

定径机快换型主传动接轴的选型与设计

陈宗源 李淑兰

(重庆钢铁设计研究院)

主要介绍了成都无缝钢管厂 $\Phi 250\text{mm}$ Accu Roll 轧管机组定径机快换型主传动接轴的选型、结构特征、设计和应用情况。

关键词 定径机 快换型主传动接轴 选型 设计

TYPE SELECTION AND DESIGN OF "QUICK CHANGE" MAIN DRIVE COUPLING SHAFT FOR SIZING MILL

Chen Zhongyuan Li Shulan

(Chongqing I & S Design Institute)

The article mainly deals with an introduction concerning the "quick change" type main drive coupling shaft employed by the $\Phi 250\text{mm}$ Accu Roll pipe plant's sizing mill at Chengdu Seamless Steel Tube Plant, covering such aspects as type selection, structural features, design and operation.

Key words Sizing mill "Quick change" main drive coupling shaft Type selection Design

1 前言

在无缝钢管生产中,为适应高效、优质和稳产的要求,定径机趋向于采用多机架、二辊式和单独传动,且具有快速换辊装置和微张力调节功能的机型,由此,如何使众多根主传动接轴既能可靠平稳运转、又能适应定径辊快速更换成为一项关键技术。在成都无缝钢管厂 $\Phi 250\text{mm}$ Accu Roll 轧管机组的定径机中,设计了独特的快换型主传动接轴,从而成功地解决了这一难题。

$\Phi 250\text{mm}$ Accu Roll 轧管机组的定径机就是采用 12 机架、二辊式和单独传动。各机架定径辊轴线与水平面呈 45° 夹角,机架间依次交叉互成 90° 夹角排列,每个机架的 2 个定径辊由 1 台直流电动机通过 1 台主减速器联动、2 根主传动接轴驱动,即组成 1 组单独传动的主传动系统。12 个机架共有 24 根呈 45° 倾角配置的主传动接轴。此外,在定径机的两侧每个机架窗口前方分别设有可移换辊装置,每个换辊装置上设有 2 个可倾斜 45° 的摆

动台,用来接送新旧定径辊及换辊车。每次换辊时,主传动接轴都要与定径辊进行拆装。

该定径机可微张力操作,所带自动快速换辊装置比传统机型技术先进。迄今,国外类似的快速换辊式定径机仅有 2 台在使用,而我国这台定径机的结构和性能更加完备,尤其是在其主传动系统中运用快换型主传动接轴,尚属首例。

2 主传动接轴的选型

2.1 条件

主传动接轴选型条件如下:

(1)定径机换辊时主传动接轴能同轧辊进行快速拆装。结构上要求主传动接轴头部不下垂,且便于同轧辊轴端对位和联结。较经济的电控系统一般能保证主传动接轴的停位精度不小于 1° 。

(2)能经受连续低速重载,定径转矩(二辊)最大达 $86\text{kN}\cdot\text{m}$;接轴回转直径不但要小于轧辊间最小中心距,还应尽可能减小转动惯量和自重。

(3)能经受钢管在咬入、通过各机架、抛出和张力调节时产生的冲击负荷(瞬时超载可达4倍)。轴端应无间隙联结,防止间隙激发振动,引起结构件早期损坏及对成品质量的不利影响。

(4)角向和径向许用位移能保证正常运转和所需的开度调节。

(5)倾斜 45° 配置时,能经受自重、径向力和轴向力作用。

(6)采取润滑、密封和防水等措施。一些联结件还需防锈。

2.2 方案

主传动接轴主要采用万向联轴器和齿轮联轴器两种类型。按照轴端联结方式和某些特殊要求,又有各种不同的结构。

2.2.1 万向联轴器型

万向联轴器因可以传递大扭矩和能在较大角向位移下使用,故常用于轧钢机械主传动,而早期使用的是滑块式叉头结构,由于润滑条件差,铜滑块磨损快,随着间隙的扩大,易引起冲击负载激增,于是逐渐被新型十字轴式结构所取代。某厂新研制的SWC型十字轴式万向联轴器,回转直径 $150\sim 620\text{mm}$,所传递的公称扭矩为 $12\sim 980\text{kN}\cdot\text{m}$,节点倾角达 $15^\circ\sim 20^\circ$ 。

