

摘 要

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工况范围内工作。变速器设有空挡和倒挡。需要时变速器还有动力输出功能。

因为变速箱在低档工作时作用有较大的力，所以一般变速箱的低档都布置靠近轴的后支承处，然后按照从低档到高档顺序布置各档位齿轮。这样做既能使轴有足够大的刚性，又能保证装配容易。变速箱整体结构刚性与轴和壳体的结构有关系。一般通过控制轴的长度即控制档数，来保证变速箱有足够的刚性。

本文设计研究了三轴式五挡手动变速器，对变速器的工作原理做了阐述，变速器的各挡齿轮和轴做了详细的设计计算，并进行了强度校核，对一些标准件进行了选型。变速器的传动方案设计并讲述了变速器中各部件材料的选择。

关键词：CA1040；机械式；齿轮；轴；变速器

ABSTRACT

Transmission to change the engine reached on the driving wheel torque and speed, is aimed at marking start, climbing, turning, accelerate various driving conditions, the car was different traction and speed Meanwhile engine in the most favorable working conditions within the scope of the work. And the transmission in neutral gear with reverse gear. Transmission also need power output function.

Gearbox because of the low-grade work at a larger role, In general, the low-grade gearbox layout are close to the axis after support, Following from low-grade to high-grade order of the layout of stalls gear. This will not only allow axis are large enough for a rigid, but also ensures easy assembly. Gear box overall structure and rigid axle and the shell structure of relations. Generally through the control shaft length control over several stalls to ensure that adequate gear box rigid.

This paper describes the design of three-axis five block manual transmission, the transmission principle of work elaborated, Transmission of the gear shaft and do a detailed design, and the intensity of a school. For some standard parts for the selection. Transmission Transmission program design. A brief description of the transmission of all components of the material choice.

Key words :CA1040;Mechanical ;Gear;Axis; Transmission

目 录

摘要.....	I
ABSTRACT.....	II
第 1 章 绪论	1
1.1 研究背景.....	1
1.2 研究目的及意义.....	2
1.3 机械式变速器国内外研究现状.....	2
第 2 章 总体方案设计	4
2.1 汽车参数的选择.....	4
2.2 传动机构布置方案分析.....	4
2.2.1 固定轴式变速器.....	4
2.2.2 倒挡布置方案.....	5
2.2.3 其他问题.....	8
2.3 零部件结构方案分析.....	8
2.3.1 齿轮形式.....	8
2.3.2 换挡机构形式.....	9
2.3.3 变速器轴承.....	10
2.4. 本章小结.....	11
第 3 章 变速器设计	13
3.1 挡数.....	13
3.2 传动比范围.....	13
3.3 各档传动比的确定.....	13
3.3.1 主减速器传动比的确定.....	13
3.3.2 最低档传动比计算.....	14
3.3.3 各档传动比的选定.....	15
3.3.4 中心距的选择.....	16
3.3.5 变速器的外形尺寸.....	16

3.4 齿轮参数.....	16
3.4.1 模数的选取.....	16
3.4.2 压力角 α	17
3.4.3 螺旋角 β	17
3.4.4 齿宽 b.....	18
3.4.5 齿顶高系数.....	19
3.4.6 变位系数的选择原则.....	19
3.5 各挡齿轮齿数的分配.....	20
3.5.1 确定一档齿轮的齿数.....	20
3.5.2 对中心距进行修正.....	21
3.5.3 确定常啮合传动齿轮副齿数及变位系数.....	22
3.5.4 确定其他各挡的齿数及变位系数.....	22
3.5.5 确定倒挡齿轮齿数及变位系数.....	24
3.6 本章小结.....	25
第 4 章 变速器的校核.....	26
4.1 齿轮的损坏形式.....	26
4.2 齿轮强度计算.....	26
4.2.1 齿轮弯曲强度计算.....	26
4.2.2 轮齿接触应力计算.....	28
4.3 轴的结构尺寸设计.....	30
4.4 轴的强度验算.....	31
4.4.1 轴的刚度的计算.....	31
4.4.2 轴的强度的计算.....	36
4.5 轴承寿命计算.....	39
4.6 本章小结.....	42
第 5 章 同步器的设计.....	43
5.1 锁环式同步器.....	43
5.1.1 锁环式同步器结构.....	43
5.1.2 锁环式同步器工作原理.....	43
5.1.3 锁环式同步器主要尺寸的确定.....	44

5.2 本章小结.....	46
第 6 章 变速器操纵机构.....	47
6.1 直接操纵手动换挡变速器.....	47
6.2 远距离操纵手动换挡变速器.....	47
6.3 本章小结.....	48
结论.....	49
参考文献.....	50
致谢.....	51
附录.....	52



第 1 章 绪 论

1.1 研究背景

近几年国内外汽车工业迅猛发展,车型的多样化和个性化已经成为汽车发展的趋势。但变速器设计一直是汽车设计中最重要的一环之一,它是用来改变发动机传到驱动轮上的转矩和转速,因此它的性能影响到汽车的动力性和经济性指标,特别是对轻型商用车而言,其设计意义更为明显。在对汽车性能要求越来越高的今天,车辆的舒适性也是评价汽车的一个重要指标,而变速器的设计如果不合理,将会使汽车的舒适性下降,使汽车的运行噪声增大。国产商用车所装配的变速器主要以国产手动档变速器为主,变速器是由变速传动机构和操纵机构组成。根据前进挡数的不同,变速箱有三、四、五和多挡几种。根据轴的不同类型,分为固定轴式和旋转轴式两大类。而前者又分为两轴式、中间轴式和多中间轴式变速箱。汽车变速器是影响整车动力性、经济性、舒适性的重要总成,国内外的汽车制造与销售数据显示,人们对汽车驾乘的舒适性越来越重视。国内商用车市场的快速发展,2008年全国载货汽车保有量为10、465、404辆,与2007年相比,增加722、181辆,增长7.41%。其中轻型载货汽车5、863、787辆,贡献度最大的车型是轻型货车,轻型货车对商用车销量的贡献度为44.16%,其次是重型货车和微型货车,其贡献度分别为19.89%和12.93%。汽车变速器的使用寿命与整车基本相当,售后维修市场对变速器总成的需求仅占少数,故此可将轻型商用车市场近似为它的变速器配套市场空间。随着全球能源及原材料价格的不断上涨,汽车销售价格的下降,要求汽车变速器向着体积小质量轻、承载能力大、结构紧凑上发展。这就要求零件设计结构机械性能也要相应有所改变,向着小巧紧凑高强度,高刚性方向改进,进而也要求有新技术新工艺来保证能够制造出来。目前许多变速器生产企业正在研发一些能大幅提高离合器、同步器寿命和行车安全性,且保留了传统有级机械变速器传动效率高、体积小、机构简单、使用可靠、易于制造、成本低、燃油消耗少和维护与使用费用低、多档位、大速比变化范围改善了汽车的动力性、燃油经济性和换档平顺性的变速器。现在汽车变速器的发展趋势是向着可调自动变速箱或无级变速器方向发展。无级变速机构由两组锥形轮组成,包括一对主动锥形轮(锥形轮组1)和一对被动锥形轮(锥形轮组2)同时有一根链条运行在两对锥形轮V形沟槽中间,链条的运动如同动力传递单元。锥形轮组1由发动机的辅助减速机构驱动,发动机的动力通过链条传递给锥形轮组2直至终端驱动。在每组锥形轮中有一个锥形轮可以在轴向移动,调整链条在锥形轮的工作直径并传递速比。两组锥形轮必须保持相

同的调整,以保证链条始终处于张紧状态,使传递扭矩时锥形轮接触充分的压力。采用无级变速器可以节约燃料,使汽车单位油耗的行驶里程提高 30%。通过选择最佳传动比,获得最有利的功率输出,它的传动比比传统的变速器轻,结构更简单而紧凑。世界各大汽车制造商正竞相开发无级变速器。专家预计 2008 至 2009 年间无级变速器将成为世界各大汽车制造商的技术开发重点。

1.2 研究目的及意义

通过一步步的计算和校核来改善变速器的工作状态,使其达到理想的舒适性并减小工作时的噪声。传统的变速器设计方法一般是根据性能要求利用经验公式取初值,然后计算其强度,传动质量指标等,如不符合要求根据经验公式改变某些参数,继续计算直至符合所有的条件与要求。通过本题目的设计,可综合运用所学知识对轻型商用车的手动变速器进行设计。由于本题目模拟工程一线实际情况,通过毕业设计可与工程实践直接接触,从而可以提高解决实际问题的能力,综合提高自身的设计和制造水平。

本设计研究基本内容是研究轻型商用车的机械变速器的组成、结构与原理,弄清楚同步器、齿轮、轴等零部件之间的配合关系。选择标准齿轮模数在总当数和一档传动比确定后,合理分配各档位的速比,接着计算出齿轮参数和中心距,并对齿轮进行强度验算,确定齿轮的结构与尺寸,绘制出所有齿轮的零件图,根据经验公式初步计算出所有轴的基本尺寸,对每个档位下对轴的刚度和强度进行验算,确定出轴的结构与尺寸,绘制出各个轴的结构与尺寸,对现有传统变速器的结构进行改进、完善,最终完成变速器的零件图和装备图的绘制。利用计算机辅助设计软件绘制变速器的各零件的零件图,并完成变速器的总装配图。在此次设计中对变速器作了总体设计,对变速器的传动方案进行了选择,变速器的齿轮和轴做了详细的设计计算,对同步器和一些标准件做了选型设计。

1.3 机械式变速器国内外研究现状

载货汽车分为轻型、中型、重型三种。各国分级方法和标准不尽相同。20 世纪 70 年代以来,由于对运输需求的增加和公路承载能力的提高,各国都在放宽对轴重和车辆总重的限制,因而大吨位载货汽车不断增加。同时,城市中为便于集散货物和零星货物运输,小吨位载货汽车也在发展。为适应各种货物的运输要求,载货汽车有向专用化发展的趋势,专用运输车的种类和数量不断增加。而中国是按汽车载重量分级的,载重量 3.5 吨以下的为轻型载货汽车,4-8 吨的为中型载货汽车,8 吨以上的为重型载货汽车。载重量 1 吨以下的轻型载货汽车多用轿车底盘改制而成,主要用于城市运送食

品、日用工业品等小批量货物；有的制成客货两用车。

随着重型车功率加大、传递的扭矩增加和速度的提高，对变速器的要求也不断加大。首先，变速器的节油性能被越来越多的用户所关注。而业内专家表示，目前变速器的节油主要通过安装同步器和增多档位来实现。其次，不言而喻的是整车厂对变速器的轻量化也提出更高要求。再次从发动机电控系统到模块化电子仪表再到 CAN 总线的应用，我国重卡电子化控制程度越来越高。随着重卡整车电子化程度的提高，变速器自动化进程也将开始加速，AMT(机械式自动变速器)的应用被提上日程。AMT 在传统固定轴式手动变速器和干式离合器基础上应用自动变速理论和电子控制技术，通过电控单元控制执行机构实现自动换挡，具有传动效率高、油耗低、经济性好等诸多优点。相对自动变速器而言，AMT 造价低廉，只比传统机械式变速器稍贵一点，也很适合中国用户的消费特点。所以，国内主流的变速器企业都在致力于 AMT 的研发当中，据了解，法士特、綦齿和大齿等企业的 AMT 已经开始装车试验，技术日趋成熟。

第 2 章 总体方案设计

2.1 汽车参数的选择

变速器设计所需的汽车基本参数如 2.1 表所示:

表 2.1 设计基本参数表

发动机最大功率	66kw
最高车速	110km/h
总质量	4060kg
最大转矩	210 N·m

变速器如下基本要求:

- (1)保证汽车有必要的动力性和经济性。
- (2)设置空挡，用来切断发动机动力向驱动轮的传输。
- (3)设置倒档，使汽车能倒退行驶。
- (4)设置动力输出装置，需要时能进行功率输出。
- (5)换挡迅速，省力，方便。
- (6)工作可靠。汽车行驶过程中，变速器不得有跳挡，乱挡以及换挡冲击等现象发生。
- (7)变速器应当有高的工作效率。

除此以外，变速器还应当满足轮廓尺寸和质量小，制造成本低，维修方便等要求。满足汽车有必要的动力性和经济性指标，这与变速器的档数，传动比范围和各挡传动比有关。汽车工作的道路条件越复杂，比功率越小，变速器的传动比范围越大。

2.2 传动机构布置方案分析

2.2.1 固定轴式变速器

固定轴式又分为两轴式，中间轴式，双中间轴式变速器。固定轴式应用广泛，其中两轴式变速器多用于发动机前置前轮驱动的汽车上，中间轴式变速器多用于发动机前置后轮驱动的汽车上。与中间轴式变速器比较，两轴式变速器有结构简单，轮廓尺寸小，布置方便，中间挡位传动效率高和噪声低等优点。因两轴式变速器不能设置直接挡，所以在高挡工作时齿轮和轴承均承载，不仅工作噪声增大，且易损坏。此外，受结构限制，两轴式变速器的一挡速比不可能设计得很大。所以我选择的是中间轴式的变速器。

图 2.1 分别示出了几种中间轴式五挡变速器传动方案。它们的共同特点是：变速器第一轴和第二轴的轴线在同一直线上，经啮合套将它们连接得到直接挡。使用直接挡，变速器的齿轮和轴承及中间轴均不承载，发动机转矩经变速器第一轴和第二轴直接输出，此时变速器的传动效率高，可达 90% 以上，噪声低，齿轮和轴承的磨损减少。因为直接挡的利用率高于其它挡位，因而提高了变速器的使用寿命；在其它前进挡位工作时，变速器传递的动力需要经过设置在第一轴，中间轴和第二轴上的两对齿轮传递，因此在变速器中间轴与第二轴之间的距离（中心距）不大的条件下，一档仍然有较大的传动比；挡位高的齿轮采用常啮合齿轮传动，挡位低的齿轮（一档）可以采用或不采用常啮合齿轮传动；多数传动方案中除一档以外的其他挡位的换挡机构，均采用同步器或啮合套换挡，少数结构的一挡也采用同步器或啮合套换挡，还有各挡同步器或啮合套多数情况下装在第二轴上。再除直接挡以外的其他挡位工作时，中间轴式变速器的传动效率略有降低，这是它的缺点。在挡数相同的条件下，各种中间轴式变速器主要在常啮合齿轮对数，换挡方式和到挡传动方案上有差别。

