设法改善。

在 $i_m = 1$ 时,即在此档上变速器输出轴的转速与发动机的转速相同。

此时的主传动比,实际上包括了传动系中全部不变的减速比,当 i_m 在4.5~11.5的范围内,就用一般的单级或双级主传动。超出此范围就应从其中分出一部分作为轮边减速的传动比;也可放在变速器中(使任何档位都包含有这部分速比),对主传动受力情况来说,不如使用轮边传动有利,但轮边传动的缺点是制造复杂。

3. 变速箱档位数及各档传动比的确定

应遵守前述原则,可先根据经验定出档位数,后确定各档传动比;也可先确定传动比值为最大及最小的两个档位数。通常机械传动的中、小吨位叉车,变速器常为前行2~4档,后行2~3档。对液力传动叉车,档位数就更少。

在各档位的传动比中,首先应求出头档的传动比 i_{i1} 。头档的用途是使叉车获最大牵引力,以克服最大的道路阻力。前而已谈到最大牵引力是由两个条件决定的,一是由发动机最大转矩产生的,另一是最大地面附着力所允许的。计算时,以前者为依据,以后者进行校验。由发动机得到的牵引力为:

$$F_{Q_{max}} = T_{e_{max}} i_m i_{i1} \eta_0 / r_g \quad (7-78)$$

克服道路阻力所需牵引力为:

$$F'_{Q_{max}} = \psi_{max} G_a \quad (7-79)$$

上两式中 $T_{e_{max}}$ ——发动机最大转矩;

i_m ——主传动比;

r_g ——驱动轮滚动半径;

G_a ——满载叉车总重力;

η_0 ——传动系总效率；

ψ_{max} ——最大道路阻力系数 $\psi_{max} = \alpha_{max} + f$ 。 α_{max} 为要求叉车必须达到的最大爬坡度； f 为道路滚动阻力系数。

由地面附着系数限制的最大牵引力是：

$$F'_{Q_{max}} = m_1 \varphi G_1 \quad (7-80)$$

式中 G_1 ——前轴静轴载；

m_1 ——上坡前行时的前轴轴载转移系数；

φ ——地面附着系数。

在校验时可将式 (7-79) 与式 (7-80) 作比较，将 $F'_{Q_{max}}$ 与 $F'_{Q_{max}}$ 中较小的一个代入式 (7-78) 得：

$$i_{i1} = \frac{\psi_{max} G_1 r_g}{T_{emax} \eta_0 i_m} \quad (F'_{Q_{max}} \text{ 较小时}) \quad (7-81)$$

或

$$i_{i1} = \frac{m_1 G_1 \varphi r_g}{T_{emax} i_m \eta_0 \eta_m} \quad (F_{Q_{max}} \text{ 较小时}) \quad (7-82)$$

此式求得的 i_{i1} 是最大值。

已知档位数 P ，头档传动比 i_{i1} 及高档传动比 i_{iP} ，用式 (7-70) 可求出公比 q ：

$$q = \left(\frac{i_{i1}}{i_{iP}} \right)^{\frac{1}{P-1}} \quad (7-83)$$

求得公比后，再用式 (7-69) 即可逐次求出各档位的传动比。

(七) 有关的试验

以上所述都属于理论分析与计算，对于新产品，在样机制成后得试用和进行各种试验。

在 JB3300—83 “平衡重式叉车整机试验方法” 中规定的行驶性能试验与动力性能试验，试验内容如下：

1. 滑行试验

滑行试验的目的在于通过测得的滑行减速度，然后经换算得到滑行阻力系数，即滚动阻力系数。其方法是用空载叉车以规定的初速 v (15 km/h) 开始滑行，测与滑行相接的两段规定距离 s (各 10 m) 所需时间 t_1 及 t_2 (单位为 s)，再用下式即可算出滑行减速度 a_j 及滑行阻力系数 f ：

$$a_j = \frac{2s}{t_1 + t_2} \left(\frac{1}{t_1} - \frac{1}{t_2} \right) \quad (7-84)$$

而

$$f = \frac{a_j}{9.8} \quad (7-85)$$

2. 直线行驶试验

直线行驶试验的目的在于通过蛇行现象的大小来检查转向系统维持直线行驶稳定性的好坏。方法是让空载叉车以规定速度 (15~20 km/h)，司机放开方向盘作直线行驶。并以车尾中部所装喷水针向地面喷水留下行驶轨迹，如图 7-13 测定其蛇行幅度 B_1 和跑偏量 B_2 。

3. 测定各档最大行驶速度

对空载及满载以及各档位分别逐次进行测定。方法是测定以最大速度通过规定距离 s (50 m) 所用时间 t (单位为 s)，为使叉车能达到最大速度，允许有一段助跑距离，用所得

数据及下式即可算出以km/h计的最大车速:

$$v_{max} = \frac{3.6 s}{t} \quad (7-86)$$

4. 最小稳定车速

最小稳定车速的测定方法是以呈标准载荷行驶状态的叉车, 在直线跑道上选定的长为 s (50 m) 的两段上, 这两段的间距为 s_1 (40~50 m), 用各档行驶, 以稳定的最小车速驶入第一测量段, 测其以匀速通过此段的时间 t_1 (单位为 s) 驶出后快速踏下发动机油门, 发动机不应熄火, 传动系不应颤动, 加速至最

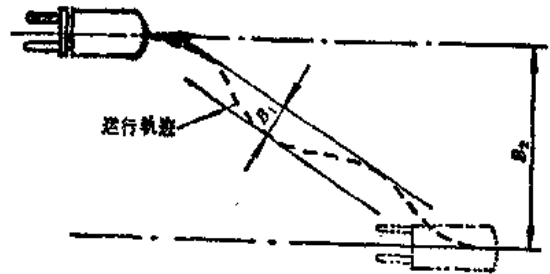


图7-13 行驶轨迹测定

大车速, 再减至稳定的最低车速, 驶入第二测量段测出在该速度下匀速通过的时间 t_2 (单位为 s), 驶出后迅速踏下油门让车加速至最大车速, 调头后重复上述试验测出 t_3 及 t_4 (单位为 s)。用测定的四个结果按下式计算 v_{min} (单位为 km/h)

$$v_{min} = \frac{3.6 s}{(t_1 + t_2 + t_3 + t_4)/4} \quad (7-87)$$

5. 各档加速性能

标准载荷行驶状态的叉车, 以最小稳定速度匀速通过30 m测初速度区段, 到达加速试验起点处时快速踏下油门, 加速到最大车速。用第五轮仪记录通过200 m路段的加速过程, 并将试验结果绘出车速-加速时间曲线及车速-加速行程曲线。

6. 连续换档加速性能

停靠在加速试验起点上, 处于标准载重行驶状态的叉车, 从起步开始即以最佳速度换档, 直达到最大车速为止, 整个过程应用最大速率加速, 并用第五轮仪记录加速过程。并绘出在此情况下的车速-加速时间曲线及车速-加速行程曲线。

7. 各档牵引特性试验

在被试叉车与负荷拖车之间安装拉力传感器, 标准载荷的叉车以最大车速行驶, 稳定后, 用负荷拖车加载, 使叉车车速平稳下降, 直至最小车速, 用仪器记录整个试验过程, 绘出车速-挂钩牵引力特性曲线。

8. 最大挂钩牵引力

试验装置与行驶状态同前一试验, 但叉车以最低档最大速度行驶, 稳定后, 用负荷车加载, 使车速平稳下降, 直至发动机熄火或驱动轮完全滑转为止, 用仪器记录整个牵引过程, 绘出车速-挂钩牵引力特性曲线。

9. 爬坡性能试验

应在坡度一致, 路面平坦干燥的水泥坡道上进行。

通过规定爬坡度试验, 叉车先停在近坡道处的水平段, 呈标准载荷运行状态, 充分预热后, 以最低档直线爬坡, 油门踏到底, 通过3 m预备段, 进入坡道中部长10 m的测速段。

