

循环水泵变频调速运行实例研究

天津市建筑设计院 伍小亭[☆] 芦 岩

摘要 结合工程实例,采用典型工况时间段方法简化了水泵运行总能耗计算。对不同并联台数及不同运行控制方式下循环水泵变频调速运行的节能特性进行了分析研究。利用水泵相似定律,给出了确定变转速运行时各工况点水泵效率的等效率曲线法。分析结果表明,对于常用的水系统控制方式而言,水泵转速(流量)比与轴功率比的三次幂关系不成立;对于 3 台泵并联运行的水系统,可以用水泵额定工况点效率代替典型工况点效率,从而使计算大为简化;空调水系统采用水泵变频调速装置,其经济性是肯定的,且经济性优劣与工程类型密切相关。

关键词 变频调速 典型工况点 特征工况点 标准工况点 相似定律 工频运行

Example analysis on variable frequency drive operation of circulating pumps

By Wu Xiaoting[★] and Lu Yan

Abstract With a project example, simplifies the method of calculating general energy consumption of the pump in cooling season according to the weight of different typical operating mode durations. Analyses the energy saving potential of variable frequency drive (VFD) operation of the circulating pumps with different number of pumps in parallel under different control methods. Based on the similitude law of pumps, presents the method for determining the pump efficiency under different working conditions with variable speed, i. e. an equivalent efficiency curve method. The results show that for the common pump control methods, the third power relation between the pump rotate speed (water volume) ratio and the shaft power ratio is not true; for the water system with three pumps in parallel, pump rating working point efficiency can be used instead of typical operating point efficiency in order to simplify calculation; applying VFD devices to an air conditioning water system is sure in better economic effects, which is closely related to the type of buildings.

Keywords variable frequency drive, typical operating point, characteristic operating point, standard operating point, similitude law, operating with motor in constant frequency

★ Tianjin Architectural Design Institute, Tianjin, China

①

0 引言

空调水系统循环水泵变频调速 VFD(variable frequency drive)运行的节能性已在业界得到普遍认可,但关于 VFD 运行节能性的分析文章却往往忽视运行控制方式这一重要因素,盲目引用水泵相似律中的轴功率比例定律—— $P_1/P_2 = (n_1/n_2)^3$ 而导致分析结果的失真,甚至得出采用 VFD 可节

能 70%以上的结论。事实上,除下文将提到的运

①☆ 伍小亭,男,1958 年 3 月生,大学,教授级高级工程师,副总工
程师

300074 天津市河西区气象台路 95 号天津市建筑设计院总工
室

(022) 23543481

E-mail: surenwu@163.com

收稿日期:2006-06-19

行控制方式 3 的单台水泵运行情况外,其他运行控制方式在性能曲线上的工况点基本上不是相似工况点,因此不能套用水泵相似律中的轴功率比例定律(三次幂律),必须逐工况点计算水泵功率;此外工程类型、系统规模、总运行时间都会对水泵节能性产生影响。

VFD 运行节能性分析的主要工作是计算空调季循环水泵总能耗,即对水泵在每个运行工况点的能耗进行时间积分,这里关键在于计算各工况点水泵能耗,而能耗计算的关键则是水泵在每个工况点的效率。但大多水泵产品技术资料仅提供额定转速下的性能曲线,无法直接得到变转速运行时各工况点水泵效率值,因此这种分析计算工作十分浩繁,必须依赖计算机进行,然而遗憾的是目前尚无此类商业软件可供使用。基于此,本文根据《公共建筑节能设计标准》(GB 50189—2005)^[1]提供的空调系统供冷季典型负荷率对应的时间权重,采用典型工况时间段方法对水泵运行总能耗计算进行了简化,给出了水泵在任意工况点效率的确定方法,并以工程实例为基础就以上问题进行了深入分析,重点在于方法和步骤。

1 工程实例

1.1 背景情况

工程为天津的一栋写字楼,建筑面积为 35 000 m²,地下 1 层,地上 22 层;空调冷热源为直燃型溴化锂冷热水机组,空调水系统选用循环水泵 3 台,并联运行,无备用。

1.2 循环水泵选型与资料来源

循环水泵选型工况点参数为:流量 200 m³/h,扬程 32 m,工况点效率 75.8%。选择某品牌端吸离心泵,型号为 NK 125-315,额定转速 1 460 r/min。以下分析所涉及的水泵相关数据及水泵性能曲线的绘制均以该型号水泵的技术资料为基础。

