

旋转式编织机的机构分析

解正民
(西北橡胶总厂, 陕西 咸阳 712023)

摘要: 通过对旋转式编织机主要机构及其运动原理的分析, 建立了编织机内外盘传动轮系各齿轮的配齿公式和校核条件以及编织机外锭线束挑线摆杆机构的设计公式, 并运用这些公式进行了实例计算。还提出了一些可改进旋转式编织机性能的措施。

关键词: 胶管; 旋转式编织机; 传动轮系; 挑线摆杆

中图分类号: TQ330.4⁺6; TQ336.3 文献标识码: B 文章编号: 1000-890X(2002)04-0229-06

RB-2 旋转式编织机是英国洛克威尔 (Rock Well) 公司 20 世纪 70 年代末开发的超高速编织机。它的内盘带动内锭作顺时针旋转, 外锭固定在外盘上作逆时针旋转, 内外盘转数相同、转向相反, 因此称之为旋转式编织机。

旋转式编织机从根本上突破了传统编织机所采用的“五月柱(∞形)”方式, 是目前编织速度最快的胶管编织机。因此, 早日生产出国产旋转式编织机对提高我国胶管生产水平和效率将起到积极的作用。

本文对旋转式编织机的机构及其运动原理进行了分析。

1 内外盘传动轮系的理论分析

1.1 内外盘传动轮系的运动分析和设计条件的建立

外盘与内盘的相对旋转关系在一定程度上反映了外锭和内锭上线束的运动关系。

1.1.1 内外盘轮系的机构运动分析

正常编织时, 外盘转一转, 内盘反方向转一转, 即

$$n_o = - n_i \tag{1}$$

式中 n 为转数, 负号表示转向相反。

内外盘传动轮系机构结构如图 1 所示。

由图 1 可见, 齿轮 A 和外盘固定在一起(系杆 H

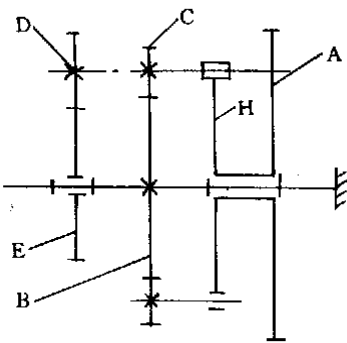


图 1 内、外盘传动轮系机构

即可代表外盘), 齿轮 E 和内盘固定在一起(齿轮 E 可代表内盘), 均由主轴支撑。齿轮 B 固定在主轴上, 其作用是实现正常的运动传递。由齿轮 BCDE 和系杆 H 构成的传动轮系为行星轮系。由式(1)可得内外盘的传动比 i_{EH} 为:

$$i_{EH} = \frac{n_E}{n_H} = \frac{n_i}{n_o} = -1 \tag{2}$$

1.1.2 设计条件理论推导

设计行星轮系时必须同时满足 4 个条件, 即传动比条件、同心条件、装配条件和邻接条件。

(1) 传动比条件

由行星轮系传动原理可知:

$$i_{EH} = 1 - \frac{Z_B Z_D}{Z_C Z_E} \tag{3}$$

式中 Z 表示齿轮的齿数。

将式(2)代入式(3), 得:

$$\frac{Z_B Z_D}{Z_C Z_E} = 2 \tag{4}$$

作者简介: 解正民(1961-), 男, 陕西合阳县人, 西北橡胶总厂工程师, 主要从事橡胶生产设备的技术改造工作。

只要满足式(4)所示的传动齿轮齿数关系,就能保证外盘和内盘按相反方向旋转并且转数相等。

另一个传动比条件是往复排线连杆机构的传动比条件对齿轮 B 和 C 的要求。设编织机内、外锭子数分别为 N_1 和 N_2 , 则 $N_1 = N_2$ 。令 $N_1 = N_2 = N$ 。由编织机的特点可知行星轮 C 有 N 个。

