
摘 要

变速器由传动机构和操纵机构组成，其基本功用是改变传动比，扩大驱动轮转矩和转速的变化范围，以适应经常变化的行驶条件，同时使发动机在有利的工况下工作；在发动机曲轴旋转方向不变的前提下使汽车能倒退行驶；利用空档中断动力传递，以使发动机能够起动、怠速，并便于变速器换档或进行动力输出。变速器的结构要求对汽车的动力性、燃料经济性、换档操纵的可靠性与轻便性、传动平稳性与效率等都有直接的影响。

本设计研究了中间轴式五档手动变速器，其目的主要是基于对机械原理、机械设计、AutoCAD 等知识的熟练运用和掌握，同时运用汽车构造、汽车设计、材料力学等学科知识，对中间轴式变速器的各部件进行设计，并利用 AutoCAD 软件绘制装配图和零件图等内容。首先，本文介绍了变速器的现状和设计的主要内容。其次，对工作原理做了阐述，对不同的变速器传动方案进行比较，选择合适的结构方案进行设计。最后，对变速器的各档齿轮和轴以及轴承做了详细的设计计算，并进行了受力分析、强度和刚度校核计算。本文将对变速器换档过程中的重要部件—同步器以及操纵机构进行阐述，讲述同步器的类型、工作原理、选择方法及变速器壳体的设计。

关键词：变速器；传动比；轴；齿轮；设计计算；校核

ABSTRACT

Transmission by transmission transmission mechanism and control mechanisms, its basic function is composed rotation, expand drive change transmission torque and speed range change, in order to adapt to the changes often, and make the engine driving conditions in favorable conditions work; In engine crankshaft direction invariable premise that car can drive backward; Use neutral interrupt power transfer to make the engine can start, idle, and facilitate the transmission shift or power output. The transmission of the structure of the power, request car fuel economy and shift reliability and manipulation of portability, transmission stability and efficiency to wait to have direct influence.

Using the transmission oart type transmission with two prominent advantages: one is the direct transmission of high transmission efficiency, wear and noise also is the minimum; Second, in the gear center distance is smaller still can acquire larger gear transmission. This paper studies the design manual shift transmission oart in five, its main purpose is based on mechanical principle, mechanical design, good use AutoCAD and master knowledge, and using this automobile structure, automobile design, material mechanics, interchangeability measurements to discipline knowledge, all the parts of the transmission oart in design, and using AutoCAD software rendering drawings and parts graph, etc. First, this paper will outline the present situation and developing trend of the transmission. Secondly, it is elaborated, principle of work of different variable speed .

Key words: Transmission; Ratio; Axis; Gear; Design calculation; Checking

目 录

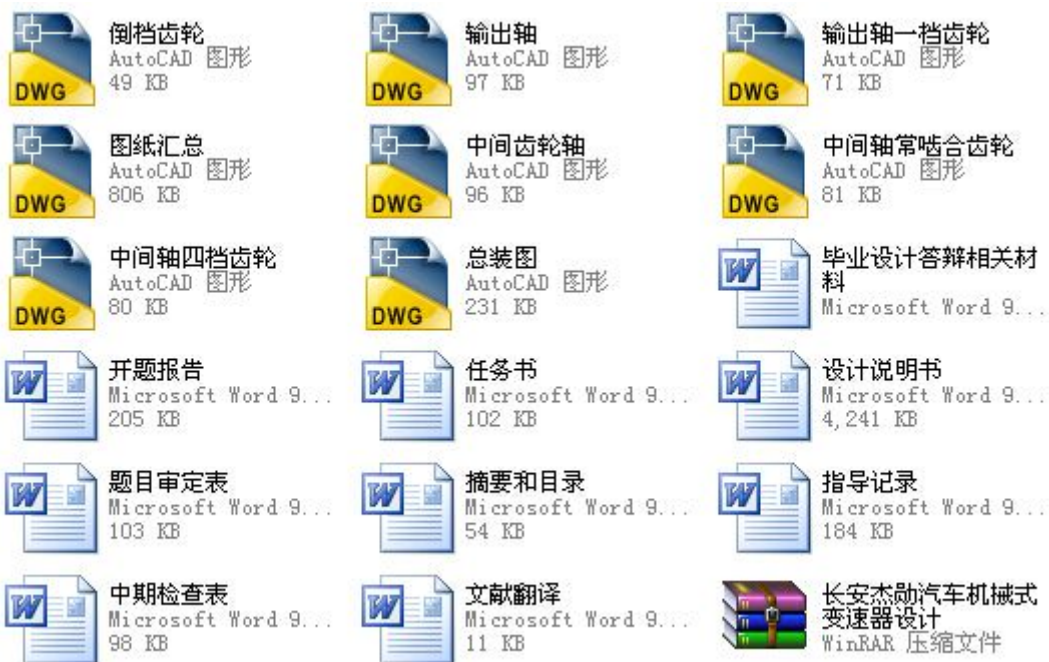
摘要.....	I
Abstract.....	II
第 1 章 绪论	1
1.1 汽车变速器选题目的及意义.....	1
1.2 汽车变速器研究现状和发展趋势.....	1
1.3 汽车变速器设计内容.....	4
第 2 章 变速器传动机构布置方案	5
2.1 变速器传动机构布置方案分析.....	5
2.1.1 两轴式变速器和中间轴式变速器的特点分析.....	5
2.1.2 变速器倒档布置方案.....	6
2.1.3 传动机构布置中齿轮的安排.....	6
2.2 变速器零、部件结构方案分析.....	6
2.2.1 变速器的齿轮形式.....	6
2.2.2 变速器自动脱档.....	7
2.3 本章小结.....	8
第 3 章 变速器主要参数的选择	9
3.1 变速器档位数和传动比.....	9
3.1.1 变速器档位数的确定.....	9
3.1.2 主减速比的确定.....	9
3.1.3 变速器各档传动比的确定.....	10
3.2 变速器中心距的确定.....	12
3.3 变速器的外形尺寸.....	13
3.4 变速器的齿轮参数的确定.....	13
3.4.1 齿轮齿数.....	13
3.4.2 齿轮模数.....	13

3.4.3 齿形、压力角及螺旋角.....	16
3.4.4 齿宽.....	17
3.4.5 齿顶高系数.....	18
3.4.6 齿轮的修正.....	18
3.5 变速器各档齿轮齿数的分配.....	19
3.5.1 确定一档齿轮齿数.....	20
3.5.2 对中心距 A 进行修正.....	20
3.5.3 确定常啮合齿轮齿轮副的齿数.....	22
3.5.4 确定其他各档的齿数.....	24
3.5.5 确定倒档齿轮齿数.....	30
3.6 变速器齿轮的设计及校核.....	32
3.6.1 齿轮的坏损形式.....	32
3.6.2 轮齿的强度计算.....	32
3.7 计算各轴的转矩.....	36
3.8 各档齿轮的强度计算.....	36
3.9 计算各档齿轮的受力.....	44
3.10 变速器轴的设计及校核.....	47
3.10.1 轴的结构与分析.....	47
3.10.2 轴的尺寸.....	48
3.11 轴的强度计算.....	48
3.11.1 轴的刚度验算.....	48
3.11.2 轴的强度计算.....	53
3.12 轴承的选择及校核.....	57
3.13 本章小结.....	58

第 4 章 同步器和变速器操纵机构..... 59

4.1 惯性式同步器.....	59
4.1.1 锁销式同步器.....	59
4.1.2 锁环式同步器.....	60
4.2 变速器操纵机构的分类.....	61
4.3 锁止装置.....	62

4.3.1 互锁装置.....	62
4.3.2 自锁装置.....	63
4.3.3 倒档锁装置.....	63
4.4 变速器壳体.....	64
4.5 本章小结.....	64
结论	65
参考文献	66
致谢	67
附录	68
附录 A 外文文献原文.....	68
附录 B 外文文献中文翻译.....	71



第 1 章 绪 论

1.1 汽车变速器选题目的及意义

变速器用来改变发动机传到驱动轮上的转矩和转速，目的是在原地起步、爬坡、转弯、加速等各种行驶工况下，使汽车获得不同的牵引力和速度，同时使发动机在最有利的工况范围内工作。变速器设有空档，可在起动发动机、汽车滑行或停车时使发动机的动力停止向驱动轮传输。变速器设有空档，使汽车获得倒退行驶能力。需要时，变速器还有动力输出功能^[1]。

汽车的使用条件颇为复杂，变化很大。如汽车的载货量、道路坡度、路面好坏以及交通情况等。这就要求汽车的牵引力和车速具有较大的变化范围，以及适应使用的需要。当汽车在平坦的道路上，以高速行驶时，可挂入变速器的高速档；而在不平的路上或爬较大的坡道时，则应挂入变速器的低速档。根据汽车的使用条件，选择合适的变速器档位，不仅是汽车动力性的要求，而且也是汽车燃料经济性的要求。例如，汽车在同样的载货量、道路、车速等条件下行驶时，往往可挂入较高的变速器档位，也可挂入较低的档位工作。此时只是发动机的节气门开度和转速或大或小而已，可是发动机在不同的工况下，燃料的消耗量是不一样的。一般变速器具有四个或更多的档位，驾驶员可根据情况选择合适的档位，使发动机燃料消耗量减小。

变速器的档位数和传动比与发动机参数优化匹配，可以保证汽车具有良好的动力性与经济性。因此现代汽车变速器向着节能、环保、安全、舒适、高效、可靠方向不断提高，结构更加简单、紧凑，传动效率更高。变速器的结构型式选择、设计参数选取及设计计算对汽车的整车设计极其重要。

1.2 汽车变速器研究现状和发展趋势

现代汽车变速器的发展十分快，不断出现崭新的变速器装置。变速器技术的每次跨越都和相关学科的发展密切相关。计算机技术、自动控制技术、模糊控制、神经网络、先进制造技术、运动仿真等为变速器的进一步发展提供了有力的保障。变速器的发展也给相关学科提出更高的理论要求，使人类的认识迈向新的、更高的境界。

汽车工业的飞速发展以及人们对汽车的要求不断的变化，机械式变速器不能满足人们的需要。从40年代初，美国成功研制出两档的液力-机械变速器以来，自动变速器技术得到了迅速发展。80年代，美国已将液力自动变速器作为轿车的标准装备。1983年时，美国通用汽车公司的自动变速器装车率已经达到了94%。近些年来，由于电子技

术和电子计算机技术的发展，自动变速器技术已经达到了相当高的水平。自动变速器与机械式变速器相比，具有许多不可比拟的优势：提高发动机和传动系的使用寿命；提高汽车的通过性；具有良好的自适应性；操纵更加方便^[2]。

机械式变速器（Manual Transmission）采用齿轮组，每档的齿轮组的齿数是固定的，所以各档的变速比是个定值（也就是所谓的“级”）。比如，一档变速比是3.85，二档是2.55，再到五档的0.75，这些数字再乘上主减速比就是总的传动比，总共只有5个值（即有5级），所以说它是有级变速器。曾有人断言，繁琐的驾驶操作等缺点，阻碍了汽车高速发展的步伐，机械式变速器会在不久“下课”，从事物发展的角度来说，这话确实有道理。但是从目前市场的需求和适用角度来看，机械式变速器不会过早的离开。首先，从商用车的特性上来说，机械式变速器的功用是其他变速器所不能替代的。以卡车为例，卡车用来运输，通常要装载数吨的货品，面对如此高的“压力”，除了发动机需要强劲的动力之外，还需要变速器的全力协助。我们都知道一档有“劲”，这样在起步的时候有足够的牵引力量将车带动。特别是面对爬坡路段，它的特点显露的非常明显。而对于其他新型的变速器，虽然具有操作简便等特性，但这些特点尚不具备。其次，对于老司机和大部分男士司机来说，他们的最爱还是机械式变速器。从我国的具体情况来看，机械式变速器几乎贯穿了整个中国的汽车发展历史，资历较深的司机都是用机械式变速器的，他们对机械式变速器的认识程度是非常深刻的，如果让他们改变常规的做法，这是不现实的。虽然自动变速器以及无级变速器已非常的普遍，但是大多数年轻的司机还是崇尚手动，尤其是喜欢超车时机械式变速器带来的那种快感，所以一些中高档的汽车（尤其是轿车）也不敢轻易放弃机械式变速器。另外，现在在我国的汽车驾驶学校中，教练车都是机械式变速器的，除了经济适用之外，关键是能够让学员打好扎实的基本功以及锻炼驾驶协调性。第三，随着生活水平的不断提高现在轿车已经进入了家庭，对于普通工薪阶级的老百姓来说，经济型轿车最为合适，机械式变速器以其自身的性价比配套于经济型轿车厂家，而且经济适用型轿车的销量一直在车市名列前茅。例如，夏利、奇瑞、吉利等国内厂家的经济型轿车都是机械式变速器的车，它们的各款车型基本上都是5档机械式变速器。

早期的汽车传动系，从发动机到车轮之间的动力传动形式是很简单的。1892年法国制造出第一辆带有变速器的汽车。1921年英国人赫伯特·福鲁特采用耐用的摩擦材料进一步完善了变速器的性能。现代汽车变速器是1894年由法国人路易斯·雷纳·本哈特

和艾米尔·拉瓦索尔推广使用的。目前为止，变速器经历了几个发展阶段，主要为：

1. 手动变速器

手动变速器主要采用齿轮传动的降速原理。变速器内有多组传动比不同的齿轮副，而汽车行驶时的换档工作，也就是通过操纵机构使变速器内的不同的齿轮副工作。手动变速器又称手动齿轮式变速器，含有可以在轴向滑动的齿轮，通过不同齿轮的啮合达到变速变矩的目的。手动变速器的换档操作可以完全遵从驾驶者的意志，且结构简单、故障率相对较低、价廉物美。

2. 自动变速器

自动变速器是根据车速和负荷（油门踏板的行程）来进行双参数控制，档位根据上面的两个参数来自动升降。自动变速器与手动变速器的共同点，就是二者都属于有级式变速器，只不过自动变速器可以根据车速的快慢来自动实现换档，可以消除手动变速器“顿挫”的换挡感觉。

自动变速器是由液力变矩器、行星齿轮和液压操纵机构组成，通过液力传递和齿轮组合的方式来达到变速变矩的目的。

3. 无级变速器

无级变速器又称为连续变速式无级变速器。这种变速器与一般齿轮式自动变速器的最大区别，是它省去了复杂而又笨重的齿轮组合变速传动，而只用了两组带轮进行变速传动。无级变速器结构比传统变速器简单，体积更小，它既没有手动变速器的众多齿轮副，也没有自动变速器复杂的行星齿轮组，主要靠主动轮、从动轮和传动带来实现速比的无级变化。

4. 无限变速式机械无级变速器（IVT）

无限变速式机械无级变速器与其它自动变速器的差别之一是不使用变矩器。变矩器的作用是通过油液介质将发动机动力传递给变速器，它的传递效率通常只有 80%。IVT 由于不使用变矩器，与其它变矩器比较，IVT 具有效率高、不易打滑、油耗低、不需要工艺复杂造价高昂的金属传送带、结构简单、成本低等一系列优点，加上传递扭矩大，长时间使用也不会过度发热，不但使用于轿车，也使用于越野车，是一种新型变速器。

汽车变速器的发展可以清楚的知道，变速器作为汽车传动系统的重要组成部分，其技术的发展，是衡量汽车技术水平的一个重要依据。现代汽车变速器的发展趋势，是向着可调自动变速器或无级变速器的方向发展。

自动变速器多档化虽能扩大自动变速的范围，但它并非安全迅速。理想的无级变

变速器是在整个传动范围内能连续的、无档比的切换变速比，是变速器始终按最佳换档规律自动变速。无级化是对自动变速器的理想追求。

现代无级变速器传动效率提高，变速反应快、油耗低。随着电子技术的发展，变速器的自动控制进一步完善，在各种使用工况下能实现发动机与传动系的最佳匹配，控制更加精确、有效，性能价格比大大提高。无级变速器装有自动控制装置，行车中可以根据车速自动调整档位，无需人工操作，省去了换档及踩踏离合器踏板的操作。其不足之处在于价格昂贵、维修费用很高，而且使用起来比手动档车费油，尤其是低速行驶或堵车中走走停停时，更会增大油耗。

当今世界各大汽车公司对无级变速器的研究都十分活跃。不久的将来，随着电子控制技术的进一步完善，电子控制式的无级变速器可望得到广泛的发展和应用。

1.3 汽车变速器设计内容

本次设计主要是依据参考参数，通过对变速器各部分参数的选择和计算，设计出一种基本符合要求的手动5档变速器。本设计主要完成下面一些主要工作：

1. 参数计算。包括变速器传动比、中心距、齿轮参数、各档齿轮齿数的分配计算；
2. 变速器齿轮设计计算。齿轮的强度计算及材料选择、齿轮强度计算及检验；
3. 变速器轴设计计算。包括各轴直径及长度计算、轴的结构设计、轴的强度计算；
4. 变速器轴承的选择及校核；
5. 同步器的设计选用；
6. 变速器操纵机构的设计选用；
7. 变速器箱体的结构设计。

第 2 章 变速器传动机构布置方案

2.1 变速器传动机构布置方案分析

机械式变速器具有结构简单、传动效率高、制造成本低和工作可靠等优点，故在不同形式的汽车上得到广泛应用。

通常，有级变速器具有三个、四个、五个前进档；重型载货汽车和重型越野车则采用多档变速器，其前进档位数多大 6~16 个甚至 20 个。

变速器档位的增多可提高发动机的功率利用率、汽车的燃料经济性和平均车速，从而可提高汽车的运输效率，降低运输成本。但档位数的增多也使变速器的尺寸及质量增大，结构复杂，制造成本提高，操纵也复杂。当采用手动的机械式操纵时，要实现迅速、无声换档，对于多于 5 个前进档得变速器来说是困难的。因此，直接操纵式变速器档位数上限为 5 档。多于 5 个前进档将使操纵机构复杂化，或者需加装具有独立操纵机构的副变速器，后者仅用于一定的行驶工况^[3]。

某些轿车和货车的变速器，采用仅在良好的路面和空载行驶时才使用的超速档。采用传动比小于 1（约为 0.7~0.8）的超速档，可充分地利用发动机功率，降低单位行驶里程的发动机曲轴总转数，因而会减少发动机的磨损，降低燃料消耗。但与传动比为 1 的直接档比较，采用超速档会降低传动效率。

有级变速器的传动效率与所选用的传动方案有关，包括齿轮副的数目、齿轮的转速、传递的功率、润滑系统的有效性、齿轮及轴以及壳体等零件的制造精度、刚度等。

2.1.1 两轴式变速器和中间轴式变速器的特点分析

1. 两轴式变速器

两轴式变速器多用于发动机前置前轮驱动的汽车上。与中间轴式变速器相比，两轴式变速器因轴和轴承数少，所以结构简单、轮廓尺寸小和容易布置等优点，此外，各中间档因只经一对齿轮传递动力，故传动效率高同时噪声低。因两轴式变速器不能设置直接档，所以在高档工作时齿轮和轴承均承载，不仅工作噪声增大，且易损坏。还有，受结构限制，其一档速比不能设计的很大。对于前进档，两轴式变速器输入轴的传动方向与输出轴的传动方向相反。

2. 中间轴式变速器

中间轴式变速器多用于发动机前置后轮驱动汽车和发动机后置后轮驱动的客车

上。变速器第一轴的前端经轴承支承在发动机飞轮上，第一轴上的花键用来装设有离合器的从动盘上，而第二轴的末端经花键与万向节连接。

变速器一轴的常啮合齿轮与第二轴的各档齿轮分别与中间轴的相应齿轮相啮合，且第一、二轴同心。将第一、二轴直接连接起来传递转矩则称为直接档。此时，齿轮、轴承及中间轴均不承载，而第一、二轴也仅传递转矩。因此，直接档的传动效率高，磨损及噪声也最小，这是三轴变速器的主要优点。其他前进档需依次经过两对齿轮传递转矩。因此，在齿轮中心距较小的情况下仍然可以获得大的一档传动比，这是三轴变速器的另一个优点。其缺点是：除直接档外其他各档的传动效率有所降低^[3]。

2.1.2 变速器倒档布置方案

变速器的一档或倒档因传动比大，工作时在齿轮上的作用力也增大，并导致变速器轴产生较大的挠度和转角，使工作齿轮啮合状态变坏，最终表现出齿轮磨损加快和工作噪声增加。为此无论是两轴式变速器还是中间轴式变速器的一档与倒档，都应该布置在靠轴的支承处，然后按照从低档到高档的顺序布置各档齿轮，这样既能使轴有足够大的刚性，又能保证容易装配^[3]。

倒档设计在变速器的左侧或右侧在机构上均能实现，不同之处是挂倒档时驾驶员移动变速杆的方向改变了。为了防止意外挂入倒档，一般在挂倒档时设有一个挂倒档时需克服弹簧所产生的力，用来提醒驾驶员注意。

2.1.3 传动机构布置中齿轮的安排

常用档位的轮齿因接触应力过高而易造成表面点蚀损坏。将高档布置在靠近轴的两端支承中部区域较为合理，在该区域因轴的变形而引起的齿轮偏转角较小，齿轮可保持较好的啮合状态，以减少偏载并提高齿轮寿命^[3]。

2.2 变速器零、部件结构方案分析

2.2.1 变速器的齿轮形式

变速器齿轮有直齿圆柱齿轮和斜齿圆柱齿轮两种。

与直齿圆柱齿轮比较，斜齿圆柱齿轮有使用寿命长、运转平稳、作时噪声低等优点；缺点是制造时工艺复杂，工作时有轴向力。变速器中的常啮合齿轮均采用斜齿圆柱齿轮，尽管这样会使常啮合齿轮数增加，并导致变速器的转动惯量增大。直齿圆柱齿轮仅用于低档和倒档。

