

摘 要

本说明书阐述的内容是关于轻型客车驱动桥总成设计和计算过程。

驱动桥是汽车行驶系的重要组成部分，其基本功用是增大由传动轴或直接由变速器传来的转矩，将转矩分配给左、右车轮，并使左、右驱动车轮具有汽车行驶运动学所要求的差速功能。所以其设计质量直接关系到整车性能的好坏。所以在设计过程中，设计者本着严谨和认真的态度进行设计。

在绪论部分，对驱动桥各总成及其选用形式作了简明扼要的说明。

在方案论证部分，对驱动桥及其总成结构形式的选择作了具体的说明。本设计选用了单级减速器，采用的是双曲面齿轮啮合传动，尽量的简化结构，缩减尺寸，有效的利用空间，充分减少材料浪费，减轻整体质量。由于是轻型货车，主要形式在路面较好的条件下，因此没有使用差速锁。

在设计计算与强度校核部分，对主减速器主从动齿轮、差速器齿、轮车轮传动装置和花键等重要部件的参数作了选择。同时也对以上的几个部件进行了必要的校核计算。

在工艺部分，对本设计的制造和装配等工艺，作了个简单的分析。

结束语是作者对本次毕业设计的一些看法和心得体会，并对悉心帮助和指导过我的指导老师和同学表示衷心的感谢和深深的敬意。

关键词 驱动桥 轻型客车 差速器 主减速器

ABSTRACT

The main content of this bachelor paper is the process of the design and calculation of the drive axle for mini-bus.

As one of main component of vehicle drive line, its basic effect is to enlarge the torques that comes from the drive shafts or directly from the transmission, and distributes the torques to side wheels, and make the side wheels have the differential drive axle has an important effect on vehicle performance, therefore, we should keep a serious and earnest attitude during the course of design.

In the exordium part, it has short and sweet introduced the assembly and pattern selection for drive axle.

In the part of selection and argumentation ,a concrete description of structure form of drive axle and its assemblies are made. In this design, it has selected the single-grade main-reducer drive axle, it is two hypoid gears, it can simplify the structure, reduce the size, make effect use of the space and materials, reduce the whole quality. As it is for mini-bus and often use on good rods, so it dosen't use differential block.

In the part of designing conclusion and strength check, parameter of the essential units such as the speed reduction,differential,wheel drive mechanism and so on are selected. At the same time, the author makes the strength check to the main speed reduction,differential wheels drive mechanism.

In the technology of drive ring gear shaft is analyzed, afterwards its dimensional chain is calculated.

In the conclusion, the author makes a brief summary about this Graduation Project. And the author gives his heartily thanks and respects to the guide teachers and classmates, who helped and supervised the author a lot.

Key words

drive axle
differential gear

mini-bus
main-reducer

毕业设计（论文）原创性声明和使用授权说明

原创性声明

本人郑重承诺：所呈交的毕业设计（论文），是我个人在指导教师的指导下进行的研究工作及取得的成果。尽我所知，除文中特别加以标注和致谢的地方外，不包含其他人或组织已经发表或公布过的研究成果，也不包含我为获得_____及其它教育机构的学位或学历而使用过的材料。对本研究提供过帮助和做出过贡献的个人或集体，均已在文中作了明确的说明并表示了谢意。

作者 签名：_____ 日 期：_____

指导教师签名：_____ 日 期：_____

使用授权说明

本人完全了解_____

大学关于收集、保存、使用毕业设计（论文）的规定，即：按照学校要求提交毕业设计（论文）的印刷本和电子版本；学校有权保存毕业设计（论文）的印刷本和电子版，并提供目录检索与阅览服务；学校可以采用影印、缩印、数字化或其它复制手段保存论文；在不以赢利为目的前提下，学校可以公布论文的部分或全部内容。

