

# 轮胎成型鼓折鼓形式改进及其力学分析

兰海燕

(山西建筑职业技术学院, 山西 太原 030006)

**摘要:** 通过对轮胎成型鼓原有折鼓形式的改进, 在最大限度的保证成型鼓的完好程度下, 保证轮胎成型质量。由于改进后其主受力部件变动较大, 本文重点对改进后的主受力部件进行了力学分析, 为最终改进的成功提供了理论支持。

**关键词:** 折鼓形式; 改进; 力学分析

轮胎成型机用于轮胎生产的成型过程, 是轮胎生产不可缺少的主要设备, 而成型鼓作为成型机的重要组成部分, 其完好程度对轮胎成型质量有着决定性的影响, 成型鼓若有变形、损伤等问题, 会影响成型质量, 因此其完好程度也决定着加工成本的高低。

在轮胎成型过程中, 成型鼓要反复折叠和撑开, 这是成型鼓损坏的最主要原因。因为生产必须频繁折鼓, 所以改进折鼓方式, 尽量减少在每次折鼓时的机械损伤, 是延长成型鼓使用周期的最有效办法。

目前大多数成型机是采用惯性折鼓形式来折叠成型鼓, 这种折叠方式冲击力大, 成型鼓的铰接轴销以及连杆、键槽极易损坏。改进后的折鼓方式是靠动力折叠成型鼓, 过程较平稳, 连杆、轴销等零件不易损坏, 从而延长成型鼓的使用寿命。

由于改进后的折鼓方式与改进前相比, 其主受力部件有较大改变, 这些部件在生产过程中安全性如何是良好改进的前提条件, 作为改进工作的一部分重要内容, 本文重点对改进后的主受力部件进行了力学分析, 为最终改进的成功提供了理论支持。

## 1 成型机成型鼓折鼓形式的现状及存在的问题

目前大多数成型机是采用惯性折鼓形式来折叠成型鼓, 如图 1 所示。这种折鼓形式是在折叠

成型鼓时, 切断成型机主电源, 同时制动盘抱紧轴套, 使轴套立即停止回转, 而主轴却在惯性作用下继续转动, 由于成型鼓的主副连杆分别和主轴与轴套相联, 使得成型鼓的主副连杆发生相对转动, 成型鼓在惯性作用下折叠。以这种方式折叠成型鼓冲击力大, 成型鼓的铰接轴销以及连杆、键槽极易损坏, 成型轮胎质量受到影响, 同时增大了维修工作量, 增加了维修费用, 降低了生产率。

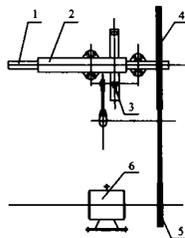


图 1 动态(依靠惯性力)折鼓的机箱传动系统图

1 主轴; 2 刹车套; 3 风动胀闸; 4 大皮带轮  
5 小皮带轮; 6 主电机

## 2 折鼓形式的改进

图 2 所示为改进后的折鼓机箱传动系统示意图, 它是依靠动力折鼓形式来折叠成型鼓。当成型鼓需要折叠时, 先切断电源, 制动轮制动轴套, 折鼓风缸、齿轮与齿条带动主轴旋转, 与轴套产生相对运动, 使成型鼓主副连杆发生相对转动, 折拢成型鼓。靠动力折叠成型鼓, 过程较平稳, 连杆、轴销等零件不易损坏, 延长成型鼓的使用寿命, 也

使胎胚质量大大提高。但改进后也可以发现,由于主受力部件——主轴加长,为了保证成型机工作时,主轴不会因受到机头与胎胚的作用而变形,甚至因弯曲导致破坏,有必要对主轴进行刚度和强度校核,以保证工作精度和安全性。

