题　　目：微型货车五档手动变速器的设计

摘　要

变速器是汽车传动系统的重要组成部分，它对汽车的动力性与经济性、操纵的可靠性与轻便性、传动的平稳性与效率都有直接的影响。随着汽车工业的高速发展和汽车现代设计方法的开发和应用，人们对汽车变速器设计的要求越来越高。本文设计的微型货车变速器主要是从强度方面来对齿轮的尺寸计算及校核，轴的尺寸计算和位置的确定，选择设计满足其承载能力的同步器。另外，针对齿轮作用力的不同，在不同的轴上选择合适的轴承。并对变速器同步器进行了详细设计，包括同步器的结构及同步环主要参数的确定；最后设计了变速器操纵机构；本文希望通过对微型货车车变速器的设计，了解到变速器在微型货车结构中具有着重要的作用，因此变速器结构的改进对汽车行业的发展与进步具有深远的意义。

关键词：汽车；变速器；三轴；齿轮

Abstract

Transmission is an important part of the automobile transmission system, which has a direct impact on the power and economy of the automobile, the reliability and lightness of the control, the smoothness and efficiency of the transmission. With the rapid development of automobile industry and the development and application of modern automobile design methods, people have higher and higher requirements for automobile transmission design. The design of the mini truck transmission in this paper is mainly from the strength of the gear size calculation and check, shaft size calculation and position determination, select the design to meet its bearing capacity of the synchronizer. In addition, suitable bearings are selected on different shafts for different gear forces. The transmission synchronizer is designed in detail, including the structure of the synchronizer and the determination of the main parameters of the synchronous ring. Finally, the transmission control mechanism is designed. Through the design of the transmission of the minivan, this paper hopes to understand that the transmission plays an important role in the structure of the minivan, so the improvement of the transmission structure has far-reaching significance for the development and progress of the automobile industry.

Key words: Auto;Transmission;Three axis;The optimization design

目 录

1 绪论 1
1.1 研究背景 1
1.2 研究意义 1
2 相关概述 2
2.1 变速器的分类 2
2.2 变速器组成 3
3 微型货车变速器的概述及其确定的方案 4
3.1 变速器的功用和要求 4
3.2 变速器结构方案的确定 4
4 微型货车变速器主要参数的选择与主要零件的设计 7
4.1 变速器主要参数的选择 7
4.1.1 档数和传动比 7
4.1.2 中心距 8
4.1.3 轴向尺寸 8
4.1.4 齿轮参数 9
4.2 各档传动比及其齿轮齿数的确定 10
4.2.1 确定一档齿轮的齿数 10
4.2.2 确定常啮合齿轮副的齿数 11
4.2.3 确定倒档齿轮的齿数 11
4.3 齿轮变位系数的选择 12
5 变速器齿轮的强度计算与材料的选择 13
5.1 齿轮的损坏原因及形式 13
5.2 齿轮的强度计算与校核 13
6 变速器轴的强度计算与校核 16
6.1 变速器轴的结构和尺寸 16
6.1.1 轴的结构 16
6.1.2 确定轴的尺寸 17
6.2 轴的校核 17
6.2.1 第一轴的强度与刚度校核 17
6.2.2 第二轴的校核计算 18
7 变速器同步器的设计 20
7.1 同步器的结构 20
7.2 同步环主要参数的确定 21

7.2.1 同步环锥面上的螺纹槽 21
7.2.2 锥面半锥角α 22
7.2.3 摩擦锥面平均半径 R. 22
7.2.4 锥面工作长度 b. 22
7.2.5 同步环径向厚度 22
7.2.6 锁止角β 23
7.2.7 同步时间 t. 23
8 变速器的操纵机构 23
结论 25
参考文献 26
致　谢 28

