

张力减径机测力传感器及 轧辊测径装置设计

吴洪屏

TG333.8
TG333.17

1. 前言

我公司引进的德国 KOCKS 公司张力减径机, 在实际生产应用中, 还存在一些问题: 首先是由于该机组 18 架机架连续排列的形式, 使我们难以获得确切轧制力参数, 这样, 对轧制过程的分析控制只能依赖于生产数据; 其次, 在轧辊磨损、孔型重车以后, 对单个辊径的测量由于受机架结构影响, 目前还没有工具进行测量, 轧辊尺寸精度没法保证。为此, 本文针对以上两种情况, 分别设计了一种二点式测力传感器和简易测量工具, 为消化引进设备提供了一些思路。

2. 力传感器设计

2.1. 设计思路

为了避免在张力建立过程中产生过大的波动, 从而达到控制管子头尾增厚端长度的目的, 通常尽量缩小机架间距, 为此, 要直接测量轧制力和相邻机架间张力几乎是不可能的。

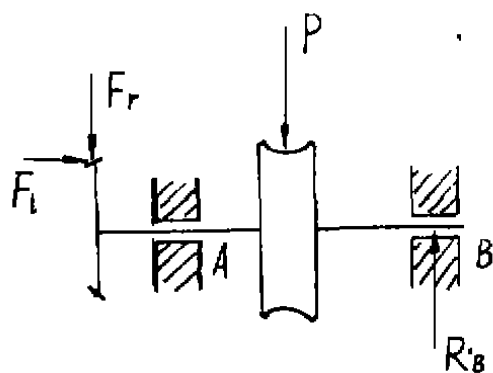


图1 轧辊装配示意图

图1所示为轧辊装配示意图, 若在轴承B处, 代之以力传感器, 则此处轴反力 R_B

易测出, 然后通过静力平衡求解, 即可获得轧制力 P 和相邻机架间张力 F 。

2.2. 可行性分析

力传感器作用在基体上, 其质量相对于机架传动轴而言是微乎其微, 则系统可抽象出一受迫简谐振动模型, 如图2所示。

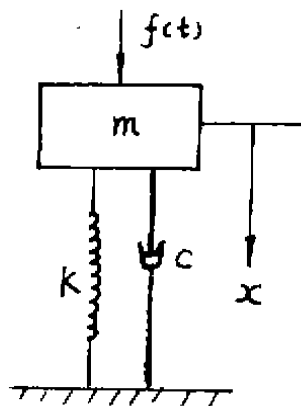


图2 受迫简谐振动模型

设传感器质量为 m , 刚度系数为 k , 阻尼系数为 c , 谐振力 $f(t)$ 记为 $f(t) = F \cdot \sin \omega t$, ω 为作用角频率, 则模型运动微分方程为:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F \cdot \sin \omega t \quad (1)$$

$$\text{记系统固有频率 } \omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}};$$

$$\text{阻尼比 } \zeta = \frac{c}{\sqrt{2mk}};$$

$$\text{力幅系数 } q = \frac{F}{m}.$$

(1)式可简化为:

$$x + 2\zeta\omega_0\dot{x} + \omega_0^2x = q \cdot \sin \omega t \quad (2)$$

该微分方程之解可表为一齐次方程 $X(t)_1$ 和非齐次解 $x(t)_2$ 的叠加。

$$\text{其齐次解 } X(t)_1 = e^{-\zeta\omega_n t} \cdot (D_1 \cdot \cos(\sqrt{1-\zeta^2} \cdot \omega_n t) + D_2 \cdot \sin(\sqrt{1-\zeta^2} \cdot \omega_n t)) \quad (3)$$

对我们关心的小阻尼状态 $0 < \zeta < 1$, (3) 式呈指数衰减。

$$\text{设非齐次解为 } x(t)_2 = X \cdot \sin(\omega t - \varphi) \quad (4)$$

将(4)式代入(2)有

$$(\omega_n^2 - \omega^2) \cdot X \cdot \sin(\omega t - \varphi) + 2\zeta\omega_n \cdot \omega \cdot X \cdot \cos(\omega t - \varphi) = q \cdot \sin\omega t \quad (5)$$

$$\text{又 } q \cdot \sin\omega t = q(\sin(\omega t - \varphi) \cdot \cos\varphi + (\cos(\omega t - \varphi) \cdot \sin\varphi)) \quad (6)$$