为了便于换辊和维修,要求轴端联结结构既能快拆快装,又要联结牢靠。

主传动接轴主动端即靠主减速器(或电动机)一侧,通常采取如图1所示的几种联结方式。

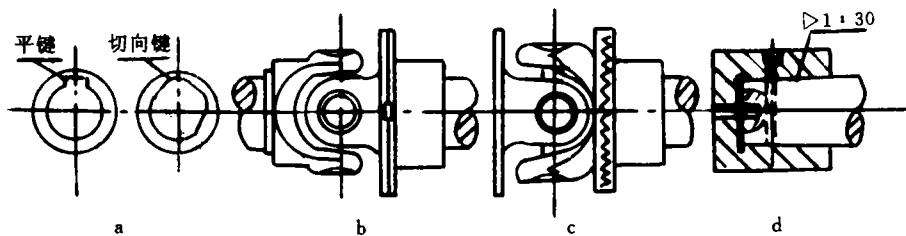


图1 主动端的联结方式

a—普通圆柱轴端平键或切向键 b—法兰螺栓 c—端面传法兰螺栓 d—注油元键

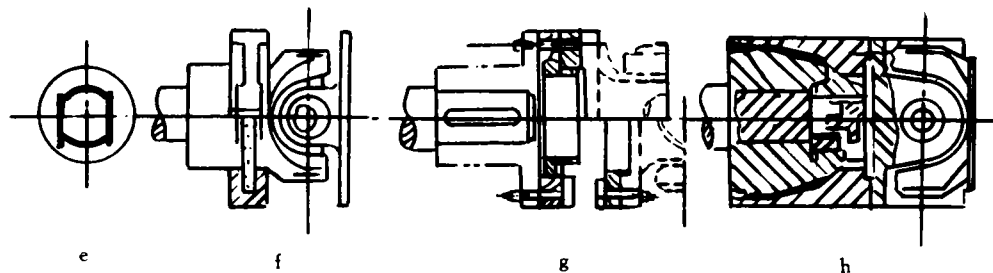


图2 从动端的联结方式

e—扁头孔 f—端面齿卡套 g—离合式 h—插锁定径

图中,a用于不经常拆装的情况;c对应b的端面由方形键改成多齿楔合并定心,结合面能承受较大扭矩,拆卸比较方便;d拆装时需借助压注高压油的专用工具。

主传动接轴从动端即靠定径辊一侧,除

上述联结方式外,为了便于快速拆装,另有如图2所示的几种联结方式。图中,e扁孔同辊子轴端扁头间隙配合,其结构简单;f相当于图1c改端面法兰螺栓联结成带有内锥形槽的两半卡套加螺栓紧固联结;g用左右齿形

半离合器分合；h 用插入碰锁自动定心联结。

按照选型条件，现有万向联轴器类型主传动接轴结构用于定径机主传动，有以下不足之处：

(1)上述联结方式中，可以较快进行拆装的联结结构(f、g、h 三种方式)，均受万向节的局限，拆装时只能同半轴套分离，即将半轴套留在定径辊轴头上，这不便于维修和备件准备。扁头孔(e)结构虽然连同半轴套拆装，但是因属间隙联结而不适宜用于重载工况。

(2)自动快速换辊时，要求定径辊轴头同接轴轴孔孔径向对位，而万向节头在拆卸后会自然下垂，难以在安装时对中。为此，一般需加配一套液压定位装置。在大型万向节中有一种带有“弹簧—锥塞”并保持不“垂头”的新结构，但其分装时仍须将半轴套留在轴头上。

