

本資料來自網絡僅供參考使用，有涉及版權請來信告知刪除處理！

变速器的设计与计算

一. 齿轮的损坏形式

分三种：轮齿折断，齿面疲劳剥落，移动换档齿轮端部破坏。

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，这是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档的抵挡和倒挡齿轮，由于换档时两个进入啮合的齿轮存在角速度差，换档瞬间在齿轮端部产生冲击载荷，并造成损坏。

二. 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田间仍是相似的。此外，机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。

1. 齿轮弯曲强度计算

(1) 直齿轮弯曲应力 $\sigma_w = F_t K_A K_f / b y$ 因为齿轮节圆直径 $d = mz$ ， z 为齿数，带入上式得

$$\sigma_w = F_t K_A / b y K_\epsilon$$

一，倒档直齿轮作用弯曲应力在 400~850N/mm²，货车可取下限。

- (2) 斜齿轮弯曲应力 $\sigma_w = F_t K_\alpha / (b y_t K_\epsilon)$ ， y_t 为齿形系数，可按当量齿数 $z_n = z / \cos \beta$ 察得重合度系数为 2。

得斜齿弯曲应力 $\sigma_w = 2 T_g \cos \beta K_\alpha / (\pi z_m n^3 y_t K_\epsilon) \dots\dots\dots$