作者签名： _____ 日 期： _____

目 录

1 绪论	4
2 驱动桥总成的结构形式及布置	5
3 主减速器	7
3.1 减速器的结构形式选择	7
3.2 主减速器计算载荷的确定	8
3.3 主减速器锥齿轮主要参数的选择	11
3.4 双曲面齿轮的校核	13
3.5 锥齿轮的材料	16
3.6 主减速器主从动齿轮的支撑方案	16
3.7 主减速器锥齿轮轴承载荷计算	17
4 差速器设计	23
4.1 差速器形式的选择	23
4.2 差速器齿轮的设计	24
4.3 差速器齿轮的强度校核	25
5 车轮传动装置	26
6 驱动桥壳设计	29
6.1 驱动桥壳结构方案分析	29
6.2 驱动桥壳强度计算	30
7 花键设计计算	33
7.1 结构形式及参数的选择	33
7.2 花键校核	33
8 工艺性和经济性分析	34
结论	36
致谢	37
参考文献	38
附录 A	39
附录 B	44

1 绪论

驱动桥处于动力传动系的末端，其基本功能是增大由传动轴或变速器传来的转矩，并将动力合理的分配给左右驱动轮，另外还承受作用与路面和车架或车身之间的垂直力纵向力和横向力。驱动桥一般由主减速器差速器车轮传动装置和驱动桥壳等组成。

驱动桥设计应当满足如下基本要求：

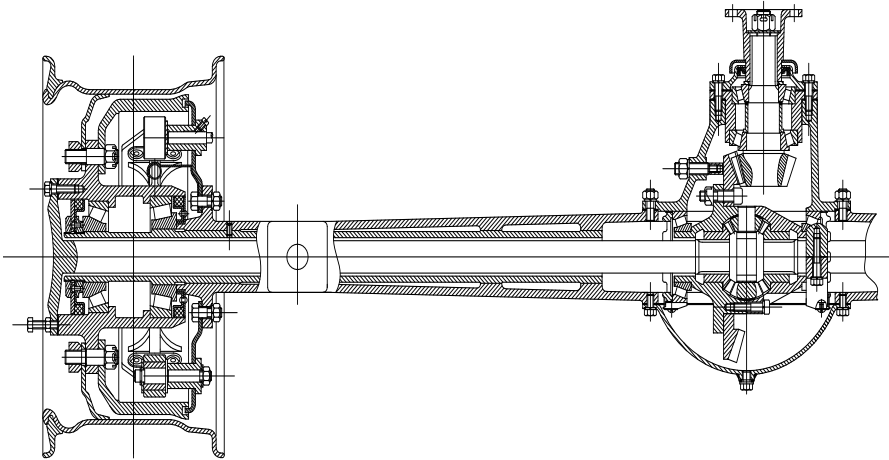
- 1) 所选择的主减速比应能保证汽车具有最佳的动力性和燃油经济性。
- 2) 外形尺寸要小，保证有必要的离地间隙。
- 3) 齿轮及其他传动件工作平稳，噪声小。
- 4) 在各种转速和载荷下具有高的传动效率。
- 5) 在保证足够的强度刚度条件下，应力求质量小，尤其是簧下质量应尽量小，以改善汽车平顺性。
- 6) 与悬架导向机构运动协调，对于转向驱动桥，还应与转向机构运动相协调。
- 7) 结构简单，加工工艺性好，制造容易，拆装调整方便。

2 驱动桥总成的结构形式及布置

驱动桥的结构形式与驱动车轮的悬架形式密切相关。当车轮采用非独立悬架时，驱动桥应为非断开式，即驱动桥壳是一根连接左右驱动车轮的刚性空心梁，而主减速器差速器及车轮传动装置都装在它里面。当采用独立悬架时，为保证运动协调驱动桥应为断开式，这种驱动桥无钢性的整体外壳，主减速器及其壳体装在车架或车身上，两侧驱动车轮则与车架或车身做弹性联系，并可彼此独立地分别相对于车架或车身做上下摆动，车轮传动装置采用万向节传动。

具有桥壳的非断开式驱动桥结构简单，制造工艺性好成本低，工作可靠，维修调整容易广泛应用于各种载货汽车客车及多数的越野汽车和部分小轿车上。但整个驱动桥均属于簧下质量，对汽车平顺性和降低动载荷不利。断开式驱动桥结构较复杂，成本较高，但它大大地增加了离地间隙，减小了簧下质量，从而改善了行驶平顺性，提高了汽车的平均车速；减小了汽车在行驶时作用与车轮和车桥上的动载荷，提高了零部件的使用寿命；由于驱动车轮与地面的接触情况及对各种地形的适应性较高，大大增大了车轮的抗侧滑能力。

