



官方微信号:Jcaae-com  
 官方QQ群:7234594  
 官方网址:www.jcaae.com

## 万向节设计

### 一、万向传动的计算载荷

万向传动轴因布置位置不同，计算载荷是不同的。计算载荷的计算方法主要有三种，见表4—1。

表4—1 万向传动轴计算载荷 (N·m)

\\ \\ 位置	用于变速器与驱动桥之间	用于转向驱动桥中
计算方法 \\ \\		
按发动机最大转矩和一挡传动比来确定	$T_{se1} = \frac{k_d T_{e\max} k i_1 i_f \eta}{n}$	$T_{se2} = \frac{k_d T_{e\max} k i_1 i_f i_o \eta}{2n}$
按驱动轮打滑来确定	$T_{ss1} = \frac{G_2 m_2' \phi r_r}{i_o i_m \eta_m}$	$T_{ss2} = \frac{G_1 m_1' \phi r_r}{2 i_m \eta_m}$
按日常平均使用转矩来确定	$T_{sf1} = \frac{F_t r_r}{i_o i_m \eta_m n}$	$T_{sf2} = \frac{F_t r_r}{2 i_m \eta_m n}$

表4—1各式中， $T_{e\max}$  为发动机最大转矩； $n$  为计算驱动桥数，取法见表4—2； $i_1$ 为变速器一挡传动比； $\eta$  为发动机到万向传动轴之间的传动效率； $k$  为液力变矩器变矩系数， $k=[(k_o-1)/2]+1$ ， $k_o$  为最大变矩系数； $G_2$ 为满载状态下一个驱动桥上的静载荷(N)； $m_2'$  为汽车最大加速度时的后轴负荷转移系数，轿车： $m_2'=1.2\sim 1.4$ ，货车： $m_2'=1.1\sim 1.2$ ； $\phi$  为轮胎与路面间的附着系数，对于安装一般轮胎的公路用汽车，在良好的混凝土或沥青路面上， $\phi$  可取0.85，对于安装防侧滑轮胎的轿车， $\phi$  可取1.25，对于越野车， $\phi$  值变化较大，一般取1； $r_r$ 为车轮滚动半径(m)； $i_o$  为主减速器传动比； $i_m$  为主减速器从动齿轮到车轮之间的传动比； $\eta_m$ 为主减速器主动齿轮到车轮之间的传动效率； $G_1$  为满载状态下转向驱动桥上的静载荷(N)； $m_1'$  为汽车最大加速度时的前轴负荷转移系数，轿车： $m_1'=0.80\sim$



官方微信号:Jcaae-com  
 官方QQ群:7234594  
 官方网址:www.jcaae.com

0.85, 货车:  $m_1' = 0.75 \sim 0.90$ ;  $F_1$  为日常汽车行驶平均牵引力(N);  $i_f$  为分动器传动比, 取法见表4—2;  $k_d$  为猛接离合器所产生的动载系数, 对于液力自动变速器,  $k_d = 1$  对于具有手动操纵的机械变速器的高性能赛车,  $k_d = 3$ , 对于性能系数  $f_i = 0$  的汽车(一般货车、矿用汽车和越野车),  $k_d = 1$ , 对于  $f_i > 0$  的汽车,  $k_d = 2$  或由经验选定。性能系数由下式计算

$$f_j = \begin{cases} \frac{1}{100} (16 - 0.195 \frac{m_a g}{T_{e \max}}) & \text{当 } 0.195 \frac{m_a g}{T_{e \max}} < 16 \text{ 时} \\ 0 & \text{当 } 0.195 \frac{m_a g}{T_{e \max}} \geq 16 \text{ 时} \end{cases}$$

式中,  $m_a$  为汽车满载质量(若有挂车, 则加上挂车质量)(kg)。

表4—2  $n$  与  $i_f$  选取表

车 型	高档传动比 $i_{fg}$ 与低挡传动比 $i_{fd}$ 关系	$i_f$	$n$
4 X 4	$i_{fg} > i_{fd}/2$	$i_{fg}$	1
	$i_{fg} < i_{fd}/2$	$i_{fd}$	2
6 X 6	$i_{fg}/2 > i_{fd}/3$	$i_{fg}$	2
	$i_{fg}/2 < i_{fd}/3$	$i_{fd}$	3

