

论提高粗纱牵伸质量问题(I)

——牵伸型式、牵伸部件与牵伸质量

刘国涛

(纺织工程系)

摘要 文中主要讨论了“D”型牵伸的结构特点,同时分析了“牵伸区不集束、集束区不牵伸”的优越性。其次,对牵伸罗拉的表面结构和扭矩及其与提高粗纱牵伸质量之间的关系作了阐述。最后说明采用小模数牵伸齿轮的优点。

关键词 牵伸型式;凝集区;罗拉扭矩;牵伸质量

影响粗纱牵伸质量的因素相当复杂,它涉及到所用纤维材料的种类和性能、喂入品的内在结构和外观质量,特别是粗纱机牵伸机构各部件的可靠性和稳定性,粗纱工艺的合理性和先进性等。下面择要予以讨论。

1 牵伸型式与牵伸质量

我国粗纱机牵伸型式的演变,主要经历了四罗拉渐增直线牵伸、四罗拉双区直线牵伸、五罗拉渐增直线双区曲线综合型牵伸以及三上四下曲线牵伸。八十年代初,为了进一步提高成纱质量,对粗纱机牵伸机构的改进作了不少探索^[1]。如三上四下加压力棒牵伸(图 1),三上四下单皮圈牵伸(图 2)以及三罗拉双短皮圈牵伸(图 3)等。三种牵伸机构对粗、细纱质量的试验结果如表 1 所示。

由表 1 可见,三罗拉双短皮圈的粗纱质量和细纱质量均优于其它牵伸型式,因为双皮圈牵伸浮游区最短,摩擦力界分布比较理想,皮圈对纤维的积极控制有利于提高纤维伸直度和改善粗纱结构;主牵伸区前中罗拉中心距较大,对纤维长度的适应性强;上皮圈销为弹簧摆

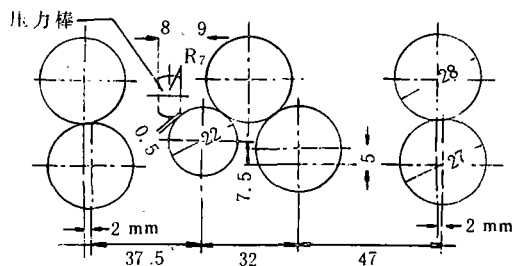


图 1 三上四下加压力棒牵伸

动销,对喂入半制品的不匀可起“微调作用”,牵伸力比较稳定,是一种较好的牵伸型式。

表 1 牵伸机构对纱的试验结果

	粗 纱		细 纱			
	萨氏条干(%)	CV %值	CV %值	棉结	粗节	细节
三上四下加压力棒牵伸	20.4	4.66	16.40	37.3	72.3	28.6
三上四下单皮圈牵伸	22.5	5.02	16.42	28.5	63.1	31.4
三罗拉双短皮圈牵伸	19.9	4.64	16.37	36.1	66.6	32.2

注:1. 所纺为 45^s 涤棉纱 2. 喂入熟条由同台同眼并条机供应 3. 各种牵伸型式在粗纱机上同台同锭纺制

4. 粗纱、细纱均编号在同台同锭上试纺,每次试验 10 只纱管

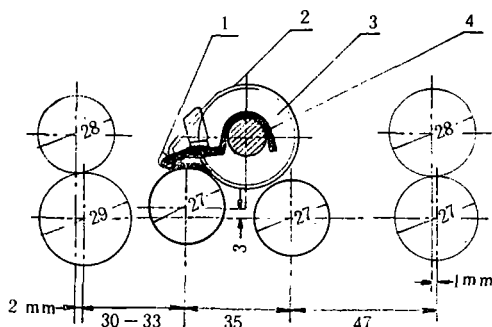


图 2. 三上四下单皮圈牵伸

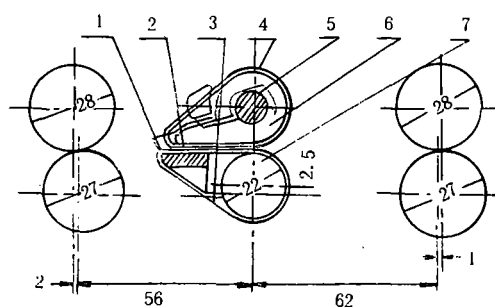


图 3 三罗拉双短皮圈牵伸

除三罗拉双短皮圈外,还有三罗拉长短皮圈和四罗拉双短皮圈两种。经试验,长短皮圈条干均匀度要比双短皮圈好,但因下清洁装置这一关键问题未获妥善解决,故纱疵较多。四罗拉双短皮圈牵伸又有凝集区(整理区)在二、三罗拉间,主牵伸区附有集合器的双区牵伸和

