

目 录

第 1 章 绪论	1
1.1 引言	1
1.2 汽转向器的现状	1
1.3 本设计的主要内容	3
第 2 章 转向器整体方案	4
2.1 概述	4
2.1.1 转向系的组成	4
2.1.2 转向系统的类型	6
2.2 对转向器的设计要求	8
2.3 机械式转向器方案分析	8
2.3.1 齿轮齿条式转向器	8
2.3.2 整体式转向器	10
2.3.3 结构特点分析	11
2.4 小结	13
第 3 章 转向梯形结构设计	14
3.1 车轮转角计算	14
3.2 转向梯形设计	15
第 4 章 转向器计算载荷的确定	17
4.1 转向器主要性能参数	17
4.2 原地转向阻力矩	18
4.3 转向系传动比	19
4.4 作用在转向盘上的手力	20
第 5 章 齿轮设计	22
5.1 齿轮参数的选择	22
5.2 齿轮几何尺寸的确定	22
5.3 齿轮校核	23
5.3.1 齿轮受力分析	23
5.3.2 齿轮的齿面弯曲疲劳强度校核	24
5.3.3 齿轮的齿根弯曲疲劳强度校核	25
第 6 章 齿条设计	27
6.1 齿条材料的选择	27
6.2 齿条参数的确定	27
第 7 章 齿轮轴的设计与校核	29
7.1 齿轮轴设计	29
7.2 齿轮轴强度校核	30
第 8 章 其他零件的选择	32
8.1 弹簧的选择	32
8.2 轴承的选择	33
结束语	34
参考文献	35

第1章 绪论

1.1 引言

改革开放以来,中国的汽车工业日新月异,势如破竹,在各大行业中占据第一产业支柱,伴随着现代社会和人类对汽车在性能方面的要求越来越高,在驾车行驶中的操作便捷性、行驶时操纵过程中汽车是否具有很好的稳定性等等因素都是现代社会对汽车性能的要求。近年来,出现了各种随着汽车行驶速度调节转向助力的电子控制液压动力转向系统,他们在比较高级的轿车中得到了应用。本课题根据五菱宏光轻型载客车转向器的参数及使用条件,设计一种转向器使其满足使用要求。

1.2 汽转向器的现状

随着汽车工业的快速发展和对舒适性的要求,安全性和性能的不断提高,转向系统的制造工艺和技术也随着科学技术的发展突飞猛进。

我国在转向器的使用比例上,除初期投产的解放牌汽车使用蜗杆滚轮式转向器,还有东风汽车用蜗杆肖式转向器之外,其余大部分车型都采用循环球式结构,并在生产工艺上有一定的生产经验。当前解放、东风也都在积极地发展循环球式转向器,并已在更换车型的车上广泛选用了循环球式转向器。由此看出一个结论,我国的转向器也在向大量生产循环球式转向器发展。循环球式转向器的生产在研究过程中实现了专业化生产,同时配以专业厂为主、花费巨额资金进行大量的试验和研究,大大提高了产品的产量和质量。专业化生产似乎已成为一种趋向,只能走专业化生产这条道路,才能使产品质量提高、产量增大、成本降低,在市场上占有很大的竞争力,才能分到更多的蛋糕。以日本(NSK)公司尤其明显,由于生产车间的专业化,使得NSK公司的转向器成本低,占领日本大部分市场,甚至在全球转向器市场都占有一定的比例。

机械转向系统,采用的是纯粹的人力机械操作,无需外部助力能源。为了能够按照设想轨迹转向,需要更大的转向力矩,因此为了节省驾驶员的体力,使用比较大直径的转向盘。但是方向盘占据驾驶室的空间大,降低驾驶员在驾驶室的舒适度,并且驾驶不方便。如果使用小直径的方向盘,为了提供能使转向系统工作的转向力矩,驾驶员就要在方向盘施加很大的转向手力,驾驶员的体力负担重,特别是重型汽车的转向阻力更大,单纯靠驾驶员的手力是很难实现转向的,而且单纯的机械式转向不管在结构上还是重量上显得笨拙,这就大大限制了其在车型上的使用范围。但由于结构简单,性能可靠,制造成本低,在一些需要转向力相对较小的车型仍然使用。

上世纪 60 年代的通用汽车公司，在他们的车型中第一次进行液压转向的尝试，液压转向原理是油泵产生油压，控制阀调节油流量，靠液压的形式增大转向扭力，使驾驶员在驾驶过程中转向更灵活轻便，减轻驾驶员转向时的劳动强度，行驶的安全性得以大大提高。随着时代的变迁，液压助力转向系统技术已逐步成熟。据统计，时至当代汽车采用液压助力转向系统的比率为 85%。从此各方面技术都取得了很大的进步。因为其体积小而使驾驶室变得宽敞，降低了转向操纵力，这样有一个好处就是使转向系统更为灵敏。由于液压助力转向系统在技术上比较成熟、易操控、而且能提供比较大的转向操纵助力，目前已经在部分乘用车（比如通用五菱、风行菱智）和大部分商用车上应用，特别是重型车辆上广泛应用。虽然说液压助力转向系统在体积方面得到了优化，但是在其他方面还存在一些不足，需要技术上的改进。转向时发动机转速高，所以转向助力过大，所以转向太过灵敏导致汽车操纵稳定性降低，这就是助力特性不能改变导致的结果。比如说油液密封性，整个液压转向系统在工作过程中，由于路面不平产生的震动会使整个系统的密封性降低。系统的液压缸位置的放置，占据发动机舱的空间，液压管的布置，显得发动机舱凌乱。

EPS（电动助力转向系统）首先被应用在汽车在上世纪 90 年代。20 世纪 90 年代日本铃木公司开发出一种全新的电动助力转向系统，因为它是电子控制式的，利用电子元件对整个转向系统的执行元件进行发布控制命令，并应用于公司开发的车型上。EPS 电源的变化在一定程度上帮助形成，由低速向高速发展，控制形式和功能得到进一步加强，如电子控制元件可释放电流信号。日本最早研发的 EPS 只有在车辆低速行驶与驻车时提供电动助力，高速行驶时 EPS 将不提供助力，其电子控制元件不会发出执行命令。全新研发的 EPS 不管汽车在任何情况下（低速、高速、驻车）都能提供助力，而且车辆不会因为在高速行驶时转向车身变得不稳定，随着电子科技技术的发展，EPS 技术日趋完善，而且方便快捷，使用的是发动机功率，所以因此其在各个车型的应用范围将越来越大。

随着私家车普遍进入寻常百姓家，各式各样的低、中、高档轿车步入人们的生活中。快节奏和生活节奏的产生，更是促进人们对高速和经验的不断追求，生活节奏的加快也意味着车辆速度的增加。由于世界汽车数量越来越多，交通状况复杂，多崎岖不平路面，对转向系的损伤增大。为了改善这些因素，就得在转向系统的研发上花费功夫。上的转向系统中装设了防伤装置。在发生撞车事故时，驾驶员胸部撞上转向盘，当这种撞击力达到设定值时上述网格状转向轴就被压溃、发生塑性形变，同时吸收能量、限制对驾驶员的冲击力。转向系统也有单纯的转向逐渐向安全性这方面靠拢。为

为了使转向系逐步往安全性方面靠拢，生产厂家也在安全性和制造成本之间寻求一个平衡点，在保证质量的前提下提高转向系的安全性，就得增加制造成本，单纯追求安全性也是不明智的选择。考虑到全球环境的影响，汽车零部件生产商还要考虑环保的问题。

各汽车生产企业和科研机构就当今汽车速度高、针对不同驾驶水平的驾驶员、车流密集的道路，设计出怎样的汽车转向特性才能具有更好的操纵性能这一重要课题进行反复研究和新技术的研发。