按实际爬坡度折算最大爬坡度。试验爬坡度时, 可适当增减试验载荷进行试验, 测出实际通过的爬坡度, 再按下式近似计算最大爬坡度 α_{max} :

$$\alpha'_{max} = \sin^{-1} \left(\frac{G_{sz}}{G_s} \sin \alpha_s \right) \quad (7-88)$$

式中 G_{sz} ——试验时叉车的实际总重力 $G_{sz} = G_s + G$;

G ——叉车自重重力;

G_s ——实际试验载荷;

α_s ——试验时的实际爬坡度;

G_s ——叉车额定总重力, $G_s = Q + G$ 。

按最大牵引力折算最大爬坡度, 使用前面测得的最大牵引力, 用下式进行折换:

$$\alpha_m = \sin^{-1} \frac{F_m}{G_s} \quad (7-89)$$

符号意义与上一试验中的相同, F_m 为最大牵引力。

以上所述是对内燃叉车用的, 对电瓶叉车的规定与它不完全相同, 标准中有详细说明。

三、叉车的制动特性

制动特性是指叉车在行驶中迅速降低车速直至停车和在制动过程中保证稳定不变的行驶方向的能力。前者可用制动距离作为直观指标, 可理解为制动的灵敏与可靠性, 而后者用跑偏与横向滑动作为直观指标, 可理解为制动稳定性。

(一) 制动可靠性

1. 制动距离的理论计算

在方案设计时, 要进行制动距离的计算与分析, 要确定一些为制动系统设计所必需的参数和校验一些已选参数是否合理, 如重心位置等。

制动距离与制动减速度有直接关系, 制动减速度愈大, 制动距离就愈短。制动作用由制动器产生, 其能力可用制动转矩来代表, 它受地面附着力的限制。可能达到的制动减速度, 由制动时叉车纵轴线方向上的各作用力的平衡条件得到, 参见图7-14。

制动时的纵向力平衡式:

$$F_T + F_{gr} = F_g \quad (7-90)$$

式中 F_T ——路面作用于叉车制动轮上的制动力;

F_{gr} ——各轮的滚动阻力之和;

F_g ——制动惯性力。

因上式不含坡道阻力, 是针对平地行驶情况的, 这与试验标准规定一致, 对空载及满载情况都可使用。略去数值不大且有助于制动的滚动阻力, 将上式进一步简化为:

$$F_T = F_g \quad (7-91)$$

制动时既要考虑整车的平移惯性力, 也要考虑与车轮相联系的各旋转质量的转动惯性力。但对后者可不作详细计算, 用一个系数附加在前者之中, 这样即可将惯性力表达为:

$$F_g = \delta \frac{G_s}{g} \frac{dv}{dt} \quad (7-92)$$

式中 G_s ——叉车总重力, 依据计算情况而定, 空载时为叉车自重重力, 满载时为自重与额定起重量的重力之和;

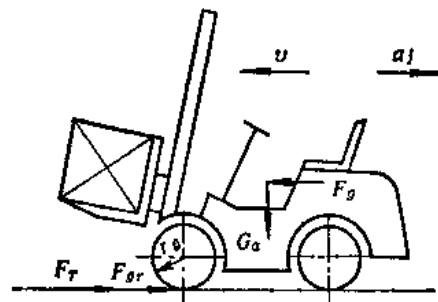


图7-14 制动时叉车的受力情况

$\frac{dv}{dt}$ ——制动减速度；

δ ——考虑旋转质量影响的系数，对空载与满载情况取值应有不同；

g ——重力加速度。

由制动器的制动力矩产生的制动力可由下式求得：

$$F_T = \frac{T_{T_0}}{r_g} \quad (7-93)$$

式中 T_{T_0} ——各制动车轮上的制动力矩之和；

r_g ——制动车轮的滚动半径。

将式 (7-93) 代入式 (7-92)，经简化转化，即得到求制动减速度的公式：

$$\frac{dv}{dt} = \frac{g}{\delta G_s} \frac{T_{T_0}}{r_g} \quad (7-94)$$

制动力将受地面与车轮间附着力的限制，即由制动器所产生的制动力的最大值 $F_{T_{max}}$ 不能超过附着力 F_f ，因此有：

$$F_{T_{max}} = F_f = G' \varphi_T \quad (7-95)$$

式中 G' ——制动时，制动器的前轴轴载（也有空载与满载两种情况）；

φ_T ——制动时的附着系数。

制动减速度随制动力的增大而增大，所以制动力达最大值时减速度也达最大值 $\left(\frac{dv}{dt}\right)_{max}$ ，但其极限值可用下式表示：

$$\left(\frac{dv}{dt}\right)_{max} = \frac{G'_1}{\delta G_s} \varphi_{T_s} \quad (7-96)$$

已知制动减速度后，若给定制动开始时叉车的初速度 v_1 ，即可求出在速度降至 v_2 时叉车所走过的距离 s ：

$$s = (v_1^2 - v_2^2) / \left(2 \frac{dv}{dt} \right) \quad (7-97)$$

通常将由 v_1 开始到 $v_2 = 0$ 时所走过的距离称为制动距离。将式 (7-94) 代入上式，即得：

$$s = \frac{\delta G r_g v_1^2}{2 g T_{T_0}} \quad (7-98)$$

利用上式，也可确定在给定 s 及 v_1 下所需的制动器的主要参数制动力矩。由附着力所限制的最小制动距离，可利用式 (7-94) 及式 (7-95) 得到：

$$s_{min} = \frac{\delta G v_1^2}{G'_1 \varphi_{T_s}} \quad (7-99)$$

若 $s \geq s_{min}$ ，制动时就无滑移现象，否则将产生滑移现象。

由于推导式 (7-98) 时，是从理想情况出发，许多影响制动距离的因素未加考虑，因此，所得之值是理论上的最小制动距离。

2. 实际的制动过程及制动距离

考虑各种影响因素的实际制动过程，由图7-15所示。图中横轴代表时间 t ，纵轴代表制动力踏板 F_t 与减速度 a ，制动过程及其时间是指从发出（或发现）紧急制动信号开始至叉

车完全停止下来为止，图中表示的是制动过程内制动踏板力及减速度随时间变化的情况。

时间 t'_1 为司机的反应时间， t''_1 为从司机反应过来到把脚放到制动踏板上的时间，此两项之和为反应时间 t_1 ，一般 t_1 约为0.3~1.0 s。 t_1 后，司机施加脚踏力， F_{Tz} 逐渐增大，但由于脚踏操纵系中各种间隙造成的自由行程（或称死行程）、油缸中的残余压力致使制动力矩和地面制动力等滞后一个时间 t'_2 ， t'_2 后减速度从c点开始上升，至d点踏板力达最大值，减速度在e点达最大值，其间所耗时间为 t''_2 ，这两段时间的总和为 t_2 ，即制动作用时间，它取决于司机踩下踏板的速度，但也受制动系统结构的影响，一般时间 t_2 约为0.2~0.9 s。此后，司机踏紧踏板，以不变的减速度持续制动，这段时间为 t_3 。司机放松踏板后，踏板力立即消失，但制动器要完全解除制动，还得经一段时间 t_4 ，它对制动过程没有影响， t_4 约为0.2~0.1 s。

