

此页添加封面

目录

一、变速器传动机构的布置方案.....

 1.1 概述

 1.2、变速器传动方案分析与选择.....

 1.3、倒档布置方案.....

二、 汽车变速器设计要求.....

 2.1、主要参数.....

 2.2、变速器型式.....

 2.3、齿轮参数的选择.....

 2.4、中心距的选择.....

三、强度校核.....

 3.1、变速器齿轮强度校核.....

 3.2、轮齿接触应力的校核.....

 3.3、变速器齿轮的材料及热处理.....

四、轴的结构和尺寸设计.....

 4.1、初选轴的直径.....

 4.2、轴的刚度的计算.....

五、主要参考文献.....

出图

www.jixie.com
在线机械设计
机械设计机
www.jixie.com

自动出图

设计工具，
机械猫
jixiecat.com

自动出图

设计工具，
机械猫
jixiecat.com

一、变速器传动机构的布置方案

1.1 概述

变速器是汽车的核心组成部分，用来改变发动机传到驱动轮上的转矩和转速，将动力有效而经济地传至驱动车轮，以满足汽车的使用要求。变速器是完成传动系任务的重要部件，也是决定整车性能的主要部件之一。变速器的设计水平对汽车的动力性、燃料经济性、换挡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。随着汽车工业的发展，轿车变速器的设计趋势是增大其传递功率与重量之比，并要求其具有更小的尺寸和良好的性能。本设计以乘用车变速器为基础，在给定发动机输出转矩、转速及最高车速、最大爬坡度等条件下，着重对变速器齿轮的结构参数、轴的结构尺寸等进行设计计算；并对变速器的传动方案和结构形式进行设计；同时对操纵机构和同步器的结构进行设计；从而提高汽车的整体性能。

关键词：乘用车；变速器；齿轮；计算；结构 I

1.2、变速器传动方案分析与选择

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。机械式变速器传动机构布置方案主要有两种：两轴式变速器和中间轴式变速器。

其中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，它具有轴和轴承数少，结构简单、轮廓尺寸小、易布置等优点。此外，各中间档因只经一对齿轮传递动，故传动效率高，同时噪声小。但两轴式变速器不能设置直接档，所以在工作时齿轮和轴承均承载，工作噪声增大且易损坏，受结构限制其一档速比不能设计的很大。其特点是：变速器输出轴与主减速器主动齿轮做成一体，发动机纵置时直接输出动力。

而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汽车上。其特点是：变速器一轴后端与常啮合齿轮做成一体绝大多数方案的第二轴与一轴在同一条直线上，经啮合套将它们连接后可得到直接档，使用直接档变速器齿轮和轴承及中间轴不承载，此时噪声低，齿轮、轴承的磨损减少。

对不同类型的汽车，具有不同的传动系档位数，其原因在于它们的使用条件不同、对整车性能要求不同、汽车本身的比功率不同[5]。而传动系的档位数与汽车的动力性、燃油经济性有着密切的联系。就动力性而言，档位数多，增加了发动机发挥最大功率附近高功率的机会，提高了汽车的加速和爬坡能力。就燃油经济性而言，档位数多，增加了发动机在低燃油消耗率区下作的的能力，降低了油耗。从而能提高汽车生产率，降低运输成本。不过，增加档数会使变速器机构复杂和质量增加，轴向尺寸增大、成本提高、操纵复杂。

综上所述，此次设计变速器是驱动形式属于发动机前置前轮驱动，且可布置变速器的空间较小，对变速器的要求较高，要求运行噪声小，设计车速高，故选用二轴式变速器作为传动方案。选择5档变速器，并且五档为超速档。大体结构可参考如图2-1所示的结构。

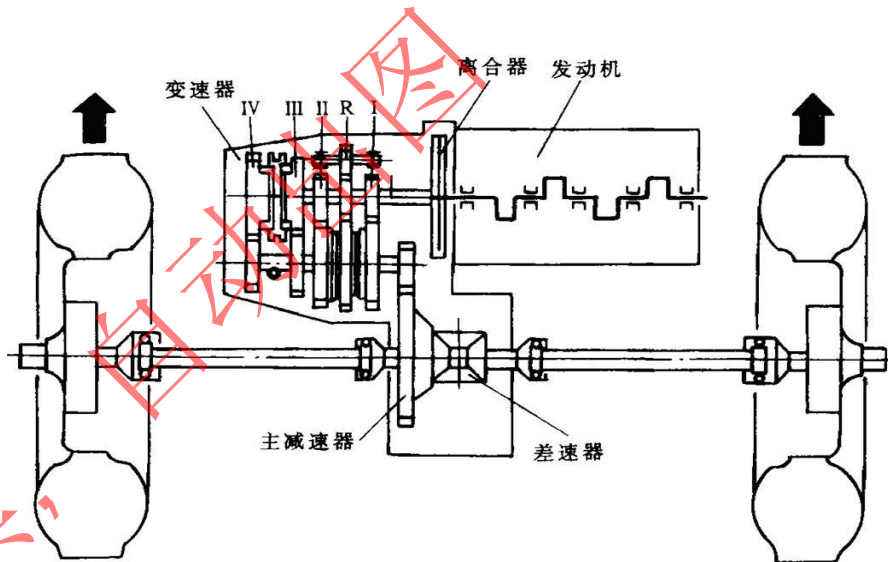


图2-1 发动机前置前轮驱动布置示意图

1.3、倒档布置方案

常见的倒档布置方案如图 2-2 所示。图 2-2b 方案的优点是倒档利用了一档齿轮，缩短了中间轴的长度。但换档时有两对齿轮同时进入啮合，使换档困难；图 2-2c 方案能获得较大的倒档传动比，缺点是换档程序不合理；图 2-2d 方案对 2-2c 的缺点做了修改；图 2-2e 所示方案是将一、倒档齿轮做成一体，将其齿宽加长；图 2-2f 所示方案适用于全部齿轮副均为常啮合的齿轮，换档换更为轻便。

