

# 龙滩水电站 $2 \times 6 \text{ m}^3$ 拌和楼 IHI 搅拌机液压站的改造

葛 军

(中国水利水电第七工程局有限公司第五分局, 四川 彭山 620860)

摘 要:介绍了龙滩水电站右岸 308.5 m 高程混凝土生产系统  $2 \times 6 \text{ m}^3$  拌和楼 IHI 搅拌机液压站改造情况,对改造原因、改造方案的实施以及改造后取得的效果进行了阐述。

关键词: $2 \times 6 \text{ m}^3$  拌和楼;IHI 搅拌机液压站;震动和噪音改造;龙滩水电站

中图分类号:TV7;TV52;TV53+6

文献标识码: B

文章编号:1001-2184(2014)增1-0104-03

## 1 搅拌机液压站存在的问题

龙滩水电站右岸 308.5 m 高程混凝土生产系统两座拌和楼于 2004 年元月开始试生产,刚生产时就发现该型号搅拌机液压站的噪音和振动非常大。其噪音既使在楼外 50 m 的地方都能听见,人如果在搅拌机跟前根本就听不清楚说话声,既使在上一层控制室内的操作人员都难以忍受。经过金城江技术监督局测量得知,该搅拌机液压站的噪音高达 105 dB,远超过国家允许标准;而与噪音相伴的振动更为剧烈,人站在跟前都会感到脚振得发麻。操作人员在这样的环境下工作一段时间后先后出现了烦躁、失眠、头晕等症状。运行一段时间后,4 台搅拌机的高压液压硬管焊缝先后出现裂纹漏油故障,仅仅 3 个月时间即达 26 次之多(1 号楼 17 次、2 号楼 9 次)。为此,IHI 公司专门做了如下改进:

(1)改部分高压钢管为高压软管,改变原主要管路硬连接的状态;

(2)改原来焊接的三通为阀块,增加多管相交连接处的强度;

(3)为液压站增加橡胶垫,给管道增加固定卡箍,以降低振动。

在日本石川岛建机株式会社(以下简称 IHI 公司)提出该改进方法时我们就表示反对,认为这只是一治标不治本的方法。事实证明确实如此。改进后,只是液压硬管焊缝出现裂纹漏油的现象少了,但液压站的噪音和振动仍然未变,因此,我们决定从根本上解决该问题。

收稿日期:2014-01-07

## 2 产生噪音与振动的原因分析

IHI 公司 HyDAM6000D 型  $6 \text{ m}^3$  液压强制式搅拌机的液压站由 2 台功率为 132 kW 的电机分别带动 2 台 K5V200DT 型液压油泵组成,总功率为 264 kW,而 3 号拌和楼使用的同为  $6 \text{ m}^3$  的德国 BHS 机械强制式搅拌机的总功率为 300 kW。通过这一对比,再结合液压站高噪音、高振动的现象,我们怀疑 IHI 搅拌机的功率偏小,属小马拉大车的状况,因此进行了以下计算:

由公式  $N = P_s \times Q / \eta$  推出  $P_s = N \times \eta / Q$  式中  $N$  为电机输出功率; $P_s$  为液压泵的的输出压力; $Q$  为液压泵的输出流量; $\eta$  为液压泵的总效率(最高为 0.87)。

而  $Q = r \times q$

式中  $r$  为液压泵转速(即电机转速); $q$  为液压泵每转的流量。

由铭牌可知:电机额定转速  $r = 1450 \text{ r/min}$ 。

液压泵每转额定流量:

$$q = 200 \text{ mL/r} = 200 \times 10^{-6} (\text{m}^3/\text{r})$$

当 2 台 K5V200DT 型液压泵全流量工作时电机功率为 132 kW,取液压泵的总效率  $\eta$  最高值 0.87,根据公式可得液压泵在全流量下能达到的最高压力为:

$$P_s = N \times \eta / Q = 132 \times 10^3 \times 0.87 / (2 \times 1450 \times 200 \times 10^{-6} / 60) = 11.88 (\text{MPa})$$

但是,实际使用过程中,液压站系统的峰值压力可达 21 MPa,远超过液压泵的全流量最高压力,因此,很容易就可以判断出电机及液压泵的输出功率偏小。这是因为 K5V200DT 型液压油泵为控制式变量泵,其附加最高压力限制和恒功率限

制,以保护电机不过载。这种液压泵的具体工作过程:当液压泵在全流量下液压系统压力达到 11.88 MPa 时,液压泵就开始按恒功率曲线工作,即输出流量随压力的增高成反比减小;而当液压系统压力从峰值下降,液压泵的流量就会随压力的降低而增大。这样,进入液压马达的液压油流量随之变化,搅拌轴的转速亦跟着改变。