(3)万向联轴器的特性决定，它主要适用于不在同一轴线的两轴端联结传动。由此，为了满足较大的许用角向位移，在限定的回转直径内，其构件强度和滚动轴承使用寿命都受局限。定径机运转时主传动接轴同联结轴端接近同一轴线，仅在安装调整时二定径辊间需要一定的开度调节，只有少量角向位移，故没有多大必要选用万向联轴器型。

2. 2. 2 普通齿轮联轴器型

美国 ITAM 公司曾为该定径机提供如图 3 所示的主传动接轴方案。此方案采取带中间轴、两端装半齿型联轴器的方式。齿轮联轴器类似我国重机行业标准 JB/ZQ4219-86 中的 CLZ 型，呈直齿渐开线齿型、许用角向位移 $\alpha=0^{\circ}30'$ ；对应最大回转直径为 380mm 时，许用最大工作扭矩约为 50kN·m。

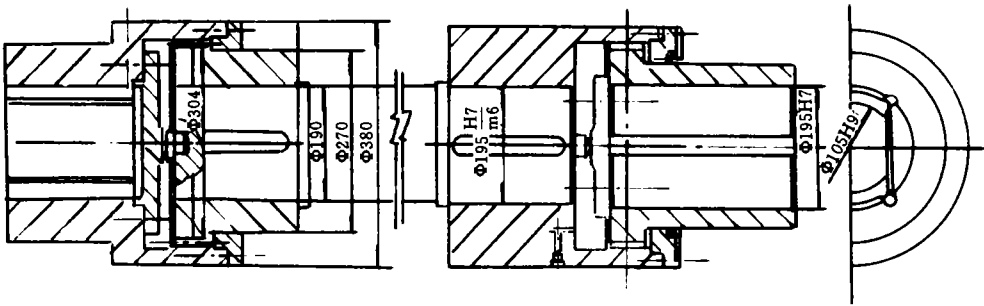


图 3 齿轮联轴器型主传动接轴

为了防止运转中中间轴和齿套的轴向窜动和冲击，并考虑主传动接轴呈 45°倾斜配置和自重带来的轴向分力，在中间轴两端轴心处各装有半球面顶头。轴端联结方式：主动端采用圆柱轴端、平键、静配合(H7/m6)；从动端采用扁头孔结构(图 2e)。

这种联结方案在结构、制造和使用方面都比万向联轴器型简易，但同样不能满足定径机主传动接轴的选型条件，不足之处有：

(1)直齿齿型联轴器的许用扭矩和角向位移偏小；

(2)换辊时，从动端齿套“垂头”，需加装液压定位装置；

(3)可采用扁头与孔间隙联结，若扁头侧间隙 $\Delta b=0.85\text{mm}$ ，则扁头与扁头孔对位所允许的最大转角 $\pm\varphi=\text{tg}^{-1}\frac{\Delta b}{D}=\text{tg}^{-1}\frac{0.85}{195}=0.25^{\circ}$ 。显然，很难靠电器控制对位精度在土

0.25°范围内。若按一般电控系统可以达到的对位精度 1°计算,则相应扁头与孔间隙必须扩大至 $195 \tan 1^\circ = 3.4 \text{ mm}$ 以上,实际上这是不可行的;

(4)随联结间隙增大,主传动接轴运转状况逐渐变差。某厂冷轧机夹送辊机组传动系统用的就是这类扁头联结,扁头侧隙 0.3~0.5mm 时,运转中便发生异常振动,同时扁头与孔严重磨损。通过在线振动测试和频谱分析,表明振源来自间隙和中间轴的重力分力;当有冲击负荷及夹送辊与带钢速度不同步时振动更加强烈。定径机的工况与此类同。按定径机设计条件对该主传动接轴方案的受力计算分析表明,扁头联结处受力状态由重力分力所起的作用比工作转矩影响还大;定径辊每转一周,扁头与孔之间要产生一次全方位滑动。当间隙较大,尤其是定径辊与钢管差步时,将出现冲击振动。这不仅导致扁头与孔发生异常磨损,而且还会使定径辊与钢管

