

A 201 型 精梳机的三项技术改造

上海棉纺精梳技术研究三结合小组

一九七三年十一月

毛主席语录

鼓足干劲，力争上游，多快好省地建设社会主义。

人的正确思想，只能从社会实践中来，只能从社会的生产斗争、阶级斗争和科学实验这三项实践中来。

在生产斗争和科学实验范围内，人类总是不断发展的，自然界也总是不断发展的，永远不会停止在一个水平上。因此，人类总得不断地总结经验，有所发现，有所发明，有所创造，有所前进。

前 言

在党的鼓足干劲，力争上游，多快好省地建设社会主义的总路线的指引下，上海第一纺织机械厂的广大职工发扬了自力更生、奋发图强的革命精神，从1959年开始，成批制造了适用于我国棉纺工业的A201型精梳机，为扩大棉纺精梳设备，发展高档产品，创造了条件。近几年来，随着革命和生产形势的发展，特别是化纤混纺产品的迅速增长，棉纺精梳产品已远远满足不了需要。因此，改革原有设备，挖掘生产潜力，成为各方面共同关心的课题。

1972年，在上海市纺织工业局，以及所属棉纺织工业公司、纺织机械器材工业公司等各级领导的重视下，在使用厂广泛进行精梳高产实践的基础上，组织了由上海第一纺织机械厂、上海第五棉纺厂、上海第十二棉纺织厂、上海纺织工学院等单位组成的三结合技术研究小组，对A201型精梳机进行研究试验。首先围绕精梳机在高速中存在的主要矛盾，以改进车头运动结构为重点，挖掘潜力。通过半年多的具体实践，于1972年10月完成第一台改造样机的试验工作。之后，在上海棉纺第三、第四机械配件厂等单位的共同协作下，又完成了20台中间性试验机台的改造任务，分别在上海第二、五、八、十二、十九、廿二等六个棉纺织厂进行扩大试验。在试验中，车速从原来116钳次/分提高到165钳次/分，产量约提高40%；机器运转正常，质量比较稳定。在1973年3月底，对车头部分经过改造的这种精梳机进行了鉴定，并

在上海地区组织推广。同时，经轻工业部批准，对改造过的设备颁发了新型号——A 201 B 型精梳机，并将原来 A 201 型精梳机的制造任务改为以 A 201 B 型投产。

在改进车头机构的同时，为了在高速运转相应减轻运转操作工人的劳动强度，又设计制造了集体吸落棉装置，取消挡车工最费力的剥落棉操作。经过试验，受到挡车工的欢迎。现已在上海第十二棉纺织厂全面使用。另外，为了提高后道工序质量，减少缠条，减少不必要的接头，延长落筒时间，又把圈条成形部分由单筒双圈条改为双筒单圈条。经过试验，在运转中振动、噪音显著减少。

这样，A 201 型精梳机共进行了三项技术改造。三结合小组的同志，为了满足有关方面对于技术资料的需要，特将 A 201 型精梳机的技术改造资料进行整理和汇总。在上述三项技术改造中，车头机构的改造已经推广，正在各厂进一步巩固和提高；集体吸落棉装置已经在上海第十二棉纺织厂推广使用，正在进一步积累资料；而圈条成形部分的改造还只在个别机台上使用，虽然取得初步成功，今后需要继续改进。所以，这份资料还不够完善。在编写的过程中，虽然得到了各方面的热情支持和帮助，但限于编者水平，难免有不妥之处。为此，殷切地希望广大读者，对存在的缺点和错误，提出批评。

目 录

一、车头机构的改造	(1)
(一) 问题的提出	(1)
(二) 改造内容	(5)
(三) 改造安装工作要点	(20)
(四) 工艺的选择和调整	(23)
(五) 尚待继续研究的问题	(34)
二、集体吸落棉装置	(40)
(一) 改造过程	(40)
(二) 吸斗系统的布局 and 结构	(42)
(三) 风道的布置	(47)
(四) 滤尘室 (集棉室) 的布置	(52)
(五) 测定资料	(55)
三、圈条成形部分的改进	(56)
(一) 原来结构	(56)
(二) 原来存在的问题	(57)
(三) 双筒圈条器结构简介	(60)
(四) 进一步改进要求	(61)
附: A 201型精梳机高速改造后的运动配合图 和 工艺传动图	(66)