图 2.1(a) 所示方案，除一档和倒挡用直齿滑动齿轮换挡外，其余各挡为常啮合齿轮传动。图 2.1(b), (c), (d) 所示方案的各前进挡，均用常啮合齿轮传动；图 2.1(d) 所示方案中的倒挡和超速挡安装在位于变速器后部的副箱体内，这样布置除可以提高轴的刚度，减少齿轮磨损和降低工作噪声外，还可以在不需要超速挡的条件下，很容易形成一个只有四个前进挡的变速器。以上各种方案中，凡采用常啮合齿轮传动的挡位，其换挡方式可以用同步器或啮合套来实现。同一变速器中，有的挡位用同步器换挡，有的挡位用啮合套换挡，那么一定是挡位高的用同步器换挡，挡位低的用啮合套换挡。

发动机前置后轮驱动的货车采用中间轴式变速器，为加强传动轴刚度，可将变速器后端加中间支撑。中间轴和第二轴都有三个支承。如果在壳体内，布置倒挡传动齿轮和换挡机构，还能减少变速器主体部分的外形尺寸。

2.2.2 倒挡布置方案

与前进挡位比较，倒挡使用率不高，而且都是在停车状态下实现换倒挡，故多数方案采用直齿滑动齿轮方式换倒挡。为实现倒挡传动，有些方案利用在中间轴和第二轴上的齿轮传动路线中，加入一个中间传动齿轮的方案。前者虽然结构简单，但是中

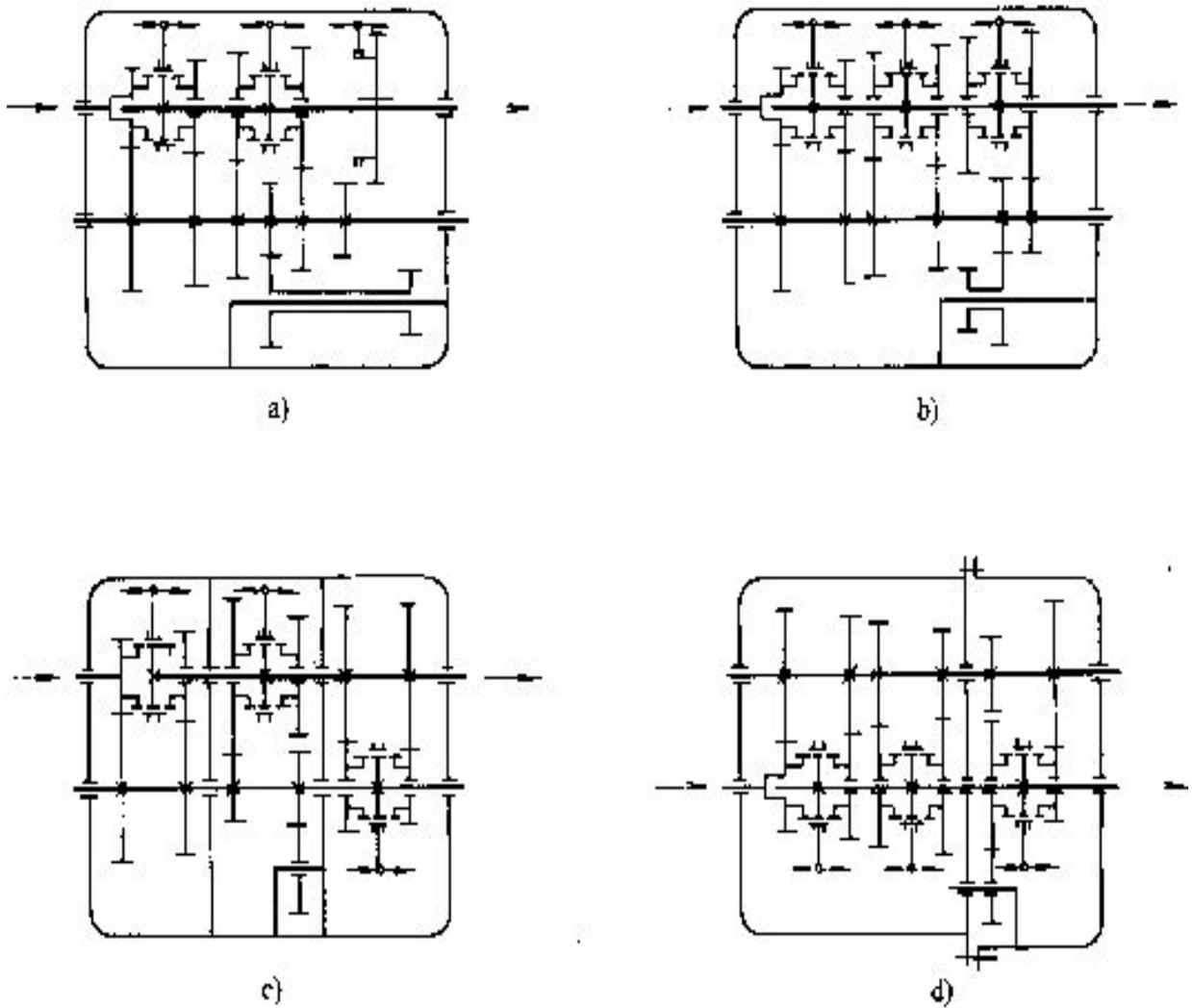


图 2.1 中间轴式五挡变速器传动方案

间传动齿轮的轮齿，是在最不利的正，负交替对称变化的弯曲应力状态下工作，而后者是在较为有利的单向循环弯曲应力状态下工作，并使倒挡传动比略有增加。

图 2.2 为常见的倒挡布置方案。图 2.2(b)所示方案的优点是换倒挡时利用了中间轴上的一挡齿轮，因而缩短了中间轴的长度。但换挡时有两对齿轮同时进入啮合，使换挡困难。图 2.2(c)所示方案能获得较大的倒挡传动比，缺点是换挡程序不合理。图 2.2(d)所示方案针对前者的缺点做了修改，因而取代了图 2.2(c)所示方案。图 2.2(e)所示方案是将中间轴上的一，倒挡齿轮做成一体，将其齿宽加长。图 2.2(f)所示方案适用于全部齿轮副均为常啮合齿轮，换挡更为轻便。为了充分利用空间，缩短变速器轴向长度，有的货车倒挡传动采用图 2.2(g)所示方案。其缺点是一，倒挡须各用一根变速器拨叉轴，致使变速器上盖中的操纵机构复杂一些。

因为变速器在一挡和倒挡工作时有较大的力，所以无论是两轴式变速器还是中间轴式变速器的低挡与倒挡，都应当布置在靠近轴的支承处，以减少轴的变形，保证

齿轮重合度下降不多，然后按照从低挡到高挡顺序布置各挡齿轮，这样做既能使轴有足够大的刚性，又能保证容易装配。倒挡的传动比虽然与一挡的传动比接近，但因为使用倒挡的时间非常短，从这点出发有些方案将一挡布置在靠近轴的支承处，然后再

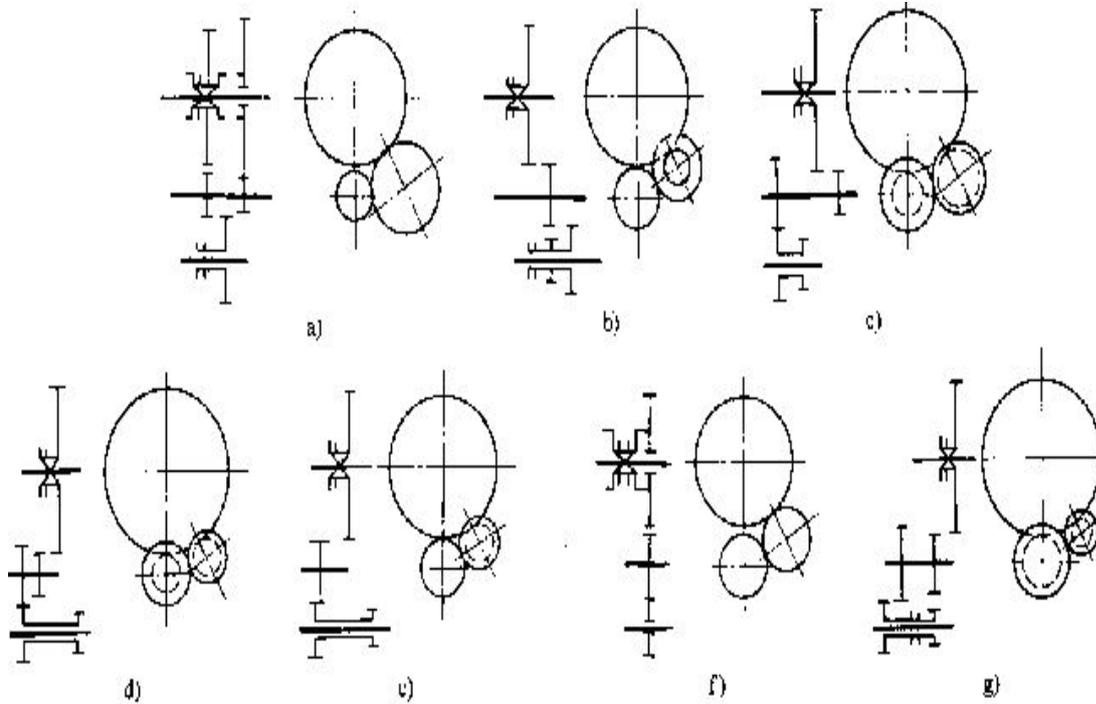


图 2.2 倒挡布置方案

布置倒挡。此时在倒挡工作时，齿轮磨损与噪声在短时间内略有增加，与此同时在一挡工作时齿轮的磨损与噪声有所减少。

除此以外，倒挡的中间齿轮位于变速器的左侧或右侧对倒挡轴的受力状况有影响，如图 2-3 所示。

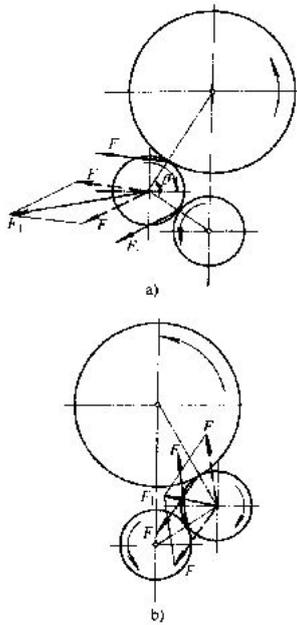


图 2.3 倒挡轴位置与受力分析

2.2.3 其他问题

经常使用的挡位，其齿轮因接触应力过高而造成表面电蚀损坏。将高挡布置在靠近轴的支承中部区域较为合理，在该区因轴的变形而引起的齿轮偏转角较小，齿轮保持较好的啮合状态，偏载减少能提高齿轮寿命。

某些汽车变速器有仅在好路或空车行驶时才使用的超速挡。使用传动比小于 1（为 0.7~0.8）的超速挡，能够充分地利用发动机功率，使汽车行驶 1km 所需发动机曲轴的总转速降低，因而有助于减少发动机磨损和降低燃料消耗。但是与直接挡比较，使用超速挡会使传动效率降低，噪声增大。

机械式变速器的传动效率与所选用的传动方案有关，包括传递动力时处于工作状态的齿轮对数，每分钟转速，传递的功率，润滑系统的有效性，齿轮和壳体等零件的制造精度等。

2.3 零部件结构方案分析

2.3.1 齿轮形式

与直齿圆柱齿轮比较，斜齿圆柱齿轮有使用寿命长，工作时噪声低等优点；缺点是制造时稍复杂，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挡和倒挡。我的设计中一挡和倒挡用的是直齿轮，其他挡都是斜齿轮。

2.3.2 换挡机构形式

变速器换挡机构有直齿滑动齿轮，啮合套和同步器换挡三种形式。汽车行驶时各

挡齿轮有不同的角速度，因此用轴向滑动直齿齿轮的方式换挡，会在轮齿端面产生冲击，并伴有噪声。这使齿轮端部磨损加剧并过早损坏，同时使驾驶员精神紧张，而换挡产生的噪声又使乘坐舒适性降低。只有驾驶员用熟练的操作技术(如两脚离合器)，时齿轮换挡时无冲击，才能克服上述缺点。但是该瞬间驾驶员注意力被分散，会影响行驶安全性。因此，尽管这种换挡方式结构简单，但除一档，倒挡外已很少使用。

由于变速器第二轴齿轮与中间轴齿轮处于常啮合状态，所以可用移动啮合套换挡。这时，因同时承受换挡冲击载荷的接合齿数多。而轮齿又不参与换挡，它们都不会过早损坏，但不能消除换挡冲击，所以仍要求驾驶员有熟练的操作技术。此外，因增设了啮合套和常啮合齿轮，使变速器旋转部分的总惯性矩增大。

因此，目前这种换挡方法只在某些要求不高的挡位及重型货车变速器上应用。这是因为重型货车挡位间的公比较小，则换挡机构连件之间的角速度差也小，因此采用啮合套换挡，并且还能降低制造成本及减小变速器长度。

使用同步器能保证迅速、无冲击、无噪声换挡，而与操作技术的熟练程度无关，从而提高了汽车的加速性、燃油经济性和行驶安全性。同上述两种换挡方法比较，虽然它有机构复杂、制造精度要求高、轴向尺寸大等缺点，但仍然得到广泛应用。

