

泵与风机流量间接测量 系统和智能管理探讨

天津电力试验研究所 何熙光

内容提要:本文通过对离心式水泵(或风机)各种损失的分析,设想只测量水泵(或风机)驱动电机输入功率、转速、扬程和水温即可求得流体输送流量的方法。还可对由于各种原因引起的泵效率变化等可变因素进行监测,进而可随时调正运行工况点,监视泵的工作状态,进行智能管理,实现流量测量的目的。可达到较高的工业测量精度。放宽了流体类型、流体杂质、粘度等的要求,对高温高压流体,腐蚀性流体的测量具可行性。

主题词:离心泵 效率 流量 测量系统 标定 数学模型 芯片计算机

前言

根据能量守恒定律,测量输送流体的输入功率,并考虑水泵效率变化、机械磨损、流体重量和粘度的影响,以及转速的变化,可以换算出流体的输送量。同时,还可对离心式机械实行智能管理。智能管理主要指对泵与风机运行效率的监测。

这种间接传递式测量方法,适用于一般流体的测量,也适应于恶劣工作环境。对于高温高压、腐蚀性流体、多相流体的测量更具优越性。对管道直径大小基本无限制。可简化流量测量装置,提高设备的安全可靠性也可避开一般流量测量中所要考虑的流场分布不均的问题。

离心式机械尤其是水泵,在工作当中要受到各种力的冲蚀,其性能必然有所变化,为此应对影响测量误差的重要参数进行自动监测和检修监测。这里主要指水泵流体通道和叶轮直径由于刷损所引起效率和性能的变化。

若以此法测量流量,误差数值一般可在1.0%—4.0%之间。这主要决定於测量仪表的精度。

下面以离心式水泵为例,扼要说明测试原理。

1. 水泵的能量关系式

1.1 水泵的有效功率

$$N_{y,x} = \frac{\gamma Q H}{102} \quad \text{千瓦}$$

γ ——流体比重 千克力/米³; Q ——泵输水量 米³/秒

H ——泵的总扬程 米

1.2 泵的轴功率和拖动电机功率

$$N = N_d \eta_d = \frac{\gamma Q H}{102 \eta} \quad \text{千瓦}$$

N ——轴功率 千瓦; N_d ——电机输入功率 千瓦;

η_d ——电机效率; η ——水泵效率

2. 水泵的扬程

$$H = H_{ch} - H_{ji} + \frac{V_{ch}^2}{2g} - \frac{V_{ji}^2}{2g} + Z_{ch} - Z_{ji} \quad \text{米}$$

H_{ch} 、 H_{ji} ——泵出口、进口静压 米;

V_{ch} 、 V_{ji} ——泵出口、进口管处水流速 米/秒;

Z_{ch} 、 Z_{ji} ——出、入口压力测点标高 米

3. 流量的函数关系和测量可能性分析

流量测量的函数关系为:

$$Q=f(\gamma, H, N_d, \eta_d, \eta, n, D)$$

其中 γ 为水的比重,可测量水温得到,其他流体也可直接测比重,或者视为常数进行定时调整。可以得到比较准确的数值。

H 为水泵的总扬程, H_{ch} 、 H_{ji} 及 Z_{ch} 、 Z_{ji} 可测, V_{ch} 、 V_{ji} 由进出口管断面和流量值得到,在此流量是未知量,可进行有限次叠代,或用其他方法预先设定。

N_d 电机功率,可用功率表测量。

η_d 电机效率,与它有关的有机机械损耗、铜损、铁损等,可以进行电气测量和定量表达。

η 水泵效率,影响因素较多,运行变化比较大,定量较复杂。

n 转速、 D 叶轮直径它们对泵的性能曲线和泵效率都有影响。

综上所述,应该认真对待的量是水泵效率 η , 转速 n , 叶轮直径 D 及电机损耗,它们直接关系到测量的数学模型和测量的准确性。

4、水泵的总效率和各种损失

从能量平衡的观点,水泵的效率由机械效率 η_j ; 容积效率 η_r ; 水利效率 η_s 组成。

4.1 机械损失可分为三部分

轴与轴承间的旋转摩擦阻力损失 N_{j1} , 轴与填料间的摩擦阻力损失 N_{j2} , 以及叶轮二侧的盖板和水发生摩擦引起的损失 N_{j3} 。最后这项称为轮阻损失是机械损失中最大的一项。

