

158675

52985

机械零件

下册



上海交通大学

机械零件

下 册



上海交通大学机械零件教研组

1960年3月

下 册 目 录

第三篇 傳动零件

第三章 齿輪傳动

§ 1 概述.....	215
§ 2 制造齿輪用的材料.....	220
§ 3 輪齿的损坏型式.....	224
§ 4 齿輪傳动的效率.....	227
§ 5 齿輪傳动的計算載荷.....	228
§ 6 齿輪傳动中輪齿嚙合作用力的确定.....	236
§ 7 直齿圓柱齿輪傳动的輪齿接触强度計算.....	240
§ 8 直齿圓柱齿輪傳动的輪齿弯曲强度計算.....	244
§ 9 斜齿及人字齿圓柱齿輪傳动的計算.....	248
§ 10 圓錐齿輪傳动的計算.....	251
§ 11 齿輪傳动中計算許用应力的确定.....	255
§ 12 齿輪的制造和构造.....	264
§ 13 提高齿輪傳动质量和寿命的措施.....	268
§ 14 在机械制造中齿輪傳动的研究和发展方向.....	271

第四章 蝸輪傳动

§ 1 概述.....	287
§ 2 蝸輪傳动中輪齿的损坏型式, 制造蝸輪和蝸杆的材料.....	293
§ 3 蝸輪傳动的嚙合作用力.....	293
§ 4 蝸輪傳动的效率.....	295
§ 5 蝸輪輪齿的强度計算.....	298
§ 6 蝸輪輪齿强度計算中許用应力的确定.....	302
§ 7 蝸杆强度和剛度的驗算.....	305
§ 8 蝸輪傳动的散热驗算.....	307
§ 9 蝸輪傳动的制造、构造和提高傳动能力与寿命的措施.....	310
§ 10 圓弧面蝸輪傳动.....	312

第五章 鏈 傳 动

§ 1 概述.....	327
§ 2 鏈的結構.....	328

§ 3 鏈輪的結構	335
§ 4 鏈傳動的按裝及潤滑	339
§ 5 鏈傳動參數的選擇	341
§ 6 鏈傳動的計算	344
§ 7 鏈主動邊的總拉力和軸上的載荷	347

第四篇 軸系零件

第一章 軸

§ 1 概述	350
§ 2 軸的結構	351
§ 3 軸的材料	360
§ 4 軸的強度計算	361
§ 5 軸的剛度計算	368
§ 6 軸的振動計算	370
§ 7 傳動軸	373

第二章 滑動軸承

§ 1 概述	379
§ 2 在非液體摩擦潤滑條件下的滑動軸承計算	380
§ 3 潤滑油的粘度	384
§ 4 液體摩擦潤滑的理論	385
§ 5 圓柱形軸承的理論和計算	388
§ 6 液體摩擦軸承的近似計算法	397
§ 7 滑動軸承的結構形式	398
§ 8 滑動軸承的軸承襯	401
§ 9 潤滑裝置	405
§ 10 潤滑劑的種類及選擇	410

第三章 滾動軸承

§ 1 概述	412
§ 2 基本類型滾動軸承的特性	416
§ 3 滾動軸承計算基礎	421
§ 4 滾動軸承的選擇	424
§ 5 滾動軸承裝置設計	430

第四章 聯軸器與離合器

§ 1 概述	445
--------	-----

§ 2	固定式剛性聯軸器	447
§ 3	補償式剛性聯軸器	449
§ 4	彈性聯軸器	454
§ 5	牙嵌式離合器	458
§ 6	摩擦式離合器	460
§ 7	安全離合器	464
§ 8	自動離合器	466

第五篇 彈簧、箱體與機座

第一章 彈簧

§ 1	彈簧的功用和分類	469
§ 2	製造彈簧的材料	471
§ 3	螺旋彈簧的結構和製造	472
§ 4	圓柱形圓截面螺旋彈簧的計算	475
§ 5	圓柱形矩形截面彈簧的計算	482
§ 6	組合彈簧的計算	483
§ 7	圓柱形螺旋扭轉彈簧	484
§ 8	彈簧在變載荷下的計算	486
§ 9	彈簧的許用應力	488

第二章 機座與箱體

§ 1	機座的作用和對它的要求	492
§ 2	機座的材料	492
§ 3	機座的結構型式和計算的基本原則	493
§ 4	剖面的合理形狀以及機座的合理外形	497
§ 5	箱體	499

參考文獻

第三章 齒輪傳動

§1. 概 述

(一) 齒輪傳動的優缺點

齒輪傳動是現代機器的一種主要傳動形式。隨着機器製造業的迅速發展，對齒輪傳動的要求也日益提高。許多機器的工作質量、外形尺寸、重量和成本，在很大程度上都決定於齒輪傳動的製造質量、外形尺寸、重量和成本。

現代製造的大功率齒輪減速箱，可傳遞功率達 50000 仟瓦；在高速傳動裝置中，齒輪的圓周速度高達 100 米/秒或更高；齒輪嚙合要素的製造精度，可以達到幾個微米(μ)；齒輪傳動的理論、計算、設計、製造和使用，已經發展成一門獨立的科學。

齒輪傳動的主要優點是：a) 適用的載荷與速度範圍很廣；b) 平均傳動比固定不變；c) 效率高；d) 結構緊湊；e) 壽命長；f) 工作可靠，維護簡單；g) 軸和軸承受力小……等。