内外盘行星轮系机构如图 2 所示。当系杆 H (外盘) 转过 $2\pi/N$, 即从 O_1 转到 O_2 , 齿轮 C 相对于系杆 H 刚好转过 π , 系杆 H 相对于固定齿轮 B 转过 $2\pi/N$ 。齿轮 C 转过的轮齿数为 $Z_C/2$, 齿轮 B 也转过 $Z_C/2$ 个齿。因为 $\frac{2\pi}{N} = \frac{Z_C\pi}{Z_B}$, 所以

$$Z_B = \frac{NZ_C}{2} \quad (5)$$

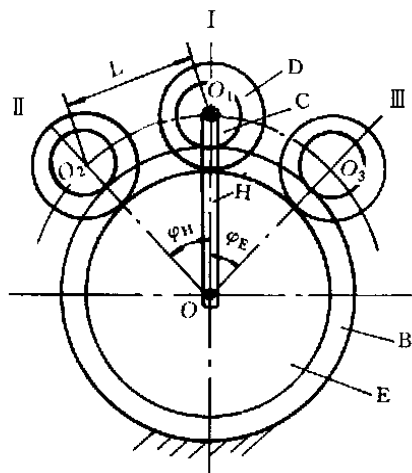


图2 内外盘行星轮系机构示意

(2)同心条件

按同心条件的要求,系杆 H 的回转轴线与中心轮的几何轴线要相重合,即齿轮 B 和 C 的中心距应与齿轮 D 和 E 的中心距相等。

$$\frac{m_1(Z_B + Z_C)}{2} = \frac{m_2(Z_D + Z_E)}{2}$$

式中 m_1 和 m_2 表示配对啮合齿的模数。

整理得
$$\frac{m_1}{m_2} = \frac{Z_D + Z_E}{Z_B + Z_C} \quad (6)$$

(3)装配条件

设计行星轮系时,行星轮的数目和各轮齿数

$$Z_C : Z_B : Z_D : Z_E : \gamma = Z_C : \frac{NZ_C}{2} \left[\frac{m_1}{m_2} \frac{2(2+N)}{4+N} \right] Z_C \left[\frac{m_1}{m_2} \frac{N(2+N)}{4+N} \right] Z_C \left[\frac{m_1}{m_2} \frac{2+N}{2(4+N)} \right] Z_C \quad (12)$$

必须恰当。由于行星轮的数目已由锭子数确定(一般为 16, 20, 24, 36 或 48), 因此各齿轮齿数的选取对设计能否满足装配条件就变得至关重要。

第一个行星轮 C 装好后, 中心轮 B 和齿轮 E 的相对位置便确定了, 而且均匀分布的其它各行星轮的位置也相应地确定了。在一般情况下, 其余行星轮有可能无法同时插入两中心轮的齿槽中。为了保证装配就需满足装配条件。

已知 N 为均匀分布的行星轮的数目, 相邻两个行星轮所夹的中心角为 $2\pi/N$ 。将第一个行星轮在位置 I (见图 2) 装入, 然后使系杆 H 逆时针转过 φ_H (即 $2\pi/N$), 到达位置 II, 这时齿轮 E 转过 φ_E ,

$$\varphi_E = \frac{2\pi i_{EH}}{N} = -\frac{2\pi}{N} \quad (7)$$

这时应该在位置 I 装入第 2 个行星轮, 即使此时齿轮 E 在位置 I 的轮齿相位与它回转 φ_E 之前在该位置时的相位完全相同。因此 φ_E 必须刚好是 γ 个轮齿 (γ 个周节) 所对的中心角。因此

$$\varphi_E = -\frac{2\pi\gamma}{Z_E} \quad (8)$$

整理式(7)和(8), 得
$$\gamma = \frac{Z_E}{N} \quad (9)$$

(4)邻接条件

为保证行星轮系能够运动, 相邻的两个行星轮的齿顶圆不得相交, 这就是邻接条件。

由图 2 可知, 要满足邻接条件就要使 L 大于行星轮 C 的齿顶圆直径 d_a (由于结构设计时齿轮 D 一般只对称均匀布置 4 件, 故在此不需考虑)。标准齿轮的齿顶高因数为 h_a^* , 则

$$(r_C + r_B) \sin \frac{\pi}{N} > r_C + h_a^* m_1 \quad (10)$$

将 $r_C = \frac{m_1 Z_C}{2}$ 和 $r_B = \frac{m_1 Z_B}{2}$ 代入式(10)整理得

$$Z_C < \frac{Z_B \sin \frac{\pi}{N} - 2h_a^*}{1 - \sin \frac{\pi}{N}} \quad (11)$$

1.1.3 配齿公式的建立

整理式(5), (6), (9)和(11)可得配齿公式:

摆杆)按确定的规律在一定范围内往复运动,完成挑线动作。

2.1.2 机构运动方程的建立和分析

(1) 闭环I 空间机构分析

闭环I 空间六连杆机构分析如图4所示。

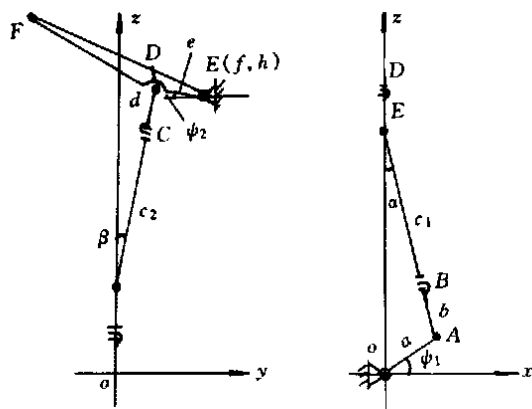


图4 闭环I 空间机构分析

图4中的 c_1 和 c_2 分别为连杆 BC 在 $x\alpha z$ 和 $y\alpha z$ 上的射影, E 点坐标为 $(0, f, h)$, 曲柄 oA 输入角为 ψ_1 , 摇杆 ED 输出角为 ψ_2 。 α 和 β 分别为连杆 BC 的射影 c_1 和 c_2 与 z 轴的夹角。

由图4可得如下关系式:

$$a \sin \psi_1 + b \cos \alpha + c_1 \cos \alpha + d \cos \beta - e \sin \psi_2 = h \quad (14)$$

$$a \cos \psi_1 - b \sin \alpha + c_1 \sin \alpha = 0 \quad (15)$$

$$(c_2 + d) \sin \beta + e \cos \psi_2 = f \quad (16)$$

$$c_1 \cos \alpha = c_2 \cos \beta \quad (17)$$

$$(c_1 \cos \alpha)^2 + (c_1 \sin \alpha)^2 + (c_2 \sin \beta)^2 = c^2 \quad (18)$$

式中 c 为连杆 BC 的实际长度; ψ_1 为主动件转角, 可在 $0 \sim 360^\circ$ 范围内变化; ψ_2 , α , β , c_1 和 c_2 均为未知数。

由于 oA (图3中的曲柄1) 的回转中心 o 与 DEF (图3中的从动件5) 在同一平面内, 因此当 ψ_1 为 90° 和 270° 时, 点 D 处于极限位置, ψ_2 有极值。这是编织机设计中需要知道的关键参数, 因此要利用式(14)~(18)对这两个角度时的情况进行计算。

当 $\psi_1 = 90^\circ$ 时,

$$2e(h-a-b) \sin \psi_2 - 2ef \cos \psi_2 + (h-a-b)^2 - (c+d)^2 + e^2 + f^2 = 0$$

解此方程得:

$$\psi_2 = 2 \arctan \frac{A_1 \pm \sqrt{A_1^2 + B_1^2 - C_1^2}}{B_1 + C_1} \quad (19)$$

其中 $A_1 = 2e(h-a-b)$;

$$B_1 = 2ef$$

$$C_1 = [(h-a-b)^2 - (c+d)^2 + e^2 + f^2]$$

当 $\psi_1 = 270^\circ$ 时,

$$2e(h+a-b) \sin \psi_2 - 2ef \cos \psi_2 + (h+a-b)^2 - (c+d)^2 + e^2 + f^2 = 0$$

解此方程得:

$$\psi_2 = 2 \arctan \frac{A_2 \pm \sqrt{A_2^2 + B_2^2 - C_2^2}}{B_2 + C_2} \quad (20)$$

其中 $A_2 = 2e(h+a-b)$;

$$B_2 = -2ef$$

$$C_2 = [(h+a-b)^2 - (c+d)^2 + e^2 + f^2]$$

值得注意的是, 当给定 ψ_1 时, ψ_2 有两个解, 即杆件5有两个可能的位置。而实际上这是不可能的, 此时需根据运动的连续性分析确定杆件5的唯一位置。

(2) 闭环II 平面机构分析

闭环II 平面机构分析如图5所示。

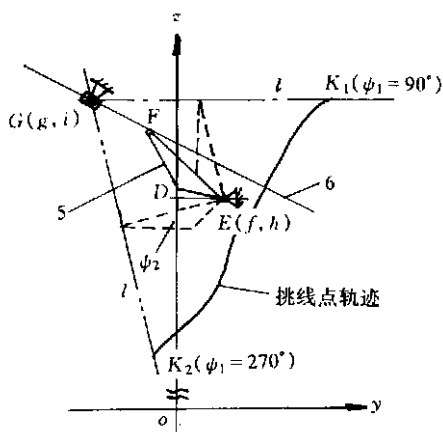


图5 闭环II 平面机构分析

• 点 F 的坐标 (y_F, z_F)

