

链条刮砂机刮板机构的改造设想与分析论证

Reconstruction Idea and Analysis of Scraper Mechanism of Chain

肖建君¹ 汪喜生¹ 李冰²

1. 上海城投污水处理有限公司, 上海 200942

2. 上海勤世环保科技有限公司, 上海 201803

XIAO Jian-jun¹ WANG Xi-sheng¹ LI Bing²

1.Shanghai City Sewage Treatment Co. Ltd., Shanghai 200942,China;

2.Shanghai Qinshi Environmental Protection Technology Co. Ltd., Shanghai 201803,China

【摘要】链条刮砂机是齐鲁石化乙烯污水处理场I系列污水处理主流程中的重要设备之一,其能否安全稳定运行,对解决污水预处理过程中系统所产泥砂问题作用极大。本文从理论和实践两个方面对影响链条刮砂机安稳运行的关键因素——刮板机构进行了分析论证与探讨,提出了相应的解决处理办法,并在改造实践中收到了良好效果。

【Abstract】Chain sand scraper is one of the important equipments in the mainstream of I series wastewater treatment in Qilu Petrochemical Wastewater Treatment Plant, whether it can be operated safely and stably plays an important role in solving the problem of mud and sand produced by the system during the process of sewage pretreatment. The key factor that affects the smooth operation of chain scraper is the scraper mechanism. In this paper, the scraper mechanism is analyzed and discussed from the aspect of theory and practice, the corresponding treatment measures are put forward, and receives good results in the reform practice.

【关键词】链条刮砂机;刮板机构;滑动摩擦

【Keywords】chain scraper; scraper mechanism; sliding friction

1 问题的提出

链条刮砂机是齐鲁石化乙烯污水处理场I系列污水处理流程中的重要设备,其型号为LG-1型,原为江苏省溧阳矿山机械厂所生产,设计用途为刮除污水在曝气沉砂池过流途中沉积下来的泥砂等颗粒物。一般在连续运转情况下,其平均设计除砂能力约为3t/h。如设备运行正常,是完全能满足该污水处理场生产使用要求的。

但是,从几年来生产运行和设备检修的情况来看,该设备检修频繁、维修费用较高,并对污水处理生产的正常运行造成了极大的不利影响。统计表明,该设备运行的状况不甚理想,存在有种种缺陷,如工作效率低下、刮泥橡胶板极易磨损失效、刮板容易摩擦变形及易被污泥淤塞卡阻等等。其中最为严重的就是由于链条刮砂机刮板机构在运行中被污泥淤塞卡阻而造成的停车事故,必须采取计划外清池检修方能解决。不仅工作量大,且如果处理不及时,还极易造成系统污泥恶性循环,对污水处理场的生产影响极大。

通过分析发现,造成以上种种运行事故或问题的原因都与链条刮砂机刮板机构的受力状况不良有关。因此,我们想能否从改善链条刮砂机刮板机构的结构和受力状况上着手,大胆提出设想,合理进行改造。分析论证的结果认为是可行的。

2 改造设想

2.1 改造原则

首先,我们认识到改进工作应该围绕以下几方面进行:

(1) 尽量减少刮板摩擦损失,提高刮板使用寿命。
(2) 能改善刮板机构的受力状况。(3) 能提高设备的工作效率,尽量减少功率损失。(4) 改造工作必须遵循科学、经济的原则。

2.2 假设方案

由于刮板机构本身不能作很大的改动,否则是十分不经济的。因此,我们设想能否利用现有刮板机构附加某些装置来达到改变刮板机构运行中受力机理的目的。我们知道在两个物体存在相对运动时其滚动摩擦力比滑动摩擦阻力压要小的多。因此,我们设想,如果在每块刮板底部和刮板上部对应滑轨处分别各安装一个辊轮装置替代原防磨滑块,预计将能达到解决问题的目的。那么,就让我们来分析一下刮板机构在两种摩擦状况下的受力情况,从而做出对比,并在比较中分析刮板机构改进设想的可行性。

3 可行性分析

3.1 链条刮砂机主要性能参数

除砂能力:	3t/h
驱动功率:	0.75kw
刮板移动线速度:	2.95m/min
刮板规格:	960mm×65mm
刮板总数:	23块
刮板机全长:	约20m
刮板机构组合件单重:	24.5kg

