

[制造·使用·改进]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2017.01.019

# 带锯床张紧装置结构设计

江平<sup>1</sup>, 丁泽林<sup>1</sup>, 丁侠胜<sup>1</sup>, 项涌涌<sup>2</sup>, 赵赟劼<sup>2</sup>, 梁利华<sup>2</sup>

(1. 浙江晨龙锯床股份有限公司, 浙江 缙云 321404; 2. 浙江工业大学 机械工程学院, 浙江 杭州 310014)

**摘要:**针对国产带锯床中普遍存在的张紧装置设计不合理导致装置失效、张紧力不恒定等问题,对张紧装置进行了需求分析,建立功能原理模型,通过综合对比各功能原理解确定了采用精度高、张紧力可保持恒定的螺纹张紧方式,设计了由张紧滑块和张紧丝杆等组成的装置结构,通过计算确定了扭力扳手力矩、张紧丝杆直径等关键部件参数,并利用有限元软件 ANSYS Workbench 对装置结构进行了有限元分析。结果表明:设计的张紧装置满足强度要求,装置结构设计紧凑,张紧力可保持恒定。该设计在一定程度上可提高锯切精度及锯条的寿命,可应用于大多数带锯床,具有较高的工程应用价值。

**关键词:**带锯床;张紧装置;结构方案;ANSYS Workbench 软件;有限元分析

中图分类号: TG561 文献标志码: A 文章编号: 1005-2895(2017)01-0082-05

## Structural design of Tensioning Device in Band Sawing Machine

JIANG Ping<sup>1</sup>, DING Zelin<sup>1</sup>, DING Xiasheng<sup>1</sup>, XIANG Yongyong<sup>2</sup>, ZHAO Yunjie<sup>2</sup>, LIANG Lihua<sup>2</sup>

(1. Zhejiang Chenlong Sawing Machine Co., Ltd., Jinyun, Zhejiang 321404, China;

2. College of Mechanical Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014, China)

**Abstract:** Aiming at the problem of the unreasonable design of tensioning device in band sawing machine which cause structural failure and unsteady tension force, the requirement analysis was carried out, then functional principle model was established, the thread tension mode was used in the design which could keep high precision and constant tension force through the comprehensive comparison of each principle solution, the structure scheme was designed which were composed of tension slide block and tension wire rod, the key components such as torque wrench torque, tension wire rod diameter were determined by calculation, then the device was analyzed by using the software of Workbench ANSYS. The results indicated that the tensioning device met the strength requirements and had compact structure, and the device also could maintain a constant tension force. To a certain extent it could improve the cutting precision and the life of the saw blade, and it could be applied to most of the band sawing machines, all of results showed that this research had high engineering application value.

**Keywords:** band sawing machine; tensioning device; structure scheme; structure design; finite Element Analysis (FEA)

金属切削带锯床已在我国各个领域被广泛推广和使用,作为金属切削加工的第一道工序设备,带锯床的研究进展必然会带动我国工业经济的发展<sup>[1]</sup>。张紧装置作为带锯床的重要部件,通过调整锯轮的间距实现锯条的预张紧和张紧力的调整,合适的张紧装置,结构紧凑、质量轻、张紧力保持恒定、操作方便,其与锯条的寿命和锯切精度直接相关<sup>[2-3]</sup>。

目前,学者们对带锯床张紧装置的研究较少,朱庆

华等<sup>[4]</sup>通过分析带锯条经常断裂的原因,对双立柱龙门卧式带锯床带锯条张紧液压系统进行了改进;么永强<sup>[5]</sup>从适应控制和满足加工要求出发,对张紧装置进行了选型布置和结构设计。上述文献并未对张紧装置进行详细的设计计算,通过调研发现,只利用经验知识来设计张紧装置的现象,普遍存在于国内带锯床厂家中。