1.3 天津地区写字楼空调系统供冷期运行时间

空调系统供冷期运行时间段为 4 月 30 日~9 月 30 日,实际总供冷天数 110 d;每天运行时间 10 h,空调供冷期总的运行时间约为 1 100 h。不同负荷率的时间权重,取文献[1]第 5.4.7 条关于 IPLV 计算公式中 A、B、C、D 的对应系数。表 1 给出了不同负荷率下空调系统供冷期的运行时间。

表 1 不同负荷率下空调系统供冷期的运行时间

负荷率/%	100	75	50	25
时间权重 β /%	2.3	41.5	46.1	10.1
运行时间/h	25.3	456.5	507.1	111.1

2 控制方式的定义与水泵运行控制方式组合

2.1 控制方式的定义

水泵运行的控制方式是指用某种被控参数实现水泵的变频调速运行,通常被控参数取循环水系统中某处的压差/压力或温度等。本文定义了 4 种控制方式(其中控制方式 4 为特例,因为属于非变频调速运行),它们分别是:

1) 控制方式 1:恒定系统供回水母管间压差,系统工况点在图 1 之曲线 1 上。

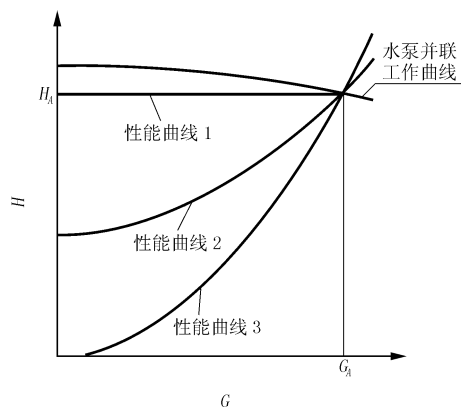


图 1 不同控制方式水系统性能曲线

2) 控制方式 2:恒定系统最不利环路压差,系统工况点在图 1 之曲线 2 上。

3) 控制方式 3:在供水温度满足要求的前提下,恒定系统的供回水温差,系统工况点在图 1 之曲线 3 上。其特点是末端不设随负荷变化而动作的流量调节阀,管网阻抗 S 等于常数,为主动变流量运行。此控制方式节能效果最显著,但管网动态流量分配的可靠性差,很少采用。

4) 控制方式 4:末端变流量,循环水泵按工频运行,是一次泵空调水系统的典型运行方式。此控制方式运行能耗较高。

2.2 水泵运行与控制方式的组合

水泵运行与控制方式组合包括:1) 单台泵工频运行;2) 单台泵变频运行(控制方式 1,2);3) 2 台泵并联工频运行;4) 2 台泵并联变频运行(控制方式 1,2);5) 3 台泵并联工频运行;6) 3 台泵并联变频运行(控制方式 1,2);7) 单台、2 台及 3 台泵并联变频运行(控制方式 3)。

3 典型工况点及不同运行控制方式时系统的水力特征

3.1 典型工况点的定义

为方便分析,本文将水系统性能曲线上与系统额定流量的 100%, 75%, 50%, 25% 对应的工况点定义为典型工况点,图 2 中点 A_i, B_i, C_i, D_i (i 为 1, 2, 3, 4) 均为典型工况点。除点 $A_1, A_2, A_3, A_4, B_1, C_1, D_1$ 外,水泵在其他典型工况点的运行状态均为低于额定工频转速的变频调速运行。

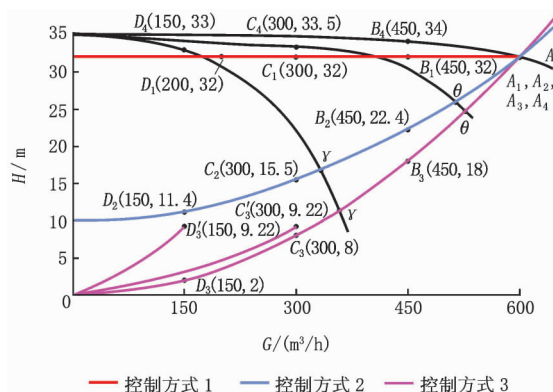


图 2 系统控制曲线图

典型工况点的流量由系统设计流量与对应的典型负荷率确定,典型工况点的扬程由不同控制方式对应的管网水力特性曲线决定。

3.2 定义典型工况点目的

在某种运行控制方式下空调季水泵的总运行能耗等于水泵在各工况点所消耗的功率与运行时间乘积的总和,即

$$N = T \int_0^{G_A} P_i(G_i) \beta_i(G_i) dG \quad (1)$$

式中 N 为水泵的总运行能耗, kWh; T 为水泵的总运行时间, h; P_i 为流量为 G_i 时水泵消耗的功率, kW; β_i 为流量为 G_i 时水泵运行时间占总运行时间的权重。