1 绪论

1.1 研究背景

汽车变速器是一种关键总成，它对整车的动力性能、经济性和舒适性产生重要影响。当前，中国乘用车变速器市场正处于快速发展阶段。作为汽车传动系统的核心组成部分，变速器由多个齿轮档位、轴系和变速器箱体组成。动力从发动机输出，并通过离合器传输至变速器输入轴，再由齿轮啮合传递给传动轴，最终通过传动轴和驱动桥将功率传递给车辆的轮胎。通过改变传动比，变速器可以调整驱动轮的扭矩和转速范围，以应对起步、加速和上坡等常见行驶条件的变化，在有利工况下使发动机工作效果更好；此外，在不改变发动机旋转方向的前提下，还能实现倒退行驶功能；此外还可通过使用空挡来中断功率传输，使得发动机可以在启停或怠速时便于进行换挡或输出扭矩。作为安装和保护齿轮传动结构的一部分，变速器箱体具备保证齿轮副精度的基础功能。在工作过程中，由于齿轮传动所承受的载荷相对较大，箱体可能产生变形和应力。如果变速器箱体不具备足够的刚度，则会发生裂纹或变形现象，这会导致齿轮和轴的安装误差，并进一步影响到齿轮的理论啮合条件。这种情况下，齿轮传动精度将降低，从而引发振动、冲击、噪音和提前疲劳等问题，并最终导致整个变速器性能下降。为了避免上述问题，在变速器设计中通常需要增加箱体厚度来提高其刚度，然而同时也增加了箱体自重，从而增加汽车总重量并影响车辆的动力性能和经济性。因此，在设计阶段必须考虑合适的变速器箱体结构至关重要。

1.2 研究意义

随着汽车技术的快速进步和道路车辆密度的增长，对变速器性能的要求越来越高。因此，在设计研究中，计算和校核变速器主要零部件的强度和刚度至关重要。齿轮作为变速器中关键的元件之一，具有传递发动机转矩的重要功能。由于车速不断变化以及频繁换档，齿轮在运行过程中会面临复杂多变的工况，并处于恶劣的工作环境之中。因此，科学准确地建模和进行强度计算对其至关重要。

目前，在汽车齿轮传动设计中，对于各类齿轮的齿根弯曲强度计算仍然采用传统方法。这种方法将轮齿简化为“悬臂梁”进行计算。同样，面对汽车斜齿圆柱齿轮，也会先将其转化为法面当量直齿圆柱齿轮，然后按照直齿轮的简化计算方法进行近似分析和计算。然而，传统的设计方法存在一些问题。首先，其精度相对较低，容易导致资源浪费。此外，设计结果还受到设计者所具有的知识水平、经验以及实际操作能力等多个因素的影响。针对这些问题，在设计者确定齿轮参数时应考虑相关的质量指标数据，并进行动态计算，并且适时地显示这些数据。通过提供实际情况下选择合适参数的依据，可以达到预期的设计效果。

2 相关概述

2.1 变速器的分类

（1）按变速器传动比的变化方式可分为有级式、无级式和综合式三种

①有级式变速器采用齿轮传动，由多组不同的齿轮相互啮合进行传动，它有几个可供选择的固定传动比，其传动比的变化也不是连续的，而是分级变速的按其中齿轮组成轮系的不同，又可分为齿轮轴线固定的普通齿轮变速器和部分齿轮（行星齿轮）轴线旋转的行星齿轮变速器两种。

②无级式变速器的传动比可在一定范围内连续变化，根据传力介质的不同又可分为液力式和电力式。

当今汽车产业的发展，是非常迅速的，用户对于汽车性能的要求是越来越高的。汽车变速器的发展也并不仅限于此，无级变速器便是人们追求的“最高境界”。无级变速器最早由荷兰人范·多尼斯（VanDoorne’s）发明。无级变速系统不像手动变速器或自动变速器那样用齿轮变速，而是用两个滑轮和一个钢带来变速，其传动比可以随意变化，没有换档的突跳感觉。它能克服普通自动变速器“突然换档”、油门反应慢、油耗高等缺点。通常有些朋友将自动变速器称为无级变速器，这是错误的。虽然它们有着共同点，但是自动变速器只有换档是自动的，但它的传动比是有级的，也就是我们常说的档，一般自动变速器有 2～7 个档。而无级变速器能在一定范围内实现速比的无级变化，并选定几个常用的速比作为常用的“档”。装配该技术的发动机可在任何转速下自动获得最合适的传动比。