3.2 链条刮砂机工作原理

如图1所示,为链条刮砂机工作原理示意图。本机主要由机座、驱动装置、传动链条、链轮、牵引链条、刮板、导向轮、张紧装置、导轨支架等组成,是一种双链刮板输送机。其安装设置在曝气沉砂池的砂沟中,两根主链上每隔一段装一只刮板,链条运行时刮板将沉砂刮到池子的一端,再斜坡将砂刮出水面,直到池外的输送机上或泥砂贮槽中。其工作原理主要是利用传动机构将刮板机构带动,使在预定的轨道上运行滑动,从而利用刮板的刮削作用将

池底泥砂带出到集泥槽。

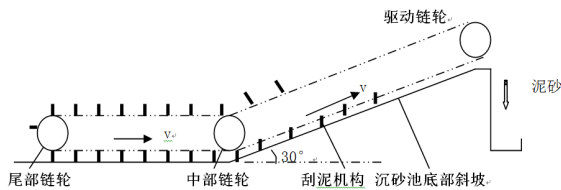


图1 链条刮砂机工作原理示意图

3.3 机构结构组成

如图2所示，刮板机构主要由刮泥板、橡胶板、铸铁防磨块、橡胶压板、传输铸铁链节及相应的碳钢型材滑动运行轨道等部分组成。其运行轨道 I 为进程段，采用预埋碳钢板型材型式；轨道 II 为回程段，由等边角钢焊接制作成支架结构。

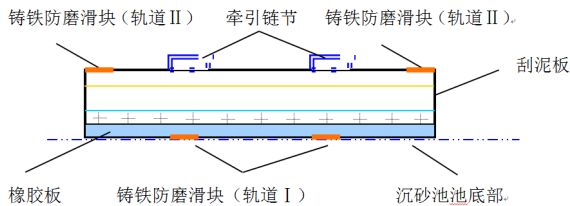


图2 刮板机构结构示意图

3.4 理想滑动状态下刮板机构的受力分析

当链条刮砂机在正常稳定（匀速）运行时，每块刮板机构相对于传动链条来说都会带来阻力负荷，其值大小，对于牵引部分来说也就是工作载荷。

如图3所示，链条刮砂机在理想状态下的受力情况。

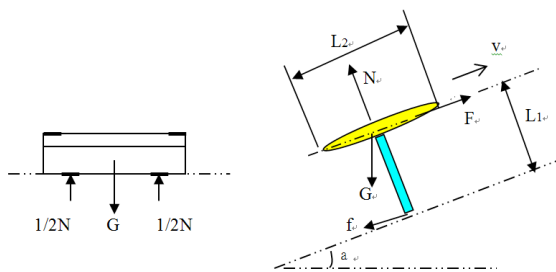


图3 理想滑动状态下刮板机构的受力情况

由动态平衡可知 $\Sigma F=0$ ，即：

$$\begin{aligned} N &= G \cdot \cos a + N_1 - N_2 \\ F &= f + G \cdot \sin a \\ f &= \mu \cdot N \end{aligned}$$

可得出： $F = G \cdot \sqrt{1 + \mu^2} \cdot \sin(a + \beta)$
其中， $\beta = \arctg \mu$

从分析中可以看出，此时刮板机构的受力状况主要与倾角 a 和摩擦系数 μ 有关。如果适当减少摩擦系数 μ 的数值将会大大减少工作载荷 F 的值。

3.5 实际滑动状态下刮板机构的受力分析

在这个受力分析中，我们发现刮板机构相对重力虽然平衡，但力矩却不平衡，即 $\Sigma M \neq 0$ 。这是由于在实际运行时，刮板牵引力 F 和摩擦力 f 相对刮板重心的力矩都是同向的。又由于刮板传动链节的绕性，刮板机构在运行中不可能保持原平衡状态不变。因此，将在传输链节上将产生反力矩 M ，以维持刮板机构的静态平衡，如图4所示。

由动态平衡可知 $\Sigma F=0$ ，即：

$$\begin{aligned} N &= G \cdot \cos a + N_1 - N_2 \\ F &= f + G \cdot \sin a \\ f &= \mu \cdot N \end{aligned}$$

可得出：

$$F = G \cdot \sqrt{1 + \mu^2} \cdot \sin(a + \beta) + \mu \cdot (N_1 - N_2)$$

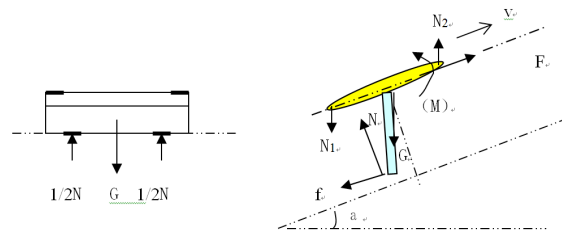


图4 实际滑动状态下刮板机构的受力情况

其中， $\beta = \arctg \mu$

又由动态平衡可知 $\Sigma M=0$ ，即可得出：

$$\begin{aligned} M &= (N_1 + N_2) \cdot \frac{1}{2} L_1 = N \cdot L_1 \cdot \sin a + f \cdot L_1 \cdot \sqrt{1 + \mu^2} \cdot \sin(a + \beta) \\ &= (G \cdot \cos a + N_1 - N_2) \cdot L_1 \cdot \sqrt{1 + \mu^2} \cdot \sin(a + \beta) \end{aligned}$$