由于轻型客车主要在城市内短途，路面状况较好且车速不高，所以使用结构简单成本低廉的非独立悬架，整体式驱动桥。结构示意图如下：



他由驱动桥壳主减速器差速器半轴和轮毂组成。从变速器经万向传动装置输入驱动桥的转矩，首先传到主减速器，在此增大转矩并相应降低转速后，经差速器分配给左右半轴，最后通过半轴外缘的凸缘盘传至驱动车轮的轮毂，轮毂驱动车轮运动。

3 主减速器

3.1 主减速器的结构形式选择

主减速器的功用：将输入的转矩增大并相应降低转速，以及当发动机纵置时还具有改变转矩旋转方向的作用。

为了较为清晰地讲述，下面将列表说明单级与双级主减速器，螺旋锥齿轮与双曲面齿轮的有缺点和使用条件。

单级与双级主减速器对比表

类别	单级主减速器	双级主减速器
结构示意图		
结构	简单	复杂
质量	较小	较大
成本	较小	较大
减速比	小于 7	7~12
应用范围	轿车，轻，中型货车	中，重型货车，大客车

螺旋锥齿轮与双曲面齿轮对比表

类别	螺旋锥齿轮	双曲面齿轮
结构示意图		
轴线	垂直相交于一点	垂直但不相交

偏移距	无	有
螺旋角	$\beta_1 = \beta_2$	$\beta_1 > \beta_2$
齿轮尺寸相同时	传动比小	传动比大
传动比一定	从动齿轮尺寸相同时	主动齿轮直径小
	主动齿轮尺寸相同时	从动齿轮直径大
纵向滑移	无	有
重合度	小	大
齿轮强度	小	大
传动效率	0.95	0.90
抗胶合能力	高	低
轴向力	小	大
轴承寿命	大	小
润滑油	普通	特殊
传动比范围	$i_0 \leq 4.5$	$i_0 > 4.5$
其他	加工容易热处理简单成本低	存在 E $\Rightarrow \beta_1 > \beta_2$ $\Rightarrow \varepsilon \uparrow \Rightarrow \sigma_w \uparrow$

由于本设计题目为轻型客车驱动桥设计，而不是载重货车或者越野车，因此采用单级主减速器已经足够了。

为保证有足够的离地间隙，减小从动齿轮的尺寸，选择了双曲面齿轮。

3.2 主减速器计算载荷的确定

3.2.1 主减速比的选择

1 预选

$$i_0 = 0.377 * \frac{r_r n_p}{v_{\max} i_{gh}} = \frac{0.377 * 0.338 * 4000}{120 * 1} = 4.248$$

r_r : 车轮滚动半径 0.338M

n_p : 发动机输出功率最大时主轴转速 4000rpm

v_{\max} : 最高车速 120km/h

i_{gh} : 变速器最高档速比 1

为了得到足够的储备功率, i_0 一般应加大 10%~25%, 取大 10%,

则 $i_0 = 4.248 * 1.1 = 4.672$

2 选择齿数

当 i_0 较小 (3.5~5) 时, z_1 取 7~12, 为减小重量尺寸, 取 $z_1 = 8$,

则 $z_2 = 4.672 * z_1 = 37.376$

所以取 $z_2 = 37$ (38 有公约数), 因此最终选择 $i_0 = 37/8 = 4.625$

3.2.2 从动齿轮计算载荷的确定

1) 按发动机最大转矩计算

$$T_{ce} = \frac{T_{e\max} i_1 i_0 k_d \eta_T}{n} = \frac{176 * 4.452 * 4.625 * 1 * 0.9}{1} = 3262 Nm$$

k_d : 猛接离合器所产生的动载系数

$T_{e\max}$: 发动机的最大转矩

i_1 : 变速器的一档传动比

i_0 : 主减速器的减速比

η : 发动机到驱动桥之间的传动效率

n : 计算驱动桥数

2) 按驱动轮打滑

$$T_{cs} = \frac{G_2 m_2' \varphi r_r}{i_L \eta_L} = \frac{1300 * 9.8 * 0.85 * 1.2 * 0.338}{1 * 1} = 4392 \text{nm}$$