由于搅拌机在生产时搅拌臂在搅拌机中的位置不同,同时,因其搅拌的混凝土转动惯量较大,从而导致拌轴的负荷发生起伏变化,反映到液压马达组件上的负荷也会发生变化,最后使液压泵的负荷发生变化。虽然液压马达组件和液压泵对负荷变化的响应很快,但仍需要一定时间且它们的响应速度不匹配,很可能是液压泵刚对负荷的增大产生响应,搅拌轴的负荷却已减小。这样,一旦液压泵的功率达到了预设的恒功率曲线,液压泵的先导机构却达不到一个确定的平衡点而处于不确定的调节状态,以满足搅拌轴负荷的不断变化。这一点从液压站的先导油压表的指针在搅拌机生产时一直处于高频波动状态即能证明。由此证明,液压泵变量系统的这种高频压力变化产生的振荡对液压管路产生了疲劳破坏,同时亦将大大降低液压泵、液压马达的寿命。可以断定:强烈的噪音和振动的根源来自于液压泵超负荷的工作。

IHI 公司在作液压管路改进的同时,也对液压系统进行了第二次调整,将搅拌机中速输出转速由原设计的 22 r/min 下调到了 17 r/min,高速的输出转速调到和原中速的一样。我们在打开比例压力控制阀的电气控制箱后发现,设定器上的高速和中速的调节旋钮指向基本一样,这说明 IHI 公司已经意识到电机液压泵组功率偏小是产生问题的根本原因,因此采用了降低原设备工艺参数的办法来减小高频压力振荡和噪声的问题,但这样却付出了降低生产效率或降低混凝土搅拌质量的代价,而且液压站的噪音和振荡并没有明显减轻。

### 3 改造方案的确定

由于 K5V200DT 液压泵本身在额定工况下的使用寿命仅为 7 000 h,以每天生产 15 h 计算仅可使用 500 d,而在这种恶劣工况下运行了半年时间后,这种泵的使用寿命还有多少很难断定。因此,要降低液压站的噪音和振动、延长液压泵和电机

的使用寿命就必须降低它们的负荷,所以,我们决定采取在原液压站旁新增 2 台电机液压泵组以分担原液压站电机液压泵组负荷的改造方案。

#### 3.1 搅拌机实际所需最大功率计算

根据实际使用情况进行统计,搅拌机在进料和出料工况下其高速和低速运转时的负载均相对较小,而在中速(设计为 22 r/min)正常搅拌时负载最大,其峰值压力可达 21 MPa。那么,由液压马达在搅拌机中速时所需的流量和压力即可推算出搅拌机所需的最大功率。

搅拌机由 2 台 MX750 液压马达驱动一个减速比为 1:6 的行星减速器,减速器再通过减速比为 1:4.15(13/54)的链传动驱动搅拌轴。通过总减速比和液压马达排量即可算出液压马达所需的输入流量  $Q_{\text{马达}}$ :

$$Q_{\text{马达}} = 2q \times \lambda \times n / \eta_v = 2 \times 737 \times 24.9 \times 22 / 0.92 = 877.7 (\text{L}/\text{min})$$

式中  $q$  为 MX750 液压马达排量 = 737 mL/r;  $\lambda$  为总减速比 =  $6 \times 4.15 = 24.9$ ;  $n$  为搅拌轴转速 = 22 r/min;  $\eta_v$  为 MX750 液压容积效率 = 0.92。

由于液压马达输入流量等于液压泵输出流量,则搅拌机所需最大功率  $N_{\text{需}}$  为:

$$N_{\text{需}} = P \times Q_{\text{泵}} / \eta = P \times Q_{\text{马达}} / \eta = 21 \times 106 \times 877.7 \times 10^{-3} / (0.87 \times 60) = 353.1 (\text{kW})$$

#### 3.2 搅拌机实际所需最大功率及流量与原设计数值的差值计算

原设计 1 台搅拌机电机功率为  $2 \times 132 = 264$  (kW),则  $N_{\text{差}}$  为:

$$N_{\text{差}} = N_{\text{需}} - N_{\text{设}} = 353.1 - 264 = 89.1 (\text{kW})$$

在运行最大压力下,液压泵的实际输出流量  $Q_{\text{实}}$  为:

$$Q_{\text{实}} = N \times \eta / P = 2 \times 132 \times 0.87 \times 10^{-3} / 21 = 10.94 \text{ L}/\text{s} = 656.4 (\text{L}/\text{min})$$

与所需流量差  $Q_{\text{差}}$  为:

$$Q_{\text{差}} = Q_{\text{需}} - Q_{\text{实}} = 877.7 - 656.4 = 221.3 (\text{L}/\text{min})$$

#### 3.3 新增电机泵组的选定

原搅拌机液压站由 2 台电机泵组组成,因此,新增电机泵组也由 2 台组成,与原泵组对应。考虑到负荷及流量需留有一定余量以避免液压站满负荷运行而降低使用寿命,由  $N_{\text{差}} = 89.1 \text{ kW}$  确定新增单台电机功率为 75 kW,2 台电机共 150 kW,选用三相异步电机,转速  $n = 1 480 \text{ r}/\text{min}$ 。