从分析中可以看出，此时刮板机构的受力状况主要受倾角 a 和摩擦系数 μ 的影响。其 μ 值偏高时势必极易损坏驱动链节，如果适当减少摩擦系数 μ 的数值则将会大大减少工作载荷 F 和反力矩 M 值。

3.6 滚动状态下刮板机构的受力分析

如图5所示，根据改造设想，假设于每块刮板前面附加一对滚轮，它的受力情况将发生较大变化。此时，刮板（橡胶板）与轨道的摩擦力几乎忽略不计，而转化为滚轮所受的摩擦力 f 和一个滚动阻力偶 M 。

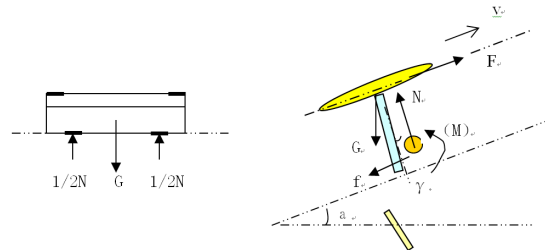


图5 滚动状态下刮板机构的受力情况

由动态平衡可知 $\Sigma M=0$ ，即：

$$f \cdot L_1 = N \cdot \tg \gamma \cdot L_1$$

$$\text{可得出：} f = N \cdot \tg \gamma$$

又由 $\Sigma F=0$ ，即：

$$\begin{aligned} N &= G \cdot \cos a \\ F &= f + G \cdot \sin a \end{aligned}$$

可得出：

$$\begin{aligned} F &= G \cdot \cos a \cdot \tg \gamma + G \cdot \sin a \\ &= G \cdot (\cos a \cdot \tg \gamma + \sin a) \\ &= G \cdot \sqrt{1 + \tg^2 \gamma} \cdot \sin(a + \theta) \\ &= G \cdot \sqrt{1 + \tg^2 \gamma} \cdot \sin(a + \gamma) \end{aligned}$$

式中， $\theta = \arctg(\tg \gamma) = \gamma$

从分析中可以看出，此时刮板机构所受牵引力 F 主要受斜坡倾角 a 和设计倾角 γ 的影响，而与物体相对滑动的

表1

项目阶段	刮泥橡胶板 更换次数(次/年)	驱动减速器检修 保养次数(次/年)	连续停运一周是否 出现过负荷而淤车	计划外单位时间清池检修 次数(次/年)	运行稳定情况	设备维护 容易程度	综合性能 评价
改造前	5~6	1~2	一定	至少 2~3	不稳定并伴有严 重噪音和刮擦声	较难	较差
改造后	1~2	0~1(次/2年)	无	无	稳定、无噪音	容易	较好

摩擦系数 μ 无关。同时,刮板机构的受力状况也将大大改善。

3.7 两种情况下的工作载荷和工作效率比较

3.7.1 工作载荷比较

假设已知材料:钢-钢 $\mu=0.25$

皮革-铸铁 $\mu=0.15$

皮革-路面(湿) $\mu=0.52$

由于刮板上升运行时还要负载一定载荷量,即平均每块刮板所载泥沙重量约为 $G'=(3000 \times 20 \times 2)/(23 \times 60 \times 2.95)=29.5\text{kg}$

根据平衡关系可知,牵引阻力将增加泥砂运行所带来的磨损阻力 f' :

$$f' = G' \cdot \cos \alpha \cdot \mu_{\text{泥}}$$

又由于链条刮砂机在实际连续运转中总有2~3块刮板处于链轮的空转状态中,不参加工作,因此,我们基本可得出滑动状态下实际工作载荷阻力 ΣF 的大小:

$$\Sigma F = 5 \cdot \left[(G + G') \cdot \sqrt{1 + \mu_1^2} \cdot \frac{\sin \beta_1}{\sin(\beta_1 + 30^\circ)} + G \cdot \sqrt{1 + \mu_2^2} \cdot \frac{\sin \beta_2}{\sin(\beta_2 + 30^\circ)} \right]$$