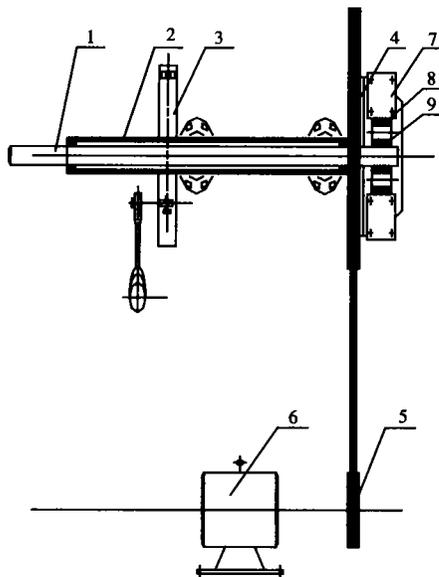


图 2 静态动力折鼓机箱传动系统图

1 主轴; 2 轴套; 3 制动轮; 4 大皮带轮; 5 小皮带轮;  
6 电机; 7 风缸; 8 齿条; 9 齿轮

### 3 改进后的主轴强度和刚度校核

#### 3.1 受力分析

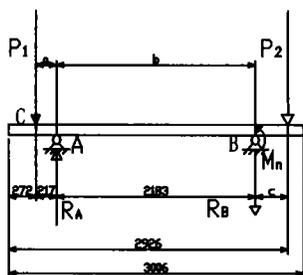


图 3 成型机主轴受力图

如图 3 所示, 主轴主要受三个力作用, 即正包器、下压辊、后压辊等的作用力。一般情况下, 三个作用力是分别作用在主轴上的, 个别情况也有下压辊和后压辊同时作用在主轴上。当后压辊单独作用时, 主轴受载最大。此外, 主轴还要承受成型鼓和胎胚及折鼓齿轮的质量产生的重力等。如图 3 所示, 主轴 C 端的载荷  $P_1$ , 其中  $P_{1y}$ 、 $P_{1x}$  分别为:

$$P_{1y} = (G_K + G_T)g + 2P_{hy} \quad (1)$$

$$P_{1x} = 2P_{hx} \quad (2)$$

式中:  $P_1$ ——主轴 C 端的载荷/N;  $G_K$ ——成型鼓的最大质量/kg, 约 500kg;  $G_T$ ——胎胚最大质量/kg, 约 75kg;  $P_{hy}$ ——后压辊的垂直分力/N  
后压辊的水平作用力和垂直作用力:

$$P_{hx} = P_h \cdot \cos\beta \quad (3)$$

$$P_{hy} = P_h \cdot \sin\beta \quad (4)$$

式中:  $P_h$ ——后压辊的压合力/N, 一般每个压辊的有效压力约为 800N, 巨型工程轮胎成型则超过此压力;  $\beta$ ——压合角, 一般地, 中型胎:  $\beta = 10^\circ$ , 大型胎:  $\beta = 20^\circ$ 。

图 2 中,  $P_2$ ——折鼓齿轮质量产生的重力, 约 110N,  $P_2 = 7.8 \times \pi \times 1 \times (0.9^2 - 0.6^2)g$ ;  $R_A$ ——主轴左边铜套支承反力/N;  $R_B$ ——主轴右边铜套支承反力/N。

A 轴承上的支反力  $R_A$ :

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Ax}^2} \quad (5)$$

式中:  $R_{Ay}$ ——A 轴承上支反力的垂直分力/N,  $R_{Ay} = \frac{P_1(a+b) - P_2c}{b} = 6615N$ ;  $R_{Ax}$ ——A 轴

承上支反力的水平分力/N,  $R_{Ax} = \frac{2P_{hx}(a+b)}{b} =$

1733(N); 则  $R_A = 6838N$ 。

B 轴承上的支反力  $R_B$ :

$$R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bx}^2} \quad (6)$$

式中:  $R_{By}$ ——B 轴承上支反力的垂直分力/N,  $R_{By} = \frac{aP_1 - P_2(b+c) - P_2c}{b} = 476N$ ;  $R_{Bx}$ ——A

轴承上支反力的水平分力/N,  $R_{Bx} = \frac{2P_{hx} \times a}{b} =$

157N; 则  $R_B = 500N$ 。

由上可求得各处的弯矩, 作弯矩图, 求得:

$$M_{WY}^A = P_1 \times a = 1308.16N \cdot M$$

$$M_{WY}^B = P_2 \times c = 27.94N \cdot M$$

$$M_{WX}^A = 2P_{hx} \times a = 341.99N \cdot M$$

$$M_{W}^A = \sqrt{M_{WYA}^2 + M_{WXA}^2}$$

$$= \sqrt{1308.16^2 + 341.99^2}$$

$$= 1352.10N \cdot M$$

$$M_{W}^B = \sqrt{M_{WYB}^2 + M_{WXB}^2}$$

$$= \sqrt{27.94^2} = 27.94N \cdot M$$

#### 3.2 轴颈的强度校核

成型机主轴主要受到弯曲、扭转作用, 现根据

其弯扭力矩进行计算。各截面弯扭合成相当弯矩,按第三强度理论计算各截面的相当弯矩  $M_x$ :

$$M_x = \sqrt{M_w^2 + (\alpha M_n)^2} \quad (7)$$

式中:  $M_x$  —— 相当弯矩 / (N · M);  $M_w$  —— 弯矩 / (N · M);  $M_n$  —— 扭矩 / (N · M);  $\alpha$  —— 弯扭应力换算时的校正系数,由于主轴经常受起动的冲击和正反转等情况,取  $\alpha = 1$ 。