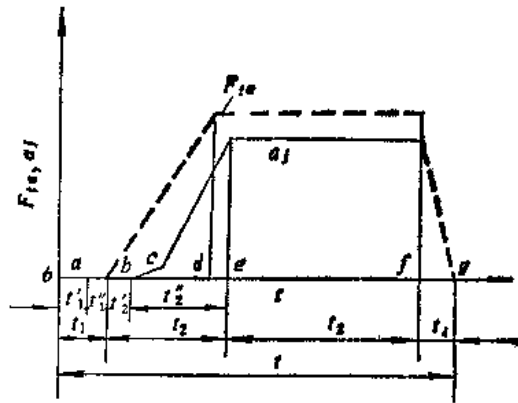


图7-15 制动过程中踏板力与减速度的变化

若不计反应时间，从踏下踏板开始至车完全停止的制动距离，可根据图7-15分别计算出，再总和起来。

在制动器刚起作用的时间 t_2 内，车走过的距离为 s_{12} ，以m为单位时可用下式计算：

$$s_{12} = \frac{v_1 t'_2 + \frac{t''_2}{4} (v_1 + v_2)}{3.6} \quad (7-100)$$

式中 v_1 ——制动开始时的车速，[v_1]为km/h；

v_2 —— t''_2 时间后的车速， $v_2 = v_1 - a_1 t''_2$ 。

对地面制动力未超过附着力时，减速度 a_1 的值可用式(7-94)计算，否则用式(7-96)。

在持续制动时间 t_3 内，车走过的距离 s_{13} 的计算可参考式(7-100)，但初速应为 v_2 ，对制动减速度的考虑与上相同，据此可得：

当 $F_T \leq F_f$ 时：

$$s_{13} = \frac{v_2^2 \delta G r_g}{254 T_T} \quad (7-101)$$

当 $F_T > F_f$ 时：

$$s_{13} = \frac{v_2^2 \delta G}{254 G' \varphi_T} \quad (7-102)$$

总的制动距离s可由下式得出：

$$s = s_{12} + s_{13}$$

减少制动器作用时间 t_2 既可缩短制动距离，又对制动减速度的大小无影响，这是缩短制动距离的可取措施。时间 t_2 与司机操作有关，例如对液压制动系统，一般 t_2 为0.3~0.8 s，但在司机急速踏踏时，可缩短到0.3~0.5 s。它与制动器及其操纵系的结构密切相关，如将气压制动或有真空助力器的制动器改为油气联合操纵系统，则可使制动器作用时间和制动距

离大为缩短。一般所谓“气顶油”制动较“硬”就是这个道理。所以在方案设计时，应对制动器及其操纵系统精心考虑。

(二) 制动可靠性试验

在JB3300—83中规定了多种制动性能试验：

1. 测定制动距离

标准规定：叉车呈标准无载状态前行，最高车速大于或等于20km/h，取行驶车速为 20 ± 2 km/h，否则取其最高车速，叉车呈标准载荷运行状态前行，取行驶车速为 10 ± 1 km/h，不能达到此速度的，则取最高车速行驶。

试验开始，司机用脚制动器进行紧急制动，脚踏力不大于700N，脱开离合器。制动距离为开始踩下踏板的那一瞬间车辆的位置至停车位置间的距离。

测定实际的制动初速度 v'_0 ，对无载情况，是测定制动开始前通过50 m区间的运行时间，对负载运行状态，则测定制动开始前通过20 m区间的时间。

以下式来修正制动距离：

$$s = s' \frac{v_0^2}{v_0'^2} \quad (7-103)$$

式中 s ——修正后的制动距离，即折换到按规定初速度 v_0 时， $[s]$ 为m；

s' ——实际制动距离，即在实测出的初速度 v'_0 下制动距离， $[s']$ 为m；

v_0 ——规定速度， $[v_0]$ 为km/h；

v'_0 ——实测初速度， $[v'_0]$ 为km/h。

在另一有关标准中，规定了试验合格值，对无载运行，初速 v_0 为20km/h，制动距离应小于或等于4 m。应按测得之值计算制动减速度 a_j (单位为 m/s^2)及效率 η_0 ：

$$a_j = \frac{v_0^2}{25.92s} \quad (7-104)$$

$$\eta_0 = \frac{a_j}{9.8} \times 100\% \quad (7-105)$$

2. 坡道停车制动试验

坡道停车制动试验的目的在于试验手制动器（即停车制动器）的可靠性，试验方法如下：

叉车分别呈标准无载和标准载荷状态，以不大于45kg的力拉紧手制动器，停车在干燥、平坦、均匀的规定坡道上，停稳后观察5min，再将叉车调转180°以同样方法再试验一次。

在标准中规定的坡度值，不允许有下滑现象。

(三) 制动稳定性

叉车在制动时，存在着跑偏和不规则的自动转向现象，即为制动不稳定。在紧急制动时，就有可能导致发生事故，应予以重视。

产生制动跑偏的主要原因，是左、右两侧制动轮上的地面制动力不相等且相差较大。假设图7-16中右制动轮的制动转矩 T_{T2} 小于左制动轮的 T_{T1} ，则右制动轮的地面制动力 F_{T2} 也比左制动轮的 F_{T1} 小，因此地面制动力对叉车重心构成一反时针方向的转

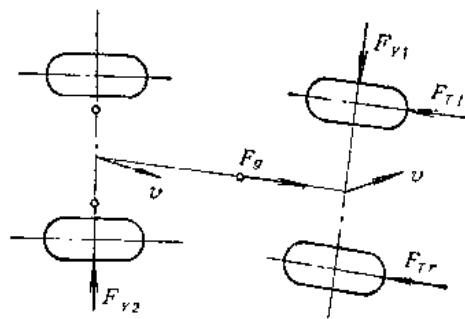


图7-16 制动跑偏现象的分析

矩，使车产生相应的转动趋势。地面侧向摩擦力 F_{Y1} 及 F_{Y2} 则形成一顺时针向转矩来平衡前者。若地面制动力足够大时， F_{Y1} 就反而小，因没有足够的侧向摩擦力，而发生跑偏或侧滑。

造成左、右制动轮制动力矩不等的原因是多方面的，涉及到制动器的构造、制造和安装调整的精度以及摩擦片的质量与材料性质。例如制造不精确使蹄的摩擦衬片与鼓的接触情况不同，如图7-17所示，显然在蹄根和蹄端与鼓接触的情况下，制动力矩明显较大，而在蹄中部与鼓相接的情况下，制动转矩则减小很多。此外，制动蹄摩擦衬片与制动鼓的吻合程度（接触面的情况），对制动转矩也有影响。

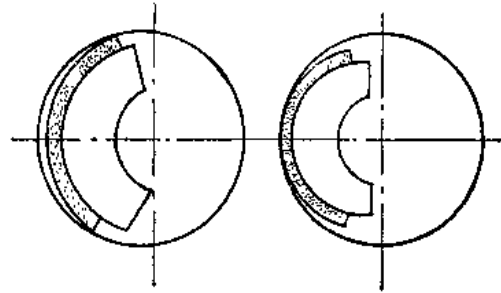


图7-17 制动器摩擦衬片与鼓贴合不良现象

摩擦材料的质量指标之一，是其摩擦系数的稳定程度，摩擦系数不稳定是造成制动器制动力矩不等的原因。制动器本身的结构，对摩擦系数变化的敏感性关系重大。所谓敏感性，是指对同一制动器摩擦衬片的摩擦系数变化而引起制动效率发生变化的程度。敏感性可用制动效率的比增量对摩擦系数的比增量之比值（无因次系数）来代表，称它为摩擦系数敏感性系数 ζ 。

$$\zeta = \frac{\Delta K_T}{K_T} / \frac{\Delta \mu}{\mu} \tag{7-106}$$

或
$$\zeta = \frac{dK_T}{K_T} / \frac{d\mu}{\mu} = \frac{dK_T}{d\mu} \frac{\mu}{K_T} \tag{7-107}$$

- 式中 μ ——制动摩擦副的摩擦系数；
- $\Delta \mu$ ——制动摩擦副的摩擦系数的变化量；
- K_T ——制动器的制动效率（包括两蹄的效率，且与给定 μ 值对应）；
- ΔK_T ——与 $\Delta \mu$ 对应的制动效率的变化量；
- $d\mu$ ——摩擦副摩擦系数的增量；
- dK_T ——与 $d\mu$ 对应的制动效率的增量。

