

(2) 轴衬壁厚 有减薄趋势,如轴颈直径为150mm时,橡胶厚度3.2mm;轴径510mm时,胶层厚7.8mm。

(3) 无压自流润滑方式 对于每10mm的轴颈直径长度;每分钟供给1.8~3.5L水。这样在轴颈线速度达0.76m/s时,摩擦系数仅0.001。在采用流体压力润滑时,橡胶须有较低的硬度和较薄的厚度,如邵氏硬度70,以利于形成动态压力区,将转动着轴浮起与轴承表面脱离。

(4) 轴承运转间隙,在轴颈直径25mm时为0.076~0.178mm;在300~400mm时,间隙达1.1~1.5mm。

(5) 橡胶轴承的静摩擦系数 在轴静止几分钟或更长时间,起动的静摩擦系数达0.4。采用较薄较硬的橡胶层和添加炭黑为主的填料,能减小静摩擦系数。

3 塑料齿轮设计

塑料齿轮不但用于精密机械的齿轮传动,而且正逐步应用到较大功率的机械传动中。由于塑料齿轮噪声低,惯性小,抗腐蚀,成本低,能在无润滑条件下运行,所以在仪表电子工业中有广泛应用。

3.1 齿轮成型

目前,生产中大量应用的是模数小于1.5mm的小模数齿轮。它能一次性注射成型,生产率高,成本比金属齿轮显著降低。注塑齿轮常用材料有聚甲醛、聚酰胺、聚碳酸酯和聚砜等。用于功率传动的大模数塑料齿轮的成型较为困难,往往用热压成型或切削加工齿形,并需进行热处理。

3.1.1 结构设计

在设计塑料齿轮时,要从塑料特性考虑齿轮的形状。基本要求是壁厚均匀和形状对称,不均匀的壁厚会引起不均匀的收缩,以致产生内应力、凹陷、缩孔等。齿顶圆在50mm以下的小齿轮,齿轮宽度为1.5~3.5mm,一般为薄片式。较大的齿轮采用整体辐板结构避免在轮辐板上开孔,如图2.9-10所示。辐板的布置要对称,辐板的变形会影响到轮齿精度,不均匀的变形最终影响到一对齿轮的啮合质量,既减小齿轮啮合时的实际啮合线长度,也减小了沿齿廓曲面的接触线长度。

采用斜齿圆柱齿轮,可获得较好传动能力,并能减小噪声。但由于塑料弹性模量低,刚性差,如果负载较大,对一个齿的变形也会是不均匀的,从而导致塑料斜齿轮工作时的实际传动精度较低。加上模塑斜齿轮的模具加工困难,除特别需要外,一般均采用直齿圆柱齿轮。

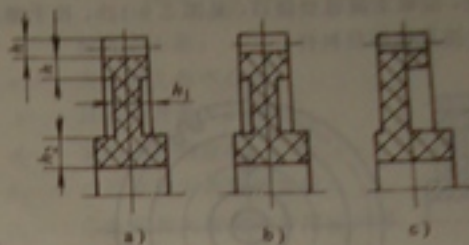


图 2.9-10 塑料齿轮的结构设计

a) 对称辐板 b) 偏向一侧 c) 偏向一端

h —全齿高 $h_1 \geq 1.1h$ $h_2 \geq 1.2h$

无论是双联、三联齿轮,还是齿轮和带轮的双联,都应将齿廓置于模具的一侧,它们和锥齿轮、蜗轮等的设计更需注意其结构的合理性和可模塑性。见图2.9-11,除保证壁厚均匀外,还要注意浇口的位置,以防止残余应力影响其尺寸精度。

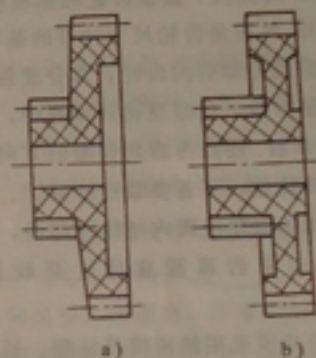


图 2.9-11 双联齿轮设计

a) 应避免 b) 壁厚一致

齿轮应以孔或整体型出轴的中心线为基准,并为模具设计和装配明确基准端面。按照渐开线圆柱齿轮精度推荐的齿坯公差数值表,确定孔或轴,基准端面及齿顶圆的尺寸公差和形位公差。

3.1.2 成型条件

模具结构及其制造精度,对保证齿轮精度至关重要。模具的型芯固定与型腔都应在动模边。多联齿轮型腔应设在分型面的同一侧。一模一件的模具结构,对提高齿轮精度有利。也有相互啮合的两个齿轮放在同一副模具里。

此外,模具浇口类型和位置,也是影响齿轮精度的因素。聚甲醛、聚酰胺等齿轮模具,多采用点浇口。单点浇口位置,是偏心安排的。对于较大或精度较高的齿轮,以采用正三角形排列的三个点浇口为好,见图2.9-12a。也有用四个点浇口的,多点浇口的直径愈大,

则模型齿轮精度愈高。聚碳酸酯等高精度熔体的塑料齿轮,应取主流道型浇口,见图2.9-12b,位于型腔中央并使用锥形拉料杆。

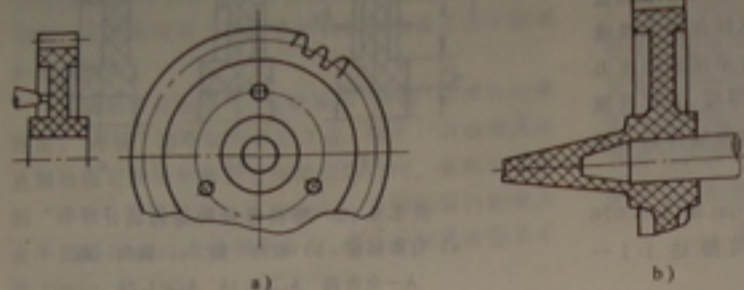


图 2.9-12 模型齿轮的浇口位置

a) 多点式点浇口 b) 主流道型浇口

齿轮模具型腔和渐开线齿廓放大估算是相当复杂的,假如影响制品收缩的各种因素都能得到有效控制,塑料齿轮各尺寸和形状收缩较均匀,则齿轮型腔应有一个模数 m ,其值大于被塑齿轮的标准模数。

众所周知,模数是齿轮尺寸计算的基本参数。塑料熔体注入模腔经冷却后的齿轮,其分度圆应具有标准模数和标准压力角。在型腔设计计算时,用型腔模数 m 计算各个参数,还需考虑到收缩的方向性和齿轮各部位参数的特殊性,对各参数进行修正。如由于轮齿冷却快,而整个齿轮根圆内柱体冷却慢,计算公法线长度收缩率,应取齿顶圆直径计算收缩率的0.8倍。

塑料齿轮必须采用精密模具注塑。通常是用电火花加工模具型腔为模型高精度的塑料齿轮,用非标准的以型腔齿轮模数 m 和对应压力角 α 制造专门滚刀,来加工电极齿轮,若利用电极下降时又能回旋转的特殊夹具,能加工斜齿轮的型腔,但螺旋角不能大于 10° 。

线切割加工齿轮型腔,可用型腔齿轮模数 m 和压力角 α 计算编程。可采用冷挤方法挤出整体式齿轮型腔,也可采用电铸方法制造齿轮型腔。

模型成型是最后决定塑料齿轮精度的重要步骤。在注塑过程中,用双面啮合综合检查仪,不断地对塑料齿轮进行检测,随时调整和控制注塑工艺条件,也是保证齿轮精度的一项重要技术措施。