使用同步器或啮合套换挡，其换挡行程要比滑动齿轮换挡行程小。在滑动齿轮特别宽的情况下，这种差别就更为明显。为了操纵方便，换入不同挡位的变速杆行程要求尽可能一样。

自动脱挡是变速器的主要故障之一。为解决这个问题，除工艺上采取措施外，目前在结构上采取措施比较有效的方案有以下几种：

互锁装置是保证移动某一变速叉轴时，其它变速叉轴互被锁住，该机构的作用是防止同时挂入两档，而使挂档出现重大故障。常见的互锁机构有：

(1)互锁销式

图 2.4 是汽车上用得最广泛的一种机构，互锁销和顶销装在变速叉轴之间，用销子的长度和凹槽来保证互锁。

图 2.4，(a)为空档位置，此时任一叉轴可自由移动。图 2.1，(b)、(c)、(d)为某一叉轴在工作位置，而其它叉轴被锁住。

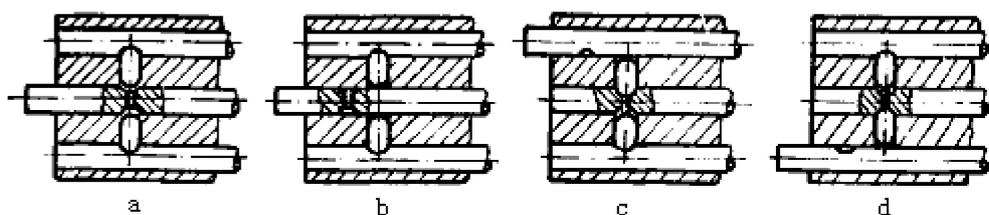


图 2.4 互锁销式互锁机构

(2)摆动锁块式

图 2.5 为摆动锁块式互锁机构工作示意图，锁块用同心轴螺钉安装在壳体上，并可绕螺钉轴线自由转动，操纵杆的拨头置于锁块槽内，此时，锁块的一个或两个突起部分 A 挡住其它两个变速叉轴槽，保证换档时不能同时挂入两档。

(3)转动钳口式

图 2.5 为与上述锁块机构原理相似的转动钳口式互锁装置。操纵杆拨头置于钳口中，钳形板可绕 A 轴转动。选档时操纵杆转动钳形板选入某一变速叉轴槽内，此时钳形板的一个或两个钳爪抓住其它两个变速叉，保证互锁作用。

操纵机构还应设有保证不能误挂倒档的机构。通常是在倒档叉或叉头上装有弹簧机构，使司机在换档时因有弹簧力作用，产生明显的手感。

锁止机构还包括自锁、倒档锁两个机构。

自锁机构的作用是将滑杆锁定在一定位置，保证齿轮全齿长参加啮合，并防止自动脱档和挂档。自锁机构有球形锁定机构与杆形锁定机构两种类型。

倒档锁的作用是使驾驶员必须对变速杆施加更大的力，方能挂入倒档，起到提醒注意的作用，以防误挂倒档，造成安全事故。

本次设计锁定机构采用自锁、互锁、倒档锁装置。采用自锁钢球来实现自锁，通过互锁销实现互锁。倒档锁采用限位弹簧来实现，使驾驶员有感觉，防止误挂倒档。

2.3.3 变速器轴承

变速器轴承常采用圆柱滚子轴承，球轴承，滚针轴承，圆锥滚子轴承，滑动轴套等。至于何处应当采用何种轴承，是受结构限制并随所承受的载荷特点不同而不同。

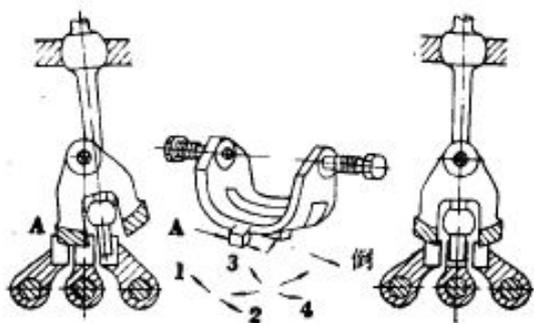


图 2.5 摆动锁块式互锁机构

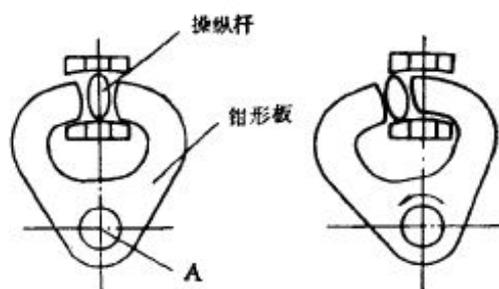


图 2.6 转动钳口式互锁机构

汽车变速器结构紧凑，尺寸小，采用尺寸大些的轴承结构受限制，常在布置上有困难。如变速器的第二轴前端支承在第一轴常啮合齿轮的内腔中，内腔尺寸足够时可布置圆柱滚子轴承，若空间不足则采用滚针轴承。变速器第一轴前端支承在飞轮的内腔里，因有足够大的空间长采用球轴承来承受向力。作用在第一轴常啮合齿轮上的轴向力，经第一轴后部轴承传给变速器壳体，此处常用轴承外圈有挡圈的球轴承。第二

轴后端常采用球轴承，以轴向力和径向力。中间轴上齿轮工作时产生的轴向力，原则上由前或后轴承来承受都可以，但当在壳体前端面布置轴承盖有困难的时候，必须由后端轴承承受轴向力，前端采用圆柱滚子轴承来承受径向力。

变速器中采用圆锥滚子轴承虽然有直径小，宽度较宽因而容量大，可承受高负荷等优点，但也有需要调整预紧，装配麻烦，磨损后轴易歪斜而影响齿轮正确啮合的缺点。

变速器第一轴，第二轴的后部轴承以及中间轴前，后轴承，按直径系列一般选用中系列球轴承或圆柱滚子轴承。轴承的直径根据变速器中心距确定，并要保证壳体后壁两轴承孔之间的距离不小于 6~20mm，下限适用于轻型车和轿车。

滚针轴承，滑动轴套主要用在齿轮与轴不是固定连接，并要求两者有相对运动的地方。滚针轴承有滚动摩擦损失小，传动效率高，径向配合间隙小，定位及运转精度高，有利于齿轮啮合等优点。滑动轴套的径向配合间隙大，易磨损，间隙增大后影响齿轮的定位和运转精度并使工作噪声增加。滑动轴套的优点是制造容易，成本低。

在本次设计中由于工作条件的需要主要选用了圆锥滚子轴承、深沟球轴承和滚针轴承。

2.4 本章小结

本章首先确定了设计变速器所需的汽车主要参数以及设计变速器所应满足的基本要求，对自己的设计也有了一定的规范。然后又对变速器的传动机构和档位的布置

形式的进行了简单的介绍，分析了各个传动方案的优缺点，选取了合理高效的的传动方案和一些在设计变速器时常遇的问题，为后面齿轮和轴的计算打下了良好的基础。最后对齿轮的形式做了介绍和优缺点的比较，通过以上比较合理的选择齿轮形式。分析了几种换挡形式，和容易出现的问题，并提供了相关的解决方法，最后很据轴的工作条件和工作状态，对轴承也形式也做了选择。

第3章 变速器结构设计

3.1 挡数

增加变速器的挡数能改善汽车的动力性和经济性。挡数越多，变速器的结构越复杂，并且是尺寸轮廓和质量加大。同时操纵机构复杂，而且在使用时换挡频率也增高。

在最低挡传动比不变的条件下，增加变速器的挡数会是变速器相邻的低挡与高挡之间传动比比值减小，是换挡工作容易进行。要求相邻挡位之间的传动比比值在 1.8 以下，该制约小换挡工作越容易进行。要求高档区相邻挡位之间的传动比比值要比低挡区相邻挡位之间的传动比比值小。

近年来为了降低油耗，变速器的挡数有增加的趋势。目前轿车一般用 4~5 个挡位，级别高的轿车变速器多用 5 个挡，货车变速器采用 4~5 个挡位或多挡。装载质量在 2~3.5T 的货车采用 5 挡变速器，装载质量在 4~8T 的货车采用 6 挡变速器。多挡变速器多用于重型货车和越野车。本设计为 5 挡变速器。

3.2 传动比范围

变速器的传动比范围是指变速器最低挡传动比与最高挡传动比的比值。传动比范围的确定与选定的发动机参数，汽车的最高车速和使用条件等因素有关。目前轿车的传动比范围在 3~4 之间，轻型货车在 5~6 之间，其他货车则更大。

3.3 各档传动比的确定

3.3.1 主减速器传动比的确定

发动机转速与汽车行驶速度之间的关系式为：

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

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。

由上文可知最高车速 $u_{a\max} = v_{a\max} = 110\text{km/h}$ ；最高档为超速档，传动比 $i_{g5} = 1$ ；车轮滚动

半径由所选用的轮胎规格 195/65R15 得到 $r=377.5$ (mm); 发动机转速 $n = n_p = 3600$ (r/min); 由公式 (5.1) 得到主减速器传动比计算公式:

$$i_0 = 0.377 \frac{nr}{i_g u_a} = 4.66$$

3.3.2 最低档传动比计算

按最大爬坡度设计, 满足最大通过能力条件, 即用一档通过要求的最大坡道角 α_{\max} 坡道时, 驱动力应大于或等于此时的滚动阻力和上坡阻力 (加速阻力为零, 空气阻力忽略不计)。用公式表示如下:

$$\frac{T_{e\max} i_0 i_g \eta_t}{r} \geq Gf \cos \alpha_{\max} + G \sin \alpha_{\max} \quad (3.2)$$

式中: G —— 车辆总重量, N;

f —— 滚动阻力系数, 对良好路面 $\mu=0.01\sim 0.02$;

$T_{e\max}$ —— 发动机最大扭矩, N·m;

i_0 —— 主减速器传动比;

i_g —— 变速器传动比;

η_t —— 为传动效率 (0.85~0.9);

R —— 车轮滚动半径;

α_{\max} —— 最大爬坡度本设计为能爬 30% 的坡, 大约 16.7° 。

由公式 (3.3) 得:

$$i_{g1} \geq \frac{(G\mu \cos \alpha_{\max} + G \sin \alpha_{\max})r}{T_{e\max} i_0 \eta_t} \quad (3.3)$$

已知: $m=4060\text{kg}$; $f = 0.012$; $\alpha_{\max} = 16.7^\circ$; $r=0.3775\text{m}$; $T_{e\max} = 210 \text{ N}\cdot\text{m}$; $i_0 = 4.66$;

$g=9.8\text{m/s}^2$; $\eta_t = 0.9$, 把以上数据代入 (3.3) 式:

$$i_{g1} \geq \frac{(4060 \times 9.8 \times 0.012 \times \cos 16.7^\circ + 4060 \times 9.8 \times \sin 16.7^\circ) \times 0.3775}{210 \times 4.66 \times 0.9} = 5.1$$

满足不产生滑转条件。即用一档发出最大驱动力时, 驱动轮不产生滑转现象。公式表

示如下：

$$\frac{T_{e\max} i_0 i_{g1} \eta_t}{r} \leq F_n \varphi$$

$$i_{g1} \leq \frac{F_n \varphi r}{T_{e\max} i_0 \eta_t} \quad (3.4)$$

式中： F_n ——驱动轮的地面法向反力， $F_n = m_1 g$ ；

φ ——驱动轮与地面间的附着系数；对混凝土或沥青路面 φ 可取 0.5~0.6 之间。

φ 取 0.55，把数据代入 (5.4) 式得：

$$i_{g1} \leq \frac{4060 \times 9.8 \times 0.55 \times 0.3775}{210 \times 4.66 \times 0.9} = 5.11$$

所以，一档转动比的选择范围是：

$$5.1 \leq i_{g1} \leq 5.11$$

初选一档传动比为 5.1。

3.3.3 各档传动比的选定

变速器的 I 档传动比应根据上述条件确定。变速器的最高档一般为直接档，有时用超速挡，在本设计中最高档即为超速挡。中间档的传动比理论上按公比为

$q = \sqrt[n-1]{\frac{i_{g\max}}{i_{g\min}}} = \sqrt[n-1]{\frac{i_{g1}}{i_{gn}}}$ （其中 n 为档位数）的几何级数排列，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。

$$\frac{i_1}{i_2} = \frac{i_2}{i_3} = \frac{i_3}{i_4} = \frac{i_4}{i_5} = q \quad q = \sqrt[4]{\frac{i_1}{i_5}} = \sqrt[4]{\frac{5.1}{1}} = 1.5$$

$$i_2 = \frac{i_1}{q} = \frac{5.1}{1.5} = 3.4$$

$$i_3 = \frac{i_2}{q} = \frac{3.4}{1.5} = 2.26$$

$$i_4 = \frac{i_3}{q} = \frac{2.26}{1.5} = 1.5$$

3.3.4 中心距的选择

初选中心距可根据经验公式计算：

$$A = K_A \sqrt[3]{T_{e\max} i_1 \eta_g} \quad (3.5)$$

式中： A ——变速器中心距，mm；

K_A ——中心距系数，商用车 $K_A=8.6\sim 9.6$ ；

$T_{e\max}$ ——发动机最大输出转矩为 210N，N·m；

i_1 ——变速器一档传动比为 5.1；

η_g ——变速器传动效率，取 96%。

$$A = 9.0 \times \sqrt[3]{210 \times 5.1 \times 0.96} = 90.8 \text{ mm}$$

商用车变速器的中心距在 80~170mm 范围内变化。所以根据计算结果，初取 $A=90\text{mm}$ 。

3.3.5 变速器的外形尺寸

变速器的横向外形尺寸，可以根据齿轮直径以及倒档中间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。

乘用车变速器壳体的轴向尺寸可参考下列公式选用：

$$L = (4.0 \sim 4.4)A = (4.0 \sim 4.4) \times 90 = 360 \sim 396 \text{ mm}$$

当变速器选用常啮合齿轮对数和同步器多时，中心距系数 K 应取给出系数的上限。为检测方便， A 取整。设计的是五挡变速器，初定轴向壳体尺寸为 370mm。

3.4 齿轮参数

3.4.1 模数的选取

遵循的一般原则：为了减少噪声应合理减少模数，增加尺宽；为使质量小，增加数，同时减少尺宽；从工艺方面考虑，各挡齿轮应选用同一种模数，而从强度方面考虑，各挡齿数应有不同的模数。减少轿车齿轮工作噪声有较为重要的意义，因此齿轮的模数应选小；对货车，减小质量比噪声更重要，故齿轮应选大些的模数。

