

钢厂换辊小车减速机合箱螺栓松动断裂分析

王强

(SEW-工业减速机(天津)有限公司 天津 300457)

摘要: 部分钢厂热轧线使用的换辊小车是由电机配合一台非标大速比减速机驱动的。由于受到小车结构限制,减速机输出轴驱动链轮在减速机最下方,并且结构上突出于减速机整体,输出轴部分与主体减速机之间有分箱面,依靠合箱螺栓紧固连接。换辊小车的工况比较复杂,需要拖动约60吨的工作辊来回移动,在工作时,还会遇到额外的冲击负载,巨大的冲击载荷致使减速机分箱面合箱螺栓经常断裂,分箱面经常漏油。因此通过对合箱螺栓失效情况做了分析,论证可能的优化方案,解决现场问题。

关键词: 换辊小车; 减速机; 螺栓断裂; 漏油

0 引言

某钢厂热轧线换辊小车减速机2018年5月投入使用,配套进口减速机替换原有国产减速机,2018年8月出现箱体结合面漏油故障。现场检查发现低速轴突出部分与主体减速机之间的合箱螺栓松动,部分螺栓断裂,进而导致漏油。现场更换新螺栓后,2019年2月又出现了同样的故障。尝试将合箱螺栓的强度由8.8级更换为10.9级并更换,使用一个月,再次出现螺栓松动的情况。频繁的漏油和螺栓松动断裂,严重影响了换辊小车的正常使用。经过了解,这样的故障在之前的国产减速机上同样存在。

1 小车结构分析及力学运算

小车结构简图如下图所示。

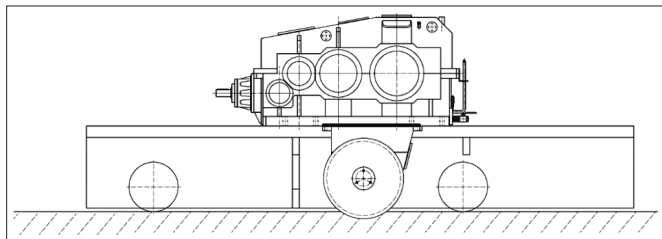


图 1 小车结构简图

1.1 设备结构

换辊小车的基本结构如图所示。这次失效的正是红色位置合箱螺栓。

1.2 小车主动轮结构设计缺陷

查看小车主动轮结构,可以注意到负责给主动轮传递转矩的轴就是减速机的低速轴,在主动轮的减速机对侧没有任何支架结构连接在小车上。

主动轮收到的所有反力均由减速机箱体承担,二下箱体并没有与小车有任何连接。且动力系统与小车完全刚性连接,没有任何悬挂系统。小车运动过程中所受到的所有冲击均先完全由减速机接收,如果减速机整体刚度足够的化,才会通过自身地脚把能量转移到小车上。但是减速机在工业工程系统里属于较为精密的设备,不能承受较大变形。

1.3 结构及危险点分析

下部小箱体可作为单独非刚性体作为分析对象,分析

受力:

由于在本问题中小箱体的刚度远小于螺栓,且总体积材料体积远大于螺栓,故可预先假设螺栓为刚性体,只考虑下箱体变形,再计算螺栓受力。根据静定方程可知:

$$F \times 0.6 = \sum_{i=1}^n F_N \times L_N \quad (1)$$

根据变形协调条件,可知:

$$F_A : F_B : F_C : F_D : F_E = 50 : 220 : 340 : 980 : 1120 \quad (2)$$

由公式1和2可得:

$$F_E = 0.2822F; F_D = 0.2469F; F_C = 0.0857F; F_B = 0.0554F; F_A = 0.0126F \quad (3)$$

再根据各点螺栓数量,可以得出这五个点上,单个螺栓的受力:

$$P_A' = 0.0018F; P_B' = 0.0277F; P_C' = 0.0428F; P_D' = 0.1235F; P_E' = 0.0405F \quad (4)$$

由此可见合箱面危险点为D点,也与实际失效点一致。8.8级M42螺栓的极限应力为 400N/mm^2 ,对应的极限拉力 410kN ,屈服极限拉力为 328kN 。由公式4得到D点极限受力对应的

$$F_{\max} = 2655.87\text{kN},$$

$$M_{\max} = F_{\max} \times R = 2252.17\text{kNm}$$

我们注意到:这个 $M_{\max}$ 远大于客户选型时提出的转矩要求。

1.4 小车主动轮传动原理缺陷

小车的主动轮采用链轮结构,链轮结构传动特点是平均传动比精确,但瞬时传动比会呈周期性变化。当链轮较大时,匀速传动过程中转矩变化幅度会较大。

结合小节1.1中的内容可知:这种周期变化的转矩会直接影响到合箱螺栓的使用寿命,但应该不是小车失效的直接原因。

2 小车运动受力分析

2.1 小车主动轮交变载荷实际情况

主动轮在传动过程中,啮合点在垂直地面方向上存在周期性变化,且传动齿变换时,出现较大的落差,即产生传动冲击。

2.2 冲击力估算

当碰撞时间小于受力构件的基波自由振动周期的一半时,其应力与变形的计算相当复杂。计算时一般按照机械能守恒定律计算

减速机高速轴 HSS 的转速 $n_2=4.4\text{R/min}$

小车位移速度:

$$V_s = \pi d \times n_2 = 3.1415926 \times 0.848 \times 4.4 \approx \frac{11.722\text{m}}{\text{min}} = 0.1954\text{m/s}$$

小车与轧辊碰撞构件的截面积 $A = \pi 0.06^2 = 0.0113\text{m}^2$, 弹性模量取 $E=180\text{GPa}$, $g=10$, $L=0.7\text{m}$, 轧辊加小车质量 $m=93000\text{kg}$ 。

$$F_d = \sqrt{\frac{v^2}{g\Delta_{st}}} P$$

$$\Delta_{st} = \frac{mgL}{EA}$$

故 $F_d=321213\text{N}$, 换算成转矩

$$M_d = F_d \times 0.848 = 272388.62\text{Nm},$$

大于 MK2 小于 MN2, 故换辊过程中的冲击不大可能会造成箱体结合面的失效。

2.3 客户使用方式不当

在换辊小车工作行程的最后阶段,并没有专门的换辊液压系统,客户的方法是操作小车频繁启动,用最大功率不断尝试将 60 吨左右的轧辊顶如轧辊的安装位置。这种操作方法造成小车以最大运转功率持续撞击轧机,考虑到轧辊加上小车自身重量高达 90 吨左右,这个冲击力是巨大的。

小车使用的电机是恒转速电机,可在无法维持转速时不断提高输出功率直到电机的极限功率。电机参数为:佳木斯电机厂, YCF355L1-8 电机, 742r/min, 90kW。

$$T = 9549 \times \frac{P}{n} = 1158234.5\text{N} \cdot \text{m}$$

此电机为三相异步电机,过载系数一般取 1.8~2.2。

$$T_{\max} = 2084.822 \sim 2548.115\text{kNm}$$

$$\text{对应公式 1 中的 } F_{\max} = \frac{T_{\max}}{d} = 3004.85\text{kN}$$

$$\text{带入公式 4 中可得: } P_D' = 0.1235F = 371.1\text{kN}$$

$$\text{M42 的受力极限 } P_{42}^{\max} = \sigma_{\max} \times S_{\text{截}} \approx 328\text{kN}$$

由此可见, $P_{42}^{\max}$ 小于 P_D' , 且完全没有考虑到使用系数、安全系数。如再加上小节 2.2 中所述的冲击力影响与小节 2.1

中的转矩周期变化的影响,这个受力值还要更加巨大。

在失效学理论中这种受力会引起塑性变形,紧接着发生脆性破坏。

3 改进方案

通过观察箱体受力,我们发现如果在外力 F 的受力点附近施与一个大小相等方向相反的反力,则小不小箱体的变形则可以被制止,从根本上解决小箱体所受到的倾覆力。同时,这个反力的支撑点应该选取小车底盘上的某个点,使冲击与变形都由小车底盘承担。

3.1 增设“假”地脚(有效)

增加支架,当做连接下部小箱体与小车底盘“连接”的地脚。相当于不一部分水平力传递到小车底盘上,进而抵消小箱体所受的倾覆力。

根据力矩平衡公式:

$$F1_{\max} \times 229 + F2_{\max} \times 749 - F \times 0.6 = \sum_{i=1}^{n=5} F_N \times L_N$$

两个假地脚的最大受力:

$$F1_{\max} = F2_{\max} = \frac{F_{\max}}{2} = 1502.47\text{kN}$$

再结合公式 2 可知危险点 D 单个螺栓受力:

$$P_D' = 48.57\text{kN}$$

这个值远远小于 M42 螺栓的屈服极限,故可以认为方案是有效的。

4 结语

经过多种方案比较,最终决定在换辊小车上增加一条支撑钢梁,直接对减速机形成支撑,分担箱体接合面处的拉力,方案得到钢厂方面的认可和支持。

2019 年 7 月 5 日,该钢厂现场对换辊小车进行改造,然后连续使用至今,减速机没有出现螺栓松动断裂和分箱面漏油情况。

参考文献:

- [1] 卢飞,徐红.轧机辊系换辊小车驱动方式的改造[J].冶金设备,2007(06):79-80.
- [2] 谈艳阳.冷连轧薄板轧机换辊小车相关故障原因分析及改进建议[J].工业设计,2016(07):188-189.