齒輪傳動的缺點是：a) 對製造技術和精度具有一定的要求；b) 工作時有噪音；c) 傳動比受到齒數的限制，不能獲得無級變速；d) 兩軸之間的距離不能過大。

(二) 齒輪傳動的分類

按照兩軸幾何軸線在空間的相對位置，齒輪傳動可以分作下列幾種形式：a) 圓柱齒輪傳動(直齒的、斜齒的、人字齒的)，用在兩軸軸線平行時；b) 圓錐齒輪傳動(直齒的、斜齒的、曲齒的)，用在兩軸軸線相交時；c) 螺旋齒輪傳動和准雙曲面傳動，用在兩軸軸線相錯時。

從設計的观点，齒輪傳動可以按工作條件分類如下：a) 開式傳動——齒輪暴露在外面，沒有防塵的箱殼，定時加潤滑脂潤滑。這種傳動一般用在低速，輪齒很容易磨損；b) 半開式傳動——齒輪仍然是暴露的，但部分浸在油池中；c) 閉式傳動——齒輪全部裝在封閉的箱殼中，加工和裝配都很精確，並有良好的潤滑。這種傳動叫做齒輪減速箱，它的应用很廣。

齒輪傳動也可以按圓周速度的大小來分類：a) 最低速傳動，圓周速度 $v < 0.5$ 米/秒；b) 低速傳動， $v = 0.5 \sim 3$ 米/秒；c) 中速傳動， $v = 3 \sim 15$ 米/秒；d) 高速傳動， $v > 15$ 米/秒。

(三) 齒輪傳動的主要參數

有關齒輪傳動的嚙合要素和嚙合的幾何關係，已經在機械原理課程中闡述，在此僅簡單說明與設計有關的一些主要參數。

齒輪傳動的首要參數是模數 m ，相嚙合的兩齒輪它們的模數必須相等。模數的數值

有一定的标准(OCT 1597)列于表 1 中,选择模数时必须使它符合标准。模数愈大的齿輪,輪齿的尺寸就愈大;如果齿数一定时,模数愈大,齿輪的尺寸也愈大。

表 1 按 OCT 1957 的模数列(毫米)

0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	1	1.25	1.5	1.75	2	2.25	2.5	(2.75)	3	(3.25)	3.5	(3.75)	4	(4.25)	4.5	5	5.5	6
6.5	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	18	20	22	24	26	28	30	33	36	39	42	45	50

- 附注: 1. 此模数列适用于所有种类的齿輪: 圓柱齿輪、圓錐齿輪及蝸輪。
 2. 对于斜齿及人字齿的齿輪, 通常取此模数列中的数值作为法向模数 m_n 。
 3. 对于蝸輪傳动, 取此数列中的数值作为端面模数 m_s 。
 4. 括号中的模数尽可能不用。

傳动比 i_{12} 是齿輪傳动的另一个主要参数

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1}$$

本章中对两啮合齿輪中的小齿輪, 称为齧輪, 它的各参数用“1”作为脚註; 对两啮合齿輪中的大齿輪, 称为齿輪, 它的各参数用“2”作为脚註。所以在上式中, n_1 、 n_2 、 z_1 、 z_2 、 d_1 、 d_2 分别代表齧輪和齿輪的轉速、齿数和节圓直径。

圓柱齿輪傳动的主要参数, 还有两輪的中心距 A , 齿数和 $z_0 = z_1 + z_2$, 齿寬 B 以及齿寬系数 $\psi_B = B/A$ 。

在圓錐齿輪傳动中的主要参数有錐距 L (对应于圓柱齿輪傳动的中心距) 和齿寬系数 $q_k = B/L$ 。

对于斜齿輪, 輪齿在分度圓柱上的傾斜角 β_d 是表示輪齿傾斜方向的一个主要参数。

对于修正齿輪傳动, 两輪的移距系数 ξ_1 和 ξ_2 也是傳动的一项主要参数。

常用齿輪的啮合要素以及啮合尺寸的計算公式列于表 2、表 3 和表 4。

(四) 各种齿輪傳动的应用范围

a) 圓柱齿輪傳动

圓柱齿輪傳动在机械制造中应用得最为广泛, 这种齿輪制造比較簡單而且容易制造得精确, 一般傳递大功率时几乎全部采用圓柱齿輪傳动。

直齿圓柱齿輪的优点是制造簡單, 沒有軸向力作用, 齿面經磨損后不会造成載荷沿接触綫不均匀分布; 但缺点是重合系数較小, 运轉时不平稳, 特别是在高速时噪音很大, 所以一般用在低速傳动 ($v = 2 \sim 3$ 米/秒)。如果由于設計条件的限制, 例如结构的限制, 軸向力或軸向游动 (如机床变速箱) 的限制等, 在高速傳动中也要采用直齿輪, 这时就須要相应地提高制造精度等級。

斜齿圓柱齿輪在工作时輪齿是逐渐进入啮合的, 重合系数也比較大, 啮合的彈性变形又比較小, 因此傳动平稳, 声音也小, 宜用在速度較高的傳动。它的缺点是工作时有軸向力, 必須装置推力或向心推力軸承; 要保証一对齿很好地接触, 齿廓加工必須很精确; 同时齿面发生磨損以后, 会造成載荷沿接触綫分布不均匀。因此, 在低速下 ($v < 0.5$ 米/秒) 就不必采用这种齿輪。

