

导轨校扭理论及计算方法

■ 广东高新凯特精密机械股份有限公司（江门 529100） 伍金顺

摘要：直线导轨的扭曲误差是影响滚动直线导轨副精度的一个重要因素，导轨校扭是提升产品质量的重要手段。理论计算是设备生产的指导，通过对导轨校扭的理论计算可以寻找合适的导轨校扭方法，提高导轨校扭的准确性和生产效率。本文即针对导轨校扭理论及计算方法进行介绍。

1. 导轨校扭的背景

导轨毛坯或热处理后的导轨材料都会存在一定的变形，这种变形包括扭曲变形和弯曲变形。导轨生产厂家为了提高产品的质量，在生产过程中需要对导轨进行校扭和校直处理。导轨校扭工序放在校直之前，经过校扭的导轨更容易达到较高的校直精度，并且可以减小直线度误差和加工余量，进而提高直线导轨的生产效率和加工精度。

目前，我司采用的校扭设备相对简陋，操作工人需要反复多次试校，效率低、劳动强度高，精度不易保证，远不能满足企业生产发展的需要。因此，迫切需要改进工艺方法，提升装备水平，通过技术创新来提升产品的质量。

2. 导轨校扭理论

导轨是矩形截面的杆件，材料是GCr15。对于理想弹塑性材料制成的杆件，当转矩从0不断增大，直至截面上某处开始屈服为止，这时的状态为弹性极限状态，对应的转矩为弹性极限转

矩 T_e 。当转矩继续增大时，截面上同时出现塑性区和弹性区，转矩越大，塑性区越大，弹性区越小，直至截面全部成为塑性区，这时为塑性极限状态，对应的转矩为塑性极限转矩 T_s 。

(1) 矩形杆件转矩计算公式。在弹性阶段，对于矩形杆件两端相对扭角为 θ 的转矩 T ，其计算公式为

$$T = \frac{G\beta ab^3\theta}{L} \quad (1)$$

式中， G 为材料的切变模量； L 为杆件的长度； a 和 b 是杆件截面的长和宽； β 是与 a/b 有关的系数。

矩形杆件弹性极限转矩 T_e 计算公式为

$$T_e = \beta ab^2\tau_s \quad (2)$$

式中，Misses屈服条件 $\tau_s = \frac{\sigma_s}{\sqrt{3}}$ ；Tresc屈服条件 $\tau_s = \frac{\sigma_s}{2}$ ， σ_s 为材料的屈服极限。

在弹塑性阶段，对于矩形杆件两端相对扭角为 θ 的转矩 T ，其计算公式为

$$T = \left(\frac{ab^2\tau_s}{2} - \frac{a\tau_s^3}{6G^2\theta^2} - \frac{b^3\tau_s}{6} \right) \alpha \quad (3)$$

式中， α 为修正系数（ $\alpha =$

$$-210.1076\theta^3 + 134.8489\theta^2 - 25.4609\theta - 25.46090 + 2.2885$$

矩形杆件塑性极限转矩 T_s 计算公式为

$$T_s = \frac{\tau_s b^2}{6} (3a - b) \quad (4)$$

(2) 导轨转矩计算。导轨是以截面的大小来定型，常用的型号是15~65。在相同条件下，材料截面越大，其可承受的转矩越大。现按65导轨进行转矩计算，根据我司的导轨属性，相关数据如下： $a=55\text{mm}$ ， $b=65\text{mm}$ ， $L=2500\text{mm}$ ， $\sigma_s=347\text{MPa}$ ， $G=79.38\text{GPa}$ ， $\beta=0.166$ ，按Misses屈服条件计算。则65导轨的弹性极限转矩为

$$T_e = \beta ab^2 K = 7728 \text{ (N}\cdot\text{m)}$$

65导轨弹性阶段最大扭转角为

$$\theta = \frac{T_e L}{G\beta ab^3} = 0.097\text{rad} \approx 5.56^\circ$$

65导轨塑性极限转矩为

$$T_s = \frac{\tau_s b^2}{6} (3a - b) = 14108 \text{ (N}\cdot\text{m)}$$

3. 导轨校扭方法

根据计算，65导轨的弹性极限转矩是7728N·m，塑性极限转

矩是14 108 N·m，因此校扭时设备需要提供的导轨校正扭力 T_z 为7 728 N·m $<T_z<14 108$ N·m。设备输出的扭力较大，可采用蜗杆传动得到很大的单级传动比，并且工作平稳无噪声，具有反行程自锁特点。布局上可采取二级传动，如图1所示，第一级通过带轮传动，第二级通过蜗杆传动。