一、为适应新时代的时代发展需求，新型化的转向系统研究与应用应该减小传动误差、优化设计、减轻磨损、提高传动效率等方面设计。

二、降低驾驶疲劳，使操纵更轻便稳定是动力转向技术研发的重要方向，考虑到动力转向系统制造的成本性较高，在高级轿车上应用较多，但随着时代的发展，技术的不断成熟，在今后的车型中广泛运用动力转向器不是遥不可及。

1.3 本设计的主要内容

本次设计齿轮齿条式转向器，这次设计通过方案论证选择合适的转向器结构形式；确定结构布置方案，完成转向器的总体结构布置和主要零部件的设计，转向器零部件材料的选择并进行强度校核计算；最后绘制转向器总成的装配图及主要零部件的图纸。

第2章 转向器整体方案

2.1 概述

2.1.1 转向系的组成

转向系是通过传动机构将驾驶员施加的转向力矩作用于两个转向轮，从而改变汽车行驶方向或保持汽车原有的行驶方向。在汽车要进行转向行驶时，转向系统通过传输转向力矩，对左、右转向轮通过传动机构（执行器）以不同的角度匹配确保汽车沿设想轨迹行驶。

转向系的主要组成部分包括转向传动机构、转向器和转向机构。其中传动机构包括转向节臂、转向摇臂、转向梯形臂、转向直拉杆。在汽车要进行转向行驶时，转向系统通过传输转向力矩，左右转向轮通过传动机构（执行器）以不同的角度匹配确保汽车沿设想轨道行驶。体现这一作用的机构就是汽车的转向机构。汽车的转向系统能够按照司机人为意志在开车时更改方向，且在行驶过程中车轮驶过坑洼路面而造成汽车受到偶然冲击或行驶方向意外偏离的时候，转向系与行驶系统配分工合一起承担着车辆能安全行驶不跑偏的性能。转向机构利用转向器传出来的力矩转移至转向节，促使车辆左右前轮按照一定的偏转角进行偏转的功用就是转向传动机构所具备的能力，只有这样才能使汽车在需要转向时降低车轮与地面的相对滑动。

转向传动机构的组成方式和布置位置，因转向器位置和转向轮悬架类型不同而不同。

1). 与非独立悬架配用的转向传动机构

与非独立悬架配用的转向传动机构，部件主要包括转向摇臂、转向直拉杆、转向节臂和转向梯形臂。当前桥的作用只作为转向桥的情况下，转向梯形一般有转向横拉杆和左、右梯形臂等部件组成，而转向梯形的位置一般会布置在前桥之后。当转向轮与汽车行驶方向相平行的时候，梯形臂与横拉杆在与道路平行的平面（水平平面）内的交角 $\theta > 90^\circ$ 。转向桥兼充驱动桥或当发动机布置位置较低的情况下，为了不让运动干涉梯形结构，就要将转向梯形布置在前桥的前面。此时，上述交角 $\theta < 90^\circ$ 。若转向摇臂是在与道路平行的平面内左右摆动，而不是在汽车纵向平面内前后摆动，则可将转向直拉杆横置，并借球头销直接带动转向横拉杆，并且使两边梯形臂转动。

转向直拉杆、转向摇臂与转向节臂三者之间的相对运动不是在一个平面上，是空

间运动。因此，为了不让三者之间的运动互相干扰，他们三个之间通过球铰连接，可避免三者之间的运动干涉。直拉杆体是一段钢管，这断钢管两头大中间小的形状。直拉杆体前端是带有球头销的。而球头销的尾端是用螺母固定于转向节臂的端部。而两个球头座里面是各有一个压缩弹簧的，在弹簧的作用力下，利用固定件将球头销的球头固定住。球头与座的润滑是通过油嘴注入润滑脂，使润滑脂进入直拉杆端部官腔，达到润滑效果，延长使用寿命和减少传递功率的损耗。球头在拆装的过程中，其出入的孔口要用防尘垫封盖，目的是防止灰尘进入，采用耐油橡胶延长其使用寿命，而无需频繁更换。整个转向系统在长时间工作后，直拉杆体的球头与座之间的磨损严重，间隙大，而压缩弹簧就可以补偿他们之间因为磨损而产生的间隙，两者之间没有活动间隙后还会缓和通过车轮和转向节传来的不平路面产生的“反冲击”。弹簧预紧力的大小可调，可通过球头端塞调整，调好后只需要插销固定的位置，可以调整弹簧预紧力。直拉杆前后两端的两个压缩弹簧分别在沿轴线的不同方向上起到缓冲作用。从前面传递的冲击力通过压缩弹簧承受；当球头销的冲击力，冲击力通过球头座，前端插头，直杆体和插头的后端，被压缩弹簧压吸收。压缩弹簧发生弹性形变吸收冲击力产生的能量。

转向梯形机构的底边转向横拉杆。转向横拉杆是由一段横拉杆体和旋装在两端的横拉杆接头组成。两端相比，结构一样，而且连接方式一模一样。上、下球头座的材料是由具有很强耐磨性的聚甲醛制成。装配过程中，上、下球头座的凹凸部分相连接。里面的压缩弹簧保证凹凸部分连接没缝隙，并且起到缓冲效果。两接头用部分有切口的接口螺纹与横拉杆体联接，螺纹因为有部分切口使它具有一定的弹性。螺纹接头旋转到横拉杆体上后，同时用有弹簧垫片的夹紧螺栓夹紧。横拉杆体两端的螺纹必须一端为右旋、另一端为左旋，这样两边的冲击力不会使螺纹松动，保证了接口的安全稳定性。松动夹紧螺栓后，通过横拉杆可以调整转向轮前束。

2). 与独立悬架配用的转向传动机构

当前悬架采用独立悬架时，转向系的布置就不能跟非独立悬架相比，每一个每个转向轮都相对于车架做独立运动，所以每一个转向轮的运动是大同小异的，因而转向桥在控制转向轮上必须是分开的。与这个原理相似的转向系统的转向梯形，转向传动机构中的转向梯形也必须分成两段、甚至要分为三段，转向梯形运动是直接驱动或通过操纵杆带动转向臂，其中转向摇臂是平行于路面运动带动的。

2.1.2 转向系统的类型

转向系统按能源的不同，分为机械式转向系统和动力式转向系统两大类。

表 2-1 转向系分类以及工作过程

名称	组成	工作原理过程
机械转向系统	由转向操纵机构（方向盘）、转向器和转向传动机构（转向万向节、转向拉杆等）构成；机械转向系统的动力能源只有驾驶员的体力	当汽车转向时，驾驶员对方向盘（1）施加一个转向手力。该力通过转向轴（2）、万向节（4）、和传动轴（5）输入转向器，输入的转向力经转向器放大的力矩和减速后的运动传到转向摇臂，经转向直拉杆、转向节臂、最后到达转向轮。（如图 2-1 所示）
动力转向系统	动力转向在机械转向的原有基础上多了转向动力缸、转向液压泵、转向油罐、油液控制阀。	动力转向系统是装载加力装置的机械转向系统。加力装置时通过发动机动力对油液施加一定的压力，而压力的释放通过控制阀来控制。当驾驶员转动方向盘带动直拉杆顺带打开控制阀，液压泵里的高压油的压力跟驾驶员施加的转向力矩一起转向轮的转向阻力矩。
电动助力转向系统	机械转向机构（基本机构）、助力动力源（电动机）、开关（离合器）、电子控制装置、电子感应元件（传感器）	电动助力转向，根据扭矩传感器产生的信号，并且通过 ECU 感知，判断输入转向力矩的大小，同时 ECU 从其他的电子感应元件（车速传感器）传来的信号来检测此时

2.2 对转向器的设计要求

转向器是汽车转向系统的核心部件，对转向器有如下基本要求^⑤：

(1) 提供准确而轻便的转向控制，同时转向盘的转角范围不允许过大。这要求转向器的自由行程（有传动零件之间的间隙引起）尽可能小，传动比适当，驾驶员主动转动转向盘时的机械效率（正效率）高，可能需要动力助力。