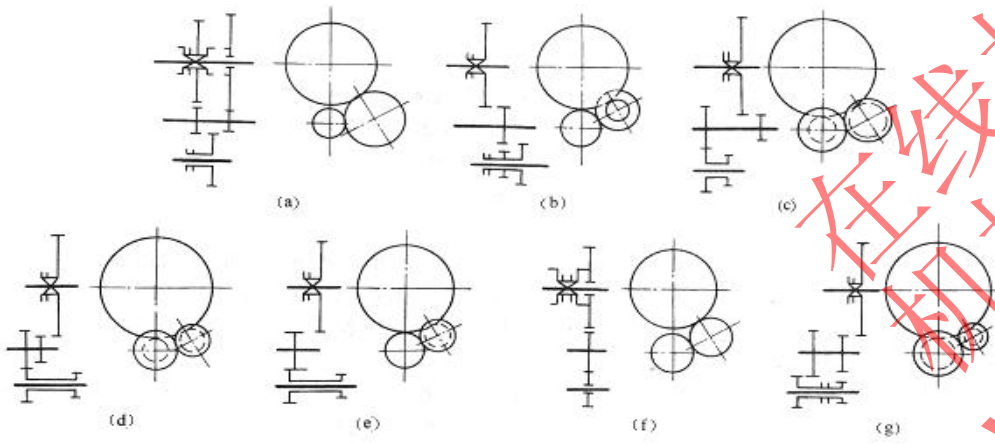


图2-2 倒档的布置方案

综合考虑以上因素，为了换档轻便，减小噪声，倒档传动采用图 2.2f 所示方案。

二、汽车变速器设计要求

2.1、主要参数

轿车变速器的设计趋势是增大其传递功率与重量之比，并要求其具有更小的尺寸和良好的性能。主要参数包括中心距、变速器轴向尺寸、轴的直径、齿轮参数、各档齿轮的齿数等。

- (1) 设置空挡，用来切断发动机动力向驱动轮的传输；
- (2) 设置倒挡，使汽车能倒退行驶；
- (3) 设置动力输出装置，需要时能进行功率输出；
- (4) 换挡迅速、省力、方便；
- (5) 工作可靠；
- (6) 变速器应有高的工作效率；
- (7) 变速器的工作噪声低。

除此之外，变速器还应当满足轮廓尺寸和质量小、制造成本低、拆装容易、维修方便等要求。

本次变速器设计的主要参数如下表所示。

主要参数

发动机最大功率	74kw	车轮型号	185/60R14T
发动机最大扭矩	150N·m	最大功率时转速	5800r/min
最大扭矩时转速	4000r/min	最高车速	180km/h
总质量	1450kg	整备质量	1075kg

2.2、变速器型式

本次设计的变速器为5档两轴式变速器，1-5档传动比分别为3.80、2.57、1.74、1.18、0.80。倒档传动比为3.80。1-5档利用率为1%、6%、18%、30%、45%。主减变速器传动比 i_0 为4.4。

2.3、齿轮参数的选择

1. 模数 m

齿轮模数是一个重要参数，并且影响它的选取因素又很多，如齿轮的强度、

质量、噪声、工艺要求等。对于乘用车为了减少噪声应合理减小模数，乘用车和总质量在 1.8~14.0t 的货车为 2.0~3.5mm，取 $m=2.5\text{mm}$ 。

2. 压力角 α

压力角较小时，重合度较大，传动平稳，噪声较低；压力角较大时，可提高

设计计算与说明

主要结果

轮齿的抗弯强度和表面接触强度。

对于轿车，为了降低噪声，应选用 14.5° 、 15° 、 16° 、 16.5° 等小些的压力角。

对货车，为提高齿轮强度，应选用 22.5° 或 25° 等大些的压力角^[15]。

国家规定的标准压力角为 20° ，所以普遍采用的压力角为 20° 。啮合套或同步器的压力角有 20° 、 25° 、 30° 等，普遍采用 30° 压力角。

本变速器为了加工方便，故全部选用标准压力角 20° 。

3. 螺旋角 β

齿轮的螺旋角对齿轮工作噪声、轮齿的强度和轴向力有影响。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。

试验证明：随着螺旋角的增大，齿的强度相应提高，但当螺旋角大于 30° 时，其抗弯强度骤然下降，而接触强度仍继续上升。因此，从提高低档齿轮的抗弯强度出发，并不希望用过大的螺旋角；而从提高高档齿轮的接触强度着眼，应当选用较大的螺旋角。

本设计初选螺旋角全部为 20° 。

4. 齿宽 b

齿宽的选择既要考虑变速器的质量小，轴向尺寸紧凑，又要保证轮齿的强度及工作平稳性的要求，通常是根据齿轮模数来确定齿宽 b 。

$b = K_c m$ ，其中 K_c 为齿宽系数。变速器中一般倒挡采用直齿圆柱齿轮 $K_c = 4.5 \sim 8.0$ ；常啮合及其他挡位用斜齿圆柱齿轮 $K_c = 6.0 \sim 8.5$ 。

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。一般齿轮的齿顶高系数 $f_0 = 1.0$ ，为一般汽车变速器齿轮所采用。

2.4、中心距的选择

螺旋角 $\beta = 20^\circ$ ，根据公式计算确定一档齿轮的齿数：

$$Z_1 \geq 17x \cos^3 20 \geq 14.4 \quad , \quad \text{选取 } Z_1 = 15;$$

$$A = \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2 \cos \beta} = \frac{2.5 \times 15}{2} (1 + 3.8) = 90 \text{mm};$$