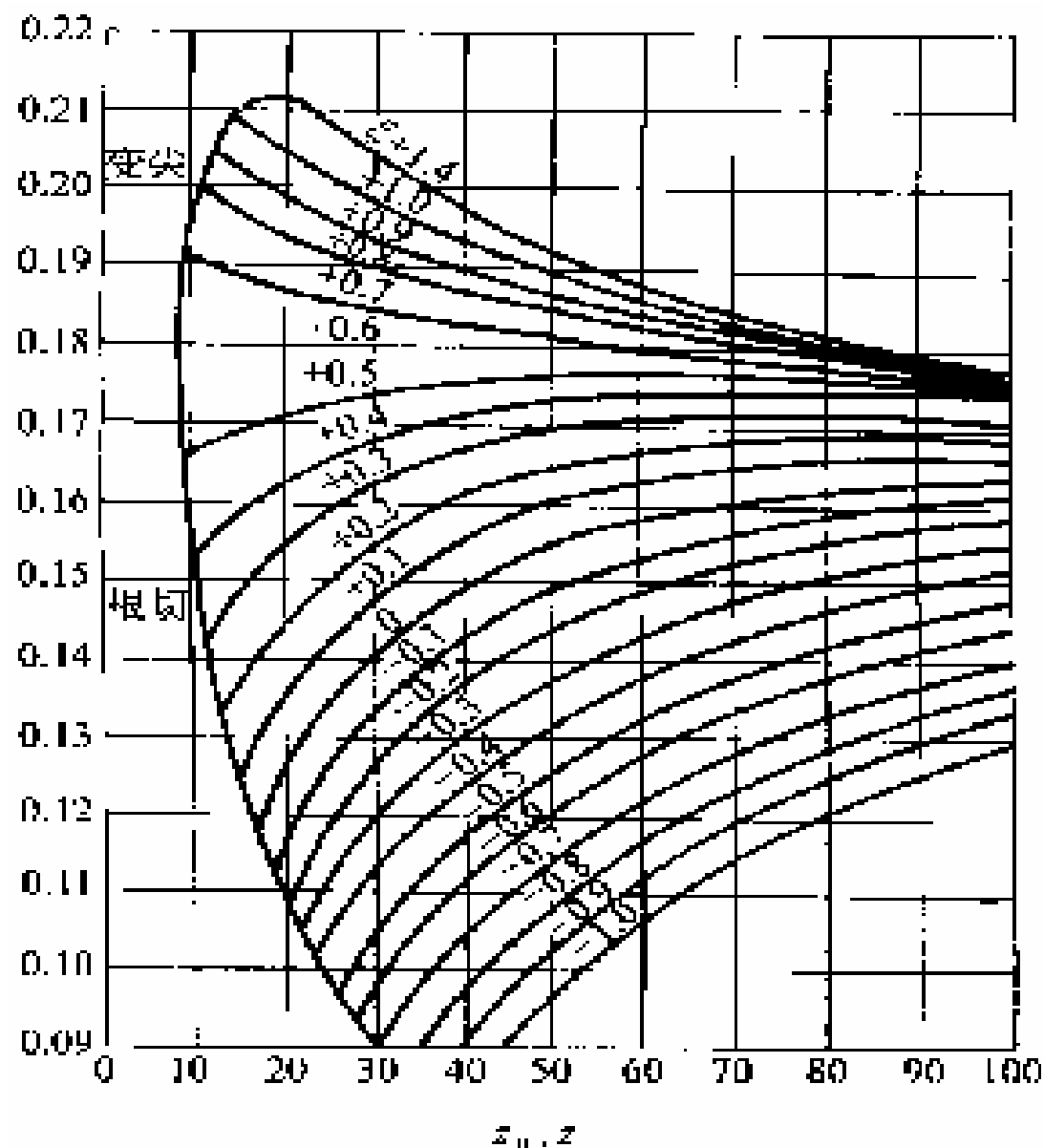


图 3-14 齿形系数图 (假定载荷作用在齿顶 $\alpha = 20^\circ$, $f_0 = 1$)

2. 轮齿接触应力计算

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

表 3—1 变速器齿轮许用接触应力

齿轮	$\sigma_i / (N \cdot mm^{-2})$	
	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。

三. 轴的强度计算

变速器工作时，由于齿轮上有圆周力、径向力和轴向力作用，其轴要承受转矩和弯矩。变速器的轴应有足够的刚度和强度。因为刚度不足的轴会产生弯曲变形，破坏了齿轮的正确啮合，对齿轮的强度、耐磨性和工作噪声等均有不利影响。所以设计变速器轴时，其刚度大小应以保证齿轮能实现正确的啮合为前提条件。