(2) 使地面对前轮的干扰要尽可能少地被传递到转向盘上，同时还要让驾驶员能够通过方向盘感觉得到路面状况（粗糙程度、附着力的大小等）的变化。这要求在前轮因受到地面干扰而试图转动转向盘时转向器的机械效率适当的低，即逆效率适当的低。

(3) 不能妨碍汽车完成转向后返回直线行驶状态时的前轮自动回正，这又要求转向器的逆效率适当地高。

(4) 停车（车辆的速度为零）的驾驶员转动转向盘力（转向）应减少到最低限度。为了使驾驶员能够舒服地进行停车转向，一般要求采用动力助力。停车转向时所需要的转向力一般是最低的。

(5) 使汽车具有良好的高速操纵稳定性。这一般要求转向器的自由行程摩擦尽可能小，有适当的传动比和动力助力（在采用动力助力的情况下）。机械转向器是指完全靠人力操纵的转向器，其通过提供一定的机械增益（传动比）来减小驾驶员转动转向盘的力（即转向力）。

转向器必须具备以下几种品质：①在直驶位置时没有晃动；②低摩擦，从而具有高效率；③高刚性；④可调整性。

2.3 机械式转向器方案分析

2.3.1 齿轮齿条式转向器

齿轮齿条式转向器主要由一根齿条和一个小齿轮所组成。其转向传动比由小齿轮的转数（等于转向盘的转数）与齿条的相应形成的比值确定。齿条采用的齿形可以使传动比在整个行程中是变化的。这样可以减少为修正转向所需的作用力或行程。

这种转向器的转向齿轮的齿数很少，一般为5~6牙，个别也有4牙的，主要是为了提高传动比，减少方向盘手力。此外齿轮齿条绝大多数采用斜齿，以提高啮合从动系数，减少齿的根切，增强齿的强度同时也可适当提高传动比和降低逆传动效率，

(齿轮齿条式转向器正逆传动效率很高，路面反冲易传到方向盘，降低逆效率对减轻犯冲是有利的)。

齿轮齿条式转向器分析

根据输入齿轮位置和输出特点不同来区分齿轮齿条式转向器的输入、输出形式。

如 2-4 图所示，每一种输入输出方式都有各自的优缺点。

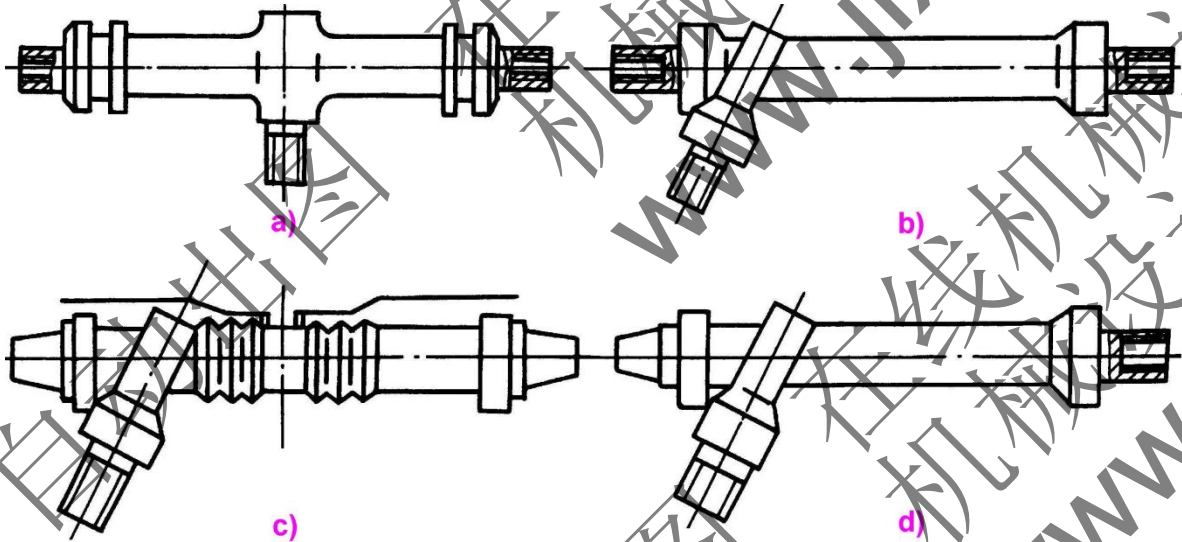


图 2-4 齿轮齿条转向器的四种形式

表 2-1 转向器输入、输出方式分析

输入输出方式	优缺点与应用
(a) 中间输入, 两端输出	因两端为输出端, 直接连接转向拉杆, 其长度被限制在一定的程度上, 易与悬架系统的导向机构运动互相干涉;
(b) 侧面输入, 两端输出	
(c) 侧面输入, 中间输出	相对于输出两端的中心杆的输出长度增加, 当车轮跳动时, 车轮跳动幅度对拉杆的影响小, 拉杆与悬挂系统之间减少运动干涉。但是, 拉杆与齿条之间用螺栓固定连接, 导致转向器工作时两拉杆与齿条同时向同方向(左或右)移动, 因而要在壳体上开一个齿条运动轨迹的槽, 这样就会降低壳体的强度。
(d) 侧面输入, 一端输出	用于平头微型货车

表 2-2 齿轮齿形分析

	直齿轮	斜齿轮
特点	直齿轮传动用于平行轴，不适合使用在转向器里，齿轮啮合度小，平稳性低，易产生冲击，振动和噪声，两轴线夹角只能是直角，不适应总布置而淘汰。	斜齿轮啮合性好，传动平稳，噪声小。重合度大，降低了齿轮的载荷，提高了齿轮的承载能力。转向器轴承应采用推力轴承，延长使用寿命
应用	濒临淘汰	广泛应用

表 2-3 齿面类型分析

齿面类型	特点	
圆形齿面	制作工艺简单	消耗材料多，强度不够大
V 形齿面	消耗的材料少，可节省约 20%（质量效应），Y 形齿宽做得比较宽，增加强度；在齿条与托座之间装有用减磨材料（如聚四氟乙烯）做成的垫片，以减少滑动摩擦。	
Y 形齿面		

Y 形与 V 形端面齿条多用于车轮跳动情况下、转向器轻微跳动下工作时，因为那些工作部分能产生往切面方向运动的力，能使齿条旋转的力。

2.3.2 整体式转向器

整体式转向器包括蜗杆曲柄指销式、蜗杆涡轮式、蜗杆滚轮式、循环球式转向器等。这些转向器都是以转向摇臂作为输出元件。滚珠螺杆和螺母构成的螺旋槽中加装着钢球，所以滚珠螺杆与螺母依靠钢球啮合转动形式变为线型运动形式，使滑动摩擦变为滚动摩擦。转向螺母与螺杆的断面都被加工成两三段近似半圆的螺旋槽。随着螺杆和螺母两者的螺旋槽配合形成的圆形截面管状通道，用于放置钢球。形成一个封闭的钢球“流道”。经过不断改进的技术改革，消除了循环球式转向器寿命不长的弊端，提高了其使用寿命。在制造循环球式转向器时为保证有够长的使用寿命和够高的硬度和耐磨特性，一般在循环球式转向器的结构上和加工工艺上采取相应的措施，主要有提高啮合精度，降低滚动钢球和螺旋槽以及齿条和齿扇啮合表面的粗糙程度。另外循环球式转向器相对于齿轮齿条转向器来说，在传动效率相持平的情况下，循环球式转向器的传动比可以改变，基于不同的传动效率进行改变传动比。适合用来做整体式转

向器。

车上采用，因为没有布置转向连杆的空间。当采用独立悬架的前置-后轮驱动汽车采用这种转向器时，需要附加断开式转向梯形机构，如图 2-9 所示。这会增加重量和成本，经济性不如齿轮齿条式转向器。

