



# 目录

第 1 章 绪论	1
1.1 课题背景	1
1.2 国内外研究现状	2
1.3 设计目的及意义	3
1.4 设计内容和方法	3
第 2 章 转向系统的设计	4
2.1 转向系统简介	4
2.2 机械转向系	5
2.2.1 转向操纵机构	5
2.2.2 转向器	6
2.2.3 转向传动机构	7
第 3 章 转向梯形结构设计	8
3.1 车轮转角计算	8
3.2 转向梯形设计	9
第 4 章 转向系计算载荷的确定	10
4.1 转向器主要性能参数	10
4.2 原地转向阻力矩	11
4.3 方向盘直径的选择	12
第 5 章 循环球式转向器设计计算	13
5.1 主要尺寸的参数选择	13
5.2 螺杆、钢球、螺母传动副设计	15
5.3 齿条、齿扇传动副设计	16
5.4 转向器的计算和校核	17
5.4.1 循环球式转向器零件的强度计算	17
第 6 章 结论	18

# 第 1 章 绪论

## 1.1 课题背景

转向器又名转向机、方向机，它是转向系中最重要的部件。转向器的作用是：增大转向盘传到转向传动机构的力和改变力的传递方向，转向器按结构形式可分为多种类型。目前较常用的有齿轮齿条式、蜗杆曲柄指销式、循环球-齿条齿扇式、循环球曲柄指销式、蜗杆滚轮式等。如果按照助力形式，又可以分为机械式（无助力）和动力式（有助力）两种，其中动力转向器又可以分为气床动力式、波压动力式、电动助力式、电液助力式等种类。

### （1）齿轮齿条式转向器

齿轮齿条式转向是一种最常见的转向器。其基本结构是一对相互啮合的小齿轮和齿条。转向轴带动小齿轮旋转时，齿条便做直线运动。有时，靠齿条来直接带动横拉杆，就可使转向轮转向。所以，这是一种最简单的转向器。它的优点是结构简单，成本低廉，转向灵敏，体积小，可以直接带动横拉杆。在汽车上得到广泛应用。

### （2）蜗杆曲柄指销式转向器

蜗杆曲柄指销式转向器是以蜗杆为主动件，曲柄指销为从动件的转向器。蜗杆具有梯形螺纹手指状的锥形指销用轴承支承在曲柄上，曲柄与转向摇臂轴制成一体。转向时，通过转向盘转动蜗杆、嵌于蜗杆螺旋槽中的锥形指销一边自转，一边绕转向摇臂轴做圆弧运动，从而带动曲柄和转向垂臂摆动，再通过转向传动机构使转向轮偏转。这种转向器通常用于转向力较大的载货汽车上。

### （3）循环球式转向器

这种转向装置是由齿轮机构将来自转向盘的旋转力进行减速，使转向盘的旋转运动变为涡轮杆的旋转运动，滚珠螺杆和螺母夹着钢球啮合，因而滚珠螺杆的旋转运动变为直线运动，螺母再与扇形齿轮啮合，直线运动再次变为旋转运动，使连杆臂摇动，连杆臂再使连动拉杆和横拉杆做直线运动，改变车轮的方向。循环球式转向器的原理相当于利用了螺母与螺栓在旋转过程中产生的相对移动，而在螺纹与螺纹之间夹入了钢球以减小阻力，所有钢球在个首尾相连的封闭的螺旋曲线内循环滚动，循环球式故而得名。

### （4）齿轮齿条液压助力转向

齿轮齿条液压助力转向器，是相对于齿轮齿条机械转向架而言的，主要是增加了转向泵、转向油壶、转向油管、转向阀、转向油缸等部件，以期达到改善驾驶员手感，增加转向助力的目的的转向装置

进入 90 年代以来，汽车已经融入我们的生活，我国的经济实力不断增强，人民生活水平大幅度提高，同时也反映出民族汽车工业的巨大进步。现在我国已经成为世界五大汽车强国作为汽车关键部件之一的转向系统也得到了相应的发展，基本已形成了专业化、系列化生产的局面。有资料显示，国外有很多国家的转向器厂，都已发展成大规模生产的专业厂年产超百万台，断了转向器的生产，并且销售点遍布了全世界。汽车转向架的结构很多从目前应用的普遍程度来看，主要的转向器类型有 4 种：有蜗杆销式（WP 型）、蜗杆滚轮式（WR 型）、循环球式（BS 型）、齿轮齿条式（OP 型），这四种转向器型式，已经被广泛使用在汽车上<sup>[1]</sup>。综合上还对有关转向器品种的使用分析，得出以下结论：

循环球式转向器和齿轮齿条式转向器，已成为当今世界汽车上主要的两种转向器；而蜗轮蜗杆式转向器和蜗杆销式转向器，正在逐步被淘汰或保留较小的地位。在小客车上发展转向器的观点各异，美国和日本重点发展循环球式转向器，比率都已达到或超过 90%；西欧则重点发展齿轮齿条式转向器，汽车循环球式转向器占 45%左右，有继续发展之势；仿条齿轮式转向器在 40%左右；蜗杆滚轮式转向器占 10%左右；其它型式的转向器占 5%。所以说循环球式转向器在稳步发展。

白器的特点是循环球式转向器占的比重来大，采用不同类型转向器，在公共汽车中因使用循环球式转向器，由 60 年代占总数的 62.5%发展循环球式转向器；但仿条齿轮式转向器有所发展；微型货车用循环球式转向器占 63%，齿条齿轮式占 3%。

由于循环球式转向器的种种优点，在中、小型号的车辆上都有良好的应用，而大型车辆更以循环球式转向器为主要结构。由此我们不难看出循环球式转向器设计具有很重要的意义，其应用前景也非常的好。