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，如图3—15所示，致使沿齿长方向的压力分布不均匀。

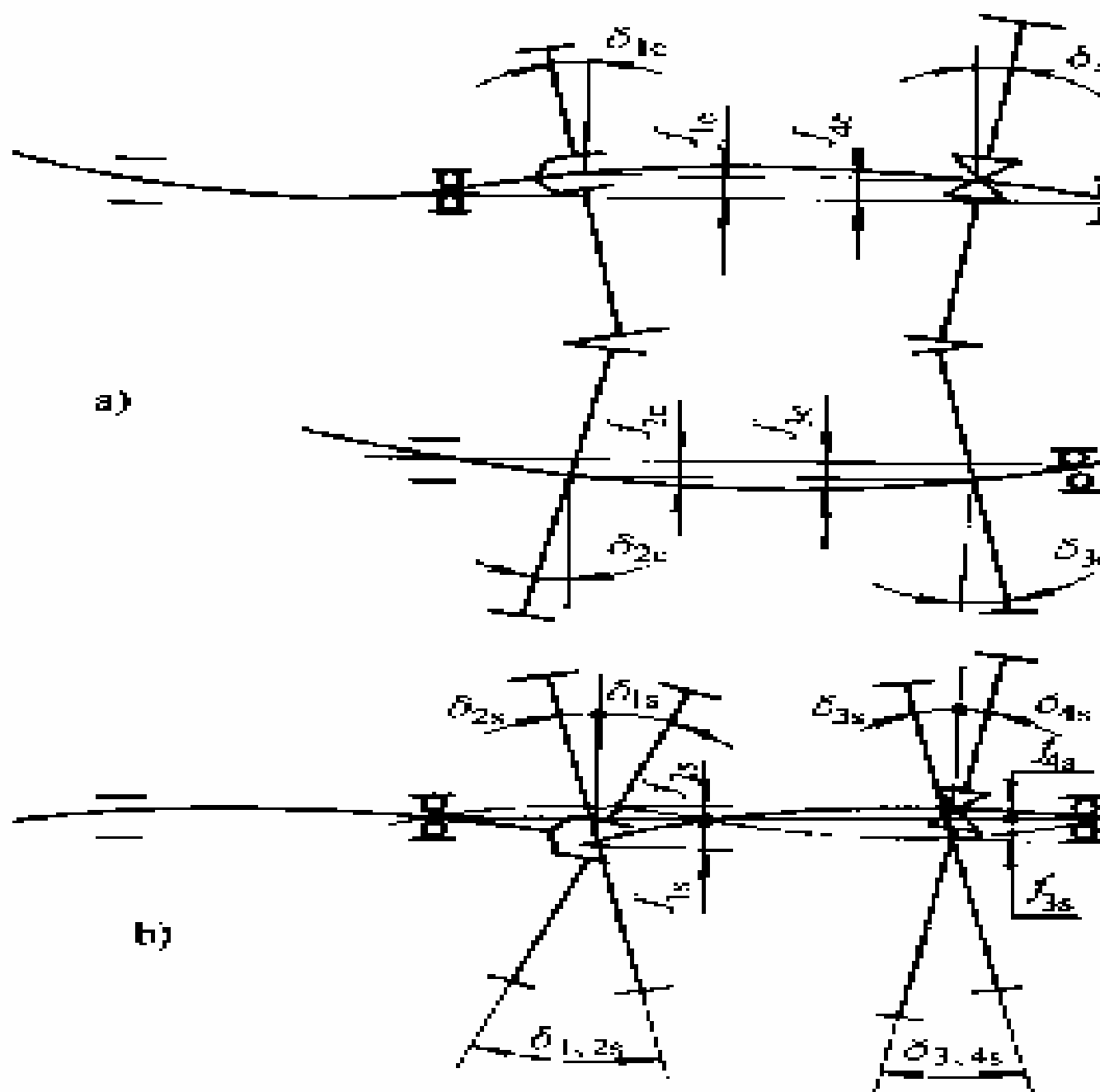


图 3 15 变速器轴的变形简图

初步确定轴的尺寸以后，可对轴进行刚度和强度验算。欲求中间轴式变速器第一轴的支点反作用力，必须先求第二轴的支点反力。挡位不同，不仅圆周力、径向力和轴向力不同，而且力到支点的距离也有变化，所以应当对每个挡位都进行验算。验算时将轴看做铰接支承的梁。作用在第一轴上的转矩应取 $T_{\max}$ 。

轴的挠度和转角可按《材料力学》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。第一轴常啮合齿轮副，因距离支承点近、负荷又小，通常挠度不大，故可以不必计算。变速器齿轮在轴上的位置如图3—16所示时，

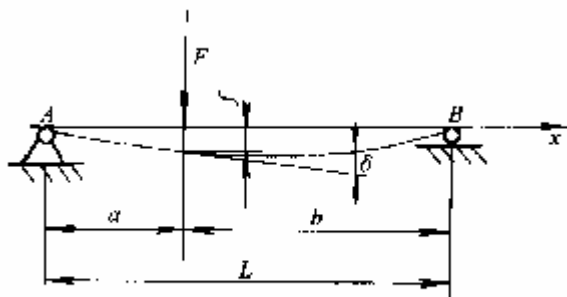


图 3 16 变速器轴的挠度和转角

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 ，则可分别用下式计算

$$f_c = \frac{F_1 a^2 b^2}{3EIL}$$

$$f_s = \frac{F_2 a^2 b^2}{3EIL}$$

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

式中， F_1 为齿轮齿宽中间平面上的圆周力(N)； F_2 为齿轮齿宽中间平面上的径向力(N)； E 为弹性模量(MPa)， $E=2.1 \times 10^5$ MPa； I 为惯性矩(mm^4)，对于实心轴： $I=\pi d^4/64$ ； d 为轴的直径(mm)，花键处按平均直径计算； a 、 b 为齿轮上作用力距支座A、B的距离； L 为支座间距离。

如果用 f_c 和 f_s 分别表示轴在垂直面和水平面的挠度，则轴的全挠度 f 为

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

轴在垂直面和水平面挠度的允许值为 $f_c=0.05—0.10\text{mm}$ ，/， $f_s=0.10—0.15\text{mm}$ 。齿轮所在平面的转角不应超过 0.002rad 。

与中间轴齿轮常啮合的第二轴上的齿轮，常通过青铜衬套或滚针轴承装在轴上，也有的省去衬套或滚针轴承直接装在轴上，这就能增大轴的直径，因而使轴的刚度增加。

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 F_c 和 F_s 之后，计算相应的弯矩 M_c 、 M_s 。轴在转矩 T_n 和弯矩同时作用下，其应力为

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{32M}{\pi d^3}$$

式中， $M = \sqrt{M_c^2 + M_s^2 + T_n^2}$ (N·mm)； d 为轴的直径(mm)，花键处取内径； W 为抗弯截面系数。

在低挡工作时， $\sigma \leq 400\text{N/mm}^2$

变速器的轴用与齿轮相同的材料制造。