在不带转向助力的前提下比较这两种转向器，可以发现整体式转向器具有如下优点：①可以与非独立悬架匹配使用；②可以承受较大的力；③具有较大的车轮转向角，转角范围可达 $\pm 45^\circ$ ；④可以采用较长的转向节臂，以减小转向摇臂和中央拉杆中的载荷；⑤转向传动机构可以设计得使其传动比随车轮转角变化很小；⑥对地面冲击载荷不敏感。

2.3.3 结构特点分析

表 2-4 各类机械式转向器特点分析

	优点	缺点	应用
齿轮齿条式	结构简单，空间大，紧凑，转向器质量比较小，体积小，传动效率高，间隙消除装置提高转向系统的刚度，防止工作时产生冲击和噪声，无转向摇臂和直拉杆，转向角较大，制造成本低	逆效率高(60~70%)，“打手”严重，易产生反冲。	微型汽车；部分负荷小，质量小，前轮独立悬架的卡车和公共汽车
循环球式	传动效率高(75~85%)、耐磨性好、寿命长、传动比可变化、工作平稳可靠、适合用来做整体式动力转向器	逆效率比较高，结构复杂，制造工艺复杂，制造要求高	货车和客车；商务车
蜗杆滚轮式	具有结构简单，易于制造，强度高，可靠性高的优点，蜗杆与滚轮摩擦阻力小，使用寿命长	正效率低，啮合间隙变化后调整比较困难。	曾广泛应用

蜗杆指销式	按销子能否自转分	固定销式	结构简单, 制造容易	磨损快, 效率低	较少
		旋转销式	效率高, 磨损高	结构复杂	
	按销子数量分	单销式	结构简单, 尺寸和质量较小	磨损快, 摇臂轴转角小	
		双销式	磨损较慢, 摇臂轴转角较大	结构比较复杂, 尺寸大、重量大、固定不牢靠、精度要求高, 制造困难。	
传动比可不变或变化, 易实现蜗杆指销的间隙调整					

齿轮齿条式转向器中转向梯形相对前轴位置的不同有不同的布局方式, 齿轮齿条式转向器在汽车上有四种布置形式: 转向器位于转向轴后方, 后其后面布置转向梯形结构; 转向器位于转向轴后方, 前方布置转向梯形结构; 转向器位于转向轴的前方, 后面放置梯形结构; 转向器位于转向轴的前方, 前面放置转向梯形结构, 如图 3-8 所示, 如图 3-8 所示

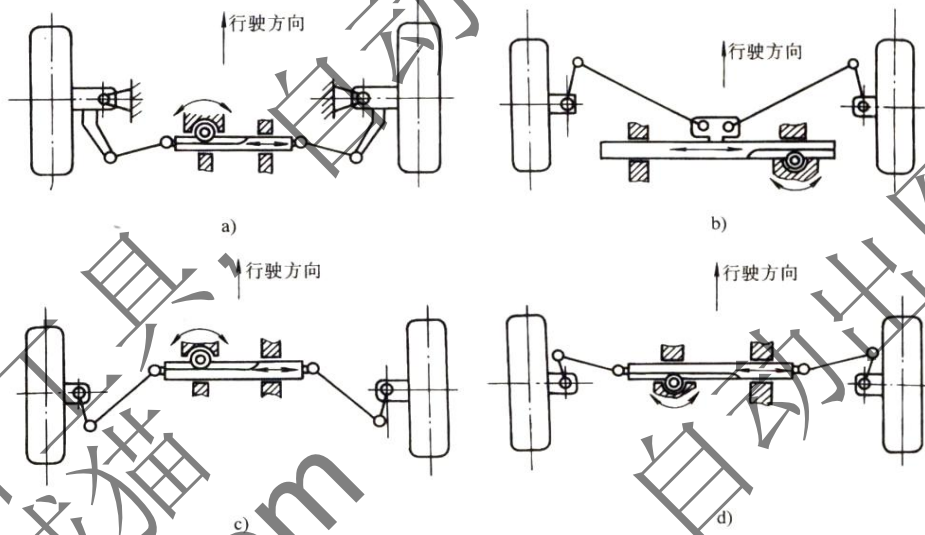


图 2-10 齿轮齿条式转向器的四种布置形式

齿轮齿条式转向装置具有多种优点, 前轴负荷小的小型汽车应用相当明显, 广泛应用于普通级, 高级轿车及微型, 轻型卡车, 前悬架采用独立悬架的部分汽车也采用齿轮齿条式转向器。

2.4 小结

齿轮齿条式转向器结构简单，质量小，传动效率高，效率可达90%之高，采用齿轮齿条式转向器的汽车，不用再担心齿轮与齿条间因长期的啮合磨损出现间隙后，消除间隙的工作难以进行的问题。齿轮齿条式转向器可以利用压紧力调节弹簧，能自行消除间的间隙。因为齿轮齿条式转向器可以自动消除齿间间隙，所以转向器的刚度得到提升，同时有效的阻止运行时撞击产生异响。

根据齿轮齿条转向器的结构和布局的齿轮齿条式来分析，转向齿轮传输方式的设计采用中间输入，两端输出形式；布置为转向器位于前轴后方，后置梯形；齿条断面形状采用制造工艺简单的圆形。以下是本次设计参数。

设计参数

轴距:2907mm，前轮距:1616mm，总质量:2320kg，前桥满载负荷:1160kg，轮胎规格:235/55R19， $r=0.371\text{mm}$

第3章 转向梯形结构设计

汽车研究对汽车转向系的要求是，提高转向便捷性、操控轻便性和行驶稳定性的前提下，不管前悬架是独立还是非独立的，都必须要让转向轴的内外转向轮有必然的比例关系，使汽车转向过程当中所有的转向车轮都是以纯滚动或有极小的滑移，这事通过转向梯形结构来实现的。

3.1 车轮转角计算

汽车转向的过程中，路面会对转向系统产生一定的附加阻力，而且转向时会对轮胎的磨损加快，为了避免这些情况出现，需要转向系统可以保证所有车轮都其工作过程中做无滑移运动，如图4-1所示，车轮的转向角务必满足阿克曼原理，即在汽车前轮定位角都等于零、车轮为刚性的前提下，汽车在转向时转向盘所转动的方向必须与转向轮旋转的方向一致，汽车所有车轮应围绕同一个圆心旋转，不能出现侧滑的现象。