填料函消耗的功率与转速的一次方成正比,滑动轴承中消耗的功率与转速的二次方成正比,滚动轴承中消耗的功率与转速的一次方成正比,轮阻损失与转速的三次方成正比。

填料和轴承两部分损失,按影响效率计只占 2—3% (即占轴功率的 2—3%)。泵的转速变化量最大值只占正常转速的百分之六。由此可知因泵转速变化造成填料和轴承两部分损失的变化量,约占效率值的 0.18% (3%

$\times 6\% = 0.18\%$)。

轮阻损失,根据资料可以查得或计算出,当泵的比转速 $ns = 80 - 400$ 时,对应泵的机械效率降低值在 5%—0% 之间。在运行中轮阻损失的变化正比于转速变化的三次方,即 $(n/n_0)^3 = (1.06)^3 = 1.19$, 可知由于轮阻损失变化影响泵效率变化量在 1% 以下。

4.2 容积损失

容积损失可用容积效率表示:

$$\eta_r = \frac{Q}{Q + q} \quad \begin{array}{l} Q \text{——泵输出流量 米}^3/\text{秒} \\ q \text{——泄漏量 米}^3/\text{秒} \end{array}$$

当比转速 ns 在 80~400 时,对应容积损失占 2.5%—0.6%。当转速升高时,扬程 H 提高,容积效率降低。因 $H \propto n^2$, 又 $q \propto \sqrt{H}$, 所以 $q \propto n$, 当 $n/n_0 = 1.06$ 时, q 也变化 1.06, 故容积效率 η_r 基本无变化。

由以上两项损失的分析可知,它们的特点是损失的绝对值(按效率计)不大;由转速变化引起损失的变化量更小;损失的变化都遵循一定的规律。在运行中注重的是损失的变化量,那么这两项损失的模型精度就较为满意了。

4.3 水利损失

它与通流部分的设计与制造有关。与流量的大小有关,与流体的性质有关,与运行刷损有关。水力效率一般在 0.85—0.96 范围内 (n_s 在 80—500 范围内)。

以上三项损失的综合影响,就确定了水泵的总效率。水泵的总效率是要通过试验测试得到的。

4.4 水泵水利效率变化的分析

当泵效率 η_0 下降,如果保持流量 Q_0 不变,则泵扬程 H_0 下降 ΔH (即内部消耗增加 ΔH),轴功率仍不变,比较水力效率不同的两泵。

$$\begin{cases} N_d \eta_d = \frac{r Q_0 H_0}{102 \eta_0} \\ N_d \eta_d = \frac{r Q_0 H_1}{102 \eta_1} = \frac{r Q_0 (H_0 - \Delta H)}{102 (\eta_0 - \Delta \eta)} \end{cases}$$

由此得到:

$$\frac{H_0}{\eta_0} = \frac{H_0 - \Delta H}{\eta_0 - \Delta \eta}$$

化简可得:

$$\eta_1 = \eta_0 \frac{H_1}{H_0}$$

根据上述分析可知,在运行中由于各种因素引起的泵效率的变化(包括长期运行刷损引起泵效率的变化),都可以通过泵的扬程变化反映出来,因此在运行当中即可对泵的效率进行自动监测,监视泵的状况。这是智能管理中的一项重要内容。