初取 $A = 100 \text{mm}$ 。

设计计算与说明

主要结果

各挡齿轮的分配的计算

分配齿数时应注意的是，各挡齿轮的齿数比应该尽可能不是整数，以使齿面磨损均匀。

(1) 确定一档齿轮的齿数

$$A = \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2 \cos \beta} = 100 \quad \Rightarrow \quad Z_2 = 60$$

$$A = \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2 \cos \beta} = 100 \quad \Rightarrow \quad \beta = 20.364$$

$$Z_1 + Z_2 = Z_3 + Z_4 = Z_5 + Z_6 = Z_7 + Z_8 = Z_9 + Z_{10} = 75 \quad (3.1)$$

$$\beta_{12} = \beta_{34} = \beta_{56} = \beta_{78} = \beta_{910} = 20.364 \quad (3.2)$$

一档齿轮参数如表 3.1。

表 3.1 一档齿轮基本参数

序号	计算项目	计算公式	
1	分度圆直径	$d = Z_1 m = 37.5$	$d = Z_2 m = 150$
2	齿顶高	$h_a = (f_0 + t_1) m = 3.3 \text{mm}$	$h_a = (f_0 + t_2) m = 1.7 \text{mm}$
3	齿根高	$h_f = (f_0 + c - t_1) m = 3.26 \text{mm}$	$h_f = (f_0 + c - t_2) m = 4.06 \text{mm}$
4	齿顶圆直径	$d_a = d + 2h_a = 44 \text{mm}$	$d_a = d + 2h_a = 153 \text{mm}$

5	齿根圆直径	$d_f=d-2h_f=33.48\text{mm}$	$d_f=d-2h_f=141\text{mm}$
6	齿宽	$b=K_{m^*}m=7 \times 2.5=17.5$	$b=K_{m^*}m=7 \times 2.5=17.5$

(2) 确定二挡齿轮的齿数

根据式 (3.1) 得出 $Z_3+Z_4=75=Z_3(1+i_2)$

求出 $Z_3=21, Z_4=54$ 。

设计计算与说明

主要结果

二挡齿轮参数如表 3.2。

序号	计算项目	计算公式	
1	分度圆直径	$d=Z_3m=52.5\text{mm}$	$d=Z_4m=135\text{mm}$
2	齿顶高	$h_a=(f_0+t_1)m=3.3\text{mm}$	$h_a=(f_0+t_2)m=1.7\text{mm}$
3	齿根高	$h_f=(f_0+c-t_1)m=3.26\text{mm}$	$h_f=(f_0+c-t_2)m=4.06\text{mm}$
4	齿顶圆直径	$d_a=d+2h_a=59\text{mm}$	$d_a=d+2h_a=138\text{mm}$
5	齿根圆直径	$d_f=d-2h_f=45\text{mm}$	$d_f=d-2h_f=126\text{mm}$
6	齿宽	$b=K_{m^*}m=7 \times 2.5=17.5$	$b=K_{m^*}m=7 \times 2.5=17.5$

表 3.2 二挡齿轮基本参数

(3) 确定三挡齿轮的齿数

根据式 (3.1) 得出 $Z_5+Z_6=75=Z_5(1+i_3)$

求出 $Z_5=27, Z_6=48$ 。

三挡齿轮参数如表 3.3。

表 3.3 三挡齿轮基本参数

序号	计算项目	计算公式	
1	分度圆直径	$d=Z_5m=67.5\text{mm}$	$d=Z_6m=120\text{mm}$
2	齿顶高	$h_a=(f_0+t_1)m=3.3\text{mm}$	$h_a=(f_0+t_2)m=1.7\text{mm}$
3	齿根高	$h_f=(f_0+c-t_1)m=3.26\text{mm}$	$h_f=(f_0+c-t_2)m=4.06\text{mm}$
4	齿顶圆直径	$d_a=d+2h_a=74\text{mm}$	$d_a=d+2h_a=123\text{mm}$
5	齿根圆直径	$d_f=d-2h_f=60\text{mm}$	$d_f=d-2h_f=111\text{mm}$
6	齿宽	$b=K_{m*}m=7 \times 2.5=17.5$	$b=K_{m*}m=7 \times 2.5=17.5$

(4) 确定四挡齿轮的齿数

根据式 (3.1) 得出 $Z_7+Z_8=75=Z_7(1+i_4)$

求出 $Z_7=34, Z_8=41$ 。

四挡齿轮参数如表 3.4。

设计计算与说明

主要结果

表 3.4 四挡齿轮基本参数

序号	计算项目	计算公式	
1	分度圆直径	$d=Z_5m=85\text{mm}$	$d=Z_6m=102.5\text{mm}$
2	齿顶高	$h_a=(f_0+t_1)m=3.3\text{mm}$	$h_a=(f_0+t_2)m=1.7\text{mm}$
3	齿根高	$h_f=(f_0+c-t_1)m=3.26\text{mm}$	$h_f=(f_0+c-t_2)m=4.06\text{mm}$
4	齿顶圆直径	$d_a=d+2h_a=91\text{mm}$	$d_a=d+2h_a=105\text{mm}$
5	齿根圆直径	$d_f=d-2h_f=78\text{mm}$	$d_f=d-2h_f=92\text{mm}$
6	齿宽	$b=K_{m*}m=7 \times 2.5=17.5$	$b=K_{m*}m=7 \times 2.5=17.5$

(5) 确定五挡齿轮的齿数

根据式 (3.1) 得出 $Z_9+Z_{10}=75=Z_9(1+i_5)$

求出 $Z_9=47, Z_{10}=28$ 。

五挡齿轮参数如表 3.5。

表 3.5 五挡齿轮基本参数

序号	计算项目	计算公式	
1	分度圆直径	$d=Z_9m=117.5\text{mm}$	$d=Z_{10}m=70\text{mm}$
2	齿顶高	$h_a=(f_0+t_1)m=3.3\text{mm}$	$h_a=(f_0+t_2)m=1.7\text{mm}$
3	齿根高	$h_f=(f_0+c-t_1)m=3.26\text{mm}$	$h_f=(f_0+c-t_2)m=4.06\text{mm}$
4	齿顶圆直径	$d_a=d+2h_a=124\text{mm}$	$d_a=d+2h_a=73\text{mm}$
5	齿根圆直径	$d_f=d-2h_f=110\text{mm}$	$d_f=d-2h_f=61\text{mm}$
6	齿宽	$b=K_{ms}m=7 \times 2.5=17.5$	$b=K_{ms}m=7 \times 2.5=17.5$