比较(5)、(6)两式,得

$$X = \frac{q}{\sqrt{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + 4\zeta^2\omega_n^2\omega^2}} \quad (7)$$

$$\tan\varphi = \frac{2 \cdot \zeta \cdot \omega_n \cdot \omega}{\omega_n^2 - \omega^2} \quad (8)$$

故系统最终可表为

$$x(t) = X \cdot \sin(\omega t - \varphi) \quad (9)$$

稳态时激励力

$$F = kx \cdot \sqrt{[1 - (\frac{\omega}{\omega_n})^2 + 4\zeta^2]} \quad (10)$$

相位角

$$\varphi = \arctg \frac{2 \cdot \zeta \cdot (\frac{\omega}{\omega_n})}{1 - (\frac{\omega}{\omega_n})^2} \quad (11)$$

其中(10)式表明激励力和测量力不

等, 差 $\sqrt{1 - (\frac{\omega}{\omega_n})^2 + 4\zeta^2}$ 倍; (11) 式表明两

力存在相位差。但对于我公司张减机 $\omega_{min} = 5.702 \text{ rad/s}$; $\omega_{max} = 64.91 \text{ rad/s}$, 而笔者设计传感器测算得 ω_n 在 2000 rad/s 以

上, 故 $\frac{\omega}{\omega_n} \ll 1$, 同时忽略阻尼时 $\varphi = 0^\circ$ 。故可认为测量力即为激励力。

2.3. 结构设计

传感器外形见图 3。

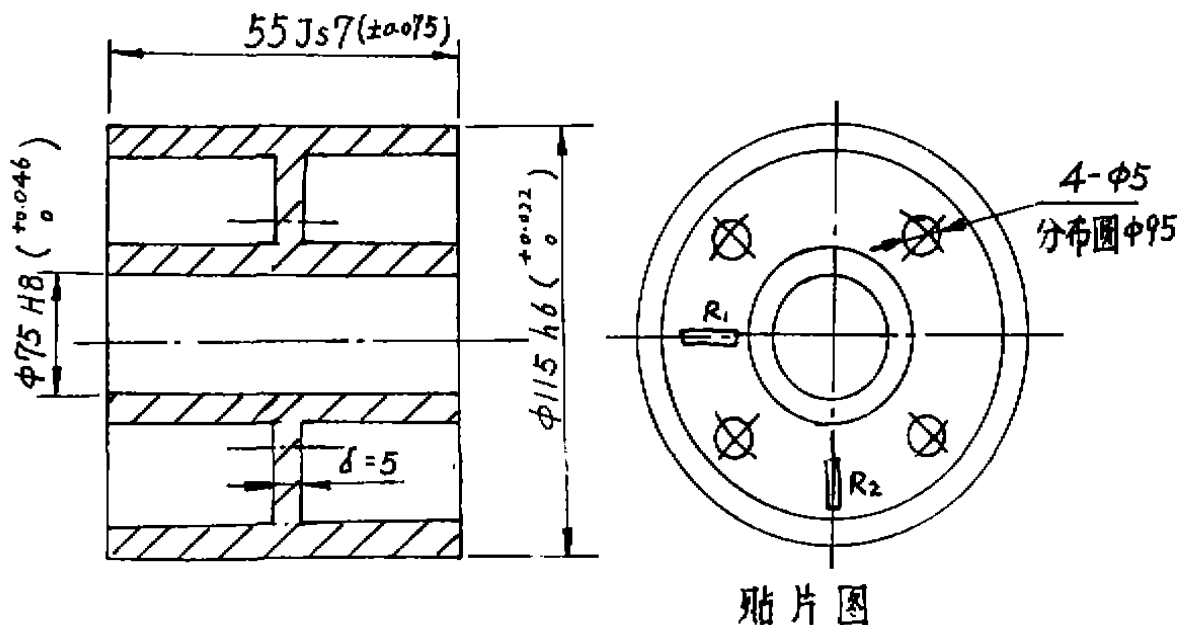


图3 传感器外形图

图中 $\varnothing 5$ 孔用于应变片接线, 小孔对称布置有利于消除应力集中影响。配合尺寸考

虑了原轴承形式 $\varnothing 75 \begin{smallmatrix} +0.030 \\ +0.011 \end{smallmatrix}$ 和 $\varnothing 115 \begin{smallmatrix} +0.016 \\ -0.006 \end{smallmatrix}$, 内圈为 H8 配合, 外圈则用 h6