式(1)的计算必须采用能耗分析软件,否则极为烦琐耗时。为此,本文采用典型工况时间段方法对水泵运行总能耗计算进行简化,即:1) 根据典型工况点的流量、扬程、水泵总效率,计算水泵运行在典型工况点时的轴功率 P_i ; 2) 根据典型工况点负荷率对应的运行时间权重,计算水泵在各典型工况时间段的运行能耗 $N_i = P_i T \beta_i$; 3) 对各典型工况时间段运行能耗求和, $N = T \sum_{i=0}^4 P_i \beta_i$ ($i = 1, 2, 3$,

4, 分别表示负荷率为 100%, 75%, 50%, 25% 时对应的数据)。

3.3 不同运行控制方式时管网水力特性描述

3.3.1 由于典型工况点为系统特性曲线上的特定点,特性曲线是系统工况点的集合,系统工况点是不同控制方式所对应的循环水泵工作曲线与管网特性曲线的交点,因此计算典型工况点所依据的基本公式必然是描述管网水力特性的公式,即

$$H = SG^2 \quad (2)$$

式中 H 为管网的水力损失或水泵应提供的扬程, m; S 为管网的阻抗, h^2/m^5 ; G 为管网的水流量, m^3/h 。

但式(2)仅适用于压差/压力无关型的运行控制方式,即运行控制方式 3。适合于任意运行控制方式的管网水力特性公式为

$$H = h + S'G^2 \quad (3)$$

式中 h 为管网压差控制值, m; S' 为任意控制方式下管网的阻抗, h^2/m^5 。

对于式(3),当 $h=0$ 时就转化为式(2), S' 即为 S 。 h 值是由运行控制方式决定的。

式(2), (3)运行控制意义可以理解为:对于压差/压力无关型的运行控制方式,当系统的流量需求趋于零时,水泵提供的扬程也趋于零;而对于固定压差/压力的运行控制方式,即便系统的流量需求趋于零,水泵也应提供足够的扬程以满足所要求的固定压差/压力。

3.3.2 根据式(2), (3)及典型工况点(G_A, H_A)绘制不同控制方式性能曲线并与水泵并联运行的性能曲线相交,如图 2 所示,其特征如下:

1) 采用控制方式 1 时, $h = H_A$, 系统性能曲线的公式表达为 $H = H_A$, 运行特征为恒压差变流量。

2) 采用控制方式 2 时, $h < H_A$, 系统性能曲线的公式表达为 $H = h + S'G^2$, 需要固定压差 h 的末端管网运行特征为恒压差变流量,而总管网运行特征仍为变压差变流量,但压差下限为 h 。

3) 采用控制方式 3 时, $h = 0$, 系统性能曲线的公式表达为 $H = SG^2$, 管网运行特征为变压差变流量。

4) 采用控制方式 4 时,系统运行特征为变压差变流量,流量减少,压差增大,性能曲线分别为水泵 3 台并联、2 台并联及单台运行的性能曲线。

以上 1),2),3),4)中除 3)外,由于空调末端的主
动性流量调节,所以公式中 S 与 S' 均为变量。

3.4 绘制控制曲线、确定区间运行状态、计算典型
工况点参数

3.4.1 根据不同控制方式对应的曲线方程及典型
工况点(G_A, H_A)绘制性能曲线,见图 2。

3.4.2 根据选定水泵的技术资料提供的性能曲线
绘制额定转速时单台泵、2 台泵并联、3 台泵并联的
性能曲线,见图 2。

3.4.3 根据不同负荷率对应的流量,在各性能曲
线上标注典型工况点。但控制方式 4 的典型工况
点在水泵的性能曲线上。

3.4.4 图 2 中水泵额定转速时性能曲线与系统
性能曲线有 7 个交点,形成 9 个区间,自公共交点 A
向左依次标记为 α, θ, γ ,将这 7 个交点定义为特征
工况点,理论上水泵在特征工况点处按额定转速运
行。