5、泵转速与泵性能的关系

同一水泵在运行当中转速变化较小,可认为效率不变。但计量精度的要求仍然应考虑因转速变化引起的效率变化的更正项,这就相当精确地定量了转速变化影响的效率变化量。采用效率更正因子对效率进行修正是适宜的。

$$\left[1 - ABS \left(\left(\frac{n}{n_0} \right)^x - 1 \right) \right]$$

以上更正因子经过数学化简近似表达式为

$$\left[1 - ABS x \left(\frac{n}{n_0} - 1 \right) \right]$$

n ——实际转速; n_0 ——标准转速;
 x ——待定系数。

6、泵叶轮的刷损对泵性能的影响

在正常运行中因磨损冲蚀引起的泵叶轮直径的变化很小,泵效率变化也小的多,但针对计量精度和可靠性的要求,我们仍然引入直径变化对效率影响的更正项。它适用于检修监测和定期校验。由于叶轮直径变化与转速变化对性能曲线影响关系的数学一致性,我们类似地引入叶轮直径变化对效率影响的更正因子。

$$\left[1 - \left(\left(\frac{D_0}{D_1} \right)^y - 1 \right) \right]$$

经过数学近似改写为 $\left[1 - y \frac{\Delta D}{D_0} \right]$ 形

式。

7、异步电动机的损耗和效率

在此不采用电机效率概念,引用与之相应的损耗概念作为修正。

电机的损耗由定子和转子的铜耗 P_{M1} 及 P_{M2} , 定子铁损 P_C , 机械损耗 P_{Mex} 组成。

异步电动机的效率较高约在 90% 左右。在正常工作范围内效率变化小。负载在 75% 额定值时,效率达到最大值,负载偏离此值附近时效率略有降低。

电机的损耗按性质又可分为固定损耗和变动损耗。固定损耗可由空载试验来测定,变动损耗由短路试验来测定。

变动损耗主要包括大部分铜损。

定子的铜损 $P_{M1} = 3I_1^2 r_1$

转子的铜损 $P_{M2} = m_2 I_2^2 r_2$

其中 r_1 、 r_2 ——定子、转子每相的电阻

I_1 、 I_2 ——定子、转子的相电流

m_2 ——转子绕组相数。

如令 $I_2 = KI_1$, 那么定子和转子的铜损之和 $P_{M1} + P_{M2}$ 可以归纳为 RI_1^2 的形式。

$$P_{M1} + P_{M2} = 3I_1^2 r_1 + m_2 K^2 I_1^2 r_2 = (3r_1 + m_2 K^2 r_2) I_1^2 = RI_1^2 \quad R = 3r_1 + m_2 K^2 r_2$$

由此固定损耗和变动损耗可以表示如下。

固定损耗 $N_g = \sqrt{3} U_H I_0 \cos \varphi$

变动损耗 $N_B = R(I - I_0)^2$

其中 I_0 ——空载电流; U_H ——额定电压

I ——定子电流; R ——由短路试验和空载试验数据导出当量电阻

$\cos \varphi$ ——功率因数,空载时通常只有 0.2~0.3 左右。

8、转速变化量

8.1 异步电机负载变化引起的转速变化。

一般异步电机最大转矩与额定功率时的转矩之比约为 1.6~2.5 倍 ($M_K/M_H = 1.6 \sim 2.5$), 平均值为 2.0 倍。

最大转矩的转差率一般为 $S_K \approx 0.2$ 。当 $M_K/M_H = 2.0$ 时, $S_H = 0.1$, 正常工作负荷下可取 $\Delta S = \pm 0.05$, 对应 50Hz , 为 2.5Hz 。