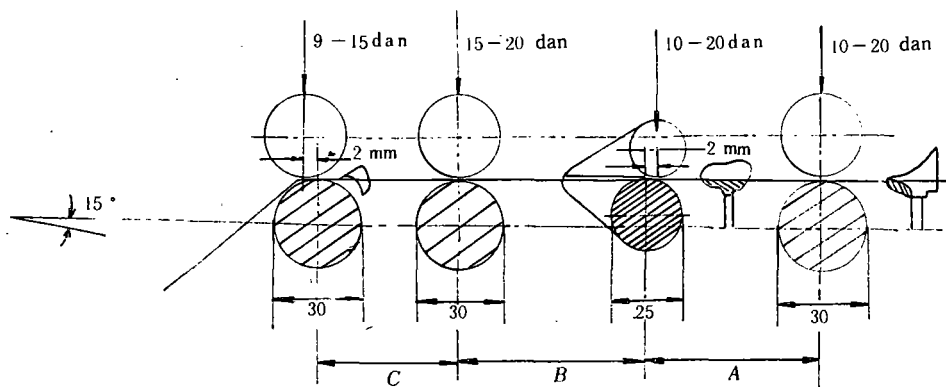


图 4 D 型牵伸

凝集区在第一、二罗拉间,二、三罗拉间为主牵伸区并无集合器的“D”型牵伸(图 4)两种。D 型牵伸有如下特点:

- 符合牵伸区不集束,集束区不牵伸的原则;
- 生产比较稳定,粗纱表面光洁度好,细纱毛羽少,特别在高湿黄霉季节,其适应性较强;

c. 在纺制重定量、弱捻度、蓬松性好的较长化学纤维时,使经过主牵伸区后的须片在凝聚区具有整理效应,以提高纤维的平行伸直度,以改善粗纱条干,成纱细节数减少而且比较稳定^[4];

d. 根据 SKF 的有关资料认为,三罗拉双皮圈的牵伸范围以控制在 5—10 倍之间可获得最好的工艺效果。而 D 型牵伸能适应 12 倍以上(最高 16 倍)的牵伸能力。当以高倍牵伸纺制重定量化纤时,不存在主牵伸区集合器对须片摩擦阻力而破坏条干水平问题。

目前国内引进的 D 型牵伸机构,所纺制的粗纱定量一般多在 3.5—5.5g/10m 之间,牵伸倍数在 6—9 倍的范围内,这样的工艺并未充分发挥 D 型牵伸原设计的优越性。相反,国内在前、后纺牵伸分配问题上,仍着重坚持提高细纱牵伸能力的传统观念,而将粗纱的牵伸倍数多限制在 5—8 倍的水平,使同样具有皮圈牵伸优点的细纱与粗纱的牵伸比值高达 9—6 倍。细纱采用高倍牵伸,结果给改善和稳定成纱条干带来困难,而且纱条的显性突发性纱疵较多,严重影响布面的外观质量。因此应该对前、后纺牵伸倍数进行优化分配,其主攻方向应该是适当降低细纱牵伸倍数,相应提高粗纱的牵伸倍数。加大粗纱牵伸倍数的基点应建立在加强对牵伸区纤维运动的控制,避免恶化成纱长片段不匀率水平。根据 D 型牵伸的设计特点,它具有控制纤维良好和牵伸范围较大的优点,所以前、后纺牵伸倍数的合理安排,可在 D 型牵伸粗纱机上实施,并藉以取得经验。

综上所述,与粗纱质量密切相关的牵伸机构形式,目前还是见仁见智。一般地讲,三罗拉长短皮圈,因其下皮圈张力稳定,打滑率小,皮圈中部对纤维的控制较强,纤维运动比较稳定,据测定^[2],粗纱条干 CV % 值较双短皮圈可下降 0.33%。但长皮圈的吊皮圈时有发生,且纱疵较多,维护保养也较双短皮圈困难。只有在纺制高档产品,所用原料比较良好的情况下,长短皮圈牵伸方显其优越性。