(6) 确定倒挡齿轮齿数

倒挡传动比 i_R 为 3.8。

$$i_R = \frac{Z_{12} Z_{13}}{Z_{11} Z_{12}} = 3.8 = \frac{Z_{13}}{Z_{11}}$$

根据式 (3.1) 得出 $Z_{11}+Z_{13}=75=Z_{11}(1+i_R)$

求出 $Z_{11}=15, Z_{13}=60$ 。

初步选取 $Z_{12}=18$

设计计算与说明

主要结果

输入轴与倒档轴之间的距离:

$$A' = \frac{m_n(Z_{11} + Z_{12})}{2 \cos \beta} = \frac{2.5}{2}(18 + 60) = 97.5\text{mm};$$

输出轴与倒档轴之间的距离:

$$A'' = \frac{m_n(Z_{11} + Z_{12})}{2 \cos \beta} = \frac{2.5}{2}(18 + 16) = 42.5\text{mm};$$

由此确定关系, $A' < A$, $A'' < A$, $A'' + A' > A$, 满足要求。

表 3.6 倒挡齿轮基本参数

序号	计算项目	计算公式	
1	分度圆直径	$d=Z_1m=37.5$	$d=Z_2m=150$
2	齿顶高	$h_a=(f_0+t_1)m=3.3mm$	$h_a=(f_0+t_2)m=1.7mm$
3	齿根高	$h_f=(f_0+c-t_1)m=3.26mm$	$h_f=(f_0+c-t_2)m=4.06mm$
4	齿顶圆直径	$d_a=d+2h_a=44mm$	$d_a=d+2h_a=153mm$
5	齿根圆直径	$d_f=d-2h_f=30mm$	$d_f=d-2h_f=141mm$
6	齿宽	$b=K_{m1}m=7 \times 2.5=17.5$	$b=K_{m2}m=7 \times 2.5=17.5$

序号	计算项目	计算公式
1	分度圆直径	$d=Z_2m=45mm$
2	齿顶高	$h_a=(f_0+t_1)m=3.3mm$
3	齿根高	$h_f=(f_0+c-t_1)m=3.26mm$
4	齿顶圆直径	$d_a=d+2h_a=51mm$
5	齿根圆直径	$d_f=d-2h_f=38mm$
6	基圆直径	$d_b=d \cos \alpha =42mm$
7	齿宽	$b = K_{cm} = 7 \times 2.5 = 17.5mm$

三、强度校核

3.1、变速器齿轮强度校核

变速器齿轮的损坏形式主要有：轮齿折断、齿面疲劳剥落（点蚀）、

主要结果

移动换挡齿轮端部破坏以及齿面胶合。

轮齿折断发生在下述几种情况下：轮齿受到足够大的冲击载荷作用，造成轮齿弯曲折断；轮齿在重复载荷作用下，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极少，而后者出现的多些^[3]。变速器抵挡小齿轮由于载荷大而齿数少，齿根较弱，其主要破坏形式就是这种弯曲疲劳断裂。

齿面点蚀是常用的高挡齿轮齿面接触疲劳的破坏形式。点蚀使齿形误差加大而产生动载荷，甚至可能引起轮齿折断。通常是靠近节圆根部齿面点蚀较靠近节圆顶部齿面处的点蚀严重；主动小齿轮较被动大齿轮严重。

变速器齿轮弯曲强度的校核

1) 直齿轮弯曲应力 σ_ω

$$\sigma_\omega = \frac{2T_g K_\sigma K_f}{\pi m^3 Z K_c y} \quad (3.8)$$

式中： T_g ——计算载荷 ($N \cdot mm$)；

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 $K_f = 0.9$ ；

K_c ——齿宽系数；

y ——齿形系数。

倒挡主动轮 12，查手册得 $y = 0.165$ ，代入 (3.8) 得

$$\sigma_\omega = 686.33 \text{ Mpa} < 800 \text{ Mpa} ;$$

倒挡传动齿轮 13，查手册得 $y = 0.173$ ，代入 (3.8) 得

$$\sigma_\omega = 394.56 \text{ Mpa} < 400 \text{ Mpa} ;$$

倒挡从动轮 11，查手册得 $y = 0.182$ ，代入 (3.8) 得

$$\sigma_\omega = 261.19 \text{ Mpa} < 800 \text{ Mpa} ;$$

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，倒挡直齿轮许用弯曲应力在 $400 \sim 800 \text{ Mpa}$ ，承受双向交变载荷作用的倒挡齿轮的许用应力应取下限。

故 $\sigma_\omega < [\sigma_\omega]$ ，弯曲强度足够。

(2) 斜齿轮弯曲应力 σ_ω

$$\sigma_\omega = \frac{2T_g \cos \beta K_\sigma}{\pi Z m_n^3 y K_c K_\epsilon} \quad (3.7)$$

式中： T_g ——计算载荷 ($N \cdot mm$)；

β ——斜齿轮螺旋角(°);
 K_σ ——应力集中系数, 可近似取 $K_\sigma=1.50$;
 Z ——齿数;
 m_n ——法向模数 (mm);
 y ——齿形系数, 可按当量齿数在图中查得;
 K_c ——齿宽系数;
 K_ϵ ——重合度影响系数, $K_\epsilon=2.0$ 。