3.1.3 齿轮测量

塑料齿轮的一般测量,包括公法线长度变动量 ΔF_n ,以保证侧隙;齿圈径向跳动 ΔF_r ,以保证传递运动的准确性;用投影仪测量齿形误差 ΔF_f ,以保证载荷分布的均匀性。这样单项精度测量的效率很低,建议采用表2.9-15的检验组。

在表2.9-15四项中, ΔF_n 、 Δf_n 、 ΔE_n 三项误差数据可在齿轮双面啮合综合检查仪上方便地测出。双面啮合仪除不能反映齿廓的切向误差外,齿廓双面的转角误差都能反映,也能间接反映齿圈毛坯的端面跳动,以及齿廓与中心孔的偏心误差。

此外,塑料齿轮有较高的弹性变形,测量时必须有一定测量力才能保证测量准确。在双面啮合仪上,应根据齿轮的宽度和模数合理地施加测量力,图2.9-13为测量力数值。

表 2.9-15 精密塑料齿轮的检验组

精度指标	检验项目	公差符号
传递运动的准确性	$\Delta F_n'$ 径向综合误差	F_n'
传动的平稳性	$\Delta f_n'$ 径向相等齿综合误差	f_n'
载荷分布的均匀性	ΔF_f 齿向误差	F_f
侧隙	$\Delta E_n'$ 双啮合中心距偏差	E_n' 、 E_n''

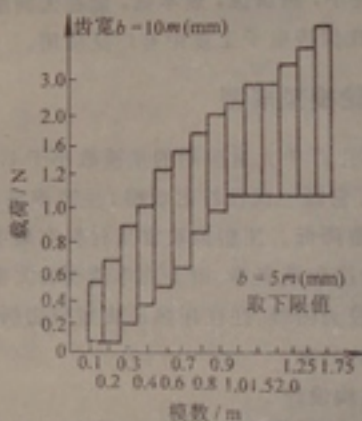


图 2.9-13 测量力与模数、齿宽的关系

3.2 齿轮几何参数计算

如图2.9-14所示,实线代表所需的渐开线齿廓。如果注塑模型腔齿轮按标准齿轮制造,由于塑料的收缩,冷却固化后的塑料齿轮的齿廓将如虚线所示那样,齿顶变窄,齿根变厚。为此,制造型腔的电极齿轮的压力角,必须按收缩率减小,制造电极的齿轮滚刀的压力角,应作相应修正

$$\cos \alpha_s = (1+S) \cos \alpha \quad (2.9-14)$$

式中 α_s ——模具型腔齿轮的压力角;

α ——模型齿轮的压力角,为标准压力角 $\alpha = 20^\circ$;

S ——该种塑料的平均注塑收缩率。

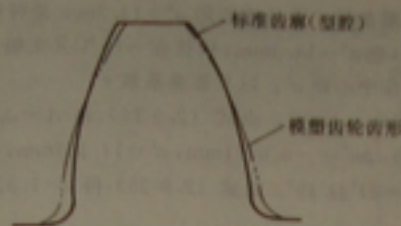


图 2.9-14 标准齿轮和模型齿轮的轮齿比较

型腔齿轮还必须修正的几何参数有模数、分度圆直径和周节等, 它们为

$$m_c = (1+S)m \quad (2.9-15)$$

$$d_c = m_c z \quad (2.9-16)$$

$$t_c = \pi m_c \quad (2.9-17)$$

式中 m_c ——模具型腔齿轮的模数;
 m ——模型齿轮的模数, 按国标的系列取;
 d_c ——模具型腔齿轮的分度圆直径;
 t_c ——模具型腔齿轮的周节;
 z ——齿数。

其余几何参数均用 a_c 及 m_c 计算, 包括公法线长度等。

显然, 要模型具有标准齿轮齿廓的塑料齿轮, 其模具型腔齿轮的齿廓的渐开线, 应比标准齿轮的渐开线平直, 其曲率半径稍大。为此, 需用专门的非标准滚刀来加工齿轮电极。

齿轮传动的圆周方向的侧隙, 是正常啮合传动的保证。为此, 对塑料齿轮传动的侧隙及对应的两齿轮的中心距, 要经过严密的计算。

用双啮合中心距测量仪, 对塑料齿轮进行测量, 测量被测齿轮的中心距变动量, 可方便地换算成单个齿轮的圆周侧隙 j 。

$$j_s = -E_s'(2\tan\alpha) \quad (2.9-18)$$

制得的标准塑料齿轮, 其双啮合中心距的上偏差 $E_{s_u}' = 0$, 双啮合中心距下偏差 E_{s_l}' 的值等于 E_s' , 也就是按齿轮国标中 a 类侧隙制造。由于单个齿轮的上偏差极限侧隙是零, 所以必须严密算出适当的中心距分离量, 以保证运转中有适当的齿轮副的侧隙。齿轮副侧隙 j 定义为一个齿轮固定, 另一齿轮所能转过的分度圆弧长。若已知标准齿轮的标准中心距, 可由下式计算

$$j_s = \frac{a'}{a} (\pi m - (S_1 + S_2) + 2a(\text{inv}\alpha' - \text{inv}\alpha)) \quad (2.9-19)$$

$$a = \frac{1}{2} m (z_1 + z_2) \quad (2.9-20)$$

$$\cos\alpha' = \frac{a}{a'} \cos\alpha \quad (2.9-21)$$

式中 a ——标准中心距;
 a' ——实际的工作中心距;
 α ——标准啮合角, $\alpha = 20^\circ$;
 α' ——实际工作啮合角;
 z_1, z_2 ——小齿轮和大齿轮的齿数;
 S_1, S_2 ——小齿轮和大齿轮的分度圆齿厚。

塑料齿轮是标准齿轮, $S_1 = S_2 = \frac{1}{2} \pi m$, 所以可用下式计算齿轮副侧隙

$$j_s = 2a'(\text{inv}\alpha' - \text{inv}\alpha) \quad (2.9-22)$$

由于齿轮副中心距存在制造偏差 $\pm f_s$, 对于最小中心距, 对应的齿轮副的最小侧隙为

$$j_{s_{\min}} = 2\tan\alpha(\Delta r_1 + \Delta r_2 - f_s) \quad (2.9-23a)$$

对于最大中心距, 大小两齿轮的双啮合中心距都处于下偏差, 则齿轮副的最大侧隙

$$j_{s_{\max}} = 2\tan\alpha(\Delta r_1 + \Delta r_2 + f_s + E_{s_u}' + E_{s_l}') \quad (2.9-23b)$$

两式中 Δr_1 ——小齿轮节圆与分度圆半径之差;

Δr_2 ——大齿轮节圆与分度圆半径之差;

f_s ——中心距的极限偏差;

E_{s_u}' ——小齿轮啮合中心距偏差的公差;

E_{s_l}' ——大齿轮啮合中心距偏差的公差。

这两式中, $\Delta r_1 + \Delta r_2 = a' - a$ 。

塑料齿轮的实际工作距离, 不等于啮合齿轮在室温和干燥条件下装配时安装轴的中心距。塑料齿轮热膨胀和吸水后的齿厚增加, 齿轮副的侧隙减少需折算到中心距上。中心距的相对变动量 A , 可由下式计算

$$A = \left(\frac{a_1 z_1}{z_1 + z_2} + \frac{a_2 z_2}{z_1 + z_2} - a_{H1} \right) \Delta T + \left(\frac{M_{\varphi_1} z_1}{z_1 + z_2} + \frac{M_{\varphi_2} z_2}{z_1 + z_2} \right) \quad (2.9-24)$$