## 1.2 国内外研究现状

循环球式转向器是汽车上一种常用的转向器，主要由螺杆、螺母、钢球、转向器壳体等组成<sup>[2]</sup>。因螺母与螺杆之间没有滑动摩擦，只有钢球与螺杆及螺母之间的滚动摩擦，所以循环球式转向器具有较高的传动效率，由于有结构复杂，成本高，转向灵敏度不如齿轮

齿条式转向器，因此逐渐被齿轮齿条式取代。但随着动力转向的应用以及道路行驶条件的改善，“打手”的现象明显减少，正向传动效率很高（最高可达 90-95%），操纵轻便，使用寿命长各种优势逐渐得到体现，因此目前再次得到广泛使用。

汽车车速的提高，需要在高速时有较好的转向稳定性，必须使转向器具有较高的刚度。循环球式转向器由于通过大量钢球的滚动接触来传递转向力，具有较大的强度和较好的耐疲劳性。并且该转向器可以被设计成具有等强度结构，特别是变速比结构具有较高的刚度，适宜高速车辆采用，这也是它采用广泛的原因之一。循环球式转向器的间隙可调，齿条齿扇副磨损后可以重新调整间隙，使之具有合适的转向器传动间隙，从而提高转向器寿命，因此采用日益广泛。我国的转向器也在向大量生产循环球式转向器发展。

### 1.3 设计目的及意义

本次设计主要是针对汽车循环球式转向器，根据一些指定的参数结合《汽车设计和其他相关书籍中关于转向器的理论知识设计一款循环球式转向器，确定其相关参数，使设计出的转向器符合使用要求。

本文通过对一款循环球式转向器的设计，使其能够满足汽车的需要，并为其今后拓展应用领域奠定理论设计基础。

### 1.4 设计内容和方法

深入学习并掌握汽车设计、汽车构造等专业知识：了解循环球转向器设计的指导思想和设计原则；掌握汽车设计的方法和步骤，参考有关资料、手册和标准，对各总成部件进行选型、计算、校核等。计算循环球式转向器的主要参数，并对其重要部件进行强度校核，确定相关参数材料以及装配要求，按照标准和生产工艺要求，绘制汽车转向器总装配图和主要零件图。

设计方法：根据设计中已知参数并结合理论知识，分析并计算得到循环球式转向器的基本结构参数，然后利用相关经验公式对转向器的重要部件进行强度校核，校核的结果不符合国家相关要求则需要重新计算，当结果满足要求的时候，可确定其相关几何尺寸并完成图纸的绘制，结束本论文的设计工作。

# 第 2 章 转向系统的设计

## 2.1 转向系统简介

转向系统是用来保持或者改变汽车行驶方向的机构，保证各转向轮之间有协调的转角关系。机械转向系依靠驾驶员的手力转动转向盘，经转向器和转向传动机构使转向轮偏转。有些汽车还装有防伤机构和转向减需器、采用动力转向的汽车还装有动力系统、并借助此系统来减轻驾驶员的手力。

按照中华人民共和国国家标准 GB17675-1999 和汽车设计可知<sup>[4]</sup>，其转向器的设计要求如下<sup>[5]</sup>：

- (1) 方向盘必须左置。
- (2) 不得单独以后轮作为转向车轮。
- (3) 不得装用全动力转向机构。
- (4) 转向时转向车轮的偏转必须是渐进的。
- (5) 转向系统必须有足够的刚度且坚固耐用，以确保行驶安全。
- (6) 转向系统必须保证驾驶员在正常驾驶操作位置上能方便、准确地操作，转向系统在任何操作位置上不得与其他零部件有干涉现象。
- (7) 汽车转向车轮应有自动回正能力，以保持汽车稳定的直线行驶。
- (8) 后轮也做转向车轮的汽车，具有二根和二根以上转向车轴的全挂车和具有一根和根以上转向车轴的半挂车，以 80km/h（设计车速计）的车速行驶时，驾驶员必须能在不做异常转向修正的条件，保持汽车直线行驶。
- (9) 以 10km/h 车速、24m 转弯直径前行转弯时，不带助力时转向力应小于 245N，带助力转向但助力转向失效时，其转向力应小于 588N，机动动作时间正常情况下不得大于 4s，带助力转向但助力失效时不得大于 65。左右两个方向都要试验。
- (10) 当汽车前行向左或向右转弯时，转向盘向左向右的回转角和转向力不得有显著落差。
- (11) 转向系统中的液压、气压或电气部件部分或全部失效后，转向系统必须有控制汽车行驶方向的能力。

(12) 当助力转向装置本身无独立的辅助动力源时，必须设有蓄能器。如使用压缩空气贮气筒上必须设有单向阀。

(13) 转向系统所有零部件的设计、结构和安装，必须保证驾驶员正常换作时不会钩挂驾驶员的衣服和饰物：不得有撞车时会加重驾驶员伤害的粗糙表面或尖锐棱角，维修保养时应该容易接近。