$\triangle DEF$ 中, 已知 $DE = e$, $DF = n$, $EF = p$, 令 $\angle DEF = \phi$, 则

$$\phi = \arccos \frac{e^2 + p^2 - n^2}{2ep} \quad (21)$$

$$y_F = f - p \cos(\psi_2 + \phi) \quad (22)$$

$$z_F = h + p \sin(\psi_2 + \phi) \quad (23)$$

•挑线点 K 的坐标(y_K, z_K)

挑线杆 6(见图 3)挑线轮中心 K 点坐标(上极限位为 K_1 , 下极限位为 K_2)可通过平面几何关系求解。

已知点 G 的坐标为(q, g, i), 杆件 6 的斜率 k 为:

$$k = \frac{z_F - i}{y_F - g} \tag{24}$$

因 $FK=1$, 所以

$$z_K - z_F = k(y_K - y_F)$$
$$l^2 = (y_K - y_F)^2 + (z_K - z_F)^2$$

联立以上二式, 解得

$$y_K = \frac{l}{\sqrt{1+k^2}} + y \tag{25}$$
$$z_K = \frac{kl}{\sqrt{1+k^2}} + z \tag{26}$$

(3)对导出公式的说明

式(14)~(18)为空间机构(闭环 I)杆件角位移的一般关系式。式(19)和(20)为从动件 5 在两极限位置(曲柄输入角 ψ_1 为 90° 或 270°)时的角位移关系式, 计算结果需根据运动连续性确定。式(21)~(26)为挑线杆 6 上挑线点 K (K_1 或 K_2)的计算式。这些关系式的导出有助于对旋转式编织机挑线摆杆机构和整形推进器进行分析, 通过调整(圆整)各构件参数进行设计可实现既满足结构设计要求, 又便于制造和安装。

2.2 应用实例

对 24 锭旋转式编织机挑线点极限位置进行计算。测得构件参数及位置值列于表 1。

表 1 挑线摆杆机构杆件参数			mm
参数	实测值	圆整值	备注
a	25. 4	25	
b	33. 6	33	
c	272. 5	272	
d	57. 2	57	
e	35. 094	35	
f	39. 05	40	
g	- 74. 15	- 74	
i	427. 585	427	
p	89. 65	90	
n	62. 15	62	
h	362. 685	362	
l	114. 9	115	$\psi_1=90^\circ$
l	142	142	$\psi_1=270^\circ$

将表 1 中的数据代入式(18)~(25)进行计算, 得:

当 $\psi_1=90^\circ$ 时, $\psi_2=147. 65$ 或 47° ;
当 $\psi_1=270^\circ$ 时, $\psi_2=-121. 75$ 或 $-45. 67^\circ$ 。

根据运动连续性确定(参照图 5)两极限位的 ψ_2 值为:

当 $\psi_1=90^\circ$ 时, $\psi_2=47^\circ$;
当 $\psi_1=270^\circ$ 时, $\psi_2=-45. 67^\circ$ 。

代入各式进行计算, 得到的计算结果和圆整参数列于表 2。

表 2 挑线摆杆机构杆件计算结果		
参数	实测值	圆整值
$\phi/^\circ$	30. 8	29. 54
$\psi_1=90^\circ$		
$\psi_2/^\circ$	47	44. 77
y_F/mm	20. 105	15. 66
z_F/mm	450. 31	448. 65
k	0. 241 1	0. 241 4
y_K/mm	131. 804	127. 45
z_K/mm	477. 24	475. 64
$\psi_1=270^\circ$		
$\psi_2/^\circ$	- 45. 67	- 46. 5
y_F/mm	- 47. 597	- 46. 086
z_F/mm	339. 678	335. 746
k	- 3. 310 6	- 3. 269 1
y_K/mm	- 6. 537	- 4. 549
z_K/mm	203. 744	199. 957

3 编织机改进建议

旋转式编织机的速度快、运动件多, 为了提高整机质量, 确保高效运行, 在国产化中还要注意解决一些其它问题。

- (1)编织机空载启动缓冲加载运行
- 由于编织机生产过程中某些线锭放线完毕或发生断线等故障时需停车处理, 再次启动时的突然满负荷加载对驱动电机和编织机机件都不利, 为了有效地保护电机, 避免编织机受强烈冲击而损坏机件, 建议采用磁粉离合联接主电机和主传动轴。当运动部件突发故障时, 可以起到过载保护作用, 避免由于个别部件出现故障而引起一连串的运动件碰撞损坏。
- (2)用变频调速实现牵引机与主机速度匹配
- 对编织机牵引采用变频调速完全可以实现编