利用前章中对各种制动器所导得的制动效率公式，是不难求得它们对摩擦系数的敏感系数的。但应注意除盘式制动器外，其它制动器的制动效率与摩擦系数的关系都是非线性的。

在进行制动距离试验时，可兼作制动稳定性观察试验，因为横向滑移和跑偏等，都可从地面上的胎迹和停车位置来加以判断。

(四) 叉上货件滑出

在制动性能方面，还必须保证在制动时不致引起叉车向前翻倒和货物从叉上滑出，前者将在翻倒稳定性中讨论，后者可按图7-18进行校验。

图7-18为处于有载运行状态的叉车制动时货物的受力情况。其中 F_x 为货物在车制动时的惯性力，它使货滑出的分量 F'_x 为：

$$F'_x = F_x \cos \beta = \frac{Q}{g} a_j \cos \beta \tag{7-108}$$

式中 Q ——货物的重力；

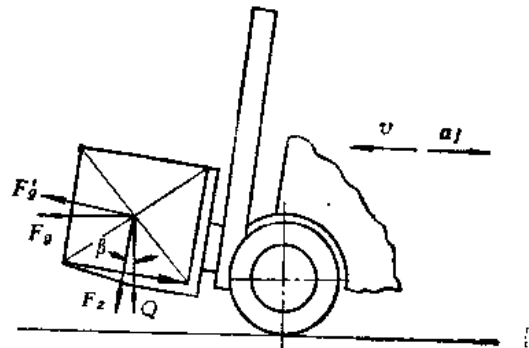


图7-18 制动时货叉上货物的受力情况

a_j ——制动减速度；

β ——门架后倾角， $\beta = 12^\circ$ 。

阻止货物滑动之力 F_x 为：

$$F_x = \mu(Q \cos \beta + F_z \sin \beta) + Q \sin \beta \quad (7-109)$$

保证货物不向叉前滑出的条件应为：

$$F_x \geq F'_z \quad (7-110)$$

由此式及式(7-107)和式(7-108)就得到允许的制动减速度：

$$a_j \leq g(\mu + \operatorname{tg} \beta) / (1 - \operatorname{tg} \beta) \quad (7-111)$$

四、倾翻稳定性

倾翻稳定性关系到叉车安全作业与行驶，这是一个极为重要的问题，因而对它有严格的要求。

(一) 引起叉车翻倒的因素与考虑倾倒问题计算方法

叉车在各种工作情况下，经受着不同的可能使之翻倒的力：起升及下降货物时载重本身引起的动载；门架前、后倾时的水平动力；叉车行驶中加速及制动时的水平惯性力；上、下坡时重力的纵向分力等，都可能引起叉车纵向翻倒。对判断叉车是否会翻倒的标准，以及应考虑哪些工况和引起翻倒的各种力量，多年来就存在多种不同的方法。基本的计算方法，亦即判断标准，可归纳为以下两种：

1. 力矩平衡法

这种方法是以前载重力对叉车的支承翻倒边缘的力矩为翻倒力矩 M_{ft} ，而以自重力对同一翻倒边缘的力矩为稳定力矩。各种其它力量对翻倒边缘的力矩，也被认为是稳定力矩，但必须依据它们实际所起的作用是促使稳定还是促使翻倒而定，分别附加到自重力稳定力矩中或从其中扣除，亦即取自重及其它各力对翻倒边缘的力矩之代数和为稳定力矩 M_{sd} (如图7-19)。

若将 M_{ft} 与 M_{sd} 用下式联系起来，就可看出稳定性与它们的关系：

$$K = \frac{M_{sd}}{M_{ft}} \quad (7-112)$$

当 $K > 1$ 时，叉车处于稳定状态不会翻倒，而 $K = 1$ 时，则达到平衡临界状态，当 $K < 1$ 时，叉车不稳定会产生翻倒。称 K 为稳定系数，其值应大于 1，愈大则表示愈稳定。

过去多用这种方法来判断和计算稳定性。计算针对一些典型工况，将每一工况下应考虑的各种力量作了一些规范化的规定，分别单独计算各种情况的稳定性，并对其对应的稳定性系数给予规定的界限值。

在空载情况下，则以其它各力中引起翻倒的主要力对翻倒边缘的力矩为翻倒力矩。如空车在转弯时的离心力即为主要翻倒因素，它产生的力矩即翻倒力矩。

2. 翻倒角法

讨论倾翻稳定性时，将叉车抽象成受外作用的长方体来看待，如图7-20，除叉车总重力 G 外，重心上还作用着一个水平力，此力称为倾翻力 F_{ft} 。只要叉车总重力 G 与翻倒力 F_{ft}

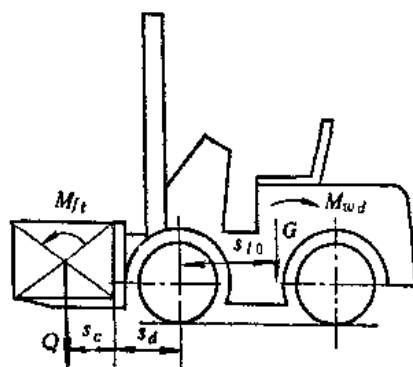


图7-19 力矩平衡法

之合力 F_R 落在翻倒边缘 A 之内, 或是落在支承轮廓内, 车就不会翻倒。若是合力 F_R 正好通过翻倒边缘 A , 即处于临界状态。当合力 F_R 落于边缘 A 外, 则车即失稳翻倒。上面所述可用下式表示:

$$K = \frac{\theta}{\theta'} \quad (7-113)$$

式中 θ ——总重力重心至翻倒边缘的垂线与过该垂线与翻倒边缘的交点之铅垂线间的夹角;

θ' ——总重力 G_a 与合力 F_R 之间的夹角。

上述三种情况, 分别对应于 $K > 1$ 、 $K = 1$ 及 $K < 1$ 。同样可把 K 理解为稳定性系数。

若从力矩关系来看(放弃第一种方法对力矩性质的规定), 则对应有以下关系:

合力 R 落在翻倒边缘内时:

$$M_{wd} = G_a l > F_{ft} h = M_{ft} \quad (7-114)$$

合力 R 落在翻倒边缘上时:

$$M_{wd} = G_a l = F_{ft} h = M_{ft} \quad (7-115)$$

合力 R 落在翻倒边缘外时:

$$M_{wd} = G_a l < F_{ft} h = M_{ft} \quad (7-116)$$

将以上关系更简化改写为:

$$K' = \frac{M_{wd}}{M_{ft}} = \frac{l/h}{F_{ft}/G_a} = \frac{\lg \theta}{\lg \theta'} \quad (7-117)$$

当令式(7-118)中 $K' > 1$ 、 $K' = 1$ 及 $K' < 1$ 时, 即分别与上面三种状态对应。

从这里可看出, 第一和第二两种方法有内在联系, 但又不完全相同。十三种稳定状态的划分, 两种方法的结果是完全一致的, 然而具体的稳定性系数值却不一致, 原因就在对力矩性质的划分办法不相同。

(二) 倾倒稳定性试验

现在国际及国内标准都采用试验方法来判定叉车工作和行驶时的稳定性。试验可在倾斜的倾翻平台上进行。所谓倾斜是指平台可绕水平铰轴向上转动, 呈倾斜状态, 试验方法在 JB3300—83 的稳定性试验一节中有详细说明, 主要内容如下:

1. 试验项目及方法

叉车在倾斜平台上, 按表 7-4 依次进行纵向(垛堆、运行)、横向(垛堆、运行)四项稳定性试验。试验时叉车呈规定状态, 拉紧手制动器, 在平台上的停放位置规定见下, 试验时允许一侧前轮离开平台台面, 对三支点的叉车, 允许车身下外沿与平台接触。