式中 a_1, a_2 ——小齿轮和大齿轮材料的线膨胀系数 ($^\circ\text{C}^{-1}$);

a_{H1} ——齿轮箱或支架材料的线膨胀系数 ($^\circ\text{C}^{-1}$);

$M_{\varphi_1}, M_{\varphi_2}$ ——小齿轮和大齿轮材料的吸水增长率 (mm/mm);

ΔT ——工作温度与装配检测时的室温之差 ($^\circ\text{C}$), $\Delta T > 0$, 工作温度高于装配时温度; 反之, $\Delta T < 0$ 。

在设计时, 首先需计算得到一对标准塑料齿轮啮合装配图上的公称中心距 a'' , 可由 $A = \Delta a' / a, a'' = a + \Delta a'$ 求得。在校核计算时, 已知室温下的装配中心距 a'' ,

先计算某温度和吸水率下的 A 值, 由 $A = \Delta a' / a''$, $\Delta a' = a'' - a'$, 计算得实际中心距 a' , 由此来校核该对齿轮副应满足侧隙 $j_s > 0$ 。

还需校核在降温及干燥工作条件下的实际中心距 a' , 由于此时 $a' > a''$, 应校核对应 a' 的齿轮啮合的重叠系数, 以保证齿轮副连续工作, 传动平稳, 达到一定的轮齿分担负载的程度, 即 $\epsilon > [\epsilon] = 1.2$, 重叠系数可由下式

$$\epsilon = \frac{1}{2\pi} [z_1(\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha') + z_2(\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha')] \quad (2.9-25)$$

式中 α_{a1} , α_{a2} ——小齿轮和大齿轮顶圆的压力角。

只有在特殊场合, 或者齿轮精度较低, f_s 及 E_s 值较大, 才需按最大与最小侧隙的极限条件进行校核计算, 如读数机构有转角误差 $[\varphi]$ 要求时, 就该如此, 圆周侧隙所对应转角

$$j_s = \frac{2j_{smax}}{a} = \frac{2j_{smin}}{mz} < [\varphi] \quad (2.9-26)$$

【例 2.9-1】 某收录机机芯的一对啮合齿轮 $m = 0.4$, $z_1 = 24$, 用聚酰胺 PA12 注塑成型, 其 $\alpha_1 = 1.04 \times 10^{-4}/^\circ\text{C}$, $M_{a1} = 0.0098$ (65%RH, 20°C), $z_2 = 47$, 用共聚甲醛 POM 制造, 其 $\alpha_2 = 1.3 \times 10^{-4}/^\circ\text{C}$, $M_{a2} = 0$, 用 08 薄钢片作支架, $\alpha_3 = 0.115 \times 10^{-4}/^\circ\text{C}$, 要求在 $-10^\circ\text{C} \sim 55^\circ\text{C}$ 能正常传动。

【解】 (1) 求 20°C 时该对齿轮安装轴的公称中心距 a''

由工作温度 55°C , 得 $\Delta T = 35^\circ\text{C}$, 又有吸水, 用式 (2.9-24) 解得 $A = \Delta a' / a'' = 0.00715$, 由标准中心距 $a = 14.2\text{mm}$, 可得 $\Delta a'$, 由此, $a'' = a + \Delta a' = 14.3\text{mm}$ 的圆整值。

(2) 按 $a'' = 14.3\text{mm}$ 安装, 校核齿轮副在 55°C 与吸水后的侧隙

当 55°C 且有吸水, 用式 (2.9-24) 得 $A = \Delta a' / a'' = 0.00715$, $\Delta a' = 0.102\text{mm}$, 实际工作中心距仅有 $a' = a'' - \Delta a' = 14.198\text{mm}$, $a' < a$, $a' < a''$, $j_s < 0$, 侧隙不能满足要求, 显而易见, $a'' = 14.302\text{mm}$ 时, $j_s = 0$ 。

当 45°C 且有吸水, $\Delta a' / a'' = 0.00606$, $\Delta a' = 0.0866\text{mm}$, 可得 $a' = 14.213\text{mm}$, 工作啮合角 $\alpha' = 20^\circ 8' 32''$, 由式 (2.9-22) 得 $j_s = 0.00925\text{mm} > 0$, 侧隙满足要求。

考虑到温度与吸水率不会同时

达到极限条件, 设计中心距 $a'' = 14.3\text{mm}$ 是可行的。

(3) 在 $a'' = 14.3\text{mm}$, 校核在 -10°C 又无吸水条件下的工作中心距 a' , 以及重叠系数 ϵ

$\Delta T = -30^\circ\text{C}$, 由式 (2.9-24) 得 $A = \Delta a' / a'' = 0.00329$, $\Delta a' = -0.0471\text{mm}$, $a' = 14.347\text{mm}$, 对应啮合角 $\alpha' = 21^\circ 31' 19''$, 由式 (2.9-25) 得 $\epsilon = 1.32 > [\epsilon] = 1.2$ 。

3.3 齿轮弯曲疲劳强度计算

齿顶受力时, 齿根危险截面的弯曲应力

$$\sigma_1 = \frac{KF_1}{bm} \quad Y_f \leq \sigma_y \quad (2.9-27)$$

$$K = K_s K_v K_f K_t \quad (2.9-28)$$

式中 b ——轮齿宽度 (mm);

m ——模数 (mm);

F_1 ——与分度圆相切的工作圆周力 (N);

Y_f ——齿顶受力时的齿形系数, 可由图 2.9-15 查得, 当小模数齿轮全齿高 $h = 2.35m$ 时, 应将查得 Y_f 乘以 $2.35/2.25$;

σ_y ——塑料齿轮的弯曲疲劳极限强度 (MPa);

K ——载荷修正系数;

K_s ——工作情况系数, 由表 2.9-16 查出;

K_v ——速度系数, 由图 2.9-16 和图 2.9-17 或由表 2.9-16 查得;

K_t ——温度系数, 由图 2.9-18 查得。

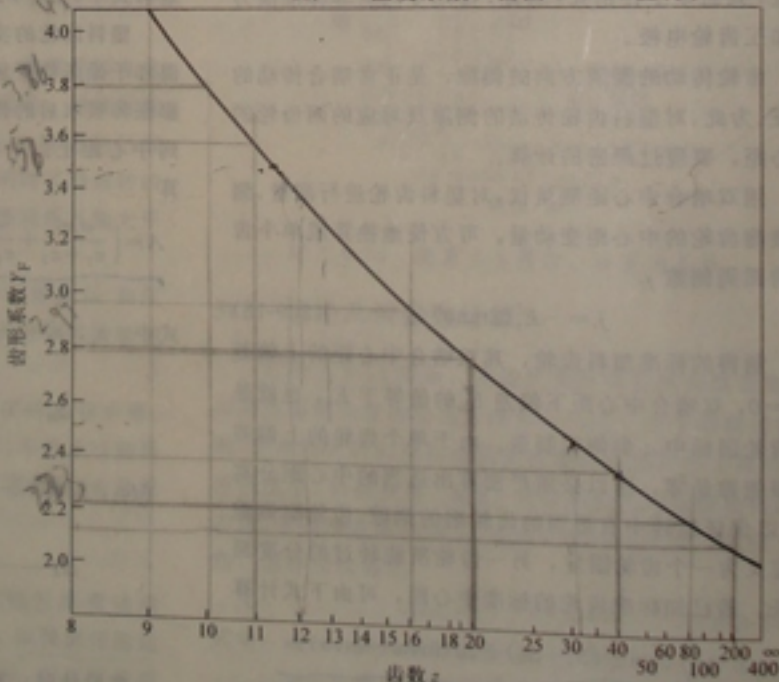


图 2.9-15 外齿轮的齿形系数 Y_f
($A = 2.25m$, $\alpha = 20^\circ$ 正常齿)