## 2.2 机械转向系

机械转向系以驾驶员的体力作为转向能源，其中所有的传力件都是机械的。机械转向系由转向操纵机构、转向器和转向传动机构三大部分组成。（如图 2-1）

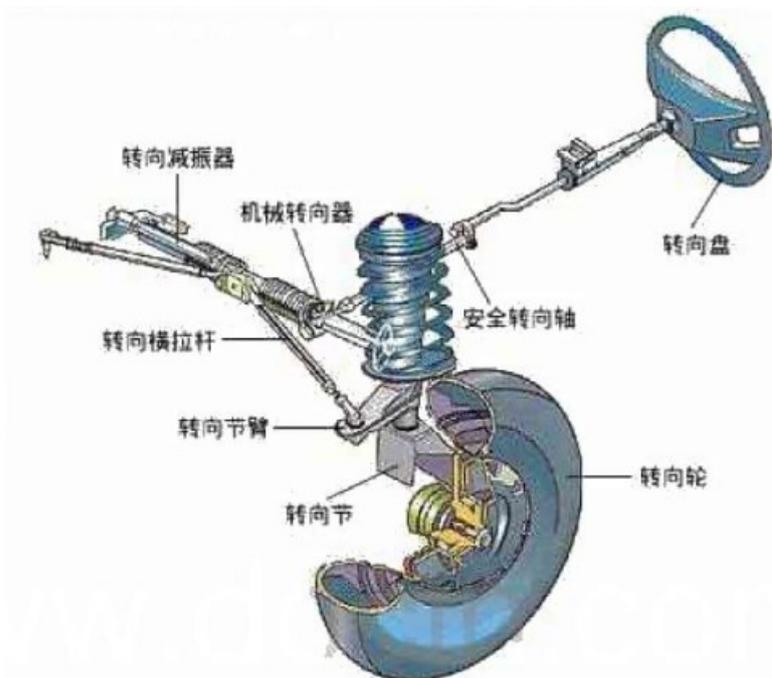


图 2-1 机械式转向系统

图 2-1 是一种机械式转向系统。驾驶员对转向盘施加的转向力矩通过转向轴输入转向器。从转向盘到转向传动轴这一系列零件即属于转向操纵机构。作为减速传动装置的转向器中有 1、2 级减速传动副（图中所示转向系统中的转向器为单级减速传动副）。经转向器放大后的力矩和减速后的运动传到转向横拉杆，再传给固定于转向节上的转向节臂，使转向节和它所支承的转向轮偏转，从而改变了汽车的行驶方向。这里，转向横拉杆和转向节臂属于转向传动机构。

### 2.2.1 转向操纵机构

转向操纵机构由方向盘、转向轴、转向管柱等组成，它的作用是将驾驶员转动转向森

的操纵力传给转向器<sup>[6]</sup>。

## 2.2.2 转向器

转向器（也常称为转向机）是完成由旋转运动到直线运动（或近似直线运动）的一组轮机构，同时也是转向系中的减速传动装置。目前较常用的有齿轮齿条式、循环球曲柄指销式蜗杆出柄指销式、循环球-齿条齿扇式、蜗杆滚轮式等。本次主要设计为循环球式转向器。

循环球式转向器的特点是：效率高，操纵轻便，有一条平滑的操纵力特性曲线，布置方便。特别适合大、中型车辆和动力转向系统配合使用；易于传递驾驶员操纵信号；逆效率高、回位好，与液压助力装置的动作配合得好。可以实现变速比的特性，满足了操纵轻便性的要求。中间位置转向力小、且经常使用，要求转向灵敏，因此希望中间位置附近速比小，以提高灵敏性。大角度转向位置转向阻力大，但使用次数少，因此希望大角度位置速比大一些以减小转向力。由于循环球式转向器可实现变速比，应用正日益广泛。

通过大量钢球的滚动接触来传递转向力，具有较大的强度和较好的耐磨性。并且该转向器可以被设计成具有等强度结构，这也是它应用广泛的原因之一。

变速比结构具有较高的刚度，特别适宜高速车辆车速的提高。高速车辆需要在高速时有较好的转向稳定性，必须保证转向器具有较高的刚度。

齿条齿扇副磨损后可以重新调间隙，使之具有合活的转向器传动间隙，从而提高转向器寿命，也是这种转向器的优点之一。

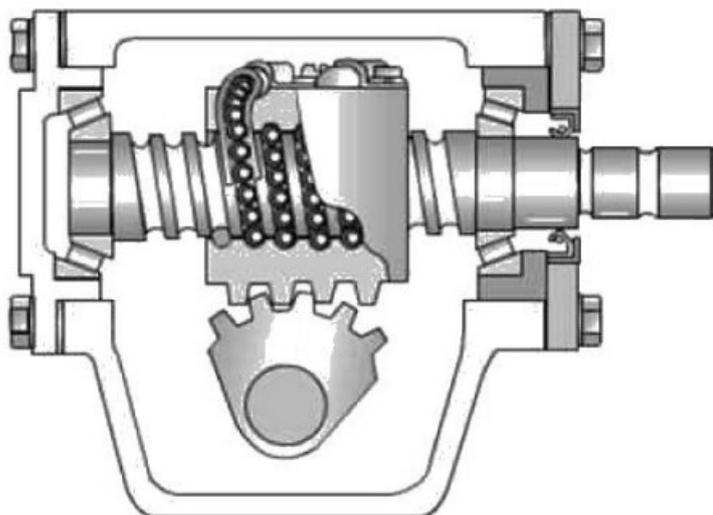


图 2-2 循环球式转向器

循环球式转向器有一蜗杆。您可以将此转向器想象为两部分。第一部分是带有螺纹孔的金属块。此金属块外围有切入的轮齿，这些轮齿与驱动转向摇臂的齿轮相结合，如图 2-2，方向盘连接在类似螺栓的螺杆上，螺杆则插在金属块的孔内。转动方向盘时，它会使螺栓转动。由于螺栓与金属块之间相对固定，因此旋转时，它不会像普通螺栓那样钻入金属块中而是带动金属块旋转，进而驱动转动车轮的齿轮。