低挡齿轮应选大些的模数，其他挡位选另一种模数。少数情况下汽车变速器各挡齿轮均选用相同的模数。

啮合套和同步器的接合齿多数采用渐开线齿轮。由于工艺上的原应，同一变速器的接合齿模数相同。其取用范围是：乘用车和总质量 m_a 在 1.8~14.0t 的货车为 2.0~3.5mm。选取较小的模数值可使齿数增多，有利换挡。

初选齿轮模数 $m=3.0\text{mm}$

齿轮法向模数 $m_n=3.0\text{mm}$

3.4.2 压力角 α

压力角较小时，重合度大，传动平稳，噪声低；较大时可提高轮齿的抗弯强度和表面接触强度。对商用车，为加大重合度已降低噪声，取小些。

变速器齿轮压力角为 20°

啮合套或同步器的接合齿压力角用 30°

3.4.3 螺旋角 β

斜齿轮在变速器中得到广泛的应用。选斜齿轮的螺旋角，要注意他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，使齿轮啮合的重合度增加，因而工作平稳、噪声降低。试验还证明：随着螺旋角的增大，齿的强度也相应提高。不过当螺旋角大于 30° 时，其抗弯强度骤然下降，而接触强度仍然继续上升。因此，从提高低挡齿轮的抗弯强度出发，并不希望用过大的螺旋角，以 $15^\circ \sim 25^\circ$ 为宜；而从提高高挡齿轮的接触强度和增加重合度着眼，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，中间轴上的不同挡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。一挡和倒挡设计为直齿时，在这些挡位上工作，中间轴上的轴向力不能抵消(但因为这些挡位使用得少，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，需满足下述条件

$$F_{a1} = F_{n1} \tan \beta_1 \quad (3.6)$$

$$F_{a2} = F_{n2} \tan \beta_2 \quad (3.7)$$

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

$$\frac{\tan \beta_1}{\tan \beta_2} = \frac{r_1}{r_2} \quad (3.8)$$

式中： F_{a1} ， F_{a2} 为作用在中间轴齿轮 1、2 上的轴向力， F_{n1} ， F_{n2} 为作用在中间轴齿轮 1、2 上的圆周力； r_1 ， r_2 为齿轮 1、2 的节圆半径； T 为中间轴传递的转矩。

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。

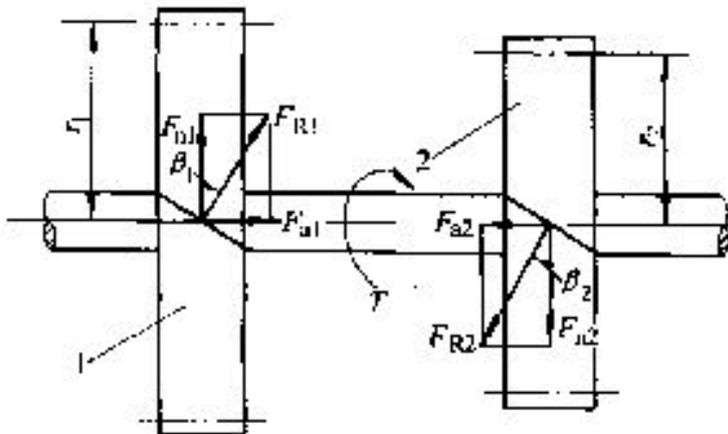


图 3.1 中间轴轴向力的平衡

斜齿轮螺旋角可在下面提供的范围内选用：

商用车中间轴式变速器为 $20^{\circ} \sim 30^{\circ}$

初选的螺旋角 $\beta = 25^{\circ}$

3.4.4 齿宽 b

应注意齿宽对变速器的轴向尺寸，齿轮工作平稳性，齿轮强度和齿轮工作时受力的均匀程度均有影响。

考虑到尽可能的减少质量和缩短变速器的轴向尺寸，应该选用较小的齿宽。减少齿宽会使斜齿轮传动平稳的优点被削弱，还会使工作应力增加。使用宽些的齿宽，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并在齿宽方向磨损不均匀。通常根据齿轮模数 m 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 取 $K_c = 6$

斜齿： $b = K_c m_n$ ， K_c 取 6.0~8.5，取 $K_c = 6$

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。

直齿 $b = K_c m = 6 \times 3 = 18\text{mm}$

斜齿 $b = K_c m = 6 \times 3 = 18\text{mm}$

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，包括我国在内，规定齿顶高系数取为 1.00。为了增加齿轮啮合的重合度，降低噪声和提高齿根强度，有些变速器采用齿顶高系数大于 1.00 的细高齿。

3.4.6 变位系数的选择原则

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，有避免了其缺点。

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剂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。对于低挡齿轮，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，一对齿轮齿更总厚度越薄，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。

更据上述理由，为降低噪声，对于变速器中除去一档、二挡和倒挡以外的其他各挡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。

3.5 各挡齿轮齿数的分配

在初选中心距，齿轮模数和螺旋角以后，可更据变速器的挡数，传动比和传动方案来分配各挡齿轮的齿数。

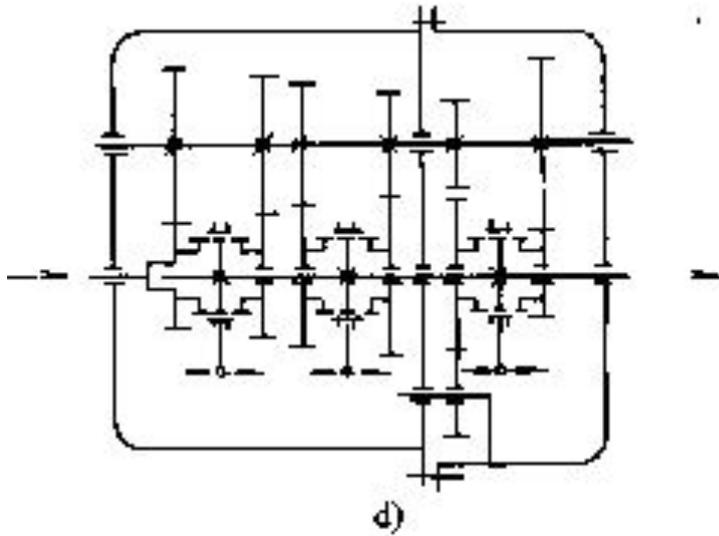


图 3.2 五挡变速器传动方案

3.5.1 确定一档齿轮的齿数

一档传动比

$$i_1 = \frac{z_2 \times z_{10}}{z_1 \times z_9} \quad (3.9)$$

如果 z_9 ， z_{10} 齿数确定了，则 z_2 与 z_1 的传动比可求出，为了求 z_9 ， z_{10} 的齿数，先求其齿数和 z_h

$$\text{直齿 } z_h = 2A/m \quad (3.10)$$

$$\text{斜齿 } z_h = 2A \cos \beta / m_n \quad (3.11)$$

因为一档用的是直齿轮，所以 $z_h = 2A/m = 2 \times 90/3 = 60$

计算后取整，然后进行大小齿轮齿数的分配。中间轴上的一档小齿轮的齿数尽可能取小些，以便使 z_9/z_{10} 的传动比大些，在 i_1 已定的情况下， z_2/z_1 的传动比可分配小些，使第一轴常啮合齿轮的齿数多些，以便在其内腔设置第二轴的前轴承并保证轮轴有足够的厚度。考虑到壳体上的第一轴轴孔尺寸的限制和装配的可能性，该齿轮齿数又不

宜取多。

中间轴上小齿轮的最少齿数，还受中间轴轴径尺寸的限制，即受刚度的限制。在选定
时，对轴的尺寸及齿轮齿数都要统一考虑。商用车中间轴式变速器一档传动比 $i_1=5\sim 6$
时，中间轴上一挡齿轮数可在 15~17 间取，货车在 12~17 间取。

因为 $i_1=5.1$ 取中间轴上一挡齿轮 $z_{10}=14$ 输出轴上一挡齿轮 $z_9=z_h-z_{10}=60-14=46$

根据确定的中心距 A 求啮合角 α' ：

$$\cos \alpha' = \frac{m}{2A}(z_9 + z_{10}) \quad \cos \alpha = 0.9397$$

得： $\alpha' = 20^\circ = \alpha$ 故总变位 $x_\Sigma = 0$ 即为高度变位

$$\frac{z_9}{z_{10}} = \frac{46}{14} = 3.28 \quad \text{查得：} x_9 = 0.4 \quad \text{则} x_{10} = -0.4$$

两齿轮分度圆仍相切，节圆与分度圆重合，合齿高度不变。

3.5.2 对中心距进行修正

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 z_h 和齿轮变位系数
新计算中心距，在以修正后的中心距作为各挡齿轮齿数分配的依据。故修正后中心距
A 取 90mm。

3.5.3 确定常啮合传动齿轮副齿数及变位系数

$$\frac{z_2}{z_1} = i_1 \frac{z_{10}}{z_9} \quad \text{求出传动比} \quad (3.12)$$

$$\frac{z_2}{z_1} = 5.1 \frac{14}{46}$$

而常啮合传动齿轮中心距和一档齿轮的中心距相等，即

$$A = m_n(z_1 + z_2) / 2 \cos \beta \quad (3.13)$$

$$90 = 3(z_2 + z_1) / 2 \cos 25^\circ$$

求得常啮合齿轮齿数为 $z_1=23 \quad z_2=34$

$$\text{核算} \quad i_1 = \frac{z_2 \times z_9}{z_1 \times z_{10}} = 4.85 \quad \text{在误差允许范围内}$$

故可得齿轮 1、2 精确的螺旋角为 18.2°

$$A' = \frac{m_t(z_1 + z_2)}{\cos \beta_2} = 90$$

凑配中心距

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta_2} = 3.158\text{mm}$$

斜齿端面模数为

$$\cos \alpha' = \frac{m_t(z_1 + z_2)}{2A} \cos \alpha = 19.995 \approx 20^\circ$$

啮合角 高度变位 $x_\Sigma = 0$

$$u = \frac{z}{z} = \frac{34}{22} = 1.54$$

根据齿数比 查得变位系数 $x_1 = 0.11$ 故 $x_2 = -0.11$

3.5.4 确定其他各挡的齿数及变位系数

二挡齿轮是斜齿轮螺旋角 β_8 与常啮合齿轮 β_2 不同

$$\frac{z_7}{z_8} = i_2 \frac{z_1}{z_2} = 3.4 \times \frac{23}{34} \quad (3.14)$$

$$A = \frac{m_n(z_7 + z_8)}{2 \cos \beta_8} \quad (3.15)$$

此外，从抵消或减少中间轴上的轴向力出发，还必须满足下列关系式：

$$\frac{\tan \beta_2}{\tan \beta_8} = \frac{z_2}{z_1 + z_2} \left(1 + \frac{z_7}{z_8}\right) \quad (3.16)$$

联解上述三式，采用试凑法，当螺旋角为 20.67° 时，解 (3.14)、(3.15) 得：

求得二挡齿轮齿数为： $z_7 = 39$ $z_8 = 18$ 代入上式近似满足轴向力平衡

$$A' = \frac{(z_7 + z_8)m_n}{2 \cos \beta_8} = 91.38\text{mm} > A$$

凑配中心距 正角度变位

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta_8} = 3.206\text{mm}$$

斜齿面模数

$$\cos \alpha' = \frac{m_n(z_7 + z_8)}{\cos \alpha} 20.01^\circ$$

啮合角

$$\frac{z_7}{z_8} = 2.16$$

根据齿数比 z_8 查得变位系数 $x_\Sigma = 0.006$ $x_1 = 0.22$ $x_2 = -0.214$

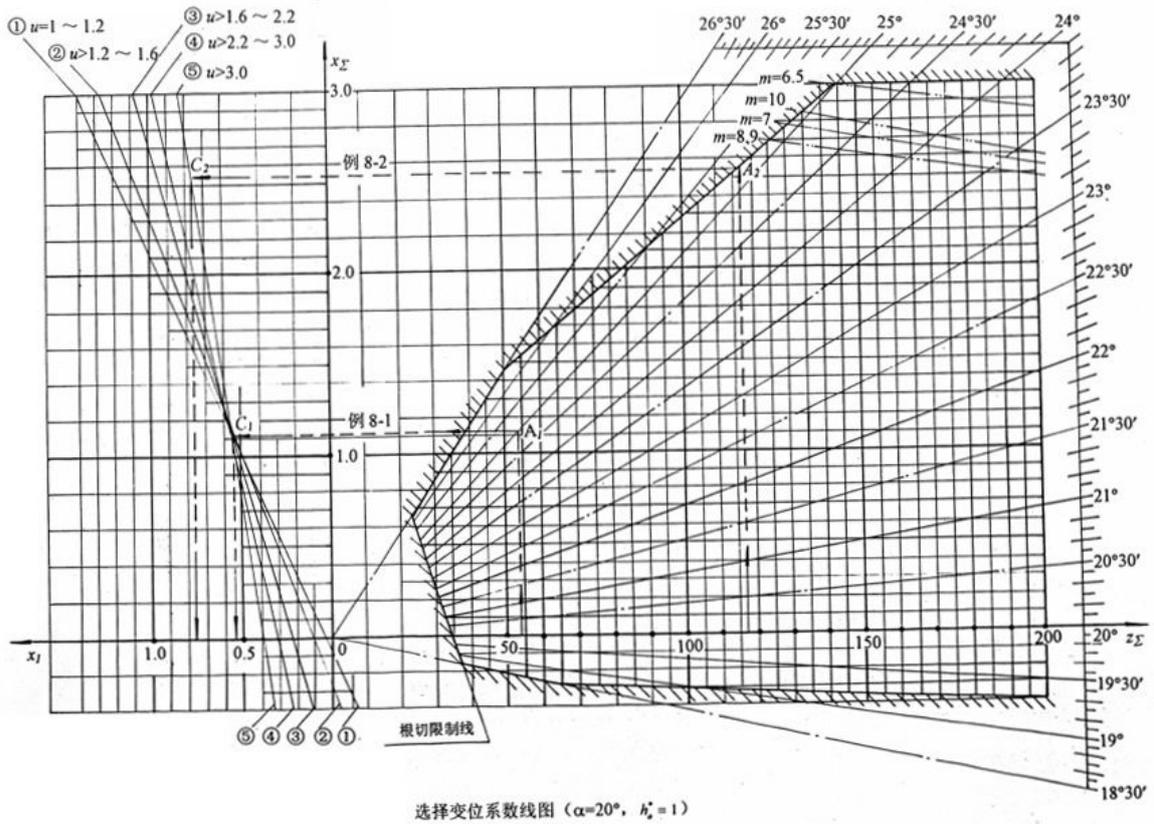


图 3.3 选择变位系数线路图

同理：三挡齿轮齿数 $z_5 = 35$ $z_6 = 23$ $\beta_6 = 18.4^\circ$ 时近似满足轴向力平衡关系

$$A' = \frac{(z_5 + z_6)m_n}{\cos \beta_6} = 91.58mm$$

凑配中心距

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta_6} = 3.16mm$$

斜齿端面模数

$$\cos \alpha' = \frac{m_t}{2A'} (z_5 + z_6) \cos \alpha = 0.94 \quad \alpha' = 19.89^\circ$$