2 牵伸部件与牵伸质量

本文主要讨论牵伸罗拉、牵伸齿轮与牵伸质量间的关系。

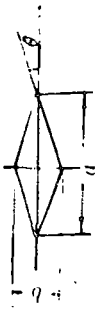
2.1 牵伸罗拉

表 2 为几种引进粗纱机与罗拉有关的技术特征数及其表面结构。

2.1.1 罗拉直径 罗拉直径不仅受所纺纤维长度和加压量大小等工艺条件的制约,而且与罗拉的力学性能如罗拉的速度、挠度、刚度、扭矩和扭振等有关。当适纺纤维长度较长时,为了防止缠罗拉,应取较大的罗拉直径;反之,纤维较短,为了获得较小罗拉握持距,应取较小的罗拉直径。小直径罗拉与皮辊形成的钳形摩擦力界比较尖陡,分布范围较窄,有利于纤维变速点前移,可望提高牵伸质量。但采用小直径快速度工艺,则皮辊与罗拉间的动摩擦系数小,滑溜率大。相反适当加大前罗拉直径,比例地降低罗拉转速(线速不变),既可扩大皮辊与罗拉的接触面积,又比较容易满足罗拉重加压的要求。粗纱机上对罗拉直径基本上有两种配置方法,如表 2 所示:一种是所有各列罗拉直径相同,如 F1/1a 粗纱机,另一种除皮圈罗拉采用较小直径外,其余各列直径相同,这两种设计,以哪一种比较合理?例如 F1/1a 机组成主牵伸区的一、二列罗拉直径之和为 54mm,如皮圈罗拉用 25mm 的直径,前后罗拉相应用 29mm 的直径,这样的更动并不改变罗拉握持距的长度,也不至于增多该区的浮游纤维量。前罗拉加粗 2mm 后,增强了刚度,可以减少因重加压而产生的罗拉挠度,因为罗拉挠度与

表 2 几种粗纱机与罗拉有关的技术参数

	Toyoda(日本) FL16	Rieter(瑞士) F1/1a	Howa(日本) RMK-2	Ingolstadt(德国) FB11	Zinser(德国) 660	Rovematic(英美)
牵伸型式	D 型牵伸	三罗拉长短皮圈	D 型牵伸	三罗拉长短皮圈	D 型牵伸	三罗拉长短皮圈
罗拉直径(mm)	28.5×28.5×28.5×28.5	27×27×27	28.5×28.5×28.5×28.5	30×25×30	30×30×25×30	32×25×32
皮棍直径(mm)	28×28×25×28	29×31×27	28×28×25×28	28×25×28	29.5×29.5×25×30.5	28×25×28
罗拉座倾斜角	15°	15°	10°	12°	15°	20°
加压力/双锭(kg)	12×20×15×15	22×13.2×16	15×25×15×15	25×20×25	9—15×15—25 ×10—20×10—20	25×15×10
齿型	呈斜齿型	呈斜齿型	呈斜齿型	呈斜齿型	呈直齿型	呈斜齿型
齿数	54 [†]	60 [†]	57 [†]	62 [†]	63 [†]	
旋向	双向	单向右旋	双向	单向左旋		双向
倾斜角度	4°	5°	6°	5°		5°
圆周齿数	48 [†]		57 [†]	36 [†]	47 [†]	
齿面角θ°	41°30'		30°	45°	37°	
齿顶尺寸*(mm)	0.65×0.45		0.75×0.45	0.8×0.8	1.0×0.5	
点数/10mm ²	45		56	45	38	



罗拉直径的四次方成反比。而直径较小的皮圈罗拉,工艺上要求其速度约为前罗拉的 $1/5 \sim 1/10$,可以施以较轻的加压力。

2.1.2 罗拉表面结构 沟槽罗拉表面结构包括齿向、齿距、齿形等。斜齿罗拉与直齿罗拉相比,它与皮辊的接触点在回转过程中是连续转移的,使皮辊与罗拉表面始终保持良好的接触,钳口对纤维的握持保持稳定。而直齿沟槽罗拉则由于罗拉与皮辊表面的接触是线型接触,在回转过程中,接触线是间歇转移的,稳定性较差。有试验表明^[5],斜齿沟槽罗拉能有效地适应较高硬度的皮辊,握持纤维的能力也大于直齿沟槽罗拉,并且对高速的适应性强,皮辊压力不匀率小。不论采用何种皮辊,斜齿沟槽罗拉都比直齿沟槽罗拉的成纱 CV % 值低,特别是软弹皮辊改善的程度优于硬弹皮辊。单纱强力及其不匀率也同样反映斜齿沟槽罗拉优于直齿沟槽罗拉。

双向对称斜齿沟槽罗拉与单向斜齿沟槽罗拉相比,它可使牵伸区纵向摩擦力界分布比较均匀,对摇架的推力分别在两个方向上相互抵消,从而减小罗拉轴向间隙和传动件的磨损。从机械状态的平稳性来看,双向对称斜齿沟槽罗拉对皮辊具有一定的自调平衡作用。