叉车在平台上的放置位置, 对第 1 及第 2 两项试验, 应使所有的轮轴平行于平台的铰轴线 XY (见表 7-4 图 E)。对第 3 及第 4 项试验, 应使 MN 线平行于平台铰轴, 同时, 靠近此轴线的转向轮应也与它平行(见表 7-4 图 F、G 和 H), N 点是靠近轴线 XY 的前轮踏面中心, M 点有几种情况: 对有转向桥的叉车, M 指叉车轴线与转向轴线的交点在平台上的投影(表中图 F), 对用一个或一对转向轮的叉车是指靠近 XY 轴的转向轮踏面的中心(表中图 G 及 H)。

试验时, 只能用制动装置定位, 不允许在车轮与平台之间塞垫块或其它外部装置。手制

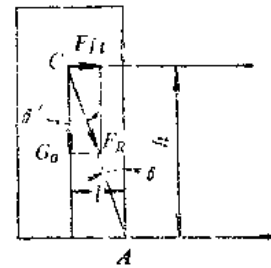
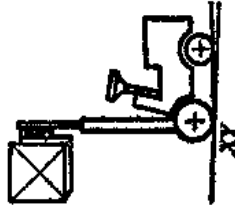
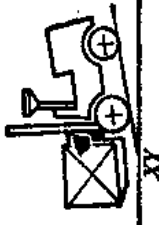
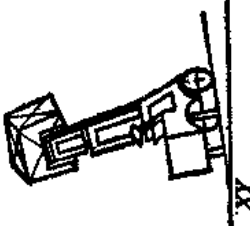
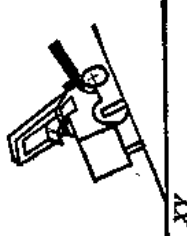
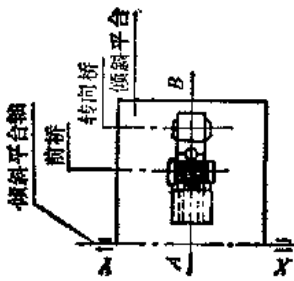
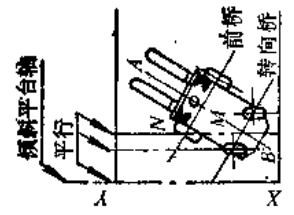
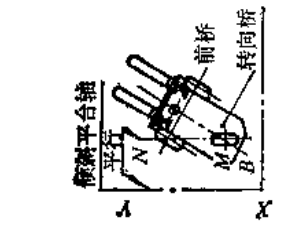
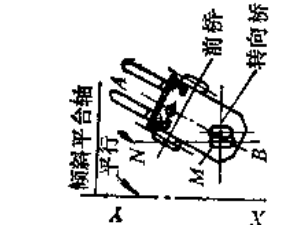


图7-20 翻倒角法

表7-4 叉车稳定性试验方法 (JB3300—83)

试验编号	1		2		3		4	
	纵 向		纵 向		横 向		横 向	
稳定性类别	堆 垛		运 行		堆 垛		运 行	
操作类别	试验载荷		试验载荷		试验载荷		试验载荷	
载荷情况	最大		300mm		最大		300mm	
起升高度	垂直		18%		6%		(15+1.1v)% (最大40%)	
门架位置	4%		18%		6%		(15+1.1v)% (最大50%)	
平台倾角	3.5%		18%		6%		(15+1.1v)% (最大50%)	
额定起重量 <4999kg	XY		XY		XY		XY	
额定起重量 ≥5000~10000kg	XY		XY		XY		XY	
叉车在倾斜平台上的位置								
								

注: v——叉车无载运行状态的最大运行速度, 单位为km/h。

动器不够用时，允许设法使用脚制动器。必要时可采用适当的材料增加摩擦，以提高平台表面的摩擦系数。试验前应对门架的垂直位置加以校验。应设有安全保护装置，防止在试验中叉车翻倒。

有关试验的稳定性的类别、操作类别、载荷情况、起升高度、门架位置以及试验应达到的平台倾斜度的规定都在表 7-4 中标明。

这种方法首先用于美国，来源于大量事故统计分析，以模拟理论及试验方法制定了这几种典型工况的试验标准，实际使用中，又在试验方法的具体细节以及合格标准方面，经多次修改，后为欧洲国家所接受，并修订为国际标准。

2. 试验方法的依据

这种方法的实质是在于模拟叉车工作及行驶典型工况的真实情况，使它非常接近于实际情况，因为全真性的试验既可能有很大的危险，也难以准确确定。因此采用以平台倾斜造成重力的分力来模拟引起翻倒某种主要的静作用力或动作用力。

例如，试验工是模拟直线前行的制动情况。满足试验标准就意味着，在此情况下制动产生的减速度到 $0.18g$ 时，叉车也不会向前翻倒。在图 7-21 a 上，叉车总重心处受到总重力 G_a ，制动惯性力 F_s ，其大小为 $\frac{G_a}{g} a_j$ ， a_j 为制动减速度， F_R 为它们的合力，当 F_R 落在翻倒边缘以内时，车不会翻倒。在试验中，实际的重力代表合力 F_R ，而它与平台平行的分力为模拟的 F_s ，另一与平台垂直的分力 F_W 则模拟重力， $F_W \approx G_a$ 。故

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{F_s}{F_W} \approx \frac{a_j G_a / g}{G_a} = \frac{a_j}{g} \quad (7-118)$$

所以

$$a_j = g \operatorname{tg} \theta = 0.18g \quad (7-119)$$

也可利用这个试验，推导出安全的停车制动距离。如：

$$s_s = \frac{v^2}{0.36g} \quad (7-120)$$

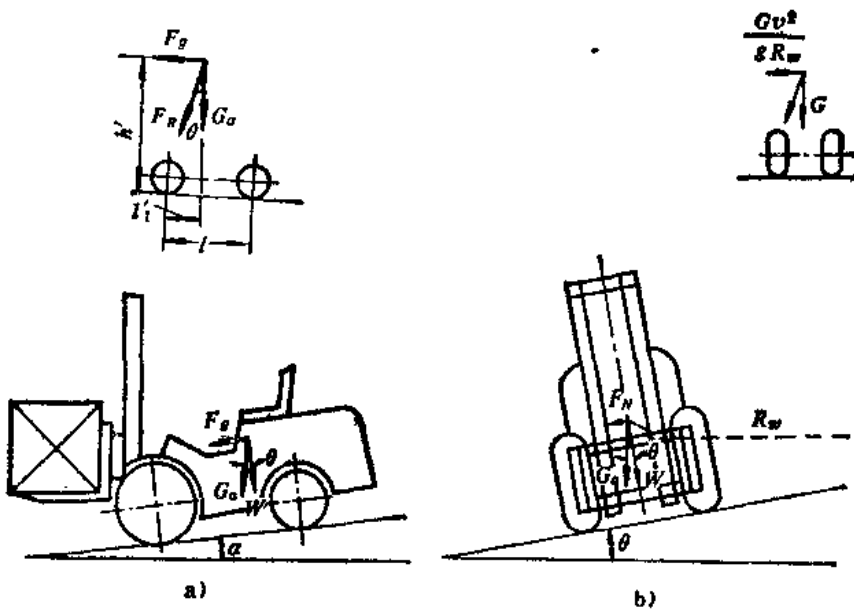


图7-21 翻倒稳定性的模拟内容

a) 满载前行制动工况 b) 空载转弯工况

式中 s_s ——最大安全制动距离, [s.]为 m;
 v ——制动开始时的车速, [v]为 m/s;
 g ——重力加速度, $g = 9.81 \text{ m/s}^2$ 。

又如试验 4, 参见图 7-21 b, 它模拟的是叉车行驶转弯情况, 这时平台倾斜所造成的平行于平台的重力分力模拟了转弯时所受的离心力, 其它的与试验 2 中所述相同。由此可知, 在

$$\frac{F_N}{G} = \frac{v^2}{g R_0} = \text{tg} \theta \quad (7-121)$$

时, 叉车会因离心力 F_N 作用而翻倒。

上式中 v ——转弯时车速, [v]为 m/s;
 R_0 ——转弯半径, [R.]为 m;
 g ——重力加速度, $g = 9.81 \text{ m/s}^2$ 。