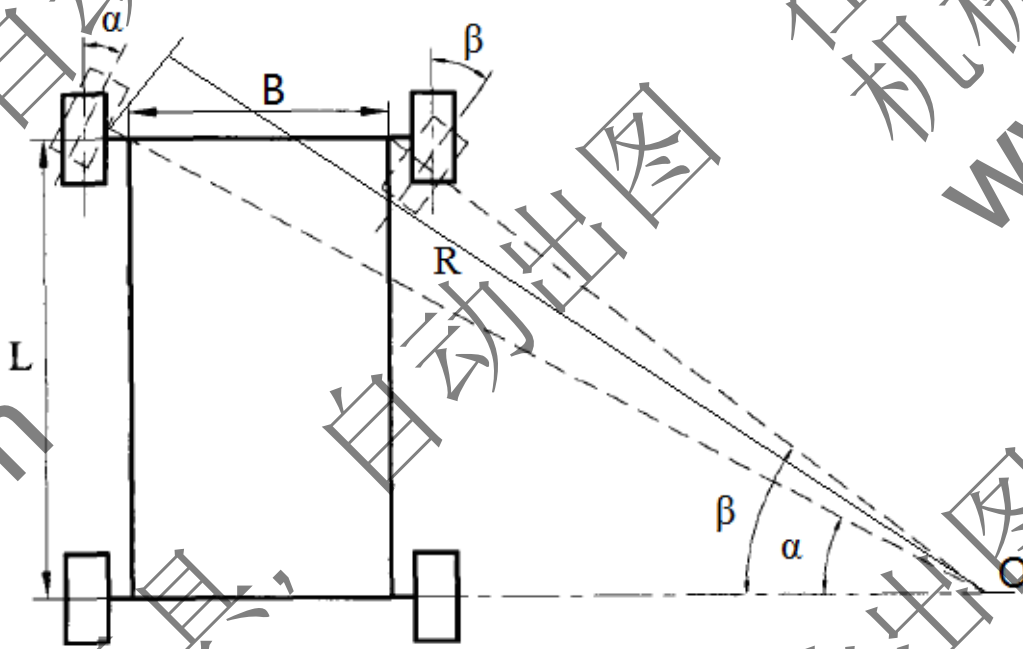


图 3-1 理想的汽车转向示意图

内、外转向轮转向角应保证下列关系：

$$\cot \alpha = \cot \beta + B/L \quad (3-1)$$

式中：

B—两侧主销轴线与地面相交点之间的距离

L—汽车轴距

α —外轮转角

β —内轮转角

由图 3-1 可知, $\sin\alpha = \frac{L}{R}$ ①, $B=K-2a$ ②, $\tan\beta = \frac{L}{R \times \cos\alpha - B}$ ③, 式中: L 为汽车轴距, 2907mm; R 为汽车最小转弯半径 6000mm; K 为前轮轮距 1616mm;

a 为主销偏移距。其中 a 为前轮轮距减去前轮左右轮的主销偏移距。查询主销偏移有关资料, 从 0.4~0.6 倍的轮胎胎面宽度尺寸的选择范围内选取。在这里取 $a=0.4$ 倍轮胎宽度。

轮胎规格是 235/55R19。轮胎胎面宽度为 14.49mm, 所以主销偏移距为

$$235 \times 0.4 = 94 \text{ mm}$$

将数据代入①②③式, 得

$$\alpha = 28.98^\circ$$

$$B = 1428 \text{ mm}$$

$$\beta = 37.27^\circ$$

3.2 转向梯形设计

如内, 符合要求。

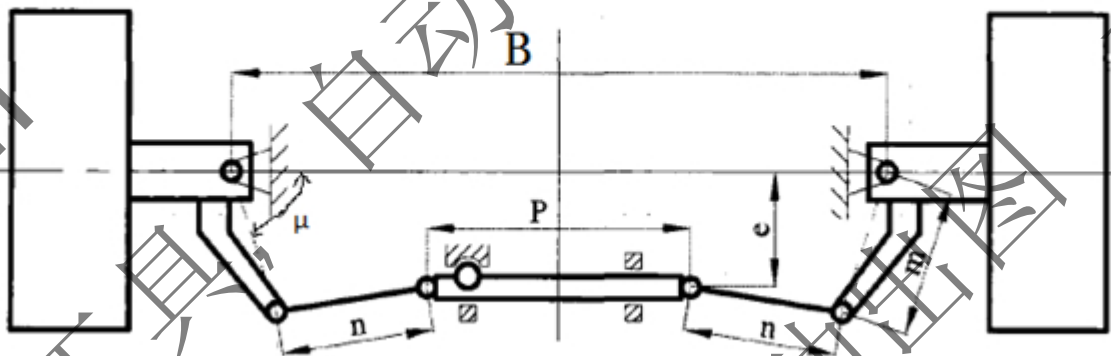


图 3-2 转向梯形示意图

梯形臂长 $n=0.11B \sim 0.15B=157.08 \sim 214.20$ mm, 取梯形臂长 $n=186$ mm。

梯形底角的余切值为

$$\cot\mu = 3B/4L \quad (3-2)$$

代入数据, 得

$$\mu \approx 69.78^\circ$$

由图可知，左、右横拉杆长度与齿条之和为

$$2n+P=b-2m\cos\mu=1428-2\times 186\times \cos 69.78^\circ=1299\text{ mm}$$

第4章 转向器计算载荷的确定

4.1 转向器主要性能参数

在转向器传递过程中，转向器的输出的功率与输入的功率的比值称为转向器传动效率。可逆式转向器可将地面的反作用力容易地传递到驾驶员手中，形成“打手”现象，使驾驶员在驾驶过程中会因为“打手”而驾驶紧张。但是可逆式转向器能够让转向盘自动回正。不可逆转向器逆效率低，不平路面产生的作用力也不能传到方向盘，让驾驶员丧失了对路面的感知，所以这是不可逆转向器的缺点。同时，转向器的转向力矩不可调，工作时间一长，转向力矩变大，会导致驾驶操作起来吃力困难。

极限可逆式转向器的优点：驾驶员感知通过其传递的一部分反作用力来确认路面的情况，同时也能实现转向轮慢幅度的回正，只不过回正的时间有长有短，这个可以调节的。当遇到很大的反作用力的时候，才会有部分反作用力被传递到方向盘上，因为这种状况下，转向器的传动副已经缓冲不了过大的反作用力。

决定转向系的效率 η_0 的因素有转向器的效率 η 和转向操纵机构的效率 η_i 两者，即

$$\eta_0 = \eta \eta_i \quad (4-1)$$

转向器的效率 η 又有正效率 η_+ 与逆效率 η_- 之分。转向轴输出的功率与转向器摩擦功率之差 ($P_1 - P_2$) 与转向轴输入功率 P_1 之比，称为转向器的正效率，即

$$\eta_+ = \frac{P_1 - P_2}{P_1} \quad (4-2)$$

式中： P_2 —转向器的摩擦功率。

反之，正效率传递的逆方向，称为转向器的逆效率：

$$\eta_- = \frac{P_3 - P_2}{P_3} \quad (4-3)$$

由以上公式得知，转向器正效率越大，消耗在转向轮转动时的效率就越小，转向操纵就越轻便、容易。影响转向器正效率的主要因素有很多，比如转向器的类型（齿轮齿条式正效率高）、结构特点（循环球式转向器的传动副为钢球，其摩擦为滚动摩擦，摩擦损失率小，所以其正效率 η_+ 可达85%）等等。其中蜗杆指销式和蜗杆滚轮式转向器的传动副是蜗杆和滚轮之间的摩擦，两者之间采用凹槽连接，摩擦损失率大，其正效率非常低。

通常，在蜗杆和螺杆类转向器中由方向盘传至转向轮方向上的效率就是转向系的正效率，一般情况下 η_+ 的平均值为0.7-0.85；向上诉相反方向传递力时称为逆效率 η_- 的一般平均值为0.6-0.7。转向操纵及传动机构中各个传动件的摩擦损耗为转向系总损失的40%-50%，而拉杆球销的损耗只有10%-50%。

表4-1 转向器效率特点分析

	η_- 值	特 点	应用
可逆式转向器	较高	①汽车转向后，转向轮自动恢复到原来轨迹，操纵便捷，节省体力、提高安全性； ②“打手”现象频繁、严重	在良好路面上行驶的车辆
极限可逆式转向器	较低	性能介于可逆与不可逆之间	在坏路面上行驶的车辆
不可逆式转向器	很低	传动机构吸收大部分地面“反作用力”、驾驶员无法通过转向机构感知路面情况。	已淘汰

此处取转向器正效率 $\eta_+=0.8$ 逆效率 $\eta_-=0.6$

4.2 原地转向阻力矩

为了使汽车能够安全的驾驶，所选取的转向系上的各部位零件应有足够高的强度。若要算出转向系上各部位的零件参数，首先要明确系统中存在哪些力，然后进行受力分析。同时还需要明确这些力受到哪些外界条件因素的影响，比如转向轴的最大承受载荷和工况问题，行驶时路面与轮胎之间的摩擦阻力问题和路面与车胎气体压力等问题。要校核转向系各零件的强度，就必须确认作用在各个零件的力。