针对带锯床张紧装置设计不合理导致结构失效、张紧力不恒定从而影响锯切精度及锯条寿命等问题,

收稿日期:2016-06-14;修回日期:2016-09-10

第一作者简介:江平(1971),男,湖南长沙人,主要研究方向为金属切削带锯床研究设计。通信作者:项涌涌(1991),男,浙江浦江人,硕士研究生,主要研究方向为智能制造装备技术。E-mail:xiangyong@126.com

笔者对张紧装置进行了需求分析,建立了功能原理模型,通过综合对比各功能原理解确定了结构方案,并对关键部件进行了详细设计,最后利用有限元软件进行强度分析。

## 1 张紧装置结构方案设计

### 1.1 需求分析

带锯条安装于带锯轮上,从动轮安装在锯架的左端,带锯条装入主动轮和从动轮(张紧轮)后,为了使带锯条正常锯切,张紧装置通过调整带锯轮的间距使锯条达到合理的张紧状态,如图1所示为带锯床锯架结构。针对张紧装置的工作内容,经调研,确定其主要功能与性能需求有:

- 1) 可安装于锯架左后端,便于人工手动操作,设计符合人机工程学;
- 2) 可驱动带锯轮的左右移动,移动距离在 50 cm 以上,满足最小张紧力要求,张紧力可保持恒定;
- 3) 在满足强度性能要求下,质量轻、体积小。

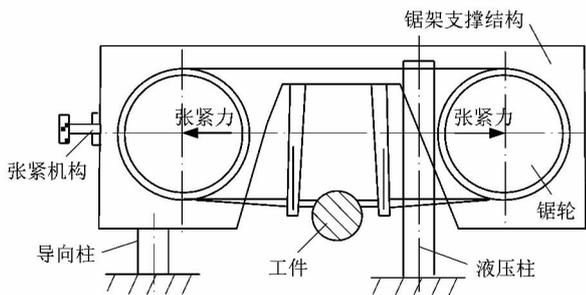


图1 带锯床锯架结构

Figure 1 Frame structure of band sawing machine

### 1.2 功能原理设计

锯条张紧装置设计过程中,需要明晰其功能原理,张紧装置接受控制信号,利用外界提供的能量,支撑并驱动锯轮运动,实现锯条的张紧,期间由于摩擦等产生耗散能,如图2、图3所示分别为锯条张紧装置总功能模型图和具体功能结构图。

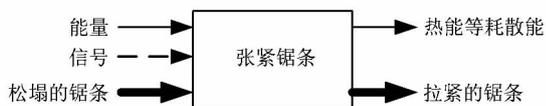


图2 锯条张紧装置总功能模型图

Figure 2 General function model diagram of saw blade tensioning device

### 1.3 功能原理解析

张紧装置的功能元具体确定后,还需要针对实际应用,分析比较相同功能元不同原理解的优劣性,下面

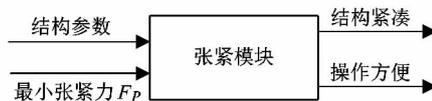


图3 锯条张紧装置功能结构图

Figure 3 Function structure diagram of saw blade tensioning device

对张紧功能进行不同原理解的分析。如表1所示,张紧方式主要有螺纹张紧、凸轮滑块张紧、液压张紧等3大主要类型。

表1 张紧装置不同功能原理解

Table 1 Different function principle solution of tensioning device

张紧方式	原理图
螺纹张紧	
凸轮滑块张紧	
液压张紧	

如表2所示,通过比较不同张紧方式的优缺点,考虑到液压张紧方式易发生管路泄漏和易受温度的影响,造成锯切过程中张紧力不恒定现象,因此,选用螺纹张紧方式相比较而言较为合理。

表2 不同张紧方式对比

Table 2 Comparison of different tensioning methods

张紧方式	优点	缺点
螺纹张紧	张紧力调节精度高,经济性好,张紧力恒定。	手动张紧,实际操作较困难。
凸轮滑块张紧	张紧方式简单,设计方便,经济性好。	张紧力调节精度低,实际操作困难。
液压张紧	自动张紧,张紧力调节精度高,无级调节,反应灵敏,操作方便。	液压系统易泄漏,张紧力不恒定,价格高。