变速器齿轮可以与轴设计为一体或与轴分开，然后用花键、过盈配合或者滑动支承等方式之一与轴连接。

齿轮尺寸小又与轴分开，其内径直径到齿根圆处的厚度 b （图 2.1）影响齿轮强度。要求尺寸 b 应该大于或等于轮齿危险断面处的厚度。为了使齿轮装在轴上以后，保持足够大的稳定性，齿轮轮毂部分的宽度尺寸 C ，在结构允许条件下应尽可能取大些，至少满足尺寸要求 $C = (1.2 \sim 1.4)d_2$ ， d_2 为花键内径。

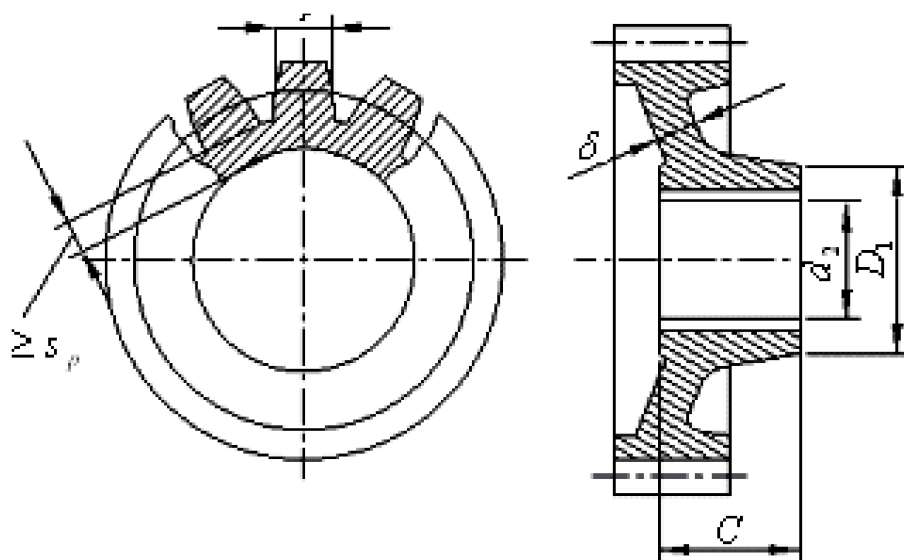


图 2.1 变速器齿轮尺寸控制图

齿轮表面粗糙度数值降低，则噪声减少，齿面磨损速度减慢，提高了齿轮寿命。变速器齿轮齿面的表面粗糙度应在 $R_a 0.40 \sim 0.80 \mu\text{m}$ 范围内选用。要求齿轮制造精度不低于 7 级^[1]。

2.2.2 变速器自动脱档

自动脱档是变速器的主要故障之一。由于接合齿磨损、变速器刚度不足以及振动等原因，都会导致自动脱档。为解决这个问题，除工艺上采取措施以外，目前在结构上采取措施且行之有效的方案有以下几种^[1]：

1. 将两接合齿的啮合位置错开，如图 2.2a 所示。这样在啮合时，使接合齿端部超过被接合齿的 1~3 mm。使用中两齿接触部分受到挤压同时磨损，并在接合齿端部形成凸肩，可用来阻止接合齿自动脱档。

2. 将啮合齿套齿座上前齿圈的齿厚切薄（切下 0.3~0.6 mm），这样，换档后啮合套的后端面被后齿圈的前端面顶住，从而阻止自动脱档，如图 2.2b 所示。

3. 将接合齿的工作面设计并加工成斜面，形成倒锥角（一般倾斜 2~3°），使接合齿面产生阻止自动脱档的轴向力，如图 2.2c 所示。这种方案比较有效，应用较多。将接合齿的齿侧设计并加工成台阶形状，也具有相同的阻止自动脱档的效果。

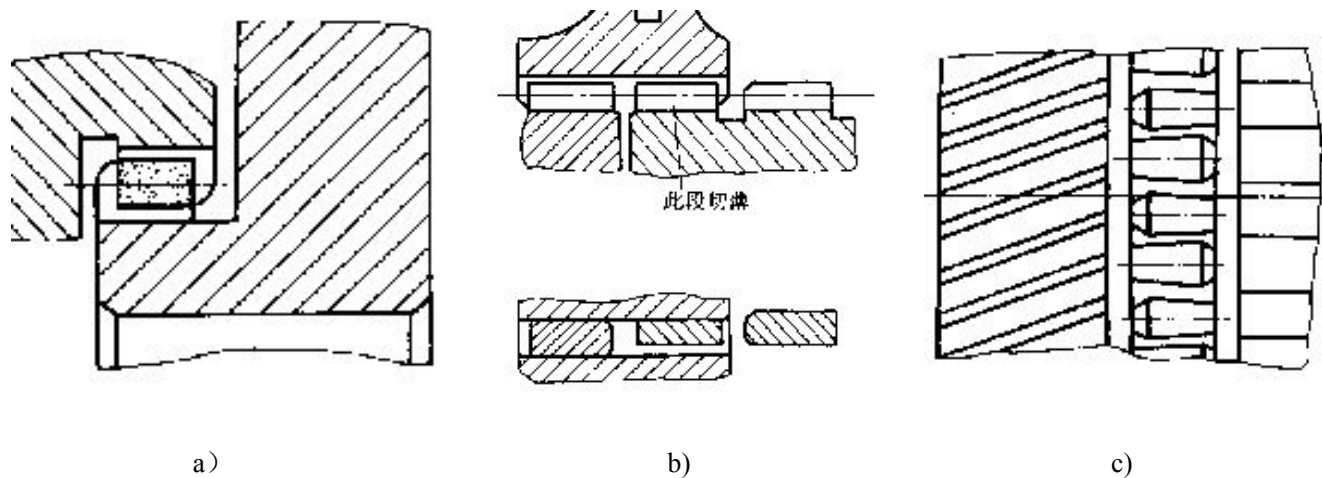


图 2.2 防止自动脱挡的机构措施

2.3 本章小结

本章主要对变速器传动机构进行分析并选择变速器的布置方案、倒档的布置方案。对变速器零、部件的结构进行分析，对传动机构的齿轮进行布置，介绍了变速器的自动脱档，为下面的设计过程作铺垫。

第 3 章 变速器主要参数的选择

3.1 变速器档位数和传动比

3.1.1 变速器档位数的确定

对不同类型的汽车，其档位数也不尽相同。增加变速器的档数，能够改善汽车的动力性和燃油经济性以及平均车速。档数越多，变速器的结构越复杂，并且使轮廓尺寸和质量加大，同时操纵机构复杂，而且在使用时换档频率增高并增加了换档难度。

近年来，为了降低油耗，变速器的档数有增加的趋势。目前，乘用车一般用 4~5 个档位的变速器。发动机排量大的乘用车变速器多用 5 个档。商用车变速器采用 4~5 个档或多档。载质量 3.5~10.0t 的货车多采用五档变速器，载质量在 4.0~8.0t 的货车多采用六档变速器。多档变速器多用于总质量大些的货车和越野汽车上^[3]。

长安杰勋汽车的主要技术参数见表 3.1。

表 3.1 长安杰勋汽车的主要技术参数

发动机最大功率	112 kw	车轮型号	195/65 R15
发动机最大转矩	192 N•m	最大功率时转速	5500~6000r/min
最大转矩时转速	4000~4500r/min	最高车速	195km/h

3.1.2 主减速比的确定

$$u_a = 0.377 \frac{rn}{i_g i_0} \quad (3.1)$$

式中： u_a ——汽车行驶速度（km/h）；

n ——发动机转速（r/min）；

r ——车轮滚动半径（m）；

i_g ——变速器传动比；

i_0 ——主减速器传动比。

$$T_{e\max} = 9550 \frac{\alpha P_{e\max}}{n_p} \quad (3.2)$$

式中： $T_{e\max}$ ——发动机最大扭矩（N•m）；

$P_{e\max}$ ——发动机最大功率（kw）；

n_p ——发动机最大功率转速 (r/min)；

α ——转矩适应系数 $\alpha=1.1\sim 1.3$

$$\frac{n_p}{n_T} = 1.4 \sim 2.0 \quad (3.3)$$

式中： n_T ——发动机最大扭矩转速

已知：最高车速 $u_{a\max} = v_{a\max} = 195 \text{ km/h}$ ；最高档为直接档，传动比 $i_{g5} = 1$ ；车轮滚动半径由所选用的轮胎规格 $r = 0.317 \text{ (m)}$ ；发动机最大扭矩转速 $n_T = 4000 \text{ (r/min)}$ ；发动机最大功率转速 $n_p = 5500 \text{ (r/min)}$ ；由公式 (3.1) 得到主减速器传动比：

$$i_0 = 0.377 \frac{nr}{i_g u_{a\max}} = 0.377 \times \frac{0.317 \times 4000}{195 \times 1} = 3.37$$

3.1.3 变速器各档传动比的确定

在选择最低档传动比时，应根据汽车最大爬坡度、驱动车轮和地面的附着力、汽车的最低稳定车速以及主减速比和驱动车轮的滚动半径等综合考虑来确定。

汽车爬坡时车速不高，空气阻力可忽略，则最大驱动力用于克服轮胎与路面间的滚动阻力及爬坡阻力。故有：

$$\frac{T_{e\max} i_{g1} i_0 \eta_T}{r} \geq mg(f \cos \alpha_{\max} + \sin \alpha_{\max}) = mg \psi_{\max} \quad (3.4)$$

一般货车的最大爬坡度约为 30%，即 $\alpha_{\max} = 16.7^\circ$ ，则由最大爬坡度要求的变速器 1 挡传动比为：

$$i_{g1} \geq \frac{mg(f \cos \alpha_{\max} + \sin \alpha_{\max}) r}{T_{e\max} i_0 \eta_T} \quad (3.5)$$

式中： m ——汽车总质量， $m = 1485 \text{ kg}$ ；

g ——重力加速度， $g = 9.8 \text{ m/s}^2$ ；

f ——滚动阻力系数， $f = 0.015$ ；

r_r ——驱动车轮的滚动半径, $r_r = 0.317 \text{ m}$;

$T_{e\max}$ ——发动机最大转矩, $T_{e\max} = 192 \text{ N}\cdot\text{m}$;

i_0 ——主减速比, $i_0 = 3.37$;

η_T ——汽车传动系的传动效率, $\eta_T \approx 0.92$ 。

将各数据代入式(3.5)中得:

$$\begin{aligned} i_{g1} &\geq \frac{mg(f \cos \alpha_{\max} + \sin \alpha_{\max})r_r}{T_{e\max} i_0 \eta_T} \\ &= \frac{1485 \times 9.8 \times (0.015 \times \cos 16.7^\circ + \sin 16.7^\circ) \times 0.317}{192 \times 3.37 \times 0.92} \\ &= 2.34 \end{aligned}$$

根据驱动车轮与路面的附着条件:

$$\frac{T_{e\max} i_{g1} i_0 \eta_T}{r_r} \leq G_2 \varphi \quad (3.6)$$

可求得变速器一档传动比为:

$$i_{g1} \leq \frac{G_2 \varphi r_r}{T_{e\max} i_0 \eta_T} \quad (3.7)$$

式中: G_2 ——汽车满载静止与水平路面时驱动桥给地面的载荷, 因为乘用车发动

机前置前驱动的轴荷分配范围为 47%~60%, 所以 $G_2 = 1485 \times 9.8$

$\times 55\% = 8004.15 \text{ N}$

φ ——道路的附着系数, 计算时取 $\varphi = 0.8$

$$\begin{aligned} i_{g1} &\leq \frac{G_2 \varphi r_r}{T_{e\max} i_0 \eta_T} \\ &= \frac{1485 \times 9.8 \times 0.55 \times 0.8 \times 0.317}{192 \times 3.37 \times 0.92} \\ &= 3.41 \end{aligned}$$

通过以上计算可得到 $2.34 < i_{g1} < 3.41$, 国产汽车中, 轿车变速器传动比变化范围

是 3~4, 中、轻型货车约为 5~6, 其他货车在 7 以上。所以, 取 $i_{g1} = 3.4$ 。

变速器各档传动比之间的关系基本是几何级数, 故相邻档位传动比比值就是几何级数的公比; 但是实际上与理论值略有出入, 因齿数为整数且常用档位间的公比宜小些, 另外还要考虑与发动机参数的合理匹配。

此变速器的最高档为直接档, 其传动比为 1.0, 一档传动比初选为 3.4, 中间各档的传动比按理论公式 $q = \sqrt[n-1]{\frac{i_{g1}}{i_{gn}}}$ (其中 n 为档位数) 求得公比。

因为 $q = \sqrt[n-1]{\frac{i_{g1}}{i_{g5}}} = \sqrt[4]{\frac{3.4}{1}} \approx 1.36$, 所以:

$$i_{g2} = qi_{g3} = 2.51$$

$$i_{g3} = qi_{g4} = 1.85$$

$$i_{g4} = qi_{g5} = 1.36$$

3.2 变速器中心距的确定

对中间轴式变速器, 是将中间轴与第二轴之间的距离称为变速器中心距 A ; 对两轴式变速器, 将变速器输入轴与输出轴线之间的距离称之为变速器中心距 A 。它是一个基本参数, 其大小不仅对变速器的外形尺寸、体积和质量大小有影响, 而且对轮齿的接触强度有影响。中心距越小, 轮齿的接触应力越大, 齿轮寿命越短。因此, 最小允许中心距应当由保证轮齿有必要的接触强度来确定。变速器轴经轴承安装在壳体上, 从布置变速器的可能与方便和不因同一垂直面上的两轴承孔之间的距离过小而影响壳体的强度考虑, 要求中心距取大些。此外, 受一档小齿轮齿数不能过少的限制, 要求中心距也要取大些。还有, 变速器中心距取得过小, 会使变速器长度增加, 并因此使轴的刚度被削弱和使齿轮的啮合状态变坏^[3]。

中间轴式变速器的中心距 A (mm) 的确定

初选中心距 A , 可根据下述经验公式计算

$$A = K_A \sqrt[3]{T_{e\max} i_{g1} \eta_g} \quad (3.8)$$

式中: K_A ——中心距系数, 乘用车: $K_A = 8.9 \sim 9.3$, 商用车: $K_A = 8.6 \sim 9.6$

$T_{e\max}$ ——发动机的最大转矩(N·m);

i_{g1} ——变速器一档传动比;

η_g ——变速器的传动效率, 取 96%;

将各数代入式(3.8)中得

$$\begin{aligned} A &= K_A \sqrt[3]{T_{e\max} i_{g1} \eta_g} \\ &= 8.6 \sim 9.3 \sqrt[3]{192 \times 3.4 \times 0.96} \\ &= 76.16 \sim 79.58 \text{mm} \end{aligned}$$

初选中心距 $A=78 \text{mm}$ 。

乘用车变速器的中心距在 60~80mm 范围内变化，而商用车变速器的中心距在 80~170mm 范围内变化。

3.3 变速器的外形尺寸

变速器的横向外形尺寸，可根据齿轮直径以及倒档中间（过渡）齿轮和换档机构的布置初步确定。

影响变速器壳体轴向尺寸的因素有档数、换档机构形式以及齿轮形式。

乘用车四档变速器壳体的轴向尺寸为 $(3.0 \sim 3.4) A$ 。

商用车变速器壳体的轴向尺寸可参考下列数据选用：

四档 $(2.2 \sim 2.7) A$

五档 $(2.7 \sim 3.0) A$

六档 $(3.2 \sim 3.5) A$

此变速器为五档，故外形尺寸为 $(2.7 \sim 3.0) A=210.6 \sim 234 \text{mm}$ 。

3.4 变速器的齿轮参数的确定

3.4.1 齿轮齿数

确定变速器齿轮齿数时，应考虑：

1. 尽量符合动力性、经济性等对各档传动比的要求；
2. 最少齿数不应产生根切。通常，变速器中间轴一档齿轮是齿数最少的齿轮，此齿轮不应产生根切，而且齿根圆直径应大于中间轴直径；
3. 互相啮合的齿轮，齿数间不应有公因数，速度高的齿轮更应注意这点；
4. 齿数多，可降低齿轮传动的噪声。

3.4.2 齿轮模数

齿轮模数由轮齿的弯曲疲劳强度或最大载荷作用下的静强度所决定。选择模数时应考虑到当增大齿宽而减小模数时将降低变速器的噪声，而为了减小变速器的质量，则应增大模数并减小齿宽和中心距。降低噪声水平对轿车很重要，而对载货汽车则应重视减小质量。

根据圆柱齿轮强度的简化计算方法,可列出齿轮模数 m 与弯曲应力 σ_w 之间有如下关系:

直齿轮模数

$$m = \sqrt[3]{\frac{2T_j K_\sigma K_f}{\pi z K_c y \sigma_w}} \quad (3.9)$$

式中: T_j ——计算载荷, $N \cdot mm$;

K_σ ——应力集中系数, 直齿齿轮取 1.65;

K_f ——摩擦力影响系数, 主动齿轮取 1.1, 被动齿轮取 0.9;

z ——齿轮齿数;

K_c ——齿宽系数, 直齿齿轮取 4.4~7.0;

y ——齿形系数;

σ_w ——轮齿弯曲应力, 当 $T_j = T_{e\max}$ 时, 直齿齿轮的许用应力

$$[\sigma_w] = 400 \sim 850 \text{MPa}。$$

斜齿轮法向模数

$$m = \sqrt[3]{\frac{2T_j K_\sigma \cos \beta}{\pi z K_c K_e y \sigma_w}} \quad (3.10)$$

式中: T_j ——计算载荷, $N \cdot mm$;

K_σ ——应力集中系数, 斜齿齿轮取 1.5;

β ——斜齿螺旋角;

K_e ——摩擦力影响系数, 主动齿轮取 1.1, 被动齿轮取 0.9;

z ——齿轮齿数;

K_c ——齿宽系数, 斜齿齿轮取 7.0~8.6;

y ——齿形系数;

σ_w ——轮齿弯曲应力, 当 $T_j = T_{e\max}$ 时, 对乘用车变速器斜齿齿轮的许用应

力 $[\sigma_w]=180\sim 350\text{MPa}$ ，商用车变速器斜齿齿轮的许用应力

$[\sigma_w]=100\sim 250\text{MPa}$ 。

从轮齿应力的合理性及强度考虑,每对齿轮应有各自的模数,但出于工艺考虑,模数应尽量统一,多采用折衷方案^[3]。

表 3.2 给出了汽车变速器齿轮模数范围。

表 3.2 汽车变速器齿轮的法向模数 (mm)

车型	乘用车的发动机排量 V/L		货车的最大总质量 m_a/t	
	$1.0 > V \leq 1.6$	$1.6 < V \leq 2.5$	$6.0 < m_a \leq 14.0$	$m_a > 14.0$
模数 m_a/mm	2.25~2.75	2.75~3.00	3.50~4.50	4.50~6.00

设计时所选模数应符合国标 GB1357-78 规定 (表 3.3) 并满足强度要求。

表 3.3 汽车变速器常用齿轮模数 (mm)

一系类	1.00	1.25	1.5	2.00	2.50	3.00	4.00	5.00	6.00
二系类	1.75	2.25	2.75	(3.25)	3.50	(3.75)	4.50	5.50	—

选取齿轮模数时一般要遵守的原则是:

在变速器中心距相同的条件下,选取较小的模数,就可以增加齿轮的齿数,同时增加齿宽可使齿轮啮合的重合度增加,并减少齿轮噪声,所以为了减少噪声应合理减少模数,同时增加齿宽;为使质量小些,应增加模数,同时减小齿宽;从工艺方面考虑,各档齿轮应该选用一种模数,而从强度方面考虑,各档齿轮应有不同的模数;减少乘用车齿轮工作噪声有较为重要的意义,因此齿轮的模数应选得小些;变速器低档齿轮应选用大些的模数,其他档选用另一种模数。少数情况下,汽车变速器各档齿轮均选用相同的模数^[1]。

啮合套和同步器的接合齿多数采用渐开线。由于工艺上的原因,同一变速器中的接合齿模数相同。其取值范围是:乘用车和总质量 m_a 在 $1.8\sim 14.0t$ 的货车为 $2.0\sim 3.5\text{mm}$;总质量 m_a 大于 $14.0t$ 的货车为 $3.5\sim 5.0\text{mm}$ 。选取较小的模数值可使齿数增多,有利于换挡。

由表 3.1 和表 3.2 并且参照同类车型选取模数

3.4.3 齿形、压力角及螺旋角

压力角较小时，重合度大并降低了齿轮刚度，为此能减少进入啮合和退出啮合时的动载荷，使传动平稳，有利于降低噪声；压力角较大时，可提高齿轮的抗弯强度和表面接触强度。试验证明：对于直齿轮，压力角为 28° 强度增加不多；对于斜齿轮，压力角为 25° 时强度最高。因此，理论上对于乘用车，为加大重合度以降低噪声应选用 14.5° 、 15° 、 16° 、 16.5° 等小些的压力角；对商用车，为提高齿轮承载能力应选用 22.5° 或 25° 等大些的压力角。

斜齿轮在变速器中得到广泛的应用。选斜齿轮的螺旋角，要注意它对齿轮工作噪声齿轮的强度和轴向力的影响。在齿轮选用大些的螺旋角时，使齿轮的啮合的重合度增加，因而工作平稳、噪声降低。实验证明：随着螺旋角的增大，齿轮的强度也相应提高。从提高低档齿轮的抗弯强度出发，不希望用过大的螺旋角，以 $15^\circ \sim 25^\circ$ ；而从提高高档齿轮的接触强度着眼，应选用较大螺旋角。