表 2 不修正 ($\xi_1 = \xi_2 = 0$) 及高度修正 ($\xi_1 + \xi_2 = 0$) 外啮合圆柱齿轮传动的啮合基本尺寸计算公式

啮合要素	符号	直 齿 齿 轮 ($\beta_d = 0$)	斜齿及人字齿齿轮 ($\beta_d \neq 0$)
中心距	A	$A = \frac{z_1 + z_2}{2} m_s = 0.5 z_c m_s = 0.5 (d_{d1} + d_{d2})$	
法向模数	m_n	$m_n = m$ (按 OCT 1597—表 1)	
端面模数	m_s	$m_s = m_n$	$m_s = \frac{m_n}{\cos \beta_d}$
径向间隙	c	当 $f_0 = 1$, $c = 0.25 m_s$ (当 $f_0 = 0.8$, $c = 0.3 m_s$)	当 $f_0 = 1$, $c = 0.25 m_n$ (当 $f_0 = 0.8$, $c = 0.3 m_n$)
齿 高	h	当 $f_0 = 1$, $h = 2.25 m_s$ (当 $f_0 = 0.8$, $h = 1.9 m_s$)	当 $f_0 = 1$, $h = 2.25 m_n$ (当 $f_0 = 0.8$, $h = 1.9 m_n$)
分度圆直径	d_{d1}	$d_{d1} = d_1 = m_s z_1$	
	d_{d2}	$d_{d2} = d_2 = m_s z_2$	
顶圆直径	D_{e1}	$D_{e1} = d_{d1} + 2f_0 m_s + 2\xi_1 m_s$ $= (z_1 + 2f_0 + 2\xi_1) m_s$	$D_{e1} = d_{d1} + 2f_0 m_n + 2\xi_{n1} m_n$
	D_{e2}	$D_{e2} = d_{d2} + 2f_0 m_s + 2\xi_2 m_s$ $= (z_2 + 2f_0 + 2\xi_2) m_s$	$D_{e2} = d_{d2} + 2f_0 m_n + 2\xi_{n2} m_n$
根圆直径	D_{i1}	$D_{i1} = d_{d1} - 2f_0 m_s - 2c + 2\xi_1 m_s$	$D_{i1} = d_{d1} - 2f_0 m_n - 2c + 2\xi_{n1} m_n$
	D_{i2}	$D_{i2} = d_{d2} - 2f_0 m_s - 2c + 2\xi_2 m_s$	$D_{i2} = d_{d2} - 2f_0 m_n - 2c + 2\xi_{n2} m_n$
齿顶高系数	f_0	$f_0 = 1$ (在特殊情况下 $f_0 = 0.8$)	
基圆半径	r_{01}	$r_{01} = 0.5 d_{d1} \cos \alpha_d$	$r_{01} = 0.5 d_{d1} \cos \alpha_{0s}$
	r_{02}	$r_{02} = 0.5 d_{d2} \cos \alpha_d$	$r_{02} = 0.5 d_{d2} \cos \alpha_{0s}$
法向剖面内的刀具角	α_{0n}	$\alpha_{0n} = \alpha_d = 20^\circ$	$\alpha_{0n} = \alpha_d = 20^\circ$
端面内的刀具角	α_{0s}	$\alpha_{0s} = \alpha_d = 20^\circ$	$\text{tg } \alpha_{0s} = \frac{\text{tg } \alpha_{0n}}{\cos \beta_d} = \frac{\text{tg } \alpha_d}{\cos \beta_d}$
端面内的啮合角	α_s	$\alpha_s = \alpha_d = 20^\circ$	$\alpha_s = \alpha_{0s}$
轮齿在分度圆柱上的倾斜角	β_d	$\beta_d = 0$	斜齿轮 $\beta_d = 7 \sim 25^\circ$ 人字齿轮 $\beta_d = 25 \sim 35^\circ$
齿数和	z_c	$z_c = z_1 + z_2$	
最小齿数	z_{\min}	$z_{\min} = \frac{2(f_0 - \xi)}{\sin^2 \alpha_d}$	$z_{\min} = \frac{2(f_0 - \xi_n) \cos \beta_d}{\sin^2 \alpha_{0s}}$

表 3 角度修正 ($\xi_c = \xi_1 + \xi_2 \neq 0$) 外啮合直齿圆柱齿轮传动的啮合

基本尺寸计算公式 ($f_0 = 1$)

啮合要素	符 号	计 算 公 式
中 心 距	A	$A = (0.5z_c + a)m_s = (0.5z_c + \xi_c - \psi)m_s = 0.5(d_1 + d_2)$
标准齿轮中心距	A_0	$A_0 = 0.5z_c m_s = 0.5(d_{d1} + d_{d2})$
齿顶降低系数	ψ	$\psi = \xi_c - a$
中心距分离系数	a	$a = \frac{A - A_0}{m_s} = \frac{A - 0.5z_c m_s}{m_s}$
法 向 模 数	m_n	$m_n = m$ (按 OCT 1597—表 1)
端 面 模 数	m_s	$m_s = m_n$
径 向 间 隙	c	$c = 0.25m_s$
齿 高	h	$h = 2.25m_s - \psi m_s$
分 度 圆 直 径	d_{d1}	$d_{d1} = m_s z_1$
	d_{d2}	$d_{d2} = m_s z_2$
节 圆 直 径	d_1	$d_1 = d_{d1} + \frac{2a}{z_c} d_{d1}$
	d_2	$d_2 = d_{d2} + \frac{2a}{z_c} d_{d2}$
顶 圆 直 径	D_{e1}	$D_{e1} = (z_1 + 2 + 2\xi_1 - 2\psi)m_s = d_{d1} + 2(1 + \xi_1 - \psi)m_s$
	D_{e2}	$D_{e2} = (z_2 + 2 + 2\xi_2 - 2\psi)m_s = d_{d2} + 2(1 + \xi_2 - \psi)m_s$
根 圆 直 径	D_{f1}	$D_{f1} = (z_1 - 2.5 + 2\xi_1)m_s = d_{d1} - (2.5 - 2\xi_1)m_s$
	D_{f2}	$D_{f2} = (z_2 - 2.5 + 2\xi_2)m_s = d_{d2} - (2.5 - 2\xi_2)m_s$
基 圆 半 径	r_{o1}	$r_{o1} = 0.5d_{d1} \cos \alpha_d$
	r_{o2}	$r_{o2} = 0.5d_{d2} \cos \alpha_d$
啮 合 角	α_s	$\text{inv } \alpha_s = \frac{2\xi_c}{z_c} \text{tg } \alpha_d + \text{inv } \alpha_d$
齿 数 和	z_c	$z_c = z_1 + z_2$
移 距 系 数 和	ξ_c	$\xi_c = \xi_1 + \xi_2$