螺栓并不直接与金属块上的螺纹结合在一起，所有螺纹中都填满了滚珠轴承，当齿轮转动时，这些滚珠将循环转动。滚珠轴承有两个作用：第一，减少齿轮的摩擦和磨损；第二减少齿轮的溢出。如果齿轮溢出，则会在转动方向盘时感觉到。而如果转向器中没有滚珠，齿轮之间会暂时脱离，从而造成方向盘松动。循环球式系统中的动力转向工作原理与齿条齿扇式系统类似，其辅助动力也是通过向金属块一侧注入高压液体来提供的。汽车转向系统对汽车的行驶安全至关重要，因此汽车转向系统的零件都称为保安件。循环球式转向器是目前国内外应用最广泛的结构型式之一，一般有两级传动副，第一级是螺杆螺母传动副，第二级是齿条齿扇传动副。为了减少转向杆转向螺母之间的摩擦，二者的螺纹并不直接接触，其间装有多个钢球，以实现滚动摩擦。转向螺杆和螺母上都加工出断面轮廓为两段或三段不同心圆弧组成的近似半圆的螺旋槽。二者的螺旋槽能配合形成近似圆形断面的螺旋管状通道，螺母侧面有两对通孔，可将钢球从此孔塞入螺旋形通道内。转向螺母外有两根钢球导管，每根导管的另一端分别插入螺母侧面的一对通孔中，导管内也装满了钢球。这样，两根导管和螺母内的螺旋管状通道组合成两条各自独立的封闭的钢球“流道”。

转向螺杆转动时，通过钢球将力传给转向螺母，螺母即沿轴向移动。同时，在螺杆及螺母与钢球间的摩擦力偶作用下，所有钢球便在螺旋管状通道内滚动，形成“球流”。在转向器工作时，两列钢球只是在各自的封闭流道内循环，不会脱出。

### 2.2.3 转向传动机构

转向传动机构的功用是将转向器输出的力和运动传到转向桥两侧的转向节，使两侧转向轮偏转，且使二转向轮偏转角按一定关系变化，以保证汽车转向时车轮与地面的相对滑动尽可能小。

## 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。

汽车主要参数为，车型为商用车，总质量为 31000kg，前桥载荷为 13000kg，后桥载荷为 18000kg，轮胎型号为 12.00-20，轴距为 8175mm，前轮距 2011mm，后轮距 1860mm，转弯半径为 10m。

### 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 3-1 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。

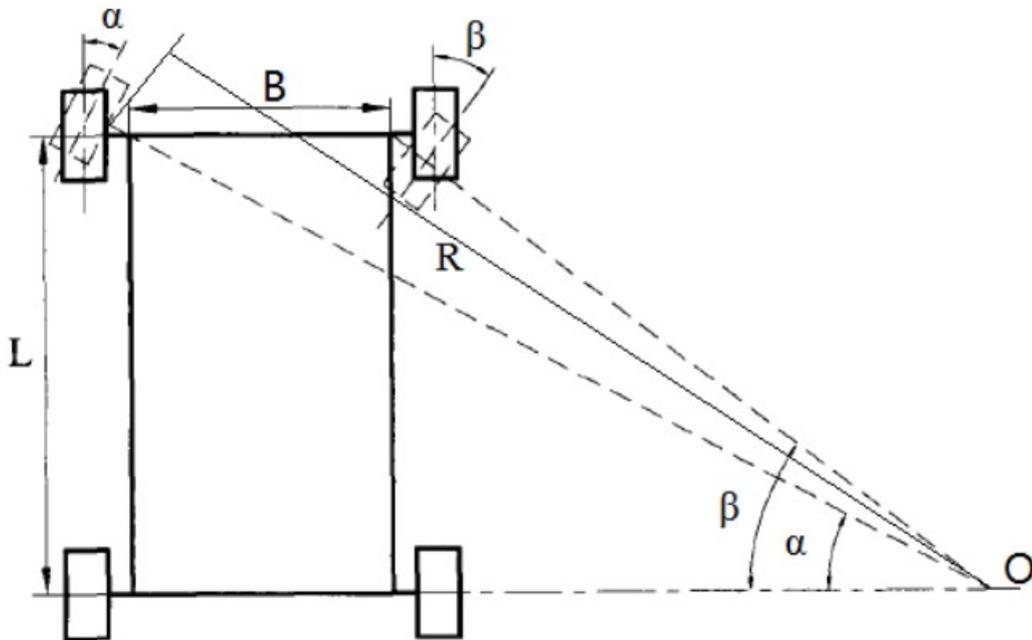


图 3-1 理想的汽车转向示意图

内、外转向轮转向角应保证下列关系：

$$\cos \alpha = \cot \beta + \frac{B}{L} \quad (3-1)$$

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

$\alpha$ —外轮转角

$\beta$ —内轮转角

由图 3-1 可知： $\sin \alpha = \frac{L}{R}$ ①， $B = K - 2a$ ②， $\tan \beta = \frac{L}{R \cdot \cos \alpha - B}$ ③，式中：L 为汽车轴距 8175mm；R 为汽车最小转弯半径 10m；K 为前轮轮距 2011mm；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。