原地转向阻力矩 M_R (N·mm)，即

$$M_R = \frac{F}{3} \sqrt{\frac{G_1^3}{P}} \quad (4-4)$$

式中：

F 为轮胎和路面间的滑动摩擦因数，一般取0.7

G_1 为转向轴负荷 (N)，为11600N。

P 为轮胎气压 (Mpa)，取0.22Mpa

$$M_R = \frac{F}{3} \sqrt{\frac{G_1^3}{P}} = \frac{0.7}{3} \sqrt{\frac{11600^3}{0.22}} = 621516 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

4.3 转向系传动比

转向系传动比

转向系的传动比包括转向系的角传动比 $i_{\omega 0}$ 和转向系的力传动比 i_p

两个转向轮胎与地面中心各有两个作用点，并且作用于该两个作用点的力的合力 $2F_W$ 与作用在转向盘上的手力 F_h 之比，称之为力传动比，即 $i_p = 2F_W/F_h$

同侧转向偏转角速度 ω_k 与方向盘角速度 ω_w 的反比，称为转向系角传动比 $i_{\omega 0}$ ，即

$$i_{\omega 0} = \frac{\omega_w}{\omega_k}$$

力传动比与转向系角传动比的关系

轮胎与地面之间相接触，转向轮对地面转动时地面产生转向阻力 F_W

转向系统中通过传动机构传动的转向手力作用在转向节上产生的转向阻力矩 M_R 。

两者之间有如下关系：

$$F_W = \frac{M_R}{a} \quad (4-5)$$

式中：a 为转向系主销偏移距

作用在方向盘上的手力可用下式表示：

$$F_h = \frac{2M_h}{D_{sw}} \quad (4-6)$$

式中：

M_h 为作用在方向盘上的力矩；

D_{sw} 为方向盘直径

$$i_p = \frac{M_R D_{sw}}{M_h a}$$

假如忽略摩擦损失，根据能量守恒原理得

确保所有车轮轮围绕一个瞬时转向中心运行，梯形机构应确保内部，外部转向角的转角关系为

$$\cot \theta_0 - \cot \theta_1 = \frac{K}{L} \quad (4-7)$$

式中

L ——汽车轴距

K ——两主销中心线的延长线与地面的交点，两交点之间的距离

θ_0 ——外转向轮转角， 28.98°

θ_i ——内转向轮转角， 37.27°

转向系角传动比

$$i_{\omega 0} = \frac{\omega_w}{\omega_k} \quad (4-8)$$

取方向盘圈数为 1.5 圈。

式中：

ω_w 为方向盘转角

ω_k 为转向轮转角

$$i_{\omega 0} = \frac{\omega_w}{\omega_k} = \frac{360 \times 1.5}{37.27} = 14.49$$

因为转向系传动比约等于转向器传动比，即 $i_{\omega 0} = i_{\omega}$

根据汽车设计手册里得知，汽车一般的转向系角传动比 i_{ω} 范围为 17-25， $i_{\omega 0}$ 取 14.49。

4.4 作用在转向盘上的手力

为了能使转向系统工作，我们必须克服转向轮能够转向的阻力，包跨车轮稳定阻力等等。根据课本，给出小于 10t 的车用（4-9）进行计算，对于重型载货汽车、自卸车、越野车等用驾驶员可能作用于方向盘上最大力 400N 作为转向系的设计载荷。我们必须通过原地阻力矩，来计算要使转向系统工作时要在转向盘上施加的最小手力。

作用在转向盘上的手力为

$$F_h = \frac{2M_R}{i_w D_{sw}} \eta = \frac{2 \times 621516}{14.49 \times 400} \times 0.6 = 129 \text{ N} \quad (4-9)$$

式中：

D_{sw} 为转向盘直径，按表取 400mm。

由于转向器直接与横拉杆连接，故无摇臂和节臂。

下表为各种车型方向盘直径参考数值

表 4-2 各类车型方向盘直径

汽车类型	转向盘直径/mm
小型客车、小型货车、轿车	400
中型货车、中型客车	450、500
大型客车、大型货车	550

因为本次设计车型总质量为 2320kg，所以取：

$$F_h = 129 \text{ N}$$

第5章 齿轮设计

5.1 齿轮参数的选择

根据机械设计基础，选择出齿轮各个参数的范围。

齿轮：选用斜齿圆柱齿轮。 模数： $2-3\text{mm}$

主动小齿轮齿数为 5-7 个之间 压力角取 20°

齿轮螺旋角范围： $9-17^\circ$

根据齿轮第二章概述，在这里我选择圆柱斜齿轮，斜齿轮的重合度高，运行稳定，震动和噪声降低，况且齿轮与齿条各自的轴线相交形成的夹角适用于汽车转向系总体布置的要求。

主动小齿轮选用的材料为 20Cr 材制造并经渗碳淬火，硬度在 50-60HRC 之间，取值 55HRC。齿条选用的材料为 20Cr；壳体选用铝合金压铸

5.2 齿轮几何尺寸的确定

根据《机械设计基础》确定齿轮的基本参数：

表 5-1 齿轮基本参数

名称	模数 m (mm)	齿数 z
数值	2	7
名称	压力角 α ($^\circ$)	螺旋角 β ($^\circ$)
数值	20°	13°

齿数太少需要变位，变位系数为

$$x_1 = (17 - z_1)/17 = (17-7)/17=0.59$$

分度圆直径：

$$d_1 = \frac{m_1 Z_1}{\cos\beta} = \frac{2 \times 7}{\cos 13} = 14.37 \text{ mm}$$

齿顶高：

$$h_a = (h_{an}^* + X_1)m_1 = (1+0.59) \times 2 = 3.18 \text{ mm}$$

齿根高：

$$h_f = (h_{an}^* + c_n^* - X_1)m_1 = (1+0.25-0.59) \times 2 = 1.32 \text{ mm}$$

全齿高：

$$h = h_a + h_f = 4.5 \text{ mm}$$

齿顶圆直径:

$$d_a = d_1 + 2h_a = 14.37 + 2 \times 3.18 = 20.72 \text{ mm}$$

齿根圆直径:

$$d_f = d_1 - 2h_f = 14.37 - 2 \times 1.32 = 11.72 \text{ mm}$$

基圆直径:

$$d_b = d_1 \cos \alpha = 14.37 \times \cos 20 = 13.50 \text{ mm}$$

齿距:

$$p = \pi m_1 = \pi \times 2 = 6.28 \text{ mm}$$

齿宽:

$$b_1 = \phi_d d_1 = 17 \text{ mm}$$

由于其数值不能满足要求, 结合实际画图与经验最终取 b_1 等于 38 mm

法向齿顶高系数

$$h_{an}^* = 1$$

法向顶隙系数

$$c_n^* = 0.25$$

取齿宽系数

$$\phi_d = 1.2$$

5.3 齿轮校核

5.3.1 齿轮受力分析

在斜齿轮的传动中载荷计算如下。

圆周力

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}$$

(5-1)

径向力

$$F_r = F_t = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$$

轴向力

$$F_x = F_t \tan \beta$$

(5-2)

(5-3)

式中, T_1 为齿轮所受力矩 25736 N·mm; d_1 为齿轮分度圆直径: 14.37 mm; α_n 为齿轮压力角: 20° ; β 为齿轮螺旋角 13° 。将数据代入上式, 得

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = 3582 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \times \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = 1338 \text{ N}$$

$$F_x = F_t \tan \beta = 827 \text{ N}$$

5.3.2 齿轮的齿面弯曲疲劳强度校核

齿面接触疲劳强度校核公式:

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{KF_t u + 1}{bd} \frac{1}{u}} \leq [\sigma_H]$$

(5-4)

许用接触应力 $[\sigma_H]$

查表得 $\sigma_{Hmin} = 1500 \text{ MPa}$

查表得寿命系数 $Z_N = 1.45$

安全系数 $S_H = 1.2$

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlim} Z_N}{S_H} = 1813 \text{ Mpa}$$