表 4 不修正 ($\xi_1 = \xi_2 = 0$) 及高度修正 ($\xi_1 + \xi_2 = 0$) 圓錐齒輪傳動的啮合

基本尺寸計算公式

啮合要素	符 号	直 齿 齿 轮 ($\beta_d = 0$)	斜 齿 齿 轮 ($\beta_d \neq 0$)
分度圓錐的錐角	φ_{d1}	$\operatorname{tg} \varphi_{d1} = \frac{\sin \delta}{i_{12} + \cos \delta}$	当 $\delta = 90^\circ$ 时 $\begin{cases} \operatorname{tg} \varphi_{d1} = \frac{\xi_1}{\xi_2} \\ \varphi_{d2} = 90^\circ - \varphi_{d1} \end{cases}$
	φ_{d2}	$\operatorname{tg} \varphi_{d2} = \frac{i_{12} \sin \delta}{1 + i_{12} \cos \delta}$	
齿 頂 角	θ_1	$\operatorname{tg} \theta_1 = \frac{(1 + \xi_1) m_s}{L}$	$\operatorname{tg} \theta_1 = \frac{(1 + \xi_{n1}) m_n}{L}$
	θ_2	$\operatorname{tg} \theta_2 = \frac{(1 + \xi_2) m_s}{L}$	$\operatorname{tg} \theta_2 = \frac{(1 + \xi_{n2}) m_n}{L}$
齿 根 角	γ_1	$\operatorname{tg} \gamma_1 = \frac{(1.2 - \xi_1) m_s}{L}$	$\operatorname{tg} \gamma_1 = \frac{(1.2 - \xi_{n1}) m_n}{L \cos \beta_d} = \frac{(1.2 - \xi_{n1}) m_s}{L}$
	γ_2	$\operatorname{tg} \gamma_2 = \frac{(1.2 - \xi_2) m_s}{L}$	$\operatorname{tg} \gamma_2 = \frac{(1.2 - \xi_{n2}) m_n}{L \cos \beta_d} = \frac{(1.2 - \xi_{n2}) m_s}{L}$
分度圓直徑	d_{d1}	$d_{d1} = m_s \xi_1$	
	d_{d2}	$d_{d2} = m_s \xi_2$	
頂 圓 直 徑	D_{e1}	$D_{e1} = d_{d1} + 2h_{d1} \cos \varphi_{d1}$	
	D_{e2}	$D_{e2} = d_{d2} + 2h_{d2} \cos \varphi_{d2}$	
齿 头 高	h_{d1}	$h_{d1} = (1 + \xi_1) m_s$	$h_{d1} = (1 + \xi_{n1}) m_n$
	h_{d2}	$h_{d2} = (1 + \xi_2) m_s$	$h_{d2} = (1 + \xi_{n2}) m_n$
齿 高	h	$h = 2.2 m_s$	$h = 2.2 m_n$
錐 距	L	$L = \frac{d_{d1}}{2 \sin \varphi_{d1}} = \frac{d_{d2}}{2 \sin \varphi_{d2}}$ 当 $\delta = 90^\circ$ 时 $L = 0.5 d_{d1} \sqrt{1 + \left(\frac{\xi_2}{\xi_1}\right)^2} = 0.5 m_s \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$	
法向模数	m_n	$m_n = m$ (按 OCT 1597—表 1)	$m_n = m_s \cos \beta_d$
端面模数	m_s	$m_s = m_n$	$m_s = m$ (按 OCT 1597—表 1)
齿寬与錐距之比	q_κ	(参看表 8)	
齿 寬	B	$B = q_\kappa L$	
輪齿沿分度圓錐的傾斜角	β_d	$\beta_d = 0$	$\beta_d = 12 \sim 30^\circ$ 但不小于 $\beta_d = \operatorname{tg}^{-1} \left[\frac{\pi m_s}{B} (1 - q_\kappa) \right]$