③综合式变速器由液力变矩器和行星齿轮式变速器共同组成的，其传动比可以在最大值与最小值之间若干个分割的区间内作无级变化。

（2）按变速器操纵方式的不同可分为强制操纵式、半自动操纵式和自动操纵式三种。

①强制操纵式变速器是靠汽车驾驶员直接用手操纵变速杆来实现选档和换档的。

齿轮式有级变速器大都采用的是强制操纵的换档方式。

②半自动操纵式变速器可分为两种，一种是部分档位自动换档，部分档位手动（强制）换档；另一种是预先用按钮选定档位，同时连接变速器换档机构的控制系统，在控制系统操纵下由执行机构自行换档。

③自动操纵式变速器的传动比选择和换档是自动进行的。驾驶员只需操纵加速踏板，变速器的自动控制系统就可以根据发动机的负荷型号和车速的变化信号自动地选定档位来控制执行元件，实现档位变换。

2.2 变速器组成

变速器由传动机构和变速机构组成，可制成单独变速机构或与传动机构合装在同一壳体内。传动机构大多用普通齿轮传动，也有的用行星齿轮传动。普通齿轮传动变速机构一般用滑移齿轮和离合器等。滑移齿轮有多联滑移齿轮和变位滑移齿轮之分。用三联滑移齿轮变速，轴向尺寸大；用变位滑移齿轮变速，结构紧凑，但传动比变化小。离合器有啮合式和摩擦式之分。用啮合式离合器时，变速应在停车或转速差很小时进行，用摩擦式离合器可在运转中任意转速差时进行变速，但承载能力小，且不能保证两轴严格同步。为克服这一缺点，在啮合式离合器上装以摩擦片，变速时先靠摩擦片把从动轮带到同步转速后再进行接合。行星齿轮传动变速器可用制动器控制变速。

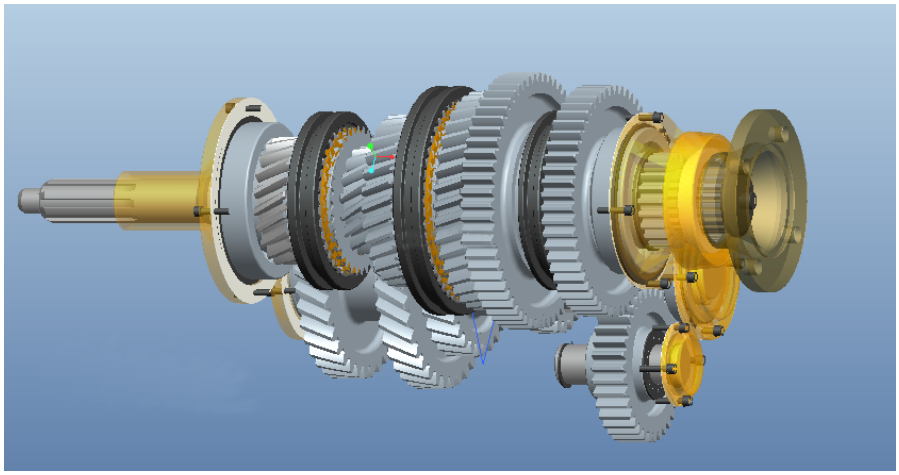


图 2.1 手动变速器

3 微型货车变速器的概述及其确定的方案

3.1 变速器的功用和要求

变速器的功用是根据汽车在不同的行驶条件下提出的要求，改变发动机的扭矩和转速，使汽车具有适合的牵引力和速度，并同时保持发动机在最有利的工况范围内工作。为保证汽车倒车以及使发动机和传动系能够分离，变速器具有倒档和空档。在有动力输出需要时，还应有功率输出装置。