表 2.9-16 工作情况系数 K_v 或 $K_v K_f$

负载类型	连续工作 24h/d	正常工作 8h/d	间歇工作 3h/d	偶然工作 0.5h/d
平稳的	1.25	1.00	0.80	0.50
轻度冲击	1.50	1.25	1.00	0.80
中等冲击	1.75	1.50	1.25	1.00
严重冲击	2.00	1.75	1.50	1.25

注：对 PA 和 POM 齿轮，第一行为其 K_v ；对于其他塑料，表上查得的是 $K_v K_f$ 的值。

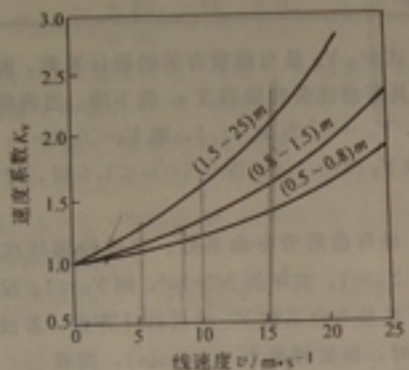


图 2.9-16 聚酰胺齿轮速度系数 K_v

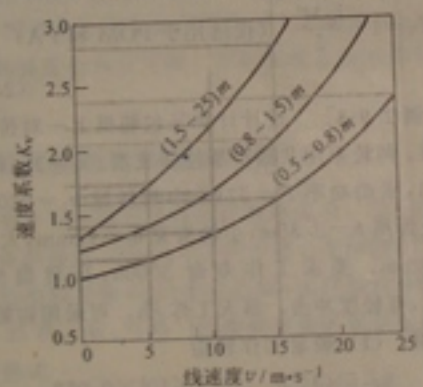


图 2.9-17 聚甲醛齿轮速度系数 K_v

由于塑料齿轮的制造和装配误差，运转时存在从动轮角速度忽快忽慢的现象。振动与冲击随着线速度增大而加剧，影响轮齿的弯曲疲劳强度。表 2.9-16 考虑了各种因素，对正常的平稳载荷下的试验条件进行修正。对于聚酰胺和聚甲醛两种材料，按表 2.9-16 中的平稳类型负载取得 K_v ，后，再由图 2.9-16 或图 2.9-17 以节圆线速度 v 查得 K_v 。对其他塑料材料，可由表 2.9-16 查得 $K_v K_f$ 的乘积值。

温度系数 K_t 可由图 2.9-18，根据齿轮的工作环境温度查出。该图上 POM 和 PA 的 K_t 曲线，是温度对它们的拉伸屈服强度试验结果绘成的，对其他材料也可加法绘制。各种塑料的强度对温度的敏感性有明显差别。

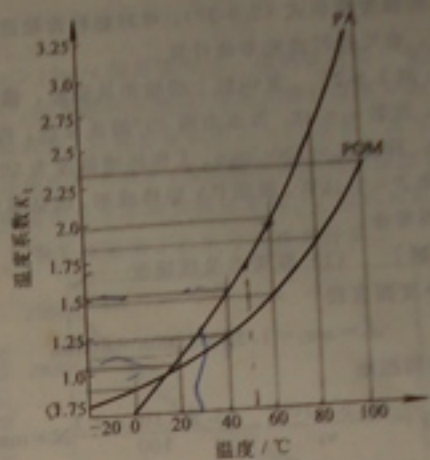


图 2.9-18 聚酰胺和聚甲醛的温度系数 K_t

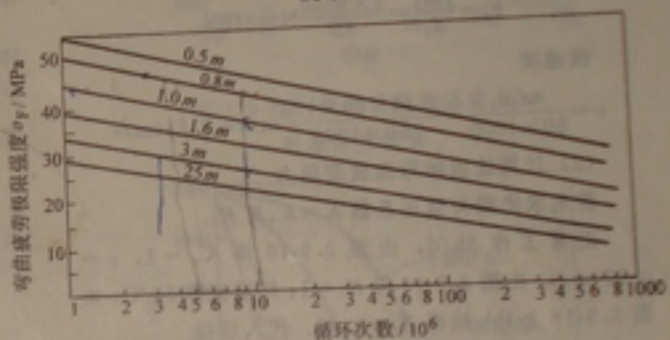


图 2.9-19 PA 齿轮弯曲疲劳极限强度 σ_b

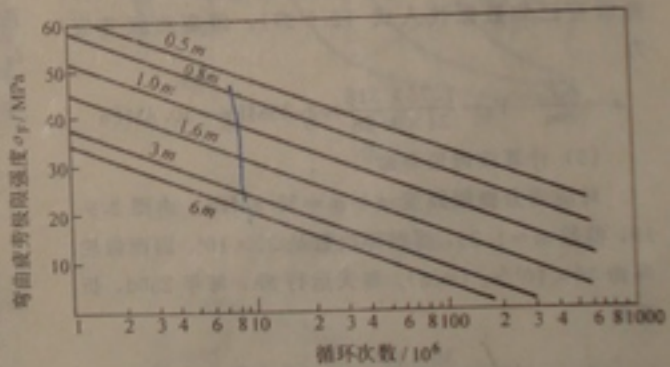


图 2.9-20 POM 齿轮弯曲疲劳极限强度 σ_b

塑料齿轮的弯曲疲劳试验是在负载平稳和室温条件下进行的。试验齿轮由注射成型，用均聚甲醛 (Delrin)，线速度 $v < 8$ m/s；用聚酰胺 PA66 (Zytel)， $v < 20$ m/s，其不同模数的弯曲疲劳极限强度 σ_b 与齿轮寿命试验结果见图 2.9-19 和图 2.9-20。

齿轮的弯曲疲劳极限强度 σ_b 随着模数的增大而降低，说明了细牙的承载能力高于粗牙。

用强度校核式(2.9-27),可对塑料齿轮进行模数设计,也可进行齿轮寿命计算。

[例 2.9-2] 复印机上的输出从动轮,模数 $m=1.25$,齿数 $z_2=48$,为压力角 20° 的正常齿,齿宽 $b=34\text{mm}$,转速 $n_2=100\text{r/min}$,工作环境温度为 50°C ,传递功率 $P=0.1\text{kW}$,现用 PA 塑料成型,试估算该齿轮的使用寿命。

[解] (1) 圆周力及线速度

分度圆直径

$$d_2 = mz_2 = 1.25 \times 48\text{mm} = 60\text{mm}$$

受到扭矩

$$M_2 = \frac{95.5 \times 10^3 P}{n_2} = \frac{95.5 \times 10^3 \times 0.1}{100} \text{N} \cdot \text{mm} \\ = 9550 \text{N} \cdot \text{mm}$$

圆周力

$$F_t = \frac{2M_2}{d_2} = \frac{2 \times 9550}{60} \text{N} = 318 \text{N}$$

线速度

$$v = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 60 \times 100}{60 \times 1000} \text{m/s} = 0.314 \text{m/s}$$

