

文章编号:1000-582X(2007)07-0022-04

连续拉弯矫直机承载能力分析

宋朝省,朱才朝,张晓蓉,吴佳芸

(重庆大学机械传动国家重点实验室,重庆400030)

摘要:针对目前连续拉弯矫直机延伸率达不到设计要求,V型带磨损严重,并出现打滑这一问题,在分析连续拉弯矫直机构成和矫直原理的基础上,推导出了矫直机传动系统速比及理论延伸率的计算公式。对传动系统承载能力进行了分析,得出了无级变速器额定输出扭矩偏小是连续拉弯矫直机延伸率达不到要求的主要原因。提出了增加弹簧刚度以增加无级变速器输出扭矩的改进措施,使矫直机实际延伸率满足生产要求,具有一定的理论和工程实用价值。

关键词:拉弯矫直机;无级变速器;承载能力;延伸率

中图分类号:TG333.2

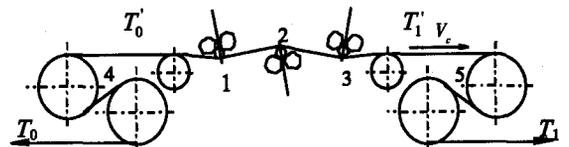
文献标志码:A

连续拉伸弯曲矫直机是一种先进的矫直设备,随着近年来对高强度带材和不锈钢带材的需求量日益增加,同时对板材平直度要求也逐年提高。连续拉伸弯曲矫直机在矫直板材尤其淬火板时,随着设定延伸率的增大,系统出现异常失控现象,延伸率的实际反馈值逐渐下降,至使全线停机,带材延伸率达不到设计要求。无级变速器V型带短时间内磨损严重,V型带在未达到理论位置时出现打滑现象。论文针对该矫直机延伸率达不到设计要求这一问题,从几何运动学和力学的角度分别对连续拉弯矫直机理论延伸率及实际延伸率进行分析,得出系统实际延伸率不能满足生产要求的原因,提出相关改进措施,具有一定的工程应用价值。

1 连续拉伸弯曲矫直机矫直原理

在张力辊组施加的张力作用下,带材连续通过上下交替布置的多组弯曲辊及矫正辊,在拉伸和弯曲的联合作用下,沿长度方向产生了塑性的纵向延伸,使带材各条纵向纤维的长度趋于一致,从而减小带材内部纵向应力分布的不均匀性,改善带材的平直度^[1]。连续拉弯矫直机由矫直单元、张力辊组及传动部分组成,张力辊组由入口张力辊组和出口张力辊组组成,提供矫直所需的张力。张力矫直系统通过前、后张力及改变带材的弯

曲和翘曲使带材内部纤维发生塑性变形。连续拉伸弯曲矫直机的基本结构形式如图1所示。



1. 2. 弯曲辊; 3. 矫正辊组; 4. 入口张力辊组; 5. 出口张力

图1 连续拉伸弯曲矫直机基本结构形式

该矫直机张力辊组采用集中驱动的传动方式,前后张力辊组中各个张力辊通过齿轮箱、行星齿轮差动机构由一台主传动电机集中驱动,并由差动调速装置产生带材矫平所需的延伸率。延伸率控制系统采用的是闭环反馈系统,工作时通过检测出口与入口张力辊组的转速差,并自动调节中间差速器中V带式无级变速器的主动轮可动锥盘,实现对延伸率的闭环控制。入口张力辊组传动系统,出口张力辊组传动系统及中间差速器传动简图如图2所示。图中 z 的下标表示对应齿轮的齿数, D_1, D_2 分别为无级变速器主、从动轮工作直径。入口张力辊组中 z_{127} 和 z_{56} ,出口张力辊组中 z_{56} 和 z_{107} 分别与两个张力辊同轴,但转向相反。

收稿日期:2007-04-16

基金项目:国家自然科学基金资助项目(50005025);教育部新世纪优秀人才支持计划资助项目(NCET-05-0766)。

作者简介:宋朝省(1973-),男,重庆大学硕士研究生,主要从事机械设计计算机辅助工程研究。朱才朝(联系人),男,教授,博士后,博士生导师,(E-mail)zcc92@sohu.com。