G_2 : 满载状态下的后桥静载荷

m_2' : 最大加速度时的后轴负荷系数

φ : 轮胎与路面间的附着系数

r_r : 轮胎的滚动半径

i_L : 轮边减速比

η_L : 轮边传动效率

3) 按汽车日常行驶平均转矩确定的从动轮的计算转矩 T_{cf} :

$$T_{cf} = \frac{G * (f_R + f_H + f_P) * r_r}{i_L * \eta_L * n} = \frac{2650 * 9.8 * 0.338 * (0.015 + 0.008 + 0)}{1 * 1 * 1} = 834 \text{nm}$$

G : 汽车满载总重

f_R : 道路的滚动阻力系数

f_H : 汽车正常使用的平均爬坡能力

f_P : 汽车在爬坡时的加速能力系数

η_l : 轮边传动效率

n : 计算驱动桥数

3.2.3 主动齿轮的计算转矩 T_z

$$T_z = \frac{T_c}{i_0 \eta_G}$$

T_c : 从动齿轮的计算转矩

i_0 : 主减速比

η_G : 主从动齿轮间的传动效率

1) 按发动机的最大扭矩和传动系最低档速比确定的主动锥齿轮的计算转矩

$$T_{Ze} = \frac{T_{ce}}{i_0 \eta_G} = \frac{3262}{4.625 * 0.96} = 735nm$$

2) 按驱动轮打滑转矩确定的主动锥齿轮的计算转矩

$$T_{Zs} = \frac{T_{cs}}{i_0 \eta_G} = \frac{4392}{4.625 * 0.96} = 989nm$$

3) 按汽车日常行驶平均转矩确定的主动锥齿轮的计算转矩

$$T_{ZF} = \frac{T_{cF}}{i_0 \eta_G} = \frac{834}{4.625 * 0.96} = 188nm$$

3.3 主减速器锥齿轮主要参数的选择

以下各项的计算中, $T_c = \min[T_{ce}, T_{cs}] = 3262nm$

3.3.1 主动锥齿轮齿数选择

选取原则:

1. $Z_1 + Z_2$ 不小于 40
2. $Z_1 Z_2$ 避免有公约数
3. Z_1 不小于 6

所以选 $Z_1 = 8, Z_2 = 37$ 符合这些要求

3.3.2 从动轮大端分度圆直径 D_2 和断面模数 m_s

$$d_2 = k_d \sqrt[3]{T_c} = 14 * \sqrt[3]{3262} = 207.63mm$$

k_d : 直径系数, 取为 1.4

$$m_s = k_m \sqrt[3]{T_c} = 0.3776 * \sqrt[3]{3262} = 5.6mm$$

3.3.3 齿面宽度

经验公式估算: $F = 0.155d_2 = 0.155 * 207.63 = 32.18mm$

取为 32.2mm

3.3.4 双曲面齿轮偏移距 E 的确定

E 过大使齿轮纵向滑移过大, 引起齿面早期磨损

E 过小不能发挥双曲面齿轮的优点

E 应给接近 $0.2d_2$ 且 $E \leq 0.4A_2$

$0.2d_2 = 0.2 * 207.63 = 41.5mm$ $0.4A_0 = 43.7464mm$ (后面的程序计算结果)

所以, 取 $E = 40mm$ 下偏移, 即由从动齿轮的锥顶向其齿面看去, 并使主动齿轮处于右侧, 主动齿轮在从动齿轮中心线的下方。

3.3.5 中点螺旋角 β

β 越大, 则重合度越大, 轮齿强度越大, 啮合齿数越多, 传动平稳。

β 越小, 齿轮上所受的轴向力越大, 轴承载荷越大, 轴承寿命缩短。

预选:

$$\beta_1' = 25^\circ + 5^\circ \sqrt{\frac{Z_2}{Z_1}} + 90^\circ * \frac{E}{d_2} = 25^\circ + 5^\circ * \sqrt{4.625} + 90^\circ * \frac{40}{207.63} = 53^\circ 5'$$