8.2 电网频率变化引起的转速变化。

电网频率范围 $50 \pm 0.5\text{Hz}$

可知以上两种因素影响转速变化量, 一般不超过 6%。

9. 间接测量参量。

在运行当中需要测量的参量如下几项。

1. 电动机输入总电功率 N_d
2. 水泵进出口管中心线处静压力 H
3. 水泵转速 n
4. 水温或流体比重

10. 误差分析

10.1. 根据误差传递理论, 间接测量的相对误差可由下式求得。

令函数式 $y = f(x_1, x_2, \dots, x_m)$

$$r_y = K \sqrt{\sum_{i=1}^m \left(x_i \frac{\partial \ln f}{\partial x_i} r_{x_i} \right)^2}$$

$$r_y = \frac{\Delta y}{y} \quad \text{被测量的相对误差;}$$

x_i ——直接测量量; r_{x_i} ——测量量相对误差;

K ——系数 1.05—1.3

10.2 流量测量的函数关系式

$$Q = \frac{N_d \eta_d}{H} \cdot \frac{102\gamma}{\gamma}$$

$$\ln Q = \ln N_d - \ln H + \ln \eta_d + \ln 102 - \ln \gamma + \ln \gamma$$

$$N_d \frac{\partial \ln Q}{\partial N_d} = 1; \quad H \frac{\partial \ln Q}{\partial H} = -1;$$

$$\gamma \frac{\partial \ln Q}{\partial \gamma} = -1; \quad \eta \frac{\partial \ln Q}{\partial \eta} = 1; \quad \eta_d \frac{\partial \ln Q}{\partial \eta_d} = 1;$$

10.3 泵效率的测量误差计算实例。

现设定各测量量的极限相对误差分别为 $r_Q = 0.01$; $r_H = 0.005$; $r_{N_d} = 0.005$; $r_{\eta_d} = 0.007$ 类似地可求得水泵效率的予测值的相对误差:

$$r_y = K \sqrt{r_Q^2 + r_H^2 + r_{N_d}^2 + r_{\eta_d}^2}$$

$$= 1.2 \times 0.0141 = 0.0169$$

在泵特性曲线的标准标定性测量中, 我们最终使用的是水泵效率。

10.4 流量测量误差计算实例。

设定各测量的极限相对误差值如下。

$$r_{N_d} = 0.007; r_H = 0.005; r_{\eta_d} = 0.007; r_{\eta} = 0.0169; r_{\gamma} = 0.005$$

$$r_Q = 1.2 \sqrt{r_{N_d}^2 + r_H^2 + r_{\eta_d}^2 + r_{\eta}^2 + r_{\gamma}^2} = 0.027$$

在计算当中水泵转速的测量误差未直接计入, 因为它已包括在(传递给)其他测量量中, 或者根据微小误差的准则也可将其略去。误差主要由流量标定测量引起, 提高它的精度即可减小实际流体流量的测量误差。

11. 流量测量的数学模型

11.1 模型流程图

经转速和叶轮直径修正后的水泵实测扬程。它是为得到实际水泵效率进行的予换算, 意即消除转速和轮径变化的影响, 以得到实际水力效率的变化。以下 H 为实测值。

$$H \xrightarrow{n \text{ 及 } D \text{ 修正}} H_1$$

求水泵的轴功率, 然后扣除水泵轮阻损失和轴承填料损失的变动部分(因转速变化引起的部分), 最后再进行转速变化及轮径变化对功率影响的修正(即修正到标准转速、标准轮径时的功率值)。以下 N 为实测值。

$$N \xrightarrow{\text{电机损耗 } \Delta N_d} N - \Delta N_d \xrightarrow{\text{由转速 } n \text{ 引起}} N_1 \xrightarrow{\text{的泵机械损失的变动部分}} N_1 \xrightarrow{n \text{ 和 } D \text{ 对功率修正}} N_0$$

由标准状况下的准轴功率 N_0 查泵的标准曲线, 得到 Q_0 和 H_0 、 η_0 。

$$N_0 \xrightarrow{\text{查曲线}} Q_0 \xrightarrow{\text{查曲线}} H_0 \xrightarrow{\text{查曲线}} \eta_0$$

