

齿 轮 科 技 资 料 汇 编

(内部资料·注意保存)

杭州市机械局科技情报站

• 1985 •

目 录

渐开线圆柱齿轮的齿形和齿向修整	(1)
零度磨削靠模修形法	(14)
高速大齿轮滚切修形法	(36)
高速齿轮的修形	(45)
齿轮轮齿的弹性变形与基节差的啮合平衡条件	(56)
低噪声齿轮的动态共轭齿廓曲线	(62)
国外硬齿面齿轮滚齿技术概况	(75)
国外圆柱齿轮胶合强度研究概况	(86)
圆弧齿轮公法线长度及切深的简化计算	(101)
圆柱体螺旋线导程的空间测量新方法	(107)
渐开线齿形的修整方法	(110)
用普通滚刀修整渐开线齿形的方法	(111)

渐开线圆柱齿轮的齿形和齿向修整

杭州市机械局情报站 宋福聚

一、齿轮修形的种类和作用

随着科学技术的不断进步,目前齿轮传动正向着高速、重载方向迅速发展。为了使高速重载齿轮传动平稳、寿命长、体积小,就要求齿轮具有高的精度。但是,即使齿轮的制造精度较高,由于承载时轮齿发生弹性变形,同样会影响齿轮的啮合平稳性、承载能力、抗胶合能力,并产生噪音和振动。因此,为了获得工作状态下真正有效的高精度,就必须进行齿轮的修形。这是相辅相成的两个方面。齿轮修形不仅是为了补偿齿轮制造中的偏差和装配误差的影响,更主要是为了补偿齿轮承载时的弹性变形所引起的偏差。

所谓齿轮修形,包括齿形修整和齿向修整两个方面,下面就其种类和作用简单说明一下。

1. 齿形修整

为了减小由于轮齿的误差和变形所引起的啮合初始冲击,或为了改善齿面的润滑状态,防止胶合,而把原来的渐开线齿形在齿顶或接近齿根圆角的部位修去一部份,使该处的齿形不再是原来的渐开线,这种方法就是所说的齿形修整。

齿形修整包括齿顶修整(齿顶修缘)和齿根修整(齿根修缘)。在多数情况下是进行齿顶修整,但有时不仅在齿顶附近,而且在配对齿轮的齿根附近也同时进行修整。目前有两种方法:

- (1) 在主、被动齿轮的轮齿上分别进行齿顶修缘,目前一般采用这种方式。
- (2) 在小齿轮的轮齿上同时进行齿顶和齿根修缘。这种方式会使齿根强度有所减弱,所以在弯曲强度不够好的齿轮中最好不采用。

进行齿形修整时,至少要在有效齿高的中部保留一部份渐开线,而离齿形中部越远处修整量越大。

齿形修整可以减少动载荷,使齿轮的承载能力提高,工作寿命延长,并使齿轮工作时的噪音和振动都大为减小。但是,如果修整不适当,如修整量过大,就会使重叠系数减小,使沿齿高的接触长度减小,又会引起动载荷、冲击和振动的增加。可见,齿形修整量虽然很小,但必须慎重地确定。

另外,还有一种称为齿顶倒角的齿形修整方法,即仅把靠近齿顶边缘处切去较大一部分,使其不发生啮合,从而减小冲击并有利于润滑油膜的生成,齿顶倒角比齿顶修缘的范围小,但倒角量较大。例如苏联介绍,对于 $m=2\sim6$ 的剃齿齿轮,在半径方向高度为 $0.5\sim0.8\text{mm}$ 的范围内,取齿顶圆上的倒角量为 $0.1\sim0.3\text{mm}^{[1]}$ 。西德迈尔指出,齿顶倒角可用切

齿刀具的直线形刀刃切成, 因此也是一条渐开线^[2]。

2. 齿向修整

齿轮的制造、安装误差, 以及受力时的弯曲和扭转变形, 使齿面负荷沿齿宽方向发生变化, 严重的轮齿一端接触形成局部的高负荷, 从而会使齿面受到破坏, 甚至会由于轮齿一端的齿根处产生过大应力而使轮齿折断。高速重载齿轮的热变形更使负荷沿齿宽的分布复杂化, 特别是小齿轮因为转速高, 所以热变形更为严重。为了解决这个问题, 便需对齿轮进行齿向修整。

齿向修整又称齿长修整, 即沿齿长(齿宽)方向对齿面进行修整。

齿向修整包括鼓形修整(鼓形齿)和齿端修整(卸载齿), 其目的都是为了防止轮齿出现一端接触的情况, 并可大大改善齿轮传动的平稳性, 减小振动和噪音。

鼓形修整是从齿宽的中央部分向齿端, 使齿厚连续减小, 而齿端修整则只是在靠近齿端的一小部分使齿厚连续减小, 所以齿端修整又有人称为齿端倒坡。修整成鼓形齿是为了防止轮齿在齿宽方向上发生偏载, 而修整成卸载齿则是为了避免轮齿在齿端发生过载。鼓形齿和卸载齿可以分别单独采用, 亦可两者同时采用。齿向修整一般也是在小齿轮上进行。

二、齿形修整

1. 齿形修整的原因

图1中, 一对轮齿的啮合点, 自啮合线上由A点起至D点止。图中 $AC=BD=$ 基节。由渐开线齿轮啮合原理可知, 当啮合点在AB段或CD段时, 有两对轮齿同时进入啮合, 当啮合点在BC段时, 只有一对轮齿进入啮合。从理论上讲, 两对轮齿同时工作时所承受的负荷, 应等于一对轮齿工作时所承受负荷的一半。如图中的负荷图所示, 设BC段负荷为100%, 则AB段及CD段负荷均为50%, 一对轮齿在啮合中的负荷变化规律为AFEHIKLD。而实际负荷与理论负荷还有些不同。实际负荷变化规律为AMNHIOPD, 在A点及D点的负荷约为40%, 在B点及C点的负荷约为60%。但无论怎样, 轮齿的承受负荷在A、B、C、D四点上是突然变化的, 负荷变化很不平稳, 造成附加的动载荷。

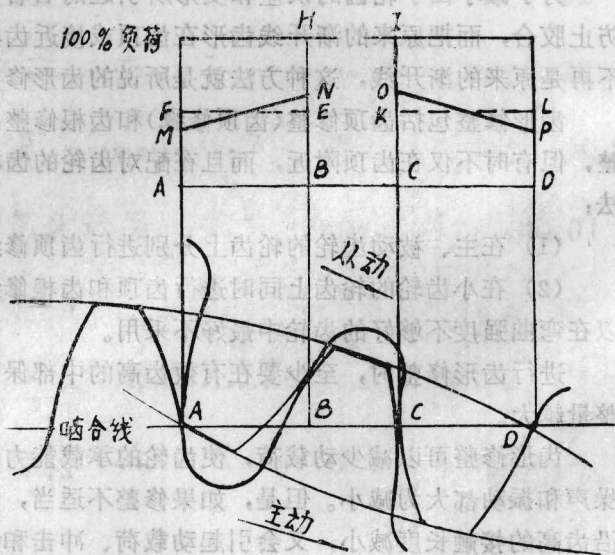


图1 标准渐开线直齿轮轮齿负荷分布

另外, 由图可见, 在一对轮齿的啮合点C上, 在载荷的作用下, 主动齿轮作用于被动齿轮上的作用力及被动齿轮作用于主动齿轮上的反作用力, 使被动齿轮与主动齿轮的轮齿产生弯曲弹性变形, 从而使被动齿轮的基节增长, 主动齿轮的基节缩短, 即二者基节产生一个差