(2) 计算轮齿的弯曲疲劳应力

首先求出载荷修正系数 $K = K_a K_v K_f$ 。

正常工作 8h/d ,由表 2.9-16 得 $K_a = 1$, $v = 0.314\text{m/s}$,由图 2.9-16 得 $K_v = 1$;环境温度 50°C ,由图 2.9-18 上 PA 线得 $K_f = 1.75$,代入后得

$$K = K_a K_v K_f = 1 \times 1 \times 1.75 = 1.75$$

由 $z_2 = 48$,可由图 2.9-15 得齿形系数 $Y_F = 2.35$,将所有已知数据代入式(2.9-27),得弯曲疲劳应力

$$\sigma_s = \frac{KF_t}{bm} Y_F = \frac{1.75 \times 318}{34 \times 1.25} \times 2.35 \text{MPa} = 30.8 \text{MPa}$$

(3) 计算该齿轮寿命

对应疲劳极限强度 $\sigma_{s0} = \sigma_s = 30.8 \text{MPa}$,由图 2.9-19,模数 $m=1.25$,得循环次数是 30×10^6 ,因而齿轮寿命 $30 \times 10^6 / n_2$ (min),每天运行 8h ,每年 250d ,折算得

$$\frac{30 \times 10^6}{100 \times 60 \times 8 \times 250} = 2.5 \text{年}$$

亦即 5000h 。

表 2.9-17 提供了多种塑料及其玻璃纤维增强后的弯曲疲劳的极限应力 σ_{s0} 。该表的极限应力 σ_{s0} 是针对模数 $m=1$,循环次数为 10^6 的疲劳破坏的试验值。换言之,表上数值是图 2.9-19 和图 2.9-20 上的一特定点,因而,在对齿轮弯曲疲劳强度计算时,应根据所计算对象的模数和循环次数进行修正,其极限强度为

$$\sigma_s = \sigma_{s0} Y_K Y_N \quad (2.9-29)$$

表 2.9-17 一些塑料齿轮 ($m=1, N=10^6$) 的弯曲疲劳极限应力 σ_{s0}

塑料	未充填 σ_{s0}/MPa	玻璃纤维增强 σ_{s0}/MPa
ABS	20	41
共聚甲醛	38	48
均聚甲醛	45	
聚酰胺	41	83
聚碳酸酯	41	62
聚酰胺	24	55
聚酰胺	17	

上式中, Y_K 是与模数有关的设计系数,齿轮模数增大,其弯曲疲劳极限强度 σ_s 值下降。当齿轮模数 $m=1$ 时, $Y_K=1$; 当 $m \geq 1.5$, 取 $Y_K \leq 0.8 \sim 1$; 当 $m < 0.5$, 取 $Y_K \geq 1 \sim 1.2$; 当 $0.5 < m < 1.5$ 时,均可取 $Y_K=1$ 。

Y_N 是弯曲疲劳寿命系数,当齿轮循环次数 $N=10^6$ 时, $Y_N=1$,实际的 $N > 10^6$, 则 $Y_N < 1$; 反之, $Y_N > 1$ 。下式是寿命系数 Y_N 的近似计算式,若设计寿命为 L 小时,齿轮转速为 n (r/min),则有

$$M' = \frac{nL60}{10^6} \quad (2.9-30a)$$

$$Y_N = 1 - \frac{\lg M'}{5} \quad (\text{仅适用于 POM 和 PA})$$

$$(2.9-30b)$$

[例 2.9-3] 设计计算某包装机上一对传动齿轮的模数,两轮采用共聚甲醛注塑成型, $z_1=18$,传动比 $i=2.11$,驱动功率 $P=52\text{W}$,小轮转速 $n_1=920\text{r/min}$,两轮全齿高 $h=2.35m$,小轮齿宽 $b_1=12\text{mm}$,大齿轮宽 $b_2=14\text{mm}$,要求工作寿命 3000h ,环境温度可达 $+55^\circ\text{C}$,有轻度冲击,每天工作 8h ,可采用初始润滑。

[解] (1) 确定工作转矩

$$M_1 = \frac{95.5 \times 10^3 P}{n_1} = \frac{95.5 \times 10^3 \times 0.052}{920} \text{N} \cdot \text{mm} \\ = 540 \text{N} \cdot \text{mm}$$

(2) 确定大小两轮的弯曲疲劳极限强度

由表 2.9-17 查得, $\sigma_{s01} = \sigma_{s02} = 38 \text{MPa}$

假定 $0.5 < m < 1.5$, $Y_{K1} = Y_{K2} = 1$,又由式(2.9-30)可分别得

$$M'_1 = \frac{n_1 L 60}{10^6} = \frac{920 \times 3000 \times 60}{10^6} = 166$$

$$M'_2 = \frac{n_2 L 60}{i 10^6} = \frac{920 \times 3000 \times 60}{2.11 \times 10^6} = 79$$

和寿命系数

$$Y_{N1} = 1 - \frac{\lg M'_1}{5} = 1 - \frac{\lg 166}{5} = 0.556$$

$$Y_{N2} = 1 - \frac{\lg M'_2}{5} = 1 - \frac{\lg 79}{5} = 0.621$$

将以上数据代入式 (2.9-29), 得极限强度

$$\sigma_{r1} = \sigma_{r1} Y_{K1} Y_{N1} = 38 \times 1 \times 0.556 \text{MPa} = 21.13 \text{MPa}$$

$$\sigma_{r2} = \sigma_{r2} Y_{K2} Y_{N2} = 38 \times 1 \times 0.621 \text{MPa} = 23.60 \text{MPa}$$

(3) 计算模数

由 $z_1 = 18$, $h = 2.25m$, 从图 2.9-15 可得 $Y_{F1} = 2.90$ 。又 $z_2 = iz_1 = 2.11 \times 18 = 38$, 由此图再得 $Y_{F2} = 2.44$, 分别换算成 $h = 2.35m$ 时的齿形系数

$$Y_{F1} = Y'_{F1} \frac{2.35}{2.25} = 2.90 \times \frac{2.35}{2.25} = 3.02$$

$$Y_{F2} = Y'_{F2} \frac{2.35}{2.25} = 2.44 \times \frac{2.35}{2.25} = 2.55$$

由 $8h/d$, 且轻度冲击, 从表 2.9-16 查得 $K_v K_f = 1.25$ 。根据工作温度 55°C , 由图 2.9-18 得 $K_t = 1.38$ 。代入式 (2.9-28), 得载荷修正系数

$$K = K_v K_f K_t = 1.25 \times 1.38 = 1.725$$

将式 (2.9-27) 和转矩 M_1 计算式, 以及 $d = mz$ 整理后, 可求得模数

$$m_1 = \sqrt{\frac{2M_1 K Y_{F1}}{z_1 b_1 \sigma_{r1}}} = \sqrt{\frac{2 \times 540 \times 1.725 \times 3.02}{18 \times 12 \times 21.13}} = 1.11$$

$$m_2 = \sqrt{\frac{2M_1 K Y_{F2}}{z_2 b_2 \sigma_{r2}}} = \sqrt{\frac{2 \times 540 \times 1.725 \times 2.55}{18 \times 14 \times 23.60}} = 0.894$$