为了消除斜齿輪工作时的軸向力,有时采用双冠斜齿輪或人字齿輪傳动,但由于制造上和結構上的缺点,这种傳动还未获得广泛的应用。

b) 圓錐齿輪傳动

圓錐齿輪制造起来比較困难(特別是較大的圓錐齿輪),同时圓錐齿輪常常不可能避免裝成悬臂位置,如果有一个圓錐齿輪(常是齧輪)裝成悬臂位置,就会使載荷不能沿齿寬均匀分布而常集中在一角。因此,圓錐齿輪傳动只应用于中小功率的傳动。虽然圓錐齿輪制造成本比圓柱齿輪要高些,安裝也复杂些,但由于在机器的結構和布置上,常常需要兩相交軸之間的齿輪傳动,因此圓錐齿輪在机械制造中的应用仍然是非常广泛的。最常用的圓錐齿輪傳动,兩軸間的交角为 90° 。由于切制大型圓錐齿輪的机床并不普遍,所以在圓錐圓柱齿輪联合的傳动中,應該把圓錐齿輪布置在高速級傳动。

直齿圓錐齿輪用在 $v \leq 2$ 米/秒的情况下,但是如果防尘密封不好,或是須要反向迴轉傳力,或是沒有制造斜齿圓錐齿輪的設備,不能采用斜齿圓錐齿輪时,仍然須要采用直齿圓錐齿輪傳动。

斜齿和曲齿圓錐齿輪制造比較困难,但具有結構紧凑、運轉平穩、噪音小等优点,因此这种齿輪的应用已經逐漸广泛。斜齿圓錐齿輪用于单件生产或少量生产;曲齿圓錐齿輪則用于大量生产。

§ 2, 制造齿輪用的材料

在机械制造中,制造齿輪用的材料主要是鋼,其次是鑄鉄。为了使運轉平穩和減輕噪音,有时用塑料、木材或皮革来制造齿輪。

(一) 鋼齿輪

按照輪齿工作表面强度来考虑,齿輪的載荷能力是随着表面硬度的提高而增大的,鋼齿輪經過热处理,可以提高輪齿工作表面硬度,因而可以使傳动的尺寸和重量达到最小。所以,現在鋼是制造齿輪的主要材料。而且对于具有最小尺寸与重量的、承受重載荷的重要傳动來說,鋼又是制造齿輪的唯一材料。

按照載荷能力和制造工艺,鋼齿輪可以分为下列两类: 1) 輪齿工作表面硬度 $H_B \leq 350$ 的齿輪; 2) 輪齿工作表面硬度 $H_B > 350$ 的齿輪。

第一类齿輪輪齿的精切是在經過最后热处理以后进行的。这类齿輪采用的鋼有: 尤5和尤6 普通碳鋼(重 4-52), 40、45、50、50 \angle 等優質碳鋼(重 5-55), 40 M 、40 M 2 H 、35 M 1 H 、30 M 2 H 3 H 等合金鋼(重 7-52)。为了得到更高的机械性質,優質碳鋼和合金鋼齿輪可以进行調质处理(即在淬火之后进行高温回火),这时鋼的机械性質与齿輪的尺寸和毛坯形状有关。图 1 中在下方繪有各种构造的齿輪毛坯的簡图,根据簡图剖面 S 的尺寸,就可从图 1 查出鋼的强度限 σ_B 和布氏硬度 H_B 。

第二类鋼齿輪,其工作表面硬度須要通过表面硬化获得。因为硬度很高,切削須在热处理之前进行,热处理之后只能磨齿或研齿。实践証明,輪齿工作表面硬度提高一倍,就

52985

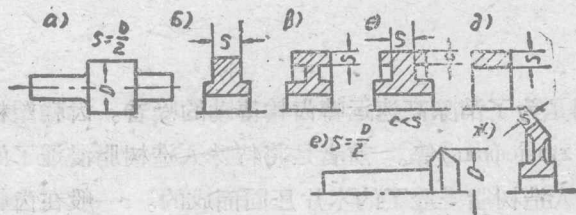
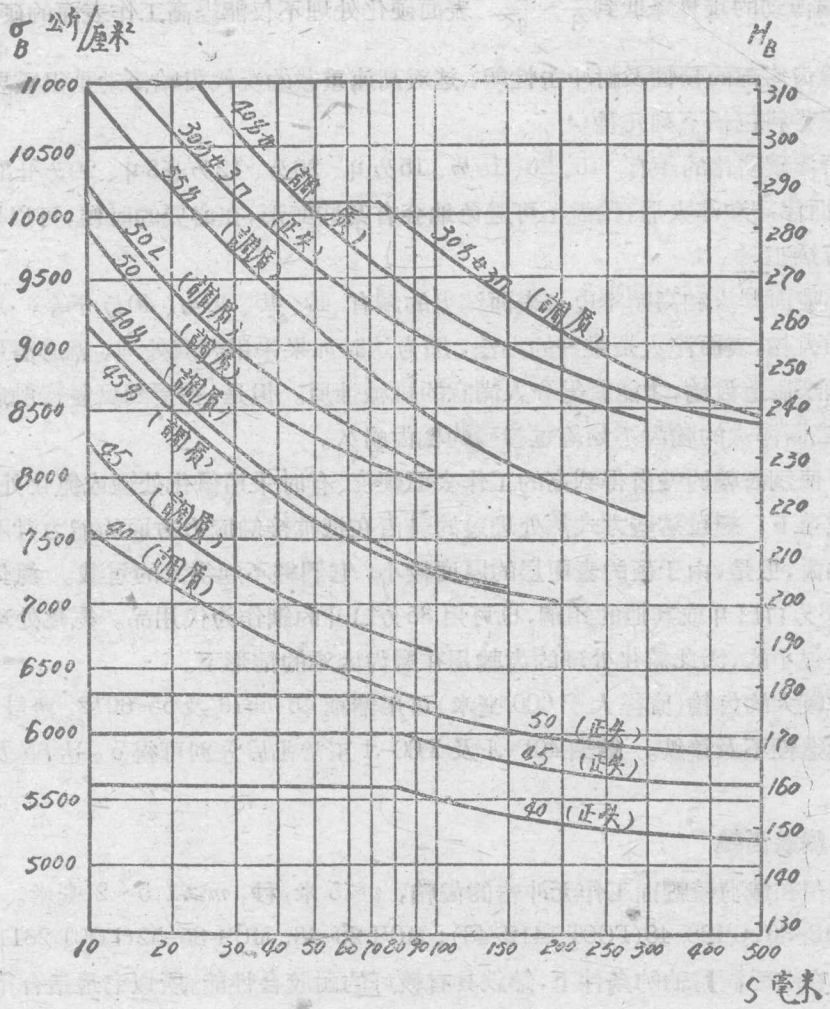