啮合角

$$\frac{z_5}{z_6} = 1.52$$

根据齿数比 z_6 查得变位系数 $x_\Sigma = -0.006$ $x_1 = 0.22$ $x_2 = -0.226$

四挡齿轮齿数 $z_3 = 27$ $z_4 = 28$ $\beta_4 = 23.2^\circ$ 时近似满足轴向力平衡关系

$$A' = \frac{(z_3 + z_4)m_n}{\cos \beta_4} = 89.67mm$$

凑配中心距

$$\text{斜齿端面模数 } m_t = \frac{m_n}{\cos \beta_4} = 3.26\text{mm}$$

$$\text{啮合角 } \cos \alpha' = \frac{m_t}{2A'}(z_3 + z_4) \cos \alpha = 0.9395 \quad \alpha' = 20.03^\circ$$

$$\text{根据齿数比 } \frac{z_3}{z_4} = 1.04 \quad \text{查得变位系数 } x_\Sigma = 0.018 \quad x_1 = 0.03 \quad x_2 = -0.012$$

3.5.5 确定倒挡齿轮齿数及变位系数

倒挡齿轮选用的模数往往与一档相近，倒挡齿轮 z_{13} 的齿数一般在 21~23 之间

初选 $z_{13} = 23$ 计算输入轴与倒挡轴的中心距 A' 设 $z_{12} = 15$

$$\text{有中心距 } A = \frac{m(z_{12} + z_{13})}{2} = 47.5\text{mm} \quad \text{圆整后取 } A' = 55\text{mm}$$

为保证倒挡齿轮的啮合和不产生运动干涉，齿轮 11 和 12 的齿顶圆之间应保持有 0.5mm

以上的间隙，故取 $z_{11} = 44$ 满足输入轴与中间轴距离

假设当齿轮 11 和齿轮 12 啮合时中心距：

$$A' = \frac{m(z_{11} + z_{12})}{2} = 88.5 < A \quad \text{且 } A - A' > 0.05\text{mm}$$

$$\text{故倒挡轴与中间轴的中心距 } A_{\text{倒}} = \frac{1}{2}m(z_{11} + z_{13}) = 97.5\text{mm}$$

根据中心距 A' 求啮合角 α'

$$\cos \alpha' = \frac{m_t}{2A'}(z_{12} + z_{13}) \cos \alpha = 0.93969 \quad \text{故 } \alpha = \alpha' = 20^\circ \quad \text{高度变位}$$

$$\text{根据齿数比 } u = \frac{z_{12}}{z_{13}} = 1.53 \quad \text{查得 } x_\Sigma = 0 \quad x_1 = 0.12 \quad x_2 = -0.12$$

3.6 本章小结

本章对变速器的档数、传动比的范围进行了介绍并根据自身设计选择了所涉及变速器的档数，结合相应的汽车参数计算出传动比的范围，对变速器齿轮的参数也做了合理的选择，并计算了各档的齿数分配情况，对中心距也做了重新的修正。

第 4 章 变速器的校核

4.1 齿轮的损坏形式

齿轮的损坏形式分三种：轮齿折断，齿面疲劳剥落，移动换挡齿轮端部破坏。

轮齿折断分两种：轮齿受足够大的冲击载荷作用，造成轮齿弯曲折断；轮齿再重复载荷作用下齿根产生疲劳裂纹，裂纹扩展深度逐渐加大，然后出现弯曲折断。前者在变速器中出现的很少，后者出现的多。

齿轮工作时，一对相互啮合，齿面相互挤压，这时存在齿面细小裂缝中的润滑油油压升高，并导致裂缝扩展，然后齿面表层出现块状脱落形成齿面点蚀。他使齿形误差加大，产生动载荷，导致轮齿折断。

用移动齿轮的方法完成换挡的抵挡和倒挡齿轮，由于换挡时两个进入啮合的齿轮存在角速度差，换挡瞬间在齿轮端部产生冲击载荷，并造成损坏。

4.2 齿轮强度计算

与其他机械行业相比，不同用途汽车的变速器齿轮使用条间仍是相似的。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，支承方式也基本一致。如汽车变速器齿轮用低碳合金钢制作，采用剃齿和磨齿精加工，齿轮表面采用渗碳淬火热处理工艺，齿轮精度为 JB179—83，6 级 和 7 级。因此，用于计算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。下面介绍的是计算汽车变速器齿轮强度用的简化计算公式。

4.2.1 齿轮弯曲强度计算

(1)直齿轮弯曲应力

$$\sigma_w = \frac{F_1 K_\sigma K_f}{bty} \quad (4.1)$$

式中， σ_w 为弯曲应力； F_1 为圆周力， $F_1 = 2T_g / d$ ； T_g 为计算载荷； d 为节圆直径； K_σ 为应力集中系数，可近似取 $K_\sigma = 1.65$ ； K_f 为摩擦力影响系数，主、从动齿轮在啮合点上的摩擦力方向不同，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 为齿宽； t 为端面齿距， $t = \pi m$ ， m 为模数； y 为齿形系数，如图 6-1 所示。因为齿轮节圆直径 $d = mz$ ， z 为齿数，带入式(6-1)得

$$\sigma_w = \frac{2T_g K_\sigma K_f}{\pi m^3 z K_c y} \quad (4.2)$$

一档从动齿轮

$$\sigma_w = \frac{2T_g K_\sigma K_f}{\pi m^3 z K_c y} = \frac{2 \times 210 \times 10^3 \times 1.65 \times 1.1}{3.14 \times 3^3 \times 42 \times 5 \times 0.173} = 637.14 \text{ MPa} \leq 850 \text{ MPa}$$

一档主动齿轮

$$\sigma_w = \frac{2T_g K_\sigma K_f}{\pi m^3 z K_c y} = \frac{2 \times 245 \times 10^3 \times 1.65 \times 0.9}{3.14 \times 3^3 \times 15 \times 5 \times 0.173} = 667.9 \text{ MPa} \leq 850 \text{ MPa}$$

倒挡直齿轮作用弯曲应力在 400~850N/mm

故直齿轮弯曲应力均符合要求

(2) 斜齿轮弯曲应力

$$\sigma_w = \frac{F_1 K_\sigma}{b t y K_\varepsilon} \quad (4.3)$$

式中, F_1 为圆周力, $F_1 = 2T_g / d$; T_g 为计算载荷; d 为节圆直径, $d = \frac{m_n z}{\cos \beta}$, m_n 为法向模数; z 为齿数; β 为斜齿轮螺旋角; K_σ 为应力集中系数, $K_\sigma = 1.50$; b 为齿面

宽; t 为法向齿距, $t = \pi m_n$; y 为齿形系数, 可按当量齿数 $z_a = \frac{z}{\cos^3 \beta}$ 在图 6-1 中查得; K_ε 为重合度影响系数, $K_\varepsilon = 2.0$ 。

将上述有关参数代入式 (6-3), 整理后得斜齿轮弯曲应力为

$$\sigma_w = \frac{2T_g \cos \beta K_\sigma}{\pi m_n^3 y K_c K_\varepsilon} \quad (4.4)$$

四挡齿轮弯曲应力

$$\sigma_w = \frac{2T_g \cos \beta K_\sigma}{\pi m_n^3 y K_c K_\varepsilon} = \frac{2 \times 210 \times 10^3 \times \cos 23.2^\circ \times 1.5}{3.14 \times 23 \times 3^3 \times 0.15 \times 7 \times 2.0} = 113.08 \text{ MPa} \leq 250 \text{ MPa}$$

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, 对乘用车常啮合齿轮和高挡齿轮, 许用应力在 180~250 MPa 范围。符合要求。

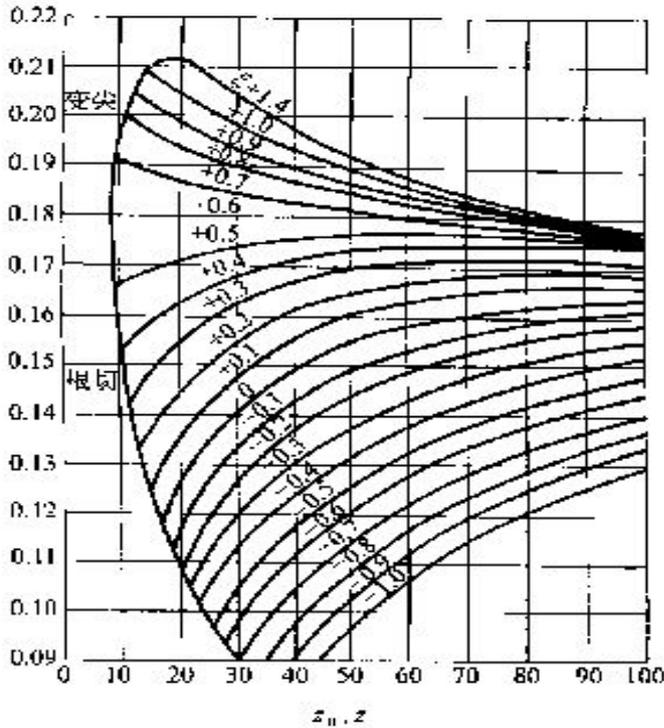


图 4.1 齿形系数图

(假定载荷作用在齿顶 $\alpha = 20^\circ$, $f_a = 1$)

4.2.2 轮齿接触应力计算

轮齿接触应力

$$\delta_j = 0.418 \sqrt{\frac{FE}{b} \left(\frac{1}{\rho_z} + \frac{1}{\rho_b} \right)} \quad (4.5)$$

式中, σ_j 为轮齿的接触应力; F 为齿面上的法向力, $F = \frac{F_1}{\cos \alpha \cos \beta}$; F_1 为圆周力,

$F_1 = 2T_g / d$; T_g 为计算载荷; d 为节圆直径; α 为节点处压力角, β 为齿轮螺旋角;

E 为齿轮材料的弹性模量; b 为齿轮接触的实际宽度; ρ_z 、 ρ_b 为主、从动齿轮节点

处的曲率半径, 直齿轮 $\rho_z = r_z \sin \alpha$ 、 $\rho_b = r_b \sin \alpha$, 斜齿轮 $\rho_z = \frac{r_z \sin \alpha}{\cos^2 \beta}$,

$\rho_b = \frac{r_b \sin \alpha}{\cos^2 \beta}$; r_z 、 r_b 为主、从动齿轮节圆半径。

一档齿轮接触应力

$$\begin{aligned} \delta_j &= 0.418 \sqrt{\frac{FE}{b} \left(\frac{1}{\rho_z} + \frac{1}{\rho_b} \right)} \\ &= 0.418 \times \sqrt{\frac{210 \times 10^3 \times 2.1 \times 10^5}{3 \times 46 \times 3 \times (\cos 28^\circ \cos 20^\circ)} \times \left(\frac{2}{3 \times 14 \times \sin 20^\circ} + \frac{2}{3 \times 46 \times \sin 20^\circ} \right)} \\ &= 1203.7 MP_a \end{aligned}$$

四挡齿轮接触应力

$$\begin{aligned} \delta_j &= 0.418 \sqrt{\frac{FE}{b} \left(\frac{1}{\rho_z} + \frac{1}{\rho_b} \right)} \\ &= 0.418 \times \sqrt{\frac{210 \times 10^3 \times 2.1 \times 10^5}{27 \times 3 \times 3 (\cos 28^\circ \cos 20^\circ)} \times \left(\frac{27 \times 3 \times \sin 20^\circ}{2 \times \cos 28^\circ} + \frac{28 \times 3 \times \sin 20^\circ}{2 \times \cos 28^\circ} \right)} \\ &= 685.34 MP_a \end{aligned}$$

校核都在范围之内，符合要求

将作用在变速器第一轴上的载荷 $\frac{T_{e\max}}{2}$ 作为计算载荷时，变速器齿轮的许用接触应力 σ_j 见表 4-1。

表 4-1 变速器齿轮许用接触应力

齿轮	σ_j / MP_a	
	渗碳齿轮	液体碳氮共渗齿轮
一档和倒挡	1900--2000	950--1000
常啮合齿轮和高挡	1300--1400	650--700

变速器齿轮多数采用渗碳合金钢，其表层的高硬度与芯部的高韧性相结合，能大大提高齿轮的耐磨性及抗弯取疲劳和接触疲劳的能力。在选用钢材及热处理时，对切削加工性能及成本也应考虑。值得指出的是，对齿轮进行强力喷丸处理以后，齿轮弯曲疲劳寿命和接触疲劳寿命都能提高。齿轮在热处理之后进行磨齿，能消除齿轮热处理的变形；磨齿齿轮精度高于热处理前剃齿和挤齿齿轮精度，使得传动平稳、效率提高；在同样负荷的条件下，磨齿的弯曲疲劳寿命比剃齿的要高。