斜齿轮传递转矩时，要产生轴向力并作用到轴承上。设计时应力求中间轴上同时工作的两对齿轮产生轴向力平衡，以减少轴承负荷，提高轴承寿命。因此，中间轴上的不同档位齿轮的螺旋角应该是不一样的。为使工艺简便，在中间轴轴向力不大时，可将螺旋角设计成一样的，或者仅取为两种螺旋角。中间轴上全部齿轮的螺旋方向应一律取为右旋，则第一、第二轴上的斜齿轮应取为左旋。轴向力经轴承盖作用到壳体上。一档和倒档设计为直齿时，在这些档位上工作，中间轴上的轴向力不能抵消(但因为这些档位使用得少，所以也是允许的)，而此时第二轴则没有轴向力作用。

根据图 3.1 可知，欲使中间轴上两个斜齿轮的轴向力平衡，须满足下述条件

$$\begin{aligned} F_{a1} &= F_{n1} \tan \beta_1 \\ F_{a2} &= F_{n2} \tan \beta_2 \end{aligned} \quad (3.11)$$

由于 $T = F_{n1} r_1 = F_{n2} r_2$ ，为使两轴向力平衡，必须满足

$$\frac{\tan \beta_1}{\tan \beta_2} = \frac{r_1}{r_2} \quad (3.12)$$

式中： F_{a1} ， F_{a2} 为轴向力， F_{n1} ， F_{n2} 为圆周力， r_1 ， r_2 为节圆半径， T 为中间轴传递的转矩。

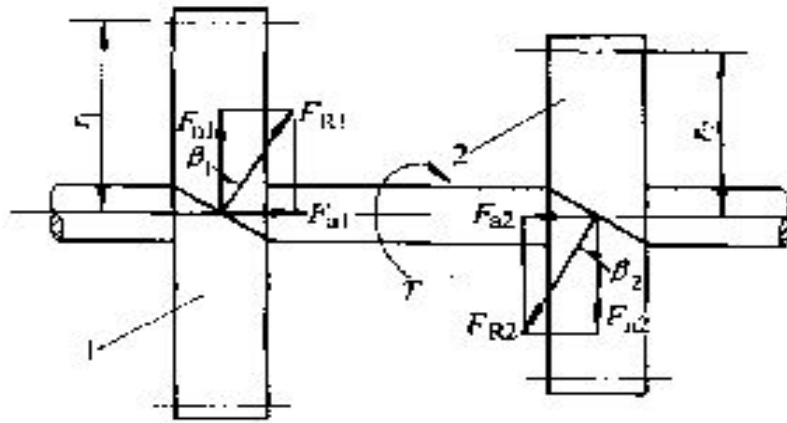


图 3.1 中间轴轴向力的平衡

最后可用调整螺旋角的方法，使各对啮合齿轮因模数或齿数和不同等原因而造成的中心距不等现象得以消除^[1]。

斜齿轮螺旋角可在下面提供的范围内选用：

乘用车变速器：

两轴式变速器为： $20^{\circ} \sim 25^{\circ}$

中间轴式变速器为： $22^{\circ} \sim 34^{\circ}$

货车变速器： $18^{\circ} \sim 26^{\circ}$

汽车变速器的齿形、压力角及螺旋角按表 3.4 选取。

表 3.4 汽车变速器齿轮的齿形、压力角与螺旋角

项目 车型	齿形	压力角 α	螺旋角 β
轿车	高齿并修形的齿形	14.5° , 15° , 16° , 16.5°	$25^{\circ} \sim 45^{\circ}$
一般货车	GB1356-78 规定的标准齿形	20°	$18^{\circ} \sim 26^{\circ}$
重型车	GB1356-78 规定的标准齿形	低档、倒档齿轮 22.5° , 25°	小螺旋角

3.4.4 齿宽

在选择齿宽时，应该注意齿宽对变速器的轴向尺寸、质量、齿轮工作平稳性、齿轮强度和齿轮工作时的受力均匀程度等均有影响。

考虑到尽可能缩短变速器的轴向尺寸和减少质量，应该选用较小的齿宽。另一方面，齿宽减小使斜齿轮传动平稳的优点被削弱，此时虽然可以用增加齿轮螺旋角的方法给予补偿，但这时轴承承受的轴向力增大，使其寿命降低。齿宽窄又会使齿轮的工

作应力增加。选用宽些的齿宽，工作时会因轴的变形导致齿轮倾斜，使齿轮沿齿宽方向受力不均匀造成偏载，导致承载能力降低，并在齿宽方向磨损不均匀。

通常根据齿轮模数 $m(m_n)$ 的大小来选定齿宽：

直齿 $b = k_c m$ ， k_c 为齿宽系数，取为 4.5~8.0；

斜齿 $b = k_c m_n$ ， k_c 取为 6.0~8.5。

采用啮合套或同步器换档时，其接合齿的工作宽度初选时可取为 2~4 mm。

第一轴常啮合齿轮副的齿宽系数 k_c 可取大些，使接触线长度增加，接触应力降低，以提高传动平稳性和齿轮寿命。对于模数相同的各档齿轮，档位低的齿轮的齿宽系数取的稍大。

3.4.5 齿顶高系数

齿顶高系数对重合度、轮齿强度、工作噪声、轮齿相对滑动速度、轮齿根切和齿顶厚度等有影响。若齿顶高系数小，则齿轮重合度小，工作噪声大；但因轮齿受到的弯矩减小，轮齿的弯曲应力也减少。因此，从前因齿轮加工精度不高，并认为轮齿上受到的载荷集中齿顶上，所以曾采用过齿顶高系数为 0.75~0.80 的短齿制齿轮。

在齿轮加工精度提高以后，短齿制齿轮不再被采用，包括我国在内，规定齿顶高系数取为 1.00。

3.4.6 齿轮的修正

为了改善齿轮传动的某些性能，常对齿轮进行修正。修正的方法有三种：加工时改变刀具与齿轮毛坯的相对位置，又称变位；改变刀具的原始齿廓参数；改变齿轮齿廓的局部渐开线，又称修形。

齿轮的变位是齿轮设计中一个非常重要的环节。采用变位齿轮，除为了避免齿轮产生根切和配凑中心距以外，它还影响齿轮的强度，使用平稳性，耐磨性、抗胶合能力及齿轮的啮合噪声。

变位齿轮主要有两类：高度变位和角度变位。高度变位齿轮副的一对啮合齿轮的变位系数的和为零。高度变位可增加小齿轮的齿根强度，使它达到和大齿轮强度想接近的程度。高度变位齿轮副的缺点是不能同时增加一对齿轮的强度，也很难降低噪声。角度变位齿轮副的变位系数之和不等于零。角度变位既具有高度变位的优点，又避免了其缺点。

有几对齿轮安装在中间轴和第二轴上组合并构成的变速器，会因保证各档传动比

的需要，使各相互啮合齿轮副的齿数和不同。为保证各对齿轮有相同的中心距，此时应对齿轮进行变位。当齿数和多的齿轮副采用标准齿轮传动或高度变位时，则对齿数和少些的齿轮副应采用正角度变位。由于角度变位可获得良好的啮合性能及传动质量指标，故采用的较多。对斜齿轮传动，还可通过选择合适的螺旋角来达到中心距相同的要求。

变速器齿轮是在承受循环负荷的条件下工作，有时还承受冲击负荷。对于高档齿轮，其主要损坏形势是齿面疲劳剥落，因此应按保证最大接触强度和抗胶合及耐磨损最有利的原则选择变位系数。为提高接触强度，应使总变位系数尽可能取大一些，这样两齿轮的齿廓渐开线离基圆较远，以增大齿廓曲率半径，减小接触应力。对于低档齿轮，由于小齿轮的齿根强度较低，加之传递载荷较大，小齿轮可能出现齿根弯曲断裂的现象。

总变位系数越小，一对齿轮齿根总厚度越薄，齿根越弱，抗弯强度越低。但是由于轮齿的刚度较小，易于吸收冲击振动，故噪声要小些。

根据上述理由，为降低噪声，对于变速器中除去一、二档和倒档以外的其它各档齿轮的总变位系数要选用较小的一些数值，以便获得低噪声传动^[1]。

3.5 变速器各档齿轮齿数的分配

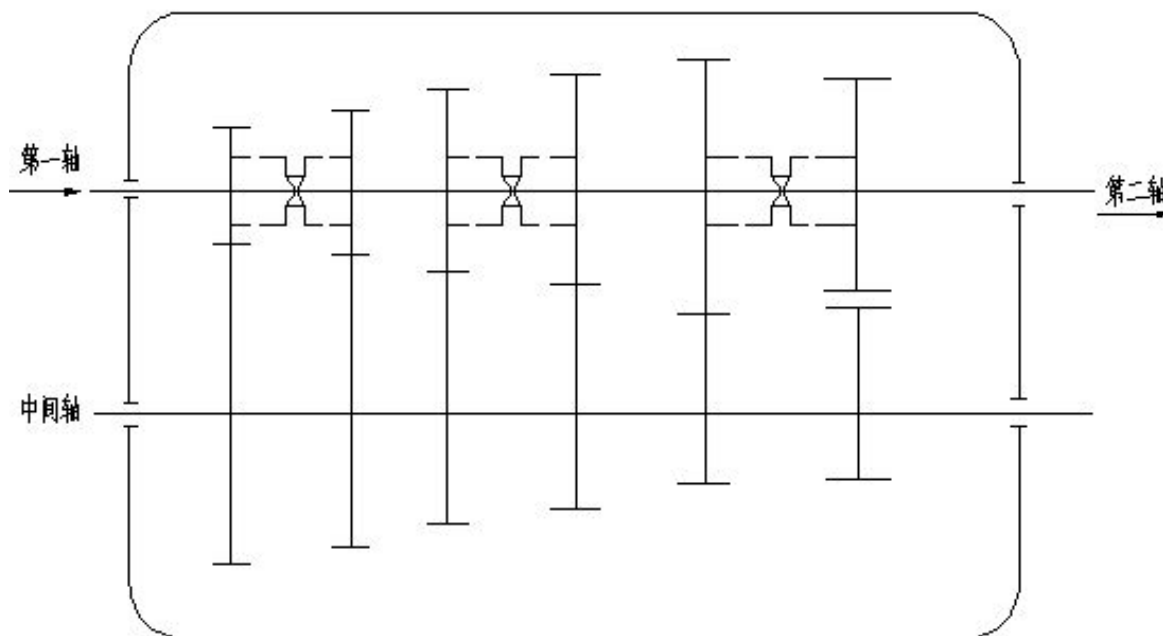


图 3.2 变速器传动示意图

在初选中心距、齿轮模数和螺旋角以后，可根据变速器的档数、传动比和传动方案来分配各档齿轮的齿数。

3.5.1 确定一档齿轮的齿数

一档齿轮选用斜齿圆柱齿轮，模数 $m_n=2.75$ mm，初选螺旋角 $\beta=30^\circ$ ，中间轴一档齿轮齿数可在 $z_{10}=15-17$ 之间选取，货车可在 $12-17$ 之间选用。取 $z_{10}=17$ ，一档齿轮为斜齿轮。

$$\text{常啮合传动齿轮副的传动比为: } \frac{z_2}{z_1} = i_{g1} \frac{z_{10}}{z_9} \quad (3.13)$$

为了求 z_9 、 z_{10} 的齿数，先求其齿数和 z_h

$$\begin{aligned} \text{斜齿: } z_h &= \frac{2A \cos \beta_{9-10}}{m_n} & (3.14) \\ &= \frac{2 \times 78 \cos 30^\circ}{2.75} = 49.127, \text{ 取整为 } 49 \end{aligned}$$

$$\text{即 } z_9 = z_h - z_{10} = 49 - 17 = 32$$

3.5.2 对中心距 A 进行修正

因为计算齿数和 z_h 后，经过取整数使中心距有了变化，所以应根据取定的 z_h 和齿轮变位系数重新计算中心距 A ，再以修正后的中心距 A 作为各档齿轮齿数分配的依据。

$$A_0 = \frac{m_n z_h}{2 \cos \beta_{9-10}} = \frac{2.75 \times (17 + 32)}{2 \cos 30^\circ} = 77.79 \text{ mm}, \text{ 取整为 } A = 78 \text{ mm}。$$

对一档齿轮进行变位:

$$\text{确定实际螺旋角 } \beta: \cos \beta_{9-10} = \frac{m_n z_h}{2A} = \frac{2.75 \times (17 + 32)}{2 \times 78} \Rightarrow \beta_{9-10} = 30.25^\circ$$

$$\text{端面分度圆压力角 } \alpha_t: \tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_{9-10}} \Rightarrow \alpha_t = 22.79^\circ$$

$$\text{端面啮合角 } \alpha'_t: \cos \alpha'_t = \frac{A_0}{A} \cos \alpha_t \Rightarrow \alpha'_t = 23.15^\circ$$

$$\text{中心距变动系数 } \lambda_n: \lambda_n = \frac{A_0 - A}{m_n} = \frac{77.79 - 78}{2.75} = -0.076$$

$$\text{变位系数之和 } \xi_{n\Sigma} : \xi_{n\Sigma} = \frac{(z_9 + z_{10})(\text{inv}\alpha'_t - \text{inv}\alpha_t)}{2 \tan \alpha_n} = 0.0807$$

$$\text{查变位系数线图得: } u = \frac{z_9}{z_{10}} = \frac{32}{17} = 1.88 \quad \xi_{10} = 0.4 \quad \xi_9 = \xi_{n\Sigma} - \xi_{10} = -0.32$$

$$\text{齿顶高变动系数 } \sigma_n : \sigma_n = \xi_n - \lambda_n = 0.156$$

计算一档齿轮 9、10 参数:

$$\text{分度圆直径: } d_9 = \frac{z_9 m_n}{\cos \beta} = \frac{32 \times 2.75}{\cos 30^\circ} = 101.61 \text{mm}$$

$$d_{10} = \frac{z_{10} m_n}{\cos \beta} = \frac{17 \times 2.75}{\cos 30^\circ} = 53.98 \text{mm}$$

$$\text{齿顶高: } h_{a9} = (h_{an}^* + \xi_9 - \sigma_n) m_n = 1.441 \text{mm}$$

$$h_{a10} = (h_{an}^* + \xi_{10} - \sigma_n) m_n = 3.421 \text{mm}$$

$$\text{齿根高: } h_{f9} = (h_{an}^* + c^* - \xi_9) m_n = 4.427 \text{mm}$$

$$h_{f10} = (h_{an}^* + c^* - \xi_{10}) m_n = 2.338 \text{mm}$$

$$\text{齿全高: } h_9 = h_{a9} + h_{f9} = 5.868 \text{mm}$$

$$h_{10} = h_{a10} + h_{f10} = 5.759 \text{mm}$$

$$\text{齿顶圆直径: } d_{a9} = d_9 + 2h_{a9} = 101.61 + 2 \times 1.441 = 104.49 \text{mm}$$

$$d_{a10} = d_{10} + 2h_{a10} = 53.98 + 2 \times 3.421 = 60.82 \text{mm}$$

$$\text{齿根圆直径: } d_{f9} = d_9 - 2h_{f9} = 101.61 - 2 \times 4.427 = 92.75 \text{mm}$$

$$d_{f10} = d_{10} - 2h_{f10} = 53.98 - 2 \times 2.338 = 49.30 \text{mm}$$

$$d_{b9} = d_9 \cos \alpha_t = 93.68 \text{mm}$$

$$\text{基圆直径: } d_{b10} = d_{10} \cos \alpha_t = 49.69 \text{mm}$$

$$d'_9 = 2a' \frac{z_9}{z_9 + z_{10}} = 101.60 \text{mm}$$

$$\text{节圆直径: } d'_{10} = 2a' \frac{z_{10}}{z_9 + z_{10}} = 53.98 \text{mm}$$

当量齿数：
$$z_{n9} = \frac{z_9}{\cos^3 \beta} = 49.26$$

$$z_{n10} = \frac{z_{10}}{\cos^3 \beta} = 26.17$$

3.5.3 确定常啮合传动齿轮副的齿数

常啮合齿轮选用斜齿圆柱齿轮，模数 $m_n = 2.75 \text{ mm}$ ，初选螺旋角 $\beta = 28^\circ$ 。

由式(3.13)求出常啮合传动齿轮的传动比

$$\frac{z_2}{z_1} = i_{g1} \frac{z_{10}}{z_9} = 3.4 \times \frac{17}{32} = 1.81 \quad (3.15)$$

常啮合传动齿轮的中心距与一档齿轮的中心距相等，即

$$A = \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2 \cos \beta_{1-2}} \quad (3.16)$$

$$z_1 + z_2 = \frac{2A \cos \beta_{1-2}}{m_n} = \frac{2 \times 78 \times \cos 28^\circ}{2.75} = 50.08$$

取整为 $z_1 = 19$ ， $z_2 = 31$ ，则：

$$i_{g1} = \frac{z_2 z_9}{z_1 z_{10}} = 3.36$$

对常啮合齿轮进行变位：

$$\text{确定实际螺旋角 } \beta: \cos \beta_{1-2} = \frac{m_n z_h}{2A} \Rightarrow \beta_{1-2} = 28.18^\circ$$

$$\text{理论中心距 } A_0: A_0 = \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2 \cos \beta_{1-2}} = \frac{2.75 \times (19 + 31)}{2 \cos 28^\circ} = 77.86 \text{ mm}$$

$$\text{端面分度圆压力角 } \alpha_t: \tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_{1-2}} = \frac{\tan 20^\circ}{\cos 28^\circ} \Rightarrow \alpha_t = 22.40^\circ$$

$$\text{端面啮合角 } \alpha'_t: \cos \alpha'_t = \frac{A_0}{A} \cos \alpha_t \Rightarrow \alpha'_t = 22.65^\circ$$

$$\text{中心距变动系数 } \lambda_n: \lambda_n = \frac{A_0 - A}{m_n} = \frac{77.86 - 78}{2.75} = -0.051$$

$$\text{变位系数之和 } \xi_{n\Sigma} : \xi_{n\Sigma} = \frac{(z_1 + z_2)(\text{inv} \alpha'_t - \text{inv} \alpha_t)}{2 \tan \alpha_n} = 0.055$$

$$\text{查变位系数线图得: } u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{31}{19} = 1.63 \quad \xi_1 = 0.37 \quad \xi_2 = \xi_{n\Sigma} - \xi_1 = -0.315$$

$$\text{齿顶高变动系数 } \sigma_n : \sigma_n = \xi_n - \lambda_n = 0.106$$

计算常啮合齿轮 1、2 参数:

$$\text{分度圆直径: } d_1 = \frac{z_1 m_n}{\cos \beta} = \frac{19 \times 2.75}{\cos 28^\circ} = 59.18 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{z_2 m_n}{\cos \beta} = \frac{31 \times 2.75}{\cos 28^\circ} = 96.55 \text{ mm}$$

$$\text{齿顶高: } h_{a1} = (h_{an}^* + \xi_1 - \sigma_n) m_n = 3.476 \text{ mm}$$

$$h_{a2} = (h_{an}^* + \xi_2 - \sigma_n) m_n = 1.592 \text{ mm}$$

$$\text{齿根高: } h_{f1} = (h_{an}^* + c^* - \xi_1) m_n = 2.42 \text{ mm}$$

$$h_{f2} = (h_{an}^* + c^* - \xi_2) m_n = 4.304 \text{ mm}$$

$$\text{齿全高: } h_1 = h_{a1} + h_{f1} = 5.896 \text{ mm}$$

$$h_2 = h_{a2} + h_{f2} = 5.896 \text{ mm}$$

$$\text{齿顶圆直径: } d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = 66.13 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = 99.73 \text{ mm}$$

$$\text{齿根圆直径: } d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = 54.34 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = 87.94 \text{ mm}$$

$$\text{基圆直径: } d_{b1} = d_1 \cos \alpha_t = 54.71 \text{ mm}$$

$$d_{b2} = d_2 \cos \alpha_t = 89.26 \text{ mm}$$

$$\text{节圆直径: } d_1' = 2a' \frac{z_1}{z_1 + z_2} = 59.19 \text{ mm}$$

$$d_2' = 2a' \frac{z_2}{z_1 + z_2} = 96.55 \text{ mm}$$

当量齿数:
$$z_{n1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = 27.60$$

$$z_{n2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = 45.03$$

3.5.4 确定其他各档的齿数

1. 二档齿轮为斜齿轮, 模数 $m_n = 2.75 \text{ mm}$, 初选 $\beta = 26^\circ$

$$i_{g2} = \frac{z_2 z_7}{z_1 z_8} \quad (3.17)$$

$$\frac{z_7}{z_8} = i_{g2} \frac{z_1}{z_2} = 3.653 \times \frac{17}{33}$$

$$A = \frac{m_n (z_7 + z_8)}{2 \cos \beta_{7-8}} \quad (3.18)$$

$$z_7 + z_8 = 50.98$$

取整为 $z_7 = 31$, $z_8 = 20$

$$i_{g2} = \frac{z_2 z_7}{z_1 z_8} = 2.52$$

对二档齿轮进行变位:

确定实际螺旋角 β : $\cos \beta_{7-8} = \frac{m_n z_h}{2A} \Rightarrow \beta_{7-8} = 25.96^\circ$

理论中心距 A_0 : $A_0 = \frac{m_n (z_7 + z_8)}{2 \cos \beta_{7-8}} = 78.02 \text{ mm}$