3.4.5 根据图 2 分析区间运行状态,结果见表 2;
根据曲线方程计算各典型工况点的扬程,但控制方
式 4 的典型工况点扬程由图解求得,结果见表 3,
应结合图 2 理解表 3。

表 2 水泵在特征工况点及其区段运行状态

特征点	α	$\alpha-\theta$	θ	$\theta-\gamma$	γ	γ -左
运行状态	工频	变频	工频	变频	工频*	变频
适用于控制方	3 台泵	3 台泵	2 台泵	2 台泵	单台泵/变频	单台泵
式 1,2,3	并联	并联	并联		2 台泵**	

注: * 表示控制方式 1, ** 表示控制方式 2,3。

表 3 典型工况点的参数及运行的水泵台数

		工况点			
		A	B	C	D
控制方式 1	总流量/(m^3/h)	600	450	300	150
	扬程/m	32	32	32	32
	台数	3	3	2	1
控制方式 2	总流量/(m^3/h)	600	450	300	150
	扬程/m	32	22.4	15.5	11.4
	台数	3	2	2	1
控制方式 3	总流量/(m^3/h)	600	450	300	150
	扬程/m	32	18	8	2
	台数	3	2	2	1
控制方式 4	总流量/(m^3/h)	600	450	300	150
	扬程/m	32	34	33.5	33
	台数	3	2	2	1

表 3 中典型工况点流量由图 2 图解得到,工况
点扬程由式(2),(3)计算得到。

4 不同运行控制方式时的水泵能耗

4.1 水泵能耗计算的基本公式

$$N = \frac{N_z T}{\eta_1} \tag{4}$$

$$N_z = \frac{\rho G H}{102 \eta} \tag{5}$$

式(4),(5)中 η_1 为电动机效率,以下计算取 $\eta_1 = 0.94$; η 为水泵在工况点的效率; N_z 为水泵的轴功
率, kW; ρ 为冷水密度, kg/m^3 , 取 $999.73 \text{ kg}/\text{m}^3$; G
为冷水流量, m^3/s 。

水泵能耗计算中关键的数据是水泵在实际工
况点下的效率值 η 。因为除典型工况点 A 外,水泵
在其余典型工况点均为变转速运行,而水泵变转速
运行的性能曲线很难获得,也就很难直接得到水泵
在典型工况点的效率 η_D 。

4.2 η_D 值的确定——等效率曲线法

4.2.1 水泵样本等技术资料通常会提供一组额定
转速下的性能曲线,其中包括流量-效率曲线,额定
转速是不能忽略的条件。除小型一体化立式变频
水泵外,水泵技术资料通常仅提供额定转速时的性
能曲线,无法直接查取非额定转速下水泵工作时的
 η_D 值。因此本文借助水泵相似理论与额定转速下
的流量-效率曲线,间接获得 η_D 。

4.2.2 由前面分析知,除控制方式 4 外,其余 3 种
控制方式均为变频调速运行,即,通过水泵的变转
速运行使水泵运行工况点与图 2 中的典型工况点
重合。根据水泵相似定律,符合相似条件的水泵在
相似工况点具有相同的效率,同一台水泵以不同转
速工作时必然符合相似条件。水泵相似工况点参
数满足下式:

$$\frac{H}{H_D} = \left(\frac{n}{n_D}\right)^2 = \left(\frac{G}{G_D}\right)^2 \text{ 或}$$
$$\frac{H}{G^2} = \frac{H_D}{G_D^2} = K_D = \text{常量} \tag{6}$$

式中下标 D 表示典型工况。式(6)所表达的
曲线也称为等效率曲线,落在该曲线上的工况点具
有相同的水泵运行效率。因为系统的典型工况点
在某转速对应的性能曲线上,令等效率曲线过典型
工况点并与额定转速性能曲线相交,由此交点可直
接查取对应的效率值,此效率值理论上与 η_D 相等,
这就是本文所称的等效率曲线法。

4.2.3 根据前面的分析,确定 4 种不同控制方式
下 η_D 值的步骤如下。

4.2.3.1 控制方式 1

除典型工况点 A_1 外,图 2 中性能曲线 1 上的其他典型工况点所对应的单台水泵工况相同,参数均为 $150 \text{ m}^3/\text{h}$, 32 m 。水泵在工况点 A_1 以额定转速运行,效率为 $\eta_{A_1} = 81.5\%$ 。而在其他典型工况点水泵以非额定转速运行,需按前面的分析方法获得运行效率,方法如下:

1) D 点($150 \text{ m}^3/\text{h}$, 32 m)是性能曲线 1 上的点,同时也是过此点的水泵等效率曲线上的点,因此满足式(6),代入 $G_D = 150 \text{ m}^3/\text{h}$, $H_D = 32 \text{ m}$,得 $K_D = 0.00142 \text{ h}^2/\text{m}^5$,满足 $K_D = 0.00142 \text{ h}^2/\text{m}^5$ 的工况点都是相似的。

2) 将适当的 G 值代入式(6),计算相应的 H 值,结果列于表 4,并据此绘出过 D 点(表 4 中标注 * 的工况点)的水泵等效率曲线与单台水泵额定转速性能曲线交于 B_1 ,形成图 3 中曲线 OB_1 ,由工况点 B_1 在额定转速 $G-\eta$ 曲线上查得 $\eta_{B_1} = 78\%$,曲线 1 上典型工况点的水泵运行效率除点 A_1 外均为 78% 。

表 4 $K_D = 0.00142 \text{ h}^2/\text{m}^5$ 的一组相似工况点

$G/(\text{m}^3/\text{h})$	0	50	100	150*	200
H/m	0	3.56	14.22	32*	56.89

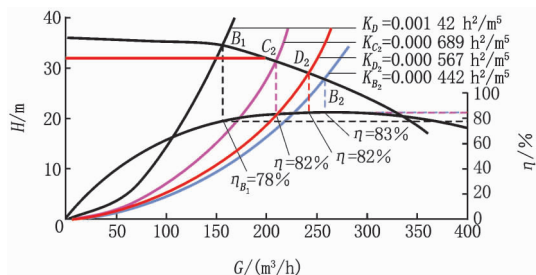


图 3 由水泵等效率曲线求非额定转速时的效率(一)

表 4 中标注 * 的工况点为过典型工况的水泵性能、运行控制、水泵等效率三条曲线的交点。曲线 OB_1, OC_1, OD_1 三线重合,由 OB_1 代表。

4.2.3.2 控制方式 2

与控制方式 1 不同,曲线 2 上各典型工况点所对应的单台水泵工况是不同的,因此必须按照前述方法分别求其运行效率:

1) 典型工况点 A_2 与 A_1 相同, $\eta_{A_2} = 81.5\%$ 。

2) 同前述 4.2.3.1 节之 2) 的方法有, $K_{B_2} = 0.000442 \text{ h}^2/\text{m}^5$, $K_{C_2} = 0.000689 \text{ h}^2/\text{m}^5$, $K_{D_2} = 0.000567 \text{ h}^2/\text{m}^5$;形成图 3 中曲线 OB_2, OC_2, OD_2 与单台水泵额定转速性能曲线交于 B_2, C_2, D_2 点;在额定转速 $G-\eta$ 曲线上查得 $\eta_{B_2} = 83\%$, $\eta_{C_2} =$

82% , $\eta_{D_2} = 82\%$ 。

4.2.3.3 控制方式 3

应该指出的是,尽管在性能曲线 3 上的工况点均满足式(6),似乎都是相似工况点,但因为是并联泵系统,对于并联工作的单台泵而言,性能曲线 3 上的工况点并非全是相似工况点,所以 η_D 的确定方法与控制方式 1,2 相同。

1) 典型工况点 A_3 与 A_1, A_2 相同, $\eta_{A_3} = 81.5\%$ 。

2) 同前述第 4.2.3.1 节之 2) 的方法有, $K_{B_3} = K_{C_3} = 0.000356 \text{ h}^2/\text{m}^5$, $K_{D_3} = 0.0000889 \text{ h}^2/\text{m}^5$;形成图 4 中曲线 OB_3, OC_3, OD_3 与单台水泵额定转速性能曲线交于 B_3', C_3', D_3' ;在额定转速 $G-\eta$ 曲线上查得 $\eta_{B_3} = \eta_{C_3} = 83\%$ 。