国内汽车变速器齿轮材料主要用 20CrMnTi、20Mn2TiB、16MnCr5、20MnCr5、25MnCr5。渗碳齿轮表面硬度为 58~63HRC，芯部硬度为 33~48HRC。

4.3 轴的结构尺寸设计

变速器轴在工作时承受转矩、弯矩，因此应具备足够的强度和刚度。轴的刚度不足，在负荷的作用下，轴会产生过大的变形，影响齿轮的经常啮合，产生过大的噪声，并会降低齿轮的使用寿命。设计变速器时主要考虑的问题有：轴的结构形状、轴的直径、长度、轴的强度和刚度等。

在已知两轴式变速器中心距 A 时，轴的最大直径 d 和支承距离 L 的比值可在以下范围内选取：对输入轴， $d/L=0.16\sim 0.18$ ；对输出轴， $d/L\approx 0.18\sim 0.21$ 。

输入轴花键部分直径 d (mm) 可按下式初选取：

$$d = K\sqrt[3]{T_{e\max}} \quad (4.6)$$

式中： K ——经验系数， $K=4.0\sim 4.6$ ；

$T_{e\max}$ ——发动机最大转矩，N.m。

输入轴花键部分直径为

$$d_1 = (4.0\sim 4.6)\sqrt[3]{210} = 23.78\sim 27.34\text{mm}$$

初选输入、输出轴支承之间的长度 $L=310\text{mm}$ 。

按扭转强度条件确定轴的最小直径为

$$d = \sqrt[3]{\frac{9550 \times 10^3}{0.2[\tau]} \sqrt{\frac{P}{n}}} \quad (4.7)$$

式中： d ——轴的最小直径，mm；

$[\tau]$ ——轴的许用剪应力，MPa；

P ——发动机的最大功率，kw；

n ——发动机的转速，r/min。

得：

$$d = \sqrt[3]{\frac{9550 \times 10^3}{0.2[\tau]} \sqrt{\frac{P}{n}}} = \sqrt[3]{\frac{9550 \times 10^3}{0.2 \times 52} \sqrt{\frac{66}{3602}}} = 24.7 \text{ mm}$$

所以，选择轴的最小直径为 25mm

4.4 轴的强度验算

4.4.1 轴的刚度的计算

对齿轮工作影响最大的是轴在垂直面内产生的挠度和轴在水平面内的转角。前者使齿轮中心距发生变化，破坏了齿轮的正确啮合；后者使齿轮相互歪斜，致使沿齿长方向的压力分布不均匀。初步确定轴的尺寸以后，可对轴进行刚度和强度验算。

轴的挠度和转角如图 4.2 所示，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 ，可分别用下式计算：

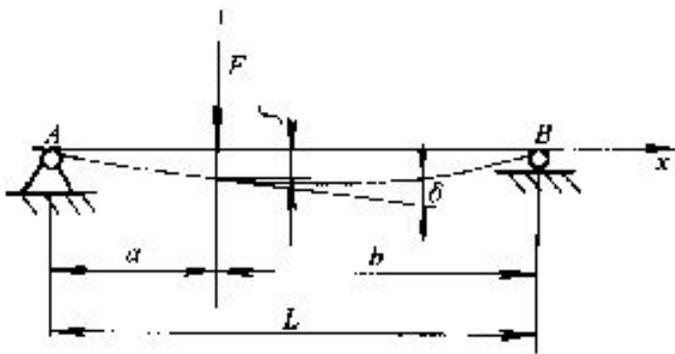


图 4.2 变速器轴的挠度和转角

$$f_c = \frac{F_1 a^2 b^2}{3EIL} \quad (4.8)$$

$$f_s = \frac{F_2 a^2 b^2}{3EIL} \quad (4.9)$$

$$\delta = \frac{F_1 ab(b-a)}{3EIL} \quad (4.10)$$

式中： F_1 ——齿轮齿宽中间平面上的径向力，N；

F_2 ——齿轮齿宽中间平面上的圆周力，N；

E ——弹性模量，MPa， $E=2.1 \times 10^5$ 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 $f = \sqrt{f_c^2 + f_s^2} \leq 0.2$ mm。

轴在垂直面和水平面内挠度的允许值为 $[f_c]=0.05\sim 0.10$ mm， $[f_s]=0.10\sim 0.15$ mm。齿轮所在平面的转角不应超过 0.002rad。

计算变速器上个齿轮的圆周力 F_t 、切向力 F_r 、轴向力 F_a

一轴：

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} = 5448.5N$$

$$F_{r1} = \frac{F_{t1} \tan \alpha}{\cos \beta_1} = 2087.5N$$

二轴：

$$F_{t9} = \frac{2T_{2-1}}{d_9} = 13087N$$

$$F_{r9} = \frac{F_{t9} \tan \alpha}{\cos \beta_9} = 4763N$$

$$F_{t7} = \frac{2T_{2-2}}{d_7} = 9535N$$

$$F_{r7} = \frac{F_{t7} \tan \alpha}{\cos \beta_7} = 3709N$$

$$F_{t5} = \frac{2T_{2-3}}{d_5} = 7555N$$

$$F_{r5} = \frac{F_{t5} \tan \alpha}{\cos \beta_5} = 2898N$$

$$F_{t3} = \frac{2T_{2-4}}{d_3} = 6023N$$

$$F_{r3} = \frac{F_{t3} \tan \alpha}{\cos \beta_3} = 2385N$$

$$F_{t4} = \frac{2T_{\text{中}}}{d_4} = 6398N$$

中间轴:

$$F_{r4} = \frac{F_{t4} \tan \alpha}{\cos \beta_4} = 2534N$$

$$F_{t6} = \frac{2T_{\text{中}}}{d_6} = 8035N$$

$$F_{r6} = \frac{F_{t6} \tan \alpha}{\cos \beta_6} = 3082N$$

$$F_{t8} = \frac{2T_{\text{中}}}{d_8} = 10139N$$

$$F_{r8} = \frac{F_{t8} \tan \alpha}{\cos \beta_8} = 3944N$$

$$F_{t10} = \frac{2T_{\text{中}}}{d_{10}} = 13905N$$

$$F_{r10} = \frac{F_{t10} \tan \alpha}{\cos \beta_{10}} = 5061N$$

变速器输入轴的刚度计算

(1) 一档工作时的计算

已知: $a=248\text{mm}$; $b=22\text{mm}$; $L=270\text{mm}$; $d=32\text{mm}$, 则有

$$f_c = \frac{F_{r1} a^2 b^2}{3EIL} = \frac{F_{r1} a^2 b^2 \times 64}{3E\pi d^4 L}$$

$$= \frac{4763 \times 248^2 \times 22^2 \times 64}{3 \times 2.1 \times 10^5 \times 3.14 \times 32^4 \times 270} = 0.016 < [f_c] = 0.05 \sim 0.10 \text{ mm}$$

$$f_s = \frac{F_{r1} a^2 b^2 \times 64}{3E\pi d^4 L} = \frac{13087 \times 22^2 \times 248^2 \times 64}{3 \times 2.1 \times 10^5 \times 3.14 \times 32^4 \times 270} = 0.04 < [f_s] = 0.1 \sim 0.15 \text{ mm}$$

$$f = \sqrt{f_c^2 + f_s^2} = \sqrt{0.016^2 + 0.04^2} = 0.127 \leq 0.2 \text{ mm}$$

$$\delta = \frac{F_{r1} ab(b-a)}{3EIL} = \frac{4763 \times 22 \times 248 \times (248-22) \times 64}{3 \times 2.1 \times 10^5 \times 3.14 \times 32^4 \times 270} = 0.6 \times 10^{-3} \text{ rad} < 0.002 \text{ rad}$$

(2) 二档工作时的计算

已知: $a=99\text{mm}$; $b=114.5\text{mm}$; $L=214\text{mm}$; $d=46\text{mm}$, 则有

$$f_c = \frac{F_{r2}a^2b^2}{3EIL} = \frac{F_{r2}a^2b^2 \times 64}{3E\pi d^4 L} = \frac{2117 \times 99^2 \times 114.5^2 \times 64}{3 \times 2.1 \times 10^5 \times 3.14 \times 46^4 \times 214}$$

$$= 0.009 < [f_c] = 0.05 \sim 0.10 \text{ mm}$$

$$f_s = \frac{F_{t2}a^2b^2}{3EIL} = \frac{5273 \times 99^2 \times 114.5^2 \times 64}{3 \times 2.1 \times 10^5 \times 3.14 \times 46^4 \times 214} = 0.023 < [f_s] = 0.1 \sim 0.15 \text{ mm}$$

$$f = \sqrt{f_c^2 + f_s^2} = \sqrt{0.009^2 + 0.023^2} = 0.025 \leq 0.2 \text{ mm}$$

$$\delta = \frac{F_{r2}ab(b-a)}{3EIL} = \frac{2117 \times 99 \times 114.5 \times (114.5 - 99) \times 64}{3 \times 2.1 \times 10^5 \times 3.14 \times 46^4 \times 214} = 1.26 \times 10^{-5} \text{ rad} < 0.002 \text{ rad}$$

(3) 三档工作时的计算

已知 $a=77\text{mm}$; $b=136.5\text{mm}$; $L=214\text{mm}$; $d=42\text{mm}$, 则有

$$f_c = \frac{F_{r3}a^2b^2}{3EIL} = \frac{F_{r3}a^2b^2 \times 64}{3E\pi d^4 L}$$

$$= \frac{1584 \times 77^2 \times 136.5^2 \times 64}{3 \times 2.1 \times 10^5 \times 3.14 \times 42^4 \times 214} = 8.5 \times 10^{-3} < [f_c] = 0.05 \sim 0.10 \text{ mm}$$

$$f_s = \frac{F_{t3}a^2b^2 \times 64}{3E\pi d^4 L} = \frac{3976 \times 77^2 \times 136.5^2 \times 64}{3 \times 2.1 \times 10^5 \times 3.14 \times 42^4 \times 214} = 0.021 < [f_s] = 0.1 \sim 0.15 \text{ mm}$$

$$f = \sqrt{f_c^2 + f_s^2} = \sqrt{8.5 \times 10^{-3}^2 + 0.021^2} = 0.022 \leq 0.2 \text{ mm}$$

$$\delta = \frac{F_{r3}ab(b-a)}{3EIL} = \frac{2142.86 \times 77 \times 136.5 \times (136.5 - 77) \times 64}{3 \times 2.1 \times 10^5 \times 3.14 \times 42^4 \times 214} = 6.51 \times 10^{-5} < 0.002$$

由于四、五档距离支撑处只有 20mm 左右, 而且受力相对于其它各档的受力比较小, 所以其挠度和转角相对于一、二、档可以忽略。

变速器输出轴的刚度计算

(1) 一档工作时的计算

已知: $a=61\text{mm}$; $b=162\text{mm}$; $L=223\text{mm}$; $d=40\text{mm}$, 则有

$$f_c = \frac{F_{r1}a^2b^2}{3EIL} = \frac{F_{r1}a^2b^2 \times 64}{3E\pi d^4 L}$$

$$= \frac{3788 \times 61^2 \times 162^2 \times 64}{3 \times 2.1 \times 10^5 \times 3.14 \times 40^4 \times 223} = 0.021 < [f_c] = 0.05 \sim 0.10 \text{ mm}$$

$$f_s = \frac{F_{r1} a^2 b^2 \times 64}{3E\pi d^4 L} = \frac{7420 \times 61^2 \times 162^2 \times 64}{3 \times 2.1 \times 10^5 \times 3.14 \times 40^4 \times 223} = 0.041 < [f_s] = 0.1 \sim 0.15 \text{ mm}$$

$$f = \sqrt{f_c^2 + f_s^2} = \sqrt{0.021^2 + 0.041^2} = 0.046 \leq 0.2 \text{ mm}$$

$$\delta = \frac{F_{r1} ab(b-a)}{3EIL} = \frac{3788 \times 61 \times 162 \times (162 - 61) \times 64}{3 \times 2.1 \times 10^5 \times 3.14 \times 40^4 \times 223} = 3.0 \times 10^{-4} \text{ rad} < 0.002 \text{ rad}$$

(2) 二档工作时的计算

已知: $a=184\text{mm}$; $b=86\text{mm}$; $L=270\text{mm}$; $d=40\text{mm}$, 则有

$$f_c = \frac{F_{r2} a^2 b^2}{3EIL} = \frac{F_{r2} a^2 b^2 \times 64}{3E\pi d^4 L} = \frac{3709 \times 184^2 \times 86^2 \times 64}{3 \times 2.1 \times 10^5 \times 3.14 \times 40^4 \times 270}$$

$$= 0.043 < [f_c] = 0.05 \sim 0.10 \text{ mm}$$

$$f_s = \frac{F_{r2} a^2 b^2}{3EIL} = \frac{F_{r2} a^2 b^2 \times 64}{3E\pi d^4 L} = \frac{9335 \times 86^2 \times 184^2 \times 64}{3 \times 2.1 \times 10^5 \times 3.14 \times 40^4 \times 270} = 0.108 < [f_s] = 0.1 \sim 0.15 \text{ mm}$$

$$f = \sqrt{f_c^2 + f_s^2} = \sqrt{0.108^2 + 0.043^2} = 0.089 \leq 0.2 \text{ mm}$$

$$\delta = \frac{F_{r2} ab(b-a)}{3EIL} = \frac{3709 \times 184 \times 86 \times (184 - 86) \times 64}{3 \times 2.1 \times 10^5 \times 3.14 \times 40^4 \times 270} = 2.6 \times 10^{-5} \text{ rad} < 0.002 \text{ rad}$$