3.3.6 螺旋方向的确定

选用原则：挂前进当时，齿轮轴向力为离开锥顶的方向，使主从动齿轮有分离的趋势，防止齿轮卡死。

选取主动齿轮左旋（从锥顶看，齿形从中心线上半部分向右倾斜）。

3.3.7 法向压力角 α 的选择

法向压力角大一些可以增加齿轮强度，减少不发生根切的最小齿数。

过大易使齿顶变尖，端面重合度降低。

选取 $\alpha = 22^\circ 30'$

3.3.8 铣刀的刀盘半径选择

根据《双曲面齿轮与圆锥齿轮》的表 3-16 预选刀盘半径

$$r_d = 79.375mm$$

双曲面齿轮的几何尺寸程序计算结果附后

3.4 主减速器双曲面齿轮校核

程序计算得主动轮螺旋角 $\beta_1 = 53.0796^\circ$ ，而预选的

$\beta_1' = 53.09^\circ$ ，两者差值 $0.0104^\circ < 5^\circ$ ，符合要求，平均螺旋角

$\beta = 0.5(\beta_1 + \beta_2) = 0.5 * (53.0796^\circ + 27.7436^\circ) = 40^\circ$ ，查《汽车设计》（刘维信）图 9-58 可知，重合度 $m_F = 1.8$ ，较好。

双曲面齿轮轮齿损坏形式主要有: 弯曲疲劳折断, 过载折断, 齿面点蚀及剥落, 齿面胶合, 齿面磨损等。

3.4.1 单位齿长圆周力

主动轮大端分度圆直径

$$d_1 = \frac{Z_1 d_2 \cos \beta_2}{Z_2 \cos \beta_1} = \frac{8 * 207.63 * \cos 27.7436^\circ}{37 * \cos 53.0796^\circ} = 66.142 \text{mm}$$

主减速器锥齿轮的表面耐磨性常用齿轮上的单位齿长圆周力来估算。

按发动机最大转矩和变速器一档速比计算

$$p_1 = \frac{T_{e\max} i_1 * 10^3}{F d_1 / 2} = \frac{2 * 176 * 4.452 * 10^3}{66.142 * 32} = 740 \text{N/mm} < [P] = 982 \text{N/mm}$$

按发动机最大转矩和变速器直接档速比计算

$$p_1 = \frac{T_{e\max} i_4 * 10^3}{F d_1 / 2} = \frac{2 * 176 * 1 * 10^3}{66.142 * 32} = 166 \text{N/mm} < [P] = 214 \text{N/mm}$$

满足要求。

3.4.2 轮齿弯曲强度

锥齿轮轮齿的齿根弯曲应力公式

$$\sigma_w = \frac{2 * 10^3 T K_0 K_s K_m}{K_v m_s^2 F Z J}$$

T : 为所计算的齿轮的计算转矩

K_0 : 过载系数。

K_s : 尺寸系数

K_m : 齿面载荷分配系数

K_v : 质量系数

①主动锥齿轮强度校核

1)以发动机最大扭矩和传动系最低当速比所确定的主动锥齿轮的转矩 T_{ze} 为计算扭矩来校核

$$\sigma_w = \frac{2 * 10^3 TK_0 K_s K_m}{K_v m_s^2 FZJ} = \frac{2 * 10^3 * 735 * 1 * 0.685 * 1.1}{1 * 32 * 8 * 5.6^2 * 0.3} = 394 MP_a < [\sigma_w] = 700 MP_a$$

2)以汽车日常行驶平均转矩所确定的主动锥齿轮转矩 T_{zf} 为计算扭矩来校核

$$\sigma_{wcF} = \frac{2 * 10^3 * 188 * 1 * 0.685 * 1.1}{1 * 32 * 8 * 5.6^2 * 0.35} = 101 MP_a < [\sigma_w] = 210.9 MP_a$$

②从动锥齿轮强度校核

1)以发动机最大扭矩和传动系最低当速比所确定的从动锥齿轮的转矩 T_{ce} 为计算扭矩来校核

$$\sigma_{wcF} = \frac{2 * 10^3 * 3262 * 1 * 0.685 * 1.1}{1 * 32 * 37 * 5.6^2 * 0.3} = 441 MP_a < [\sigma_w] = 700 MP_a$$