### 1.4 结构方案

通过分析带锯条张紧装置的实际需求,比较不同的功能原理解,从而选择符合要求的螺纹张紧方式。螺纹张紧装置由张紧滑块、张紧座、张紧丝杆等组成,张紧滑块与从动锯轮轴相连,螺纹张紧装置三维结构简图如图4所示。

## 2 带锯床张紧装置关键部件设计

### 2.1 扭力扳手力矩计算

在初始状态下,主动轮、从动轮和锯条组成的整体

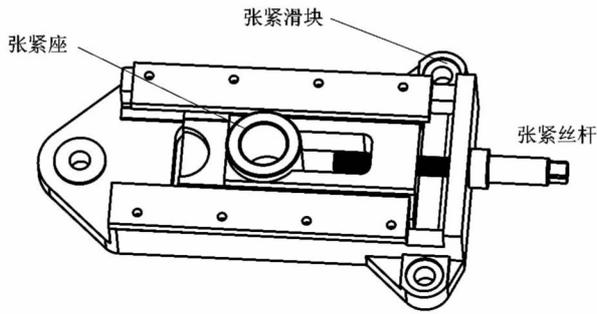


图4 整体方案结构

Figure 4 Integral scheme structure

处于平衡状态,因此有如下关系:

$$F_p = 2F_0 \quad (1)$$

式中:  $F_p$  为带锯床张紧力, N;  $F_0$  为张紧丝杆所受的预紧力, N。

通常情况下,使用螺纹预紧的带锯床张紧力与扭力扳手产生的拧紧力矩主要用于克服螺纹副阻力矩及螺母与被连接件(或垫圈)支承面间的端面摩擦矩,拧紧力矩的计算公式为<sup>[6]</sup>

$$T = KF_p d \quad (2)$$

式中:  $T$  为拧紧力矩, N·mm;  $d$  为螺纹公称直径, mm;  $K$  为拧紧力矩系数,对于普通粗牙 M12 ~ M64 螺纹,拧紧力矩系数  $K$  在 0.1 ~ 0.3 范围内变动(详见文献[7])。

由实际设计可知,一般初始张紧力为 8 750 N,螺杆螺纹选 M20,取拧紧力矩系数  $K=0.2$ ,由式(2)可得扭力扳手力矩为

$$M = F_p \times 0.2d = 35 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}。$$

## 2.2 张紧丝杆直径计算

张紧丝杆处于受拉状态,主要破坏形式是螺纹部分发生断裂,因而设计准则是保证其静力或疲劳拉伸强度,张紧丝杆在连接装配时,仅承受预紧力作用<sup>[8]</sup>。

张紧丝杆危险截面的拉伸应力  $\sigma$  为

$$\sigma = \frac{F_0}{\frac{\pi}{4}d_1^2} \quad (3)$$

式中  $d_1$  为张紧丝杆的直径。

张紧丝杆危险截面的扭转切应力  $\tau$  为

$$\tau = \frac{F_0 \tan(\Psi + \varphi_v) \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi}{16}d_1^3} = \frac{\tan \Psi + \tan \varphi_v \frac{2d_2}{d_1}}{1 - \tan \Psi \tan \varphi_v} \frac{F_p}{\frac{\pi}{4}d_1^2} \quad (4)$$

对于 M10 ~ M64 普通螺纹的钢制张紧丝杆,取

$$\tan \varphi_v \approx 0.17, \frac{d_2}{d_1} = 1.04 \sim 1.08, d_2 \text{ 为丝杆螺纹大径,}$$

$\tan \Psi \approx 0.05$ , 由此可得:

$$\tau = 0.5\sigma \quad (5)$$

由于材料是塑性的,故可根据第四强度理论,求出其计算应力为

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{\sigma^2 + 4(0.5\sigma)^2} \approx \sqrt{2}\sigma \quad (6)$$