在满足沟槽刚性的条件下,增加沟槽齿数和减小沟槽深度以及适当增大罗拉沟槽倾角,都可以进一步提高粗、细纱的条干。

沟槽罗拉还有一个重要参数齿顶宽度,这是罗拉与皮辊的接触部位,其最小值与皮辊的负荷和材料有关。注意因齿顶宽过小而损伤皮辊。还有一种少损伤皮辊表面的措施,是采用罗拉中心线与分度棘轮偏移一个距离 e 的方法得到不等距沟槽。下面设法求出偏移距 e 值:如图 5 所示^[7], P 为棘轮中心,以棘轮半径 R 为半径作等分圆,等分数等于罗拉的齿数 n 。令 $\widehat{AC} = \widehat{BD} =$ 每一等分圆弧长度之半。在罗拉圆周上对应的 $\widehat{EF}$ 与 $\widehat{GH}$, 则分别为最大齿距 $p_{\max}$ 与最小齿距 $p_{\min}$ 之半。而 $\widehat{AC} = \widehat{BD} = \widehat{a} = \pi R/n$ 。目前粗纱罗拉的沟槽数多在 50—60 齿之间,每齿所对中心角为 $6^\circ \sim 7^\circ$, 所以 $\widehat{a} \approx \widehat{a} = a$ 。

由 $\triangle OAC$ 及 $\triangle OBD$ 得 β, α 值以及

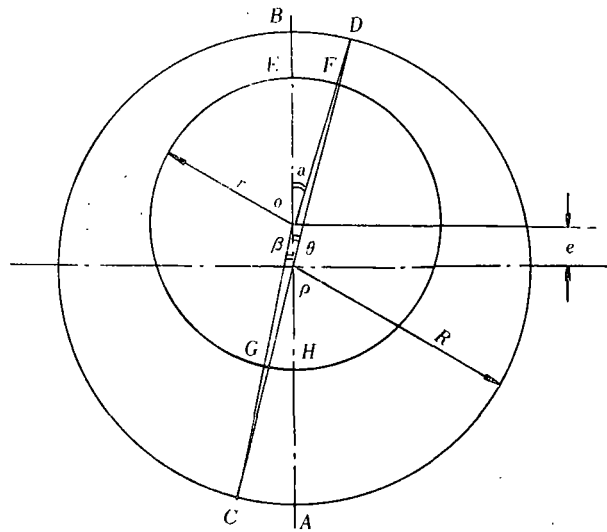


图 5 偏移距 e 值

$$P_{\min} = 2r \arctg \frac{a \cos \frac{\theta}{2}}{R + e - a \sin \frac{\theta}{2}}$$

$$P_{\max} = 2r \arctg \frac{a \cos \frac{\theta}{2}}{R - e - a \sin \frac{\theta}{2}}$$

令

$$P_{\max} - P_{\min} = C = 2r(\alpha - \beta)$$

所以

$$e = \frac{-R \sin \frac{\hat{a}}{R} \pm R \sqrt{\sin^2 \frac{\hat{a}}{R} + \operatorname{tg}^2 \frac{C}{2r}}}{\operatorname{tg} \frac{C}{2r}} \quad (1)$$

由于 θ 很小, 故 $\sin \frac{\hat{a}}{R} \approx \frac{\hat{a}}{R}$, 而 C 与 r 相比亦小, 所以 $\operatorname{tg} \frac{C}{2r} \approx \frac{C}{2r}$, 因此

$$e = \frac{\sqrt{4\hat{a}^2 r^2 + C^2 R^2} - 2r\hat{a}}{C} \quad (2)$$

式(1)、(2)分别为求偏移距 e 值的理论与简化公式。

目前随着皮辊质量的不断提高, 罗拉多有采用等节距设计的。但随着罗拉速度的逐步提高以及重加压工艺的推广, 如有可能, 罗拉还是应该提倡不等节距, 这样有利于提高纱条质量。

2.1.3 罗拉扭矩 下面从理论上对罗拉扭矩与罗拉消耗功率、罗拉转速、罗拉直径与长度、罗拉材料的抗剪弹性系数以及罗拉扭转时最大剪应力之间的关系进行分析, 并藉此得到影响粗纱质量的有关参数。

取一段罗拉作为讨论的对象, 并设罗拉上端固定, 下端有一力偶使之扭转(图6), 当扭角很小时, 以扭转后仍视为圆形, 软件罗拉直径和两横断面间的距离不变。从罗拉薄片的变形可见, 底面将对顶面转动一个角度 $d\varphi$, φ 即为 mn 面对罗拉固定端所扭转的角度。薄片周围的 ac, bd 两边经扭转后由原来的垂直状态变为偏斜状态, 四条边的长度仍视为不变, 但四个角度则因扭转有了改变。这个四边形 $abcd$ 即谓之受纯剪力, 其剪应变的值可由 $\triangle cac'$ 求得:

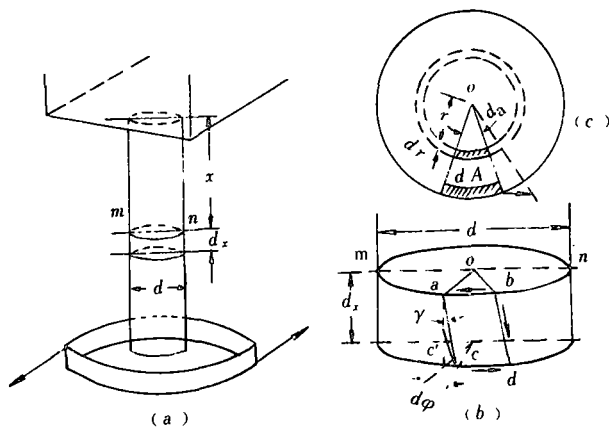


图6 罗拉扭矩

$$\gamma = \frac{c'c}{ac'}$$

而 cc' 是半径为 $d/2$ 罗拉上 $d\varphi$ 所对的弧长, 其值等于 $(d/2) \cdot d\varphi$, 所以

$$\gamma = \frac{1}{2} \cdot \frac{d\varphi}{dx} \cdot d \quad (3)$$

当罗拉在两端受到扭力时, 其扭角与罗拉的长度成正比, 而 $d\varphi/dx$ 为一常数。 $d\varphi/dx$ 即为罗

拉单位长度的扭角,以 θ 表示,于是

$$\gamma = \frac{1}{2}\theta d \quad (4)$$

作用于 $abcd$ 四边的抗剪应力的方向已在图中标出,其大小为:

$$\tau = \frac{1}{2}G\theta d \quad (5)$$

上述虽为罗拉表面的受力情况,但同样可应用于罗拉内部各层应力及应变的计算,仅将式中的 $d/2$ 以 r (图 c)代之,所以在半径为 r 时,其剪应力为

$$\tau = Gr\theta \quad (6)$$

式中 G 为抗剪弹性系数或刚性系数。

扭矩 M_t 与其所生应力之间的关系,由图 6 mn 面以下一段的平衡条件,可知断面 mn 上所分布的内力之和,应与 M_t 大小相等而方向相反。在每一微量面积 dA 上剪力为 τdA , 此力对于罗拉中心的力矩由(6)式可知为

$$(\tau dA)r = G\theta r^2 dA$$

绕轴心的总力矩应为全面积上各力矩的总和,即

$$\begin{aligned} M_t &= \int_{r=0}^{r=d/2} G\theta r^2 dA \\ &= G\theta \int_{r=0}^{r=d/2} r^2 dA = G\theta I_p \end{aligned} \quad (7)$$

式中 I_p 为极回转惯量(当罗拉直径为 d 时, $I_p = \pi d^4/32$), 所以

$$M_t = G\theta \frac{\pi d^4}{32} \quad (8)$$

如罗拉总长为 L , 则罗拉的总扭角

$$\varphi = L\theta = \frac{M_t \cdot L \cdot 32}{G \cdot \pi \cdot d^4} \quad (9)$$

由材料力学^[8,9]

$$G = \frac{E}{2(1+\mu)} \quad (10)$$

式中 E 为抗伸缩弹性系数, μ 为材料的泊桑比, 于是

$$\varphi = \frac{M_t}{E} \cdot \frac{32[2(1+\mu)]}{\pi d^4} \cdot L$$

但罗拉工作时不存在拉伸与压缩问题, 故一般不考虑 μ 值的影响, 因而

$$\varphi = \frac{M_t}{E} \cdot \frac{64 \cdot L}{\pi d^4} = 20.37 \frac{M_t \cdot L}{E d^4} \quad (11)$$

由于 φ 角不宜太大, 因此适当增大罗拉直径可降低 φ 角。罗拉的总长度亦不宜太长。一些进口的超长细纱机, 在车头车尾各用一套同步牵伸传动机构, 其目的即在于不使 φ 角过大。

以(8)式中的 θ 值代入(5)式, 即得计算罗拉在扭转时最大剪应力

$$\tau_{\max} = \frac{16M_t}{\pi d^3} \quad (12)$$

实际应用时, 罗拉的直径应由其传动的功率算出。已知功率 N (kW), 则罗拉所受的扭矩 M_t (kg·m) 可由下式求得:

$$M_t = 972 \cdot \frac{N}{n} \quad (13)$$

式中 n 为罗拉转速(r/min). 以(13)式代入(12)式中可得

$$d = 17.04 \sqrt[3]{\frac{N}{n \tau_{\max}}} \quad (14)$$

式中的 $\tau_{\max}$ 值可以用剪应力代之, 根据罗拉的材质可查表选用。事实上, 纺纱罗拉的直径并非完全取决于 $N \cdot n \cdot \tau_{\max}$, 而是主要取决于加工纤维的长度和加压量大小。因此牵伸罗拉直径的选用, 是一个在诸多参数中如何求得协调与统一的问题。