由于主要因素车速 v 可以变化, 所以规定的平台倾斜度也随之不同。

为了在设计时能预计尚未生产出来的叉车稳定性, 可将试验中条件用计算方式表达, 作为稳定性校核计算的依据。

如已知设计中叉车的自重及载重力的重力及其重心位置, 即可计算它们在各种试验规定条件下的总重及合成重心位置。如已知轮胎变形与负载关系, 就可算出与以上试验条件对应的轮胎变形量, 进而算出叉车能经受的平台倾斜度 i , 以百分数计的 i 值和所规定的平台倾斜百分数值相比, 就可预计叉车的稳定性是否合格。

对试验情况 1 的倾斜度 i 计算公式如下(见图 7-22 a):

$$i_1 = \left(\frac{l'}{h'_1} - \frac{\delta_{f1} + \delta_{r1}}{l} \right) \times 100\% \quad (7-122)$$

式中 l' , h'_1 ——合成重心对翻倒边缘的位置尺寸;
 δ_{f1} ——驱动轮负担全部总重时的变形量与叉车水平时驱动轮变形量之差;
 δ_{r1} ——叉车水平时后轮的变形量;
 l ——轴距。

上式表明合成重心已在位于倾倒边缘正上方的临界状态。

只要 $i_1 \geq 4\%$ 这项稳定性就将是合格的。

对于试验情况 2 时的 i_2 , 见图 7-22 b

$$i_2 = \left(\frac{l'_2}{h'_2} - \frac{\delta_{f2} + \delta_{r2}}{l} \right) \times 100\% \quad (7-123)$$

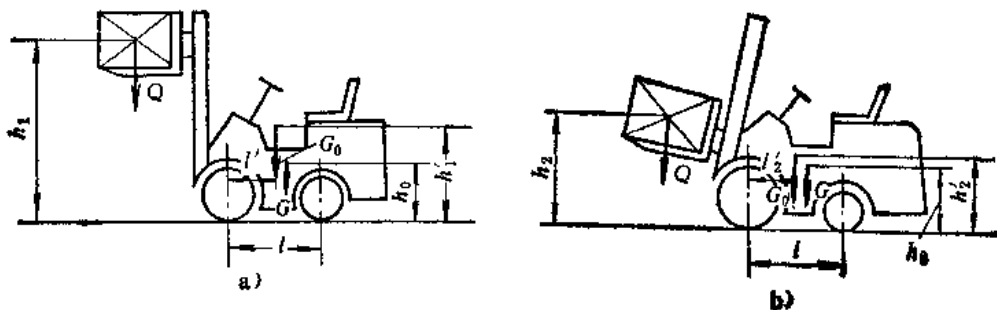


图7-22 翻倒稳定性的估计

a) 满载堆装工况 b) 满载前行制动工况

式中各符号的意义同式(7-123),但所指为另一情况,脚标的数码不同,同样也属于临界情况,应有 $i_s \geq 18\%$ 才能算预计合格。

对于第3及第4项试验,也可用类似的方法来进行预计,但是因它们已非平面状态,以致使推导出的公式过于复杂,不便使用,故此省去不述。

(三) 转弯时的临界转弯半径与车速

从上面的讨论已知转弯时因离心力而可能使叉车侧向翻倒,所以在转弯时,一般都以低速行驶以减小其离心力,但尽管如此,实践证明,它仍足以使叉车失去稳定。还须明白,转弯时由离心力造成的翻倒力矩的大小是在变化的,其最大值并不发生在使用最小转弯半径转弯时,而在使用所谓“临界”转弯半径时。

临界半径的值取决于车的构造参数。

图7-23表示了叉车转弯时的受力情况。其重心C处所受离心力 F_N 为:

$$F_N = m_c \frac{v^2}{R_c} \quad (7-124)$$

式中 m_c, v ——叉车的质量和行驶速度;

R_c ——叉车重心的转弯半径;

g ——重力加速度。

又 $R_c = l_1 / \sin \alpha \gamma \quad (7-125)$

式中 γ ——叉车重心相对于旋转中心O及后轴轴线的位罝角, $\gamma = \alpha + \beta$;

α ——离心力 F_N 与前轴轴线的夹角。

此外图上还表示了一些结构参数: β, β', b, l_1 及 l_2 等,其意义可由图上看出。而

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{B - B'}{2(l_1 + l_2)} \quad (7-126)$$

图上的翻倒边缘,是根据叉车后桥的限制摆动量的止程已起作用的情况决定的。以 h_c 表示叉车重心的高度,则翻倒力矩 M_{f1} 可表示为:

$$M_{f1} = \frac{m_c v^2 \cos \alpha}{g R_c} h_c = \frac{m_c v^2}{g l_1} h_c \sin \gamma \cos(\gamma - \beta) \quad (7-127)$$

不考虑转向节对 β 角的影响,就可将 β 角看作是一个常量。令式(7-127)对 γ 的第一次导数为零,就可求得 M_{f1} 达最大值时的 γ 角,以 γ_m 表示。

$$\gamma_m = 45^\circ + \frac{\beta}{2} \quad (7-128)$$

以上考虑均略去了轮胎弹性的影响。将 γ_m 角所对应的重心转弯半径称为临界转弯半径,以 $R_{c.m}$ 表示,于是得:

$$R_{c.m} = \frac{l_1}{\sin\left(45^\circ + \frac{\beta}{2}\right)} \quad (7-129)$$

将 $R_{c.m}$ 代替 R_c 代回式(7-128),即得到最大翻倒力矩 M_{f1max} 。

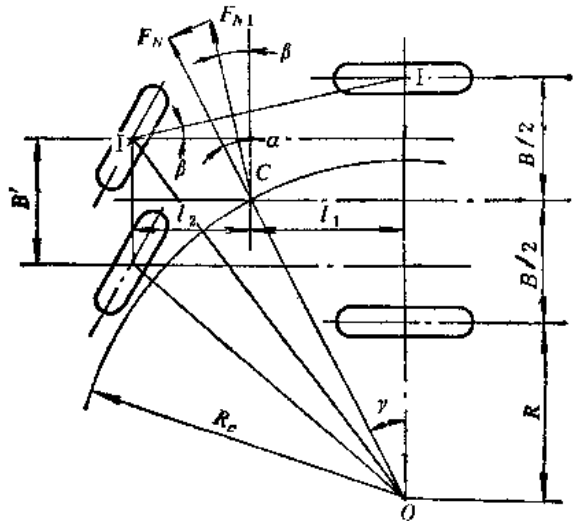


图7-23 临界转弯半径

$$M_{\mu_{max}} = \frac{m_c v^2}{2gl_1} (1 + \sin \beta) h_c \quad (7-130)$$

叉车在这种情况的稳定力矩 M_{wd} 为:

$$M_{wd} = G \left(\frac{b}{2} \cos \beta - l_1 \sin \beta \right) \quad (7-131)$$

根据以上两式就可求得上述临界情况下的侧向翻倒稳定系数 K_{st} :

$$K_{st} = \frac{2gl_1 \left(\frac{b}{2} \cos \beta - l_1 \sin \beta \right)}{v^2 h_c (1 + \sin \beta)} \quad (7-132)$$

设计时使叉车的转弯半径大于临界半径的情况下, 任意转弯半径时的侧向稳定系数可用下式决定, 该式由式(7-128)及式(7-132)导出。

$$K_s = \frac{g \left[l_1^2 + \left(\frac{b}{2} + R \right)^2 \right] \left(\frac{b}{2} - l_1 \operatorname{tg} \beta \right)}{v^2 h_c \left(\frac{b}{2} + R + l_1 \operatorname{tg} \beta \right)} \quad (7-133)$$