一档齿轮 1, 查图得 $y=0.154$, 代入 (3.7) 得 $\sigma_\omega=346.3\text{Mpa}$;
 一档齿轮 2, 查图得 $y=0.164$, 代入 (3.7) 得 $\sigma_\omega=.107.\text{Mpa}$;
 二档齿轮 5, 查图得 $y=0.157$, 代入 (3.7) 得 $\sigma_\omega=158.26\text{Mpa}$;
 二档齿轮 6, 查图得 $y=0.160$, 代入 (3.7) 得 $\sigma_\omega=337\text{Mpa}$;
 三档齿轮 7, 查图得 $y=0.130$, 代入 (3.7) 得 $\sigma_\omega=306.3\text{Mpa}$;
 三档齿轮 8, 查图得 $y=0.147$, 代入 (3.7) 得 $\sigma_\omega=163.7\text{Mpa}$;
 四档齿轮 9, 查图得 $y=0.137$, 代入 (3.7) 得 $\sigma_\omega=234.6\text{Mpa}$;
 四档齿轮 10, 查图得 $y=0.141$, 代入 (3.7) 得 $\sigma_\omega=196.57\text{Mpa}$;
 五档齿轮 11, 查图得 $y=0.139$, 代入 (3.7) 得 $\sigma_\omega=1981\text{Mpa}$;
 五档齿轮 12, 查图得 $y=0.137$, 代入 (3.7) 得 $\sigma_\omega=242.9\text{Mpa}$;
 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 $180\sim 350\text{Mpa}$ 范围, 所有斜齿轮满足 $\sigma_\omega < [\sigma_\omega]$, 故弯曲强度足够。

3.2、轮齿接触应力的校核

$$\sigma_j = 0.418 \sqrt{\frac{FE}{b} \left(\frac{1}{\rho_z} + \frac{1}{\rho_b} \right)} \quad (3.9)$$

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 ——圆周力 (N), $F_1 = \frac{2T_g}{d}$;

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 ——齿轮材料的弹性模量, 合金钢取 $E=2.06 \times 10^5 \text{ Mpa}$;

主要结果

b ——齿轮接触的实际宽度 (mm) ;

ρ_z 、 ρ_b ——主、从动齿轮节点处的曲率半径 (mm) , 直齿轮

$$\rho_z = r_z \sin \alpha, \rho_b = r_b \sin \alpha, \text{ 斜齿轮 } \rho_z = \frac{r_z \sin \alpha}{\cos^2 \beta}, \rho_b = \frac{r_b \sin \alpha}{\cos^2 \beta}; r_z、r_b \text{ 为主、}$$

从动齿轮的节圆半径 (mm) 。

将上述有关参数代入式 (3.9) , 并将作用在变速器第一轴上的载荷 $Te_{\max} / 2$ 作为计算载荷时, 得出:

$$\text{一档接触应力 } \sigma_j = 807.64 \text{ Mpa} < 1900 \text{ Mpa};$$

$$\text{二档接触应力 } \sigma_j = 746.37 \text{ Mpa} < 1300 \text{ Mpa};$$

$$\text{三档接触应力 } \sigma_j = 801.7 \text{ Mpa} < 1300 \text{ Mpa};$$

$$\text{四档接触应力 } \sigma_j = 723.27 \text{ Mpa} < 1300 \text{ Mpa};$$

$$\text{五档接触应力 } \sigma_j = 743.73 \text{ Mpa} < 1300 \text{ Mpa};$$

$$\text{倒挡接触应力 } \sigma_j = 1034.68 \text{ Mpa} < 1900 \text{ Mpa} \text{ (齿轮 12 主动, 13 从动);}$$

$$\sigma_j = 969.89 \text{ Mpa} < 1900 \text{ Mpa} \text{ (齿轮 13 主动, 11 从动);}$$

对于渗碳齿轮变速器齿轮的许用接触应力 $[\sigma_j]$, 一档和倒挡 $[\sigma_j] = 1900 \sim 2000 \text{ Mpa}$, 常啮合齿轮和高挡 $[\sigma_j] = 1300 \sim 1400 \text{ Mpa}$ 。故所有齿轮满足 $\sigma_j < [\sigma_j]$, 接触强度足够。

3.3、变速器齿轮的材料及热处理

变速器齿轮多数采用渗碳合金钢, 其表层的高硬度与心部的高韧性相结合, 能大大提高齿轮的耐磨性及抗弯曲疲劳和接触疲劳的能力。

国内汽车变速器齿轮材料主要采用 20CrMnTi, 渗碳齿轮在淬火、回火后表面硬度为 58~63HRC, 心部硬度为 33~48HRC。

淬火的目的是大幅度提高钢的强度、硬度、耐磨性、疲劳强度以及韧性等, 从而满足各种机械零件和工具的不同使用要求。回火的作用在于提高组织稳定性,

使工件在使用过程中不再发生组织转变，从而使工件几何尺寸和性能保持稳定；消除内应力，以改善工件的使用性能并稳定工件几何尺寸；调整钢铁的力学性能以满足使用要求⁸

四、轴的结构和尺寸设计

变速器在工作时，由于齿轮上有圆周力、径向力和轴向力作用，变速器的轴要承受转矩和弯矩。要求变速器的轴应有足够的刚度和强度。因为刚度不足会产生弯曲变形，结果破坏了齿轮的正确啮合，对齿轮的强度、耐磨性等均有不利影响。

设计计算与说明	主要结果
<p style="text-align: center;">4.1、初选轴的直径</p> <p>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，$d/L\approx 0.18\sim 0.21$。</p> <p>输入轴花键部分直径 d (mm) 可按下式初选取：</p> $d = K\sqrt[3]{T_{e\max}}$ <p>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)。</p> <p>输入轴花键部分直径：</p> $d_1=(4.0-4.6)\sqrt[3]{150}=21.24\sim 24.43\text{mm}$ <p>初选输入、输出轴支承之间的长度 $L=272\text{mm}$。</p> <p>按扭转强度条件确定轴的最小直径：</p> $d = \sqrt[3]{\frac{9550 \times 10^3}{0.2[\tau]} \sqrt[3]{\frac{P}{n}}} \quad (3.10)$ <p>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)。</p> <p>将有关数据代入 (3.22) 式，得：</p>	

$$d = \sqrt[3]{\frac{9550 \times 10^3}{0.2[\Gamma]} * \sqrt[3]{\frac{P}{n}}} = \sqrt[3]{\frac{9550 \times 10^3}{0.2 * 52} * \sqrt[3]{\frac{74}{5000}}} = 23.86 \text{ mm}$$