其中, $\beta_1 = \arctg \mu_1$ $\mu_1=0.52$

$\beta_2 = \arctg \mu_2$ $\mu_2=0.25$

由此可得出,滑动状态下牵引阻力负荷 $\Sigma F = 5051 \text{ N}$

又已知在滚动摩擦状态下, $\Sigma F = G \cdot \sqrt{1 + \tan^2 \gamma} \cdot \sin(a + \gamma)$

其中,设计倾角 γ 取值为 $5 \sim 10^\circ$

则又可得出,滚动状态下牵引阻力负荷 ΣF 的大小:

$$\Sigma F = 5 \cdot (2G + G') \cdot \sqrt{1 + \tan^2 25^\circ} \cdot (\sin 35^\circ + \sin 5^\circ) = 2551.2 \text{ N}$$

从比较中可以看出,在滚动摩擦状态下刮板机构的受力状况将大大改善,刮板机构所受工作载荷值将降低到近原来滑动摩擦状态下的一半。

3.7.2 工作效率比较

已知:驱动电机总功率为 $\eta=0.75\text{kW}$,

单级行星齿轮传动效率 $\eta_1=0.97 \sim 0.99$,

键联接传动 $\eta_2=0.99$,

开式链传动效率 $\eta_3 = 0.90 \sim 0.93$

那么,从电机至刮板机构(工作机)部分的传递总效率为: $\eta_0 = \eta_{12} \cdot \eta_{24} \cdot \eta_{32} = 0.982 \cdot 0.994 \cdot 0.912 = 76\%$

则工作机部分功率为: $P_0 = P_d \cdot \eta_0$

$$= 0.75 \times 0.76 = 0.57 \text{ kW}$$

根据机械原理,链条刮砂机在负载爬升运行和空载回程过程中,刮板机构(工作机)效率 $\eta = P_{\text{有效}}/P_{\text{总}} \times 100\% = 1 -$

$\Sigma F \cdot v/P_{\text{总}}$

即刮板机构的工作效率为: $\eta_w = 1 - \Sigma F \cdot v/P_0$

在滑动摩擦状态下:

$$\eta_w = 1 - (5051 \times 2.95) / (60 \times 0.57 \times 1000) = 56\%$$

在滚动摩擦状态下:

$$\eta_w = 1 - (2551 \times 2.95) / (60 \times 0.57 \times 1000) = 78\%$$

由此可见,刮板机构若在经过改造后,其从理论上工作效率可由原来的56%提高到78%。因此,只要我们采用合理的滚动摩擦运行结构就一定解决刮板的磨损问题、受力状况不良及工作效率低等问题,并能大大提高刮板机构的工作寿命,降低检修费用。

4 改造实施情况:

4.1 改造实施

刮板机构改造设想方案在经过充分技术分析和论证后,于95年6月份通过月检修计划得以顺利实施。经过多年来运行观察表明,改造设想是正确的,完全达到了设想预计的目的,在生产运行中发挥了良好的使用效果。

4.2 前后对比

如表1所示,为刮板机构改造前后在运行、维护及检修等方面的对比情况。

5 结论

本文通过对链条刮砂机刮板机构提出采用滚动结构改造设想,并经机理分析和实践证明,基本能实现了以下预想目标:

(1)改造后,链条刮砂机刮板机构的运行机理已由原来单一的滑动摩擦状态转变为滚动摩擦与滑动摩擦相并存的复杂状态。(2)改善了刮板机构的受力状况,能减少运行阻力负荷近原来的1/2,从而提高了设备安全运行的平稳可靠度,基本杜绝了链条刮砂机事故状态下计划外清池检修的发生。(3)大大减小了刮板摩擦损失,延长了刮泥橡胶板的使用寿命。(4)减少了不必要的功率损失,能提高设备工作效率近20%。(5)挖掘与延长了设备的运行潜力和使用寿命,在系统污泥成倍增长条件下仍能确保设备的安稳运行。(6)延长了设备的检修周期,节约了大量的检修资金,完全适应今后二年一大修的检修模式。同时,这对于国内相似设备的改造利用也十分有借鉴意义。

参考文献:

- [1] 张军.大型电站锅炉刮板链条式捞渣机链条断裂分析及改造方案[J].热工技术,2005(4):10-11.
- [2] 赵慧辉,常俊龙,滕建军.刮板给煤机刮板链条断裂的原因分析及治理[J].中国科技博览,2014(11):31-32.
- [3] 庞美荣,王春维.提高埋刮板输送机刮板链条速度的可行性分析[J].武汉轻工大学学报,1998(4):17-23.