(3) 三档工作时的计算

已知 $a=110\text{mm}$; $b=160\text{mm}$; $L=270\text{mm}$; $d=35\text{mm}$, 则有

$$f_c = \frac{F_{r3} a^2 b^2}{3EIL} = \frac{F_{r3} a^2 b^2 \times 64}{3E\pi d^4 L}$$

$$= \frac{2898 \times 110^2 \times 160^2 \times 64}{3 \times 2.1 \times 10^5 \times 3.14 \times 35^4 \times 270} = 0.07 < [f_c] = 0.05 \sim 0.10 \text{ mm}$$

$$f_s = \frac{F_{r3} a^2 b^2 \times 64}{3E\pi d^4 L} = \frac{7555 \times 110^2 \times 160^2 \times 64}{3 \times 2.1 \times 10^5 \times 3.14 \times 35^4 \times 270} = 0.11 < [f_s] = 0.1 \sim 0.15 \text{ mm}$$

$$f = \sqrt{f_c^2 + f_s^2} = \sqrt{0.07^2 + 0.11^2} = 0.15 \leq 0.2 \text{ mm}$$

$$\delta = \frac{F_{r3} ab(b-a)}{3EIL} = \frac{2889 \times 110 \times 160 \times (160 - 110) \times 64}{3 \times 2.1 \times 10^5 \times 3.14 \times 35^4 \times 270} = 0.3 \times 10^{-4} \text{ rad} < 0.002 \text{ rad}$$

由于四、五档距离支撑处只有 20mm 左右, 而且受力相对于其它各档的受力比较小, 所以其挠度和转角相对于一、二、档可以忽略。

4.4.2 轴的强度的计算

1、输入轴校核

变速器在一档工作时，对输入轴校核。计算输入轴的支反力。

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times T_{g1} \cos \beta_1}{m_n z_1} = 5448 \text{ N}$$

$$F_{r1} = F_{t1} \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_1} = 5448 \times \frac{\tan 20^\circ}{\cos 21^\circ} = 2087 \text{ N}$$

$$F_{a1} = F_{t1} \tan \beta_1 = 5448 \times \tan 21^\circ = 1791 \text{ N}$$

已知：a=115mm；b=25mm；L=140mm；d=30mm。

(1)垂直面内支反力

对 B 点取矩，由力矩平衡可得到 C 点的支反力，即

$$F_A L = F_{r1} b \quad (4.11)$$

将有关数据代入（6.11）式，解得， $F_A=11868\text{N}$

同理，对 A 点取矩，由力矩平衡公式可解得， $F_B = -6420\text{N}$ 。

(2)水平面内的支反力

由力矩平衡和力的平衡可知，

$$F_{AH} a = F_{BH} b \quad (4.12)$$

$$F_{AH} + F_{BH} = F_{t1} \quad (4.13)$$

将相应数据代入(4.12)、(4.13)两式，得到：

$$F_{AH} = 2268\text{N}$$

$$F_{BH} = -181\text{N}$$

(3)计算垂直面内的弯矩

B 点的最大弯矩为：

$$M_{BA} = F_A a = 56700 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

(4) 计算水平面内的弯矩

$$M_{BH} = F_{AH} a = 296700 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

(5) 计算合成弯矩

$$M = \sqrt{M_{BA}^2 + M_{BH}^2 + T^2}$$

$$M = \sqrt{M_{BA}^2 + M_{BH}^2 + T^2} = \sqrt{296700^2 + 56700^2 + 19800^2} = 308490 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

作用在齿轮上的径向力和轴向力，使轴在垂直面内弯曲变形，而圆周力使轴在水平面内弯曲变形。在求取支点的垂直面和水平面内的支反力之后，计算相应的弯矩 M_B 、 M_{BH} 。轴在转矩 T 和弯矩的同时作用下，其应力为

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{32M}{\pi d^3} \quad (4.14)$$

式中： $M = \sqrt{M_B^2 + M_{BH}^2 + T^2}$ ，N.m；

d ——轴的直径，mm，花键处取内径；

W ——抗弯截面系数，mm³。

将数据代入得

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{32 \times 308490}{3.14 \times 30^3} = 116.4 \text{ MPa}$$

在低档工作时， $[\sigma] \leq 400 \text{ MPa}$ ，符合要求。

2、对中间轴校核

齿轮受力

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times T_{g1} \cos \beta_1}{m_n z_1} = 13905 \text{ N}$$

$$F_{r1} = F_{t1} \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_1} = 13905 \times \frac{\tan 20^\circ}{\cos 21^\circ} = 5061 \text{ N}$$

已知：a=278mm；b=22mm；L=300mm；d=32mm。

(1)垂直面内支反力

对 B 点取矩，由力矩平衡可得到 C 点的支反力，即：

$$F_A L = F_{r1} b \quad (4.15)$$

解得： $F_A = 12885 \text{ N}$

同理，对 A 点取矩，由力矩平衡公式可解得： $F_B = 1020 \text{ N}$

(2)水平面内的支反力

由力矩平衡和力的平衡可知

$$F_{AH}a = F_{BH}b \quad (4.16)$$

$$F_{AH} + F_{BH} = F_{t1} \quad (4.17)$$

得到:

$$F_{AH} = 4922N$$

$$F_{BH} = 139N$$

(3)计算垂直面内的弯矩

B点的最大弯矩为:

$$M_{BA} = F_A a = 283560 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

(4)计算水平面内的弯矩

$$M_{BH} = F_{AH} a = 108284 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

(5)计算合成弯矩

$$M = \sqrt{M_{BA}^2 + M_{BH}^2 + T^2}$$

$$M = \sqrt{M_{BA}^2 + M_{BH}^2 + T^2} = \sqrt{283560^2 + 108284^2 + 292000^2} = 421182 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

作用在齿轮上的径向力和轴向力,使轴在垂直面内弯曲变形,而圆周力使轴在水平面内弯曲变形。在求取支点的垂直面和水平面内的支反力之后,计算相应的弯矩

M_B 、 M_{BH} 。轴在转矩 T 和弯矩的同时作用下,其应力为:

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{32M}{\pi d^3} \quad (4.18)$$

式中: $M = \sqrt{M_B^2 + M_{BH}^2 + T^2}$, N.m;

d ——轴的直径, mm, 花键处取内径;

W ——抗弯截面系数, mm³。

将数据代入得:

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{32 \times 421182}{3.14 \times 32^3} = 131 \text{ MPa}$$

在低档工作时, $[\sigma] \leq 400\text{MPa}$, 符合要求。

4.5 轴承寿命计算

轴承的使用寿命可按汽车以平均速度 v_{am} 行驶至大修前的总行驶里程 S 来计算, 对于汽车轴承寿命的要求是轿车 30 万公里, 货车和大客车 25 万公里。

$$L = \frac{S}{v_{am}} \quad (4.19)$$

其中, $v_{am} \approx 0.6v_{a\max} = 0.6 \times 110$, $L = \frac{30 \times 10^4}{0.6 \times 110} = 4545$ h。

初选轴承型号根据机械设计手册选择 30305 型号轴承 $C_{or} = 37$ KN, $C_r = 32.2$ KN; 30306

型号轴承 $C_{or} = 50$ KN, $C_r = 43.2$ KN

1、变速器一档工作时

$$F_{r9} = 4763 \text{ N}, \quad F_{a9} = 13087 \text{ N}$$

轴承的径向载荷 $F_A = 1066\text{N}$; $F_B = 12021\text{N}$

查机械设计手册得, $Y=1.6$ 。

$$s_1 = \frac{F_A}{2Y} = \frac{1066}{2 \times 1.6} = 333.125 \text{ N}$$

$$s_2 = \frac{F_B}{2Y} = \frac{12021}{2 \times 1.6} = 3756.56 \text{ N}$$

$$s_1 + F_{a9} = 333.125 + 13087 = 13420.125 \text{ N} > s_2 = 3756.56 \text{ N}$$

所以轴承内部轴向力

$$F_{a9} = 13087 \text{ N}$$

$$F_{a7} = s_1 + F_{a9} = 333.125 + 13087 = 26507 \text{ N}$$

计算轴承当量动载荷 P

查机械设计手册得到 $e = 0.37$

$$\frac{F_{a9}}{F_A} = \frac{13087}{1066} = 12.6 > e$$

，查机械设计手册得到 $x = 0.4, y = 0.2$;

$$\frac{F_{a7}}{F_B} = \frac{26507}{12021} = 2.2 > e$$

，查机械设计手册得到 $x = 0.4, y = 2$ 。

当量动载荷

$$P = f_p(xF_r + yF_a)$$

式中： F_r ——支反力。

$$f_p = 1.4$$

$$p_1 = 39410 \text{ N}$$

$$p_2 = 54919 \text{ N}$$

查表:6.1 可得到该档的使用率，所以 $L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P_2}\right)^\epsilon = 198 \text{ h}$

$$198 > 3258 \times 0.1\% = 32.58 \text{ h}$$

所以轴承寿命满足要求。

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P_2}\right)^\epsilon = 198 \text{ h}$$

2、变速器四档工作时

$$F_t = \frac{2T}{d} = 6398 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = 2534 \text{ N}$$

表 4.1 变速器各档的相对工作时间或使用率 f_{gi}

车型	档位数	最高档 传动比	变速器档位					
			I	II	III	IV	V	
货	4	1	1	3	75			
	4	<1	1	4	60			
	5	1	1	3	16	75		

车	5	<1	1	3	64	20		
	6	1	1	2	8	15	70	
	6	<1	1	2	8	70	15	
	8	<1	0.5	1	0.5	10	15	

$$F_a = F_t \tan \beta = 2329 \text{ N}$$

轴承的径向载荷: $F_A=198\text{N}$; $F_B = 2898\text{N}$

轴承内部轴向力: 查机械设计手册得: $Y=2$

$$s_1 = \frac{F_B}{2Y} = 724.5 \text{ N}$$

$$s_2 = \frac{F_A}{2Y} = 49.5 \text{ N}$$

所以

$$F_{a1} = 430 \text{ N}$$

$$F_{a2} = s_1 + F_a = 3053.5 \text{ N}$$

计算轴承当量动载荷 P , 查机械设计手册得到 $e = 0.3$ 。

$$\frac{F_{a1}}{F_A} < e \quad x = 1$$

$$y = 0$$

$$\frac{F_{a2}}{F_B} > e \quad x = 0.4$$

$$y = 2$$

当量动载荷

$$P = f_p (xF_r + yF_a)$$

$$f_p = 1.4$$

$$P_1 = 3547.6 \text{ N}$$

$$P_2 = 5581 \text{ N}$$

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P_2}\right)^\epsilon = \frac{10^6}{60 \times 3200} \left(\frac{32.2 \times 10^3}{5581}\right)^{\frac{10}{3}} = 2537 \text{ h}$$

查表 4.1 可得到该档的使用率, 于是

$$2537 > 3788 \times 75\% = 2841 \text{ h}$$

所以轴承寿命满足要求。

4.6 本章小结

本章首先讨论了齿轮的损坏形式，并对齿轮强度的计算进行了介绍，对所涉及齿轮的强度进行的刚度校核和强度校核，最后对轴的尺寸进行了计算，并对其进行了刚度和强度的验算。

第 5 章 同步器的设计

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，但不能保证啮合件在同步状态下（即角速度相等）换挡的缺点，现已不用。得到广泛应用的是惯性式同步器。惯性式同步器中有锁销式、锁环式、滑块式、多片式、和多锥式几种。

5.1 锁环式同步器

5.1.1 锁环式同步器结构

如图 7.1 所示，锁环式同步器的结构特点是同步器的摩擦元件位于锁环 1 或 4 和齿轮 5 或 8 凸肩部分的锥形斜面上。作为锁止元件是做在锁环 1 或 4 上的齿轮和做在啮合套 7 上的齿的端部，且端部均为斜面称为锁止面。弹性元件是位于啮合套座两侧的弹簧圈。弹簧圈将置于啮合套座花键上中部呈凸起状的滑块压向啮合套。在不换挡的中间位置，滑块凸起部分嵌入啮合套中部的内环槽中，使同步器用来换挡的零件保持在中立位置上。滑块两端伸入锁环缺口内，而缺口的尺寸要比滑块宽一个接合齿。

5.1.2 锁环式同步器工作原理

换挡时，沿轴向作用在啮合套上的换挡力，推啮合套并带动滑块和锁环移动，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 $\Delta\omega$ ，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，并由滑块予以定位。接下来，啮合套的齿端与锁环齿端的锁止面接触（图 5.2a），使啮合套的移动受阻，同步器处在锁止状态，换挡的第一阶段工作至此已完成。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接近，在角速度相等的瞬间，同步过程结束，完成了换挡过程的第二阶段工作。之后，摩擦力矩随之消失，而

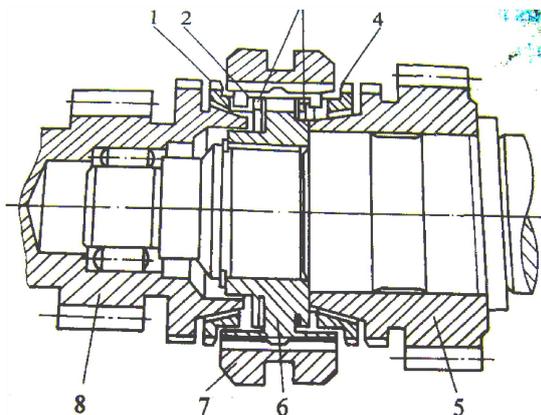
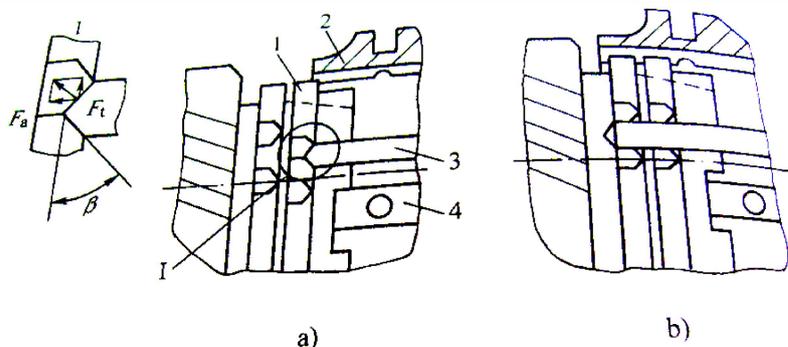