所以，选择轴的最小直径为 23mm。

4.2、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。

轴的挠度和转角可按《材料力学》的有关公式计算。计算时，仅计算齿轮所在位置处轴的挠度和转角。第一轴啮合齿轮副，因距离支承

主要结果

点近，负荷又小，通常挠度不大，故可以不必计算。如图 3-1 所示：

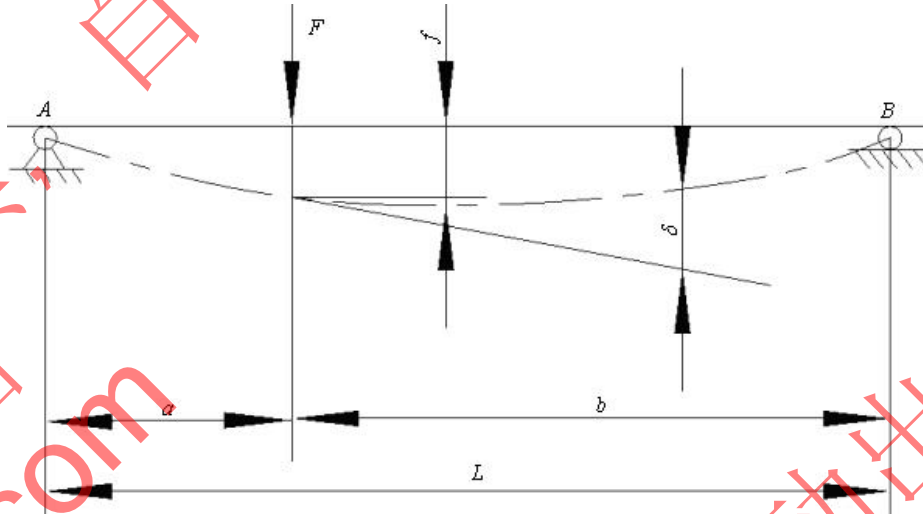


图 3-1 变速器轴的挠度和转角

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

$$f_c = \frac{F_1 a^2 b^2}{3EIL} \quad (3.11)$$

$$f_s = \frac{F_2 a^2 b^2}{3EIL} \quad (3.12)$$

$$\delta = \frac{F_1 ab(b-a)}{3EIL} \quad (3.13)$$

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 (mm⁴)，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。

设计计算与说明

主要结果

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 0.002 rad。

1、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

输入轴：

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} = 8398 N$$

$$F_{r1} = \frac{F_{t1} \tan \alpha}{\cos \beta_1} = 4292 N$$

$$F_{t2} = \frac{2T_1}{d_2} = 5273 N$$

$$F_{r2} = \frac{F_{t2} \tan \alpha}{\cos \beta_2} = 2117 N$$

$$F_{t3} = \frac{2T_1}{d_3} = 3976N$$

$$F_{r3} = \frac{F_{t3} \tan \alpha}{\cos \beta_3} = 1584N$$

$$F_{t4} = \frac{2T_1}{d_4} = 3548N$$

$$F_{r4} = \frac{F_{t4} \tan \alpha}{\cos \beta_4} = 1456N$$

$$F_{t5} = \frac{2T_1}{d_5} = 3463.8N$$

$$F_{r5} = \frac{F_{t5} \tan \alpha}{\cos \beta_5} = 1402.6N$$

2、变速器输入轴的刚度计算

(1) 一档工作时的计算

设计计算与说明

主要结果

已知: a=43mm; b=171mm; L=214mm; d=28mm, 则有

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

$$= \frac{4292 \times 43^2 \times 171^2 \times 64}{3 \times 2.1 \times 10^5 \times 3.14 \times 28^4 \times 214} = 0.057 < [f_c] = 0.05 \sim 0.10 \text{ mm}$$

$$f_s = \frac{F_{t1} a^2 b^2 \times 64}{3E\pi d^4 L} = \frac{8398 \times 43^2 \times 171^2 \times 64}{3 \times 2.1 \times 10^5 \times 3.14 \times 28^4 \times 214} = 0.111 < [f_s] = 0.1 \sim 0.15 \text{ mm}$$

m

$$f = \sqrt{f_c^2 + f_s^2} = \sqrt{0.056^2 + 0.111^2} = 0.124 \leq 0.2 \text{ mm}$$

$$\delta = \frac{F_{r1} ab(b-a)}{3EIL} = \frac{4292 \times 43 \times 214 \times (214-43) \times 64}{3 \times 2.1 \times 10^5 \times 3.14 \times 28^4 \times 214} = 1.66 \times 10^{-3} \text{ rad} < 0.002 \text{ rad}$$

(2) 二档工作时的计算

已知: a=99mm; b=114.5mm; L=214mm; d=46mm, 则有

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

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

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

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

(3) 三档工作时的计算

已知 $a=77$; $b=136.5$ mm; $L=214$ mm; $d=42$ mm, 则有

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

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

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

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

$$\delta = \frac{F_{r3} ab(b-a)}{3EIL} = \frac{214286 \times 77 \times 136.5 \times (136.5 - 77) \times 64}{3 \times 2.1 \times 10^5 \times 3.14 \times 42^4 \times 214} = 6.51 \times 10^{-5} < 0.002$$