对万向传动轴进行静强度计算时, 计算载荷  $T_s$  取  $T_{se1}$  和  $T_{ss1}$  的最小值, 或取  $T_{se2}$  和  $T_{se2}$  的最小值, 即  $T_s = \min[T_{se1}, T_{ss1}]$  或  $T_s = \min[T_{se2}, T_{se2}]$ , 安全系数一般取 2.5~3.0。当对万向传动轴进行疲劳寿命计算时, 计算载荷  $T_s$  取  $T_{SF1}$  或  $T_{SF2}$ 。



官方微信号:Jcaae-com  
官方QQ群:7234594  
官方网址:www.jcaae.com

## 二、十字轴万向节设计

十字轴万向节的损坏形式主要有十字轴轴颈和滚针轴承的磨损，十字轴轴颈和滚针轴承碗工作表面出现压痕和剥落。一般情况下，当磨损或压痕超过0.15mm时，十字轴万向节便应报废。十字轴的主要失效形式是轴颈根部处的断裂，所以在设计十字轴万向节时，应保证十字轴轴颈有足够的抗弯强度。

设各滚针对十字轴轴颈作用力的合力为 $F$ (图4—11)，则

$$F = \frac{T_s}{2r \cos \alpha} \quad (4-6)$$

式中， $T_s$  为万向传动的计算转矩， $T_s = \min[T_{se}, T_{ss}]_{\min}$ ； $r$  为合力  $F$  作用线到十字轴中心之间的距离； $\alpha$  为万向传动的最大夹角。

十字轴轴颈根部的弯曲应力  $\sigma_w$  应满足

$$\sigma_w = \frac{32d_1Fs}{\pi(d_1^4 - d_2^4)} \leq [\sigma_w] \quad (4-7)$$

式中， $d_1$  为十字轴轴颈直径； $d_2$  为十字轴油道孔直径； $s$  为合力  $F$  作用线到轴颈根部的距离； $[\sigma_w]$ 为弯曲应力许用值，为250~350MPa。

十字轴轴颈的切应力  $\tau$  应满足

$$\tau = \frac{4F}{\pi(d_1^2 - d_2^2)} \leq [\tau] \quad (4-8)$$

式中， $[\tau]$ 为切应力  $\tau$  许用值，为80~120MPa。

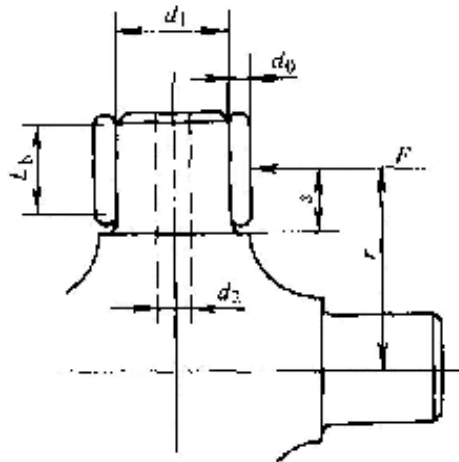


图 4-11 十字轴受力图

滚针轴承中的滚针直径一般不小于1.6mm，以免压碎，而且差别要小，否则会加重载荷



官方微信号:Jcaae-com  
官方QQ群:7234594  
官方网址:www.jcaae.com

在滚针间分配的不均匀性,一般控制在0.003mm以内。滚针轴承径向间隙过大时,承受载荷的滚针数减少,有出现滚针卡住的可能性;而间隙过小时,有可能出现受热卡住或因脏物阻滞卡住,合适的间隙为0.009~0.095mm,滚针轴承的周向总间隙以0.08~0.30mm为好。滚针的长度一般不超过轴颈的长度,使其既有较高的承载能力,又不致因滚针过长发生歪斜而造成应力集中。滚针在轴向的游隙一般不应超过0.2~0.4mm。

滚针轴承的接触应力为

$$\sigma_j = 272 \sqrt{\left(\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_0}\right) \frac{F_n}{L_b}} \quad (4-9)$$

式中,  $\eta_0$ 为滚针直径(mm);  $L_b$ 为滚针工作长度(mm);  $F_n$ 为在合力  $F$  作用下一个滚针所受的最大载荷(N),由式(4-10)确定

$$F_n = \frac{4.6F}{iz} \quad (4-10)$$

式中,  $i$ 为滚针列数;  $z$ 为每列中的滚针数。

当滚针和十字轴轴颈表面硬度在 58HRC 以上时,许用接触应力为3000~3200MPa。

万向节叉与十字轴组成连接支承。在万向节工作过程中产生支承反力,叉体受到弯曲和剪切,一般在与十字轴轴孔中心线成45°的某一截面上的应力最大,所以也应对此处进行强度校核。