张紧丝杆危险截面的拉伸强度条件为

$$\sigma_{ca} = \frac{\sqrt{2}F_0}{\frac{\pi}{4}d_1^2} \leq [\sigma] \quad (7)$$

张紧丝杆危险截面的直径  $d_1$  应满足

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{1.414F_0}{\frac{\pi}{4}[\sigma]}} \quad (8)$$

其中,许用拉伸强度  $[\sigma]$  由下式求得:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{S} \quad (9)$$

式中  $S$  为安全系数,  $S=1.2 \sim 1.5$ 。

经计算求得张紧丝杆的危险截面直径需要大于 8.5 mm,考虑加工与安装方便性,笔者选择丝杆直径为 10 mm。

## 3 张紧装置有限元分析

张紧装置中丝杆性能的好坏直接影响张紧装置能否正常工作,由于丝杆上外载荷变化慢,丝杆处于静态,因此笔者使用 ANSYS Workbench<sup>[9-11]</sup> 对张紧装置应用有限元方法进行静态分析。

### 3.1 张紧装置三维模型

根据上述张紧装置关键部件设计计算,确定具体尺寸参数,由于静强度分析主要计算结构在静力作用下的应力分布情况,所以张紧装置只针对于张紧座及相关零部件进行分析,考虑复杂模型会增加仿真的难度,笔者在建立张紧装置三维模型时,去掉结构中对分析结果影响较小的细节特征(张紧丝杆的螺纹等特征)来进行简化,简化后的三维模型如图 5 所示。

### 3.2 张紧装置有限元模型

通过分析张紧装置的受力情况,文中选择单元类型为 Plane183,张紧装置中张紧滑块、张紧座及张紧轴承座采用 CL60 材料,张紧丝杆、张紧压板采用 45 钢材,具体材料参数如表 3 所示。

表3 张紧装置材料基本参数

Table 3 Basic parameters of materials in tension device

材料名称	弹性模量 $E/\text{GPa}$	密度 $\rho$ / ( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ )	泊松比 $\mu$	屈服强度/ MPa
CL60	210	7 890	0.26	410
45 钢	209	7 890	0.27	355

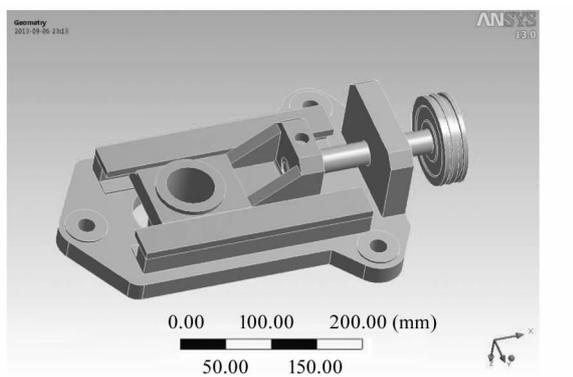


图5 张紧装置三维模型

Figure 5 Three-dimensional model of saw blade tensioning device

网格划分的质量将直接影响对其求解的准确度和速度,有时候甚至会出现结果无效或者分析失败的情况,与模型实际测试结论相差很大<sup>[12]</sup>,将材料模型导入分析软件后,根据实际情况设置网格单元的大小,如图6所示为张紧装置有限元模型。