对变速器的主要要求是：

应保证汽车具有高的动力性和经济性指标。在汽车整体设计时，根据汽车载重量、发动机参数及汽车使用要求，选择合理的变速器档数及传动比，来满足这一要求。

工作可靠，操纵轻便。汽车在行驶过程中，变速器内不应有自动跳档、乱档、换档冲击等现象的发生。为减轻驾驶员的疲劳强度，提高行驶安全性，操纵轻便的要求日益显得重要，这可通过采用同步器和预选气动换档或自动、半自动换档来实现。

重量轻、体积小。影响这一指标的主要参数是变速器的中心距。选用优质钢材，采用合理的热处理，设计合适的齿形，提高齿轮精度以及选用圆锥滚柱轴承可以减小中心距。

传动效率高。为减小齿轮的啮合损失，应有直接档。提高零件的制造精度和安装质量，采用适当的润滑油都可以提高传动效率。

噪声小。采用斜齿轮传动及选择合理的变位系数，提高制造精度和安装刚性可减小齿轮的噪声。

3.2 变速器结构方案的确定

有级变速器与无级变速器相比，其结构简单、制造低廉，具有高的传动效率（η=0.96-0.98），因此在各类汽车上均得到广泛的应用。

设计时首先应根据汽车的使用条件及要求确定变速器的传动比范围、档位数及各档的传动比，因为它们对汽车的动力性与燃料经济性都有重要的直接影响。

传动比范围是变速器低档传动比与高档传动比的比值。汽车行驶的道路状况愈多样，发动机的功率与汽车质量之比愈小，则变速器的传动比范围应愈大。目前，货车变速器的传动比范围为 3.0-4.5；一般用途的货车和轻型以上的客车为 5.0-8.0；越野车与牵引车为 10.0-20.0。

通常，有级变速器具有 3、4、5 个前进档；重型载货汽车和重型越野汽车则采用多档变速器，其前进档位数多达 6-16 个甚至 20 个。

变速器档位数的增多可提高发动机的功率利用效率、汽车的燃料经济性及平均车速，从而可提高汽车的运输效率，降低运输成本。但采用手动的机械式操纵机构时，要实现迅速、无声换档，对于多于 5 个前进档的变速器来说是困难的。因此，直接操纵式变速

器档位数的上限为 5 档。多于 5 个前进档将使操纵机构复杂化，或者需要加装具有独立操纵机构的副变速器，后者仅用于一定行驶工况。

某些货车和货车的变速器，采用仅在好路和空载行驶时才使用的超速档。采用传动比小于 1（0.7-0.8）的超速档，可以更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，包括传递动力的齿轮副数目、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。

三轴式和两轴式变速器得到的最广泛的应用。

三轴式变速器如图 2-1 所示，其第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、第二轴同心。将第一、第二轴直接连接起来传递扭矩则称为直接档。此时，齿轮、轴承及中间轴均不承载，而第一、第二轴也传递转矩。因此，直接档的传递效率高，磨损及噪音也最小，这是三轴式变速器的主要优点。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（影响变速器尺寸的重要参数）较小的情况下仍然可以获得大的一档传动比，这是三轴式变速器的另一优点。其缺点是：处直接档外其他各档的传动效率有所下降。