表面擦伤。

此外,曾试想沿用一般圆柱轴端带键静配合代替扁头间隙联结,换辊时将半联轴器齿套留在辊轴头上,靠联轴器的内齿圈与外齿套分装。但经在轧管机上试验证实,在限定的停位精度范围内难以安装而否定了该设想。

2.2.3 快换型主传动接轴

在分析上述两种类型主传动接轴利弊的基础上,对照其选型条件拟定了快换型主传动接轴的新方案。该方案简单可靠,满足了承载和角位移要求,便于快速拆装、容易制造和维护,其从动端设计成可变开口式无隙联结结构且拆分时不“垂头”。

3 快换型主传动接轴的结构与设计

3.1 结构特征

如图 4 所示,快换型主传动接轴与定径机机架呈 45°配置。

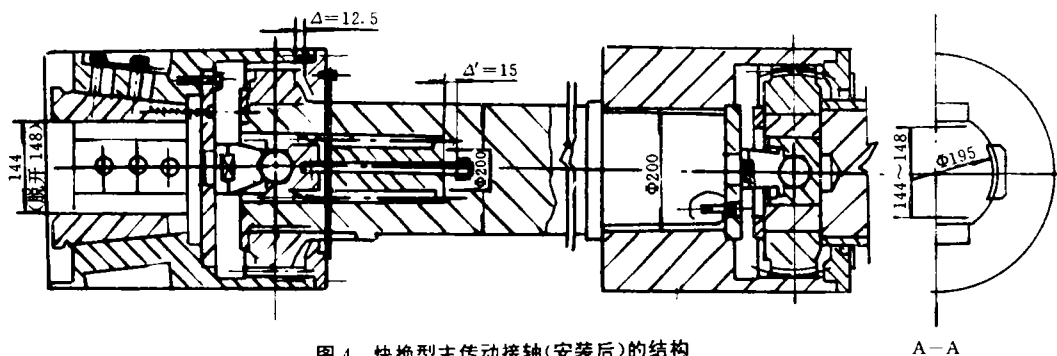


图 4 快换型主传动接轴(安装后)的结构

结构特征如下:

(1)采用鼓形齿联轴器,保证在限定回转直径内的承载和角向位移;

(2)主动端采用渐开线花键联结;

(3)浮动的中间轴两端用 Φ55mm 钢球顶靠;

(4)从动端与定径辊扁头联结。相联的扁头套孔内侧面由 2 个耐磨板组成,上下部分由带有 3 组小直径弹簧的 2 个斜楔板组成;

(5)换辊时,旧定径辊的扁头脱离轴套

后,轴套处于无载状态,预压缩的小弹簧组放开,推动 2 个楔板沿斜面上滑,扁孔的开口度由 144mm 扩大到 148mm;

(6)为保持轴套无载时不因自重而下垂,在中间轴内安装的中心压缩弹簧沿轴向预张紧,使外齿轴套的齿缘外侧面同联轴器的端盖内侧面紧紧靠住,此时图 4 中的 $\Delta=0$;

(7)安装时,新的定径辊扁头顺利装入张开的扁头孔后,斜楔板因受载而沿斜面后退并压缩小弹簧组,使扁头与斜楔板之间形成

牢靠的无隙联结;

(8)随着定径辊扁头与接轴内齿轴套装紧,通过钢球继续压缩弹簧,使联轴器保持正常工作位置,此时 $\Delta=12.5\text{mm}$;

(9)内齿轴套端部装有防水护罩。

3.2 设计与计算

3.2.1 角向位移与齿间距

主传动接轴的中间轴两端齿间距 l 、许用角向位移 α 和径向补偿量 Δy 之间的关系式为 $\text{tg}\alpha=\Delta y/l$ 。其中, Δy 限定了 2 个定径辊辊距和开口度调整, l 直接影响定径机与主减速器的配置距离。