端面分度圆压力角 α_t : $\tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_{7-8}} \Rightarrow \alpha_t = 22.04^\circ$

端面啮合角 α'_t : $\cos \alpha'_t = \frac{A_0}{A} \cos \alpha_t \Rightarrow \alpha'_t = 22.00^\circ$

中心距变动系数 λ_n : $\lambda_n = \frac{A_0 - A}{m_n} = 0.007$

$$\text{变位系数之和 } \xi_{n\Sigma} : \xi_{n\Sigma} = \frac{(z_7 + z_8)(\text{inv}\alpha'_t - \text{inv}\alpha_t)}{2 \tan \alpha_n} = -0.007$$

$$\text{查变位系数线图得: } u = \frac{z_7}{z_8} = \frac{31}{20} = 1.55 \quad \xi_7 = -0.26 \quad \xi_8 = \xi_{n\Sigma} - \xi_7 = 0.25$$

$$\text{齿顶高变动系数 } \sigma_n : \sigma_n = \xi_n - \lambda_n = -0.014$$

计算二档齿轮 7、8 参数:

$$\text{分度圆直径: } d_7 = \frac{z_7 m_n}{\cos \beta} = \frac{31 \times 2.75}{\cos 26^\circ} = 94.85 \text{ mm}$$

$$d_8 = \frac{z_8 m_n}{\cos \beta} = \frac{20 \times 2.75}{\cos 26^\circ} = 61.19 \text{ mm}$$

$$\text{齿顶高: } h_{a7} = (h_{an}^* + \xi_7 - \sigma_n) m_n = 2.082 \text{ mm}$$

$$h_{a8} = (h_{an}^* + \xi_8 - \sigma_n) m_n = 3.476 \text{ mm}$$

$$\text{齿根高: } h_{f7} = (h_{an}^* + c^* - \xi_7) m_n = 4.144 \text{ mm}$$

$$h_{f8} = (h_{an}^* + c^* - \xi_8) m_n = 2.75 \text{ mm}$$

$$\text{齿全高: } h_7 = h_{a7} + h_{f7} = 6.226 \text{ mm}$$

$$h_8 = h_{a8} + h_{f8} = 6.226 \text{ mm}$$

$$\text{齿顶圆直径: } d_{a7} = d_7 + 2h_{a7} = 99.01 \text{ mm}$$

$$d_{a8} = d_8 + 2h_{a8} = 68.14 \text{ mm}$$

$$\text{齿根圆直径: } d_{f7} = d_7 - 2h_{f7} = 86.56 \text{ mm}$$

$$d_{f8} = d_8 - 2h_{f8} = 55.69 \text{ mm}$$

$$\text{基圆直径: } d_{b7} = d_7 \cos \alpha_t = 87.92 \text{ mm}$$

$$d_{b8} = d_8 \cos \alpha_t = 56.72 \text{ mm}$$

$$d_7' = 2a' \frac{z_7}{z_7 + z_8} = 94.85 \text{ mm}$$

节圆直径:

$$d_8' = 2a' \frac{z_8}{z_7 + z_8} = 61.19 \text{ mm}$$

当量齿数:
$$z_{n7} = \frac{z_7}{\cos^3 \beta} = 42.69$$

$$z_{n8} = \frac{z_8}{\cos^3 \beta} = 27.54$$

2. 三档齿轮为斜齿轮，模数 $m_n = 2.5 \text{ mm}$ ，初选 $\beta = 25^\circ$

$$i_{g3} = \frac{z_2 z_5}{z_1 z_6} \quad (3.19)$$

$$\frac{z_5}{z_6} = i_{g3} \frac{z_1}{z_2} = 1.13$$

$$A = \frac{m_n (z_5 + z_6)}{2 \cos \beta_{5-6}} \quad (3.20)$$

$$z_5 + z_6 = \frac{2A \cos \beta_{5-6}}{m_n} = \frac{2 \times 78 \times \cos 25^\circ}{2.5} = 56.55$$

取整为 $z_5 = 30$ ， $z_6 = 27$

$$i_{g3} = \frac{z_2 z_5}{z_1 z_6} = 1.81$$

对三档齿轮进行变位:

$$\text{确定实际螺旋角 } \beta: \cos \beta_{5-6} = \frac{m_n z_h}{2A} = \frac{2.5 \times (30 + 27)}{2 \times 78} \Rightarrow \beta_{5-6} = 24.01^\circ$$

$$\text{理论中心距 } A_0: A_0 = \frac{m_n (z_5 + z_6)}{2 \cos \beta_{5-6}} = 78.62 \text{ mm}$$

$$\text{端面分度圆压力角 } \alpha_t: \tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_{5-6}} \Rightarrow \alpha_t = 21.88^\circ$$

$$\text{端面啮合角 } \alpha'_t: \cos \alpha'_t = \frac{A_0}{A} \cos \alpha_t \Rightarrow \alpha'_t = 20.72^\circ$$

$$\text{中心距变动系数 } \lambda_n: \lambda_n = \frac{A_0 - A}{m_n} = 0.284$$

$$\text{变位系数之和 } \xi_{n\Sigma} : \xi_{n\Sigma} = \frac{(z_5 + z_6)(\text{inv}\alpha'_t - \text{inv}\alpha_t)}{2 \tan \alpha_n} = -0.235$$

$$\text{查变位系数线图得: } u = \frac{z_5}{z_6} = \frac{30}{27} = 1.11 \quad \xi_6 = 0.12 \quad \xi_5 = \xi_{n\Sigma} - \xi_6 = -0.355$$

$$\text{齿顶高变动系数 } \sigma_n : \sigma_n = \xi_n - \lambda_n = -0.519$$

计算三档齿轮 5、6 参数:

$$\text{分度圆直径: } d_5 = \frac{z_5 m_n}{\cos \beta} = \frac{30 \times 2.5}{\cos 25^\circ} = 82.75 \text{ mm}$$

$$d_6 = \frac{z_6 m_n}{\cos \beta} = \frac{27 \times 2.5}{\cos 25^\circ} = 74.48 \text{ mm}$$

$$\text{齿顶高: } h_{a5} = (h_{an}^* + \xi_5 - \sigma_n) m_n = 2.91 \text{ mm}$$

$$h_{a6} = (h_{an}^* + \xi_6 - \sigma_n) m_n = 4.097 \text{ mm}$$

$$\text{齿根高: } h_{f5} = (h_{an}^* + c^* - \xi_5) m_n = 4.012 \text{ mm}$$

$$h_{f6} = (h_{an}^* + c^* - \xi_6) m_n = 2.825 \text{ mm}$$

$$\text{齿全高: } h_5 = h_{a5} + h_{f5} = 6.922 \text{ mm}$$

$$h_6 = h_{a6} + h_{f6} = 6.922 \text{ mm}$$

$$\text{齿顶圆直径: } d_{a5} = d_5 + 2h_{a5} = 88.57 \text{ mm}$$

$$d_{a6} = d_6 + 2h_{a6} = 82.67 \text{ mm}$$

$$\text{齿根圆直径: } d_{f5} = d_5 - 2h_{f5} = 74.43 \text{ mm}$$

$$d_{f6} = d_6 - 2h_{f6} = 68.83 \text{ mm}$$

$$d_{b5} = d_5 \cos \alpha_t = 76.78 \text{ mm}$$

$$\text{基圆直径: } d_{b6} = d_6 \cos \alpha_t = 69.11 \text{ mm}$$

$$d'_5 = 2a' \frac{z_5}{z_5 + z_6} = 82.76 \text{ mm}$$

节圆直径:

$$d'_6 = 2a' \frac{z_6}{z_5 + z_6} = 74.48 \text{ mm}$$

$$\text{当量齿数: } z_{n5} = \frac{z_5}{\cos^3 \beta} = 40.29$$

$$z_{n6} = \frac{z_6}{\cos^3 \beta} = 36.27$$

3. 四档齿轮为斜齿轮, 模数 $m_n = 2.5 \text{ mm}$, 初选 $\beta = 25^\circ$

$$i_{g4} = \frac{z_2 z_3}{z_1 z_4} \quad (3.21)$$

$$\frac{z_3}{z_4} = i_{g4} \frac{z_1}{z_2}$$

$$A = \frac{m_n (z_3 + z_4)}{2 \cos \beta_{3-4}} \quad (3.22)$$

$$z_3 + z_4 = \frac{2A \cos \beta_{3-4}}{m_n} = 56.55$$

取整为 $z_3 = 26$, $z_4 = 31$

$$i_{g4} = \frac{z_2 z_3}{z_1 z_4} = 1.37$$

对四档齿轮进行变位:

$$\text{确定实际螺旋角 } \beta: \cos \beta_{3-4} = \frac{m_n z_h}{2A} = \frac{2.5 \times (26 + 31)}{2 \times 78} \Rightarrow \beta_{3-4} = 24.01^\circ$$

$$\text{理论中心距 } A_o: A_o = \frac{m_n (z_3 + z_4)}{2 \cos \beta_{3-4}} = \frac{2.5 \times (26 + 31)}{2 \cos 25^\circ} = 78.62 \text{ mm}$$

$$\text{端面分度圆压力角 } \alpha_t: \tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_{3-4}} \Rightarrow \alpha_t = 21.88^\circ$$

$$\text{端面啮合角 } \alpha'_t: \cos \alpha'_t = \frac{A_o}{A} \cos \alpha_t \Rightarrow \alpha'_t = 20.72^\circ$$

中心距变动系数 λ_n : $\lambda_n = \frac{A_0 - A}{m_n} = 0.244$

变位系数之和 $\xi_{n\Sigma}$: $\xi_{n\Sigma} = \frac{(z_3 + z_4)(\text{inv}\alpha'_t - \text{inv}\alpha_t)}{2 \tan \alpha_n} = -0.234$

查变位系数线图得: $u = \frac{z_4}{z_3} = \frac{31}{26} = 1.19$ $\xi_4 = 0.05$ $\xi_3 = \xi_{n\Sigma} - \xi_4 = -0.284$

齿顶降低系数 σ_n : $\sigma_n = \xi_n - \lambda_n = -0.478$

计算四档齿轮 3、4 参数:

分度圆直径: $d_3 = \frac{z_3 m_n}{\cos \beta} = \frac{26 \times 2.5}{\cos 25^\circ} = 71.72 \text{ mm}$

$$d_4 = \frac{z_4 m_n}{\cos \beta} = \frac{31 \times 2.5}{\cos 25^\circ} = 85.51 \text{ mm}$$

齿顶高: $h_{a3} = (h_{an}^* + \xi_3 - \sigma_n) m_n = 2.985 \text{ mm}$

$$h_{a4} = (h_{an}^* + \xi_4 - \sigma_n) m_n = 3.778 \text{ mm}$$

齿根高: $h_{f3} = (h_{an}^* + c^* - \xi_3) m_n = 3.835 \text{ mm}$

$$h_{f4} = (h_{an}^* + c^* - \xi_4) m_n = 3.042 \text{ mm}$$

齿全高: $h_3 = h_{a3} + h_{f3} = 6.82 \text{ mm}$

$$h_4 = h_{a4} + h_{f4} = 6.82 \text{ mm}$$

基圆直径: $d_{b3} = d_3 \cos a_t = 66.55 \text{ mm}$

$$d_{b4} = d_4 \cos a_t = 79.35 \text{ mm}$$

齿顶圆直径: $d_{a3} = d_3 + 2h_{a3} = 94.83 + 2 \times 2.73 = 100.29 \text{ mm}$

$$d_{a4} = d_4 + 2h_{a4} = 125.17 + 2 \times 1.995 = 129.16 \text{ mm}$$

齿根圆直径: $d_{f3} = d_3 - 2h_{f3} = 94.83 - 2 \times 3.99 = 86.85 \text{ mm}$

$$d_{f4} = d_4 - 2h_{f4} = 125.17 - 2 \times 4.725 = 115.721 \text{ mm}$$

$$d'_3 = 2a' \frac{z_3}{z_3 + z_4} = 71.16 \text{mm}$$

节圆直径:

$$d'_4 = 2a' \frac{z_4}{z_3 + z_4} = 84.84 \text{mm}$$

当量齿数:

$$z_{n3} = \frac{z_3}{\cos^3 \beta} = 34.92$$

$$z_{n4} = \frac{z_4}{\cos^3 \beta} = 41.64$$

3.5.5 确定倒档齿轮齿数

倒档齿轮选用直尺圆柱齿轮，倒档齿轮选用的模数为 3，倒档齿轮 z_{13} 的齿数一般在 21~23 之间，初选 z_{13} 后，可计算出中间轴与倒档轴的中心距 A' 。初选 $z_{13}=23$ ， $z_{12}=16$ ，则：

$$\begin{aligned} A' &= \frac{1}{2} m (z_{13} + z_{12}) \\ &= \frac{1}{2} \times 3 \times (16 + 23) \\ &= 58.5 \text{ mm} \end{aligned}$$

为保证倒档齿轮的啮合和不产生运动干涉，齿轮 12 和 11 的齿顶圆之间应保持有 0.5mm 以上的间隙，则齿轮 11 的齿顶圆直径 D_{a11} 应为

$$\begin{aligned} \frac{D_{a11}}{2} + 0.5 + \frac{D_{a12}}{2} &= A \\ D_{a11} &= 2A - D_{a12} - 1 \\ &= 2 \times 78 - 3 \times (16 + 2) - 1 = 101 \text{ mm} \\ z_{11} &= \frac{D_{11}}{m} - 2 \\ &= 31.66 \end{aligned}$$

为了保证齿轮 11 和 12 的齿顶圆之间应保持有 0.5 mm 以上的间隙，取 $z_{11}=31$

计算倒档轴和第二轴的中心距 A'' ：

$$A'' = \frac{m(z_{11} + z_{13})}{2}$$

$$= \frac{3 \times (31 + 23)}{2}$$

$$= 81 \text{ mm}$$

计算倒档传动比:

$$i_{\text{倒}} = \frac{z_2}{z_1} \times \frac{z_{13}}{z_{12}} \times \frac{z_{11}}{z_{13}}$$

$$= 3.16$$

分度圆直径: $d_{11} = z_{11}m = 93 \text{ mm}$

$$d_{12} = z_{12}m = 48 \text{ mm}$$

$$d_{13} = z_{13}m = 69 \text{ mm}$$

齿顶高: $h_{a11} = h_{an}^* m = 3 \text{ mm}$

$$h_{a12} = h_{an}^* m = 3 \text{ mm}$$

$$h_{a13} = h_{an}^* m = 3 \text{ mm}$$

齿根高: $h_{f11} = (h_a^* + c^*)m = 3.75 \text{ mm}$

$$h_{f12} = (h_a^* + c^*)m = 3.75 \text{ mm}$$

$$h_{f13} = (h_a^* + c^*)m = 3.75 \text{ mm}$$

齿全高: $h = (2h_a^* + c^*)m = 6.75 \text{ mm}$

齿顶圆直径: $d_{a11} = d_{11} + 2h_{a11} = 99 \text{ mm}$

$$d_{a12} = d_{12} + 2h_{a12} = 54 \text{ mm}$$

$$d_{a13} = d_{13} + 2h_{a13} = 75 \text{ mm}$$

齿根圆直径: $d_{f11} = d_{11} - 2h_{f11} = 85.5 \text{ mm}$

$$d_{f12} = d_{12} - 2h_{f12} = 40.5 \text{ mm}$$

$$d_{f13} = d_{13} - 2h_{f13} = 61.5 \text{ mm}$$

3.6 变速器齿轮的设计及校核

3.6.1 齿轮的坏损形式

变速器齿轮的损坏形式主要有三种：齿轮折断、齿面点蚀、齿面胶合。

齿轮折断有两种情况，一种是齿轮受到足够大的突然载荷的冲击作用，导致齿轮断裂，这种破坏的断面为粗粒状。另一种是受到多次重复载荷的作用，齿根受拉面的最大应力区出现疲劳裂缝，裂缝逐渐扩展到一定深度后，齿轮突然折断。

齿面点蚀是闭式齿轮传动经常出现的一种损坏形式。因闭式齿轮传动齿轮在润滑油中工作，齿面长期受到脉动的接触应力作用，会逐渐产生大量与齿面成尖角的小裂缝。面裂缝中充满了润滑油，啮合时，由于齿面互相挤压，裂缝中油压增高，使裂缝继续扩展，最后导致齿面表层一块块剥落，齿面出现大量扇形小麻点，这就是齿面点蚀现象。

高速重载齿轮传动、轴线不平行的螺旋齿轮传动及双曲面齿轮传动，由于齿面相对滑动速度大，接触压力大，使齿面间滑动油膜破坏，两齿面间金属材料直接接触，局部温度过高，互相熔焊粘联，齿面沿滑动方向形成撕伤痕迹，这种损坏形式叫胶合。在汽车变速器齿轮中，胶合损坏情况不多。

3.6.2 轮齿的强度计算

汽车的变速器齿轮使用条件是相似的。此外，汽车变速器齿轮用的材料、热处理方法、加工方法、精度级别、支撑方式也基本一致。如汽车变速器齿轮用低碳合金钢制造，采用剃齿或磨齿精加工，齿轮表面采用渗碳淬火热处理工艺，齿轮精度不低于7级。因此，比用于通用齿轮强度公式更为简化一些的计算公式来计算汽车齿轮，同样可以获得较为准确的结果。

1. 轮齿弯曲应力

(1) 直齿轮弯曲应力公式为：

$$\sigma_w = \frac{F_1 K_\sigma K_f}{bty} \quad (3.23)$$

式中： σ_w ——弯曲应力(MPa)；

F_1 ——圆周力(N)， $F_1 = 2T_g/d$ ；

T_g ——计算载荷(N·mm)；

d ——节圆直径(mm)；

K_σ ——应力集中系数，可近似取 $K_\sigma=1.65$ ；

K_f ——摩擦力影响系数，主、从动齿轮在啮合点上的摩擦力方向对弯曲应力的影响也不同，主动齿轮 $K_f=1.1$ ，从动齿轮 $K_f=0.9$ ；

b ——齿宽(mm)；

t ——端面齿距(mm)， $t = \pi m$ ；

m ——模数；

y ——齿形系数，如图 3.3 所示。

因为齿轮节圆直径 $d = mz$ ，式中 z 为齿数，所以将上述有关参数代入式后得：

$$\sigma_w = \frac{2T_g K_\sigma K_f}{\pi m^3 z K_c y} \quad (3.24)$$

当计算载荷 T_g 取作用到变速器第一轴上的最大转矩 $T_{e\max}$ 时，一、倒档直齿轮许用弯曲应力在 400~850MPa 范围，货车可取下限，承受双向交变载荷作用的倒档齿轮的许用应力取下限。

(2) 斜齿弯曲应力公式为：

$$\sigma_w = \frac{F_1 K_\sigma}{b t y K_\epsilon} \quad (3.25)$$

式中： F_1 ——圆周力(N)， $F_1 = 2T_g/d$ ；

T_g ——计算载荷(N•mm)；

d ——节圆直径(mm)， $d = (m_n z)/\cos \beta$ ，

m_n ——法向模数(mm)， z ——齿数， β ——斜齿轮螺旋角(°)；

K_σ ——应力集中系数， $K_\sigma = 1.50$ ；

b ——齿面宽(mm)；

t ——法向齿距(mm)， $t = \pi m_n$ ；

y ——齿形系数，可按当量齿数 $z_n = z/\cos^3 \beta$ 在图 3.3 中查得；

K_ε ——重合度影响系数， $K_\varepsilon = 2.0$ 。

将上述有关参数代入公式后，可得到斜齿轮的弯曲应力公式为：

$$\sigma_w = \frac{2T_g \cos \beta K_\sigma}{\pi z m_n^3 y K_C K_\varepsilon} \quad (3.26)$$

当计算载荷取作用到变速器第一轴上的最大转矩 $T_{e\max}$ 时，对乘用车常啮合齿轮和高挡齿轮，许用应力在180~350MPa范围，对货车为100~250MPa范围。

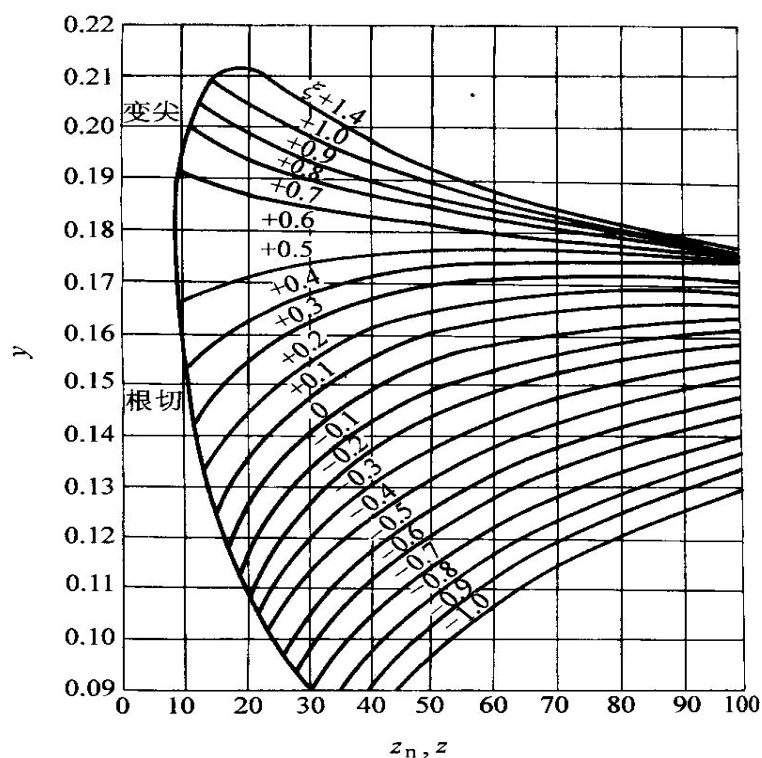


图 3.3 齿形系数图

2. 轮齿接触应力

$$\sigma_j = 0.418 \sqrt{\frac{FE}{b} \left(\frac{1}{\rho_z} + \frac{1}{\rho_b} \right)} \quad (3.27)$$