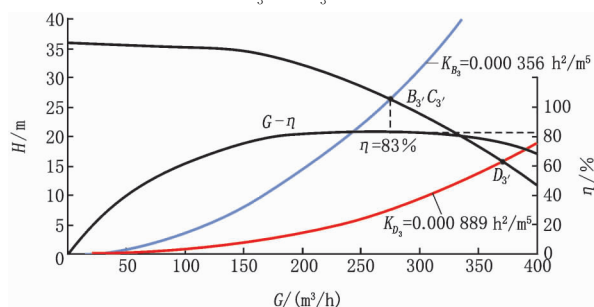


图 4 由水泵等效率曲线求非额定转速时的效率(二)

3) 首先,由图 4 知,额定转速等效率工况点 D_3' 超出了水泵的正常工作范围,无与之对应的效率值可查取。实际上不仅工况点 D_3 ,而且工况点 C_3 均为非真实工况点,因为根据水泵相似律的轴功率关系,由 C_3', D_3' 的流量与扬程可推算 C_3, D_3 点的水泵转速仅为额定转速的 55.5% , 35% ,变频器输出频率只有 27.8 Hz , 17.5 Hz 。在实际运行中,由水泵电动机的负载特性所决定的一般变频器输出频率 $f \geq 30 \text{ Hz}$,所以运行时需要对工况点 C_3, D_3 进行矫正,矫正目标是使点 C_3', D_3' 的变频器输出频率 $f \geq 30 \text{ Hz}$,于是有水泵在 C_3, D_3 点的最低转速 $n' = 30 \text{ Hz} \times 1460 \text{ r/min} / (50 \text{ Hz}) = 876 \text{ r/min}$ 。

然后由 $n'/n = 0.6$ 、水泵相似律之功率转速关系及等效率原则(等效率原则:使水泵在矫正后工况点与在额定工况点有相同效率)求出工况点 C_3, D_3 的扬程矫正值: $H = 0.6^3 \times 200 \text{ m}^3/\text{h} \times 32 \text{ m} / (150 \text{ m}^3/\text{h})$, $H_2 = 9.22 \text{ m}$,于是水泵在工况点 C_3', D_3' 与在额定工况点有相同的效率, $\eta_{C_3'} = \eta_{D_3'} =$

81.5%。

以上分析也表明,落在理论运行曲线上的工况点,实际运行中并非全能实现。此时须对运行控制进行矫正,方法是,通过阀门调节等手段增大管网阻力,使管网特性曲线斜率加大,见图 2。

4.2.3.4 控制方式 4

此运行方式下水泵在典型工况点的效率可由

表 5 单台泵在特征与典型工况点的参数

		工况点						备 注
		A	θ	B	γ	C	D	
控制方式 1	流量/(m ³ /h)	200	200	150	200	150	150	78.90%(0.967)
	扬程/m	32	32	32	32	32	32	
	效率/%	81.5	81.5	78	81.5	78	78	
	转速/(r/min)	1 460	1 460	1 369	1 460	1 369	1 369	
控制方式 2	流量/(m ³ /h)	200	260	225	183*	150*	150	82.0%(1.01)
	扬程/m	32	25.9	22.4	17.5	15.5	11.4	
	效率/%	81.5	78.6	83	82	81.5	82	
	转速/(r/min)	1 460	1 460	1 288	1 233	1 019	913	
控制方式 3	流量/(m ³ /h)	200	267.5	225	173	150	150	81.6%(1.00)
	扬程/m	32	25.4	18	13	9.22*	9.22*	
	效率/%	81.5	77.1	83	82	81.5	80.5	
	转速/(r/min)	1 460	1 460	1 195	1 212	870	870	
控制方式 4	流量/(m ³ /h)	200		150		150	150	79%(0.97)
	扬程/m	32		34		33.5	33	
	效率/%	81.5		82.4		76.1	76.1	
	转速/(r/min)	1 460		1 460		1 460	1 460	

注:1) * 为矫正后的工况点参数;2) γ 点水泵效率确定文中未详述,方法同其他点;3) 备注中,括号外数字为典型工况点效率的平均值,括号内数字为典型工况点效率与额定工况效率的比值。

数据对比表明,水泵调速运行并未造成效率的显著下降,个别工况点效率反而有所提高。水泵在额定工况点的效率值与各典型工况点、特征工况点的效率值十分接近,替代误差小于 3%,意味着至少对于类似系统,计算水泵调速运行总能耗时,可以免于复杂的非额定工况效率求解工作。