图 1

能使齒輪傳動的重量降低到 $\frac{1}{3} \sim \frac{1}{4}$ 。表面硬化處理不僅能提高工作表面的硬度，而且還能保持齒輪內部的韌性及耐沖擊性能，這對高速重載的現代齒輪傳動是很重要的。這一類的齒輪材料包括下列幾種：

表面滲碳硬化的鋼有 15、20、15Ф、15ФH、20Ф、12ФЖ3H、20ФЖ3H、20ФH 等，在表面滲碳和淬火後，齒輪不可避免地會有某些變形，在必要時，可以用磨光的方法來進行矯正。

火焰表面淬火和高頻率電流表面淬火的鋼有 40、45、40Ф、40ФЖ等。對於剖面尺寸較大的齒輪，表面淬火是最好的辦法，因為這時如果採用調質處理，就必需用價格很貴的合金鋼來製造齒輪，才能獲得令人滿意的機械性質。但是，在受到反復接觸載荷的情況下，施行表面淬火的齒輪不如經過滲碳的齒輪耐久。

為了使鋼齒輪的齒輪得到高的工作表面硬度、有時採用氰化處理或氮化處理的辦法。在穩定載荷下，經過這些方式熱處理過的齒輪在抵抗接觸應力方面的能力並不低于經過滲碳的齒輪，但是，由於硬的表面層的厚度較小，它們經不起很大的過載。氮化處理的齒輪使用 38ФHЛH 或其他的鉬鋼，也可用 35ФЛH 的鋼作為代用品。氮化處理以後的變形程度是很小的，因此氮化處理的齒輪用在磨齒困難的情形下。

尺寸較大的齒輪（直徑大於 600 毫米）可用鑄鋼 45-5516 及 55-6012，設計時應注意鑄鋼的鑄造性不及鑄鐵。鑄鋼 40Г-Л 及 ХГС-Л 正常化後分別可得 σ_B 達 65 及 70 公斤/毫米²。

（二）鑄鐵齒輪

鑄鐵用在載荷較輕而工作無沖擊的齒輪， $v \leq 5$ 米/秒， $m \geq 1.5 \sim 2$ 毫米。常用的鑄鐵有 СЧ 18-36，СЧ 28-48 (ГОСТ 1412-48)；МСЧ 28-48，МСЧ 35-52 (ГОСТ 2611-44) 和球墨鑄鐵。在缺乏潤滑油的條件下，鑄鐵具有較好的耐膠合性能，所以它最適合用在開式傳動。

改性灰鑄鐵、球墨鑄鐵和合金鑄鐵（特別是經過等溫淬火）的接觸強度要比同硬度的鑄鋼高，同時由於成本低、鑄造性好，所以在閉式齒輪傳動中也常用它們來代替鑄鋼。但是如果齒輪的工作寬度大或是載荷易於偏集於一角的傳動，很容易發生折角破壞，不宜採用鑄鐵。

（三）塑料齒輪

塑料齒輪的應用是為了消除高速運轉齒輪傳動的噪音。齒輪塑料有夾布膠木 (текстолит) 和木板層塑料 (лигнофоль) 等。前者是將特殊人造樹脂浸透了的棉織物在高溫下壓成的；後者是將特殊人造樹脂浸透了的木片壓固而成的。一般在齒輪副中有一個齒輪用塑料製造，另一個由鑄鐵或淬火鋼製造。塑料齒輪的主要缺點是載荷能力（抗彎強度）低。塑料齒輪的齒圈寬度應該比同它們在一起工作的金屬齒輪的寬度要小些。