换算水力效率变化对泵效率的影响。由上述的 H_0 、 η_0 、 H_1 计算出 η_1 。

$$\begin{aligned} H_0 \\ \eta_0 \text{——} \eta_1 \\ H_1 \end{aligned}$$

对水泵效率进行转速 n 和轮径 D 变化效率降低的修正。得到水泵实际效率。

$$\eta_1 \xrightarrow{n, D \text{ 影响}} \eta_h$$

将上述 N_1 、 H 、 η_1 及 γ 值代入流量的函数关系式求出实际流量值。

$$N_1, H, \eta_1, \gamma \xrightarrow{\text{公式}} Q$$

累积和单耗

$$Q \longrightarrow \Sigma Q$$

$$Q/N \text{ 或 } N/Q$$

$$N \longrightarrow \Sigma N$$

11.2 数学模型

在流量标定得到的泵性能曲线的基础上,由实测参量进行有关换算和影响因素的修正,就得到流量的测量值。

标准状况下的准轴功率:

$$\begin{aligned} & [N - \sqrt{3} I_0 U_H \cos \varphi - R(I - I_0)^2 + \\ & N_L \left(1 - \left(\frac{n}{n_0}\right)^3\right) + N_z \left(1 - \frac{n}{n_0}\right)] \\ & \times \left(\frac{n_0}{n}\right)^3 \left(\frac{D_0}{D_1}\right)^3 \end{aligned}$$

由上式所得功率值查泵曲线求得 Q ,再由 Q_0 查曲线得到 H_0 、 η_0 ,由此进一步求得实际效率值。

$$\eta_1 = \eta_0 \frac{H}{H_0} \left(\frac{n_0}{n}\right)^2 \left[1 - ABSx \left(\frac{n}{n_0} - 1\right)\right] \left[1 + (2 - y) \frac{\Delta D}{D_0}\right]$$

将实测 H 值、 γ 值、实际效率 η_1 以及如下表达式所代表的实际工作条件下的准轴功率代入流量函数式即得到所要测量的流量值。

$$\begin{aligned} & [N - \sqrt{3} I_0 U_H \cos \varphi - R(I - I_0)^2 \\ & + N_L \left(1 - \left(\frac{n}{n_0}\right)^3\right) + N_z \left(1 - \frac{n}{n_0}\right)] \end{aligned}$$

流量测量为:

$$\begin{aligned} Q = & \frac{102 \eta_0}{\gamma H_0} \left(\frac{n_0}{n}\right)^2 \left[1 - ABSx \left(\frac{n}{n_0} - 1\right)\right] \\ & \cdot \left[1 + (2 - y) \frac{\Delta D}{D_0}\right] \times \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & [N - \sqrt{3} I_0 U_H \cos \varphi - R(I - I_0)^2 + \\ & N_L \left(1 - \left(\frac{n}{n_0}\right)^3\right) + N_z \left(1 - \frac{n}{n_0}\right)] \end{aligned}$$

η_1 式中的因子 $\left[1 + (2 - y) \frac{\Delta D}{D_0}\right]$ 是由 $\left(\frac{D_0}{D_1}\right)^2$ 与 $\left(1 - y \frac{\Delta D}{D_0}\right)$ 之积经过简化而得来的。

流量式中, η_0 、 H_0 是由水泵标准状况曲线求得之值。 n_0 、 D_0 是选定的标准转速和标准直径。 x 、 y 是转速变化和直径变化对泵效率影响的修正系数。 γ 、 n 、 N 都是实测值。 N_L 是水泵轮阻损失标准工况下的绝对值。 N_z 是水泵轴承和填料函的磨擦损失的绝对值。

12. 不同密度和粘度流体对流量测量的影响。

12.1 流体粘度的影响。

对一定的物体而言,阻力为雷诺数的函数。 $R_e = \rho v l / \mu$ 。在实际工作中水泵的流体种类和工作温度的改变造成流体粘度的变化。当流量不变及其他条件不变的情况下,流体粘度的变化只影响水泵的效率 η 、水泵的扬程和轮阻损失。水泵的扬程是实测量,轮阻损失可以进行调整。水泵效率的变化完全是由于流体粘度变化而造成的水力损失改变而引起的。而水力损失的影响已将粘度变化考虑在内了。