式中： σ_j ——轮齿的接触应力 (MPa)；

F ——齿面上的法向力 (N)， $F = \frac{F_1}{(\cos \alpha \cos \beta)}$ ；

F_1 ——端面内分度圆切向力， $F_1 = \frac{2T_g}{d}$ ；

T_g ——计算载荷(N•mm);

d ——节圆直径(mm);

α ——节点处压力角($^\circ$);

β ——齿轮螺旋角($^\circ$);

E ——齿轮材料弹性模量(MPa), $E=2.1 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$;

b ——齿轮接触实际宽度(mm);

ρ_z, ρ_b ——主动及被动齿轮节圆处齿廓曲率半径(mm),

其中: 斜齿轮—— $\rho_z = \frac{r_z \sin \alpha}{\cos^2 \beta}$, $\rho_b = \frac{r_b \sin \alpha}{\cos^2 \beta}$;

直齿轮—— $\rho_z = r_z \sin \alpha$, $\rho_b = r_b \sin \alpha$ 。

r_z, r_b ——主动及被动齿轮节圆半径(mm)。

其中: 斜齿轮—— $d = (m_n z) / \cos \beta$, 直齿轮—— $d = mz$

所以: 斜齿轮—— $\rho_z = \frac{z_{nz} \sin \alpha m_n}{2}$, $\rho_b = \frac{z_{nb} \sin \alpha m_n}{2}$;

直齿轮—— $\rho_z = \frac{z_z \sin \alpha m}{2}$, $\rho_b = \frac{z_b \sin \alpha m}{2}$ 。

m_n ——斜齿轮法向模数

m ——直齿轮模数

z_{nz} ——斜齿轮当量齿数

z ——直齿轮齿数

将所有参数代入式(3.27)得:

$$\text{斜齿轮} \quad \sigma_j = 0.418 \sqrt{\frac{TE}{db \cos \alpha \cos \beta} \left(\frac{1}{\rho_z} + \frac{1}{\rho_b} \right)} \quad (3.28)$$

$$\text{直齿轮} \quad \sigma_j = 0.418 \sqrt{\frac{TE}{db \cos \alpha} \left(\frac{1}{\rho_z} + \frac{1}{\rho_b} \right)} \quad (3.29)$$

将作用在变速器第一轴上的载荷 $T_{e\max}/2$ 作为计算载荷时，变速器齿轮的许用接触应力见表 3.5。

表 3.5 变速器齿轮的许用接触应力

齿轮	σ_j/MPa	
	渗碳齿轮	液体碳氮共渗齿轮
一档和倒档	1900~2000	950~1000
常啮合齿轮和高档	1300~1400	650~700

3.7 计算各轴的转矩

发动机最大扭矩为 $192\text{N}\cdot\text{m}$ ，齿轮传动效率 99%，离合器传动效率 99%，轴承传动效率 96%。

$$\text{I 轴: } T_1 = T_{e\max} \eta_{\text{离}} \eta_{\text{承}} = 192 \times 99\% \times 96\% = 182.48 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$\text{中间轴: } T_2 = T_1 \eta_{\text{承}} \eta_{\text{齿}} i_{2-1} = 182.48 \times 96\% \times 99\% \times 31/19 = 282.96 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$\text{II 轴: 一档 } T_{31} = T_2 \eta_{\text{承}} \eta_{\text{齿}} i_{13-14} = 282.96 \times 0.96 \times 0.99 \times 32/17 = 506.21 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$\text{二档 } T_{32} = T_2 \eta_{\text{承}} \eta_{\text{齿}} i_{7-8} = 282.96 \times 0.96 \times 0.99 \times 31/20 = 416.83 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$\text{三档 } T_{33} = T_2 \eta_{\text{承}} \eta_{\text{齿}} i_{5-6} = 282.96 \times 0.96 \times 0.99 \times 30/27 = 298.81 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$\text{四档 } T_{34} = T_2 \eta_{\text{承}} \eta_{\text{齿}} i_{3-4} = 282.96 \times 0.96 \times 0.99 \times 26/31 = 225.55 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$\begin{aligned} \text{倒档 } T_{\text{倒}} &= T_2 (\eta_{\text{承}} \eta_{\text{齿}})^3 i_{12-11} i_{9-10} \\ &= 282.96 \times 0.96^3 \times 0.99^3 \times \frac{23}{16} \times \frac{31}{23} = 470.64 \text{ N}\cdot\text{m} \end{aligned}$$

$$\text{倒档轴: } T_4 = T_2 \eta_{\text{承}} \eta_{\text{齿}} i_{12-11} = 282.96 \times 0.96 \times 0.99 \times 23/16 = 386.58 \text{ N}\cdot\text{m}$$

3.8 各档齿轮的强度计算

1. 计算一档斜齿轮 9, 10 的弯曲应力

$$z_9 = 32, z_{10} = 17, y_9 = 0.137, y_{10} = 0.166, T_{31} = 506.20 \text{ N}\cdot\text{m}, T_2 = 282.96 \text{ N}\cdot\text{m}, \beta_{9-10} = 30^\circ,$$

$$m_n = 2.75 \text{ mm}, K_c = 8.0$$

$$\begin{aligned}\sigma_{w9} &= \frac{2T_{31} \cos \beta_{9-10} K_{\sigma}}{\pi z_9 m_n^3 y_9 K_c K_{\varepsilon}} \\ &= \frac{2 \times 506.20 \times \cos 30^{\circ} \times 1.50}{\pi \times 32 \times 2.75^3 \times 0.137 \times 8.0 \times 2.0} \times 10^3 \\ &= 287.11 \text{MP}_a < 180 \sim 350 \text{MP}_a\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{w10} &= \frac{2T_2 \cos \beta_{9-10} K_{\sigma}}{\pi z_{10} m_n^3 y_{10} K_c K_{\varepsilon}} \\ &= \frac{2 \times 282.96 \times \cos 30^{\circ} \times 1.50}{\pi \times 17 \times 2.75^3 \times 0.166 \times 8.0 \times 2.0} \times 10^3 \\ &= 249.33 \text{MP}_a < 180 \sim 350 \text{MP}_a\end{aligned}$$

2. 计算二档斜齿轮 7, 8 的弯曲应力

$z_7=31$, $z_8=20$, $y_7=0.141$, $y_8=0.158$, $T_{32}=416.83 \text{ N} \cdot \text{m}$, $T_2=282.96 \text{ N} \cdot \text{m}$, $\beta_{7-8}=26^{\circ}$,

$m_n=2.75 \text{ mm}$, $K_c=8.5$

$$\begin{aligned}\sigma_{w7} &= \frac{2T_{32} \cos \beta_{7-8} K_{\sigma}}{\pi z_7 m_n^3 y_7 K_c K_{\varepsilon}} \\ &= \frac{2 \times 416.83 \times \cos 26^{\circ} \times 1.50}{\pi \times 31 \times 2.75^3 \times 0.141 \times 8.5 \times 2.0} \times 10^3 \\ &= 231.62 \text{MP}_a < 180 \sim 350 \text{MP}_a\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{w8} &= \frac{2T_2 \cos \beta_{7-8} K_{\sigma}}{\pi z_8 m_n^3 y_8 K_c K_{\varepsilon}} \\ &= \frac{2 \times 282.96 \times \cos 26^{\circ} \times 1.50}{\pi \times 20 \times 2.75^3 \times 0.158 \times 8.5 \times 2.0} \times 10^3 \\ &= 217.49 \text{MP}_a < 180 \sim 350 \text{MP}_a\end{aligned}$$

3. 计算三档斜齿轮 5, 6 的弯曲应力

$z_5=30$, $z_6=27$, $y_5=0.131$, $y_6=0.153$, $T_{33}=298.81 \text{ N} \cdot \text{m}$, $T_2=282.96 \text{ N} \cdot \text{m}$, $\beta_{5-6}=25^{\circ}$,

$m_n=2.5 \text{ mm}$, $K_c=8.0$

$$\begin{aligned}\sigma_{w5} &= \frac{2T_{33} \cos \beta_{5-6} K_{\sigma}}{\pi z_5 m_n^3 y_5 K_c K_{\varepsilon}} \\ &= \frac{2 \times 298.81 \times \cos 25^{\circ} \times 1.50}{\pi \times 30 \times 2.5^3 \times 0.131 \times 8.0 \times 2.0} \times 10^3\end{aligned}$$

$$=263.35\text{MP}_a < 180 \sim 350\text{MP}_a$$

$$\begin{aligned}\sigma_{w6} &= \frac{2T_2 \cos \beta_{5-6} K_\sigma}{\pi z_6 m_n^3 y_6 K_c K_\varepsilon} \\ &= \frac{2 \times 282.96 \times \cos 25^\circ \times 1.50}{\pi \times 27 \times 2.5^3 \times 0.153 \times 8.0 \times 2.0} \times 10^3 \\ &= 237.24\text{MP}_a < 180 \sim 350\text{MP}_a\end{aligned}$$

4. 计算四档斜齿轮 3, 4 的弯曲应力

$$z_3=26, z_4=31, y_3=0.128, y_4=0.152, T_{34}=225.55 \text{ N}\cdot\text{m}, T_2=282.96 \text{ N}\cdot\text{m}, \beta_{3-4}=25^\circ,$$

$$m_n=2.5 \text{ mm}, K_c=8.0$$

$$\begin{aligned}\sigma_{w3} &= \frac{2T_{34} \cos \beta_{3-4} K_\sigma}{\pi z_3 m_n^3 y_3 K_c K_\varepsilon} \\ &= \frac{2 \times 225.55 \times \cos 25^\circ \times 1.50}{\pi \times 26 \times 2.5^3 \times 0.128 \times 8.0 \times 2.0} \times 10^3 \\ &= 234.74\text{MP}_a < 180 \sim 350\text{MP}_a\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{w4} &= \frac{2T_2 \cos \beta_{3-4} K_\sigma}{\pi z_4 m_n^3 y_4 K_c K_\varepsilon} \\ &= \frac{2 \times 282.96 \times \cos 25^\circ \times 1.50}{\pi \times 31 \times 2.5^3 \times 0.152 \times 8.0 \times 2.0} \times 10^3 \\ &= 207.99\text{MP}_a < 180 \sim 350\text{MP}_a\end{aligned}$$

5. 常啮合齿轮 1, 2 的弯曲应力

$$z_1=19, z_2=31, y_1=0.163, y_2=0.132, T_1=192 \text{ N}\cdot\text{m}, T_2=282.96 \text{ N}\cdot\text{m}, \beta_{1-2}=30^\circ,$$

$$m_n=2.75 \text{ mm}, K_c=8.0$$

$$\begin{aligned}\sigma_{w1} &= \frac{2T_1 \cos \beta_{1-2} K_\sigma}{\pi z_1 m_n^3 y_1 K_c K_\varepsilon} \\ &= \frac{2 \times 192 \times \cos 30^\circ \times 1.50}{\pi \times 19 \times 2.75^3 \times 0.163 \times 8.0 \times 2.0} \times 10^3 \\ &= 154.16\text{MP}_a < 180 \sim 350\text{MP}_a\end{aligned}$$

$$\sigma_{w2} = \frac{2T_2 \cos \beta_{1-2} K_\sigma}{\pi z_2 m_n^3 y_2 K_c K_\varepsilon}$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{2 \times 282.96 \times \cos 30^\circ \times 1.50}{\pi \times 31 \times 2.75^3 \times 0.132 \times 8.0 \times 2.0} \times 10^3 \\
&= 171.95 \text{MPa} < 180 \sim 350 \text{MPa}
\end{aligned}$$

6. 计算倒档直齿轮 11, 12, 13 的弯曲应力

$$z_{11}=31, z_{12}=16, z_{13}=23, y_{11}=0.143, y_{12}=0.126, y_{13}=0.132, m=3 \text{ mm}, K_c=8.0,$$

$$T_{\text{倒}}=470.64 \text{ N} \cdot \text{m}, T_2=282.96 \text{ N} \cdot \text{m}, T_4=386.58 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\begin{aligned}
\sigma_{w11} &= \frac{2T_{\text{倒}}K_\sigma K_f}{\pi m^3 z_{11} K_c y_{11}} \\
&= \frac{2 \times 470.64 \times 1.65 \times 0.9}{\pi \times 3^3 \times 31 \times 8.0 \times 0.143} \times 10^3 \\
&= 464.91 \text{MPa} < 400 \sim 850 \text{MPa}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\sigma_{w12} &= \frac{2T_2 K_\sigma K_f}{\pi m^3 z_{12} K_c y_{12}} \\
&= \frac{2 \times 282.96 \times 1.65 \times 1.1}{\pi \times 3^3 \times 16 \times 8.0 \times 0.126} \times 10^3 \\
&= 751.20 \text{MPa} < 400 \sim 850 \text{MPa}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\sigma_{w13} &= \frac{2T_4 K_\sigma K_f}{\pi m^3 z_{13} K_c y_{13}} \\
&= \frac{2 \times 386.58 \times 1.65 \times 1.1}{\pi \times 3^3 \times 23 \times 8.0 \times 0.132} \times 10^3 \\
&= 681.49 \text{MPa} < 400 \sim 850 \text{MPa}
\end{aligned}$$

7. 计算一档斜齿轮 9, 10 的接触应力

$$z_9=32, z_{10}=17, T_{31}=506.20 \text{ N} \cdot \text{m}, T_2=282.96 \text{ N} \cdot \text{m}, \beta_{9-10}=30, K_c=8.0, m_n=2.75 \text{ mm}$$

$$d'_9 = 2a' \frac{z_9}{z_9 + z_{10}} = 101.60 \text{mm}$$

$$d'_{10} = 2a' \frac{z_{10}}{z_9 + z_{10}} = 53.98 \text{mm}$$

$$\rho_{b9} = (r_{b9} \sin \alpha) / \cos^2 \beta = (101.60 / 2 \times \sin 23.15) / \cos^2 30 = 23.63 \text{mm}$$

$$\rho_{z10} = (r_{z10} \sin \alpha) / \cos^2 \beta = (53.98 / 2 \times \sin 23.15) / \cos^2 30 = 14.15 \text{mm}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{j9} &= 0.418 \sqrt{\frac{T_{31}E}{bd'_9 \cos \alpha \cos \beta_{9-10} \left(\frac{1}{\rho_{z10}} + \frac{1}{\rho_{b9}} \right)}} \\ &= 0.418 \sqrt{\frac{506.02 \times 2.1 \times 10^5}{22 \times 101.60 \cos 23.15^\circ \cos 30^\circ \left(\frac{1}{14.15} + \frac{1}{26.63} \right)}} \times 10^3 \\ &= 1508.25 \text{MP}_a < 1900 \sim 2000 \text{MP}_a\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{j10} &= 0.418 \sqrt{\frac{T_2E}{bd'_{10} \cos \alpha \cos \beta_{9-10} \left(\frac{1}{\rho_{z10}} + \frac{1}{\rho_{b9}} \right)}} \\ &= 0.418 \sqrt{\frac{282.96 \times 2.1 \times 10^5}{22 \times 53.98 \cos 23.15^\circ \cos 30^\circ \left(\frac{1}{14.15} + \frac{1}{26.63} \right)}} \times 10^3 \\ &= 1547.08 \text{MP}_a < 1900 \sim 2000 \text{MP}_a\end{aligned}$$

8. 计算二档斜齿轮 7, 8 的接触应力

$z_7=31$, $z_8=20$, $T_{32}=416.83 \text{ N}\cdot\text{m}$, $T_2=282.96 \text{ N}\cdot\text{m}$, $\beta_{7-8}=26$, $K_c=8.5$, $m_n=2.75 \text{ mm}$

$$d'_7 = 2a' \frac{z_7}{z_7 + z_8} = 94.85 \text{ mm}$$

$$d'_8 = 2a' \frac{z_8}{z_7 + z_8} = 61.19 \text{ mm}$$

$$\rho_{b7} = (r_{b7} \sin \alpha) / \cos^2 \beta = (94.85 / 2 \times \sin 22) / \cos^2 26 = 21.99 \text{ mm}$$

$$\rho_{z8} = (r_{z8} \sin \alpha) / \cos^2 \beta = (61.19 / 2 \times \sin 22) / \cos^2 26 = 14.19 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{j7} &= 0.418 \sqrt{\frac{T_{32}E}{bd'_7 \cos \alpha \cos \beta_{7-8} \left(\frac{1}{\rho_{z8}} + \frac{1}{\rho_{b7}} \right)}} \\ &= 0.418 \sqrt{\frac{416.83 \times 2.1 \times 10^5}{24 \times 94.85 \cos 22^\circ \cos 26^\circ \left(\frac{1}{14.19} + \frac{1}{21.99} \right)}} \times 10^3 \\ &= 1361.73 \text{MP}_a < 1300 \sim 1400 \text{MP}_a\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{j8} &= 0.418 \sqrt{\frac{T_2E}{bd'_8 \cos \alpha \cos \beta_{7-8} \left(\frac{1}{\rho_{z8}} + \frac{1}{\rho_{b7}} \right)}} \\ &= 0.418 \sqrt{\frac{282.96 \times 2.1 \times 10^5}{24 \times 61.19 \cos 22^\circ \cos 26^\circ \left(\frac{1}{14.19} + \frac{1}{21.99} \right)}} \times 10^3 \\ &= 1396.86 \text{MP}_a < 1300 \sim 1400 \text{MP}_a\end{aligned}$$

9. 计算三档斜齿轮 5, 6 的接触应力

$$z_5=30, z_6=27, T_{33}=298.81 \text{ N}\cdot\text{m}, T_2=282.96 \text{ N}\cdot\text{m}, \beta_{5-6}=25, K_c=8.0, m_n=2.5 \text{ mm}$$

$$d'_5 = 2a' \frac{z_5}{z_5 + z_6} = 82.76 \text{ mm}$$

$$d'_6 = 2a' \frac{z_6}{z_5 + z_6} = 74.48 \text{ mm}$$

$$\rho_{b5} = (r_{b5} \sin \alpha) / \cos^2 \beta = (82.76 / 2 \times \sin 20.72) / \cos^2 25 = 17.82 \text{ mm}$$

$$\rho_{z6} = (r_{z6} \sin \alpha) / \cos^2 \beta = (74.48 / 2 \times \sin 20.72) / \cos^2 25 = 16.04 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{j5} &= 0.418 \sqrt{\frac{T_{33} E}{bd'_5 \cos \alpha \cos \beta_{5-6} \left(\frac{1}{\rho_{z6}} + \frac{1}{\rho_{b5}} \right)}} \\ &= 0.418 \sqrt{\frac{298.81 \times 2.1 \times 10^5}{20 \times 82.76 \cos 20.72^\circ \cos 25^\circ \left(\frac{1}{16.04} + \frac{1}{17.82} \right)}} \times 10^3 \\ &= 1357.99 \text{ MP}_a < 1300 \sim 1400 \text{ MP}_a \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{j6} &= 0.418 \sqrt{\frac{T_2 E}{bd'_6 \cos \alpha \cos \beta_{5-6} \left(\frac{1}{\rho_{z6}} + \frac{1}{\rho_{b5}} \right)}} \\ &= 0.418 \sqrt{\frac{282.96 \times 2.1 \times 10^5}{20 \times 74.48 \cos 20.72^\circ \cos 25^\circ \left(\frac{1}{16.04} + \frac{1}{17.82} \right)}} \times 10^3 \\ &= 1393.00 \text{ MP}_a < 1300 \sim 1400 \text{ MP}_a \end{aligned}$$

10. 计算四档斜齿轮 3, 4 的接触应力

$$z_3=26, z_4=31, T_{34}=225.55 \text{ N}\cdot\text{m}, T_2=282.96 \text{ N}\cdot\text{m}, \beta_{3-4}=25, K_c=8.0, m_n=2.5 \text{ mm}$$

$$d'_3 = 2a' \frac{z_3}{z_3 + z_4} = 71.16 \text{ mm}$$

$$d'_4 = 2a' \frac{z_4}{z_3 + z_4} = 84.84 \text{ mm}$$

$$\rho_{b3} = (r_{b3} \sin \alpha) / \cos^2 \beta = (71.16 / 2 \times \sin 20.72) / \cos^2 25 = 15.33 \text{ mm}$$

$$\rho_{z4} = (r_{z4} \sin \alpha) / \cos^2 \beta = (84.84 / 2 \times \sin 20.72) / \cos^2 25 = 18.27 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{j3} &= 0.418 \sqrt{\frac{T_{34} E}{bd'_3 \cos \alpha \cos \beta_{3-4} \left(\frac{1}{\rho_{z4}} + \frac{1}{\rho_{b3}} \right)}} \\ &= 0.418 \sqrt{\frac{225.55 \times 2.1 \times 10^5}{20 \times 71.16 \cos 20.72^\circ \cos 25^\circ \left(\frac{1}{18.27} + \frac{1}{15.33} \right)}} \times 10^3 \\ &= 1283.11 \text{MP}_a < 1300 \sim 1400 \text{MP}_a\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{j4} &= 0.418 \sqrt{\frac{T_2 E}{bd'_4 \cos \alpha \cos \beta_{3-4} \left(\frac{1}{\rho_{z4}} + \frac{1}{\rho_{b3}} \right)}} \\ &= 0.418 \sqrt{\frac{282.96 \times 2.1 \times 10^5}{20 \times 84.84 \cos 20.72^\circ \cos 25^\circ \left(\frac{1}{18.27} + \frac{1}{15.33} \right)}} \times 10^3 \\ &= 1361.19 \text{MP}_a < 1300 \sim 1400 \text{MP}_a\end{aligned}$$