在表 5 中列出選擇齒輪材料的一些范例、熱處理方法及其硬度。

表 5 齒輪材料、硬度及其組合舉例

材料牌號及熱處理		輪齒工作表面硬度		相對功率近似值		應用範圍
齒輪	齒輪	齒輪	齒輪	直齒傳動	斜齒傳動	
40, 45, 50	35, 40					固定式機械
50 Δ	40, 45, 50 Δ					
40 ψ	40, 45, 50, 40 ψ					
40 ψ 廿	40, 40 ψ , 40 ψ 廿					
調質	調質或正火	見圖 1	見圖 1	1	1.3	
表面或整體淬火	調質	$R_c=40\sim50$	見圖 1	1	2	
表面淬火		$R_c=40\sim55$	$R_c=40\sim55$	2	2.4	固定式機械和對降低重量和外形尺寸無嚴格要求的運輸機械
整體淬火		$R_c=40\sim55$	$R_c=40\sim55$	2.4	2.8	
40, 45, 50 50 Δ , 40 ψ , 40 ψ 廿	50 II, 55 II					固定式機械
調質	正火	見圖 1	$H_B=160\sim200$	0.5	0.75	
表面淬火	正火	$R_c=80\sim52$	$H_B=160\sim200$	0.5	1~1.2	
15 ψ , 20 ψ 等滲碳淬硬		$R_c=58\sim63$		3	3.5	運輸機械
12 ψ 廿 3 II, 20 ψ 廿 3 II, 18 ψ Δ 滲碳淬硬		$R_c=56\sim63$		4	5	對外形尺寸有嚴格要求的固定式機械
40, 45, 50 Δ 等	CY35-56 CY32-52	見圖 1		0.65	0.8	固定式機械
	CY35-56 CY32-52			0.8	1	固定式機械
鋼 鑄鐵	夾布膠木			0.15	1	對工作安靜具有較高要求的機械。
夾布膠木	鋼 鑄鐵					

§ 3, 輪齒的損壞型式

齒輪最重要的部分是輪齒。輪齒在工作中損壞的型式依工作條件和材料而有所不同,常見的有以下五種:

(一) 齒面點蝕(鱗剝)

由於輪齒表面是曲面,當一對齒相接觸時,在齒面接觸區域內就要產生接觸應力,齒輪工作時,接觸應力是按脈動循環而變化的(兩齒未嚙合時,齒面接觸應力為零;兩齒嚙合時,當齒面上某點已進入接觸,則該點接觸應力就變為最大值),如果接觸應力超過材料的耐久限,齒輪工作一定時期以後,在齒面上就產生了微觀的疲勞裂紋。這種疲勞裂紋逐步蔓延和擴展,就使得金屬微屑剝落下來而形成麻斑。開始時麻斑剛剛能看得出來,然後漸漸地成長,它的直徑可以達到5毫米或大於5毫米。

點蝕發生以後,輪齒的接觸表面將迅速地減小,潤滑油又要被壓進已形成的麻斑中。所有這些情況,不僅要加速輪齒工作表面的疲勞破壞;同時也要加速它的磨損和擠壓損壞。出現的變形也將破壞嚙合的正確性和引起很大的動載荷,這就更加加速了齒輪傳動的報廢。

實踐顯示,疲勞麻斑一般都出現在齒根上靠近極綫的部分*(圖2)。

當輪齒表面加工不夠光而有若干凸起部分時,則這些部分由於接觸應力很高也會發生強烈的點蝕,但如果輪齒工作表面硬度不高($H_B < 350$),在點蝕以後表面會被展平,因而點蝕也就停止發展,這種點蝕叫做局限性的點蝕,它和以上所述的发展性的點蝕是不同的。產生局限性點蝕的齒輪,仍能繼續工作,但為了防止進入潤滑油中的金屬屑末造成齒面的磨損,當點蝕停止發展之後,應即更換齒輪箱中的潤滑油。當輪齒工作表面硬度很高時(例如 $H_B > 450$),通常就不會出現局限性點蝕,因為齒面上一發生小的麻斑,斑壁就產生脆性的破碎和剝落,使麻斑迅速擴展。因此,工作表面硬度很高的齒輪,輪齒表面光度也要求高一些。

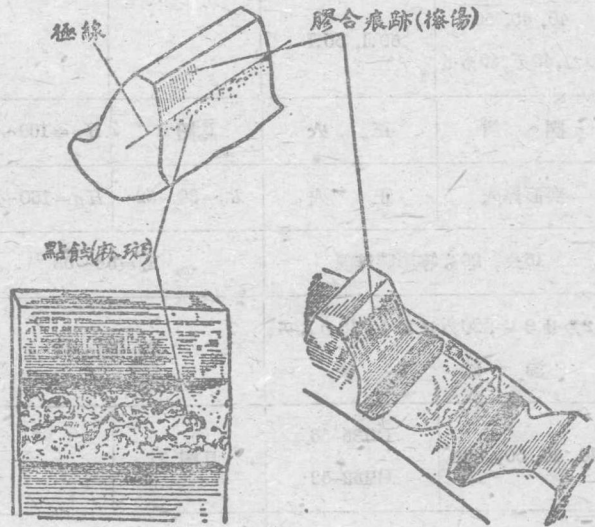


圖 2

對閉式齒輪傳動,特別是對於輪齒工作表面硬度 $H_B < 350$ 的鋼齒輪(因為工作表面硬度愈低,接觸應力的耐久限也愈低)齒面點蝕損壞是最常見的一種損壞型式。開式齒輪

* 參看柯爾欽(Н. И. Колчин)主編機械零件第16章第3節。

傳動，由于齿面磨損很快，不易产生点蝕的現象。

由于在輪齿节点(理論上，兩齿在这一点作純滾動接觸)附近，点蝕的情况最严重，所以設計齿輪时应限制节点上的接触应力，使不超过許用应力。根据这一原則所进行的輪齿計算，叫做按接触强度的計算。

潤滑油常能沾进疲劳裂紋內，加速裂紋的扩展。研究証明，提高潤滑油的粘度可以延緩点蝕的发生。

(二) 輪齿折断

齿輪在工作时，輪齿的受力情况有如承受弯曲的悬臂梁一样，在齿根部产生最大的弯曲应力。如果齿輪不逆轉，且只和另一个齿輪相嚙合，弯曲应力是按脉动循环而变化的；如果齿輪逆轉，或者同时和两个或两个以上的齿輪相嚙合(齿輪同时为主动輪和从动輪)，弯曲应力就按对称循环而变化。如果弯曲应力超过了材料的弯曲耐久限，齿輪工作一定时期后，在齿根圓角处也要产生疲劳裂紋，这个裂紋逐渐扩展和加深，最后必然形成輪齿的折断(图 3, a)