查表得弹性系数 $Z_E = 189.8 \text{ MPa}^{1/2}$

查表得区域系数 $Z_H = \left(\frac{2}{\sin \alpha \cos \alpha} \right)^{1/2} \approx 2.49$

重合度系数 Z_ε 一般在 0.75~0.88 之间, 取 0.8

螺旋角系数 $Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} = 0.99$

因为它是斜齿轮传动, 所以 K 可选更小, $K = 1.1$

一般斜齿圆柱齿轮 u, 所以齿轮比取 14.49。

代入数据可得

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{KF_t u + 1}{bd} \frac{1}{u}} = 2.49 \times 189.8 \times 0.8 \times 0.99 \sqrt{\frac{1.1 \times 3582}{38 \times 14.37} \times \frac{14.49 + 1}{14.49}}$$
$$= 1040 \text{ MPa}$$

$$\sigma_H \leq [\sigma_H]$$

齿轮齿面接触疲劳强度符合要求。

5.3.3 齿轮的齿根弯曲疲劳强度校核

$$\sigma_F = \frac{2KT_1}{b_1 m_n d_1} Y_{Fa} Y_{Sa} \leq [\sigma_F] \text{ MPa}$$

(5-5)

其中

1)、查表得, Y_{Fa} 为斜齿轮的齿形系数, 按 $Z_V = \frac{z}{\cos^3 \beta}$, 查取 $Y_{Fa} = 2.72$; Y_{Sa} 为斜

齿轮的应力修正系数, $Y_{Sa} = 1.57$; b_1 为齿宽=38 mm。

2)、确定载荷系数 K

$$K = K_A K_V K_\beta K_\alpha$$

(5-6)

式中: K_A 为使用系数; K_V 为动载系数; K_β 弯曲强度计算的齿面载荷分布系数;

K_α 为弯曲强度计算的齿间载荷分配系数

查表得: $K_V = 1$; 【齿轮 IT7 级精度】

齿轮动载系数: $K_A = 1.35$ [原动机轻微冲击, 工作机轻微冲击]

齿轮齿向载荷分布系数: $K_\beta = 1.07$

齿轮齿间载荷分配系数: $K_\alpha = 1.2$

则

$$K = K_A K_V K_\beta K_\alpha = 1.35 \times 1 \times 1.07 \times 1.2 = 1.73$$

3). 齿轮转矩 $T_1 = F_h R_{sw} = 129 \times 400 / 2 = 25736 \text{ N} \cdot \text{mm}$

$$\sigma_F = \frac{2KT_1}{b_1 m_n d_1} Y_{Fa} Y_{Sa} = \frac{2 \times 1.73 \times 25736}{38 \times 2 \times 14.37} \times 2.72 \times 1.57 = 348 \text{ Mpa}$$

因为齿轮选用 20Cr，根据机械设计手册查得：齿轮的齿根弯曲疲劳极限 $\sigma_{Flim} = 425 \text{ MPa}$ ；应力修正系数 $Y_{ST} = 1.38$ ；弯曲强度寿命系数 $Y_N = 1$ ；弯曲强度的最小安全系数 $S_{Flim} = 1.4$ ，则齿轮许用应力为

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flim} Y_{ST} Y_N}{S_{Flim}} = 418 \text{ mpa}$$

可以看出 $\sigma_F < [\sigma_F]$ ，合乎设计要求。

第 6 章 齿条设计

6.1 齿条材料的选择

齿条是转向器的主要零部件，齿条两端直接与转向横拉杆连接，齿条做往返运动时带动横拉杆，从而实现转向。其性能直接关系到转向器的使用寿命。转向器扭矩低，受到中等冲击，工作环境较恶劣，所以在齿条材料选择上十分重要。由以上可知，齿轮选用 20Cr 合金钢，由此本设计齿条材料选用 45 钢与其匹配作为啮合副。齿条采用渗碳淬火工艺的热处理方式，其表面硬度高于 56HRC。为了减轻质量，转向器壳体用铝合金压铸。

6.2 齿条参数的确定

根据齿轮齿条的啮合特点：

(1) 基圆齿轮啮合的齿轮之间的间距应相等，即 $P_{b1} = P_{b2}$ 。其中，齿轮： $P_{b1} = \pi m_1 \cos \alpha_1$ ，齿条： $P_{b2} = \pi m_2 \cos \alpha_2$ 。

(2) 齿轮与齿条啮合角总是等于压力角。

所以有，齿条模数 $m=2$ ，压力角 $\alpha=20^\circ$ 。

齿条断面形状选取圆形。

选取螺旋角 $\beta=8^\circ$

齿条的齿数是根据齿轮齿数和方向盘圈数确定的，计算公式如下：

$$z_2 = 2n z_1 = 21$$

为了保证不脱齿，在计算结果加上两个齿最终 $z_2=23$

齿条行程计算按如下公式：

$$L = 2n \pi d_1 = 2 \times 1.5 \times \pi \times 14.37 = 135 \text{ mm}$$

取齿条高度为 18 mm，取齿条长度为

$$L_1 = L + 380 = 515 \text{ mm}$$

齿条宽 20 mm

变位系数

$$x_2 = 0$$

齿顶高系数 $h_{an}^* = 1$

法面顶隙系数 $c_n^* = 0.25$

齿顶高 $h_{a2} = (h_{an}^* + X_n)m_2 = 2.90 \text{ mm}$

齿根高 $h_{f2} = (h_{an}^* + c_n^* - X_n)m_2 = 2.50 \text{ mm}$

齿轮中心到齿条分度线的距离

$$a = \frac{d_1}{2} - h_{f1} + (0.25 * m_1) + h_{a2} = 8.36 \text{ mm}$$

第 7 章 齿轮轴的设计与校核

7.1 齿轮轴设计

主动小齿轮采用的材料为 20Cr，所以主动小齿轮轴也采用 20Cr 材料制造，并渗碳淬火，硬度在 50-60HRC 之间，取值 55HRC。形状如图 7-1 所示。

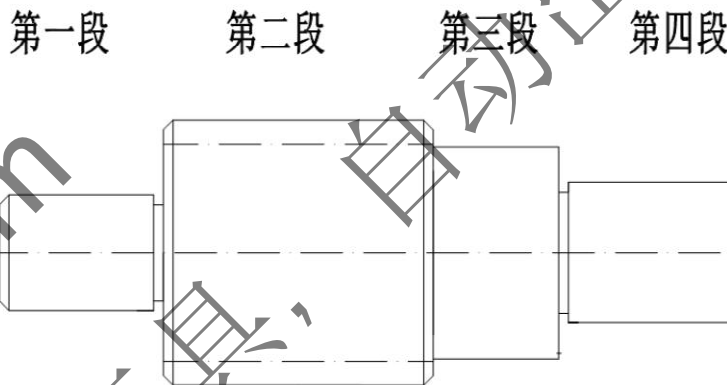


图 7-1

先初步估算轴的最小直径。选取轴的材料为 45Cr（调质），硬度为 280HBS，按许用应力计算，取 $\tau_p = 140 \text{ Mpa}$ ，于是得：

$$d_{\min} \geq A_0 \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 17.2 \sqrt[3]{\frac{T_1}{\tau_p}} = 9.78 \text{ mm}$$