2.2 牵伸齿轮

对牵伸齿轮的要求有:

a. 传递运动的准确性 齿轮转一圈, 其最大的转角误差应限制在一定的范围内, 以保证罗拉单位时间内输出的须条长度稳定;

b. 传递的平稳性 齿轮传动中瞬时传动比的变化应控制在一定范围之内, 以减少齿轮的冲击和振动。这与减少粗细节纱疵有关;

c. 载荷分布的均匀性 齿轮咬合时, 齿面要接触良好, 以免引起应力集中, 造成齿面局部磨损。否则将会产生周期性的纱疵;

d. 一定的传动侧隙 齿轮啮合时, 非工作齿面间应具有一定的间隙, 用以补偿齿轮传动受力后的弹性变形、热膨胀以及补偿齿轮及相关零件的制造误差的装配误差。粗纱机工作时虽无反转的要求, 但当机器停转时, 如侧隙太大, 可能会出现一定的“反弹”现象, 这对纱条的条干和粗、细节不利。

2.2.1 齿轮的材质、加工与精度 影响齿轮质量的因素, 首先是齿轮毛坯的选择, 因为对齿轮要求强度高、耐磨、耐冲击, 所以大部分齿轮用锻钢, 其次是铸钢或铸铁。当齿轮直径大, 结构复杂时, 常采用铸钢毛坯, 铸造后要经正火, 以改善其晶粒组织和机械性能。铸铁毛坯虽然容易得到复杂形状, 加工方便, 成本低, 但其抗弯强度、耐冲击和耐磨性能都较差, 故只用于压力不大, 无冲击, 低速传动的情况, 纺织机械中使用铸铁齿轮的比重较大。但对牵伸机构的齿轮而言, 因其对纺纱质量的特殊要求, 近来不少厂家如立达 F1/1a 型粗纱机上已全部采用了钢质牵伸齿轮。

对粗纱牵伸齿轮而言, 其精度必须达到 6—7 级的要求, 否则是难以纺出优质的纱条的。

牵伸齿轮的热处理有对齿坯热处理和齿形热处理两种。后者又分为整体淬火和表面淬火。整体淬火变形较大, 淬火后要磨齿, 同时整体淬火齿轮心部韧性较小, 不能承受大的冲击载荷, 故采用较少。只有对特殊要求的齿轮, 才进行整体淬火。如 FB11 型粗纱机的捻度齿轮, 经过整体淬火后的表面硬度达 HRC60。为了提高齿轮的耐磨性和经受冲击载荷, 要求心部有足够的韧性, 而表面又具有较高的硬度时, 可采用表面高频淬火, 高频淬火的表面硬度均匀, 变形量小, 生产率高。如有条件, 对高速齿轮, 也可采用氮化处理, 它具有更好的耐磨性和耐腐蚀性, 且变形小。

2.2.2 齿轮传动的平稳性 从齿轮设计和制造的角度来看, 提高齿轮传动的平稳性, 通常可采用提高齿轮精度和增大齿轮间重迭系数两种方法。根据粗纱机牵伸机构的工作条件, 基本上属于开式传动, 齿轮易磨损, 但是如果把齿轮的精度提高到不必要的程度, 会使成本增加和增大制造上的难度。当然, 为了提高牵伸质量, 可以采用油浴齿轮, 以提高齿轮传动的平

稳性,但必须另辟油浴空间。相比之下,以增大齿轮间重迭系数来达到提高齿轮传动平稳性的方法则比较可行。

齿轮间的重迭系数愈大,啮合的齿数越多,其啮合线越长,传动越平稳,而每一齿所受的力亦愈小。

以渐开线直齿圆柱齿轮为例进行分析(如图 7)。

$$\text{重合度 } \varepsilon = \frac{\text{实际啮合线 } \overline{B_1B_2}}{\text{基节 } P_b}$$

其中

$$\begin{aligned}\overline{B_1B_2} &= \overline{PB_1} + \overline{PB_2} \\ \overline{PB_1} &= \overline{N_1B_1} - \overline{N_1P} = r_{b1}(\text{tg}\alpha_{a1} - \text{tg}\alpha) \\ \overline{PB_2} &= \overline{N_2B_2} - \overline{N_2P} = r_{b2}(\text{tg}\alpha_{a2} - \text{tg}\alpha')\end{aligned}$$