值。这个所产生的基节差值便造成下一对进入啮合的轮齿中被动齿轮的齿顶与主动齿轮的齿根发生干涉，使齿轮运转时产生冲击，造成附加的动载荷和噪音。同样，在B点啮合时，即从二对过渡到一对齿啮合时，主动齿轮的齿顶与被动齿轮的齿根也会发生干涉。

除了上面所讲的情况以外，齿轮本身的制造误差，以及安装误差也同样会造成类似的干涉，当与上面的弹性变形量叠加以后（高速齿轮还有热变形），这种干涉就更加严重了。

因为齿轮承受载荷的变化不平稳，并由于齿轮的制造误差，特别是承受负荷时的弹性变形会造成干涉，在轮齿进入啮合和脱离啮合时会形成撞击，这是噪音、动载荷增大，齿面胶合破坏的主要原因，所以必须对高速重载齿轮进行齿形修整。

2. 齿形修整原理及修整量的确定

由图2可见，为了减小齿轮运转时的动载荷和噪音，使轮齿承受负荷平稳过渡，采用图中的AHID负荷变化规律是合适的。要得到这种较为理想的负荷图，就得进行齿形修整。前面已经指出，AMNHIOPD是非修整

齿轮的负荷图，从图中可以看出，要得到AHID负荷图，则必须使三角形面积 $R_1 = E_1$ 及 $E_2 = R_2$ 。而由几何关系可以证得 B_1 和 C_2 点分别为AB段及CD段的中点，再由啮合原理的几何关系，分别以主动齿轮圆心 O_1 及从动齿轮圆心 O_2 为圆心，以 O_1C_2 及 O_2B_1 为半径作圆弧，分别交于主、被动齿轮的齿形面上，求得修缘的起始点。

基于负荷的传递是沿着距离等于基节 B_1C_2 的标准渐开线齿廓进行的，便可得出对直齿渐开线齿轮修整量的一般规律：

(1) 沿啮合线相距等于基节的一段应不加修整，从而使重叠系数不致太小，并仍可直接测量基节。而两头应修整部份的长度则大体相等。

(2) 修整可采用一对齿轮的齿顶修缘形式，也可采用单个齿轮的齿顶和齿根修缘形式。而目前一般是采用前一种形式。若是一对齿轮的齿顶和齿根同时修缘，则总值应是两者的直接相加，即每一个齿轮的修整量是此总值的一半。

(3) 修整的程度取决于齿轮的载荷和齿轮精度。对于非常精密的齿轮，修整的最小量即为弹性变形造成的两基节差值 δ_s 。

$$\delta_s \approx 5 \times 10^{-3} W^{[3]} \quad (14^{-4} \text{ 吋为单位})$$

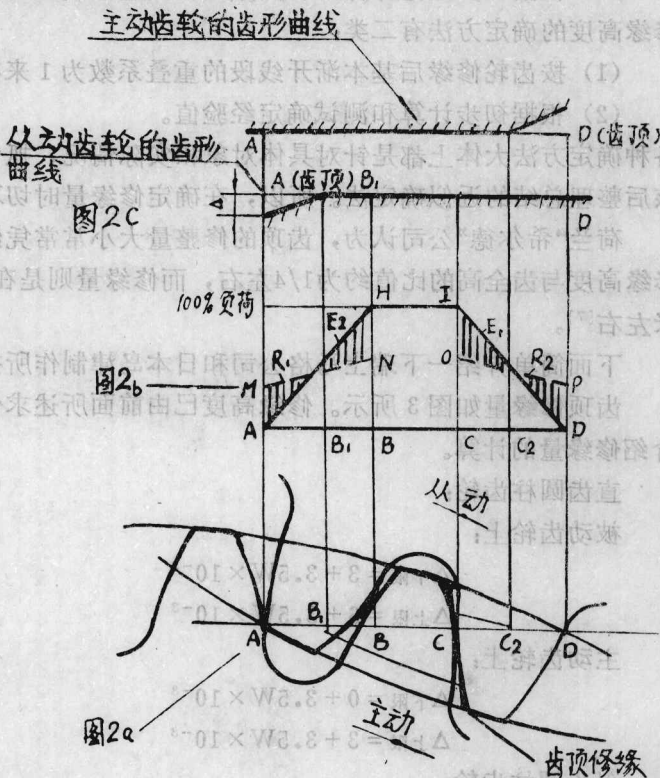


图2 负荷分布和齿形修整

式中: W ——沿作用线方向的法向力(磅/吋)

对于精度不很高的齿轮,则还要考虑制造误差的影响。一般主张是齿轮的误差越大,修整量也应越大。但是,制造中的基节误差和弹性变形引起的基节差,在齿轮啮合中是呈互相叠加还是互相抵消的状态,这将使同样的修整量产生不同的效果。而要预料这一点却是相当困难的。

目前,国内外许多资料从不同的角度和具体情况出发,推证论述了各种修缘量的确定法^{[1][4][5][6]},这里不可能一一介绍,归纳起来大致可以看出,修缘量(修缘深度)的确定方法有三类:

(1) 根据齿轮受力后弹性变形量来计算确定。

(2) 考虑齿轮的制造精度及模数的影响来确定。

(3) 根据初步理论计算结合实际试验测量来确定经验值。

修缘高度的确定方法有二类:

(1) 按齿轮修缘后基本渐开线段的重叠系数为 1 来确定。

(2) 根据初步计算和测试确定经验值。

各种确定方法大体上都是针对具体对象和实际情况,抓住主要矛盾,进行理论推证和实践校核后整理总结的近似确定法。所以,在确定修缘量时切不可盲目地生搬硬套。

荷兰“希尔德”公司认为,齿顶的修整量大小常常凭经验来确定。该公司指出,通常齿顶修缘高度与齿全高的比值约为 $1/4$ 左右,而修缘量则是在齿顶的每一边削去约 $0.15 \sim 0.20$ 毫米左右^[7]。

下面简单介绍一下瑞士马格公司和日本岛津制作所推荐的一种修缘量确定法^{[3][8]}。

齿顶修缘量如图 3 所示。修缘高度已由前面所述求修缘起始点的方法可以确定,这里只介绍修缘量的计算。

直齿圆柱齿轮:

被动齿轮上:

$$\Delta_{\text{下限}} = 3 + 3.5W \times 10^{-3}$$

$$\Delta_{\text{上限}} = 6 + 3.5W \times 10^{-3}$$

主动齿轮上:

$$\Delta_{\text{下限}} = 0 + 3.5W \times 10^{-3}$$

$$\Delta_{\text{上限}} = 3 + 3.5W \times 10^{-3}$$

斜齿圆柱齿轮:

被动齿轮上:

$$\Delta_{\text{下限}} = 2 + 2.8W \times 10^{-3}$$

$$\Delta_{\text{上限}} = 5 + 2.8W \times 10^{-3}$$

主动齿轮上:

$$\Delta_{\text{下限}} = 0 + 2.8W \times 10^{-3}$$

$$\Delta_{\text{上限}} = 3 + 2.8W \times 10^{-3}$$

上面各式中:

W ——沿作用线方向的法向力(磅/吋)

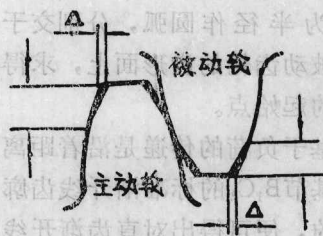


图 3 齿顶修缘量示意图

Δ ——修整量(10^{-4} 吋)
另外,对高速重载齿轮来说,由于小齿轮转速高,故小齿轮的平均温度比大齿轮高,因此也产生基节差 ΔP_b :

$$\Delta P_b = P_b \cdot \Delta \theta \cdot \alpha$$

式中: P_b ——基节
 $\Delta \theta$ ——小齿轮和大齿轮的温差
 α ——材料的热膨胀系数

根据求得的 ΔP_b , 可通过修整小齿轮的压力角解决温度差造成的基节差问题。在一对减速齿轮中, 轮齿的变形和温差的影响所造成的基节差互相补偿, 而在一对增速齿轮中这二者互相叠加, 因此在增速齿轮中基节修整量要比减速齿轮大。

3. 齿形修整的方法

齿形修整曲线大多采用渐开线, 但也有的采用抛物线、圆弧或圆弧包络线等不同的曲线。“希尔德”公司的齿轮经过修整以后的齿顶部份的齿廓曲线仍旧是一条渐开线, 不过它的基圆半径不同于原来的基圆半径, 即经过齿顶修缘以后的轮齿齿廓, 其齿顶和齿根部份分别由两条不同基圆的渐开线组成。齿形修整可以用专门设计的刀具在齿形加工的工序中完成。关于刀具的修整方法, 日本仙波正庄进行了比较详细的归纳和介绍^[1]。西德的迈尔指出, 一般刀具的原始齿廓在作修整加工时也制成直线形刃边, 修整后的齿面即为渐开线的一部份, 修整后渐开线的端面啮合角比原齿面的端面啮合角略大一点(约一度)。因此, 虽然两齿面是不连续的, 但二段渐开线相交极为平滑。然而采用改变基齿条(改变刀具的齿形角)的方法进行修缘, 刀具制造比较复杂, 并且不适于硬齿面齿轮。

采用带有修形装置的磨齿机, 便可成功地进行齿形修整。为此, 在六十年代, 瑞士马格公司进行了大量的研究工作, 制造出了适应高速齿轮修形的磨齿机。如马格公司的 SD-62 等磨齿机上均具有 B、C 修形装置, 采用靠模和零度磨削法可同时对齿轮进行齿形和齿向修整。磨齿精度高、修形效率高、容易控制是该种设备的极大特点。

四川永进机械厂采用“修整砂轮形状”磨削修缘齿轮, 即把砂轮修整成修缘齿轮的“共轭”齿条齿形的一个齿的形状^[5]。修整砂轮形状是由特殊的砂轮修整器来实现的。国外的一些立式锥形砂轮磨齿机如 ZSTZ315×6C、ZSTZ500×10C 就有这种特殊的砂轮修整器。

为了利用现有的国产磨齿机进行齿形修整, 永进机械厂、杭州齿轮箱厂等单位都进行了大量试验研究工作, 利用改变展成传动比的方法, 在没有修形装置的磨齿机上磨削修缘齿轮, 并取得了可喜的成果^{[5][9]}。

大连工学院等一些单位则研究试验了用电解加工进行齿形修整的方法, 取得了比较满意的成果^[10]。

另外, 日本还介绍了一种把普通滚刀偏心安装, 对渐开线齿轮进行修整的方法^[11]。

由上面可见, 齿形修整的方法是各种各样的, 可根据需要和具备的条件来确定采用什么方法进行齿形修整。目前, 国内外都很重视这一研究工作。

4. 齿形修整对齿根强度、齿面强度、胶合、振动和噪音的影响

通过适当的齿形修整, 可以减小啮合开始和啮合终止时的冲击。在修整量与载荷所引起

的变形量相等的修整情况下,有可能使载荷分配系数由0到1呈线性增加,因而使啮合开始和终止时的冲击最小。当修整量比载荷引起的变形量小时,虽然出现了啮合开始和终止时的冲击,但其程度要比未经齿形修整时为小。相反,修整量大时,虽然啮合开始和终止时的冲击变小,但在这种情况下,使重叠系数减小。

齿形修整可使齿轮承受的动载荷减小,另外,在齿顶附近受载时,齿根应力较大,而通过齿形修整可以减少齿根应力。在这方面,齿轮精度越差时,齿形修整的效果越好。其原因是齿轮精度差、即误差大时,使齿轮在齿顶附近发生一对齿啮合的可能性增大,而通过齿顶修整可减小这时的齿根应力。但是,试验表明,修整量过大时,又会使弯曲应力增大,可见情况比较复杂。

关于对齿面强度影响的研究还不多。一般说来,齿形修整可以提高抗点蚀能力,从而使齿面强度提高。

齿形修整在防止胶合方面的效果是比较明显的。由于修去了齿顶附近的渐开线部份,故滑动速度大的那部份便不起作用,施加较大载荷时,由于弹性变形才相互啮合,但该部份所受的载荷较小,因而摩擦损失和温升降低。若对从动齿轮的齿顶进行齿形修整,则不会由于轮齿变形而发生提前接触(齿顶尖角接触),其结果是在大滑动速度区内不会出现冲击载荷。另外,修整后的齿面犹如油池,可促使形成有承载能力的润滑油膜。这一切都有利于防止齿面发生胶合。试验表明,齿形修整使发生胶合的极限载荷增大。极限载荷随修整量的增加而增大,但修整量太大时,极限载荷反而减小。可见,对防止胶合来说,有一个修整量的理想值。国外进行的试验表明,进行适当的齿形修整,可使胶合的极限载荷增加1倍以上。而有人则指出,由于进行齿形修整,胶合的极限载荷理论上甚至可增加近2倍^[1]。应该指出,齿形修整对极限载荷的影响是复杂的,具体的齿形修整究竟对极限载荷有怎样的影响,必须通过试验来证明。