紧配(过渡),沿长度方向固定位需要选用 JS 公差 7 级。

2.4. 固有频率测算

设内圈作用一力 P , 则

膜片外圈挤压应力

$$\sigma_{Y1} = \frac{P}{(D-2\delta) \cdot \delta} \quad (12)$$

膜片内圈挤压应力

$$\sigma_{Y2} = \frac{P}{(d-2\delta) \cdot \delta} \quad (13)$$

贴片处 $\sigma = \frac{1}{2}(\sigma_{Y1} + \sigma_{Y2})$, 又由虎克定律 $\sigma = E \cdot \epsilon$, 式中 E 为弹性模量, E 取 210GPa, 有

$$P = \frac{(D-2\delta)(d+2\delta) \cdot 2E\delta}{(D+d)} \cdot \epsilon \quad (14)$$

式中应度 $\epsilon = \frac{\Delta l}{l}$, l 为半片膜宽, 从而得刚度系数 k 为

$$k = \frac{(D-2\delta) \cdot (d+2\delta)}{(D+d) \cdot \delta} \cdot 2E \cdot \delta \quad (15)$$

而 $m = \rho \cdot V$, 取 $\rho = 8.0 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$

计算得 $V = 7.38 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$; $m = 0.$

59kg, $k = 4.93 \cdot 10^6 \text{ N/m}$

而 $\omega_n = \sqrt{k/m} = 2891 \text{ rad/s}$

3. 测径装置设计

3.1. 测径原理

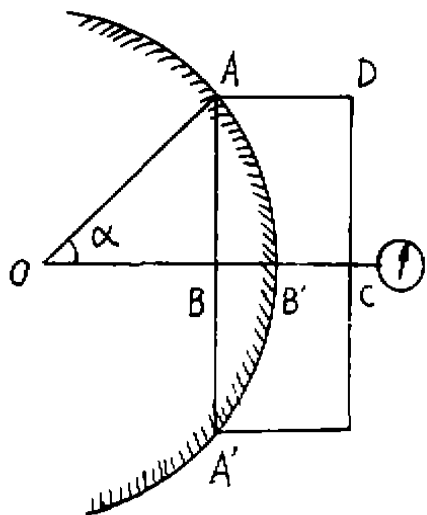


图 4 测量径原理示意图

参考图 4, 假定阴影部为所测轧辊的一段圆弧, O 点为轧辊中心轴线与轧辊横截面交点。 AA' 是与半径 OB' 垂直之一弦, 设轧辊半径为 R , 则在 $\triangle ABO$ 中, 显然 $BO = AO \cos \alpha$

又 $AO = B'O = R$, 故 $BB' = R(1 - \cos \alpha)$

$$\text{从而 } R = \frac{BB'}{1 - \cos \alpha} \quad (16)$$

$\triangle ABO$ 中, $\angle OAB = 90^\circ - \alpha$, 由正弦定理

$$\frac{\sin \angle AOB}{AB} = \frac{\sin \angle OAB}{OB}$$

$$\text{即 } \frac{\sin \alpha}{AB} = \frac{\cos \alpha}{R(1 - \cos \alpha)}$$

$$\text{得 } R = \frac{AB}{(1 - \cos \alpha) \tan \alpha} \quad (17)$$

比较 (16)、(17) 式得

$$\tan \alpha = \frac{AB}{BB'}$$

$$\alpha = \arctg \left(\frac{AB}{BB'} \right)$$

最终:

$$R = \frac{AD - B'C}{1 - \cos \left[\arctg \left(\frac{AB}{AD - B'C} \right) \right]}$$