11. 常啮合斜齿轮 1, 2 的接触应力

$z_1=19$, $z_2=31$, $T_1=192 \text{ N} \cdot \text{m}$, $T_2=282.96 \text{ N} \cdot \text{m}$, $\beta_{1-2}=28$, $K_c=8.0$, $m_n=2.75 \text{ mm}$

$$d'_1 = 2a' \frac{z_1}{z_1 + z_2} = 59.19 \text{ mm}$$

$$d'_2 = 2a' \frac{z_2}{z_1 + z_2} = 96.55 \text{ mm}$$

$$\rho_{b2} = (r_{b2} \sin \alpha) / \cos^2 \beta = (96.55 / 2 \times \sin 22.65) / \cos^2 28 = 23.85 \text{ mm}$$

$$\rho_{z1} = (r_{z1} \sin \alpha) / \cos^2 \beta = (59.19 / 2 \times \sin 22.65) / \cos^2 28 = 14.62 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{j1} &= 0.418 \sqrt{\frac{T_1 E}{bd'_1 \cos \alpha \cos \beta_{1-2} \left(\frac{1}{\rho_{z1}} + \frac{1}{\rho_{b2}} \right)}} \\ &= 0.418 \sqrt{\frac{192 \times 2.1 \times 10^5}{22 \times 59.19 \cos 22.65^\circ \cos 28^\circ \left(\frac{1}{14.62} + \frac{1}{23.85} \right)}} \times 10^3 \\ &= 854.59 \text{MP}_a < 1300 \sim 1400 \text{MP}_a\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{j2} &= 0.418 \sqrt{\frac{T_2 E}{bd'_2 \cos \alpha \cos \beta_{1-2} \left(\frac{1}{\rho_{z1}} + \frac{1}{\rho_{b2}} \right)}} \\ &= 0.418 \sqrt{\frac{282.96 \times 2.1 \times 10^5}{22 \times 96.55 \cos 22.65^\circ \cos 28^\circ \left(\frac{1}{14.62} + \frac{1}{23.85} \right)}} \times 10^3 \\ &= 1148.77 \text{MP}_a < 1300 \sim 1400 \text{MP}_a\end{aligned}$$

12. 计算倒档直齿轮 11, 12, 13 的接触应力

$z_{11}=31$, $z_{12}=16$, $z_{13}=23$, $m=3\text{ mm}$, $K_c=8.0$, $T_{\text{倒}}=470.64\text{ N}\cdot\text{m}$, $T_2=282.96\text{ N}\cdot\text{m}$,

$T_4=386.58\text{ N}\cdot\text{m}$

$$d'_{11} = mz_{11} = 3 \times 31 = 93\text{ mm}$$

$$d'_{12} = mz_{12} = 3 \times 16 = 48\text{ mm}$$

$$d'_{13} = mz_{13} = 3 \times 23 = 69\text{ mm}$$

$$\rho_{b11} = (r_{b11} \sin \alpha) / \cos^2 \beta = (93/2 \times \sin 20) / \cos^2 0 = 15.90\text{ mm}$$

$$\rho_{z12} = (r_{z12} \sin \alpha) / \cos^2 \beta = (48/2 \times \sin 20) / \cos^2 0 = 8.21\text{ mm}$$

$$\rho_{z13} = (r_{z13} \sin \alpha) / \cos^2 \beta = (69/2 \times \sin 20) / \cos^2 0 = 11.79\text{ mm}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{j11} &= 0.418 \sqrt{\frac{T_{\text{倒}} E}{bd'_{11} \cos \alpha} \left(\frac{1}{\rho_{z13}} + \frac{1}{\rho_{b11}} \right)} \\ &= 0.418 \sqrt{\frac{470.64 \times 2.1 \times 10^5}{24 \times 93 \times \cos 20^\circ} \left(\frac{1}{11.79} + \frac{1}{15.90} \right)} \times 10^3 \\ &= 1102.79 \text{ MP}_a < 1900 \sim 2000 \text{ MP}_a \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{j12} &= 0.418 \sqrt{\frac{T_2 E}{bd'_{12} \cos \alpha} \left(\frac{1}{\rho_{z12}} + \frac{1}{\rho_{b13}} \right)} \\ &= 0.418 \sqrt{\frac{282.96 \times 2.1 \times 10^5}{24 \times 48 \times \cos 20^\circ} \left(\frac{1}{8.21} + \frac{1}{11.79} \right)} \times 10^3 \\ &= 1501.91 \text{ MP}_a < 1900 \sim 2000 \text{ MP}_a \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{j13} &= 0.418 \sqrt{\frac{T_4 E}{bd'_{13} \cos \alpha} \left(\frac{1}{\rho_{z13}} + \frac{1}{\rho_{b11}} \right)} \\ &= 0.418 \sqrt{\frac{386.58 \times 2.1 \times 10^5}{24 \times 69 \times \cos 20^\circ} \left(\frac{1}{11.79} + \frac{1}{15.90} \right)} \times 10^3 \\ &= 1160.35 \text{ MP}_a < 1900 \sim 2000 \text{ MP}_a \end{aligned}$$

3.9 计算各档齿轮的受力

1. 一档斜齿轮 9, 10 的受力

$d_9=101.61 \text{ mm}$, $d_{10}=53.98 \text{ mm}$, $T_{31}=506.20 \text{ N}\cdot\text{m}$, $T_2=282.96 \text{ N}\cdot\text{m}$, $\beta_{9-10}=30^\circ$

$$F_{i9} = \frac{2T_{31}i}{d_9} = \frac{2 \times 506.20 \times 32 / 17}{101.61} \times 10^3 = 18754.98 \text{ N}$$

$$F_{i10} = \frac{2T_2i}{d_{10}} = \frac{2 \times 282.96 \times 32 / 17}{53.98} \times 10^3 = 19117.67 \text{ N}$$

$$F_{r9} = \frac{2T_{31}i \tan \alpha}{d_9 \cos \beta} = \frac{2 \times 506.20 \times 32 / 17 \times \tan 23.15}{101.61 \times \cos 30} \times 10^3 = 9266.89 \text{ N}$$

$$F_{r10} = \frac{2T_2i \tan \alpha}{d_{10} \cos \beta} = \frac{2 \times 282.96 \times 32 / 17 \times \tan 23.15}{53.98 \times \cos 30} \times 10^3 = 9743.11 \text{ N}$$

$$F_{a9} = \frac{2T_{31}i \tan \beta}{d_9} = \frac{2 \times 506.20 \times 32 / 17 \times \tan 30}{101.61} = 10498.10 \text{ N}$$

$$F_{a10} = \frac{2T_2i \tan \beta}{d_{10}} = \frac{2 \times 282.96 \times 32 / 17 \times \tan 30}{53.98} = 11393.64 \text{ N}$$

2. 二档斜齿轮 7, 8 的受力

$d_7=94.85 \text{ mm}$, $d_8=61.19 \text{ mm}$, $T_{32}=416.83 \text{ N}\cdot\text{m}$, $T_2=282.96 \text{ N}\cdot\text{m}$, $\beta_{7-8}=26^\circ$

$$F_{i7} = \frac{2T_{32}i}{d_7} = \frac{2 \times 416.83 \times 31 / 20}{94.85} \times 10^3 = 13623.33 \text{ N}$$

$$F_{i8} = \frac{2T_2i}{d_8} = \frac{2 \times 282.96 \times 31 / 20}{61.19} \times 10^3 = 14335.28 \text{ N}$$

$$F_{r7} = \frac{2T_{32}i \tan \alpha}{d_7 \cos \beta} = \frac{2 \times 416.83 \times 31 / 20 \times \tan 22}{101.61 \times \cos 26} \times 10^3 = 5716.54 \text{ N}$$

$$F_{r8} = \frac{2T_2i \tan \alpha}{d_8 \cos \beta} = \frac{2 \times 282.96 \times 31 / 20 \times \tan 22}{61.19 \times \cos 26} \times 10^3 = 6444.00 \text{ N}$$

$$F_{a7} = \frac{2T_{32}i \tan \beta}{d_7} = \frac{2 \times 416.83 \times 31 / 20 \times \tan 22}{101.61} = 5137.99 \text{ N}$$

$$F_{a8} = \frac{2T_2 i \tan \beta}{d_8} = \frac{2 \times 282.96 \times 31 / 20 \times \tan 22}{61.19} = 5791.83 \text{ N}$$

3. 三档齿轮 5, 6 的受力

$$d_5 = 82.75 \text{ mm}, \quad d_6 = 74.48 \text{ mm}, \quad T_{33} = 298.81 \text{ N} \cdot \text{m}, \quad T_2 = 282.96 \text{ N} \cdot \text{m}, \quad \beta_{5-6} = 25^\circ$$

$$F_{t5} = \frac{2T_{33} i}{d_5} = \frac{2 \times 298.81 \times 30 / 27}{82.75} \times 10^3 = 8024.44 \text{ N}$$

$$F_{t6} = \frac{2T_2 i}{d_6} = \frac{2 \times 282.96 \times 30 / 27}{74.48} \times 10^3 = 8442.53 \text{ N}$$

$$F_{r5} = \frac{2T_{33} i \tan \alpha}{d_5 \cos \beta} = \frac{2 \times 298.81 \times 30 / 27 \times \tan 20.72}{82.75 \times \cos 25} \times 10^3 = 3354.47 \text{ N}$$

$$F_{r6} = \frac{2T_2 i \tan \alpha}{d_6 \cos \beta} = \frac{2 \times 282.96 \times 30 / 27 \times \tan 20.72}{74.48 \times \cos 25} \times 10^3 = 3721.06 \text{ N}$$

$$F_{a5} = \frac{2T_{33} i \tan \beta}{d_5} = \frac{2 \times 298.81 \times 30 / 27 \times \tan 20.72}{82.75} = 3035.38 \text{ N}$$

$$F_{a6} = \frac{2T_2 i \tan \beta}{d_6} = \frac{2 \times 282.96 \times 30 / 27 \times \tan 20.72}{74.48} = 3193.54 \text{ N}$$

4. 四档斜齿轮 3, 4 的受力

$$d_3 = 71.72 \text{ mm}, \quad d_4 = 85.51 \text{ mm}, \quad T_{34} = 225.55 \text{ N} \cdot \text{m}, \quad T_2 = 282.96 \text{ N} \cdot \text{m}, \quad \beta_{3-4} = 25^\circ$$

$$F_{t3} = \frac{2T_{34} i}{d_3} = \frac{2 \times 225.55 \times 31 / 26}{71.72} \times 10^3 = 7499.30 \text{ N}$$

$$F_{t4} = \frac{2T_2 i}{d_4} = \frac{2 \times 282.96 \times 31 / 26}{85.51} \times 10^3 = 7598.64 \text{ N}$$

$$F_{r3} = \frac{2T_{34} i \tan \alpha}{d_3 \cos \beta} = \frac{2 \times 225.55 \times 31 / 26 \times \tan 20.72}{71.72 \times \cos 25} \times 10^3 = 3129.99 \text{ N}$$

$$F_{r4} = \frac{2T_2 i \tan \alpha}{d_4 \cos \beta} = \frac{2 \times 282.96 \times 31 / 26 \times \tan 20.72}{85.51 \times \cos 25} \times 10^3 = 3293.44 \text{ N}$$

$$F_{a3} = \frac{2T_{34}i \tan \beta}{d_3} = \frac{2 \times 225.55 \times 31/26 \times \tan 20.72}{71.72} = 2836.74 \text{ N}$$

$$F_{a4} = \frac{2T_2i \tan \beta}{d_4} = \frac{2 \times 282.96 \times 31/26 \times \tan 20.72}{85.51} = 2984.24 \text{ N}$$

5. 常啮合齿轮 1, 2 的受力

$d_1 = 59.18 \text{ mm}$, $d_2 = 96.55 \text{ mm}$, $T_1 = 192 \text{ N} \cdot \text{m}$, $T_2 = 282.96 \text{ N} \cdot \text{m}$, $\beta_{1-2} = 28^\circ$

$$F_{t1} = \frac{2T_1i}{d_1} = \frac{2 \times 192 \times 31/19}{59.18} \times 10^3 = 10586.79 \text{ N}$$

$$F_{t2} = \frac{2T_2i}{d_2} = \frac{2 \times 282.96 \times 31/19}{96.55} \times 10^3 = 9563.37 \text{ N}$$

$$F_{r1} = \frac{2T_1i \tan \alpha}{d_1 \cos \beta} = \frac{2 \times 192 \times 31/19 \times \tan 22.65}{59.18 \times \cos 28} \times 10^3 = 5003.35 \text{ N}$$

$$F_{r2} = \frac{2T_2i \tan \alpha}{d_2 \cos \beta} = \frac{2 \times 282.96 \times 31/19 \times \tan 22.65}{96.55 \times \cos 28} \times 10^3 = 4519.68 \text{ N}$$

$$F_{a1} = \frac{2T_1i \tan \beta}{d_1} = \frac{2 \times 192 \times 31/19 \times \tan 22.65}{59.18} = 4417.69 \text{ N}$$

$$F_{a2} = \frac{2T_2i \tan \beta}{d_2} = \frac{2 \times 282.96 \times 31/19 \times \tan 22.65}{96.55} = 3990.64 \text{ N}$$

6. 倒档齿轮 9, 10, 11, 12 的受力

$d_{11} = 93 \text{ mm}$, $d_{12} = 48 \text{ mm}$, $d_{13} = 69 \text{ mm}$, $T_{\text{倒}} = 470.64 \text{ N} \cdot \text{m}$, $T_2 = 282.96 \text{ N} \cdot \text{m}$,

$T_4 = 386.58 \text{ N} \cdot \text{m}$

$$F_{t11} = \frac{2T_4i}{d_{11}} = \frac{2 \times 386.58 \times 31/23}{93} \times 10^3 = 11205.22 \text{ N}$$

$$F_{t12} = \frac{2T_2i}{d_{12}} = \frac{2 \times 282.96 \times 23/16}{48} \times 10^3 = 16948.12 \text{ N}$$

$$F_{t13} = \frac{2T_{\text{倒}}i}{d_{13}} = \frac{2 \times 470.64 \times 31/23}{69} \times 10^3 = 18386.69 \text{ N}$$

$$F_{r11} = \frac{2T_4 i \tan \alpha}{d_{11} \cos \beta} = \frac{2 \times 386.58 \times 31 / 23 \times \tan 20}{93 \times \cos 0} \times 10^3 = 4078.36 \text{N}$$

$$F_{r12} = \frac{2T_2 i \tan \alpha}{d_{12} \cos \beta} = \frac{2 \times 282.96 \times 23 / 16 \times \tan 20}{48 \times \cos 0} \times 10^3 = 5783.80 \text{N}$$

$$F_{r13} = \frac{2T_{\text{倒}} i \tan \alpha}{d_{13} \cos \beta} = \frac{2 \times 470.64 \times 31 / 23 \times \tan 20}{69 \times \cos 0} \times 10^3 = 6692.21 \text{N}$$

$$F_{a11} = \frac{2T_4 i \tan \beta}{d_{11}} = \frac{2 \times 386.58 \times 31 / 23 \times \tan 20}{93} = 4078.36 \text{N}$$

$$F_{a12} = \frac{2T_2 i \tan \beta}{d_{12}} = \frac{2 \times 282.96 \times 23 / 16 \times \tan 20}{48} = 5783.80 \text{N}$$

$$F_{a13} = \frac{2T_{\text{倒}} i \tan \beta}{d_{13}} = \frac{2 \times 470.64 \times 31 / 23 \times \tan 20}{69} = 6692.21 \text{N}$$

3.10 变速器轴的设计及校核

3.10.1 轴的结构与分析

变速器在工作是承受转矩及弯矩，轴的明显变形将影响齿轮的正常啮合，产生较大的噪声，降低使用寿命。轴的结构形状除应保证其强度与刚度外，还应考虑齿轮、同步器及轴承等的安装、固定，它与加工工艺也有密切关系。

第一轴通常和齿轮做成一体，其长度决定于离合器总成的轴向尺寸。第一轴花键尺寸与离合器从动盘毂内花键统一考虑，目前一般都采用齿侧定心的矩形花键，键齿之间为动配合。

第二轴制成阶梯式的以便于齿轮安装，从受力及合理使用材料看，也是需要的。各截面尺寸不应相差悬殊，轴上供磨削用的砂轮越程槽处的应力集中会引起轴断裂。用弹性挡圈定位各挡齿轮虽简单，但拆装不方便，且与旋转件端面有滑摩，同时弹性挡圈也不能承受较大的轴向力，故这种结构仅用于轻型及以下的汽车变速器上。第二轴安装同步器齿座的花键采用渐开线花键且以大径定心更宜、渐开线花键固定连接的精度要求比矩形花键低，但定位性能好，承载能力大，且键齿高较小使小径相应增大，可增强轴的刚度。当一档、倒档采用滑动齿轮挂档时，第二轴的相应花键则采用矩形花键及动配合，这时不仅要求磨削定心的外径，一般也需要磨削键齿侧，而矩形花键键侧面磨削比渐开线花键容易^[3]。

变速器中间轴有旋转式和固定式两种：

旋转式中间轴支承在前后两个滚动轴承上。其上一档齿轮常和轴做成一体，而高档齿轮则通过键或过盈配合与轴连接以便于更换。如结构尺寸允许，应尽量用旋转式中间轴。

固定式中间轴为仅起支撑作用的光轴，与壳体呈轻压配合并用锁片等做轴向定位。刚度主要由支撑于其上的连体齿轮（宝塔齿轮）的结构保证。仅用壳体上无足够位置设置滚动轴承和轴承盖^[3]。

3.10.2 轴的尺寸

三轴式变速器的第二轴与中间轴的最大直径 d 可根据中心距 $A(\text{mm})$ 按下式初选

$$d \approx (0.45 \sim 0.60) A \quad (3.30)$$

第一轴花键部分直径可根据发动机最大转矩 $T_{e\max}$ ($\text{N}\cdot\text{m}$)： $d = K\sqrt[3]{T_{e\max}}$ (3.31)

其中： K ——经验系数， $K = 4.0 \sim 4.6$

$T_{e\max}$ ——发动机最大转矩

变速器轴的直径 d 与支承间的距离 l 可按下列关系式选取：

$$\text{第一轴及中间轴：} \frac{d}{l} = 0.16 \sim 0.18 \quad (3.32)$$

$$\text{第二轴：} \frac{d}{l} = 0.18 \sim 0.21 \quad (3.33)$$

初选的轴景还需根据变速器的结构布置和轴承与花键、弹性挡圈等标准以及轴的刚度与强度验算结果进行修正。

已知中心距 $A = 78 \text{ mm}$ ， $T_{e\max} = 192 \text{ N}\cdot\text{m}$ 应用上述公式计算各轴尺寸：

第一轴花键部分直径 $d_1 = (4.0 \sim 4.6)\sqrt[3]{192} = 23.07 \sim 26.54 \text{ mm}$ ；中间轴最大直径和第一轴最大直径 $d_{2\max} \approx (0.45 \sim 0.60) \times 78 = 35.1 \sim 46.8 \text{ mm}$ 。

第二轴支承之间的长度 $L_2 = 228.57 \sim 266.67 \text{ mm}$ ，取 $L_2 = 242 \text{ mm}$ ；中间轴支承之间的长度 $L = 266.67 \sim 300 \text{ mm}$ ，取 $L = 283.8 \text{ mm}$ 。

3.11 轴的强度计算

3.11.1 轴的刚度验算

若轴在垂直面内挠度为 f_c ，在水平面内挠度为 f_s 和转角为 δ ，可分别用式(3.34)、(3.35)、(3.36)计算

$$f_c = \frac{F_t a^2 b^2}{3EIL} = \frac{64F_t a^2 b^2}{3\pi E L d^4} \quad (3.34)$$

$$f_s = \frac{F_t a^2 b^2}{3EIL} = \frac{64F_t a^2 b^2}{3\pi E L d^4} \quad (3.35)$$

$$\delta = \frac{F_r a b (b - a)}{3EIL} = \frac{64F_r a b (b - a)}{3\pi E L d^4} \quad (3.36)$$

式中： F_r ——齿轮齿宽中间平面上的径向力 (N)；

F_t ——齿轮齿宽中间平面上的圆周力 (N)；

E ——弹性模量 (MPa)， $E=2.1 \times 10^5 \text{MPa}$ ；

I ——惯性矩 (mm^4)，对于实心轴， $I = \pi d^4 / 64$ ；

d ——轴的直径 (mm)，花键处按平均直径计算；

a 、 b ——齿轮上的作用力距支座 A 、 B 的距离 (mm)；

L ——支座间的距离 (mm)。

轴的全挠度为 $f = \sqrt{f_c^2 + f_s^2} \leq 0.2 \text{ mm}$ 。

轴在垂直面和水平面内挠度的允许值为 $[f_c] = 0.05 \sim 0.10 \text{ mm}$ ， $[f_s] = 0.10 \sim$

0.15 mm 。齿轮所在平面的转角不应超过 0.002 rad 。

1. 第一轴常啮合齿轮副，因距离支撑点近，负荷又小，通常挠度不大，可以不必计算

2. 第二轴的刚度

一档时

$F_{t9} = 18754.98 \text{ N}$ ， $F_{r9} = 9266.89 \text{ N}$ ， $d = 48 \text{ mm}$ ， $a_9 = 84.3 \text{ mm}$ ， $b_9 = 157.7 \text{ mm}$ ，