一、车头机构的改造

（一）问题的提出：

1971年秋冬，在上海市纺织工业局、上海市棉纺织工业公司的领导下，开展了群众性精梳高产活动，破除了“精梳高档产品不能高速”的迷信思想。原来，A201型精梳机在分离凸轮转子改用“增强尼龙”等塑料压制件后，车速从104钳次/分左右逐步上升到120钳次/分左右。为了进一步提高车速，又将少数机台以140、160钳次/分的速度进行试运转。在高速实践中发现，除车头声响、振动显著增强外，凸轮和转子迅速磨损，即使采用了“增强尼龙”转子，也会表面发黑，起蜂窝，外圆直径缩小，……。同时，机中及小车头部份的声响、振动也有所增加。在严重的机台上，车头机架有抖动，甚至滑块发生过一次折断事故。

毛主席教导我们说：“研究任何过程，如果是存在着两个以上矛盾的复杂过程的话，就要用全力找出它的主要矛盾。捉住了这个主要矛盾，一切问题就迎刃而解了。”

上海棉纺精梳技术研究三结合小组的同志遵循毛主席的教导，在实践的基础上，对发生的问题进行了多方面的分析。经过研究，认为车头振动的主要来源是分离机构和钳板传动机构，而声响和磨损又主要产生在分离机构上。具体说来，在A201型精梳机的“分离凸轮——扇形齿轮——爪牙离合器——圆柱凸轮”这一组合结构（见图1）内，存在着以下的问题：

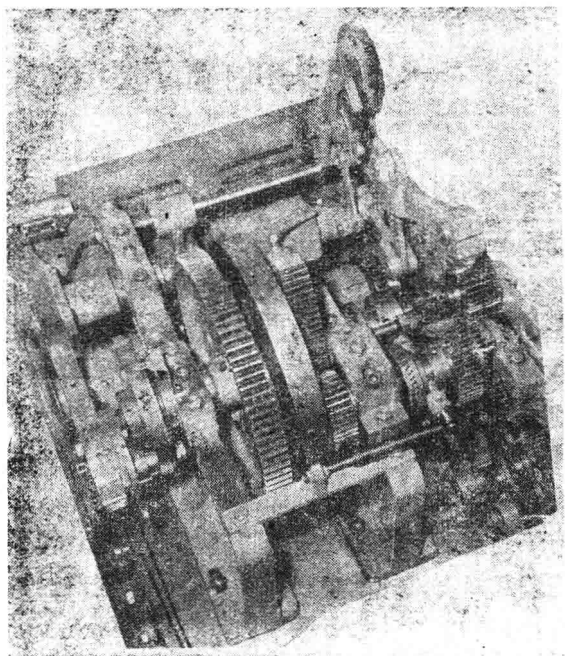


图1 A201型精梳机改造前的车头全貌

1. 分离凸轮与转子间的配合, 在正常加工条件下, 存在有 $0.10\sim0.20$ 毫米的间隙(如果机械厂要显著缩小这一配合间隙, 将会成倍地增大加工的成本和显著地提高对加工精度的要求), 在使用过程中, 由于机械自然磨损, 这一间隙有可能增大至 0.40 毫米以上。此外, 在扇形齿轮至分离罗拉这一传动系统内, 即使在最理想的啮合条件下, 也有三处最小为 $0.10\sim0.16$ 毫米的齿隙, 实际安装中的齿隙远远不至这些数值; 同时, 在无磨损情况下, 离合器齿间也留有 0.10 毫米以上的空隙。这些配合间隙在运动改变方向或运动加速度

改变方向时可能叠加在一起，因此在存在磨损等的情况下，累计间隙有可能超出 1 或 2 毫米。由于这一自由游动间隙的存在，在高速运转中，当分离机构加速或运动方向改变时，自然会引起频繁的碰击和很高的噪音。

2. 在 A 201 型精梳机的分离机构中，往复部件多，运动质量大，例如：扇形齿轮不仅重量大（约重 8.5 公斤），而且由于结构庞大，它的转动惯量、惯性半径都比较大。这样，在高速运转时，各部件之间当然会大大加剧碰击与振动。此外爪牙离合器由于惯性游动也会加剧啮合时齿间的碰击。