直齿齿輪发生輪齿折断时，其断裂面一般均沿着齿根方向；斜齿或人字齿輪，由于齿的接触綫是傾斜的，所以它的断裂面常常从齿根开始扩展至齿頂而形成傾斜的剖面。

由实验研究得知，在不逆轉的齿輪上，疲劳裂紋一般都是产生在輪齿受拉应力的那一边齿根。

在切齿时齿根部分圓角过小或留有刀痕，因而在齿根部分有应力集中；或在开式齿輪傳动中，齿面有严重的磨損，因而齿根危險剖面减小，都是导致輪齿折断的原因。

除以上所述外，輪齿折断也可因以下原因而发生：(1) 輪齿材料的冲击韌性不够，在过载或冲击下，突然断裂；(2) 齿輪制造安装不精确或由于輪齿的变形、軸和軸承的变形，以致使載荷集中在齿的一端，因而造成齿的一端断裂。

开式齿輪傳动以及輪齿工作表面硬度較大($H_B > 350$)的閉式齿輪傳动，常由于輪齿折断而形成齿輪的报废，为了防止輪齿折断，在設計时应限制齿根部分的弯曲应力，使不超过許用应力。根据这一原則所进行的輪齿計算，叫做按弯曲强度的計算。此外，还应该注意切齿技术条件、齿輪材料、安装等，輪齿的寬度也应该有一定的限制。

疲劳裂紋

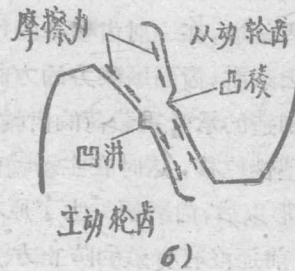
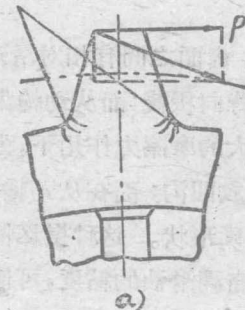


图 3

(三) 齿面磨損

齿面磨損是由于金属屑末、杂质、砂尘等进入相啮合的两齿之間而造成的。

齿面磨損也可能由于工作表面加工光度不高或潤滑油不足，因而使金属直接接触而造成的。这种性质的磨損叫做跑合性磨損。經跑合性磨損以后，齿面逐渐磨光，因而这种磨損也便停止。但如两齿輪的工作表面硬度相差很大，而較硬的齿輪表面加工光度又不够时，跑合性磨損要延續很长的时间。因此，对于和調质鋼齿輪在一起工作的淬火齒輪，应保証它有足够的表面光度。

輪齿产生严重的磨損以后，弯曲强度就要降低；而且齿形变得不准确，因而工作时产生很大的附加动载荷和噪音。

对开式齿輪傳动来讲，齿面磨損是主要的损坏型式。因此的设计齿輪时，理論上应该以限制工作期限内齿面的磨損量为原则，但这种方法还不够成熟，使用不多，目前对开式齿輪傳动仍以弯曲强度作为計算的主要依据。

閉式齿輪傳动，因有封閉的箱壳和良好的潤滑条件，齿面磨損情况不严重，只需在设计时注意箱壳的密封装置，防止灰砂侵入；对箱壳结构方面应使油池底面和齿輪保持一定距离，使油內渣滓得以沉淀。此外要注意表面加工光度，安装时应注意齿面跑合。

(四) 齿面胶合

当一对齿面接触时，如压力很大又缺乏潤滑，或虽有潤滑而不能保証生成連續的油膜，这时两齿面常易发生互相胶住(类似焊接起来)的现象，因而材料較軟的齿面被擦伤，形成許多沿滑动方向的沟紋(图2)这种现象叫做齿面胶合。

发生胶合以后，齿面变得很粗糙，因而加速了齿面的磨損，情况严重的，齿輪經几小时就报废了。

在下述两种情况下，最易发生胶合的现象：(1)压力和速度都很高，使得輪齿接触部分的温度也上升很高，因而潤滑油的粘度降低，从接触面間被挤出来；(2)压力很高，速度过低，以致不能形成隔开接触表面的油楔时。

为了防止胶合现象，在设计齿輪时可以限制局部高温，使它不超过一定的限度。这方面的計算，現在还没有在工业中获得广泛的应用。另一种防止胶合的有效办法是采用粘度較高的潤滑油，或采用特殊的防胶合潤滑油。

(五) 齿面塑性变形

从机械原理課程知道，在一对齿啮合的过程中，齿面之間有相对滑动，因而产生滑动摩擦力。对主动輪齿来讲，齿面摩擦力的方向总是背向极綫；而从动輪齿齿面摩擦力总是指向极綫。用軟鋼制造的承受重载荷的齿輪，在过大的摩擦力作用下，齿面表层分子会沿摩擦力的方向产生塑性位移，这时在主动輪齿上形成凹沟；而在从动輪齿上形成凸棱(图3, δ)。发生塑性变形以后，齿廓便失去了原有的正确形状。这种损坏情况仅在低速傳动中表现得最突出，目前还没有有效的防止方法。提高潤滑油的粘度，可使这种情况稍有改善。已产生的凸棱应即时把它鏟光。