式中 α_{a1} 、 α_{a2} 为顶圆压力角, α' 、 α 为啮合角和压力角, r_b 为基圆半径。由齿轮定义:

$$P_K = S_K + e_K$$

式中 P_K 为周节, S_K 为齿厚, e_K 为齿隙,

$\therefore$

$$P_K \cdot z = \pi d_K \quad ; \quad d_K = P_K z / \pi$$

式中 z 为齿数, d_K 为任一圆的直径。

标数定义

$$m_K = \frac{P_K}{\pi} \quad ; \quad d_K = m_K \cdot z$$

式中 m_K 为任一圆的模数,

$\therefore$

$$d = m \cdot z$$

$$r_{b1} = r_1 \cos \alpha = \frac{m \cdot z_1}{2} \cos \alpha$$

$$r_{b2} = r_2 \cos \alpha = \frac{m \cdot z_2}{2} \cos \alpha$$

$\therefore$

$$\overline{B_1B_2} = \frac{m \cdot z_1}{2} \cos \alpha (\text{tg}\alpha_{a1} - \text{tg}\alpha) + \frac{m \cdot z_2}{2} \cos \alpha (\text{tg}\alpha_{a2} - \text{tg}\alpha')$$

由

$$P = \frac{\pi d}{z} \quad , \quad P_b = \frac{\pi d_b}{z}$$

则

$$P_b = P \frac{d_b}{d} = P \cos \alpha = \pi m \cos \alpha$$

$\therefore$

$$\varepsilon = \frac{\overline{B_1B_2}}{P_b} = \frac{1}{2\pi} [z_1(\text{tg}\alpha_{a1} - \text{tg}\alpha) + z_2(\text{tg}\alpha_{a2} - \text{tg}\alpha')] \quad (15)$$

式中

$$\alpha' = \arccos \frac{r_b}{r'}$$

$$\alpha_{a1} = \arccos \frac{r_{b1}}{r_{a1}}$$

$$\alpha_{a2} = \arccos \frac{r_{b2}}{r_{a2}}$$

由(15)式可以得出以下结论:

- 当齿数 z_1, z_2 增大时,重合度 ε 增大;
- 当齿顶圆压力角 α_{a1}, α_{a2} 增大时,重合度 ε 将增大;
- 当节圆压力角 α' 减小时,即采用负传动 ($a' < a$) 时,重合度 ε 将增大。

由于 α_{a1}, α_{a2} 均增大时, α' 亦增大,显然 b、c 两点结论相互制约,对重合度影响不大,故不作进一步讨论。

在牵伸系统中,由于罗拉中心是根据工艺要求而定,在一定的传动空间内,齿轮中心距可相应不变。在一定齿轮中心距条件下,因 $z = d/m$,要想增加齿轮的齿数,只有减小齿轮的模数。而传递动力用齿轮的模数最小不能小于 1.5—2.0mm。轮齿过小,磨损后有过载折断危险,而且开式传动为补偿磨损而使轮齿削弱,通过齿根弯曲疲劳强度计算出的模数尚须加大 10%—15%^[10]。由于粗纱机牵伸齿轮传动的动力不算大,可取 $m = 1.5\text{mm}$,考虑开式传动的补偿磨损后,最小标准模数即为 1.75mm。引进的 Zinser660、FL16 粗纱机模数均为 1.75mm, RMK-2 粗纱机为 2mm,均选择得较小。而国产粗纱机牵伸齿轮的模数多为 2.5mm,相对较大。从这一点看,引进粗纱机牵伸传动的平稳性好,对粗纱条干十分有利,必须引起重视。

对于斜齿圆柱齿轮,其重合度 $\varepsilon = \varepsilon_i + \varepsilon_x$, 其中 ε_i 为端面重迭系数,与直齿轮计算方法完全相同,仅将所有参数均以斜齿轮端面参数代入。 ε_x 为轴面重迭系数,其值为 $b \tan \beta / \pi m_i$, 其中 b 为齿宽, β 为螺旋角(一般取 8—15°), m_i 为端面模数。可见,斜齿轮的重迭系数比直齿轮大,斜齿轮作为牵伸齿轮的好处是不容怀疑的。