3. 由于凸轮沟槽曲线的曲率半径都远较转子半径为大，有些部位凸轮曲线的曲率中心处在接触面的另一侧，在理论上转子与凸轮表面的接触状态为“线接触”，当凸轮向转子传递分离动力时，作用力集中在很小的区域内，再加上凸轮曲线的某些区段上存在着压力角过大的问题。因此，凸轮与转子接触处的压应力常常是很高的。随着车速的提高，压应力也进一步增长。这样就显著加剧了机械的磨损，甚至尼龙转子也承受不了持久的连续运转。

4. 当扇形齿轮改变运动方向时，转子会从凸轮沟槽的一侧压向沟槽的另一侧（例如，转子先靠在内跑道上，以后又压向外跑道）。如果转子原先是顺时针方向回转的，当它靠向另一侧时，回转方向就改成逆时针方向；反之亦然（见图 2）。因此，在扇形齿轮改变摆动方向，亦即凸轮曲线（凸轮沟槽中心线离凸轮轴心的半径距）由大（或小）半径改为小（或大）半径时，转子会在一瞬间，经历“减速——停止——加速”的过程。在这一过程中，转子与凸轮间存在着严重的滑动摩擦，而不是设想的滚动摩擦。再加上 A 201

型精梳机的润滑条件较差，就使凸轮与转子加速磨损。只要仔细观察，就可以看出凸轮的某些部位，确实磨损得很快（磨损的情况一般如图2）。

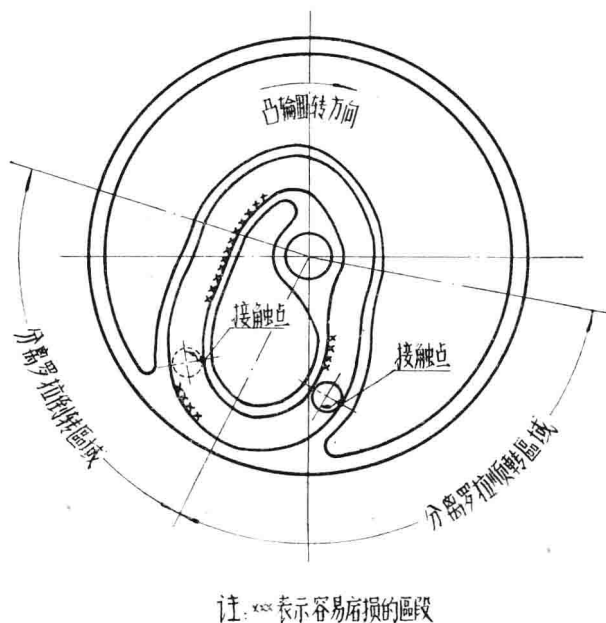


图2 分离凸轮与转子运动接触关系

由于上述原因，造成车头振动、声响、磨损的诸因素中，自以分离机构最为突出。

再则，A201型精梳机的钳板传动采用滑块——滑杆机构，它的运动惯量虽较分离机构为小，但由于A201型精梳机的滑块与落棉刻度盘连结在一起，结构仍较庞大笨重。同时在滑块——滑杆机构内，滑块的切向加速度与哥氏加速度在车速增大40%时，都将增大一倍左右。其他如机中钳板加压、

钳板开口部件等运动量都较大，在不同程度上对钳板传动机构增加了压力。因此，钳板传动机构的实际惯性力也是较大的，这是高速中造成磨损和振动的另一来源。

在改造时除应重点解决分离机构的问题外，对滑杆——滑块接触面的受力状态及润滑要求，自然也应采取相应措施，才能保证机台在较高速度下正常运行。

（二）改造内容：

A 201型精梳机的高速技术改造，目前是以车头传动结构的改造为主，同时也改变了钳板传动等其他机构。涉及的范围包括了实现高速技术改造所必需更换的零部件，同时也考虑了中间性试验以及历年来维修运转各方面对于改进的要求。因此改造的工作量比中间性试验时略有增加。目前总的改造工作量为新制零件74种 175 件（其中包括机中部分的新制零件14种98件），改制零件 4 种 4 件。改造费用每台估算约700元左右。改造后，可从原来平均理论单产10公斤/台时提高到14公斤，约提高产量40%左右，百公斤用电略有降低，质量比较稳定。同时，改造后清洁车头部件的劳动量大为减轻。改造后的车头结构全貌见图 3、图 4。改造的具体项目分述如下：