$L = 242 \text{ mm}$

$$f_{c9} = \frac{64F_{t9} a_9^2 b_9^2}{3\pi E L d^4} = 0.083 \text{ mm} \leq 0.05 \sim 0.10 \text{ mm}$$

$$f_{s9} = \frac{64F_{t9}a_9^2b_9^2}{3\pi ELd^4} = 0.041 \text{ mm} \leq 0.10 \sim 0.15 \text{ mm}$$

$$f_9 = \sqrt{f_{c9}^2 + f_{s9}^2} = 0.092 \text{ mm} \leq 0.2 \text{ mm}$$

$$\delta_9 = \frac{64F_{t9}a_9b_9(b_9 - a_9)}{3\pi ELd^4} = 0.0002 \text{ rad} \leq 0.002 \text{ rad}$$

二档时

$$F_{t7} = 13623.33 \text{ N}, F_{r7} = 5716.54 \text{ N}, d = 46 \text{ mm}, a_7 = 112.3 \text{ mm}, b_7 = 129.7 \text{ mm},$$

$$L = 242 \text{ mm}$$

$$f_{c7} = \frac{64F_{t7}a_7^2b_7^2}{3\pi ELd^4} = 0.036 \text{ mm} \leq 0.05 \sim 0.10 \text{ mm}$$

$$f_{s7} = \frac{64F_{r7}a_7^2b_7^2}{3\pi ELd^4} = 0.086 \text{ mm} \leq 0.10 \sim 0.15 \text{ mm}$$

$$f_7 = \sqrt{f_{c7}^2 + f_{s7}^2} = 0.093 \text{ mm} \leq 0.2 \text{ mm}$$

$$\delta_7 = \frac{64F_{r7}a_7b_7(b_7 - a_7)}{3\pi ELd^4} = 0.00004 \text{ rad} \leq 0.002 \text{ rad}$$

三档时

$$F_{t5} = 8024.44 \text{ N}, F_{r5} = 3354.47 \text{ N}, d = 42 \text{ mm}, a_5 = 168.2 \text{ mm}, b_5 = 73.8 \text{ mm},$$

$$L = 242 \text{ mm}$$

$$f_{c5} = \frac{64F_{t5}a_5^2b_5^2}{3\pi ELd^4} = 0.022 \text{ mm} \leq 0.05 \sim 0.10 \text{ mm}$$

$$f_{s5} = \frac{64F_{r5}a_5^2b_5^2}{3\pi ELd^4} = 0.053 \text{ mm} \leq 0.10 \sim 0.15 \text{ mm}$$

$$f_5 = \sqrt{f_{c5}^2 + f_{s5}^2} = 0.057 \text{ mm} \leq 0.2 \text{ mm}$$

$$\delta_5 = \frac{64F_{r5}a_5b_5(a_5 - b_5)}{3\pi ELd^4} = 0.0001 \text{ rad} \leq 0.002 \text{ rad}$$

四档时

$$F_{t3} = 7499.30 \text{ N}, F_{r3} = 3129.99 \text{ N}, d = 40 \text{ mm}, a_3 = 193.2 \text{ mm}, b_3 = 48.8 \text{ mm},$$

$L = 242 \text{ mm}$

$$f_{c3} = \frac{64F_{r3}a_3^2b_3^2}{3\pi ELd^4} = 0.014 \text{ mm} \leq 0.05 \sim 0.10 \text{ mm}$$

$$f_{s3} = \frac{64F_{t3}a_3^2b_3^2}{3\pi ELd^4} = 0.035 \text{ mm} \leq 0.10 \sim 0.15 \text{ mm}$$

$$f_3 = \sqrt{f_{c3}^2 + f_{s3}^2} = 0.038 \text{ mm} \leq 0.2 \text{ mm}$$

$$\delta_3 = \frac{64F_{r3}a_3b_3(a_3 - b_3)}{3\pi ELd^4} = 0.0002 \text{ rad} \leq 0.002 \text{ rad}$$

倒档时

$$F_{t11} = 11205.22 \text{ N}, F_{r11} = 4078.36 \text{ N}, d = 40 \text{ mm}, a_{11} = 27.4 \text{ mm}, b_{11} = 214.6 \text{ mm}$$

$L = 242 \text{ mm}$

$$f_{c11} = \frac{64F_{r11}a_{11}^2b_{11}^2}{3\pi ELd^4} = 0.007 \text{ mm} \leq 0.05 \sim 0.10 \text{ mm}$$

$$f_{s11} = \frac{64F_{t11}a_{11}^2b_{11}^2}{3\pi ELd^4} = 0.020 \text{ mm} \leq 0.10 \sim 0.15 \text{ mm}$$

$$f_{11} = \sqrt{f_{c11}^2 + f_{s11}^2} = 0.021 \text{ mm} \leq 0.2 \text{ mm}$$

$$\delta_{11} = \frac{64F_{r11}a_{11}b_{11}(b_{11} - a_{11})}{3\pi ELd^4} = -0.0002 \text{ rad} \leq 0.002 \text{ rad}$$

3. 中间轴刚度

一档时

$$F_{t10} = 19117.67 \text{ N}, F_{r10} = 9743.11 \text{ N}, d = 45 \text{ mm}, a_{10} = 82.8 \text{ mm}, b_{10} = 201 \text{ mm},$$

$L = 283.8 \text{ mm}$

$$f_{c10} = \frac{64F_{r10}a_{10}^2b_{10}^2}{3\pi ELd^4} = 0.075 \text{ mm} \leq 0.05 \sim 0.10 \text{ mm}$$

$$f_{s10} = \frac{64F_{t10}a_{10}^2b_{10}^2}{3\pi ELd^4} = 0.147 \text{ mm} \leq 0.10 \sim 0.15 \text{ mm}$$

$$f_{10} = \sqrt{f_{c10}^2 + f_{s10}^2} = 0.165 \text{ mm} \leq 0.2 \text{ mm}$$

$$\delta_{10} = \frac{64F_{r10}a_{10}b_{10}(b_{10} - a_{10})}{3\pi ELd^4} = 0.0005\text{rad} \leq 0.002\text{rad}$$

二档时

$$F_{t8} = 14335.28\text{ N}, F_{r8} = 6444.00\text{ N}, d = 48\text{ mm}, a_8 = 110.8\text{ mm}, b_8 = 173\text{ mm},$$

$$L = 283.8\text{ mm}$$

$$f_{c8} = \frac{64F_{t8}a_8^2b_8^2}{3\pi ELd^4} = 0.051\text{ mm} \leq 0.05 \sim 0.10\text{ mm}$$

$$f_{s8} = \frac{64F_{t8}a_8^2b_8^2}{3\pi ELd^4} = 0.113\text{ mm} \leq 0.10 \sim 0.15\text{ mm}$$

$$f_8 = \sqrt{f_{c8}^2 + f_{s8}^2} = 0.124\text{ mm} \leq 0.2\text{ mm}$$

$$\delta_8 = \frac{64F_{r8}a_8b_8(b_8 - a_8)}{3\pi ELd^4} = 0.0002\text{ rad} \leq 0.002\text{ rad}$$

三档时

$$F_{t6} = 8442.53\text{ N}, F_{r6} = 3721.06\text{ N}, d = 48\text{ mm}, a_6 = 166.7\text{ mm}, b_6 = 117.1\text{ mm},$$

$$L = 283.8\text{ mm}$$

$$f_{c6} = \frac{64F_{t6}a_6^2b_6^2}{3\pi ELd^4} = 0.030\text{ mm} \leq 0.05 \sim 0.10\text{ mm}$$

$$f_{s6} = \frac{64F_{t6}a_6^2b_6^2}{3\pi ELd^4} = 0.069\text{ mm} \leq 0.10 \sim 0.15\text{ mm}$$

$$f_6 = \sqrt{f_{c6}^2 + f_{s6}^2} = 0.075\text{ mm} \leq 0.2\text{ mm}$$

$$\delta_6 = \frac{64F_{r6}a_6b_6(a_6 - b_6)}{3\pi ELd^4} = 0.00007\text{ rad} \leq 0.002\text{ rad}$$

四档时

$$F_{t4} = 7598.64\text{ N}, F_{r4} = 3293.44\text{ N}, d = 40\text{ mm}, a_4 = 191.7\text{ mm}, b_4 = 92.1\text{ mm},$$

$$L = 283.8\text{ mm}$$

$$f_{c4} = \frac{64F_{t4}a_4^2b_4^2}{3\pi ELd^4} = 0.046\text{ mm} \leq 0.05 \sim 0.10\text{ mm}$$

$$f_{s4} = \frac{64F_{t4}a_4^2b_4^2}{3\pi ELd^4} = 0.105\text{ mm} \leq 0.10 \sim 0.15\text{ mm}$$

$$f_4 = \sqrt{f_{c4}^2 + f_{s4}^2} = 0.114 \text{ mm} \leq 0.2 \text{ mm}$$

$$\delta_4 = \frac{64F_{r4}a_4 b_4(a_4 - b_4)}{3\pi ELd^4} = 0.0003 \text{ rad} \leq 0.002 \text{ rad}$$

倒档时

$$F_{t12} = 16948.12 \text{ N}, F_{r12} = 5783.80 \text{ N}, d = 36 \text{ mm}, a_{12} = 25.9 \text{ mm}, b_{12} = 257.9 \text{ mm},$$

$$L = 283.8 \text{ mm}$$

$$f_{c12} = \frac{64F_{t12}a_{12}^2 b_{12}^2}{3\pi ELd^4} = 0.017 \text{ mm} \leq 0.05 \sim 0.10 \text{ mm}$$

$$f_{s12} = \frac{64F_{r12}a_{12}^2 b_{12}^2}{3\pi ELd^4} = 0.051 \text{ mm} \leq 0.10 \sim 0.15 \text{ mm}$$

$$f_{12} = \sqrt{f_{c12}^2 + f_{s12}^2} = 0.054 \text{ mm} \leq 0.2 \text{ mm}$$

$$\delta_{12} = \frac{64F_{r12}a_{12} b_{12}(b_{12} - a_{12})}{3\pi ELd^4} = 0.0006 \text{ rad} \leq 0.002 \text{ rad}$$

3.11.2 轴的强度计算

作用在齿轮上的径向力 F_r 和轴向力 F_a ，使轴在垂直平面内弯曲变形产生垂直挠度 f_c ，而圆周力 F_t 使轴在水平面弯曲变形产生水平挠度 f_s 。在求取支点的垂直面和水平面内的反力后，计算相应的垂向弯矩 M_c 、水平弯矩 M_s 。则在转矩和弯矩的同时作用下，其应力为：

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{32M}{\pi d^3} \leq [\sigma] \quad (3.37)$$

式中： $M = \sqrt{M_c^2 + M_s^2 + T_g^2}$ (MPa)；

d ——轴的直径(mm)，花键处取内径；

W ——抗弯截面系数(mm^3)；

M_c ——在计算断面处轴的垂直弯矩， $\text{N}\cdot\text{m}$ ；

M_s ——在计算断面处轴的水平弯矩， $\text{N}\cdot\text{m}$ ；

$[\sigma]$ ——许用应力，在低挡工作时， $[\sigma] \leq 400 \text{MPa}$ 。

除此之外，对轴上的花键，应验算齿面的挤压应力。

变速器的轴与齿轮相同的材料制造。

1. 二轴一档的强度校核

一档时挠度最大，最危险，因此校核。

$$F_{a9} = 10498.10 \text{ N}; F_{t9} = 18754.98 \text{ N}; F_{r9} = 9266.89 \text{ N}; d_9 = 101.61 \text{mm}$$

$$a = 84.3 \text{mm}; b = 157.7 \text{mm}; L = 242 \text{mm}$$

求水平面内支反力 F_A 、 F_B 和弯矩 M_s

$$\sum F = 0, F_A + F_B - F_{t9} = 0 \quad (3.38)$$

$$\sum M = 0, -F_A L + F_{t9} a = 0 \quad (3.39)$$

$$F_A = 6533.24 \text{ N}$$

$$F_B = F_{t9} - F_A = 12221.74 \text{ N}$$

对左边取分离体： $M_s = F_A b = 1030291.94 \text{ N} \cdot \text{m}$

求垂直面内支反力 F_A 、 F_B 和弯矩 M_c

$$\sum F = 0, F_A + F_B - F_{r9} = 0 \quad (3.40)$$

$$\sum M = 0, -F_A L + F_{r4} a + F_{a4} \frac{d_9}{2} \quad (3.41)$$

$$F_A = 5432.04 \text{ N}$$

$$F_B = F_{r9} - F_A = 3834.85 \text{ N}$$

对左边取分离体： $M_c = F_A b = 856632.71 \text{ N} \cdot \text{m}$

$$M = \sqrt{M_c^2 + M_s^2 + a^2 T_g^2} = 1339895.96 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\sigma = \frac{32M}{\pi d^3} = 123.47 \text{MPa} \leq [\sigma] = 400 \text{MPa}$$

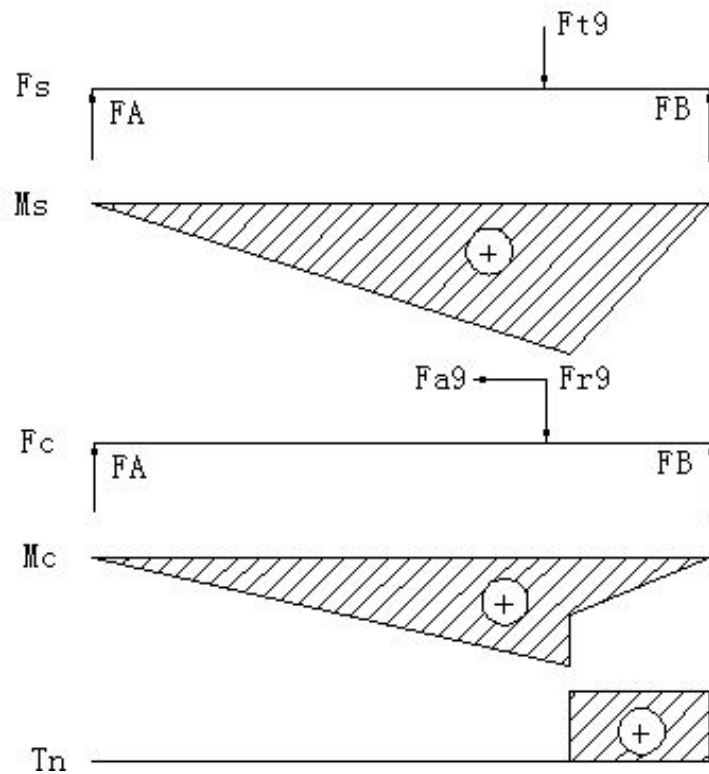


图 3.4 二轴受力图

2. 中间轴强度校核

$$F_{a2} = 3990.64 \text{ N}; F_{t2} = 9563.37 \text{ N}; F_{r2} = 4519.68 \text{ N}; F_{a10} = 11393.64 \text{ N};$$

$$F_{t10} = 9743.11 \text{ N}; F_{r10} = 19117.67 \text{ N}; L_1 = 37.3\text{mm}; L_2 = 201\text{mm}; L_3 = 82.8\text{mm};$$

$$L = 283.8\text{mm}$$

求水平面内支反力 F_A 、 F_B 和弯矩 M_{s1} 、 M_{s2}

$$\sum F = 0, F_A + F_B + F_{t10} - F_{t2} = 0 \quad (3.42)$$

$$\sum M = 0, -F_{t2}L_1 + F_{t10}L_2 + F_B L = 0 \quad (3.43)$$

$$F_B = 14796.92 \text{ N}$$

$$F_A = -24351.22 \text{ N}$$

对左边取分离体: $M_{s1} = F_A L_1 = -908300.51 \text{ N} \cdot \text{m}$

对右边取分离体: $M_{s2} = F_B L_3 = 2016281.02 \text{ N} \cdot \text{m}$

求垂直面内支反力 F_A 、 F_B 和弯矩 M_{c1} 、 M_{c2}

$$\sum F = 0, F_A + F_B - F_{r2} - F_{r10} = 0 \quad (3.44)$$

$$\sum M = 0, -F_{r2}L_1 + F_{a2} \frac{d_2}{2} - F_{r10}L_2 - F_{a10} \frac{d_{10}}{2} + F_B L = 0 \quad (3.45)$$

$$F_B = 7302.33 \text{ N}$$

$$F_A = 6960.46 \text{ N}$$

对左边取分离体: $M_{C1} = F_A L_1 = 259625.16 \text{ N}\cdot\text{m}$

对右边取分离体: $M_{C2} = F_B L_3 = 604632.92 \text{ N}\cdot\text{m}$

$$M_C = \sqrt{M_{C1}^2 + M_{S1}^2 + a^2 T_g^2} = 944677.23 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M'_C = \sqrt{M_{C2}^2 + M_{S2}^2 + a^2 T_g^2} = 1366257.38 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$\sigma_c = \frac{32M}{\pi d^3} = 105.65 \text{ MPa} \leq [\sigma] = 400 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_c = \frac{32M}{\pi d^3} = 152.79 \text{ MPa} \leq [\sigma] = 400 \text{ MPa}$$

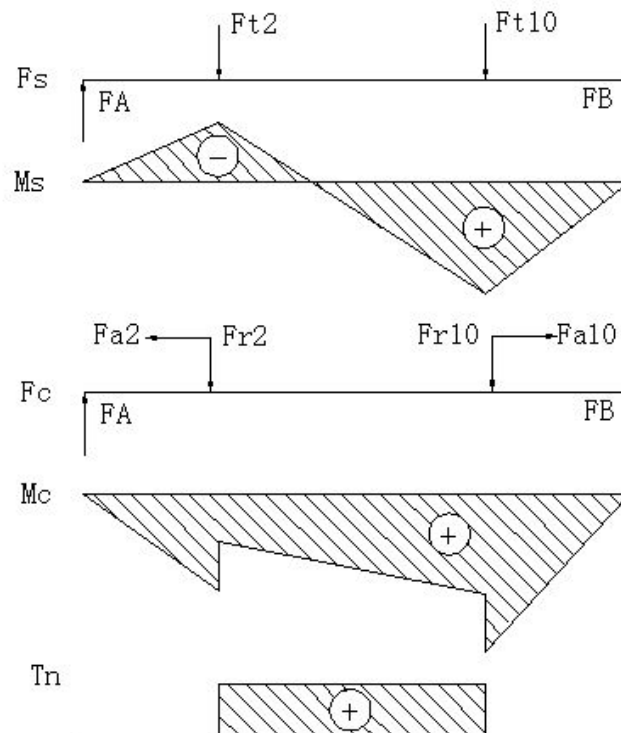


图 3.5 中间轴受力图

3.12 轴承的选择及校核

1. 一轴轴承选择及校核

(1) 初选轴承的型号为 30206, $F_{r1}=5003.35\text{N}$, $F_{a1}=4417.69\text{N}$,

$$C_r = 43200\text{N}, C_{0r} = 50500\text{N}, e = 0.37\text{N}$$

(2) 求当量动载荷

径向当量动载荷 P 因为 $\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = 0.89 > e$

查机械设计手册得: $X = 0.40$, $Y = 1.6$

取 $f_p = 1.2$ 所以

$$P = f_p(XF_r + YF_a) = 1.2 \times (0.40 \times 5003.53 + 1.6 \times 4417.69) = 10883.66\text{N}$$

(3) 校核轴承寿命

对汽车轴承寿命的要求是轿车 30 万 km, 货车和大客车 25 万 km。则轴承的使用预期使用寿命可按汽车以平均车速 v_{am} 行驶至大修前的总行驶里程 S 来计算^[1]

$$L_h' = \frac{S}{v_{am}}$$

式中的汽车平均车速可取 $v_{am} \approx 0.6v_{amax}$ 。

所以轴承失效前汽车行驶的时间为

$$L_h' = \frac{S}{v_{am}} = \frac{300000}{0.6 \times 195} = 2564.10\text{h}$$

$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_T C}{P} \right)^\varepsilon$, ε 为寿命系数, 对球轴承 $\varepsilon = 3$; 对滚子轴承 $\varepsilon = 10/3$ 。

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_T C_r}{P} \right)^\varepsilon = 3657.15\text{h} > L_h' = 2564.10\text{h} \text{ 合格}$$

2. 中间轴及轴承的校核

(1) 初选轴承的型号为 30205, $F_{r2}=4519.68\text{N}$, $F_{a2}=3990.64\text{N}$, $F_{r10}=9743.11\text{N}$,

$$F_{a10}=11393.64\text{N}, C_r = 32200\text{N}, C_{0r} = 37000\text{N}, e = 0.37\text{N}$$

(2) 求当量动载荷

径向当量动载荷 P 因为 $\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = 0.89 > e$

查机械设计手册得: $X = 0.40$, $Y = 1.6$

$$F_r = F_{r2} + F_{r10} = 4519.68 + 9743.11 = 13962.79 \text{ N}$$

$$F_a = F_{a10} - F_{a2} = 11393.64 - 3990.64 = 7403 \text{ N}$$

取 $f_p = 1.2$ 所以

$$P = f_p (XF_r + YF_a) = 1.2 \times (0.40 \times 13962.79 + 1.6 \times 7403) = 20915.89 \text{ N}$$