2 个定径辊在换辊时拉开的间距在处于最大开度状态时,对所需的径向补偿量最大,即 $\Delta y_{\max}=90\text{mm}$ 。若 $l=3170\text{mm}$,则最大角向位移 $\alpha_{\max}=\text{tg}^{-1}(90/3170)=1.63^\circ$ 。工作中,由于定径辊的最大辊径与最小辊径之差,要求径向补偿量为 29.25mm ,这时正常工作的角向位移为 0.53° 。

当鼓形齿联轴器处于非运转状态时,一般许用 $\alpha_{\max}\leq 2.5^\circ$;处于运转状态时,推荐 $\alpha\leq 1.5^\circ$ 。若超出设计通常使用范围或加大 l ,即拉开定径机机架与主减速器间配置距离和增加浮动中间轴的质量,或改变鼓形齿正常尺寸关系,则将减弱联轴器承载能力。

3.2.2 许用转矩及基本参数

迄今,鼓形齿联轴器的许用转矩 $T_x(\text{N}\cdot\text{cm})$ 尚无统一的计算方法。对于渐开线鼓形齿、硬齿面、刀具压力角为 20° 、齿顶高系数为 0.8 的主传动接轴,有以下简易计算式

$$T_x=(550+22Z)fbd^2$$

式中,齿数 $Z=38$;齿宽 $b=7.4\text{cm}$;模数 $m=8$;分度圆直径 $d=Z\cdot m=30.4\text{cm}$;工作转速 n 与角向位移的影响系数 $f=1-0.15n/n_x-0.25\alpha(1+n/n_x)$;许用最高转速 $n_x=60v_x/\pi d$;分度圆上鼓形齿许用最高线速度 $v_x\leq 30\text{m/s}$ 。

由 $n_x=60\times 30/0.304\pi=1884.7\text{r/min}$ 、

$n=110\text{r/min}$ 和 $\alpha=0.53^\circ$ 得

$$f=1-0.15\times 110/1884.7-0.25\times 0.53$$

$$(1+110/1884.7)=0.851$$

$$T_x=(550+22\times 38)\times 0.851\times 7.4\times$$

$$30.4^2=8066249.9\text{N}\cdot\text{cm}$$

最大工作转矩 $T_{\max}=43\text{kN}\cdot\text{m}$,故 $T_x>T_{\max}$ 。而正常工作转矩 $T=21.5\text{kN}\cdot\text{m}$,应附加主传动工况系数 2,即 $T_{\max}=2T$,故同样满足承载要求。

由于使用的角向位移较小且工作转速较低,因此有较大的承载裕度。

当齿轮分度圆直径初定后,齿数与模数可有不同的组合。在齿弯曲强度允许的前提下,减小模数,增加齿数,可降低齿面接触应力。鼓形齿比直齿相对所取的齿数较多而模数较小。

通常 $b=(0.12\sim 0.22)d$ 。本设计采取了偏大比值 $b/d=0.24$ 。因使用的角向位移不大,故可稍增大齿宽,以提高承载能力。

在承载能力允许的条件下,应尽可能减小最大回转直径和内齿圈壁厚,以减小飞轮矩、减轻重量和紧凑结构。内齿圈壁厚 S 较薄,还有利于齿啮合载荷均匀分布,可取 $S=(0.05\sim 0.1)d$ 。

鼓形齿的齿侧间隙 $C_a(\text{mm})$ 稍大于直齿。它与使用的最大角向位移、齿宽、鼓形齿凸度和刀具压力角等因素有关,精确计算较繁琐,可按以下简化式计算

$$\begin{aligned} C_n &= b\cos 20^\circ(1-\cos\alpha_{\max})/\text{tg}\alpha_{\max}+\delta_c \\ &= 74\cos 20^\circ(1-\cos 1.63^\circ)/\text{tg} 1.63^\circ+ \\ &\quad 0.401=1.39 \end{aligned}$$