1. 分离机构的改造

在高速技术改造机台上采用“连杆机构延伸点的平面运动与行星轮系的组合”代替原来的分离运动机构。这个新的传动机构运转比较稳定，声响较小，有利于高速。它的结构原理如图 5，主要零部件展开图示于图 6。

在车头动力分配轴上固装有94齿大齿轮（属原有机件），通过螺栓连接分离机构的曲柄传动齿轮（69 齿 圆 柱 齿 轮，

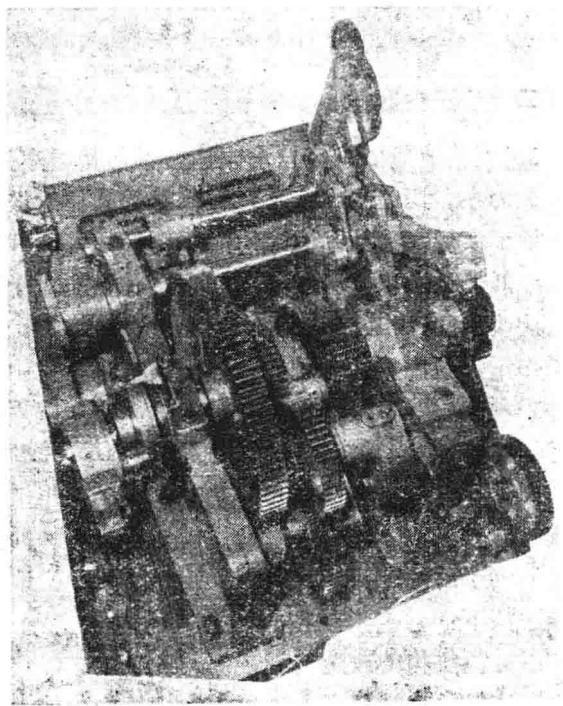


图3 A201型精梳机改造后的车头全貌

见图 6)。这两个齿轮间的相对位置可以改变 (由于螺栓在 94 齿长圆弧槽内, 松开螺栓可使 69 齿与 94 齿两只齿轮相对移动, 一般在调整 “分离罗拉顺转定时” 时使用)。69 齿传动齿轮通过介轮传动 69 齿曲柄齿轮, 因此, 曲柄齿轮的角速度与动力分配轴 (锡林轴) 相同, 回转方向也一样, 相互间除相位关系可调整改变外, 只要固紧 94 齿大齿轮上的螺栓, 两者间将始终保持 “同步”。

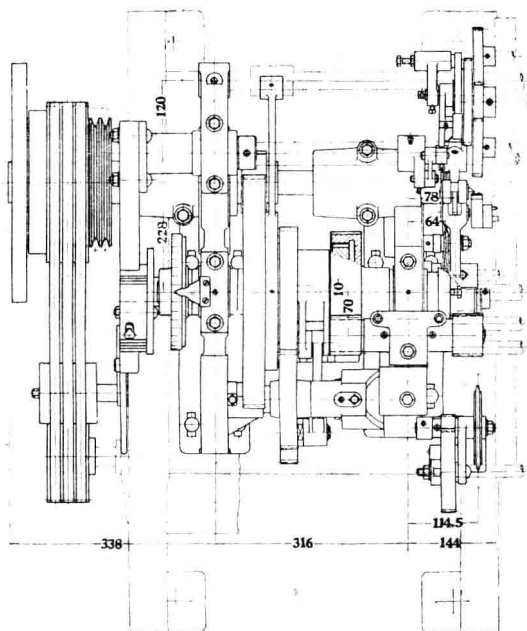
曲柄齿轮的偏心臂 A (见图 5, 下同)、连杆 B、摆杆 D 组成以曲柄齿轮中心与摆杆托座为固定支承的四连杆机构。在连杆机构的一个完整运动循环中, 连杆 B 上的延伸点 P 在空间平面上划出一个平面运动规迹, 这个规迹形态象 “梨子”。与 P 点铰接的连杆 F, 通过连杆 G 就能将延伸点 P 的运动传递给 67 齿行星差动齿轮 Z_1 (连杆 G 与 Z_1 是结合件, 互成整体, 见图 7)。