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_T C_r}{P} \right)^\varepsilon = 3064.66 \text{ h} > L_h = 2564.10 \text{ h} \text{ 合格}$$

3. 二轴轴承选择及校核

(1) 初选轴承的型号为 30208, $F_{r9} = 9266.89 \text{ N}$, $F_{a9} = 10498.10 \text{ N}$,

$$C_r = 63000 \text{ N}, C_{0r} = 74000 \text{ N}, e = 0.37 \text{ N}$$

(2) 求当量动载荷

径向当量动载荷 P 因为 $\frac{F_{a9}}{F_{r9}} = 1.13 > e$

查机械设计手册得: $X = 0.40$, $Y = 1.6$

取 $f_p = 1.2$ 所以

$$P = f_p (XF_r + YF_a) = 1.2 \times (0.40 \times 9266.89 + 1.6 \times 10498.10) = 24604.46 \text{ N}$$

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_T C_r}{P} \right)^\varepsilon = 3340.94 \text{ h} > L_h = 2564.10 \text{ h} \text{ 合格}$$

3.13 本章小结

本章首先根据所学汽车理论的知识计算出主减速器的传动比, 其次计算出变速器的各档传动比; 确定齿轮的参数; 介绍了齿轮变位系数的选择原则, 并根据各档传动比计算各档齿轮的齿数, 对各档齿轮进行变位。然后计算出各档齿轮的转矩、轮齿的弯曲应力和接触应力以及各档齿轮所受的力。对传动机构中的轴及轴承进行设计, 确定其结构、尺寸。计算轴的刚度和强度。最后校核各轴上的轴承的寿命。

第 4 章 同步器和变速器操纵机构

同步器使变速器换挡轻便、迅速，无冲击，无噪声，且可延长齿轮使用寿命，提高汽车的加速性能并节省燃油，故轿车变速器除倒档、货车除一档、倒档外，其他档位多装用^[1]。

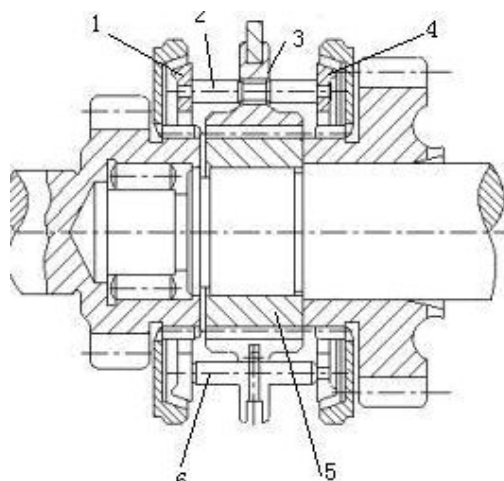
同步器有常压式、惯性式和惯性增力式三种。常压式同步器结构虽然简单，但又不能保证啮合件在同步状态下（即角速度相同）换挡的缺点，现已很少使用。得到广泛使用的是惯性式同步器^[3]。

4.1 惯性式同步器

惯性式同步器能做到换挡时两换挡元件之间的角速度达到完全相等之前，不允许换挡，因而能确保完成同步啮合换挡，性能稳定、可靠，因此在现代汽车变速器中得到了最广泛的应用。同步器的功能和实现对同步器的基本要求。

按结构分，惯性式同步器有锁销式、滑块式、锁环式、多片式和多锥式几种。虽然结构有所区别，但它们都有摩擦元件、锁止元件和弹性元件。挂挡时，在轴向力作用下摩擦元件相靠，在惯性转矩作用下产生摩擦力矩，使被结合的两部分逐渐同步；锁止元件用于阻止同步前强行挂挡；弹性元件使啮合套等在空挡时保持中间位置，又不妨碍整个结合和分离过程。

4.1.1 锁销式同步器



1、4-同步锥环；2-锁销；3-啮合套；5-啮合齿座；6-定位销

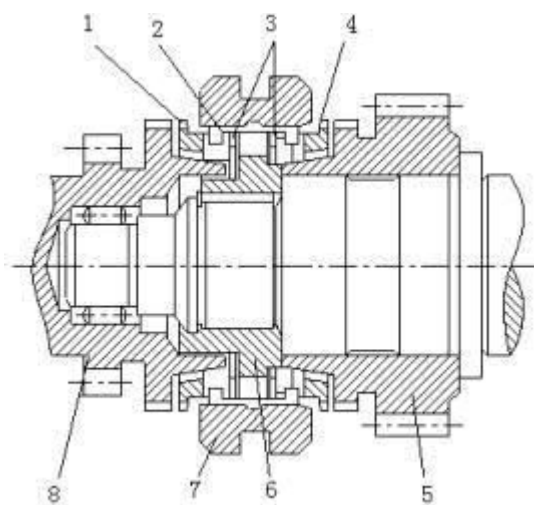
图 4.1 锁销式同步器

如图 4.1 所示锁销式同步器的摩擦元件是同步环 1，4 和齿轮上的凸肩部分，分别

在它们的内圈和外圈设计有相互接触的锥形摩擦面。锁止元件位于滑动齿套 3 的圆盘部分孔中做出的锥形肩角和装在上述孔中、在中部位置处有相同角度的斜面锁销 4。锁销与同步环 2 刚性连接。弹性元件是位于滑动齿套 1 圆盘部分径向孔中的弹簧 7。在空挡位置，钢球 5 在弹簧压力作用下处在销 6 的凹槽中，使之保持滑动齿套与同步环之间没有相对移动。滑动齿套与同步环之间为弹性连接。摩擦元件是铆在锁销两端的同步锥环及与之相配并固定在齿轮上的内锥面。

锁销式同步器的优点是零件数量少，摩擦锥面平均半径较大，使转矩容量增加。这种同步器轴向尺寸长是它的缺点。锁销式同步器多用于中、重型货车的变速器中。

4.1.2 锁环式同步器

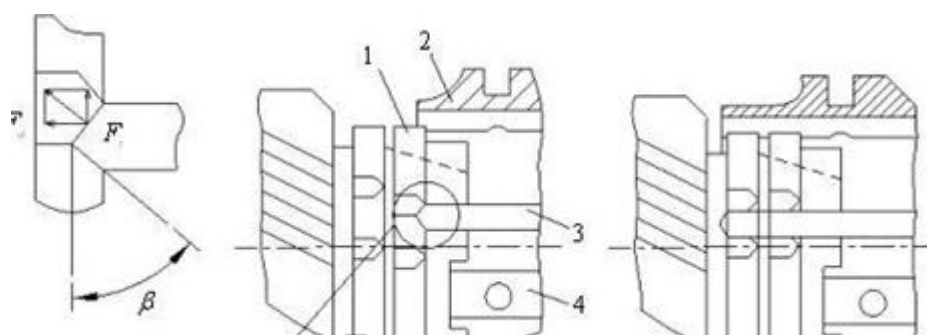


1、4-锁环（同步锥环）；2-滑块；3-弹簧圈；5、8-齿轮；6-啮合套座；7-啮合套

图 4.2 锁环式同步器

如图 4.2 所示，锁环式同步器工作可靠、耐用，因摩擦锥面半径受限，其转矩容量不大，适于轻型以下汽车，广泛应用于轿车及轻型客、货汽车。在其啮合套外花键上的三个轴向槽中放着可沿槽移动的滑块，它们由两个弹簧圈压向啮合套并以其中部的凸起定位于啮合套中间的内环槽中。滑块两端伸入锁环缺口，缺口比滑块宽一个接合齿宽。换挡时，啮合套带动滑块推动锁环与被接合齿轮的锥面相靠，转速差产生的摩擦力矩使锁环相对于啮合套及滑块转过一个角度并由滑块定位，恰使啮合套齿端与锁环齿端以锁止斜面相抵，如图 4.3a 所示，此类同步器的工作原理是：换挡时，沿轴向作用在啮合套上的换挡力，推啮合套并带动定位销和锁环移动，直至锁环锥面与被接合齿轮上的锥面接触为止。之后，因作用在锥面上的法向力与两锥面之间存在角速度差 $\Delta\omega$ ，致使在锥面上作用有摩擦力矩，它使锁环相对啮合套和滑块转过一个角度，并滑块予以定位。接下来，啮合套的齿端与锁环齿端的锁止面接触，使啮合套的移动

受阻，同步器在锁止状态，换挡的第一阶段结束。换挡力将锁环继续压靠在锥面上，并使摩擦力矩增大，与此同时在锁止面处作用有与之方向相反的拨环力矩。齿轮与锁环的角速度逐渐靠近，在角速度相等的瞬间，同步过程结束，完成换挡过程的第二阶段工作。之后，摩擦力矩随之消失，而拨环力矩使锁环回位，两锁止面分开，同步器解除锁止状态，接合套上的接合齿在换挡力的作用下通过锁环去与齿轮上的接合齿啮合，如图 4.3b 所示，锁止斜面脱开，啮合套克服滑块的弹簧力而越过锁环与齿轮的接合齿同步啮合，保证无冲击挂挡。



(a) 同步器锁止位置

(b) 同步器换挡位置

1-锁环；2-啮合套；3-啮合套上接合齿；4-滑块

图 4.3 锁环式同步器工作原理

4.2 变速器操纵机构的分类

根据汽车使用条件的需要，驾驶员利用操纵机构完成选挡和实现换挡或退到空挡。

变速器操纵机构应当满足如下主要要求：换挡时只能挂入一个挡位，换挡后应使齿轮在全齿长上啮合，防止自动脱挡或自动挂挡，防止误挂倒挡，换挡轻便。

用于机械式变速器的操纵机构，常见的是由变速杆、拨块、拨叉、变速叉轴及互锁、自锁和倒挡装置等主要零件组成，并依靠驾驶员手力完成选挡、换挡或推到空挡工作，称为手动换挡变速器^[1]。

1. 直接操纵手动换挡变速器

当变速器布置在驾驶员座椅附近时，可将变速杆直接安装在变速器上，并依靠驾驶员手力和通过变速杆直接完成换挡功能的手动换挡变速器，称为直接操纵变速器。这种操纵方案结构最简单，已得到广泛应用。近年来，单轨式操纵机构应用较多，其

优点是减少了变速叉轴，各挡同用一组自锁装置，因而使操纵机构简化，但它要求各挡换挡行程相等。

2. 远距离操纵手动换挡变速器

平头式汽车或发动机后置后轮驱动汽车的变速器，受总体布置限制，变速器距驾驶员座位较远，这时需要在变速杆与拨叉之间布置若干传动件，换挡手力经过这些转换机构才能完成换挡功能。这种手动换挡变速器，称为远距离操纵手动换挡变速器。这时要求整套系统有足够的刚性，且各连接件之间间隙不能过大，否则换挡手感不明显，并增加了变速杆颤动的可能性。此时，变速器支座应固定在受车架变形、汽车振动影响较小的地方，最好将换挡传动机构、发动机、离合器、变速器连成一体，以避免对操纵有不利的影响。

3. 电控自动换挡变速器

尽管有级式机械变速器应用广泛，但是它有换挡工作复杂、对驾驶员操纵技术要求高并使驾驶员容易疲劳等缺点。20世纪80年代以后，在固定轴式机械变速器基础上，通过应用计算机和电子控制技术，使之实现自动换挡，并取消了变速杆和离合器踏板。驾驶员只需控制油门踏板，汽车在行驶过程中就能自动完成换挡时刻的判断，接着自动实现收油门、离合器分离、选挡、换挡、离合器接合和回油门等一系列动作，使汽车动力性、燃油经济性有所提高，简化操纵并减轻了驾驶员的劳动强度。

4.3 锁止装置

4.3.1 互锁装置

互锁装置是保证移动某一变速叉轴时，其它变速杆叉轴互被锁住。图4.4为摆动锁块式、图4.5为转动锁环式、图4.6为三向锁销式。三向锁销式左右两块锁块各与两个档的变速叉相连。每个锁板可绕其轴转动。当换入一档时由于三向锁销的作用，其它两个锁板不能转动，实现互锁^[3]。

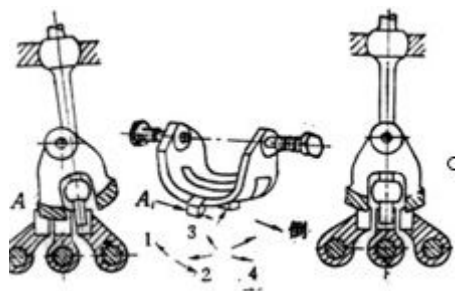


图 4.4 摆动锁块式互锁装置图

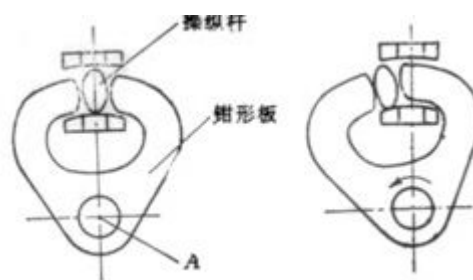


图 4.5 转动锁环式互锁装置

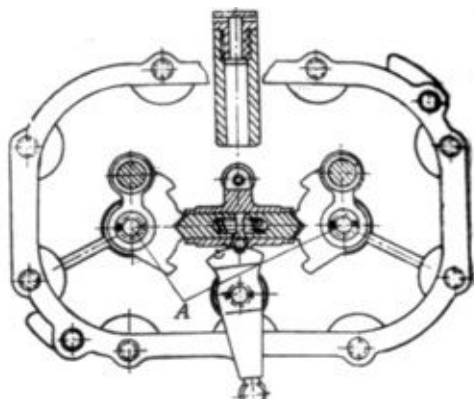


图 4.6 三向锁销式互锁装置

4.3.2 自锁装置

自锁装置的作用是定位，防止因汽车振动或有小的轴向力作用而致脱档，保证啮合齿轮以全齿长进行啮合，并使驾驶员又换入档位的感觉。

定位作用是通过自锁装置中的弹簧将钢球压入变速叉轴的凹槽中实现的。变速叉轴凹槽间的距离由挂档齿轮的移动距离来确定的。

4.3.3 倒档锁装置

在汽车行驶过程中，为了防止误挂倒档，以致造成安全事故和损坏传动系，在操纵机构中都设有倒档锁或倒档安全装置。

图 4.7 位倒档安全装置。通常装在变速器盖上，当变速器杆头接触安全装置开始换倒档时，由于弹簧或定位钢球的作用，阻力很大，使驾驶员产生明显的手感。图 4.7 (b) 所示装置比 (a) 为好。换倒档时首先要克服定位钢球的阻力，然后再克服阻力弹簧，阻力先大后小，手感比较明显，又便于操纵。或者只有钢球，克服钢球阻力后，手感力消失，换档轻便。图 4.7 (a) 所示装置只有弹簧阻力，阻力先小后大，开始时手感不明显，至挂倒档时弹簧阻力有很大，不便于操纵^[3]。

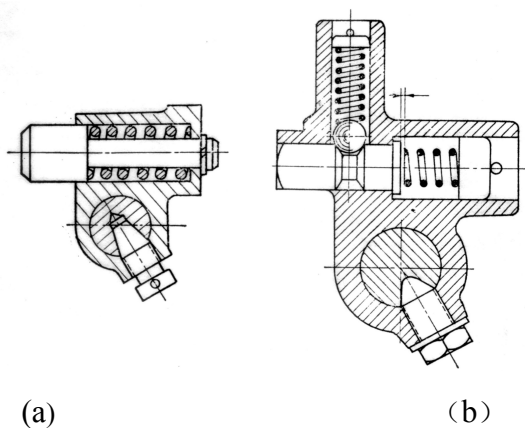


图 4.7 倒档安全装置

4.4 变速器壳体

变速器壳体的尺寸要尽可能小，同时质量也要小，并具有足够的刚度，用来保证轴和轴承工作时不会歪斜。变速器横向断面尺寸应保证能布置下齿轮，而且设计时还应当注意到壳体侧面的内壁与转动齿轮齿顶之间留有 5~8mm 的间隙，否则由于增加了润滑油的液压阻力，会导致产生噪声和使变速器过热。齿轮齿顶到变速器底部之间要留有不小于 15mm 的间隙。

为了加强变速器壳体的刚度，在壳体上应设计有加强肋。加强肋的方向与轴支承处的作用力方向有关。变速器壳壁不应该有不利于吸收齿轮振动和噪声的大平面。采用压铸铝合金壳体时，可以设计一些三角形的交叉肋条，用来增加壳体刚度和降低总成噪声。

为了注油和放油，在变速器壳体上设计有注油孔和放油孔。注油孔位置应设计在润滑油所在平面处，同时利用它作为检查油面高度的检查孔。放油孔应设计在壳体的最低处。放油螺栓采用永久磁性螺塞，可以吸住存留与润滑油内的金属颗粒。为了从第一轴或第二轴后支承的轴承间隙处流出的润滑油再溜回变速器壳内，常在变速器壳体前或后端面的两轴承孔之间开设回油孔。为了保持变速器内部为大气压力，在变速器顶部装有通气塞。

为了减小质量，变速器壳体采用压铸铝合金铸造时，壁厚取 3.5~4mm。采用铸铁壳体时，壁厚取 5~6mm。增加变速器壳体壁厚，虽然能提高壳体的刚度和强度，但会使质量加大，并使消耗的材料增加，提高成本。

4.5 本章小结

本章首先对换挡机构中的同步器进行选择，确定其结构、尺寸与本设计中的变速器相配合，进而选择出适合本变速器的同步器。其次，对变速器中的操纵机构和变速器的壳体进行了介绍，给出了设计标准，在设计过程中确定了设计的依据，以准确的设计出壳体。

结 论

本次设计长安杰勋汽车变速器设计为题，采用中间轴式变速器，其直接档的传动效率高，磨损及噪声也最小，在齿轮中心距较小的情况下仍然可以获得较大的一档传动比。本次设计的变速器具有五个前进档和一个倒档，并通过锁环式同步器来实现换档。

在本次毕业设计中，首先，确定变速器传动方案，计算变速器各档传动比。其次，对齿轮参数进行选择，变速器各档齿轮齿数分配。主要对变速器齿轮和变速器轴、轴承进行设计计算，最后确定同步器，设计箱体并利用 AutoCAD 画装配图和零件图。在设计过程中通过运用材料力学的知识，对轴和齿轮进行了力学分析、校核计算以及选择合理的材料和热处理方法。变速器在换档过程中的另一个重要元件式同步器，它能保证平稳地从一个档位换入另一个档位，从而防止了冲击，避免了齿轮因换档角速度不同而使齿轮损坏，其次对操纵机构和箱体进行了设计以及对图纸的绘制等设计工作，从而更好的完成本次毕业设计。

参考文献

- [1] 王望予. 汽车设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 2004.
- [2] 石允国. 汽车变速器的现状与前景[J]. 机械研究与应用, 2007.
- [3] 刘惟信. 汽车设计[M]. 北京: 清华大学出版社, 2001.
- [4] 余志生. 汽车理论[M]. 北京: 机械工业出版社, 2000.
- [5] 张洪欣. 汽车设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1981.
- [6] 陈家瑞. 汽车构造[M]. 北京: 机械工业出版社, 2002.
- [7] 朝峰. 汽车变速器技术的发展与展望[J]. 汽车研究与开发, 2005.
- [8] 马秋生. 机械设计基础[M]. 北京: 机械工业出版社, 2003.
- [9] 韦志林. 汽车变速器轴承的校核计算[J]. 广西工学院学报, 2000.
- [10] 陈殿云. 张淑芬. 杨民献. 工程力学[M]. 兰州: 兰州大学出版设, 2003.
- [11] 成大先. 机械设计手册[M]. 北京: 化学下业出版社, 1994.
- [12] 周松鹤. 工程力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005.
- [13] 张松林. 最新轴承手册[M]. 北京: 电子工业出版社, 2007.
- [14] 林绍义. 一种汽车变速器设计[J]. 机电技术, 2004 (1).
- [15] 王尚军. DC6J80T 六档变速器设计[J]. 大同齿轮集团有限责任公司, 2001 (3).
- [16] 董炳武. 汽车变速器的优化设计[J]. 福州大学学报(自然科学版), 1997 (5).
- [17] 丁能根. 连小珉. 蒋孝煜. 变速器轴的参数优化设计和分析[J]. 汽车研究与开发, 1996 (6).
- [18] 郑明国. 汽车机械式变速器现代设计方法应用研究[D]. 吉林大学, 2007.
- [19] Sebulke A. The Two-Mass Flywheel-A Torsional Vibration Damper for the Power Train of Passenger Cars-State of the Art and Further Technical Development [J], SAE Transactions, 1987.
- [20] Lee H. Kim H.Improvement of fuel economy by shift speed control for metal belt continuously variable transmission[J], ImechE, 2002.

致 谢

在本次设计过程中，深刻体会到自己的知识的不足，懂得了学海无崖的道理，也学到了许多课本之外的知识，能让自己去学习未知领域的知识，也对自己即将步入社会奠定了一定的基础。

在毕业设计过程中，得到了朱荣福老师的亲切关怀和耐心的指导。从课题的选择到项目的最终完成，朱老师都始终给予细心的指导和不懈的支持。他的治学严谨和科学研究的精神也是我永远学习的榜样，并将积极影响我今后的学习和工作。在此谨向朱老师致以诚挚的谢意和崇高的敬意。

衷心的感谢院系领导对我们毕业设计的督促和关心，感谢答辩老师给我毕业设计细心的指导，让我改正设计中的不足与错误。

最后还要感谢母校黑龙江工程学院四年来的栽培。在此向汽车与交通工程学院车辆工程专业的老师及母校所有的老师表示由衷的谢意。