综上所述,要提高牵伸传动的平稳性,在传动空间、轴向力等条件许可的情况下,采用齿宽较宽、螺旋角较大、端面模数较小的斜齿轮为宜。

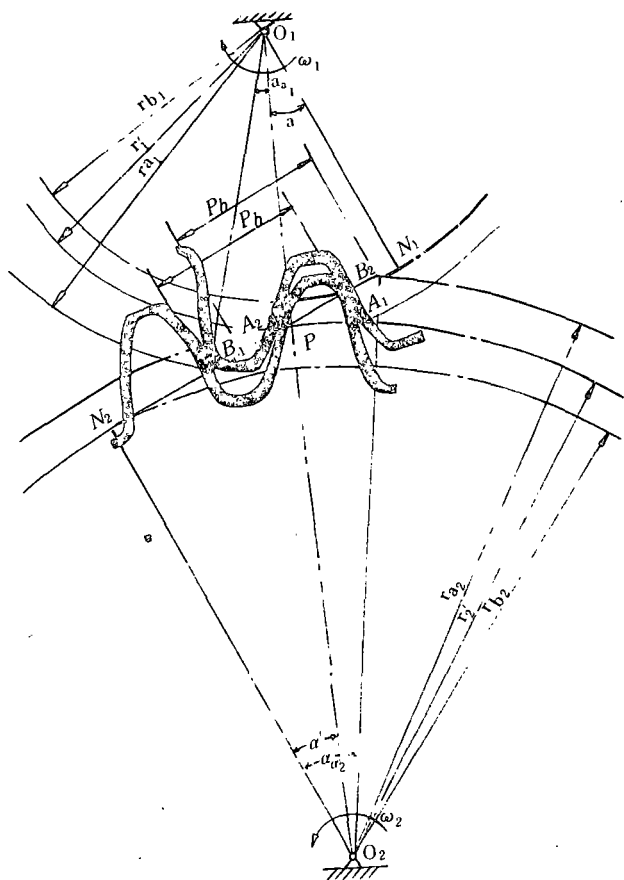


图7 齿轮间重迭系数分析

3 小 结

a. 皮圈牵伸较其它各种类型的牵伸机构对提高粗纱牵伸质量最有保证。其中三罗拉长短皮圈的成纱条干优于三罗拉双短皮圈,但因长短皮圈的下清洁装置未获妥善解决,故纱疵较多,且时有吊皮圈现象发生。因此只有纺制高档产品,同时原棉品质较好时,三罗拉长短皮圈方显其优越性。在纺制重定量、弱捻度、膨松性好的化学纤维时,推荐采用“D”型牵伸。

b. 主牵伸区在满足罗拉握持距不变的条件下,前罗拉应采用大直径慢速度工艺。罗拉直径相应加大,不仅可以扩大与皮辊的接触面积,而且比较适合重加压要求,可改善粗纱条干。

c. 罗拉表面应采用双向对称斜齿沟槽型式,斜齿沟槽与直齿沟槽相比,它与皮辊的接触点在回转过程中是连续转移的,而直齿罗拉与皮辊的接触线在回转过程中是间歇转移的。

d. 罗拉的扭矩与材料的抗剪弹性系数或抗伸缩弹性系数、罗拉的总扭角以及罗拉直径的四次方成正比。罗拉直径粗,罗拉头段可承受较大的扭矩和功率。罗拉直径应由其所承担的功率和速度以及罗拉扭转时的最大剪应力决定。但实际上,罗拉直径主要由纤维长度决定,因此,罗拉直径很难兼顾其工艺和力学的条件,所以罗拉长度、直径等都受到一定的制约。

e. 建议采用钢质小模数的牵伸齿轮,齿轮精度不小于6—7级,这样有利于运转的平稳性,根据不同要求对有关齿轮可以进行表面高频淬火或整体淬火。

参 考 文 献

- 1 棉纺织技术. 1984, 2
- 2 棉纺织技术. 1985, 11
- 3 李妙福. 国外新型棉纺织设备手册. 纺织工业出版社, 1989
- 4 纺织工业部. 纺织工业工艺技术路线汇编. 1989
- 5 唐文辉等. 罗拉表面结构与成纱质量关系. 纺织学报, 1990
- 6 刘裕宣等. 纺织机械设计原理(上册). 纺织工业出版社, 1982
- 7 刘国涛. 纺机设计. 无锡轻工业学院, 1979
- 8 S. Timoshenko. Strength of Materials. 1944
- 9 季文美. 材料力学. 龙门联合书局, 1952
- 10 许镇宇等. 机械零件. 高等教育出版社, 1981
- 11 黄锡恺主编. 机械原理. 高等教育出版社, 1981
- 12 刘国涛等. 对引进粗纱机提高牵伸质量的几点剖析. 棉纺织技术, 1992, 1

On the Problems of Improving Drafting Quality of Roving

Liu Guotao

(Dept. of Textile Eng.)

Abstract In this paper, the structure and special features of "D" type draft is principally discussed. At the same time, the axiom of draft zone with no assembling and assemble zone with no drafting is analysed. It also explains the relationship of the surface structure and torque of the drafting rolls and how to raise drafting quality. At last, the merit of using the little module of drafting wheels is illustrated.

key words Drafting system; Condensation zone; Roll torque; Drafting quality