同时轴的最大径为小齿轮分度圆直径 14.37 mm，因此取轴最小径为 9mm

其中 $d_1 = 10 \text{ mm}$ 此处连接滚针轴承型号 NA4900

$d_2=20.72\text{ mm}$ 此轴径为齿轮分度圆直径 20.72 mm

$d_3=10\text{ mm}$ 此处连接深沟球轴承型号为 6201

$d_4=9\text{ mm}$

$L_1=13\text{ mm}$

$L_2=38\text{ mm}$ 此处长度为齿轮的宽度

$L_3=9\text{ mm}$

$L_4=36\text{ mm}$

7.2 齿轮轴强度校核

查询机械设计手册得知：

20Cr 的各项机械性能如下：

屈服极限 $[\sigma_s]=560\text{ MPa}$ ；

抗拉强度极限 $[\sigma_b]=850\text{ MPa}$

弯曲疲劳极限 $[\sigma_{-1}]=375\text{ MPa}$

剪切疲劳极限 $[\tau_{-1}]=215\text{ MPa}$

齿轮上的圆周力：

$$F_t = \frac{2T}{d_1} = \frac{2 \times 25736}{14.37} = 3582\text{ N}$$

齿轮上的径向力：

$$F_r = F_t \frac{\tan\alpha}{\cos\beta} = 3582 \frac{\tan 20}{\cos 13} = 1338\text{ N}$$

齿轮上的轴向力：

$$F_a = F_t \tan\beta = 3582 \times \tan 13 = 827\text{ N}$$

因为齿轮轴一端用滚针轴承承受径向力，一端用深沟球轴承承担轴向力，所以我们分析理论情况下的受力情况。

水平支反力

$$F_{NH} = F_t = 3582\text{ N}$$

垂直支反力

$$F_{NV} = F_r + \frac{F_a d}{2} = 1338 + \frac{827 \times 14.37}{2 \times 1000} = 1344\text{ N}$$

滚针轴承中心到齿轮中心的距离为

$$L_1 = 26 \text{ mm}$$

深沟球轴承中心到齿轮中心的距离为

$$L_2 = 33 \text{ mm}$$

水平面弯矩为

$$M_H = F_{NH} l_1 = 91348 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

垂直弯矩为

$$M_V = F_{NV} l_2 = 44355 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

合成弯矩为

$$M = \sqrt{M_H^2 + M_V^2} = 101548 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

抗弯截面系数为

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = 291 \text{ mm}^3$$

抗扭截面系数为

$$W_T = \frac{\pi d^3}{16} = 582 \text{ mm}^3$$

最大弯曲应力为

$$\sigma = \frac{M}{W} = 174 \text{ Mpa}$$

剪切应力为

$$\tau = \frac{T}{W_T} = 44 \text{ Mpa}$$

拉伸应力

$$\sigma_b = \frac{F_a}{\pi r^2} = 5 \text{ Mpa}$$

综上轴的校核结果为合格。

第 8 章 其他零件的选择

8.1 弹簧的选择

确定弹簧丝直径，选择弹簧指数 C

选择材料

由弹簧工作条件可知，对材料无特殊要求，故选用碳素弹簧钢丝，C 级。因弹簧的工作次数小于 10^5 ，载荷性质属 II 类，许用切应力 $[\tau] = 0.4\sigma_b$ 。

初估弹簧丝直径 $d=2\text{mm}$ ；查表得到弹簧指数 $C=4\sim 10$ ，取 8；曲度系数 $k=1.25$ ；查表得， $\sigma_b = 1470\text{MPa}$ ； $[\tau] = 0.4\sigma_b = 588\text{MPa}$ 。

若设计要求弹簧力为 $F_{\max}=827.0376612\text{N}$ ，最大间隙 $\lambda_{\max}=8\text{mm}$ ，该弹簧在轴孔为 20mm 的轴上工作，外径小于 20mm ，小于 50mm 的自由长度，

弹簧所需刚度

$$k_1 = \frac{F_{\max}}{\lambda_{\max}} = 103.3797076\text{N/mm}$$

按强度条件确定弹簧直径 d 为

$$d = 1.6 \sqrt{\frac{kF_{\max}C}{[\tau]}} = 1.6 \sqrt{\frac{1.25 \times 0 \times J}{588}} = 6.00 \text{ mm} \quad (8-1)$$

误差较小，故取 $d=2\text{mm}$ 。

根据结构选取弹簧圈数 $n=4$

加上 2 圈死圈， $N=6$ 。

其他弹簧尺寸：

中径 $D_2 = Cd = 16\text{mm}$

外径 $D = D_2 + d = 18\text{mm}$

内径 $D_1 = D_2 - d = 14\text{mm}$

间距 $\delta \geq \frac{\lambda}{n} = 2 \text{ mm}$

节距 $D = d + \delta = 4.00 \text{ mm}$

弹簧自由高度

$$H = n\delta + Nd = 28 \text{ mm}$$

计算弹簧刚度

$$K = \frac{Gd^4}{8D^3n} = 10 \text{ N/mm} \geq k_1$$

8.2 轴承的选择

目前在齿轮齿条式转向器中应用较多的只有冲压外圈的滚针轴承，因为当滚针轴承的冲压外圈一端是固定的，这样既可以使壳体加工容易，又可以防止水及尘土进入转向器内。

查《机械设计手册》，选择深沟球轴承 6201，12 毫米的内径，外径 32 毫米，宽 10mm。

选择滚针轴承，内部直径为 10mm，外部直径 22mm，轴承宽度为 13mm。

结束语

通过此次设计，我系统地了解汽车转向器相关技术，熟悉转向器的各个部分功用及其在整个系统的重要性，根据本次设计的课题选择了齿轮齿条式转向器，期间我了解了齿轮齿条式转向器的结构构造，熟悉齿轮齿条式转向器的特点。我通过本次设计对大学四年所有知识都有一个系统性的梳理，系统地复习了机械理论、机械力学机械制图等方面的知识，懂得如何查找机械设计手册，熟练掌握 CAD 的运用，了解转向系统各个机构的原理和在整个系统的作用，让我学以致用，我更加深入地了解机械零件设计的全过程，提高了我的汽车行业的了解。通过本次设计，能在设计的过程中运用自己以前在课堂上学习的知识，提高了自己运用理论知识解决实际问题的能力，为以后步入社会正确解决工作中的问题打下了基础。

由于此次缺乏经验跟设计水平有限，在设计中必会出现许多不完善的地方，希望老师加以纠正。

参考文献

- [1] 余志生·汽车理论·(第四版)·北京:机械工业出版社,2006.5
- [2] 北京科技大学·东北大学·工程力学-材料力学·高等教育出版社1997年
- [3] 实用机械设计手册·北京:机械工业出版社,1992.9
- [4] 北京齿轮厂·螺旋锥齿轮·北京:科学出版社,1974.5
- [5] 龚微寒·汽车现代设计制造·北京:人民交通出版社,1995
- [6] 汽车工程手册(设计篇)·北京:人民交通出版社,2001.6
- [7] 张松林·轴承手册·南昌:江西科学技术出版社,2005.2
- [8] 曾东建·汽车制造工艺学·北京:机械工业出版社2005.9
- [9] 陈家瑞·汽车构造(第三版)·人民交通出版社2003.9
- [10] 纪明刚·机械设计·高等教育出版社1998.5
- [11] 中国汽车工业总公司等·中国汽车车型手册·山东科学技术出版社,1993.7
- [12] 刘惟信·汽车车桥设计·北京:清华大学出版社,2006
- [13] 濮良贵,纪名刚主编·机械设计(第八版)·北京:高等教育出版社,2006.5
- [14] 孙桓等·机械原理·(第七版)·北京:高等教育出版社,2006.5
- [15] 刘海江·汽车齿轮·上海:同济大学出版社1989.6
- [16] 黄茂林.机械原理.第二版[M].北京:机械工业出版社,2010.4
- [17] 史新民.常用机构与零件设计.[M].北京:清华大学出版社,2010.12
- [18] 中国机械设计大典编委会.中国机械设计大典.第3卷[M].南昌:江西科学技术出版社,2008.2
- [19] Thomas D.Gillespie.Fundamentals of vehicle Dynamics [J].Warrendale PA:SAE. Inc,1992.
- [20] John C.Hilliard,George S.Spinger.Fuel Economy in Road Vehicles Powered by Spark Ignition Enines [M]. New York: Plenum,1984