因为进行适当的齿形修整可以减小冲击,降低动载荷,并可使回转误差减小,所以可降低振动和噪音。国外在这方面也进行了大量的试验研究,并说明影响情况也很复杂^[1]。

由于齿形修整对齿根强度、齿面强度、胶合、振动和噪音的影响很复杂,有各种因素在综合发生作用并互相影响,所以不能一概而论。上面只是一般性的说明,究竟具体影响如何,要根据实际齿轮及使用条件等因素综合分析,通过试验来求得,切不可想当然,简单地作出结论。而修整量的大小对它们有着密切的关系,所以必须慎重确定。

三、齿向修整

1. 齿向修整的原因

因为齿轮承受负荷时会发生弯曲及扭转弹性变形,另外,齿轮制造中的齿向误差、轴的不平行度误差,以及齿轮箱轴承座孔的误差、箱体在受力时的扭转变形,还有高速齿轮的离心力引起的变形、热变形等,都会引起沿齿向啮合接触不均匀、造成轮齿偏一端接触,所以必须进行齿向修整,以免产生局部高负荷造成齿面损坏甚至轮齿折断。对于齿宽与节圆直径的比值较大的齿轮,一端接触的现象比较严重,必须进行齿向修整。对硬齿面齿轮来说,虽然齿宽与节圆直径的比值不太大,但因齿面硬度高、跑合性能差,出现一端接触的情况将是很

危险的, 因此也要进行齿向修整。齿向修整一般在小齿轮上进行。

2. 齿向修整原理及修整量的确定

由上面齿向修整的原因可以看出, 齿向修整要考虑的因素很多, 其中之一是由载荷所引起的小齿轮的弹性变形, 即小齿轮本体被弯曲和扭转, 除此之外, 也会出现剪切变形, 但剪切变形量较小, 可以忽略不计。在高速齿轮中, 必须研究离心力所引起的变形, 根据齿轮本体的形状和设计, 轮齿部份有时会变成桶形或鼓形。同时, 也要考虑温差的影响。如果传递功率较大时, 其影响尤为显著。而且, 两齿轮各自受热不均。在直齿圆柱齿轮中, 齿宽中部的温度最高并向两端逐渐降低(忽略轴承发热的影响时)。在斜齿轮中, 由于润滑油沿轴向从一端流向另一端, 所以最高温度的位置是在移动的。因为小齿轮的温度高于大齿轮的温度(小齿轮体积小、热容量小、转速高), 这温差引起基节差(其计算公式在齿形修整中已介绍过), 从而使斜齿轮载荷在同时啮合的几对齿上分配不均匀。在减速齿轮中, 最先进入啮合的轮齿上承受最大载荷, 而后续轮齿上的载荷将依次减小, 结果导致在轮齿的一端出现强烈接触。随着温差的增大, 给人一种小齿轮螺旋角减小的印象, 但实际上螺旋角是不变的。这种偏载仅仅是由基节差引起的, 同时啮合的轮齿越多, 即螺旋角越大时, 这种现象越加明显。但一般来说, 在螺旋角为 $6^{\circ} \sim 15^{\circ}$ 的斜齿轮中, 这种影响是很小的。在选择轮齿的螺旋线方向时, 最好是使这种影响和小齿轮的扭转变形相抵消。因此, 在减速齿轮中, 同一齿面内, 小齿轮啮入端应在联轴节一侧, 而在增速齿轮中则相反, 小齿轮啮出端应在联轴节一侧。

除此之外, 齿轮箱和基础的刚性, 轴承的间隙等影响载荷分布的其他因素, 也应针对各种不同情况加以考虑。

前面已经讲过, 齿向修整有鼓形修整(鼓形齿)和齿端修整(卸载齿), 齿端修整也有的叫齿端倒坡。齿向修整的形式如图 4 所示。

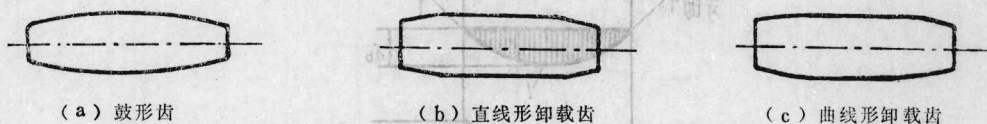


图 4 齿向修整的形式

在这里, 我们主要介绍一下鼓形修整中鼓形量的确定。

在多数情况下, 需要进行鼓形修整的主要原因是小齿轮的弹性变形, 对于任意的传递载荷, 这个变形量是可以正确计算出来的。而影响载荷分布的其他因素是难以预料的, 故在设计开始阶段, 就应该在布置中尽量使这些影响相互抵消。

小齿轮的变形量, 是在一个和基圆柱相切平面内确定的(图 5), 并假定载荷沿齿宽均匀分布。小齿轮的总变形量由弯曲(曲线 1)和扭转(曲线 2)两部分组成, 两者作用在同一切平面内, 故总变形量便是二者的代数和。为了补偿在预定载荷作用下的弹性变形, 必须按照和总变形量的分布曲线正好相反的形状来进行鼓形修整。

对称安装的小齿轮, 在齿宽 F 的范围内, 其最大弯曲变形量为

$$\delta_b = \frac{2}{E\pi} WK^4 \left(\eta - \frac{7}{12} \right)$$

式中: W ——单位齿宽上的载荷(磅/吋)

E——弹性模量

K——齿宽与分度圆直径之比, F/d

η ——轴承跨度与齿宽之比, L/F

δ_b 的最大值出现在齿宽中点, 变形曲线近似于圆形, 压力角的影响较小, 可以忽略不计。

若假定载荷是均匀分布, 则扭转变形的最大值为:

$$\delta_t = \frac{4}{G\pi} WK^2$$

式中: G——剪切弹性模量

扭转变形曲线为抛物线, 其顶点位于自由端一侧。若小齿轮的齿宽部份有直径为 d_i 的孔, 则上述的 δ_b 和 δ_t 值都应乘以下面的系数:

$$K_i = \frac{1}{(1 - d_i/d)^4}$$

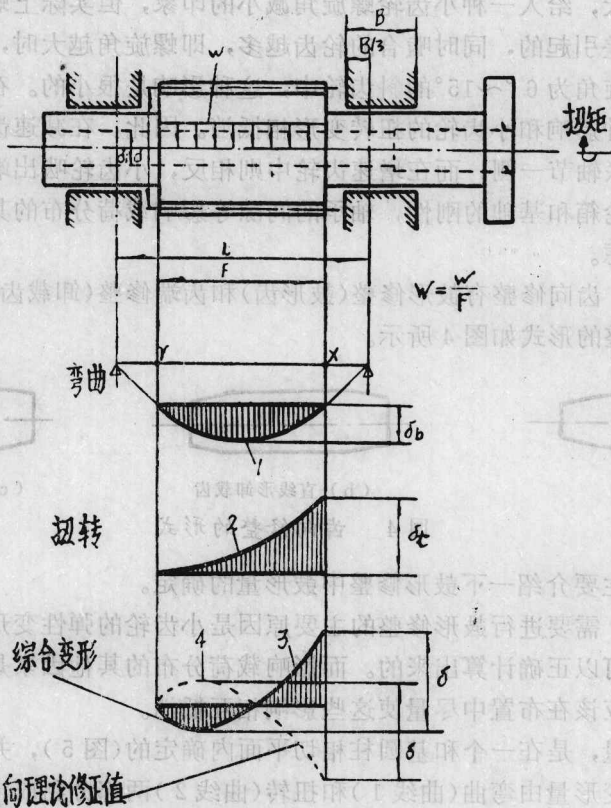


图5 小齿轮变形和齿向修整

为了迅速地确定总变形量 δ , 可以利用图6的曲线。图中曲线A是小齿轮与一个大齿轮啮合, 对称安装, $\eta=1.7$, $W=100$ 磅/时时情况。对于任意载荷, 最大总变形量为:

$$\delta = \delta_{100} \cdot \frac{W}{100} (10^{-4} \text{时})$$

曲线 B 表示小齿轮与两个大齿轮在相距 180° 的位置上啮合, $W = 100$ 磅/时的情况。此时的总变形量同样可以用上面公式求出, 但式中的 W 仅指在一个啮合处的单位齿宽负荷。假如一个小齿轮与三个大齿轮啮合, 例如行星齿轮, 则式中的 δ_{100} 应从曲线 B 查得后再乘以 $3/2$ 。

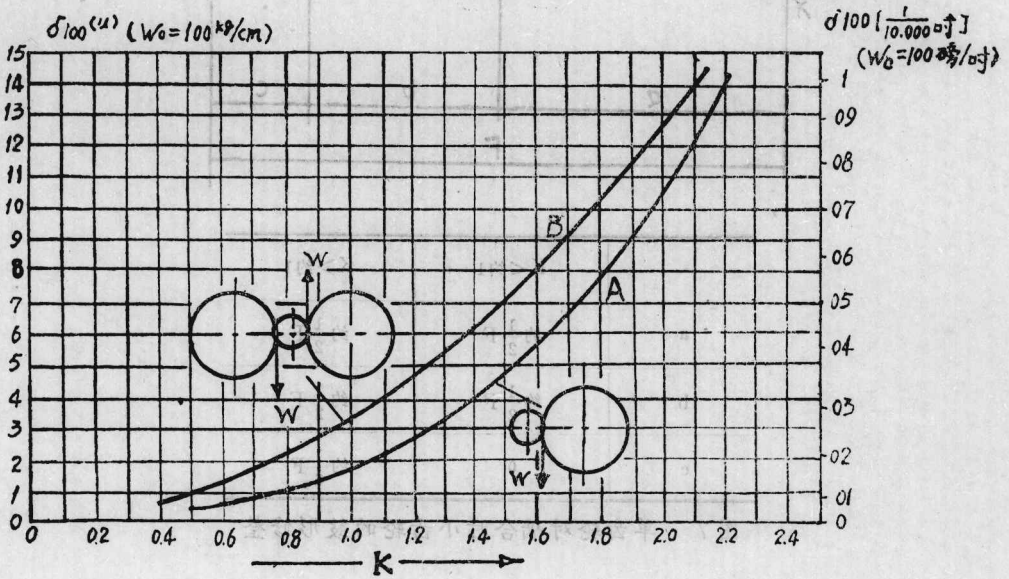


图 6 在单位负荷 $W = 100$ 磅/时时小齿轮的变形

由于制造与检验技术上的原因, 对理论上所决定的修整曲线形状(图 5 中曲线 4)要作一些修整。就象齿形修整时那样, 在齿面的一部份上不作修整。这个不修整部份可以保证适当的轴向重合度(≥ 1), 在轻载下, 也能平稳地运转。同时, 还可以直接测定螺旋角的大小。但是, 当载荷与变形较大时, 必须在整个齿宽上进行修整。

当总变形量 δ 不超过 0.0008 时时, 建议按图 7 和图 8 那样进行修整。修整量 Δ (单位 10^{-4} 吋) 由总变形量 δ 计算而得。[1][3][8]

小齿轮与一个大齿轮啮合时的齿向修整量(图 7)

联轴节一端:

$$\Delta_{x\text{下限}} = \delta$$

$$\Delta_{x\text{上限}} = \delta + 2$$

自由端:

$$K \leq 1 \text{ 时 } \Delta_y = 0$$

$$K > 1 \text{ 时 } \Delta_{y\text{下限}} = 0.3\delta$$

$$\Delta_{y\text{上限}} = 0.3\delta + 2$$

小齿轮与二个大齿轮啮合时的齿向修整量(图 8)

联轴节一端:

$$\Delta_{x\text{下限}} = \delta$$

$$\Delta_{x\text{上限}} = \delta + 2$$

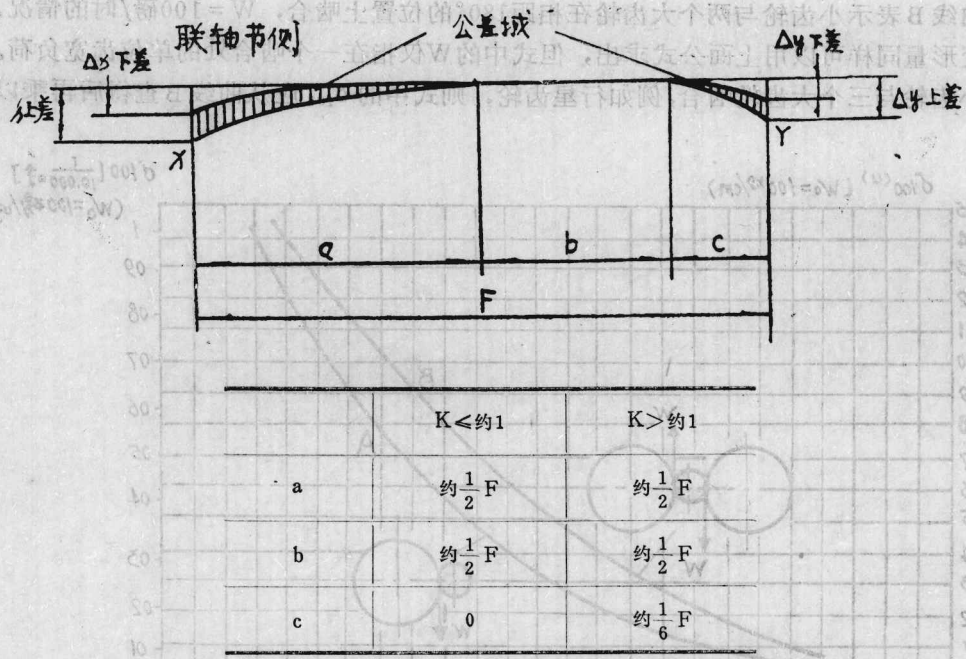


图7 单齿轮对啮合时小齿轮的鼓形修整

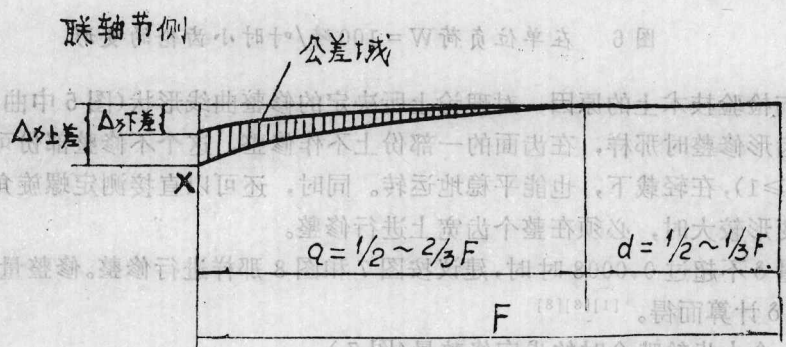


图8 双齿轮对啮合时小齿轮的鼓形修整

自由端:

$$\Delta_y = 0$$

从齿端的最大修整量到不修整齿面的修整曲线, 较为理想的是采用抛物线。关于鼓形量的确定, 除了上面所介绍的瑞士马格公司^[3]、日本岛津公司^[8]和仙波正庄^[11]推荐的根据小齿轮的总变形量来计算鼓形修整量的方法以外, AGMA标准是直接给出具体数值, 而英国推荐的鼓形量公式为

$$\theta_r = 0.7 \times 10^{-3} \cdot \frac{F_m}{b} (\text{mm})^{[12]}$$

式中: b ——齿宽(mm)
 F_m ——圆周力(kg)

ISO标准推荐的鼓形量公式为

$$C_C = 0.5 \cdot F_{\beta xcv} (\mu m)^{[12]}$$

式中: $F_{\beta xcv}$ ——原始等价失准性(即齿向脱开量)(μm)

另外,日本有资料^[8]指出,为了避免由于轮齿一端接触产生过大的应力,如图9那样,沿齿向从端部起的 $0.8h$ 范围内不使轮齿接触,即修整成卸载齿。剩下的 $(b-1.6h)$ 齿宽上的范围里,则如图10那样,把齿轮啮合的齿向偏差角做为鼓形齿端部的条件,来决定鼓形齿的形状是必要的。

大小齿轮齿向之间的角度,可采用因种种原因所产生的平行度偏差的代数和。当齿向间夹角特别大,即达到 $3 \sim 10$ 分时,有必要考虑产生平行度偏差的所有原因,来决定鼓形齿。

在平行度偏差小的情况下,对磨齿齿轮等高精度齿轮,其鼓形量 δ 建议采用下面公式计算:

$$\delta = 0.25b \times 10^{-3} + 0.5f_g^{[6]} (\mu m)$$

式中 b ——齿宽, mm

f_g ——齿向误差, μm

f_g 值可根据齿轮的精度等级由右表查出。

齿向误差 f_g

精度等级	齿向误差许容值(μ)
0	0.63 (0.1b+10)
1	0.71 (0.1b+10)
2	0.80 (0.1b+10)
3	1.00 (0.1b+10)
4	1.25 (0.1b+10)
5	1.60 (0.1b+10)
6	2.00 (0.1b+10)
7	2.50 (0.1b+10)
8	3.15 (0.1b+10)

注: b ——齿宽(mm)

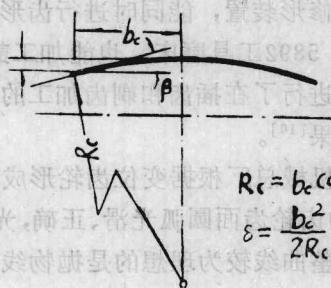
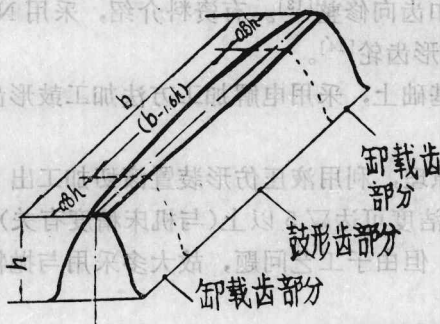


图9 同时修整成鼓形齿和卸载齿的方法

图10 鼓形齿形状决定法

由上面可以看出,关于鼓形量的确定,有各种不同的方法,世界各国标准中给出的形式各不相同,这说明鼓形量的确定尚处在应用边探索阶段。

沈阳黎明机械公司认为,至今为止所给出的鼓形量的计算公式,由于没有考虑在赫芝应力作用下轮齿的弹性变形,所以是很不完善的。他们既考虑轮齿的倾斜又考虑到其接触弹性变形,进行了分析研究,推导出了一种新的鼓形量计算公式。如图11所示,在载荷的作用下,假设当量倾斜角 r_d 不变,而轮齿 Z_1 将压入到 Z_2 ,在齿面法线上总的压缩量为 AA' ,如果以 AA' 压缩量作为鼓形量,并由 A' 到 C 点作成圆弧 $A'C$ (鼓形),这样便可保证在受载后于 A' 点处相切而不相交,在鼓形齿上有与 AA' 相应(不相等)的压缩量。在这种条件下便可得出鼓形量计算公式:

$$\Delta_g = \overline{AA'} = b_{ca1} \cdot \operatorname{tg} r_d = \frac{b_{ca1}}{b} \cdot \Delta_t$$

如果以 ISO 标准中的

$$\frac{b_{ca1}}{b} = \sqrt{\frac{2 \cdot F_m}{b \cdot \Delta_t \cdot C_r}} \text{ 代入上式, 则得}$$

$$\Delta_g = \sqrt{\frac{2 \cdot F_m}{\Delta_t \cdot b \cdot C_r}} \Delta_t^{[12]}$$

$$\text{当 } \frac{b_{ca1}}{b} \geq 0.7 \text{ 时, 取 } \sqrt{\frac{2 F_m}{\Delta_t b C_r}} = 0.7$$

式中: F_m ——圆周力 (kg)

Δ_t ——齿向脱开量 (μm)

C_r ——单位齿宽的啮合刚度
($\text{kg}/\text{mm} \cdot \mu\text{m}$)

b ——齿宽 (mm)

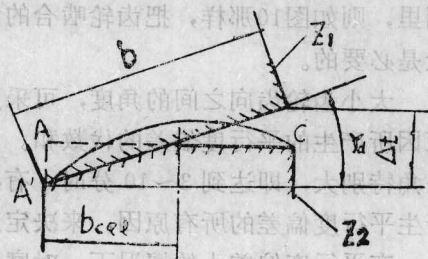


图11 弹性变形后各尺寸关系

显然, 在这种情况下, 鼓形量不仅与齿向脱开量 Δ_t 、齿宽 b 有关, 而且与圆周力 F_m 和啮合刚度 C_r 有直接关系。可见, 该鼓形量计算公式比较全面, 对满足相切而不相交且最大限度地减少鼓形齿载荷集中比其他方法更为理想。

3. 齿向修整的方法

在齿形修整方法中已经谈到, 带有B、C修形装置的马格磨齿机, 如SD-62磨齿机, 采用零度磨削借靠模修形装置, 能同时进行齿形和齿向修整^[13]。有资料介绍, 采用NZA工具磨床、ZSTZ磨床、5892工具磨床, 也能加工鼓形齿轮^[14]。