十字轴万向节的传动效率与两轴的轴间夹角  $\alpha$ 、十字轴支承结构和材料、加工和装配精度以及润滑条件等有关。当  $\alpha \leq 25^\circ$  时可按下式计算

$$\eta_0 = 1 - f \frac{d_1}{r} \frac{2 \tan \alpha}{\pi} \quad (4-11)$$

式中  $\eta_0$  为十字轴万向节传动效率;  $f$  为轴颈与万向节叉的摩擦因数,滑动轴承:  $f=0.15 \sim 0.20$ ,滚针轴承:  $f=0.05 \sim 0.10$ ; 其它符号意义同前。

通常情况下,十字轴万向节传动效率约为97%~99%。

十字轴常用材料为20CrMnTi、20Cr、20MnVB等低碳合金钢,轴颈表面进行渗碳淬火处理,渗碳层深度为0.8~1.2mm,表面硬度为58~64HRC,轴颈端面硬度不低于55HRC,芯部硬度为33~48HRC。万向节叉一般采用40或45中碳钢,调质处理,硬度为18~33HRC,滚针轴承碗材料一般采用GCr15。



### 三、球笼式万向节设计

球笼式万向节的失效形式主要是钢球与接触滚道表面的疲劳点蚀。在特殊情况下，因热处理不妥、润滑不良或温度过高等，也会造成磨损而损坏。由于星形套滚道接触点的纵向曲率半径小于外半轴滚道的纵向曲率半径，所以前者上的接触椭圆比后者上的要小，即前者的接触应力大于后者。因此，应控制钢球与星形套滚道表面的接触应力，并以此来确定万向节的承载能力。不过，由于影响接触应力的因素较多，计算较复杂，目前还没有统一的计算方法。

假定球笼式万向节在传递转矩时六个传力钢球均匀受载，则钢球的直径可按下式确定

$$d = \sqrt[3]{\frac{T_s}{2.1 \times 10^2}} \quad (4-12)$$

式中， $d$ 为传力钢球直径(mm)； $T_s$ 为万向节的计算转矩( $N \cdot m$ )， $T_s = \min[T_{se}, T_{ss}]$ 。

计算所得的钢球直径应圆整并取最接近标准的直径。钢球的标准直径可参考GB7549—87。

当球笼式万向节中钢球的直径  $d$  确定后，其中的球笼、星形套等零件及有关结构尺寸可参见图4—12按如下关系确定：

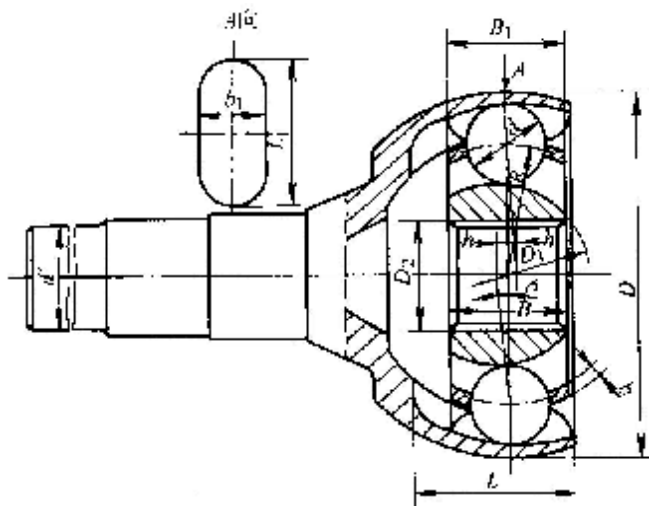


图 4-12 球笼式万向节的基本尺寸

钢球中心分布圆半径	$R=1.71d$
星形套宽度	$B=1.8d$
球笼宽度	$B_1=1.8d$
星形套滚道底径	$D_1=2.5d$



官方微信号:Jcaae-com  
官方QQ群:7234594  
官方网址:www.jcaae.com

---

万向节外径	$D=4.9d$
球笼厚度	$b=0.185d$
球笼槽宽度	$b_1=d$
球笼槽长度	$L=(1.33\sim 1.80)d$ (普通型取下限, 长型取上限)
滚道中心偏移距	$h=0.18d$
轴颈直径	$d' \geq 1.4d$
星形套花键外径	$D_2 \geq 1.55d$
球形壳外滚道长度	$L_1=2.4d$
中心偏移角	$\delta \geq 6^\circ$