本次设计选取轮胎规格为 12.00-20 型号，断面宽度为 332mm。计算得  $a=184 \text{ mm}$ 。

带入式①②③之中，计算的 $\alpha=55^\circ$ ， $B=1642 \text{ mm}$ ， $\beta=63^\circ$ 。

### 3.2 转向梯形设计

如图，符合要求。

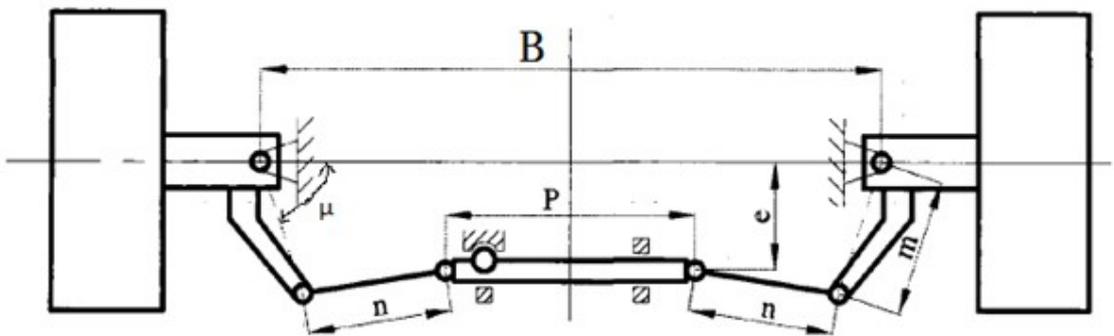


图 3-2 转向梯形示意图

梯形臂长  $L_m=0.11B \sim 0.15B$ ，计算得最小臂长  $L_{ml}=181 \text{ mm}$ ，最大臂长  $L_{mh}=246 \text{ mm}$  取梯形臂长  $L_m=214 \text{ mm}$ 。

# 第 4 章 转向系计算载荷的确定

## 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 $\eta_0$ 的因素有转向器的效率 $\eta$ 和转向操纵机构的效率 $\eta'$ 两者，即

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

转向器的效率 $\eta$ 又有正效率 $\eta_+$ 与逆效率 $\eta_-$ 之分。转向摇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 $\eta_+$ 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 $\eta_+$ 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 $\eta_-$ 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%~15%。

表 4-1 转向器效率特点分析

	$\eta$ -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  $\eta_+=iw$  对比值，逆效率  $\eta_-$ =计算  $iw$ 。

## 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 127400N；

P 为轮胎气压(Mpa)，取 0.245Mpa。

带入数据计算得  $M_R=21436204 \text{ N} \cdot \text{mm}$ 。

### 4.3 方向盘直径的选择

$D_{sw}$  为方向盘直径,根据表 4-2 获取  $D_{sw}=380 \text{ mm}$ 。

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

# 第 5 章循环球式转向器设计计算

## 5.1 主要尺寸的参数选择

本次设计的车型定义为商用车，前轴载荷为 13000kg，根据表 5-1 选择模数为 6.5，在确定模数后根据表 5-2 选择转向器其他参数。

表 5-1 各类汽车循环球转向器的齿扇齿模数

齿扇齿模数 m/mm		3	3.5	4	4.5	5	6	6.5
乘用车	发动机排量/ml	500	1000 -180 0	1600 -200 0	2000	2000		
	前轴负荷/N	3500 -380 0	4700 -735 0	7000 -900 0	8300 -110 00	1000 0-11 000		
商用车	前轴负荷/N	3000 -500 0	4500 -750 0	5500 -185 00	7000 -195 00	9000 -240 00	1700 0-37 000	2300 0-40 000
	最大装载质量/kg	350	1000	2500	2700	3500	6000	8000

表 5-2 循环球转向器的主要参数

参数	数值						
齿扇模数/mm	3	3.5	4	4.5	5	6	6.5

摇臂轴 直径/mm	22	26	30	32	32	38	42
钢球中 心距/mm	20	23	25	28	30	35	40
螺杆外 径/mm	20	23	25	28	29	34	38
钢球直 径/mm	5.556	6.350	6.350	7.144		8	
螺距/mm	7.938	8.731	9.525	10		11	
工作圈 数	1.5				2.5		
环流行 数	2						
齿扇齿 数	5						
齿扇整 圆齿数	12	13				14	15
齿扇压 力角	22.5°				27.5°		
切削角	6.5°						7.5°
齿扇宽	22/25	25/27	25/28	30	28/32	34/38	35/38

螺母长度	40	45	48	55	62	72	80
度							

根据齿扇模数选择的参数，钢球直径：8mm，螺距：11mm，工作圈数：2.5，螺杆外径：38mm，环流行数：2，螺母长度：80mm，齿扇齿数：5，齿扇压力角：27.5°，切削角：7.5°，齿扇宽 B：38mm。

## 5.2 螺杆、钢球、螺母传动副设计

钢球中心距 D 螺杆外径  $D_1$ ，螺母内径  $D_2$ ，尺寸 D、 $D_1$ 、 $D_2$ ，如图（5-1）所示。

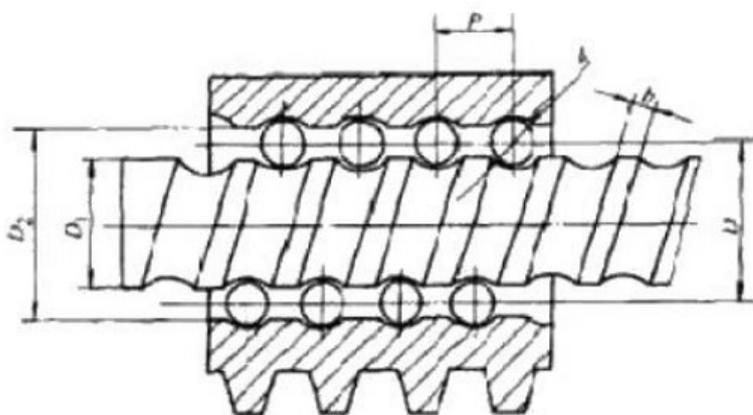


图 5-1 螺杆 钢球 螺母传动副

在保证足够的强度条件下，尽可能将 D 值取小些。选取 D 值的规律是随着扇齿模数的增大，钢球中心距 D 也相应增加，设计时先参考同类型汽车的参数进行初选，经强度验算后再进行修正。