主要结果

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。

3、变速器输出轴的刚度计算

(1) 一档工作时的计算

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

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

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

$$f_s = \frac{F_{t1} a^2 b^2 \times 64}{3E\pi d^4 L} = \frac{7420 \times 61^2 \times 162^2 \times 64}{3 \times 2.1 \times 10^5 \times 3.14 \times 40^4 \times 223} = 0.041 < [f_s] = 0.1 \sim 0.15 \text{ m}$$

m

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

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

(2) 二档工作时的计算

已知: a=106mm; b=117mm; L=223mm; d=34mm, 则有

$$f_c = \frac{F_{r2}a^2b^2}{3EIL} = \frac{F_{r2}a^2b^2 \times 64}{3E\pi d^4 L} = \frac{1999 \times 106^2 \times 117^2 \times 64}{3 \times 2.1 \times 10^5 \times 3.14 \times 34^4 \times 223} = 0.033 < [f_c] = 0.05 \sim 0.10 \text{ mm}$$

$$f_s = \frac{F_{r2}a^2b^2}{3EIL} = \frac{F_{r2}a^2b^2 \times 64}{3E\pi d^4 L} = \frac{497 \times 106^2 \times 117^2 \times 64}{3 \times 2.1 \times 10^5 \times 3.14 \times 34^4 \times 223} = 0.081 < [f_s] = 0.1 \sim 0.15 \text{ mm}$$

$$f = \sqrt{f_c^2 + f_s^2} = \sqrt{0.081^2 + 0.033^2} = 0.089 \leq 0.2 \text{ mm}$$

$$\delta = \frac{F_{r2}ab(b-a)}{3EIL} = \frac{1999 \times 117 \times 106 \times (117-106) \times 64}{3 \times 2.1 \times 10^5 \times 3.14 \times 34^4 \times 223} = 2.96 \times 10^{-5} \text{ rad} < 0.002 \text{ rad}$$

(3) 三档工作时的计算

已知 a=69; b=154mm; L=223mm; d=34mm, 则有

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

$$= \frac{1893 \times 69^2 \times 154^2 \times 64}{3 \times 2.1 \times 10^5 \times 3.14 \times 34^4 \times 223} = 0.023 < [f_c] = 0.05 \sim 0.10 \text{ mm}$$

$$f_s = \frac{F_{r3}a^2b^2 \times 64}{3E\pi d^4 L} = \frac{3709 \times 69^2 \times 154^2 \times 64}{3 \times 2.1 \times 10^5 \times 3.14 \times 34^4 \times 223} = 0.045 < [f_s] = 0.1 \sim 0.15 \text{ mm}$$

$$m f = \sqrt{f_c^2 + f_s^2} = \sqrt{0.023^2 + 0.045^2} = 0.051 \leq 0.2 \text{ mm}$$

$$\delta = \frac{F_{r3}ab(b-a)}{3EIL} = \frac{1893 \times 69 \times 154 \times (154-69) \times 64}{3 \times 2.1 \times 10^5 \times 3.14 \times 34^4 \times 223} = 1.856 \times 10^{-4} \text{ rad} < 0.002 \text{ rad}$$

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。

轴的强度的计算

1、输入轴强度校核

主要结果

设计计算与说明

$$F_{t1} = 5266.29\text{N}, \quad F_{r1} = 1799.18\text{N}, \quad F_{a1} = F_{t1} \operatorname{tg} \beta_1 = 5266.29 \times \operatorname{tg} 24.11^\circ = 1711.12\text{N}$$

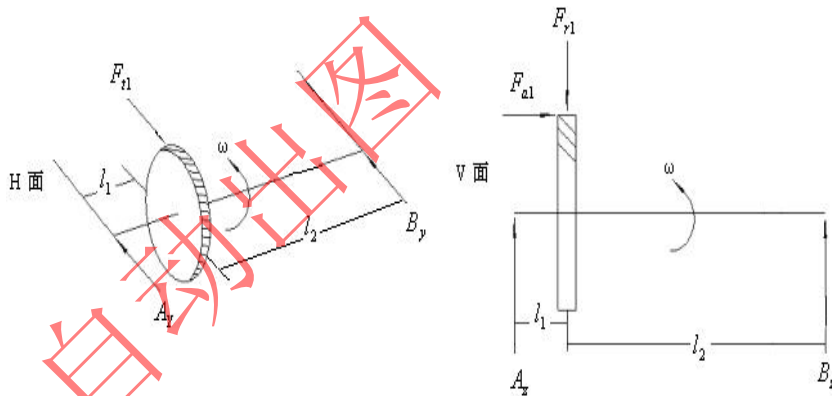
(1) 求 H 面内支反力 A_y 、 B_y 和弯矩 M_{c1}

输入轴受力如图 3-2 (a) 所示, 则

$$A_y + B_y = F_{t1}$$

$$A_y \times l_1 = B_y \times l_2$$

由以上两式可得 $A_y = 4833.96\text{N}$, $B_y = 432.33\text{N}$, $M_{c1} = 89428.26\text{N} \cdot \text{mm}$ 。



(a) 输入轴水平方向受力图 (b) 输入轴垂直方向受力图

图 3-2 输入轴受力图

(2) 求 V 面内支反力 A_z 、 B_z 和弯矩 M_{s1}

设计计算与说明

主要结果

输入轴受力如图 3-2 (b) 所示, 则

$$A_z + B_z = F_{r1}$$

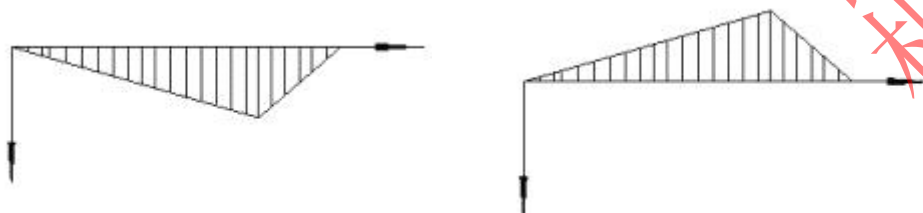
$$A_z (l_1 + l_2) - F_{r1} \times l_2 - F_{a1} \times \frac{d_1}{2} = 0$$

由以上两式可得 $A_z = 1747.15\text{N}$, $B_z = 52.03\text{N}$, $M_{s1} = 32322.28\text{N} \cdot \text{mm}$