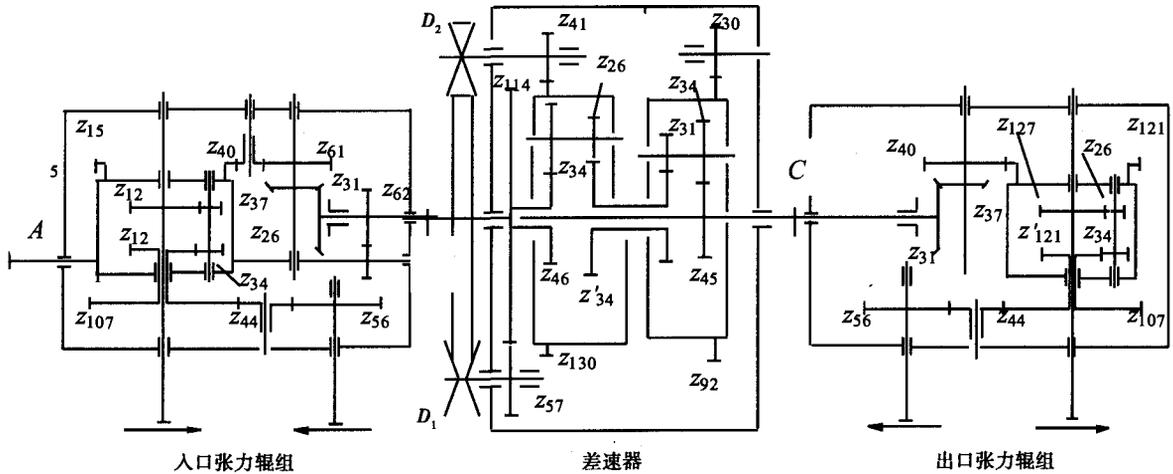


图 2 矫直机齿轮传动系统简图

2 理论延伸率的计算

如图 2 所示, 入口张力辊组中 A 到 B 为定轴传动, 其速比为

$$i_{AB} = \frac{n_A}{n_B} = -\frac{z_{62}}{z_{33}}, \quad (1)$$

入口张力辊组中 z_{56} 到 A 的速比为

$$n_{56} = 0.0344n_A, \quad (2)$$

式中, n_i 为对应齿轮或轴的转速。

矫直机工作时, 差速器上齿轮 z_{30} 被制动, 差速器右半部分相当于一个定轴轮系, 差速器出口 C 与系统输入转速的速比为

$$n_C = -0.6577(1 - 0.0211 \frac{D_1}{D_2})n_A, \quad (3)$$

式中: D_1 、 D_2 为无级变速器主、从动轮工作直径。

出口张力辊组与系统输入的速比为

$$n_{56} = 0.0358(1 - 0.0211 \frac{D_2}{D_1})n_A, \quad (4)$$

联立式(1) - (4) 得到入口张力辊组与出口张力辊组的速比为

$$i = 1.0407(1 - 0.0211 \frac{D_1}{D_2}), \quad (5)$$

则带材延伸率为

$$\delta_{理} = (i - 1) \times 100\% = (0.0407 - 0.02196 \frac{D_1}{D_2}) \times 100\%。 \quad (6)$$

3 实际延伸率的分析

拉伸弯曲矫直时, 影响带材实际延伸率的主要因素有带材工作张力、弯曲辊直径以及弯曲辊与矫直辊的压下量, 其中带材张力起决定性作用^[2]。对于集中

驱动系统而言, 出口张力辊组为驱动端, 入口张力辊组为制动端。如图 1 所示, T_0 、 T'_0 为入口张力, T_1 、 T'_1 为出口张力^[3], 则

$$T'_0 = bh\sigma_t, \quad (7)$$

式中: b 为板带材宽度; h 为板带材厚度; σ_t 为板带材工作应力。

板带材在弯曲变形中消耗弯曲变形功率, 并产生张力增量 ΔT_i 为

$$\Delta T_i = (\frac{1 - E_1}{E})bh\sigma_s(\frac{E_1}{2E}C_{ai} + \frac{C_{bi}}{2})\varepsilon_s; i = 1, 2, 3。 \quad (8)$$