螺杆外径  $D_1$  已经选出为 38mm，在设计时螺母内径  $D_2$  应大于  $D_1$ ，即  $D_2 - D_1 = (5\% - 10\%)D$ ，选定数据中钢球中心距  $D = 39\text{mm}$ ，整理公式求出  $D_2$  的范围在 39.95~41.9mm，取  $D_2 = 41\text{mm}$ 。

钢球直径应该符合国家标准，上述已经选择，取  $d = 8\text{mm}$ ，然后根据式 5-1 计算每个环路中钢球数：

$$n = \frac{\pi DW}{d \cos \alpha_0} \approx \frac{\pi DW}{d} \quad (5-1)$$

式中：D——钢球中心距；

W——单个环路中的钢球工作圈数；

n——不包括环流导管中的钢球数；

$\alpha_0$ ——螺线导程角，常取为  $5^\circ \sim 8^\circ$ ，则  $\cos \alpha_0 = 1$

计算得  $n=38$  。

当螺杆和螺母各由两条圆弧组成，形成四段圆弧滚道截面时，见图 5-2，钢球和滚道又四点接触，传动时轴向间隙最小，可满足转向盘自由行程小的要求。

图中滚道与钢球之间的间隙，除用来贮存润滑油之外，还能贮存磨损杂质。为了减小摩擦，螺杆和螺母沟槽的半径  $R_2$  应大于钢球半径  $d/2$ ，一般取  $R_2=(0.51-0.53)d$ 。在此我们取滚道半径为 4.240 mm，符合相应的要求。

钢球与螺杆滚道接触点的正压力方向与螺杆道法面轴线间的夹角称为接触角  $\theta$ 。 $\theta$ 角多取为  $45^\circ$ ，以使轴向力与径向力分配均匀。

在循环球转向器中产生的角传动比  $i_\omega$  为

$$i_\omega = \frac{2\pi r}{p} \quad (5-2)$$

式中， $r$  为齿扇节圆半径，其计算为  $r=mz/2$ ，已知  $z=15$ ， $m=6.5$ ；带入计算出  $r=48.75\text{mm}$ 。在角传动比中  $p$  已知，可求出  $i_\omega=28$ 。本次设计为商用车， $i_\omega$  的范围 23-32，所以符合要求。

螺杆-钢球-螺母传动副与通常的螺杆-螺母传动副的区别在于前者是经过滚动的钢球将力由螺杆传至螺母，变滑动摩擦为滚动摩擦。螺杆和螺母上的相互对应的螺旋槽构成钢球的螺旋滚道。转向时转向盘经转向轴转动螺杆，使钢球沿螺母上的滚道循环地滚动。为了形成螺母上的循环轨道，在螺母上与其齿条相反的一侧表面（通常为上表面）需钻孔与螺母的螺旋滚道打通以形成一个环路滚道的两个导孔，并分别插入钢球导管的两端导管。钢球导管是由钢板冲压成具有半圆截面的滚道，然后对接成导管。并经氧化处理使之耐腐、插入螺母螺旋滚道两个导孔的钢球的两个导管的中心线应与螺母螺旋滚道的中心线相切。螺杆与螺母的螺旋滚道为单头（单螺旋线）的，且具有不变的螺距。转向盘与转向器左置时转向螺杆为左旋右置时为右旋。钢球直径  $d$  约为  $6-9m$ 。一般应参考同类型汽车的转向器选取钢球直径  $d$  并应使之符合国家标准。钢球直径尺寸差应不超过  $128 \times 10^{-5}d$ 。显然，大直径的钢球其承载能力亦大，但也使转向器的尺寸增大。钢球的数量也影响承载能力，增多钢球使承载能力增大，但也使钢球的流动性变差，从而需要降低传动效率。经验表明在每个环路中  $n$  以不大于 60 为好。

### 5.3 齿条、齿扇传动副设计

齿扇通常有 5 个齿，它与摇臂轴为一体。齿扇的齿厚沿齿长方向是变化的，这样即可

通过轴向移动摇臂轴来调节齿扇与齿条的啮合间隙。由于转向器经常处于中间位置工作，因此，齿扇与齿条的中间齿磨损最厉害，为了消除中间齿磨损后产生的间隙而又不致在转弯时使两端齿卡住，则应增大两端齿啮合时的齿侧间隙，这种必要的齿侧间隙的改变可通过使齿扇各齿具有不同的齿厚来达到。即齿扇由中间齿向两端齿的齿厚是逐渐减小的。为此可在齿扇的切齿过程中使毛坯绕工艺中心  $O_1$  转动， $O_1$  相对于摇臂轴的中心  $O$  有距离为  $n$  的偏心。这样加工的齿扇在齿条的啮合中由中间齿转向两端的齿时，齿侧间隙  $\Delta s$  也逐渐加大。