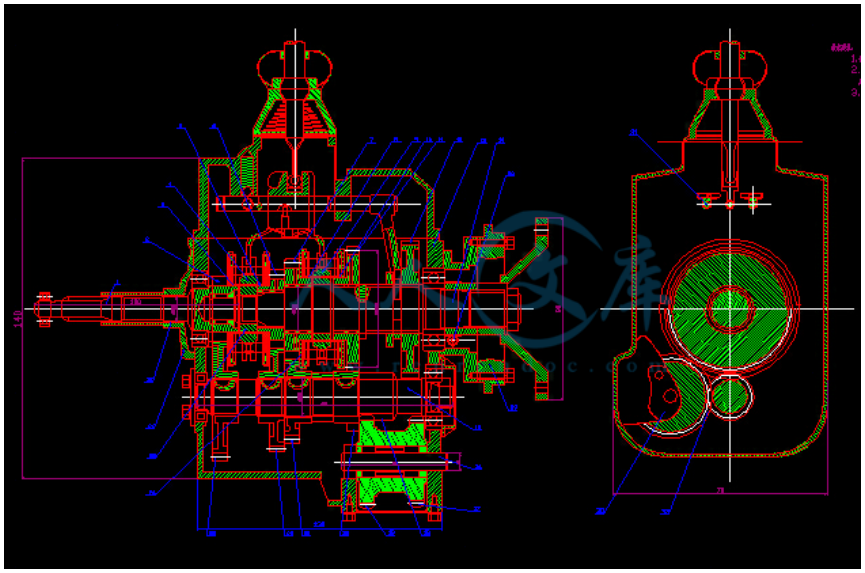


图 2-1 货车中间轴式四档变速器

注：第一轴；2—第二轴；3—中间轴

两轴式变速器如图 2-2 所示。与三轴式变速器相比，其结构简单、紧凑且除最到档外其他各档的传动效率高、噪声低。货车多采用前置发动机前轮驱动的布置，因为这种布置使汽车的动力-传动系统紧凑、操纵性好且可使汽车质量降低 6%-10%。两轴式变速器则方便于这种布置且传动系的结构简单。如图所示，两轴式变速器的第二轴（即输出轴）与主减速器主动齿轮做成一体，当发动机纵置时，主减速器可用螺旋锥齿轮或双面齿轮；当发动机横置时则可用圆柱齿轮，从而简化了制造工艺，降低了成本。除倒档常

用滑动齿轮（直齿圆柱齿轮）外，其他档均采用常啮合斜齿轮传动；个档的同步器多装在第二轴上，这是因为一档的主动齿轮尺寸小，装同步器有困难；而高档的同步器也可以装在第一轴的后端，如图示。

两轴式变速器没有直接档，因此在高档工作时，齿轮和轴承均承载，因而噪声比较大，也增加了磨损，这是它的缺点。另外，低档传动比取值的上限（$i_{g\,I}$=4.0-4.5）也受到较大限制，但这一缺点可通过减小各档传动比同时增大主减速比来取消。

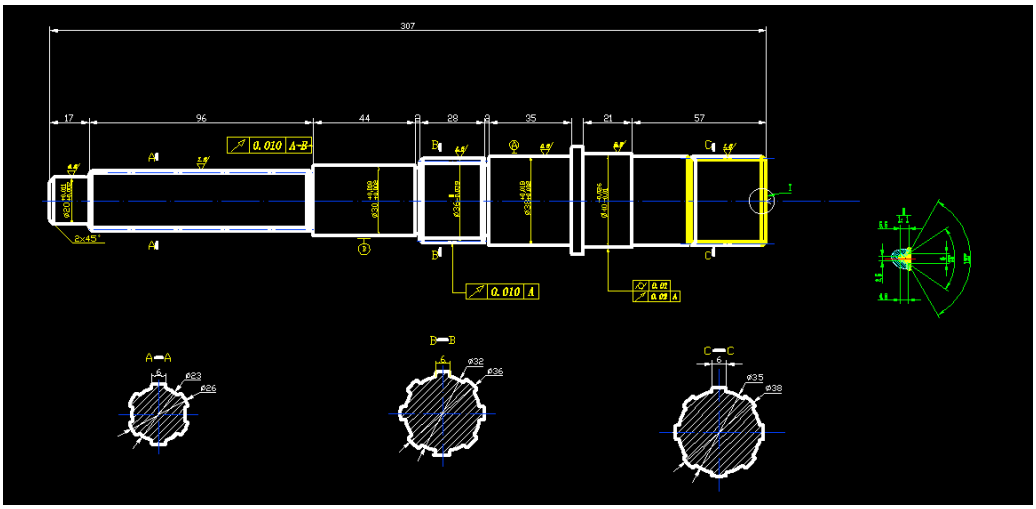


图 2-2 两轴式变速器

注：1-第一轴；2—第二轴；3—同步器

有级变速器结构的发展趋势是增多常啮合齿轮副的数目，从而可采用斜齿轮。后者比直齿轮有更长的寿命、更低的噪声，虽然其制造稍复杂些且在工作中有轴向力。因此，在变速器中，除低档及倒档外，直齿圆柱齿轮已经被斜齿圆柱齿轮所代替。但是在本设计中，由于倒档齿轮采用的是常啮式，因此也采用斜齿轮。