由于: 3B 成型机电机功率为 6.5/11kW, 转速  $n = 450/900 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ , 大皮带轮  $\Phi = 820 \text{ mm}$ , 小皮带轮  $\Phi = 140 \text{ mm}$ , 主轴转速:  $n_{低} = 76.83 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ ,  $n_{高} = 153.66 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ , 所以皮带轮传给主轴的扭矩为

$$M_n = 9549 \times N / n = 683.6 \text{ N} \cdot \text{M} \quad (8)$$

因 A 支座处的合成弯矩最大,轴径可按 A 处危险断面校核:

$$M_{xA} = \sqrt{M_w^2 + M_n^2} = 1515.09 \text{ N} \cdot \text{M}$$

根据强度条件:

$$\frac{1}{W} \sqrt{M_w^2 + M_n^2} \leq [\sigma] \quad (9)$$

式中,  $W$  —— 抗弯截面模量,对圆截面  $W = \frac{\pi D^3}{32}$ ;  $[\sigma]$  —— 许用应力,对于 40Cr,  $[\sigma] = 90 \text{ MPa}$ ; 所以

$$\frac{\pi D^3}{32} [\sigma] \geq M_{xA}$$

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \times \frac{M_{xA}}{[\sigma]} \times K}$$

其中,  $K$  —— 应力集中系数,取 1.5 ~ 2。

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi \times 3.14} \times \frac{1515.09}{90} \times 2} \approx \sqrt[3]{343.1} \approx 7 \text{ cm}$$

而主轴 A 处截面,  $D_A = 85 \text{ mm}$ , 故满足强度要求。

### 3.3 主轴的刚度计算

主轴刚度是通过受力后的变形反应出来的,成型机的主轴为阶梯轴,为了简化计算,这里按等直径的等效轴进行计算,主轴受力情况如图 4。

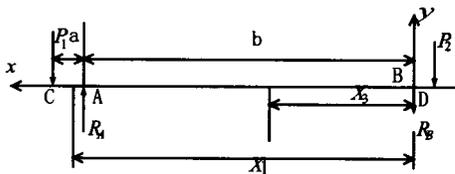


图 4 主轴刚度计算图

CA 截面上的弯矩为:

$$M = -P_1(a+b-X_1) \quad (b \leq X_1 \leq b+a)$$

得挠曲线微分方程:

$$EIV''_1 = -P_1(a+b-X_1)$$

积分得:

$$EIV'_1 = P_1 X_1^2 / 2 - P_1(a+b)X_1 + C_1$$

$$EIV_1 = P_1 X_1^3 / 6 - P_1(a+b)X_1^2 / 2 + C_1 X_1 + D_1$$

AB 段:

$$M = R_A(b-X_3) - P_1(a+b-X_3) \quad (0 \leq X_3 \leq b)$$

得挠曲线微分方程:

$$EIV''_3 = R_A(b-X_3) - P_1(a+b-X_3)$$

积分得:

$$EIV'_3 = -\frac{R_A X_3^2}{2} + \frac{P_1 X_3^2}{2} + R_A b X_3 - P_1(a+b) X_3 + C_3$$

$X_3 + C_3$

$$EIV_3 = -\frac{R_A X_3^3}{6} + \frac{P_1 X_3^3}{6} + \frac{R_A b X_3^2}{2} -$$

$$\frac{P_1(a+b)X_3^2}{2} + C_3 X_3 + D_3$$

根据边界条件: 挠度  $V_1 = 0$ ;  $X_1 = X_3 = b$ , 挠度  $V_1 = V_3$ , 转角  $V'_1 = V'_3$ ;  $X_3 = 0$ , 挠度  $V_3 = 0$ , 得 CA 段挠曲线微分方程:

$$EIV'_1 = \frac{P_1 X_1^2}{2} - P_1(a+b)X_1 + \frac{R_A b^2}{6} +$$

$$\frac{P_1(a+b)b}{2} - \frac{P_1 b^2}{6} \quad (10)$$

$$EIV_1 = \frac{P_1 X_1^3}{6} - \frac{P_1(a+b)X_1^2}{2} + \left[ \frac{R_A b^2}{6} +$$

$$\frac{P_1(a+b)b}{2} - \frac{P_1 b^2}{6} \right] X_1 - \frac{R_A b^3}{6} \quad (11)$$

截面 C 的挠度和转角:

当  $X_1 = a+b = 240 \text{ cm}$ ;  $E$  —— 弹性模量,对 40Cr,  $E = 2.1 \times 10^7 \text{ N} \cdot \text{cm}^{-2}$ ;  $I$  —— 惯性矩。