循环球式转向器中为齿扇结构，在选取螺杆、钢球、螺母传动副设计中，其中确定了模数、法向压力角、齿顶高系数、齿顶顶隙系数、整圆齿数和齿扇宽度。

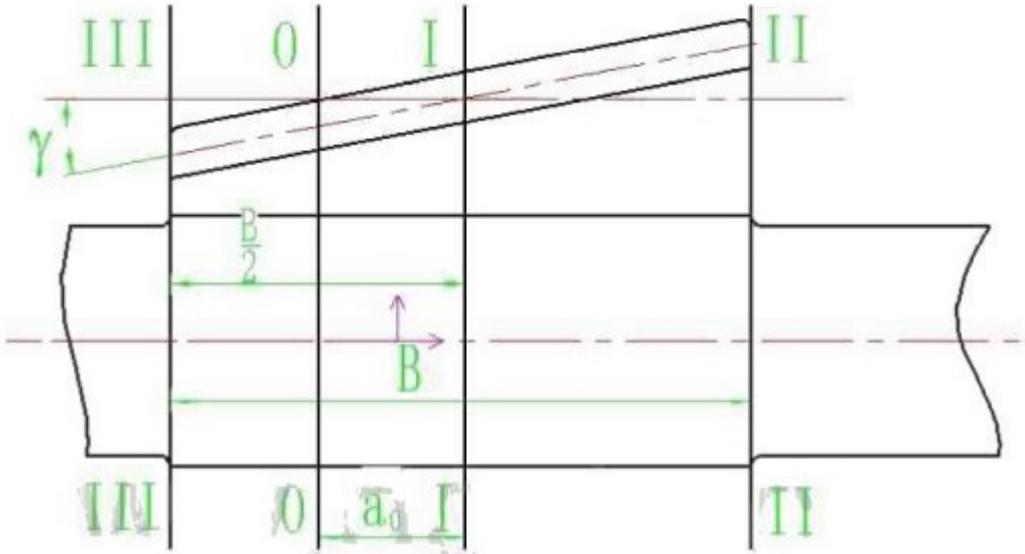


图 5-2 变厚齿扇齿形计算简图

通常取齿扇宽度的中间位置作基准截面 O-O，O-O 截面以右 II-II 截面齿形变位系数均为下，以左至 III-III 截面的齿形变位系数为负，则任一截面 I-I 的齿形变位系数的绝对值可由以下公式得到：

$$\xi = \alpha \tan \gamma / m \tag{5-3}$$

式中， $\alpha$  为该截面距离基准截面的距离， $\gamma$  为切削角， $m$  为模数。

求得  $\alpha = B/2 = 19 \text{ mm}$ 。带入计算得变位系数  $\xi = 0.38$ 。

根据上述数据计算出以下数据：

分度圆直径  $d$ ：  $d = mz = 98 \text{ mm}$ ；

齿顶高  $h_1$ ：  $h_1 = 7 \text{ mm}$ ；

齿根高  $h_2$ ：  $h_2 = 8 \text{ mm}$ ；

齿全高  $h$ :  $h=15$  mm;  
 径向间隙  $c$ :  $c=2$  mm;  
 分度圆弧齿厚  $s$ :  $s=12$  mm;  
 最小齿顶圆压力角  $\alpha_{1\min}$ :  $\alpha_{1\min}=30^\circ$  ;  
 最大齿顶圆压力角  $\alpha_{1\max}$ :  $\alpha_{1\max}=38^\circ$  ;  
 基准圆弧齿厚  $s_1$ :  $s_1=10$  mm;  
 齿顶处齿厚  $s_2$ :  $s_2=12.03$  mm。

## 5.4 转向器的计算和校核

为了进行强度计算，首先要确定其计算载荷。汽车在粗糙的硬路面上作原地转向时转向轮的转向阻力矩，利用它可求得转向摇臂上的力矩和在转向盘上的切向力，它们均可作为转向系的最大计算载荷。但对前轴负荷大的重型载货汽车，用关系式计算出来的力，往往会超过司机在体力上的所能施展的力量。这时在计算转向器的零件具体参数时，可取司机作用在转向盘轮缘上的最大瞬时力。确定计算载荷后，即可计算转向系零件的强度。

由前述计算载荷后，即可计算强度。

转向系力传动比：

$$i_p = \frac{i_{\omega_0} D_{SW}}{2a} \quad (5-4)$$

式中， $i_{\omega_0}$ 为转向系角传动比 $i_{\omega_0}=i_w$ ； $D_{SW}$ 为方向盘直径，已知； $a$ 为主销偏移距通常为0.4~0.6倍轮胎的胎面宽度，根据轮胎胎面宽度为332 mm，取 $a=184$  mm。带入数据求得 $i_p=29$ 。

轮胎与地面之间的转向阻力  $F_w$ ，和作用在转向节上的转向阻力  $M_R$ ，有如下关系

$$F_{Wmax} = \frac{M_R}{a} \quad (5-5)$$

带入已知数据求得 $F_{Wmax}=116337$  N。

再根据方程：

$$F_h = \frac{2F_w}{i_p} \quad (5-6)$$

计算得 $F_h=8107$  N。

## 5.5 循环环球式转向器零件的强度计算

### 5.5.1 钢球与滚道之间的接触应力

校核中基本数据计算出来后，校核钢球与滚道间的接触应力与齿的弯曲应力。

本次设计已知接触表面硬度为 HRC63,许用接触应力 $\sigma_{max}=3500\text{MPa}$ , 螺杆和螺母的人材料一般采用 20CrMnTi 钢制造,表面渗碳处理,以加强其表面硬度,接碳层深度头 0.8~1.2mm,大型的商用汽车由于前轴负有较大,可加深其渗碳层深度到 1.05~1.45m.连火后表面硬度为 HRC63。其材料弹性模量  $E=210000\text{MPa}$ 。

钢球与滚道间的接触应力  $\sigma_j$ :

$$\sigma_j = K \sqrt[3]{\frac{F_3 E^2 (R_2 - r_1)^2}{(R_2 r_1)^2}} \leq [\sigma_j] \quad (5-7)$$