由于所设计的汽车是发动机前置，后轮驱动，因此采用中间轴式变速器。

4 微型货车变速器主要参数的选择与主要零件的设计

4.1 变速器主要参数的选择

4.1.1 档数和传动比

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。本设计也采用 5 个档位。

选择最低档传动比时，应根据汽车最大爬坡度、驱动轮与路面的附着力、汽车的最低稳定车速以及主减速比和驱动轮的滚动半径等来综合考虑、确定。

汽车爬陡坡时车速不高，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

$$\frac{T_{e\max} i_{gI} i_0 \eta_T}{r_r} \geq mg(f\cos\alpha_{\max} + \sin\alpha_{\max}) = mg\psi_{\max}$$

则由最大爬坡度要求的变速器 I 档传动比为

$$i_g \geq \frac{mg\psi_{\max} r_r}{T_{e\max} i_0 \eta} \quad (4\text{-}1)$$

式中 m—汽车总质量；

g—重力加速度；

ψ_{max}—道路最大阻力系数；

r_r—驱动轮的滚动半径；

T_{emax}—发动机最大转矩；

i_0—主减速比；

η—汽车传动系的传动效率。

根据驱动车轮与路面的附着条件

$$\frac{T_{e\max} i_{gI} \eta_T}{r_r} \leq G_2\varphi$$

求得的变速器 I 档传动比为：

$$i_{gI} \leq \frac{G_2\varphi r_r}{T_{e\max} i_0 \eta_T} \quad (4\text{-}2)$$

式中 G_2—汽车满载静止于水平路面时驱动桥给路面的载荷；

φ—路面的附着系数，计算时取 φ=0.5~0.6。

由已知条件：满载质量 1800kg；

r_r=337.25mm；

$T_{e\,max}$=170Nm；

i_0=4.782；

η=0.95。

根据公式（4-2）可得：i_{gI}=3.85。

超速档的传动比一般为 0.7~0.8，本设计去五档传动比 i_{gV}=0.75。

中间档的传动比理论上按公比为：

$$q = \sqrt[n-1]{\frac{i_{g\max}}{i_{g\min}}} \qquad (4\text{-}3)$$

的等比数列，实际上与理论上略有出入，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。根据上式可的出：q=1.51。

故有：

$$i_{gII} = 2.55$$

$$i_{gIII} = 1.69$$

$$i_{gIV} = 1.12(\text{修正为}1)$$

4.1.2 中心距

中心距对变速器的尺寸及质量有直接影响，所选的中心距、应能保证齿轮的强度。三轴式变速器的中心局 A（mm）可根据对已有变速器的统计而得出的经验公式初定：

$$A = K_A\sqrt[3]{T_{1max}} \qquad (3\text{-}4)$$

式中 K_A—中心距系数。对货车，K_A=8.9-9.3；对货车，K_A=8.6-9.6；对多档主变速器，K_A=9.5-11；

$T_{I\,max}$—变速器处于一档时的输出扭矩：

$T_{I\,max}=T_{e\,max}\,i_{gI}\,\eta$ =628.3N．m

故可得出初始中心距 A=77.08mm。

4.1.3 轴向尺寸

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

货车四档变速器壳体的轴向尺寸 3.0-3.4A。货车变速器壳体的轴向尺寸与档数有关：

四档（2.2-2.7）A

五档（2.7-3.0）A

六档（3.2-3.5）A

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_A 应取给出系数的上限。为检测方便，A 取整。

本次设计采用手动 5 档变速器，其壳体的轴向尺寸是

3×77.08mm=231.24mm，

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。如要下载或阅读全文，请访问：
https://d.book118.com/357061136013006061