按模数系列取标准值, $m = 1.25$ 。

(4) 润滑条件对弯曲疲劳强度无明显影响。本例经齿面接触强度校核后可知, 初始润滑改为连续润滑才能合格。

3.4 齿面接触疲劳强度计算

两啮合渐开线齿轮的齿面接触应力, 是根据两平行圆柱体的赫兹 (Hertz) 公式计算。考虑到大多数塑料品种的泊松比在 0.3~0.4 之间, 用两轮材料的泊松比为 0.35 代入后, 可得一对塑料齿轮的表面接触疲劳强度条件式

$$\sigma_H = z_H \sqrt{\frac{0.7}{\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \sin^2 \alpha}} \sqrt{\frac{K_v F_t i + 1}{b d_1 i}} \leq \sigma_{Hl} \quad (2.9-31)$$

式中 E_1, E_2 ——两轮材料在工作环境下的弯曲弹性模量 (MPa);

α ——标准压力角 ($^\circ$), $\alpha = 20^\circ$;

b ——两轮轮齿的实际接触宽度 (mm);

d_1 ——小齿轮分度圆直径 (mm);

i ——齿数比;

K_v ——载荷修正系数, 由表 2.9-16 选取;

Z_H ——重合度系数;

F_t ——分度圆上圆周力 (N), 当节圆速度

$v > 12\text{m/s}$, F_t 用 F_d 替代以考虑动志力。

$$F_d = F_t \frac{v + 3.05}{3.05} \quad (2.9-32)$$

对 $v > 12\text{m/s}$ 的高速传动, 塑料齿轮有可能产生“热软化”, 应考虑防止措施。塑料的弹性模量对温度有较大的依赖性, 这就要在如图 2.9-21 所示, 在与温度有关的试验曲线上查取, 对吸湿性较强的聚酰胺品种, 其抗弯模量随吸水率增加而显著减小, 应在如图 2.9-22 上, 选取平衡湿度下的抗弯模量来计算。

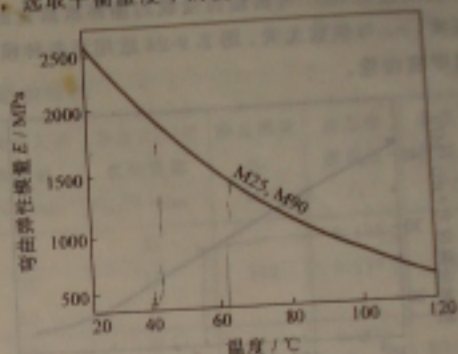


图 2.9-21 共聚甲醛的温度与弯曲弹性模量

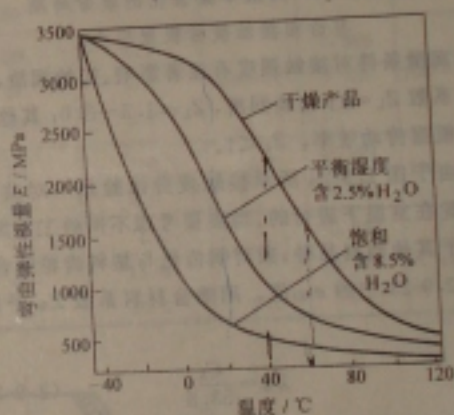


图 2.9-22 聚酰胺 PA66 的温度、湿度与弯曲弹性模量

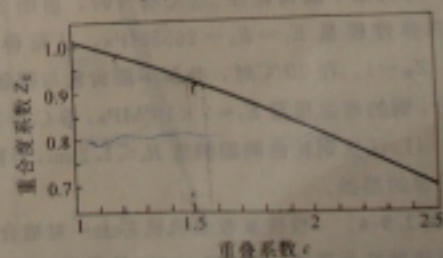


图 2.9-23 重合度系数 Z_H 与重合系数 ϵ 关系

一对齿轮啮合的重叠系数 ϵ 愈大, 齿面的接触应力 σ_H 值愈低。从图 2.9-23 上可查得重合度系数 Z_H 代

入接触应力计算式,以考虑重叠系数的影响。

塑料齿轮接触疲劳极限强度可由下式确定

$$\sigma_{H1} = \sigma_{H0} Z_L Z_W \quad (2.9-33)$$

式中 σ_{H0} ——齿轮接触疲劳极限应力 (MPa);

Z_L ——润滑修正系数;

Z_W ——啮合材料系数。

图 2.9-24 是在试验条件下,共聚甲醛齿轮的接触疲劳极限应力 σ_{H0} ,可由轮齿受载的循环次数查出,实验证实, σ_{H0} 与模数无关,图 2.9-24 适用于各种模数的共聚甲醛齿轮。

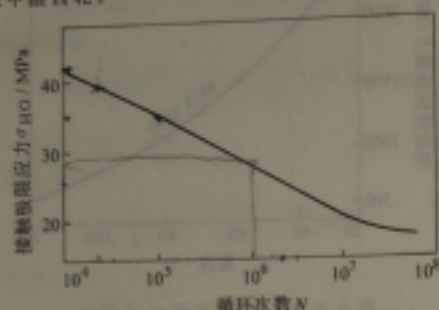


图 2.9-24 共聚甲醛齿轮的疲劳周期
与齿面接触疲劳极限应力

润滑条件对接触强度有显著影响,初始润滑,润滑修正系数 $Z_L=1$;连续润滑, $Z_L=1.5\sim 3.0$;其他无润滑,根据传动效率, $Z_L<1$ 。

由于图 2.9-24 所示接触疲劳试验是一对共聚甲醛齿轮在室温下进行的,当需要考虑不同的工作温度;或对于其他塑料品种,或对钢齿轮与塑料齿轮啮合,应将图 2.9-24 中的 σ_{H0} 值,用啮合材料系数 Z_W 予以修正。

$$Z_W = \frac{C_k}{53.8} \quad (2.9-34a)$$

$$C_k = \sqrt{\frac{0.7E_1E_2}{(E_1+E_2)\sin\alpha\cos\alpha}} \quad (2.9-34b)$$

一对共聚甲醛齿轮在 20℃ 啮合时,由图 2.9-21 得弯曲弹性模量 $E_1=E_2=2655\text{MPa}$,从而得 $C_k=53.8$, $Z_W=1$ 。在 20℃ 时,共聚甲醛齿轮与钢制小齿轮啮合,钢的弯曲模量 $E_1=2\times 10^5\text{MPa}$,得 $C_k=76.0$, $Z_W=1.41$ 。注意钢齿轮的粗糙度 $R_a<1.2\mu\text{m}$,否则,将产生明显的磨损。

【例 2.9-4】 校核某收录机芯上一对啮合齿轮的齿面接触疲劳强度,已知 $Z_1=24$,轮齿宽 $b_1=2\text{mm}$,材料为 PA66, $Z_2=47$, $b_2=2\text{mm}$,用共聚甲醛注塑成型。模数 $m=0.4$, $\alpha=20^\circ$, $i=1.958$,小轮转速 $n_1=780\text{r/min}$,小轮转矩 $M_1=2.77\text{N}\cdot\text{mm}$,每天间歇工作 3h,轻度冲击,初始润滑,要求使用寿命 3000h,且能

在 $-10^\circ\text{C}\sim+55^\circ\text{C}$ 下正常工作。

【解】 (1) 计算圆周力和线速度

小轮分度圆

$$d_1 = mz_1 = 0.4 \times 24\text{mm} = 9.6\text{mm}$$

由表 2.9-16 得 $K_w=1.0$,

圆周力

$$F_t = \frac{2M_1}{d_1} = \frac{2 \times 2.77}{9.6}\text{N} = 0.577\text{N}$$

线速度

$$v = \frac{\pi d_1 n}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 9.6 \times 780}{60 \times 1000}\text{m/s} = 0.39\text{m/s}$$