12.2 流体密度变化的影响。

当流量不变时,密度 ρ 增加,则泵扬程增加,功率按式计算,它们有如下关系。

$$\begin{cases} H = \frac{\gamma}{\gamma_0} H_0 = \frac{\rho}{\rho_0} H_0 \\ Q = Q_0 \\ N = \frac{\gamma Q H}{102 \eta} \end{cases}$$

由此可知在求实际泵效率 η_1 的公式中由于密度的影响应该增加一因子 (γ_0 / γ) ,这是由于它对扬程的影响引起的。

(下转 22 页)

式中: M_u ——受弯构件的极限承载力设计值;

M ——设计弯矩。

5.6 轴心受拉和偏心受拉构件的极限承载力可按下列公式计算:

$$N_t = \frac{A_s f_s}{1 + (1.05 + 0.15\Phi)\epsilon_0} \geq N \quad (5.6)$$

式中: N_t ——受拉构件的极限承载力设计值;

N ——设计轴力

5.7 单肢构体的等效计算长度可按下列公式计算: $L_0 = KL_0$ (5.7-1)

$$L_0 = uL \quad (5.7-2)$$

式中: L ——受压柱或杆件的自然长度;

L_0 ——受压柱或杆件的计算长度;

u ——受压柱或杆件的计算长度系数;

K ——等效计算长度系数, (对轴心受压柱或杆件 $K=1.0$)

变电架构是属于拉压杆系结构,若使用钢管结构,则整个结构由压杆($\lambda \approx 100$)控制,钢管截面的强度不能得到充分利用,若使用离心钢管混凝土结构,则整个结构完全由拉杆的强度控制,钢管的截面强度可以得到充

分的利用。

6. 结论

通过工程实际应用结果表明,这种新型结构既具有钢管结构的优点,又具有混凝土结构的优点。特别是应用于荷载较大的 220kV 及以上的输变电工程的变电架构,杆塔结构中,不论在节省钢材、水泥以及降低工程造价方面均具有十分明显的效益。从根本上解决混凝土电杆普遍存在的纵向裂缝,环向裂缝问题,提高结构的可靠性,延长结构的使用寿命,提高整个结构的稳定性和抗震、抗冲击能力。

用离心钢管混凝土杆代替普通的钢结构、钢筋混凝土杆,不但结构简单,外观优美,占地少,而且可以节省钢材,降低造价,从传统的制杆生产工艺得到根本的改革。在输变电工程中是一种非常有发展前途的新型结构。

参考文献

- 1.《离心钢管混凝土结构设计及施工技术规定》能源部电力规划设计管理局标准 1992.8

(上接 5 页)在查曲线求得 Q_0 之前,应在标准状况下的准轴功率中再乘一因子 $(\gamma_0/\gamma)^2$ 。它是由比重改变和扬程改变对功率的影响。

综上所述,最后在求流量的函数式中较前只增加一因子 (γ_0/γ) 。

经此修正后则为更加通用的数学模型。

13. 其他

本流量测量方法,若付诸实用,必须使用带有中央处理器的单片机,易于实现。为此各参量的测量值都要变换为标准电信号并进行数模转换。

参考资料。

- 1.《泵与风机》高等学校交流讲义
西安交通大学流体力学教研组
华中工学院水力机械教研组合编
- 2.《汽轮机辅助设备》苏州电力技工学校
沈振飞
3. 水泵技术 沈阳水泵厂刊物
4. 测量误差不确定度和数据处理 能源部电测热工计量人员考核办公室
- 5.《电工学》上海交通大学编
6. 流体力学和热工理论基础
上海机械学院钟声玉,哈尔滨工业大学王克光主编。