式中 δ_c 为轮齿制造误差的侧隙值(按有关标准确定);对应不同规格,一般 $\delta_c=0.25\sim 0.65\text{mm}$ 。

3.2.3 中间轴

主传动中间轴是浮动的,除按一般转轴计算强度和刚度外,还应按 JB/ZQ4381-86 规定验算中间轴允许最大重量 $G_{\max}(\text{kg})$,即

“中间轴的重量不得大于根据公称扭矩计算而得的在齿节圆啮合处圆周力的 2%”,得

$$G_{\max} \leq (2T_x/d) \times 2\% = 2 \times 8066249.9 \times 0.02/30.4, \text{ 即 } G_{\max} \leq 1061.3 \text{ kg}.$$

实际中间轴及其附件重量 $G = 1100 \text{ kg}$, 略超过 $G_{\max}$ 。然而, 因该轴呈 45° 斜置, 沿轴端又有钢球支托, 故可按中间轴重量的垂直分量 G' 核算。 $G' = G \cos 45^\circ = 777.8 \text{ kg}$, 可见 $G' < G_{\max}$ 。

若中间轴过重, 则可改用空心轴结构, 若仍过重则需加设中间轴的浮动托架。此外, 因中间轴工作转速低而不必验算临界转速 (若是高速传动的中间轴, 则需验算临界转速)。

3.2.4 扁孔开度调节及弹簧组

定径辊扁头与孔的联结, 既要满足快速对中插装又要确保无隙结合 (其原理类似一支带胀缩夹铅构造的按动式的自动铅笔)。夹紧定径辊扁头的两活动楔块上各装有 1 组 3 个小直径弹簧。每个弹簧中径 14 mm 、丝径 3 mm , 极限压力为 512 N , 预安装压力 $F_2 = 463 \text{ N}$, 工作压力 $F_1 = 173.6 \text{ N}$ 。2 组 6 个弹簧力足以推动楔块滑动, $F_2 - F_1$ 间工作行程为 20 mm 。

两楔块斜面上各具 $1:10$ 斜度, 在工作行程内使夹持扁头的开口变动 4 mm 。扁头孔开口可胀缩, 大大降低了对主传动轴的对位精度要求。其允许扭转角 $\pm \varphi = \tan^{-1}(4/195) = 1.18^\circ > 1^\circ$ 。由此, 简化了电控系统, 节省了控制装置投资。

3.2.5 限制“垂头”及中心弹簧

限制“垂头”必须正确设计中心弹簧和确定相关尺寸。中心弹簧中径 80 mm , 丝径 18 mm , 极限压力 16.5 kN , 预安装压力 $F_2' = 11.2 \text{ kN}$, 工作压力 $F_1' = 9.6 \text{ kN}$, $F_2' - F_1'$ 间工作行程为 12.5 mm 。处于 F_1' 时使外齿轴套齿侧缘与其端盖内侧面靠紧, 即原有的 12.5 mm 间隙变为 0 。 F_1' 至少要大于限制“垂头”所需靠紧力的 25% 。

确定预安装压力必须足以保持中间轴轴向通过两端钢球顶靠并定心, 同时防止扁头与孔间楔块联结放松。

3.3 电控要求

采取较简单的电控系统和措施, 保证主传动轴停位精度在 1° 以内。在每个主减速器低速轴轴端上装设 1 个 HST-26UK 位置传感器, 在换辊前先将定径辊及主传动轴降速至爬行速度, 然后人工发出指令, 通过计算机操作使定径辊扁头均停准于同一垂直位置。

3.4 制造与安装技术条件

3.4.1 制造

内齿圈和外齿套均用 42CrMo 钢制造, 经调质处理 (硬度 $\text{HB}241-302$) 后进行氮化 (硬度 $\text{HV} \geq 500$, 层深大于 0.4 mm) 或进行表面淬火 (硬度分别达 $\text{HRC}40 \sim 45$ 和 $\text{HRC}45 \sim 50$), 但均应进行无损探伤检查。