(2) 确定齿面接触疲劳极限强度 大小轮循环次数分别为

$$N_1 = 60nL = 60 \times 780 \times 3000 = 140.4 \times 10^6$$

$$N_2 = 60 \frac{nL}{i} = 60 \times \frac{780 \times 3000}{1.958} = 71.7 \times 10^6$$

据此,由图 2.9-24 查得极限应力 $\sigma_{H01}=15.2\text{MPa}$, $\sigma_{H02}=16.6\text{MPa}$ 。

假定在 50℃ 处于湿度平衡,含 2.5% 水。由图 2.9-22 得 PA66 齿轮 $E_1=827\text{MPa}$ 。再由图 2.9-21 查得 50℃ 下, POM 齿轮 $E_2=1655\text{MPa}$ 。将数据代入式 (2.9-34a) 和式 (2.9-34b), 得

$$C_k = \sqrt{\frac{0.7E_1E_2}{(E_1+E_2)\sin\alpha\cos\alpha}} = \sqrt{\frac{0.7 \times 827 \times 1655}{(827+1655)\sin 20^\circ \cos 20^\circ}} = 34.7$$

$$Z_W = \frac{C_k}{53.8} = \frac{34.7}{53.8} = 0.644$$

因初始润滑 $Z_L=1.0$,代入式 (2.9-33) 得两轮的接触疲劳强度分别为

$$\sigma_{H1} = \sigma_{H01} Z_L Z_W = 15.2 \times 1 \times 0.644\text{MPa} = 9.79\text{MPa}$$

$$\sigma_{H2} = \sigma_{H02} Z_L Z_W = 16.6 \times 1 \times 0.644\text{MPa} = 10.69\text{MPa}$$

(3) 校核接触应力

由式 (2.9-25) 求得该对齿轮重叠系数 $\epsilon=1.685$,从图 2.9-23 查取对应 $Z_\epsilon=0.88$ 。再由式 (2.9-31) 算出此对齿轮啮合齿面间的接触应力

$$\begin{aligned} \sigma_s &= Z_\epsilon C_k \sqrt{\frac{K_w F_t i + 1}{bd_1 i}} \\ &= 0.88 \times 34.7 \sqrt{\frac{1 \times 0.577}{2 \times 9.6} \times \frac{1.958 + 1}{1.958}} \text{MPa} \\ &= 6.5\text{MPa} \end{aligned}$$

因 $\sigma_s < \sigma_{H1} = 9.79\text{MPa}$,又 $\sigma_s < \sigma_{H2} = 10.69\text{MPa}$,所以该对齿轮的接触强度能满足在极端工作条件下的要求。经校核弯曲疲劳强度也可行。

3.5 齿轮摩擦和磨损

在力矩传递的运动链中，一对齿轮的传动效率

$$\eta = \frac{M_2 - M_f}{M_2} = \left(1 - \frac{M_f}{M_2}\right) \times 100\% \quad (2.9-35)$$

式中 M_2 ——输入的工作力矩；

M_f ——此对塑料齿轮传动的摩擦损失力矩。

可用专门的齿轮功率传动效率实验装置进行测试。实验用大模数 $m=3$ ，传动比 $i=1$ 的各种被测的塑

料齿轮，沿齿轮宽度 b 方向载荷 F_b 达 15N/mm ，其运动特性如表 2.9-18 所列。常用钢/钢齿轮传动在具有润滑油时，传动效率高达 $\eta=98\%$ ，但塑料齿轮传动效率较低，钢/塑料齿轮啮合有润滑油时， $\eta=95\%$ ，而且效率稳定。没有润滑油时，钢/塑料齿轮传动，视塑料品种 $\eta=91\% \sim 95\%$ 。塑料/塑料齿轮无润滑油时 $\eta=90\% \sim 94\%$ 。在无润滑油时，传动效率还随负载，特别是齿轮传动线速度有波动。

表 2.9-18 塑料齿轮传动的特性

啮合齿轮材料组合	$F_b=15\text{N/mm}$ 时的效率 $\eta(\%)$	平均效率 $\eta_0(\%)$	轮齿最大表 面负载 $F_b/\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$	寿命 2×10^5 次的负载 $F_{b0}/\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$	静态强度 σ_b /MPa	动态摩 擦系数 f_s	最高工 作温度 /°C
钢/POM	95.2	95.4	71	31	—	0.155	150
POM/POM(模型)	94.9	95.3	55	10	143	0.177	—
POM/POM(切削)	93.4	94.8	80	—	—	—	—
钢/ABS	95.5	96.5	51	6	85	0.371	80~90
ABS/ABS	95.9	97.6	18	6	—	0.180	—
钢/PUR	86.2	87.4	24	—	—	—	80~100
PUR/PUR	93	92.1	20	—	—	—	—
钢/PP	92	91.2	30	6.5	—	0.308	—
PP/PP	94	92.6	27	5.0	65~70	0.350	100~120
(2.5%C)PP/(2.5%C)PP	90.5	—	30	5.5	—	—	—
钢/PE	94	93.8	33	5.0	34	0.124	100~110
PE/PE	96	93.9	25	4.0	—	0.071	—
钢/MF	92	—	16	4.0	140	0.627	130
MF/MF	92.5	—	31	15.0	—	0.071	—
(10%PTFE)MF/(10%PTFE)MF	93	—	43	15.0	90	—	—

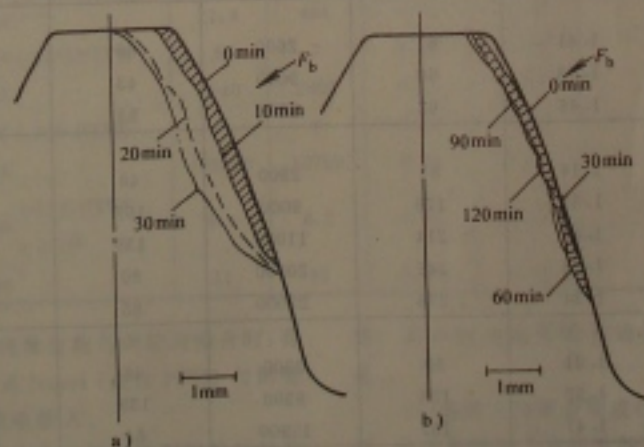


图 2.9-25 POM/POM 齿轮啮合的齿廓磨损变化

a) $F_b=38\text{N/mm}$, $n=1500\text{r/min}$, 0~30min

b) $F_b=11.7\text{N/mm}$, $n=1500\text{r/min}$, 0~120min

负载的增加对塑料齿轮的磨损量的影响最明显。如图 2.9-25 所示,在具有相同转速等条件下 POM/POM 啮合齿轮,沿齿宽负载 F , 图 a (38N/mm) 为图 b (11.7N/mm) 的 3 倍多,而齿面磨损增加超过了此倍率。与塑料/塑料配对齿轮相比,钢/塑料齿轮的负载对磨损的影响较小些。在相同的负载和运转次数相等条件下,运转转速增大则磨损增加,即使啮合传动比为 1,主动轮的磨损量稍大些。

对于重载下的大模数塑料齿轮,石墨和聚四氟乙烯改性填料对传动效率 η 和磨损速率的改善并非有效。钢齿轮与热塑性塑料齿轮啮合磨损量,小于同种热塑性塑料齿轮间的磨损量。但是,钢与硬质热固性塑料齿轮啮合,如三聚氰胺甲醛 (MF 密胺),其磨损量反而大于 MF/MF 的配对磨损。