其中 $C_{ai} = \frac{C_{Rqi}^2}{3} - C_{Rqi} + \frac{1}{3C_{Rqi}} - \frac{1}{2C_{Rqi}^2} + \frac{1}{12C_{Rqi}^4} + \frac{3}{4}$,

$$C_{bi} = C_{Rqi} + \frac{1}{3C_{Rqi}} + \frac{1}{2C_{Rqi}^2} - \frac{1}{12C_{Rqi}^4} - \frac{7}{4}$$

式中: E_1 为板带材强化模量; ε_s 为板带材屈服变形率。

其中 C_{Rqi} ($i=1, 2, 3$) 分别为弯曲辊组 1, 2 和矫正辊组 3 的强制弯曲相对曲率。在板带材和矫正机的有关参数已知时, 由 C_{Rqi} 可以计算出弯曲(矫正)辊的实际压下调量。忽略摩擦损失引起的张力增量, 于是有

$$T'_1 = T'_0 + \Delta T_1 + \Delta T_2 + \Delta T_3, \quad (9)$$

板带材拉弯矫正后获得的实际延伸率为 $\delta_{实}$ ^[4]:

$$\delta_{实} = C_1 \left[\frac{C_{Rq1} + C_1}{1 + C_1 + \frac{E_1}{E}(C_{Rq1} - 1)} + \frac{C_{Rq2} + C_1}{1 + C_1 + \frac{E_1}{E}(C_{Rq2} - 1)} + \frac{C_{Rq3} + C_1}{1 + C_1 + \frac{E_1}{E}(C_{Rq3} - 1)} - 1 \right]。 \quad (10)$$

其中, $C_1 = \frac{\sigma_t}{\sigma_s}$ 。

式中 σ_s 为板带材屈服极限。

出口张力辊组对差速系统输入扭矩为 M_{56} 和 M_{127} , 忽略功率损失, 根据力矩平衡方程式有

$$M_{121} = \frac{1.9107M_{56}/\eta_{\text{齿}}^2 \times 0.1028 + M_{127} \times 0.1965}{\eta} \quad (11)$$

得到出口张力辊组传动箱入口 C 的扭矩为

$$M_C = \frac{M_{121}z_{40}z_{31}}{z_{121}z_{37}\eta_1\eta_3} \quad (12)$$

中间差速器由啮合功率法进行效率计算时有

$$M'_{34} = M_{49} = \frac{M_c z_{49} z_{34}}{z_{31} z_{35} \eta_{\text{齿}}^2};$$

$$\frac{M_{46}}{-1} = \frac{M'_{34}}{i_{ab}^H \eta_{ab}^H} = \frac{M_{130}}{1 - i_{ab}^H \eta_{ab}^H};$$

$$M_{130} = \frac{M'_{34} (1 - i_{ab}^H \eta_{ab}^H)}{i_{ab}^H \eta_{ab}^H}.$$

得到作用在无级变速器从动轮上的扭矩为

$$M_{D2} = M_{41} = \frac{M_{130} z_{41} \eta_{\text{齿}}}{z_{130}} \quad (13)$$

宽 V 型带式无级变速器承载能力受自身结构影响, 其工作扭矩由从动轮弹簧推力提供, 其结构简图如图 3 所示。在理论延伸率最大状态下, V 带式无级变

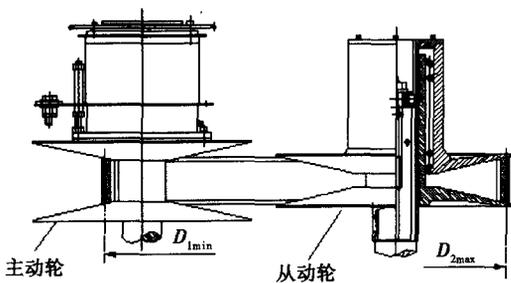


图 3 无级变速器传动系统简图

速器可以有效传递的最大扭矩为

$$M_{\text{max}} = \frac{KD_{\text{max}}(h_0 - h_1)(m - 1) \tan \frac{\varphi}{2}}{\sqrt{m^2 - 2m \cos \alpha + 1}}, \quad (14)$$

式中: D_{max} 为从动轮最大有效传递直径; F_e 为无级变速器 V 带有效拉力; K 为从动轮弹簧刚度; h_0 为弹簧自由高度; h_1 为弹簧最小载荷下的高度; α 为传动带与小带轮的包角; φ 为带轮锥角; $m = e^{f_v}$ (f_v 当量摩擦系数^[5-7], $f_v = f / (\sin \frac{\varphi}{2} + f \cos \frac{\varphi}{2})$)。