在动力分配轴上有 10 毫米的偏心 H, 活套在 H 上的行星差动齿轮 Z_1 和活套在动力分配轴上的内齿轮 Z_2 , 三者组成了一个内齿轮式的行星轮系。由图可知: P—F—G—H 又组成另一个四连杆机构, 因此实际上是二个四连杆机构通过延伸点的平面运动绞接在一起, 再传入内齿轮式行星轮系。行星差动齿轮 Z_1 的公转由车头动力分配轴偏心 H 产生, 所以 H 又兼作行星 (差动) 轮系的 “臂”, Z_1 的自转则由连杆机构 A—B—C—D—E—P—F—G—H 的复合运动产生。

根据行星轮系的计算公式:

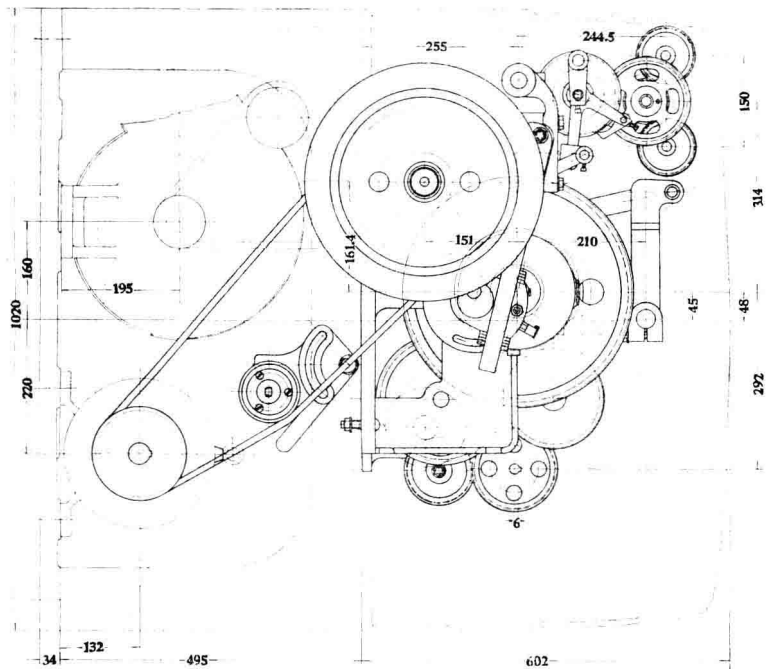
$$i_{12} = \frac{n_1 - n_H}{n_2 - n_H} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

式中: n_1 、 n_2 、 n_H 分别代表 Z_1 、 Z_2 、H 的转速。将 Z_1 、 Z_2 的齿数代入可得:



正视图

图 4 A201型精梳机车头改造组合图



左视图

图 4 A201型精梳机车头改造组合图

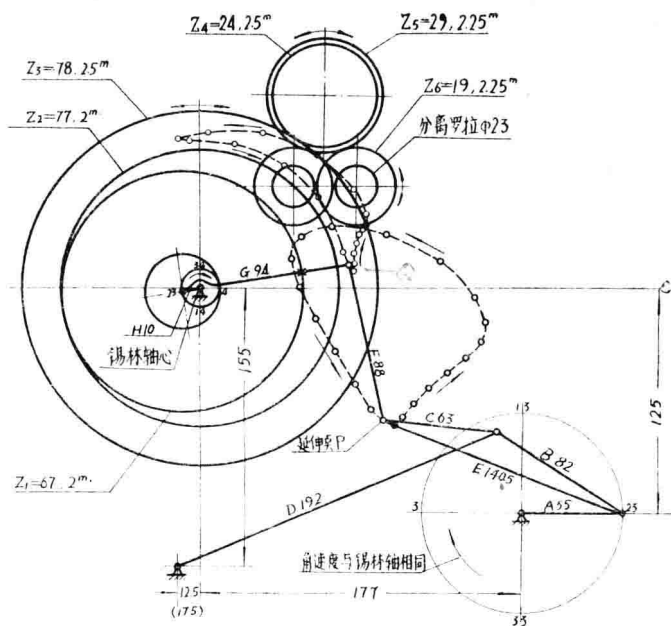


图 5 分离运动结构示意图

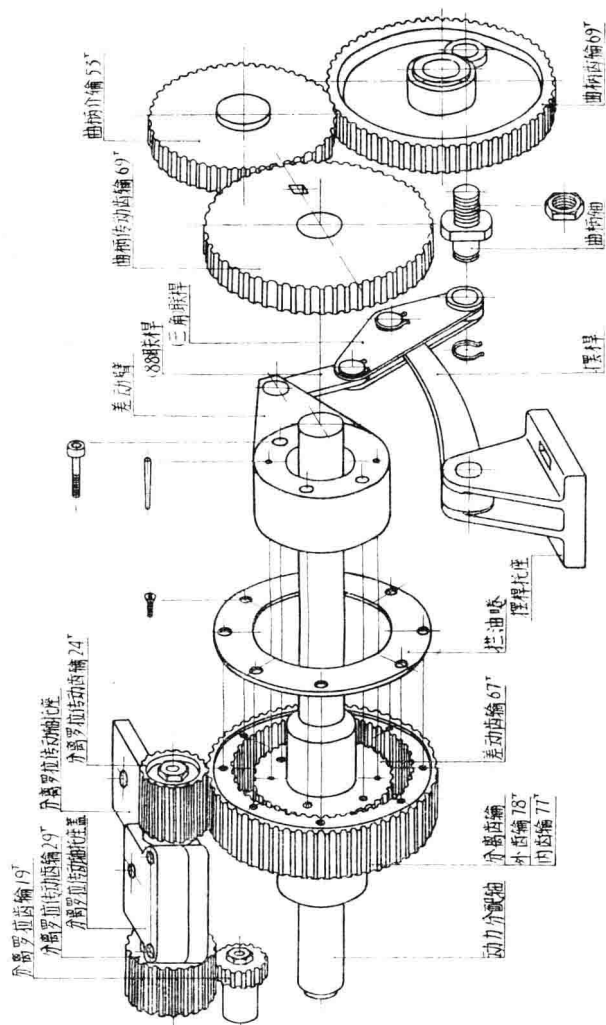


图 6 分离机构展开示意图

$$\frac{n_1 - n_H}{n_2 - n_H} = \frac{77}{67}$$

亦即

$$77n_2 = 67n_1 + 10n_H$$

$$n_2 = \frac{67}{77}n_1 + \frac{10}{77}n_H$$

当偏心 H 固定不动时，即 $n_H = 0$ ，如令 Z_1 自转一转($n_1 = 1$)，则 $n_2 = \frac{67}{77}$ 转，亦即 Z_2 可转过67齿；当 Z_1 无自转($n_1 = 0$)，而 $n_H = 1$ ，即 Z_1 公转一转，则 $n_2 = \frac{10}{77}$ 转，亦即 Z_2 可转过10齿。

实际上，内齿轮 Z_2 的绝对速度应该是上述两部分速度的迭加。内齿轮 Z_2 的外廓为圆柱齿轮 Z_3 （ Z_2 和 Z_3 结为整体，合称分离齿轮，其中 Z_3 为78齿），通过双联介轮传动分离罗拉，故分离罗拉由 Z_2 获得所需的运动位移。在分析分离机构的运动时，如把连杆 G 转过的角度换算成相应的齿数，则在对比时更为方便。为此，可令：

τ ——为 Z_1 自转的齿数。由于杆 G 与 Z_1 固结在一起，杆 G 产生的角位移 θ_G 可以很方便地换算成 Z_1 自转转过的齿数 τ ，即 $\tau = \frac{\theta_G}{360} \cdot Z_1$ 。 τ 实际也就是由于 Z_1 自转而带动内齿轮 Z_2 所转过的齿数。 Z_1 的自转随方向不同而使分离罗拉产生倒转或顺转，倒转 τ 取负值，顺转时 τ 的负值逐渐减少，如图8的曲线 τ 。

t ——为偏心转动时，由于 Z_1 公转而使 Z_2 转过的齿数。 Z_1 的公转纯粹使分离罗拉产生顺转，故 t 始终为正值。在刻度盘的每一分度中， Z_2 转过 $\frac{10}{40}$ 齿，即 $\frac{1}{4}$ 齿为一常（增）量；在一个循环中 t 值的变化呈直线形（见图8）。它代表