大连工学院进行了在插齿和剃齿加工的基础上, 采用电解加工方法加工鼓形齿的研究, 取得了满意的成果^[10]。

另外, 武钢机械总厂根据变位齿轮形成原理, 利用液压仿形装置滚切加工出了鼓形齿轮^[15], 加工出的齿轮齿面圆弧光滑、正确, 光洁度可达 $\nabla 5$ 以上(与机床精度有关)。

鼓形齿的修整曲线较为理想的是抛物线, 但由于工艺问题, 故大多采用与抛物线相近似的圆弧。

4. 齿向修整对齿根强度、齿面强度和噪音的影响

进行适当的齿向修整, 可以防止轮齿偏一端接触, 避免产生局部高负荷造成的轮齿折断和齿面破坏, 大大提高齿轮的承载能力。试验表明, 有的齿轮经过齿向修整以后, 承载能力甚至可提高三倍以上^[12]。

关于鼓形齿对齿根强度方面的影响, 国外进行了很多试验。各种试验结果表明, 情况比较复杂。一般来说, 进行适当的齿向修整, 如鼓形齿, 若鼓形量适当的话, 可以提高齿根的许用应力, 但鼓形量过大, 反而使齿根的许用应力减小,

进行适当的鼓形修整还可以大大提高齿面强度。这是因为在齿轮的材料、精度、尺寸保持不变的条件下, 进行适当的鼓形修整, 可以使极限载荷显著提高, 即可使许用载荷提高。对42CrMo4的调质齿轮和软氮化齿轮进行试验的结果表明, 通过适当的鼓形修整, 许用载荷可增加25~50%^[1]。

另外,进行适当的鼓形修整,可以降低齿轮的噪音,特别是当不平度误差较大,容易产生轮齿偏一端接触时,鼓形修整以后噪音大大降低。对噪音来说,鼓形量有一个比较合适的值,若过大,噪音反而增大。

关于齿向修整对齿根强度、齿面强度和噪音的影响,情况也是很复杂的,究竟多大的修整量合适,应综合分析,通过试验确定。

参 考 文 献

- [1] 高强度齿轮设计 [日]仙波正庄著,任宏达译,机械工业出版社,1981年
- [2] 齿轮的齿顶修整及其倒角 国外船用柴油机传动装置译文集(二)“国外船用柴油机”编辑组,1977年
- [3] 渐开线齿轮的齿形和齿向修整 “浙江机械”,1980, №1
- [4] 关于渐开线齿轮的修形专题报告 四川空气分离设备厂,1977年
- [5] 高速齿轮齿形修整(修缘)“造船技革”齿轮专辑(二),六机部601所,1980年
- [6] 円筒歯車の設計(歯車の設計,制作①) [日]近畿歯車懇話会,1974年
- [7] 船舶齿轮传动装置的设计和制造座谈小结 哈尔滨船舶工程学院
- [8] 来华技术座谈资料: A—240船用中速柴油机减速装置 中国科技情报所,1973年
- [9] 介绍没有修缘机构的磨齿机如何磨修缘齿轮 “杭齿技术”,1979, №1
- [10] 电解加工“鼓形齿”“修缘齿”齿轮工艺的研究 大连工学院
- [11] 通常のホブによるインボリュート歯形の修整歯切方法 [日]特开昭51—70592
- [12] 渐开线鼓形齿的鼓形量 “齿轮”,1981, №2
- [13] 零度磨削靠模修形法总结报告 杭州汽轮机厂情报室,1980年
- [14] 鼓形齿——一种排除齿面压陷故障的有效方法 “齿轮”,1977, №2
- [15] 滚切加工鼓形齿轮的液压仿形装置 “重型机械”,1981, №9
- [16] 高速齿轮的修形计算 郑州机械科学研究所,1976年
- [17] 渐开线直齿传动衔接冲击及修缘分析 大连工学院
- [18] 高速重载齿轮的螺旋线修整 “四川机械”,1981, №1

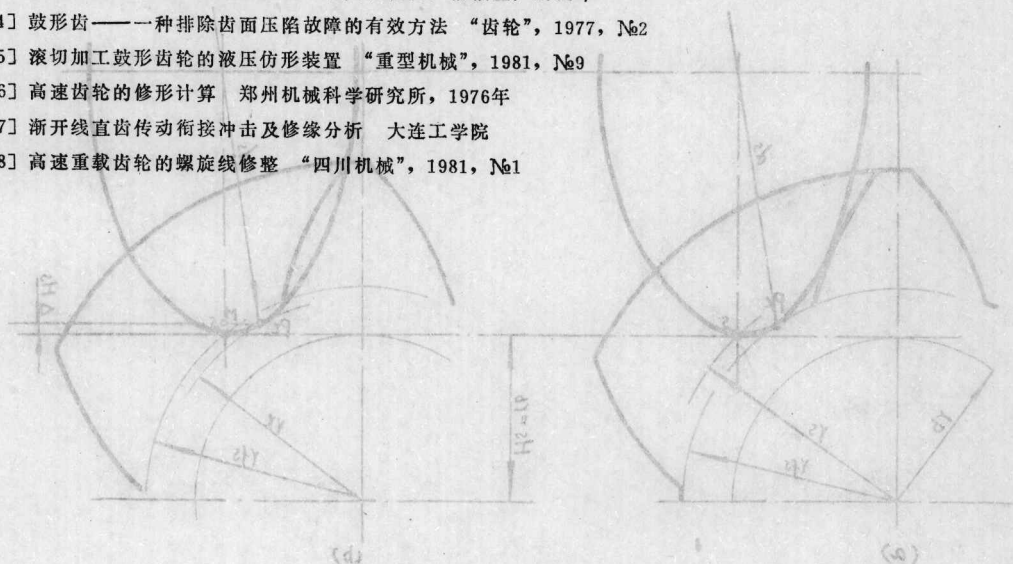


图 1 鼓形齿的修整量与鼓形量的关系

零度磨削靠模修形法

杭州汽轮机厂 李敦信

我厂由瑞士MAAG公司进口的SD-62磨齿机，具有B、C修形装置，采用零度磨削借靠模修形，能同时对齿轮的齿廓及齿向进行修形。磨后齿轮的精度高、修形效率高、易控制是该设备的极大特点。兹将SD-62磨齿机上进行齿廓及齿向修形的有关调整计算总结于后。