2)以汽车日常行驶平均转矩所确定的从动锥齿轮转矩 T_{cf} 为计算扭矩来校核

$$\sigma_{wcF} = \frac{2 * 10^3 * 3262 * 1 * 0.685 * 1.1}{1 * 32 * 8 * 5.6^2 * 0.3} = 112 MP_a < [\sigma_w] = 210.9 MP_a$$

3.4.3 轮齿接触强度

锥齿轮轮齿的齿面接触应力公式:

$$\sigma_j = \frac{C_p}{d_1} \sqrt{\frac{2TK_0 K_s K_m K_f * 10^3}{K_v FJ}}$$

T: 为所计算齿轮的计算转矩

K_0 : 过载系数

K_s : 尺寸系数。

K_m : 齿面载荷分配系数

K_v : 质量系数

由于接触应力主从动齿轮相等, 所以以下只计算主动轮的

1)按主动轮计算载荷计算

$$\sigma_j = \frac{232.6}{66.142} \sqrt{\frac{2 * 735 * 1 * 1 * 1.1 * 1 * 10^3}{1 * 32 * 0.233}} = 1637.7 < [\sigma_j] = 2800 MP_a$$

2)按日常行驶转矩计算

$$\sigma_j = \frac{232.6}{66.142} \sqrt{\frac{2 * 188 * 1 * 1 * 1.1 * 1 * 10^3}{1 * 32 * 0.233}} = 828.3 < [\sigma_j] = 1750 MP_a$$

3.5 锥齿轮的材料

汽车主减速器锥齿轮目前常用渗碳合金钢来制造, 主要有 20GrMnTi, 20MnVB, 20MnTiB, 22CrNiMo 等。

本设计采用够内为比较多用的 20GrMnTi。其优点是表面可得到含碳量较高的硬化层, 具有相当高的耐磨性和抗压性, 而心部较软, 具有很好的韧性, 因而它的弯曲强度, 表面接触强度和承受冲击的能力均很好。由于含碳量较低, 使得锻造性能和切削加工性能较好。其主要缺点是热处理费用较高, 表面硬化层以下的基底较软, 在承受很大的压力时可能产生塑性变形, 如果渗透层与心部的含碳量相差过多, 便会引起表面硬化层剥落。

3.6 主减速器主从动齿轮的支撑方案

逐渐速器中必须保证主从东齿轮具有良好的啮合状态, 才能使他们良好的工作。齿轮的正确啮合, 除了与齿轮的加工质量, 装配调整及主减速器壳体的刚度有关外, 还与齿轮的支撑刚度密切相关。

3.6.1 主动锥齿轮的支撑

主动锥齿轮的支撑形式可分为悬臂式支撑和跨置式支撑两种。

悬臂式支撑机构的特点是在锥齿轮的大端一侧采用较场的轴颈，其上安装一个圆锥滚子轴承。为了减小悬臂长度和增加两轴承之间的距离，以改善支撑刚度，应该是两个圆锥滚子轴承的大端朝外，使作用在齿轮上离开锥顶的轴向力由靠近齿轮的轴承承受，而反向轴向力则由另一个轴承承受。悬置式支撑机构简单，支撑刚度较差，用于传递扭矩较小的轿车，轻型货车的单级变速器中。

跨置式支撑结构的特点是在锥齿轮的两端均由轴承支撑，这样可以大大增加支撑刚度，又使轴承负荷减小，齿轮啮合条件改善，因此齿轮的承载能力高于悬臂式。此外由于齿轮大端一侧轴颈上的两个圆锥滚子轴承之间的距离很小，可以缩短主动齿轮轴的长度，使轴更加紧凑，并可减小传动轴夹角，有利于整车布置。但是跨置式支撑必须在主减速器壳体上有支撑导向轴承所需的导向轴承座，从而使主减速器壳体制造结构复杂，加工成本提高。另外，因主从动锥齿轮之间的空间很小，以致使主动齿轮轴得到向轴承尺寸受到限制，有时甚至布置不下或者使齿轮拆装困难。跨置式支撑中的导向轴承为圆柱滚子轴承，并且内外全可以分离，它仅仅承受径向力，此轴承根据布置位置而定，是易损坏的一个轴承。