弯矩图如图 3-3 所示。

$$M_1 = \sqrt{M_{c1}^2 + M_{s1}^2 + T_{g1}^2}$$

$$\begin{aligned}
 &= \sqrt{89428.26^2 + 32322.28^2 + 66355.2^2} \\
 &= 115953.25 \text{ N} \cdot \text{mm} \\
 \sigma_2 &= \frac{32M_1}{\pi d_1^3} = \frac{32 \times 115953.25}{\pi \times 22.5^3} = 103.74 < [\sigma]
 \end{aligned}$$



$$M_{c1} = 89428.26 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{s1} = 32322.28 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

(a) 输入轴水平弯矩图

(b) 输入轴垂直弯矩图

图 3-3 输入轴弯矩图

2、输出轴强度校核

$$\begin{aligned}
 F_{t2} &= 5213.62 \text{ N}, \quad F_{r2} = 1781.19 \text{ N}, \quad F_{a2} = F_{t2} \text{tg} \beta_2 = 5213.62 \times \text{tg} 24.11^\circ \\
 &= 1694.01 \text{ N}
 \end{aligned}$$

(1) 求 H 面内支反力 C_y 、 D_y 和弯矩 M_{c2}

输出轴受力如图 3.4 (a) 所示, 则

$$C_y + D_y = F_{t2}$$

$$C_y l_3 = D_y l_4$$

设计计算与说明

主要结果

由以上两式可得 $C_y = 1243.54 \text{ N}$, $D_y = 539.63 \text{ N}$, $M_{c2} = 117946.68 \text{ N} \cdot \text{mm}$

(2) 求 V 面内支反力 C_z 、 D_z 和弯矩 M_{s2}

输出轴受力如图 3-4 (b) 所示, 则

$$C_z + D_z = F_{r2}$$

$$C_z (l_3 + l_4) = F_{r2} l_4 - F_{a2} \frac{d_2}{2} = 0$$

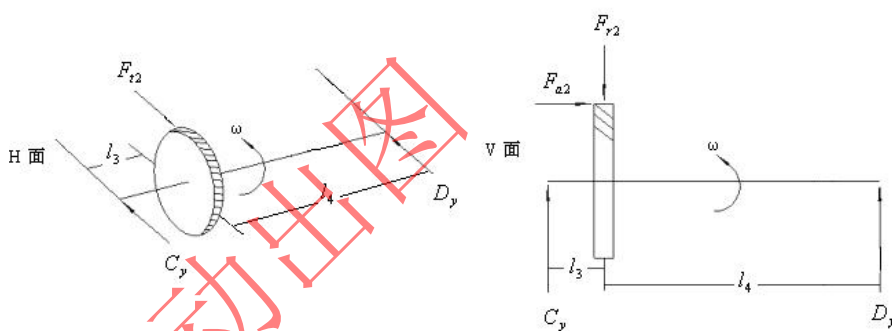
由以上两式可得 $C_z = 1243.54\text{N}$, $D_z = 539.63\text{N}$, $M_{s2} = 31710.27\text{N} \cdot \text{mm}$

$$M_2 = \sqrt{M_{C2}^2 + M_{S2}^2 + T_{g2}^2}$$

$$= \sqrt{117946.68^2 + 31710.27^2 + \left(66355.2 \times 0.99 \times \frac{43}{12}\right)^2}$$

$$= 265267.77\text{N} \cdot \text{mm}$$

$$\sigma_1 = \frac{32M_2}{\pi d_2^3} = \frac{32 \times 265267.77}{\pi \times 45^3} = 29.67 < [\sigma]$$



(a) 输出轴水平方向受力图

(b) 输出轴垂直方向受力图

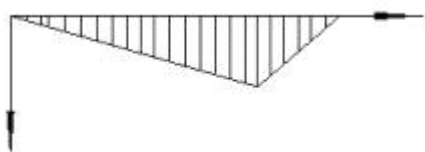
图 3-4 输入轴受力图

弯矩图如图 3-5 所示。

设计计算与说明

主要结果





$$M_{c_2} = 117946.68 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

(a) 输出轴水平弯矩图

$$M_{s_2} = 31710.27 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

(b) 输出轴垂直弯矩图

图 3-5 输出轴弯矩图

五. 主要文献参考

- [1] 姚为民、汽车构造（上、下册）、第 7 版、北京：人民交通出版社、2023.
- [2] 余志生、汽车理论、第 6 版、北京：机械工业出版社、2022.
- [3] 闵海涛、王建华、汽车设计、第 5 版、北京：机械工业出版社、2023、
- [4] 王国权、龚国庆、汽车设计课程设计指导书. 北京：机械工业出版社、20
- [5] 孙桓、机械原理、第 9 版、北京：高等教育出版社、2022.
- [6] 濮良费、机械设计、第 10 版、北京：高等教育出版社、2019、
- [7] 李育锡、机械设计课程设计、第 3 版、北京：高等教育出版社。2018.

评 语

态度、进度、考勤	好 <input type="checkbox"/> 、较好 <input type="checkbox"/> 、一般 <input type="checkbox"/> 、较差 <input type="checkbox"/> 、或
装配图质量	好 <input type="checkbox"/> 、较好 <input type="checkbox"/> 、一般 <input type="checkbox"/> 、较差 <input type="checkbox"/> 、或
零件图质量	好 <input type="checkbox"/> 、较好 <input type="checkbox"/> 、一般 <input type="checkbox"/> 、较差 <input type="checkbox"/> 、或
说明书质量	认真规范 <input type="checkbox"/> 、较好 <input type="checkbox"/> 、一般 <input type="checkbox"/> 、较差 <input type="checkbox"/> 、或
计算过程	正确 <input type="checkbox"/> 、基本正确 <input type="checkbox"/> 、有些错误 <input type="checkbox"/> 、错误较多 <input type="checkbox"/> 、或
基本概念及答辩	正确 <input type="checkbox"/> 、基本正确 <input type="checkbox"/> 、一般 <input type="checkbox"/> 、较差 <input type="checkbox"/> 、差 <input type="checkbox"/> 、或

成绩_____

指导教师（签名）_____日

期_____