4 实例分析

拉弯矫直机实际工作时主要技术参数为: $\sigma_s = 90 \sim 350 \text{ MPa}$, 最大张力 $T_{\text{max}} = 195\,000 \text{ N}$, 出口辊径

$D = 787 \text{ mm}$, 带材出口速度 $V = 8.5 \sim 85 \text{ m/min}$ 。

表 1 无级变速系统性能参数

$D_{1\text{min}}/\text{mm}$	$D_{2\text{max}}/\text{mm}$	h_1/mm	h_0/mm	$\varphi/^\circ$	$K/\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$	中心距/mm	带长/mm
108	310	146	293.5	26	10	360	1 410

理论延伸率仅仅受无级变速器主、从动轮极限工作直径影响, 与矫直带材力学性能和几何尺寸无关。因 $D_{1\text{min}} = 108 \text{ mm}$ 、 $D_{2\text{max}} = 310 \text{ mm}$, 由(6)式, 则理论最大延伸率为

$$\delta_{\text{理}} = \left[0.0407 - 0.02196 \frac{D_{1\text{min}}}{D_{2\text{max}}} \right] \times 100\% = \left[0.0407 - 0.02196 \frac{108}{310} \right] \times 100\% = 3.3\%.$$

实际延伸率受无级变速器额定传递扭矩的影响, 由表 1 中参数由式(14)计算得到 V 带式无级变速器可以有效传递的最大扭矩为

$$M_{\text{max}} = 187.7 \text{ N} \cdot \text{m},$$

由式(8) - (10)计算得

$$\sigma_l = 32 \text{ MPa}; C_1 = \frac{\sigma_l}{\sigma_s} = \frac{32}{270} \approx 0.12.$$

图 4-5 给出了拉伸 $1\,700 \text{ mm} \times 2.0 \text{ mm}$, $\sigma_s = 270 \text{ MPa}$ 带材时, 延伸率 $\delta_{\text{实}}$ 与 C_1 , $\delta_{\text{实}}$ 与无级变速器从动轮输出扭矩 M_{D2} 之间的关系曲线。

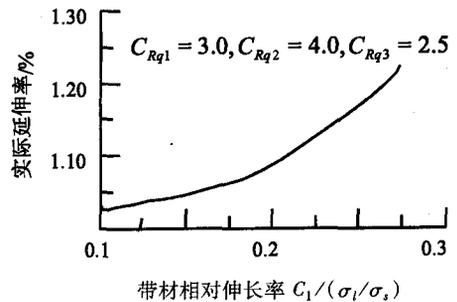


图 4 C_1 与实际延伸率关系曲线

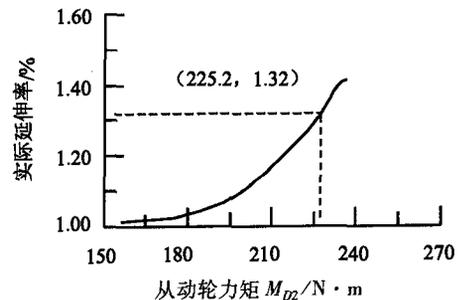


图 5 M_{D2} 与实际延伸率关系曲线

从图 4-5 中可以看出, 当拉伸弯曲矫直弯曲辊与矫正辊压下量不变时, 带材的实际延伸率 $\delta_{\text{实}}$ 与工作张力 σ_l 基本成线性关系; 实际延伸率 $\delta_{\text{实}}$ 随无级变速器输出力矩变化而变化, 在拉伸 $1\,700 \text{ mm} \times 2.0 \text{ mm}$,

$\sigma_s = 270$ MPa 带材时,实际延伸率仅为 1.03%。V 带所能传递的最大有效拉力小于负载需要的 V 带有效拉力,传动时出现打滑现象,此时拉弯矫系统反馈的延伸率值小于设定值,电控系统会自动控制步进电机拖动链轮,增大主动轮两锥盘间的距离以增大 i_{\max} ,从而提高系统延伸率,同时需要传递的扭矩也相应的增加,从而无级变速器更加打滑,如此循环,直至主动轮可动锥盘走到极限位置,而使全线停机。实际生产中,在拉伸带材规格为 1 700 mm × 2.0 mm 时,随着屈服强度从 190 MPa 增加至 350 MPa,其延伸率从 1.5% 迅速下降至 0.8% 左右,与理论分析结果基本相符,验证了理论分析的正确性。