因为主轴为阶梯轴,其等效直径为:

$$d^4 = \frac{L}{\sum_{i=1}^n \frac{l_i}{d_i^4}} \quad (12)$$

由 3B 成型机主轴可知:  $d_v \approx 11 \text{ cm}$ 。对于  $d = 11 \text{ cm}$  的圆截面

$$I = \pi d^4 / 64 \approx 718 \text{ cm}^4$$

$$P_{1垂} = 5000 + 750 + 278.4 = 6028.4 \text{ N}$$

$$P_{1水平} = 1576 \text{ N} \quad R_{A垂} = 6615 \text{ N}$$

$$R_{A水平} = 1733 \text{ N}$$

由式(12)得:

$$V_{1\text{垂}} \approx -0.02\text{cm}, V_{1\text{水平}} \approx -0.003\text{cm}$$

$$|f_c| = V_1 = \sqrt{V_{1\text{垂}}^2 + V_{1\text{水平}}^2} \\ = \sqrt{(-0.02)^2 + (-0.003)^2} \approx 0.02\text{cm}$$

由式(11)得:

$$V'_{1\text{垂}} = -0.0007 \text{ 弧度}, V'_{1\text{水平}} = -0.0002 \text{ 弧度}$$

$$|Q_c| = V' = \sqrt{V'^2_{1\text{垂}} + V'^2_{1\text{水平}}} \approx 0.0007 \text{ 弧度}$$

而根据要求

$$|Q_c| = 0.001 \text{ 弧度}, [f_c] = 0.15\text{cm}, \text{ 所以}$$

$$Q_c < [Q_c] \quad [f_c] > |f_c|$$

主轴满足了刚度条件。

#### 4 结论

成型机成型鼓的折鼓形式由惯性折鼓改为动力折鼓,减小了成型鼓折鼓时主副连杆相对转动造成的强烈冲击,成型鼓不易损坏。实践证明,采用惯性折鼓形式的成型机成型鼓大约每月需更换一次,而采用动力折鼓形式的成型机成型鼓则约每半年更换一次,可见采用动力折鼓形式的成型机不仅大大地减小了机头的损坏,减小了维修量和工人的劳动强度,节约了费用,还使成型质量得到了很大提高。改进后,由于主受力部件——主轴加长,为了保证成型机工作时,主轴不会因受到机头与胎胚的作用而变形,甚至因弯曲导致破坏,对主轴进行了刚度和强度校核。结论是:成型机成型鼓的折鼓形式由惯性折鼓改为动力折鼓完全可以保证工作精度和安全性。

参考文献:略

## 双星集团瀚海公司 梗子冲切变滚切

双星集团瀚海公司不断完善设备创新工作。该公司运动鞋厂成型车间,在成功实施包头压延滚切一次性成型的基础上,进一步实施了梗子压延滚切一次性成型工艺,取得了明显成效。

以前梗子成型是由压延机产出胶布件半成品后,进行打卷,然后输送到冲切机,再进行冲切,工艺比较繁琐,效率也较低。成型车间依据包头压延一次滚切的工艺原理,根据胶料特性,首先

“摸”清了胶料在压延过程中收缩的比例系数,以此为依据制作梗子滚刀,然后又经多次反复试验“摸”出滚刀转数与传送带转速比例系数,使成型滚切一次性完成。并且梗子滚刀可自动加热,解决了在滚切过程中胶料粘刀的问题,由于滚刀刀距达到最小,使回边率达到最低限度,胶料利用率提高30%,每小时可直接滚切成型梗子12000双,比原来打卷冲切每小时生产1300双提高工效率近10倍,同时减去冲切机一台,年可节约电能2.4万kWh,折合费用1300余元;并成功减掉冲切工两人,按每人月工资600元计算,年可节约工资费用1万余元,且实现了辅布自动打卷,去掉了转序过程,简化了工艺流程。 张艾丽

## 氮气硫化工艺在 半钢子午线轮胎生产中应用

硫化是轮胎制造的最后一道工序,直接影响到成品轮胎的质量。目前国内大多数轮胎生产企业使用蒸汽、过热水硫化。充氮气硫化不仅能够缩短轮胎硫化周期,提高轮胎的生产效率,而且还可提高胶囊使用次数,降低能耗和设备损耗以及维修费用等。

充氮气硫化工艺步骤和工艺条件比传统的过热水硫化要复杂,既要充入蒸汽来提高硫化内温,又要充入氮气来提高硫化内压,还要进行氮气泄漏检查、氮气回收、抽真空等。经过几十次试验、调整、测温和设备整改,最终制定出切实可行的硫化方案,轮胎批量生产获得了成功。轮胎经过高速和耐久性能试验,全部达到技术标准,现已正常生产。

根据氮气硫化的特点,对硫化工艺进行了设计。第一步蒸汽边进边排,以提高胶囊内温,并将胶囊内部冷凝水排出,有利于提高内部温度。第二步进蒸汽,主要用来提高硫化胎内部温度,使温度在设定时间内迅速达到硫化技术工艺要求。第三步进氮气。当温度达到硫化轮胎工艺要求后,充入氮气用来提高硫化胎内压。第四步氮气排凝,因氮气温较低,充入后与饱和蒸汽混合易产生冷凝水,冷凝水能够使硫化温度迅速下降,影