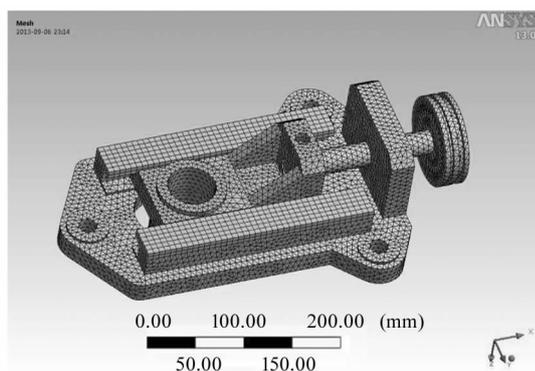
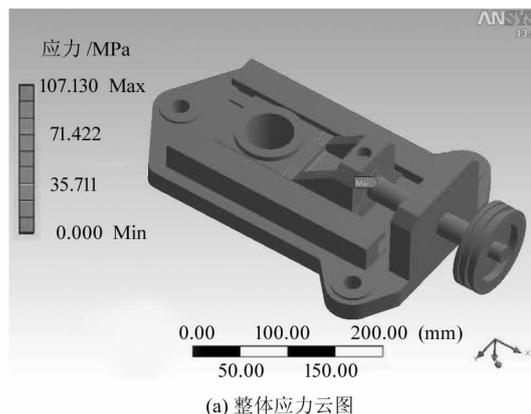


图6 张紧装置有限元模型

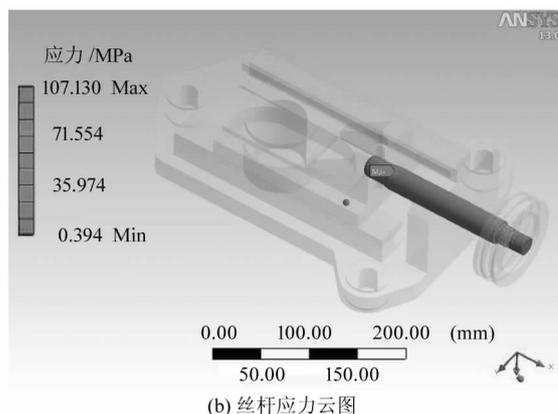
Figure 6 Finite element model of saw blade tensioning device

根据实际情况,张紧压条与张紧滑块及张紧滑座与张紧滑块之间的接触类型均设置为 Frictional(有摩擦),摩擦因数为 0.15。由于张紧机构与从动轮有从动轮轴相连,通过控制张紧丝杆从而实现带锯条的张紧效果,因此,在张紧滑块中与从动轴配合的内孔施加固定约束,张紧丝杆表面施加预紧力,大小为 4 375 N;另外,张紧机构与锯架相连,所以张紧滑座与锯架配合面施加固定约束。

根据以上设置,通过 ANSYS Workbench 的求解最终获得张紧装置的应力结果,如图7所示。张紧结构使用过程中必须使张紧丝杆满足强度要求,图中张紧丝杆的最大应力为 107.13 MPa,所以设计的张紧装置满足强度要求。



(a) 整体应力云图



(b) 丝杆应力云图

图7 张紧装置应力云图

Figure 7 Stress nephogram of saw blade tensioning device

#### 4 结论

文中设计的张紧装置采用螺纹张紧结构方式,可保持恒定的张紧力,主要由张紧滑块、张紧座、张紧丝杆等组成,通过计算确定了关键部位的设计参数:螺杆螺纹参数为 M20,扭力扳手力矩为 3 500 N·mm,丝杆直径为 10 mm。有限元分析结果表明张紧丝杆受到的最大应力为 107.13 MPa,设计的装置结构满足强度要求,结构紧凑,可应用于较多的锯床,具有较高的工程应用价值。

#### 参考文献:

- [1] 郭北涛. 国内外金切锯床的现状与发展趋势[J]. 制造技术与机床, 2004(2): 32-33.
- [2] 任国军, 纪兆毅. 基于流量反馈进给控制的全自动金属带锯床液压系统设计[J]. 机床与液压, 2011, 39(8): 91-92.
- [3] 朱雅光, 程志海, 吴永平. 基于 ARM-CPLD 的可编程金属带锯床控制系统[J]. 机电工程, 2015, 32(12): 1616-1619.
- [4] 朱庆华, 张智敏, 梁延军. 双立柱龙门卧式带锯床带锯条张紧液压系统的改进[J]. 有色设备, 2007(1): 43-44.
- [5] 么永强. 立式金属带锯床的机械设计与控制系统的研究[D]. 石家庄: 河北农业大学, 2004: 7-9.

(下转第 90 页)