织各种规格胶管所需的牵引速度要求,不需要每次改变规格时更换牵引机和主机两处的挂轮。其

调速显示直观、操作简便,成本也较低。

收稿日期: 2001-10-12

回力鞋业公司重拳出击擒“李鬼”

中图分类号: F27 文献标识码: D

上海回力鞋业有限公司生产的“回力”牌胶鞋以其优良的品质数届蝉联上海市名牌产品和著名商标, 1999 年被国家工商局、商标局认定为“中国驰名商标”。

在“回力”牌胶鞋信誉卓著、深得用户青睐的同时,一些不正当竞争者却对其紧追不舍,竭尽仿冒伎俩。据统计, 1998 ~ 2001 年近 4 年内,“回力”胶鞋商标被侵权的案件多达 85 起。其中 74 起已成功结案,查获假冒“回力”胶鞋 20 余万双。涉案地区包括浙江、江苏、福建、湖北、河南、河北乃至本埠。非法鞋商采用“回力士”、“力回”等误认性极强的商标仿冒“回力”胶鞋的工艺、图案进行生产。致使回力鞋业公司的品牌声誉蒙受了难以估量的损失。同时使广大消费者的利益也受到了侵害。为此,回力鞋业公司近年来加大了打假力度,成立维权机构,专人负责,充实力量。与此同时,国家工商局和部分地方工商局也联袂实施重拳。国家工商局还就此以文件形式发出了《关于依法保护上海“回力”驰名商标的通知》。终于使一批侵权商的假冒事实昭然若揭。

(上海橡胶工业同业公会 丁文惠
许桂宝 卞少谋供稿)

轻型波形挡边提升胶带研制成功

中图分类号: TQ336.2 文献标识码: D

一种轻型波形挡边提升胶带在山东安泰橡胶有限责任公司研制成功。该输送带的开发为实现高效率、大倾角输送松散物料提供了技术保证。

该输送带可分为平基带体、波形挡边和横挡板 3 个分体件,其骨架材料采用高模量低收缩聚酯帆布。在基带上设置波形挡边和横挡板,二者均为橡胶件。散落在输送带基带上的物料被波形挡边和横挡板兜住,有助于实现大倾角高效率输送。该输送带带体结构复杂,且各处厚度不一致,

给成型和硫化带来了一定困难,导致生产费用高、效率低、操作强度大。

为实现大批量、多规格、低成本、高效率生产,公司经研究认为必须对输送带带体进行分体设计、分别制作,再按带体匹配要求进行整体成型。同时为提高产品性能,公司采取了两项技术措施: ①通过加入横向骨架材料来增大横向刚性,带体横向刚性的提高减小了输送带工作时的横向弯曲变形,有效地改善了带体的工作性能,延长了使用寿命; ②在波形挡边用胶带的混炼中加入适量经浸润处理的聚酯短纤维,从而有效地提高了波形挡边的抗拉强度和耐磨性能,以适应频繁的循环拉伸应力和摩擦力,延长使用寿命。

由于带体采用分体设计,产品的尺寸可控制好,具有带体轻、运行平稳、提升角度大、使用寿命长等特点。

(山东安泰橡胶有限责任公司 周 毅供稿)

吉化集团公司三氟化硼催化体系

聚异丁烯技术开发通过验收

中图分类号: TQ325.1⁺5 文献标识码: D

由中国石油吉化集团公司研究试验厂承担的中国石油公司重大科技攻关项目——三氟化硼催化体系聚异丁烯技术开发日前正式通过验收。

三氟化硼催化体系聚异丁烯系高活性聚异丁烯,具有无色、无味、无毒、透明等特点,可广泛用于塑料、橡胶、医用粘合剂、高档润滑油、电气绝缘材料及无灰清净剂等领域。过去,我国每年进口高活性聚异丁烯 2 000 t。随着聚异丁烯应用领域和市场销售量的扩大,对其物化性能,特别是微观结构特性要求越来越高。目前,吉化集团公司拟将高活性聚异丁烯生产装置的年生产能力扩建到 3 000 t。该装置建成后,即可为吉化集团公司碳四有机物的综合利用奠定基础,又可提高经济效益,对公司的生存和发展具有重要意义。

(中国石油吉化集团公司 张晓君供稿)