一、零度磨削砂轮磨削半径的确定

采用零度磨削与 15° 磨削或 20° 磨削相比。零度磨削有以下优点：

1. 能进行齿廓及齿向修形；
2. 范成行程长度和轴向进给长度较短；
3. 0° 磨削对砂轮安装角偏差所引起齿轮的齿形误差较小。

采用零度磨削，砂轮的磨削平面与基圆柱的切平面相垂直。砂轮的磨削平面与基圆切平面相交的任一点至被磨齿轮轴心线的向量半径称之为磨削半径 r_{fs} 。

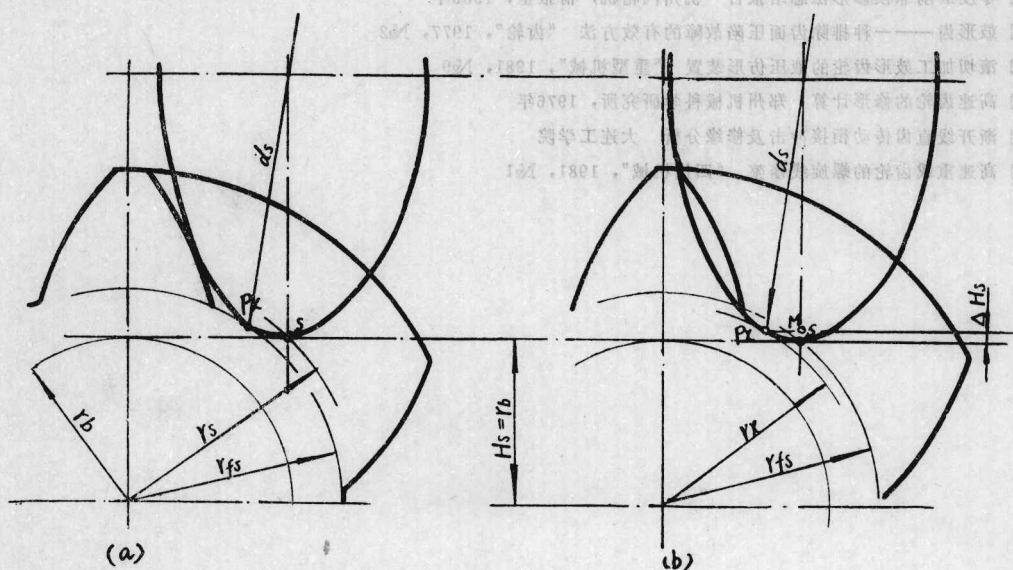


图1 0° 磨削磨削半径 r_{fs} 的各种情况

图1中(a)表示砂轮的磨削点 P_x 不在基圆切线上，此点所磨出的曲线不是渐开线，砂轮半圆弧 P_xS 所磨出的曲线是一条偏离渐开线的曲线。而 S 点其向量半径 $r_s > r_{fs}$ ，磨削半径；为使 $r_s = r_{fs}$ ，砂轮必须沿着齿线移动如图1(b)所示的位置。但此时砂轮 P_xS 上 P_x 点却深深地

伸进被磨齿轮的齿根区域中。为避免此种情况，必须使砂轮沿着齿线由 P_x 点移至 M 点(即 P_x 与 M 点重合)，同时砂轮作垂直移动 $MS = \Delta H_s$ 。经调整之后，砂轮与被磨齿轮的正确位置如图 2 所示。因此为保证砂轮的磨削半径，左、右砂轮必须分别作沿 P^*M^* 齿线及齿深 ΔH_s 移动。 P^*M^* 及 ΔH_s 可分别由下式确定：

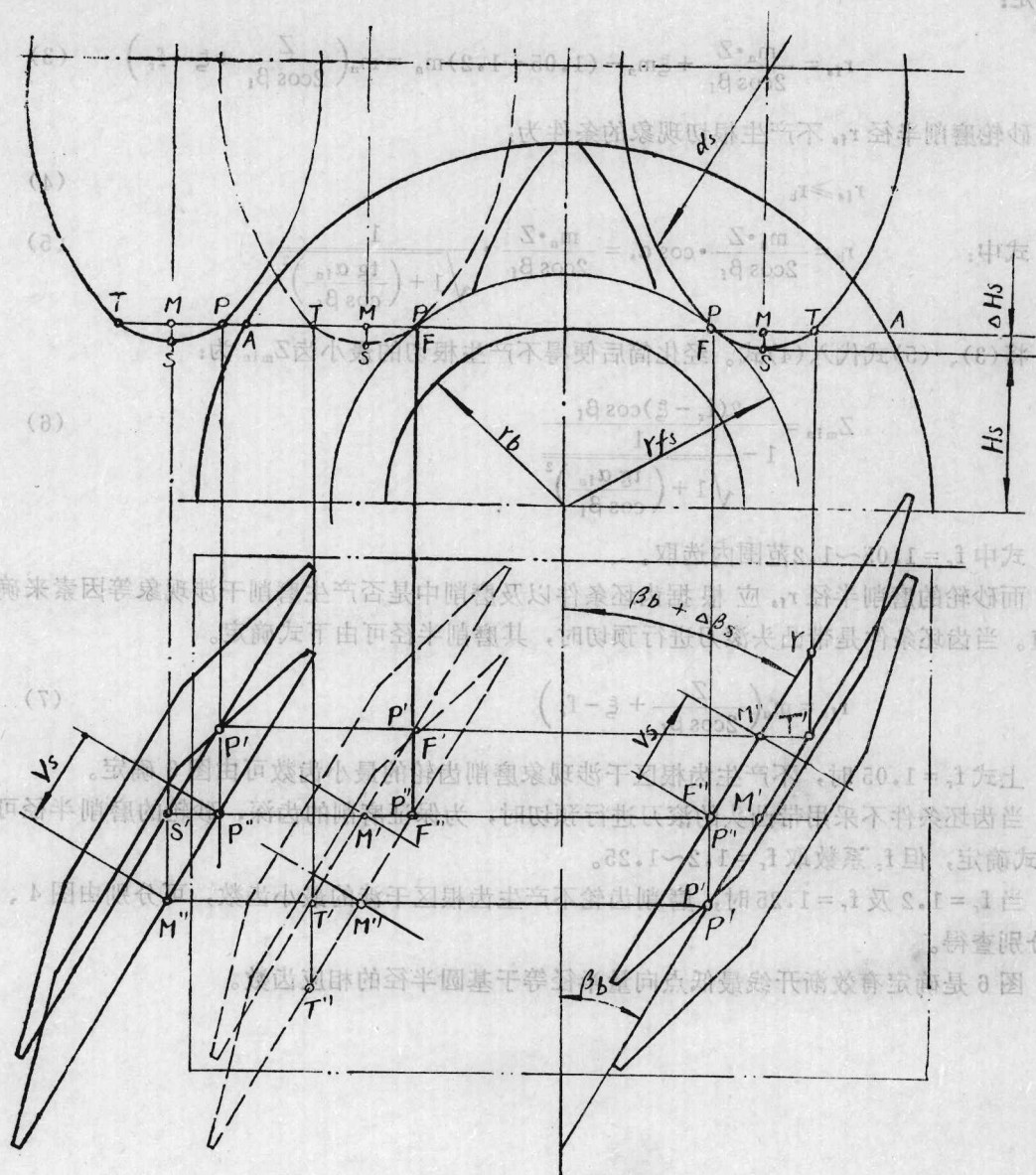


图 2 0° 磨削砂轮磨削半径与被磨齿轮的相对位置