图 5.1 锁环式同步器

1、4—锁环 2—滑块 3—弹簧圈 5、8—齿轮 6—啮合套座 7—啮合套

拨环力矩使锁环回位，两锁止面分开，同步器解除锁止状态，啮合套上的接合齿在换挡力作用下通过锁环去与齿轮上的接合齿啮合(图 5.3b)完成同步换挡。



(a)同步器锁止位置 (b)同步器换挡位置

1—锁环 2—啮合套 3—啮合套上的接合齿 4—滑块

图 5.2 锁环式同步器工作原理

锁环式同步器有工作可靠，零件耐用等优点，但因结构布置上的限制，转矩容量不大，而且由于锁止面在锁环的接合齿上，会因齿端磨损而失效，因而主要用于乘用车和总质量不大的货车变速器中。

5.1.3 锁环式同步器主要尺寸的确定

(1)接近尺寸 b 同步器换挡第一阶段中间，在滑块侧面压在锁环缺口侧边的同时，且啮合套相对滑块作轴向移动前，啮合套接合齿与锁环接合齿倒角之间的轴向距离 b (图 5.4)，称为接近尺寸。尺寸 b 应大于零，取 $b=0.2\sim 0.3\text{mm}$ 。

(2)分度尺寸 a 滑块侧面与锁环缺口侧边接触时，啮合套接合齿与锁环接合齿中心线间的距 a (图 5.4)，称为分度尺寸。尺寸 a 应等于 $1/4$ 接合齿齿距。

尺寸 a 和 b 是保证同步器处于正确锁止位置的重要尺寸，应予以控制。

(3)滑块转动距离 c (图 5.5) 滑块在锁环缺口内转动距离 c 影响分度尺寸 a 。滑块宽度 d 、滑块转动距离 c 与缺口宽度尺寸 E 之间的关系如下

$$E=d+2c \quad (5.1)$$

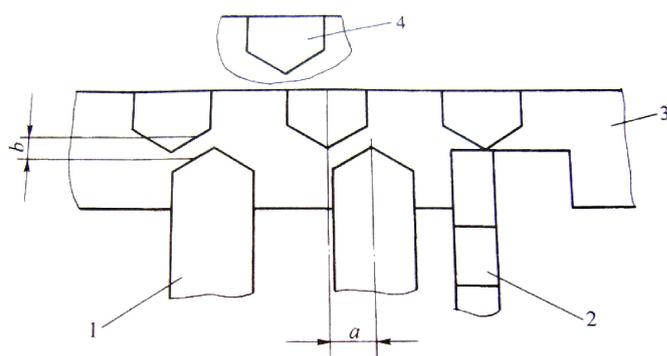


图 5.3 接近尺寸和分度尺寸

1—啮合套接合齿 2—滑块 3—锁环 4—齿轮接合齿

滑块转动距离 c 与接合齿齿距 t 的关系如下

$$c \approx \frac{R_1 t}{4R_2} \quad (5.2)$$

式中， R_1 为滑块轴向移动后的外半径（即锁环缺口外半径）； R_2 为接合齿分度圆半径。

(4) 滑块端隙 δ_1 滑块端隙 δ_1 系指滑块端面与锁环缺口端面之间的间隙，如图 5.6 所示，同时，啮合套端面与锁环端面的间隙为 δ_2 ，要求 $\delta_2 > \delta_1$ 。若 $\delta_2 < \delta_1$ ，则换挡时，在摩擦锥面尚未接触时，啮合套接合齿与锁环接合齿的锁止面已位于接触位置，即接近尺寸 $b < 0$ ，此刻因锁环浮动，摩擦面处无摩擦力矩作用，致使啮合套可以通过同步环，而使同步器失去锁止作用。为保证 $b > 0$ ，应使 $\delta_2 > \delta_1$ ，通常取 $\delta_1 = 0.5\text{mm}$ 左右。锁环端面与齿轮接合齿端面应留有间隙 δ_3 （图 5.4），并可称之为后备行程。

预留后备行程 δ_3 的原因是锁环的摩擦面会因摩擦而磨损，并在接下来的换挡时，锁环要向齿轮方向增加少量移动。随着磨损的增加，这种移动量也逐渐增多，导致间隙 δ_3 逐渐减少，直至为零；此后，两摩擦锥面间会在这种状态下出现间隙和失去摩擦力矩。而此刻，若锁环上的摩擦锥面还未达到许用磨损的范围，同步器也会因失去摩擦力矩而不能实现锁环等零件与齿轮同步后换挡，故属于因设计不当而影响同步器寿命。一般应取 $\delta_3 = 1.2 \sim 2.0\text{mm}$ 。在空挡位置，锁环锥面的轴向间隙应保持在 $0.2 \sim 0.5\text{mm}$ 。

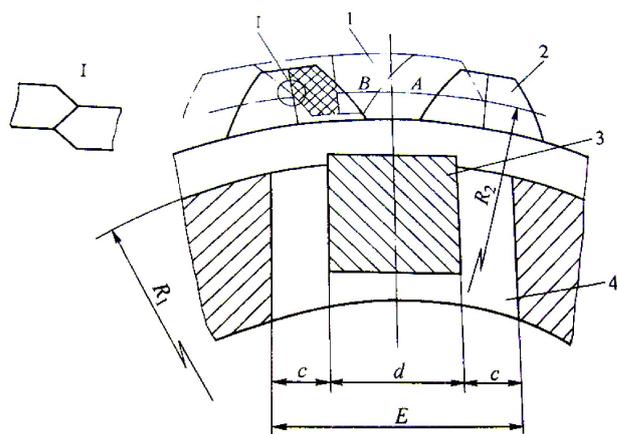


图 5.4 滑块转动距离

1—啮合套 2—锁环 3—滑块 4—锁环缺口

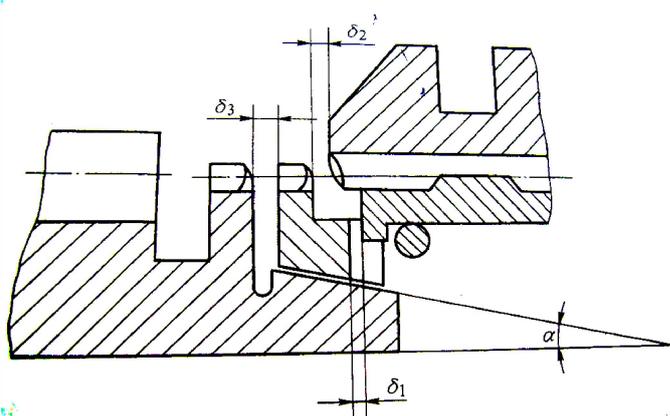


图 5.5 滑块端隙 δ_1

5.2 本章小结

本章主要介绍了同步器的几种形式，并着重介绍了惯性式同步器的锁销式同步器和锁环式同步器，对它们的结构和工作原理进行了介绍，最后对锁环式同步器主要尺寸如何确定进行了简单的介绍，确定了同步器的主要尺寸。

第 6 章 变速器操纵机构设计

设计变速器操纵机构时，应满足以下要求：

1、换挡时只允许挂一个档。

2、在挂档的过程中，若操纵变速杆推动拨叉前后移动的距离不足时，齿轮将不能在完全齿宽上啮合而影响齿轮的寿命。即使达到完全齿宽啮合，也可能由于汽车震动等原因，齿轮产生轴向移动而减少了齿轮的啮合长度，甚至完全脱离啮合。为了防止这种情况的发生，应设置自锁装置（如图 6-1 所示）。

3、汽车行进中若误挂倒档，变速器齿轮间将发生极大冲击，导致零件损坏。

根据汽车使用条件的需要，驾驶员利用变速器的操纵机构完成选挡和实现换挡或退到空挡的工作。

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、自锁和倒挡锁装置等主要件组成，并依靠驾驶员手力完成选挡、换挡或退到空挡工作，称为手动换挡变速器。

6.1 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，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。

6.2 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。

图 8.1 示出远距离操纵手动换挡变速器的工作原理简图。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，变速杆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影响。

综上所述，根据直接操纵手动换挡方案的优点，故本设计选用直接操纵手动换挡

方案。

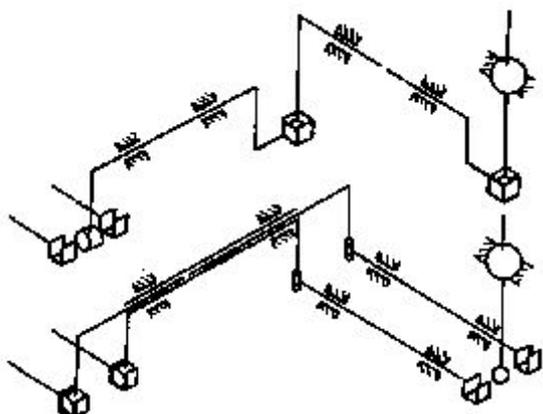


图 6.1 远距离操纵手动换挡变速器工作原理简图

6.3 本章小结

本章介绍了变速器的几种操纵形式，对几种操纵形式的原理进行了介绍，并分析它们的优缺点选择了合理、简单、高效的变速器的操纵形式。

结 论

对于本次设计的变速箱来说，其特点是：扭矩变化范围大可以满足不同的工况要求，结构简单，易于生产、使用和维修，价格低廉，而且采用同步器挂挡，可以使变速器挂挡平稳，噪声降低，轮齿不易损坏。在设计中采用了5档手动变速器，通过较大的变速器传动比变化范围，可以满足汽车在不同的工况下的要求，从而达到其经济性和动力性的要求；变速器挂挡时用同步器，虽然增加了成本，但是使汽车变速器操纵舒适度增加，齿轮传动更平稳。在以后的工作和学习中，我会继续学习和研究变速器技术，以求其设计更加合理和经济。

变速器的传动比为1.0，五挡为直接挡且是最高挡，使用直接挡，发动机转矩经变速器第一轴和第二轴直接输出，此时变速器的传动效率高，可达90%以上，变速器在一挡和倒挡工作时有较大的力，变速器的低挡与倒挡，都应当布置在靠近轴的支承处，以减少轴的变形，保证齿轮重合度下降不多，五挡变速器可提高发动机的功率利用率、汽车的燃油经济性及平均车速，从而可提高汽车的运输效率，降低运输成本。

变速器设计计算中，齿轮的损坏形式主要有：轮齿折断、齿面疲劳剥落、移动换挡齿轮端部破坏及齿面胶合。在对轮齿强度计算中，轮齿弯曲强度和轮齿接触应力都符合了要求。

对齿轮工作影响最大的是轴在垂直面内产生的挠度和轴在水平面内的转角。前者使齿轮中心距发生变化，破坏了齿轮的正确啮合；后者使齿轮相互歪斜，致使沿齿长方向的压力分布不均匀，对轴进行刚度和轴的强度计算也都基本达到了要求。

变速器是车辆不可或缺的一部分，其中机械式变速箱设计发展到今天，其技术已经成熟，但对于我们还没有踏出校门的学生来说，其中的设计理念还是很值得我们去探讨、学习的。

参考文献

- [1] 刘惟信.汽车设计[M].北京:清华大学出版社,2001
 - [2] 王望予.汽车设计[M].北京:机械工业出版社,2000
 - [3] 李风平.机械图学[M].沈阳:东北大学出版社,2003
 - [4] 甘永立.几何量公差与检测[M].上海:上海科学技术出版社,2003
 - [5] 陈家瑞.汽车构造[M].下册.第三版.北京.人民交通出版社,2007
 - [6] 高延龄.汽车运用工程[M].第二版.北京:人民交通出版社,2001
 - [7] 余志生.汽车理论[M].第2版.北京:机械工业出版社,2008
 - [8] 钟建国 廖耘 刘宏.汽车构造与驾驶[M].长沙:中南大学出版社,2002
 - [9] 肖盛云 徐中明.汽车运用工程基础[M].重庆:重庆大学出版社,2007
 - [10] 梁治明 材料力学[M].辽宁:高等教育出版社出版,2005
 - [11] 成大先 机械设计手册[M].北京:化学工业出版社,2002
 - [12] 杨可桢 机械设计基础[M].北京:高等教育出版社,2006
 - [13] 刘晶 机械精度设计与检测基础[M].哈尔滨:哈尔滨工业大学出版社,2007
 - [14] 李华敏 齿轮机构设计与应用[M].北京:机械工业出版社,2007
 - [15] 张金柱 汽车工程专业英语[M].北京:化学工业出版社,2005
 - [16] 蒋崇贤,何明辉《专用汽车设计》 武汉工业大学出版社
 - [17] 工程中的有限元方法(第3版).机械工业出版社,2004
 - [18] 黄天泽,黄金陵.汽车车身结构与设计.机械工业出版社,2000
 - [19] 孙桓主编.机械设计.机械工业出版社出版
 - [20] 余志生 汽车理论[M],机械工业出版社,1987
 - [21] Yasuo shimizu ,Toshitake kawai. Development of electric power steering [J]. WarrendalePA: SAE paper no, 2004
 - [22] sebulke a the two-mass flywheel-a torsional vibration damper for the power train of passenger development(SAE870394)[J].warrendalePA:SAE transaction, 2007
-

致 谢

本设计在孙老师的悉心指导和严格要求下业已完成，从课题选择、方案论证到具体设计和调试，无不凝聚着老师的心血和汗水，在四年的本科学习和生活期间，也始终感受着老师的精心指导和无私的关怀，我受益匪浅。在此向老师表示深深的感谢和崇高的敬意。

本设计的完成也凝聚了汽车工程教研室所有老师的辛勤汗水，是他们无私的帮助和支持，才使我的毕业论文工作顺利完成，在此向汽车工程所有的老师表示由衷的谢意。