式中 R ——前内轮距旋转中心 O 的距离。

规定了转弯时要确保的稳定系数 K_s 后(如 $K_s = 1.2$), 可据式(7-133)算出叉车以 R 半径转弯时的允许速度。在 $R_{cr} > R$ 则应根据式(7-132)来确定允许的车速, 为防止翻倒, 叉车在转弯时的车速不允许超过以上求得的允许值, 尽管在除开临界转弯半径以外的任何转弯半径上, 转弯车速在理论上都可以大于其允许值, 但仍应作这样规定的原因在于转弯半径 R 是变化的(一般都在变化), 若不对速度加以限制, 就可能达到其临界值。

五、通过性

叉车在各种装卸、搬运机械中, 是以灵巧著称的。所谓的灵巧是指它有良好的机动性, 也就是指它有很小的转弯半径和紧凑的外形尺寸, 所需的工作场地不大, 能在间隙较小的料堆或货垛之间进行堆、取作业, 并能通过狭道的直角或交叉通道。良好的机动性使得货场及仓库的面积有效利用率得以提高, 取得较好的经济效益。

决定机动性的主要因素, 是最小转弯半径和外形尺寸。而决定机动性的好坏, 是最小转弯半径和必须的最小通道宽度。

(一) 最小转弯半径

按照我国的规定是以叉车最小外侧转向半径为最小转弯半径 R_{min} , 其定义是: 将空载叉车的转向轮置于极限转角位置, 以最低稳定速度行驶时, 其瞬时中心距车体外侧最远点的距离。在此情况下瞬时中心距车体内侧最近点的距离, 就是叉车最小内侧转弯半径, 以 $R_{i_{min}}$ 表示。

在JB03300—83中规定有测定最小转弯半径的具体方法, 包括上述两种最小半径。但在设计中确定最小外侧转弯半径 R_{min} 比较方便的是作图法。以转向轮在极限位置情况下的轴线和前轴轴线的交点 O 为中心画圆(参见图7-24), 使只有叉车外侧距 O 最远的点在此圆周上, 这个圆的半径就是 R_{min} 。若需 $R_{i_{min}}$ 时, 也不难从此图上得出。

参照图7-24用算式表示 R_{min} :

$$R_{min} = \sqrt{\left(s_0 + \frac{b}{2} \right)^2 + s_1^2} \quad (7-134)$$

式中 s_0 ——瞬心O至叉车纵轴的距离;
 b ——车身在最外端点处的宽度;
 s_1 ——车身最外端至前轴的纵向距离。

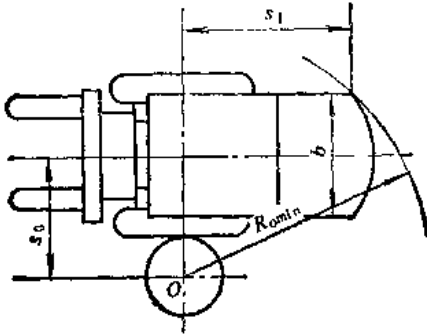


图7-24 最小转弯半径

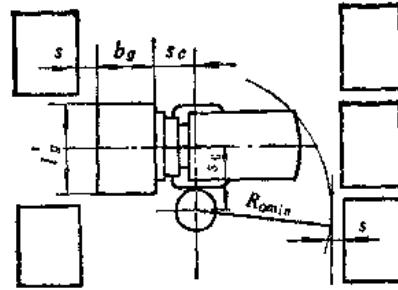


图7-25 最小通道宽度

(二) 工作通道宽度

图7-25上表示了叉车在垛间通道内进行堆垛或拆垛工作的情况，图中左、右两侧仅用几个矩形表示了两侧的部分货垛，叉车顺通道而来，已在所示位置转过了90°朝向货垛。依据此图可确定这种作业方式所必需的最小通道宽度。

对于货叉上的托盘或件货长度之半小于叉车转弯时瞬心至纵轴线的最小距离时，对应于用最小转弯半径，即 $l_g/2 < b_g + s_c$ 时，

$$B_{Tmin} = R_{min} + s_0 + b_g + 2s \tag{7-135}$$

式中 B_{Tmin} ——最小通道宽度;
 b_g ——托盘或货件宽度;
 s_c ——货叉垂直段前壁至前轴的水平距离;
 s ——必须间隙，依司机熟练程度而定，一般为 100~300 mm;
 R_{min} ——叉车最小外侧转弯半径。

对于 $l_g/2 > b_g + s_c$ 的情况，

$$B_{Tmin} = R_{min} + R_A + 2s \tag{7-136}$$

式中 R_A ——货件外端对瞬心的半径， $R_A = \sqrt{(b_g + s_c)^2 + (l_g/2 + s_0)^2}$ 。

可根据图7-26求载货叉车通过的直角通道所必需的最小通道宽度。图上表示了叉车正在通道接头处转弯的情况，车前端刚进入通道段，而尾部尚未离开另一段，内侧前轮正在尖角处。由此对 $(s_0 - l_g/2 \geq R_{min})$ 的情况可得：

$$B_A = \sqrt{(b_g + s_c)^2 + (s_0 + l_g/2)^2} + 2s \tag{7-137 a}$$

而 $B_B = R_{min} + 2s \tag{7-137 b}$

上两式中符号意义与前同。

由于要求能双方向通过，所以两个宽度应该相等，故应取 s_A 及 s_B 中较大的一个作为最小直角通道宽度。

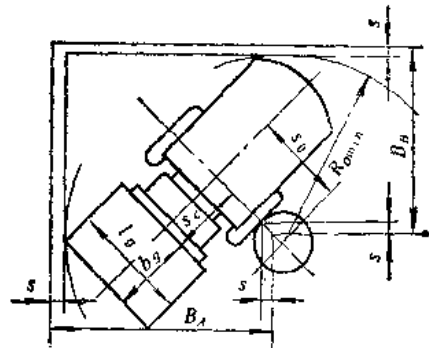


图7-26 最小直角通道宽度

§ 7-3 总体设计中的其它问题

一、主要结构参数的影响

(一) 轴距与外形尺寸

车的轴距是一个有重要意义的结构参数。一般来说，轴距大，车的外形长度尺寸也大。若其它参数一定，轴距大时，转弯半径也大，使叉车的机动性（通过性）下降。但大的轴距可使叉车的纵向倾翻稳定性增大。

较大的轴距和较长的叉车，可取得更轻的自重，更合理地分配轴载，轮胎的使用寿命和维修周期也可得到延长，还给转向桥提供了安装较小尺寸轮胎的可能性。小轮胎又将使整车重心下降和稳定性增大，可用较快的速度工作和行驶，有更大的安全性等优点。整车自重减小就意味着叉车的无效负荷（或死负荷）减少。因此可经济地利用发动机功率，取得较大的加速度和提高生产率。因总重力及自重力减少以及轴载的更合理的分配，使得车轮负载减少，从而也可使地面及路面的负荷较小和损耗降低，利于维护。当不使用转向助力装置或动力转向时，又会因转向轮负荷减小而给司机操作创造良好条件。

较大轴距的另一优点是使叉车的行驶平顺性得到改善。实践证明，这对改善司机工作条件、减轻疲劳有一定作用。此外，还有利于保护机器和保全被运货物，减少残损，并可让司机愿意以较高速度行驶，以促进生产率的提高。

为了既能保证长轴距的多种优点，而又不致影响机动性降低，可采取加大转向轮转角的做法，使之得到补偿。这一点已得到实践证明，从近代发展情况来看，轴距略有增大的倾向是存在的，它正好说明了这个问题。

(二) 轮距

这个重要参数将影响到叉车的侧向稳定性、外形尺寸和自重。轮距愈大，侧向稳定性愈好，但外形尺寸、宽度尺寸和自重也会随之增大。

确定轮距时，在前轮方面得考虑门架布置。若门架已缩进到两侧前轮所夹的空间之内，则必须在门架构件与两侧前轮内边缘之间留有足够间隙，以保证在满载时前轮有最大的变形量的情况下，门架构件可能顺利运动不受妨碍。至于后轮就必须对车尾部分的发动机系统和其它零、部件的布置给予综合考虑，应保证转向轮在要求转角范围内不受干涉地自由运动。在保证后轴总成在叉车宽度上的尺寸不大于前轴的尺寸下，适当加大后轮轮距，对增大转向轮转角是有利的。