拉弯矫直机 V 带所能传递的最大有效拉力小于负载需要的 V 带拉力,导致实际延伸率达不到设计要求,可以通过适当增大无级变速器从动轮弹簧刚度以提高 V 带式无级变速器传递的扭矩。经过综合分析,将从动轮弹簧从 $K = 10$ N/mm 提高到 $K = 12$ N/mm,由式(14)计算得到 V 带式无级变速器传递的最大扭矩为

$$M_{\max} = 225.2 \text{ N} \cdot \text{m}。$$

根据图 5,可得在拉伸带材规格为 1 700 mm × 2.0 mm, $\sigma_s = 270$ MPa 时实际延伸率为 $\delta_{\text{实}} \approx 1.32\%$ 。

5 结 论

为改善连续拉弯矫直机在拉伸淬火板时的实际延伸率,解决 V 型带磨损严重并出现打滑现象这一问题,论文在分析气垫炉连续拉伸弯曲矫直机的结构组成及工作原理的基础上,推导了传动系统速比及理论延伸率计算公式,得到带材理论延伸率与无级变速器

主从动轮传动比之间的影响关系;在弹塑性拉伸弯曲矫直理论的基础上,讨论了带材实际延伸率与带材工作张力的关系,对拉弯矫直机传动系统承载能力进行了分析计算,得出拉弯矫系统延伸率达不到设计要求的主要原因是无级变速器的额定传递扭矩偏小。根据这一原因,对宽 V 型带式无级变速器调速原理进行分析,得出了带材实际延伸率与无级变速器从动轮输出扭矩之间的影响关系,同时分析从动轮组成结构及工作原理,提出了增加弹簧的刚度以增大弹簧的轴向推力提高无级变速器的有效传递扭矩的措施,使在矫直 1 700 mm × 2.0 mm, $\sigma_s = 270$ MPa 的带材时的实际延伸率从 1.03% 提高到 1.32%,取得了较好的效果,具有重要的理论意义和工程应用价值。

参考文献:

- [1] 崔甫. 矫直原理与矫直机械[M]. 北京:冶金工业出版社, 2005:378-428.
- [2] 赵炳利,刘志亮. 连续拉伸弯曲矫直带材时延伸率的研究[J]. 东北重型机械学院学报,1994,12(4):314-317.
- [3] 胡高举,王勤. 拉伸弯曲矫直机组设备关键技术研究[J]. 钢铁技术,2004(1):19-23.
- [4] 秦伟,朱才朝,伍驭美. 拉弯矫正机承载能力的仿真计算及故障分析[J]. 机械设计与制造工程, 2002, 31(4):76-78.
- [5] 曹助家. 关于 V 带传动当量摩擦系数公式的讨论[J]. 上海工程技术大学学报,1996,10(4):18-21.
- [6] 朱建儒,杨建伟,陆凤仪,等. 摩托车无级变速系统的设计研究[J]. 太原重型机械学院学报,2003,12(4):260-264.
- [7] 任大鹏,秦伟. 摩托车 V 型皮带式无级变速器的力学分析[J]. 机械传动,2005,29(2):21-25.

Carrying Capacity of Stretching-bending Rectifier

SONG Chao-sheng, ZHU Cai-chao, ZHANG Xiao-rong, WU Jia-yun

(State Key Laboratory of Mechanical Transmissions, Chongqing University, Chongqing 400030, China)

Abstract: In accordance with the deficient elongation of the Stretching-bending Rectifier, as well as the severe wear and slipping of V-belt, the driving system velocity ratio of rectifier and the calculation formula of the theoretical elongation are deduced, which are based on the analysis of its structure and reeling principle. The carrying capacity of the driving system is also analyzed and it reaches the main reason for the elongation of the stretching-bending rectifier that cannot reach request, which is caused by the step less torsion of fixed output of the continuously variable transmission. The improvement measure which can be achieved by increasing the stiffness of the spring to increase the output torsion of the continuously variable transmission is proposed. Thus it makes the actual coefficient of elongation, which can satisfy the producing request.

Key words: stretching-bending rectifier; continuously variable transmission; carrying capacity; elongation