(1) 蜗轮蜗杆传动。考虑蜗杆传动功率不大，速度为低速，故蜗杆选用40Cr，因希望效率高些、耐磨性好些，故蜗杆螺旋齿面要求淬火，硬度为45~55 HRC，采用渐开线(ZI)蜗杆。蜗轮用铸锡磷青铜ZCuSn10P1，金属模铸造。为了节约贵重的有色金属，仅齿圈用青铜制造，而轮芯用45钢制造。

按齿面接触疲劳强度进行设计，传动中心距 a 由下式计算

$$a \geq \sqrt[3]{KT_2 \left(\frac{Z_E Z_P}{\sigma_H} \right)^2} \quad (5)$$

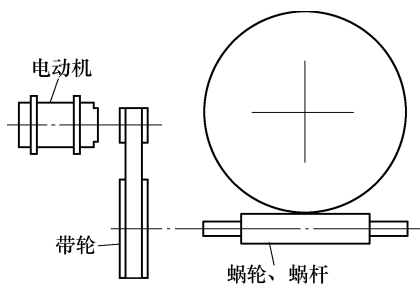


图 1

式中， Z_E 为材料的弹性影响系数，对于青铜与钢蜗杆匹配时，取 $Z_E=160$ ； Z_P 为接触系数，先假设蜗杆分度圆直径 d_1 和传动中心距 a 的比值 $\frac{d_1}{a}=0.38$ ，查图得 $Z_P=2.8$ （见图2）； K_A 是使用系数， K_P 是齿向载荷分布系数（当载荷均匀时取 $K_P=1$ ，不均匀时取 $K_P=1.3 \sim 1.6$ ）， K_V 为动载系数（当 $V_2 \leq 3$ m/s时，取 $K_V=1.1 \sim 1.2$ ，此处取 $K_V=1.15$ ）； $T_2=T_s=14 108$ N·m； $\sigma_H=268$ MPa。

计算可得

$$a \geq \sqrt[3]{KT_2 \left(\frac{Z_E Z_P}{\sigma_H} \right)^2} = 357 \text{ (mm)}$$

查《机械设计手册》，取中心距 $a=400$ mm；传动比 $i=63$ ；模数 $m=10$ ；蜗杆分度圆直径 $d_1=160$ mm。此时 $\frac{d_1}{a}=\frac{160}{400}=0.4$ ，查图2得 $Z_{P1}=2.7$ ，因为 $Z_{P1}<Z_P$ ，所以计算

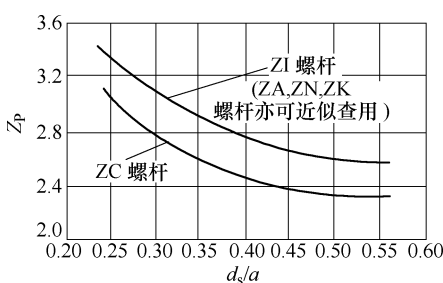


图2 圆柱蜗杆传动的接触系数 Z_P

结果可用。

(2) 带轮传动。确定带轮的传动比，先考虑电动机的选型，选择输出转矩较大的步进电动机，可以减小带轮传动比。在这里选择步进电动机130HS27，输出额定转矩为27 N·m。

因此，带轮传动比 i_2 为

$$i_2 = \frac{T_2}{i_1 T_0} = \frac{14108}{63 \times 27} \approx 8$$

考虑传动效率及理论误差，可取 $i_2=10$ 。

得到带轮传动比，就可根据实际应用时的转速及传递功率，选择合适的带轮型号，本文选择带轮为HTD-5M-30和HTD-5M-300。

4. 结语

本文以矩形杆件转矩理论，计算出导轨弹塑性极限转矩，依据此选择合适的转矩传动方法。由此方法理论指导的校扭设备在我司生产制造并使用验证，可满足实际生产需要，降低了劳动强度，提升了产品质量。

参考文献：

- [1] 刘鸿文. 材料力学[M]. 北京：高等教育出版社，1991.
- [2] 严宗达. 塑性力学[M]. 天津：天津大学出版社，1988.

MW (收稿日期：20160906)

2016年1~9月机械工业中的比重变化

三季度以来，机械工业中能源装备制造业的比重有所下滑，且下滑幅度逐月加深。能源装备主营业务收入在机械工业总体的占比从1~7月的19.09%上升到

19.25%，但同比降幅加深；三季度初，能源装备资产总计在机械工业总体中占比21.12%，同比增长0.19个百分点，到三季度末，占比下降至20.97%，同比下降0.1

个百分点；利润总额方面，1~7月能源装备在机械工业总体中占15.19%，较去年同期低0.28个百分点，而1~9月比重上升至15.37%，但同比下降了0.76个百分点。