则,新增油泵排量 $q$ 至少为:

$$q = Q_{\text{差}}/2n = 221.3/(2 \times 1480) = 74.8 (\text{mL/r})$$

通过筛选,我们决定选择德国著名液压元件供应商 REXROTH(力士乐)生产的 A11VO130 型变量泵,该泵排量为 130 mL/r,额定压力为 35 MPa,采用恒功率和压力复合控制方式。另在其中 1 台变量泵后面串联 1 台 A10VO28DR 小排量变量泵作为控制泵以提供启动油并为比例压力阀提供压力油源。

### 3.4 确定控制流程

为实现新增电机泵组与原电机泵组共同正常运行,我们确定的控制流程见图 1。

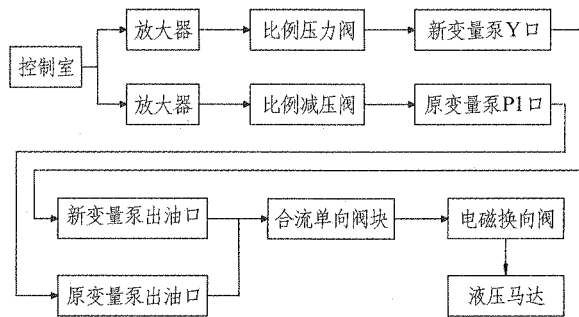


图1 液压系统改造流程图

## 4 改造方案的实施

### 4.1 元器件的选购

主要液压元件如电液变量泵和比例压力阀如前所述采用世界著名的德国 REXROTH(力士乐)产品;液压辅件放大器和蓄能器也采用 REXROTH 产品;其他液压辅件如高、低压过滤器、管夹采用黎明液压产品,合流阀块、电机底座及电气柜采取定制的方法。由于进口件采购周期长,故从开始订货至货全部到齐共用了 3 个月时间。

### 4.2 改造施工

改造施工分楼外和楼内两部分,其中楼外部分就是因容量增加而新敷设的新增容量动力电缆;楼内部分就是对新增电机泵组的布置,各种液压管路的走向和连接,与原液压站的连接,电气系统的安装等。准备工作就绪后,1 号拌和楼改造施工从 2005 年 9 月 20 日正式开始,至 10 月 10 日基本完毕。有了 1 号拌和楼的改造施工经验,2 号拌和楼从 10 月 20 日开始仅用 10 d 就基本施工完毕。

### 4.3 系统调试

调试主要分三步进行。第一步调试新增电机泵组的单独运行,设定比例压力阀出口最大压力为 4.5 MPa,手调比例压力阀放大器的输入信号

至最大以观测搅拌轴的转速是否在 10 r/min 左右;第二步单独调试原液压站电机泵组,根据其电机功率占总功率比例调低其输出流量;第三步将新增泵组和原泵组联动运行调试,将放大器输入信号切换到自动状态,空载运行搅拌机,不断切换高、中、低三种转速,同时微调设定器上三种运转速度的调节旋钮,将三种转速分别调到 27.5 r/min、22 r/min、8 r/min。这样,通过调整参数,使新增电机泵组的最大输出功率达到 65 kW,原电机泵组的最大输出功率至 112 kW,每台搅拌机的最大输出功率可达 354 kW。

经计算,改造后的液压系统中速下的相关数据见表 1。

表1 改造后的液压系统中速下的相关数据表

项目	中速状态下			
	搅拌轴 输出转速 /r·min <sup>-1</sup>	液压系统 最大压力 /MPa	液压泵 输出流量 /L·min <sup>-1</sup>	电机最大 输出功率 /kW
单独启动 新增电机泵组	8	21	319.2	128.4
单独启动 原电机泵组	14	21	5 585	224.7
同时启动 四台电机泵组	22	21	877.7	353.1

## 5 结语

本次改造后,搅拌机液压站运行时的巨大振动明显下降,噪音有所降低。由于将中速转速由原来日本厂家设定的 17 r/min 调高到了 22 r/min,搅拌出的混凝土外观质量明显好于改造前,因此,可适当缩短搅拌时间,加上预留的电机功率和液压泵流量储备,还可以进一步提高中速转速,从而提高搅拌机的生产强度,满足大坝混凝土浇筑高强度的需要。更为重要的是,由于新增的电机泵组分担了部分原电机泵组的负荷,对提高原液压站使用寿命、保证搅拌机在寿命期内完成龙滩水电站大坝混凝土的生产使命具有重要意义。改造结束后至工程全部完工,两座拌和楼运行正常,平安渡过了龙滩工程浇筑最高峰而未出现任何问题,所生产的混凝土超过 300 万 m<sup>3</sup>,因此,可以肯定本次我们对 IHI 公司 HyDAM6000D 型 6 m<sup>3</sup> 液压强制式搅拌机液压站的改造是成功的。

### 作者简介:

葛 军(1960-),男,贵州黎平人,项目经理,工程师,从事水电工程施工技术与管理工作。

(责任编辑:李燕辉)