由于本设计是轻型客车的驱动桥，所传递的扭矩较小，采用悬臂式支撑已经足够，这样可以使结构简单，布置容易，成本降低。

3.6.2 从动锥齿轮的支撑

从动齿轮的支撑刚度与轴承的形式,支撑间的距离级轴承之间的分布比例有关。从东锥齿轮多用圆锥滚子轴承支撑。为了增加支撑刚度,两圆锥滚子轴承的大端应向内,以减少轴承之间的距离。为了使从东锥齿轮背面的差速器壳体有足够的空间来布置加强筋以增加支撑稳定性,轴承之间的距离应该不小于从动锥齿轮大端分度圆直径的 70%。为了使载荷能尽量平均的分配在两侧的轴承上,应尽量使从东锥齿轮两侧轴承的距离相等或是从动锥齿轮距离左侧轴承的距离大于右侧轴承的距离。

3.7 主减速器锥齿轮轴承载荷计算

3.7.1 锥齿轮齿面上的作用力

锥齿轮的受力示意图如下

根据《汽车设计》(刘惟信编)中介绍,主动轮的当量转矩为

$$T_{1d} = T_{e\max} \sqrt[3]{\frac{[f_{g1}(i_{g1} * \frac{f_{T1}}{100})^3 + f_{g2}(i_{g2} * \frac{f_{T2}}{100})^3 + f_{g3}(i_{g3} * \frac{f_{T3}}{100})^3 + f_{g4}(i_{g4} * \frac{f_{T4}}{100})^3]}{100}}$$

$$= 176 \sqrt[3]{\frac{[1 * (4.452 * \frac{50}{100})^3 + 3 * (2.398 * \frac{60}{100})^3 + 21 * (1.141 * \frac{70}{100})^3 + 75 * (1 * \frac{60}{100})^3]}{100}}$$

$$= 136.7 \text{ mm}$$

主从动锥齿轮的中点分度圆直径如下：

$$d_{2m} = d_2 - F \sin \gamma_{R2} = 207.63 - 32 \sin 66.9^\circ = 178.2 \text{ mm}$$

$$d_{1m} = d_{2m} * \frac{Z_1 \cos \beta_2}{Z_2 \cos \beta_1} = 58.83 \text{ mm}$$

主动轮受力为

$$P_1 = \frac{2T_{1d}}{d_{1m}} = \frac{2 * 136.7}{58.83} = 4.6 \text{ kn}$$

从动轮受力

$$P_2 = \frac{P_1 \cos \beta_2}{\cos \beta_1} = 6.8 \text{ kn}$$

则由此可计算出主从动轮上的轴向力和颈向力

主动轮的轴向力为：

$$A_1 = \frac{P_1 (tg \alpha_1 \sin \gamma_1 - \sin \beta_1 \cos \gamma_1)}{\cos \beta_1}$$

$$= \frac{4.6 (tg 22.5^\circ \sin 16.8194^\circ - \sin 53.0796^\circ \cos 16.8194^\circ)}{\cos 53.0796^\circ} = 4.4 \text{ kn}$$

径向力

$$R_1 = \frac{P_1 (tg \alpha_1 \cos \gamma_1 + \sin \beta_1 \sin \gamma_1)}{\cos \beta_1}$$

$$= \frac{4.6 (tg 22.5^\circ \cos 16.8194^\circ + \sin 53.0796^\circ \sin 16.8194^\circ)}{\cos 53.0796^\circ} = 4.6 \text{ kn}$$

从动轮轴向力

$$A_2 = \frac{P_2 (\operatorname{tg} \alpha_2 \sin \gamma_2 + \sin \beta_2 \cos \gamma_2)}{\cos \beta_2} = 3.9 \text{ kn}$$

径向力

$$R_2 = \frac{P_2 (\operatorname{tg} \alpha_2 \cos \gamma_2 - \sin \beta_2 \sin \gamma_2)}{\cos \beta_2} = 2.4 \text{ kn}$$

3.7.2 轴承受力计算

轴承和齿轮的相对位置关系如下图

其中 $F_{a1} = A_1, F_{R1} = R_1, F_{t1} = P_1$

$$F_{a2} = A_2, F_{R2} = R_2, F_{t2} = P_2$$

主动轴

从动轴

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/426144121145011005>