最具制造时, AD 、 AB 均为定值, 故只须测出 $B'C$ 值即可测得辊径。

3.2. 结构设计

测量机构示意图见图 5, 为保证测量精度, 读数装置用 25mm 螺旋测微仪制成, 三个触点均制成点状球头, 为了满足量程和定位需要, 专门设计了测头和定位套, 其中测头底部开深孔, 并钻 $\phi 2$ 孔透气, 可保证测头与螺杆底部接触良好, 见图 6。

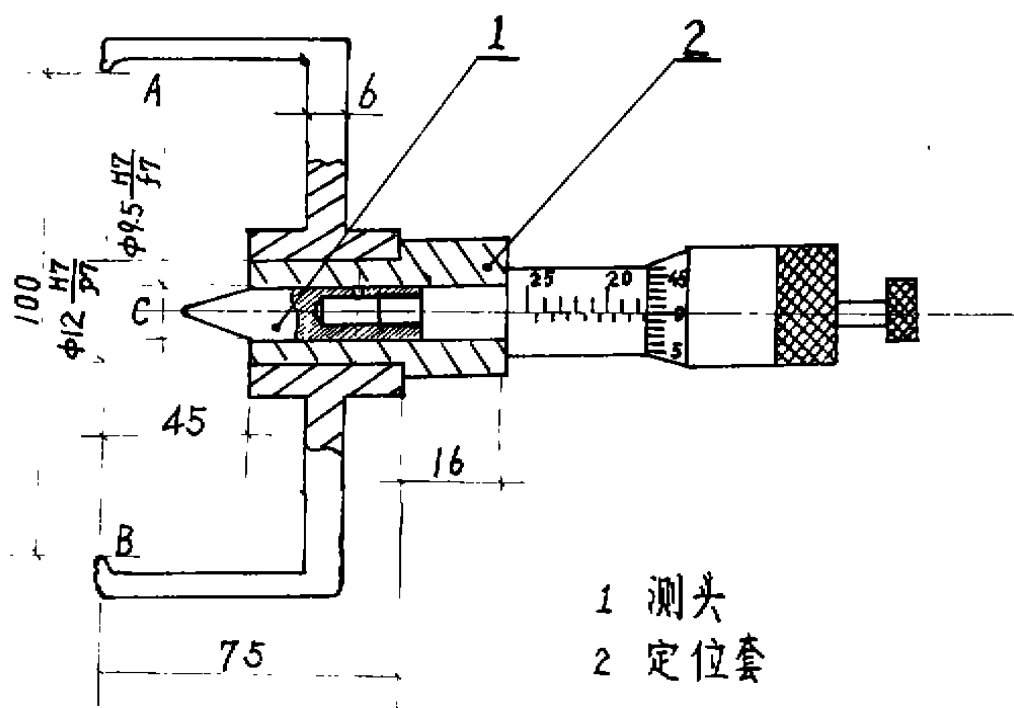


图5 测量机构示意图

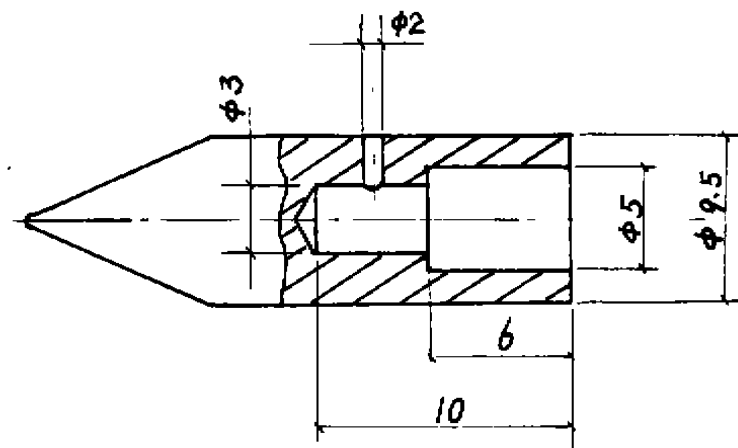


图6 测头零件图

4. 结束语

我公司的张减机,其工艺制造水平在世界上都属于领先水平,但在实际使用中尚需进一步研究完善,本文提出的测力装

置,仅提供了一种研究的思路;另外本文设计的测径装置有一定测量精度,特别是可测量大直径轧辊,不足之处是该测量方法为间接测量,测量后还需进一步计算。