轮齿精度 R_a 不低于 $0.63 \mu\text{m}$, 齿面粗糙度 R_a 不低于 $3.2 \mu\text{m}$, 外齿轴套齿根处鼓肚量偏差按 JS7 级, 其齿宽中心截面的对称度偏差不大于 $\pm 1 \text{ mm}$ 。

中心弹簧用 $60\text{Si}2\text{MnA}$ 钢制造, 热处理硬度为 $\text{HRC}45 \sim 50$, 制造精度 $R_a 40 \mu\text{m}$, 并应在许用极限载荷下加压试验。

3.4.2 安装

扁头与孔联结的楔块在组装调节后, 必须保持灵活自由滑动; 内部隔板及螺钉在紧固前涂 351 厌氧胶粘结剂, 以保持固定和密封; 各弹簧的预安装力及尺寸调整必须按要求进行。

联轴器内啮合部填满 SY1412~75 锂基润滑脂 ZL-4, 每半年加脂 1 次。扁头孔内楔块和防磨板由人工压脂润滑, 加 1 号复合铝基脂, 每月加脂 1 次。

内齿套端部防水护罩, 每次装配调整后应仔细检查, 防止生产中冷却水溅入。

主传动轴及其托架按要求安装, 即先将下托架的支持托座及左右上托架分别固定在

机座上,打入定位销,然后将 2 根主传动轴分别装入机座内,主动端与主减速器轴端联结,从动端支托在上下托架上。而后用托板下的调整垫来调整接头中心高度,要求接头中心线与机架窗口中心线的重合度误差不大于 0.15mm,上下接头中心线距机架中换辊小车导轨面的距离分别为 $1075-0.2\sim-0.3\text{mm}$ 、 $420-0.15\sim-0.25\text{mm}$ 。安装后扁头孔接头的中心线应与小车导轨面平行,其平行度误差不大于 0.1mm,检查合格后将上托架的挡块焊在机架上。

4 使用效果

$\Phi 250\text{mm}$ Accu Roll 轧管机组试生产以来,定径机运行顺畅,实现自动快速换辊,确保钢管质量。所用快换型主传动接轴的性能

和结构,能适应主传动和快速换辊要求。但有少数这种主传动接轴经一段时间使用后,出现锈蚀和卡紧现象,以致延误拆装时间,故还有待改进和采取防范措施,如修整轴端防护罩,避免水和杂物进入联结部位;定时加注润滑脂;2 组小弹簧改用不锈钢丝制造;影响拆装的联结件也尽可能用不锈钢制造或进行防锈处理。

5 结语

快换型主传动接轴及快速换辊装置的成功应用,提高了定径机技术,可望在新型现代定径机中,甚至连轧管机中得到进一步推广。

(收稿日期:1993-11-26)

●简讯

冶金工业部第十四届全国窄带钢生产技术
信息交流会征文启事

NOTICE SOLICITING CONTRIBUTION FOR ARTICLES BY NATIONAL INFORMATION
EXCHANGE MEETING FOR NARROW STRIP STEEL MANUFACTURE TECHNOLOGY
SPONSORED BY CHINESE MINISTRY OF METALLURGY INDUSTRY

第十四届全国窄带钢生产技术信息交流会将于 1995 年第三季度召开。会议拟征集以下内容的交流文章:

- (1)热轧、冷轧窄带钢生产线技术改造;
- (2)热轧、冷轧窄带钢生产线新工艺、新技术、新装备的应用;
- (3)热轧、冷轧新产品的开发;
- (4)热轧、冷轧测试手段和控制手段;
- (5)提高产品成材率和质量、降低能耗的措施;

- (6)环保措施;
- (7)引进设备的介绍;
- (8)窄带钢发展动态和方向;
- (9)轧辊、轴承改进。

请于 1995 年 3 月底之前将论文寄交本专业网,文章格式按论文格式写。

联系人 上海第十钢铁厂技术科(地址:上海淮海西路 570 号) 郭涵运
邮编 200052 电话 (021)2515838—508
(窄带钢专业网)