3.6 齿轮材料的选择

由齿轮工作特性可知,只有摩擦系数小且磨耗低,模量高刚性大,弯曲疲劳强度高,滞后热效应小的聚合物,才能用作塑料齿轮材料。

3.6.1 常用聚合物及增强塑料

(1) 聚酰胺 PA6 和 PA66 使用较多, PA11 和 PA12 在潮湿的工作条件下有低的吸水性,但较为昂贵, PA1010 的性能及吸水性介于它们之间。

(2) 聚甲醛 均聚甲醛和共聚甲醛均用于齿轮制造,它们有低的摩擦系数和吸水性,良好的抗疲劳性能和尺寸稳定性。

(3) 聚酯 常用的是玻璃纤维充填 PBT,它有较好尺寸稳定性和耐热性能。

(4) 聚氨酯 被认为是有发展前途的模型齿轮材料,它有高弹性,强韧性和耐磨性,因而,多用于制造要求噪声很小的齿轮。

适合制造齿轮的无定形聚合物有聚碳酸酯,改性聚苯醚和聚砜。聚苯硫醚和超高相对分子质量聚乙烯作为新材料,开始被应用于齿轮制造。

纯聚合物齿轮在强度等方面是缺乏竞争能力,但经玻璃纤维和碳纤维增强的聚合物,会使塑料的拉伸强度和弯曲弹性模量增大,工作温度提高,热膨胀系数降低,摩擦磨损能得到改善。表 2.9-19 和表 2.9-6 列出了聚合物经玻璃纤维和碳纤维充填后性能数据。

表 2.9-19 热塑性塑料被增强结果

材 料	密度 /g·cm ⁻³	拉伸强度 /MPa	弯曲弹性模量 /MPa	冲击强度 (悬臂缺口) /J·m ⁻¹	热变形温度 (1.82MPa) /°C	线膨胀系数 /10 ⁻⁵ ·°C ⁻¹
聚碳酸酯						
未改性	1.2	62	2300	144	130	3.7
30%玻璃纤维充填	1.43	128	8300	198	149	1.3
30%碳纤维充填	1.33	166	13100	96	149	0.9
均聚甲醛	1.42	69	2800	75	124	4.5
共聚甲醛						
未改性	1.41	61	2600	69	110	4.7
30%玻璃纤维充填	1.63	90	9000	43	162	2.4
20%碳纤维充填	1.46	62	9300	53	170	2.2
聚酰胺 66						
未改性	1.14	81	2800	48	75	4.5
30%玻璃纤维充填	1.37	179	9000	107	254	1.8
40%玻璃纤维充填	1.46	214	11000	139	260	1.4
30%碳纤维充填	1.28	241	20000	80	257	1.1
40%碳纤维充填	1.34	276	23000	85	260	0.8
聚酯						
未改性	1.31	59	2300	48	185	5.3
30%玻璃纤维充填	1.52	138	8300	139	220	1.2
30%碳纤维充填	1.47	152	15900	64	220	0.5
改性 PPO						
未充填	1.06	66	2500	134	130	3.3
30%玻璃纤维充填	1.15	128	8000	91	154	1.4

注:百分含量皆指质量分数。

3.6.2 添加润滑剂

添加内润滑剂,可使小模数塑料齿轮的摩擦磨损性能得到显著改善。常用的内润滑剂有以下几种:

(1) PTFE 它具有极低的摩擦系数。添加聚四氟乙烯的塑料齿轮在运转时,在齿面上形成高性能的润滑膜。

(2) 硅油 它与聚合物只是部分相容,不相容部分能迁移至表面,形成边界润滑膜。添加剂量根据相容性要控制适当。硅油与 PTFE 可以一起使用,以在摩擦表面形成耐热润滑脂,效果更佳。

(3) 石墨 石墨是价廉的添加剂,但改善表面润滑效果较小。

(4) MoS_2 MoS_2 仅对聚酰胺有效果。在聚酰胺

熔体冷却结晶时,它起成核剂的作用,从而提高了聚酰胺的结晶度。

添加聚四氟乙烯及硅油后效果可从表 2.9-20 中看到。钢与塑料柱体对磨时,其极限 p_v 值是单位时间磨损率为 0.5% 而得到的平衡状态数值。由表值可知,对应摩擦面的合适线速度,存在最大的极限 p_v 值。表中塑料与塑料柱体对磨时,采用 $p=0.2758\text{MPa}$, $v=0.254\text{m/s}$, 即极限 $p_v=0.07\text{MPa}\cdot\text{m/s}$ 。表中列出了维持 0.5% 磨损率的时间。表中试验数据表明,在两圆柱体对磨时动摩擦系数大于静摩擦系数。

3.6.3 两轮材料的配对

表 2.9-20 展现了一对传递运动的小模数齿轮,两轮材料配对的重要性。

表 2.9-20 一些材料在圆柱外圆对磨时的摩擦磨损

配对材料		磨损系数 K $/10^{-16}\text{mm}^2\cdot(\text{N}\cdot\text{mm})^{-1}$		摩擦系数 f (干燥)		极限 p_v $/\text{MPa}\cdot\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$		
静态	运动	静态	运动	静摩擦	动摩擦	0.05m/s	0.5m/s	5m/s
钢	PC	—	500	0.31	0.38	0.0263	0.0175	0.0175
钢	PC+20%PTFE	—	14	0.08	0.14	0.560	0.770	0.420
钢	POM	—	13	0.14	0.21	0.140	0.123	0.0875
钢	POM+20%PTFE	—	2.8	0.07	0.15	0.350	0.438	0.193
钢	PA66	—	40	0.20	0.28	0.105	0.0875	0.0875
钢	PA66+20%PTFE	—	2.4	0.10	0.18	0.490	0.613	0.280
钢	Noryl	—	600	0.32	0.39	0.0263	0.0175	0.0175
钢	Noryl+15%PTFE	—	20	0.10	0.16	—	—	—
						极限 $p_v=0.07\text{MPa}\cdot\text{m/s}$		
						时间/h		
PA66	PA66	21.4	494	0.06	0.07	15.5		
PA66+20%PTFE	PA66+20%PTFE	6	7	0.05	0.08	120		
POM	POM	2040	2800	0.19	0.15	1.0		
POM+20%PTFE	POM+20%PTFE	7	8	0.10	0.09	112		
PC	PA66	195800	10760	0.06	0.05	0.1		
PC	PA66 +13%PTFE	6.4	6.2	0.06	0.06	117		
POM	PA66 +3%Si	11	15	0.06	0.07	112		

(1) 没有内润滑剂的纯聚合物与钢配对啮合时,有较高的磨损。尤其是 PC 或 Noryl (改性 PPO) 与钢啮合摩擦时,呈现高的磨损系数 K 。

(2) 在聚合物与钢,聚合物与聚合物配对的材料中加入适量内润滑剂,在轻载运行下其磨损系数 K 显著降低。

(3) 通常,同一塑料材料配对,会呈现高的磨损系

数,其中以无定形聚合物聚碳酸酯和改性 PPO 最甚。

(4) 选择不同聚合物进行恰当配对,可获得低的磨损。甚至无需加入内润滑剂,如 POM 齿轮与 PA66 齿轮配对,就有低的磨损。

显然,避免不恰当的配对材料选择,是塑料齿轮设计中必须考虑的问题。