式中, K 为系数, 根据 A/B 在表 5-3 选取, 其中 A 与 B 计算公式:

$$A = [(1/r) - (1/R_2)]/2; B = [(1/r) + (1/R_2)]/2 \quad (5-8)$$

计算得  $A/B=0.150$ , 选取  $k=0.800$ 。  $R_2$  为螺杆与螺母滚道截面的圆弧半径;  $r_1$  为钢球半径;  $R_1$  为螺杆外半径; E 为弹性模数, 取  $2.1 \times 10^5 \text{Mpa}$ ;  $F_3$  为钢球与螺杆之间的正压力, 即

$$F_3 = \frac{F_2}{n \cos \alpha_0 \cos \theta} \quad (5-9)$$

其中  $F_2$  为螺杆的轴向力, 计算公式如下:

$$F_2 = \frac{F_{Hmax} R_{hw} \eta_+}{\frac{D}{2} \tan \alpha_0} \quad (5-10)$$

式中,  $F_{Hmax}$  为转向器最大手力,  $R_{hw}$  为方向盘半径, 取 190 mm,  $\eta_+$  为转向器正效率, D 为钢球中心距,  $\alpha_0$  为螺杆螺线的导程角。

带入上述各数据得  $F_2=92397\text{N}$ , 算出  $F_2$  后带入计算公式, 得出  $F_3=52782\text{N}$ , 最终带入计算出  $\sigma_j=6203\text{MPa}$ , 最终计算  $\sigma_j < \sigma_{max}$ , 故满足要求。

### 5.5.2 齿扇齿的弯曲应力 $\sigma_w$

作用在齿扇上的圆周力为

$$F = \frac{M_R}{r} \quad (5-11)$$

式中,  $M_R$  为转向阻力矩, r 为齿扇节圆半径, 带入计算得  $F=439717\text{N}$ 。

齿的弯曲应力为

$$\sigma_w = \frac{6Fh}{Bs^2} \quad (5-12)$$

式中， $h$  为齿扇的齿高， $B$  为齿扇的齿宽， $s$  为齿厚，本次设计已选择材料，语音弯曲应力为 $[\sigma_w]=680\text{MPa}$ ，计算得弯曲应力 $\sigma_w=2338\text{MPa}$ ，故满足设计要求。

### 5.5.3 转向摇臂直径的确定

转向摇臂轴直径  $d$  为

$$d = \sqrt[3]{\frac{kM_R}{0.2\tau_0}} \quad (5-13)$$

式中， $k$  为安全系数，在  $2.5\sim 3.5$ ，本次设计取； $M_R$  为转向阻力矩； $\tau_0$  为扭转强度极限，基于本次选择材料 20CrMnTi 钢为  $400\text{MPa}$ 。

带入数据计算求得  $d=88\text{mm}$ 。

## 第 6 章结论

根据一些指定的参数结合《汽车设计》和其他相关书籍中关于转向器的理论知识来设计小转向暴的其他相关参数，使设计出的转向兴符合其基本的功能，齿轮齿扇的尺寸基本能满足一般轻型越野车的需求。在现代越野车设计中，选择变齿用于齿条齿扇传动副上是其前沿发展趋势，本论文中只是采用直齿齿轮完成了初步的设计，因而其实物在传动时将造成相关零件的磨损。

循环球式转向器效率高、操纵轻便；有一条平滑的操纵力特性曲线；布置方便，特别对大中型车辆易于和动力转向系统配合使用；易于传递驾驶员操纵信号，逆效率高、回位好，与液压助力装冒的动作配合得好；可以实豫变沫比；满足了操纵轻便性的要求。中间位置转向力小、且经常使用，转向灵敏，减小转向力

根据现行的汽车参数设计标准和参照相似类型车辆的技术状况，确定汽车相关参数完成了初步的设计，达到了设计初衷。应用 AUTOCAD 工程制图软件绘制了详细和准确的循环球式转向器图形：分析计算并选取了循环球转向器设计过程中所需要的主要参数，最终完成了自己的循环球式转向器设计。通过此次的轻型越野车循环球式转向器的设计，初步掌握了循环球式转向器设计的原则面时锅炼了白己综合解决问题的能力。

## 参考文献

- [1]余志生主编.汽车理论[M].机械工业出版社.2006: 23-27.
- [2]陈家瑞主编.汽车构造[M](下册).人民交通出版社.2005: 53-54.
- [3]王望予主编.汽车设计[M].机械工业出版社.2007: 75-78.
- [4]中国汽车技术研究中心标准化研究所.汽车标准汇编[S].中国汽车技术研究中心标准化研究所.2002.
- [5]濮良贵、纪名刚主编.机械设计[M].高等教育出版社.2006: 57-59.
- [6]孙桓、陈作模主编.机械原理[M].高等教育出版社.2006: 35-37.
- [7]陈启新.循环球式转向器螺杆-螺母总成装配方法的选择.汽车工艺与材料[J].2008. 29(03A): 19-21.
- [8]朱福培、张枫念.循环球式转向器设计中的一些问题探讨.汽车研究与开发[J].2008. 14(06A): 67-68.
- [9]钟天飞.循环球式转向器导球特性.汽车工程[J].2002.26(01A): 45-47.
- [10]王玉梅、刘亚梅、王立威、岳静.微型汽车循环球式转向器齿扇设计参数分析.长春工业大学学报[D](自然科学版).2005年02期.
- [11]林世裕.循环球式转向器的强度计算.拖拉机与农用运输车[J].2006.34(04A): 56-58.
- [12]曾东建主编.汽车制造工艺学[M].机械工业出版社, 2006: 98-100.
- [13]王望予主编.汽车设计[M].机械工业出版社.2007: 56-58.
- [14]孙桓、陈作模主编.机械原理[M].高等教育出版社.2006: 42-43.
- [15]朱福培、张枫念.循环球式转向器设计中的一些问题探讨.汽车研究与开发[J].2008. 14(06A): 45-52.