(三) 轮胎

当有多种规格可供选择时，在满足承载能力要求下，可考虑以下情况。大轮胎容易越过起伏不平的地面、人行道边、轨枕及渠沟，所受冲击震动小，行驶较平顺，能使叉车有较大的最小离地间隙。这些都可概括为有较好的通过性。小轮胎可使叉车重心降低，从而增大其稳定性，若为前轮就能减小翻倒力矩，有利于减小自重，小轮胎购价也低。大轮胎磨损率较小，寿命长，在同样的轮载下，大轮胎可传更大的转矩而不致打滑，因而易于更充分地利用发动机的转矩。小轮胎自身的转动惯量小，易于获得较大的加速度。在发动机和行驶速度已定时，轮胎大小也将对传动系的总传动比有影响，大轮胎要求更大的总传动比。

系列叉车在选择轮胎时，应考虑它们在相近规格中的通用性，大吨位车的后轮轮胎也可

作小吨位的前轮轮胎。一般是前轮用大轮胎，后轮用小轮胎，这样可以兼顾。

当前新发展的宽基轮胎，是十分有利的。前轮负载相对地比后轮大得多，可用双胎。

二、总体布置

在选定或确定了各主要总成的类型、规格和参数（或控制参数）后，可开始进行总体布置，即绘制总体布置图。确定这些总成在叉车上的合理位置，相邻及有关系的总成之间的联接方式及尺寸，支承它们的车架的初步型式和关键尺寸。一般至少包括有整车的侧视图和俯视图，不足时可另加局剖视图或侧视图。布置前，先在图上适当位置绘一表示地面的水平线，以它作为基准，而后就根据所定轴距及轮胎规格绘出前、后轴的轴线，轮胎中心的位置的轮胎外形。然后再从前轴开始按传动的反顺序逐个地将主传动、变速器、离合器、发动机及水箱等等布置上去。这些都是按理想位置定下的，仅以一些按外形尺寸绘出的矩形来代表它们，发现有相互干涉、重叠时，可顺与轴稍稍加以调整，然后逐步将相邻两部件接合处的构造简单地画出，并把安装其它零、部件接合处的构造绘出以供检查。接着是布置前、后桥及车架，门架布置也可同时进行。完成布置以后，应校验后桥上、下摆动及转向轮内、外转动的最大可能范围，轮胎或与之有关的其它部分是否与发动机或其它零、部件发生干涉及碰撞，即可绘出轮胎的最大活动空间，以保证不妨碍转向轮的运动，供兼作平衡重的护泥板形状时使用。对于门架的布置，首先可绘出它与前桥间的联接构造。前桥的构造形状与车架间的联接构件的一些具体部分，也得在布置中确定，但应在进行上述校验之前。

应尽可能地把对重布置在车尾最后部分，使对重的重量最小。通常也利用特别加厚的后轮护泥板作为对重部分，它不与其它构件争地位。设计对重形状，必须在确定所需对重的重量之后。确定对重的重量的原则，是把整车自重重心调整到所希望的位置上，但对所希望的位置不能持片面观点，必须兼顾各种特性的基本要求。由于初步方案设计中的各种重量确定不够精确，所以最初的对重重心也最不精确，这可以在能精确地确定重量之后，再加以适当的修正与调整。

对重的布置方法对叉车翻倒稳定性也产生重大影响。国产叉车及绝大多数国外叉车的对重，都是与车架刚接在一起，构成一个刚性单元，称为刚接式。另一种方式为个别制造厂采用的，是将对重与后桥相联在一起，可随桥摆动，称为摆动式。这两种对重布置方式，对叉车的纵向稳定性所起的作用完全相同，但对侧向稳定性所起的作用却不同。由于刚接式对重是固定在车架上的，所以，在计算侧向稳定性时应把对重计入失稳初期绕后桥水平铰中心与前外侧车轮触地面积中心的连线转动部分的重量之内。而对摆动式的则桥上的对重应不计入这部分重量内，故这部分的重心位置将比固定式的相对前移一个距离，使翻倒边缘的距离增大，这样也就增大了侧向稳定性。在失稳翻倒过程中，后桥与车架的摆动限位止程接触之后，又变得与刚接式对重一样了。总的来说，铰接式对重布置解决了刚接式不能解决的纵向及侧向稳定性对重心位置的矛盾要求，但是其构造要复杂得多，所以现实难以推广。

在驾驶室内或驾驶台上，凡是与司机使用有关的各种手柄、脚踏、仪表及座椅的布置，必须予以极大重视，应便于司机观察和使用，尽可能地减少他们的疲劳。各种脚踏板（离合器的、制动器的、发动机加速用油门的以及静液驱动中用的行驶踏板）的位置应选择在与司机两脚能自然够及之处，需用较大力量的，应保证司机的大小腿间的夹角合理，便于用力。另外在踏板的初始位置与最终位置间的全程范围上，踏板的安装角都应与司机操作用脚的自然姿势相一致，不能有不方便之感。纯机械传动中还得注意踏板间的自然联锁关系，不应弄错。

而各手柄应尽量布置在右手附近方便之处，也要保证与手的自然姿态相合。一般变速手柄直接放在司机右侧附近，在变换各个档位时，操作都不必向前弯腰，也有放在方向盘下边的，此时应注意保证方向盘不致妨碍手的动作。液压系统的控制手柄，一般在司机台前壁上，也应是司机的右手能方便够得到的地方。

上述各位置均相对司机而言，但司机的位置确定于司机座椅，在叉车上它一般布置在车的左侧，座椅位置与各脚踏、方向盘、手柄等之间的相对关系在汽车上已有较深入的研究，而在叉车上则开始不久，今介绍一幅汽车上的操作元件与司机座椅间的位置布置图供参考（图7-27），在叉车上由于空间狭小，布置比较难，所以司机的工作条件远远不如汽车的。其座椅的舒适性也远不如汽车上的，因此必须尽可能地加以改善。为适应司机的不同身材与习惯，座椅一般都是三度可调的，即座椅垫的高低与远近以及靠背的倾斜角度，以使司机能有松弛的坐姿，能够在小范围内自由转动。还能更好地依司机的体重来调节坐垫弹簧。在座椅的构造上，应使靠背尽可能高些，能支持着人的肩部，坐垫应尽可能大些，以保证能支承着大腿，坐垫应有适当弧线且弹性要好。对司机上下驾驶台的方便性也应注意。

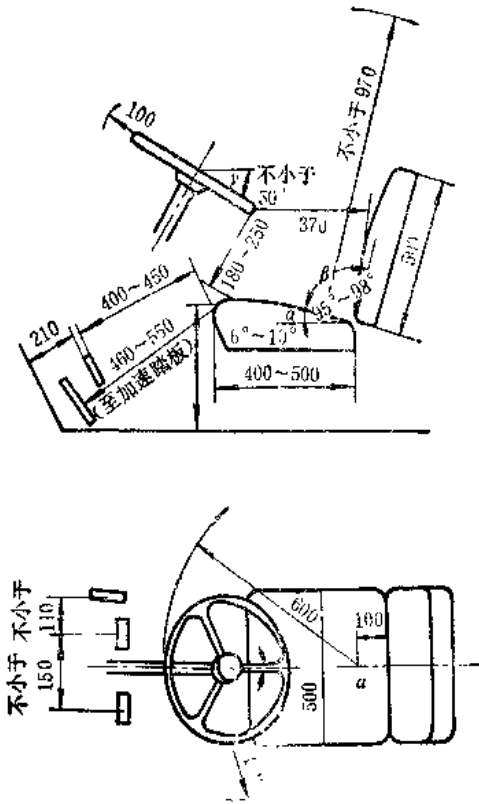


图7-27 司机室中操纵元件的参考位置