4.3 水泵总电耗计算结果及分析

将表 1、5 相关数据代入式(4),结果见表 6。对表 6 所列计算结果的分析如下。

1) 关于控制方式 1

与方式 4 相比节能效果甚微,但实际工程中,确有不少采用此种方式运行的变频调速水系统有较明显的节能效果,这似乎与前面的分析结果相矛盾,其实不然,深究下去会发现两种情况:

① 对原有循环水系统进行变频改造。未改造前,系统实际运行工况点与合理运行工况点差异较大,表现为低温差、大流量、低扬程,此种工况不仅功耗大且常使水泵进入低效率区。这种情况下,利用变频技术实现水泵的变速运行,即使采用控制方式 1,也依然会有很好的节能效果,实际上是在用水泵变速运行“纠偏”。

水泵额定转速性能曲线直接查得: $\eta_{A_4}=81.5\%$, $\eta_{B_4}=82.4\%$, $\eta_{C_4}=76.1\%$, $\eta_{D_4}=76.1\%$ 。

4.2.4 表 5 在表 3 的基础上增加了水泵在各典型工况点与特征工况点的效率值、平均效率值和转速。其中转速计算本文未详述,方法是:由额定转速性能曲线上对应典型与特征工况点的相似工况点间的流量比,便可求出水泵在各工况点的转速。

② 原本就是变频泵循环水系统,但设计不当;水泵选型流量大,扬程高,管网相应于正确设计流量的水阻力小于水泵选型扬程的程度较大,结果是水系统实际运行工况点相当程度地偏离合理运行工况点,所以仍然是在用水泵变速运行“纠偏”。

对于以上两种情况,合理的方法是:通过水泵叶轮切削,改变水泵性能曲线,使新的水泵额定工况点与正确的设计工况点吻合或接近,为采用节能效果好的变频运行控制方式创造条件。

2) 关于控制方式 2

与方式 4 相比节能率为 43.9%,与方式 1 相比节能率为 42%。方式 2 实现水系统变频调速运行时与方式 3 相比更易于保证空调末端水量分配。

值得注意的是,方式 2 的节能潜力与最不利环路压差的设定值 h_0 直接相关。此算例中 $h_0=10$ m,如果令 $h_0=20$ m,则总电耗为 33 651 kWh,增加了 25.6%;如果令 $h_0=5$ m,则总电耗为 22 167 kWh,降低了 17.3%。所以在满足系统正常使用前提下应尽量降低 h_0 取值。同时表明变压差控制将可能是更为节能的一种运行控制方式,但对控制系统的软、硬件要求较高。

表 6 不同运行方式空调季水泵总电耗

		工况点				总电耗	相对运行方式 4 的节能率
		A	B	C	D		
负荷率/%		100	75	50	25		
运行时间/h		25.3	456.5	507.1	111.1		
水泵并联台数		3	3	2	1		
工况点总流量/(m³/h)		600	450	300	150		
控制方式 1	扬程 H/m	32	32	32	32		
	$0.94 \times \eta/\%$	76.6	73.3	73.3	73.3		
	$N/(\text{kWh})$	1 726.8	24 420	18 092	1 981.1	46 220	3.2%
	$N'/(\text{kWh})$	1 726.8	23 368	17 312	1 895.7	44 303	
	$N^*/(\text{kWh})$	1 726.8	23 368	17 312	1 895.7	44 303	
控制方式 2	扬程 H/m	32	22.4	15.5	11.4		
	$0.94 \times \eta/\%$	76.6	78	77.1	77.1		
	$N/(\text{kWh})$	1 726.8	16 064	8 331.3	671	26 793	43.9%
	$N'/(\text{kWh})$	1 726.8	16 358	8 385.6	675	27 145	
	$N^{**}/(\text{kWh})$	1 726.8	17 212	8 596.7	471	28 007	
控制方式 3	扬程 H/m	32	18	9.98	9.98		
	$0.94 \times \eta/\%$	76.6	78	76.6	75.7		
	$N/(\text{kWh})$	1 726.8	12 909	5 463.5	598	20 697	56.7%
	$N'/(\text{kWh})$	1 726.8	13 145	5 399.3	591.23	20 862	
	$N^{***}/(\text{kWh})$	1 726.8	13 145	4 326	118.5	19 316	59.6%
控制方式 4	扬程 H/m	32	34	33.5	33		
	$0.94 \times \eta/\%$	76.6	77.5	71.5	71.5		
	$N/(\text{kWh})$	1 726.8	24 540	19 417	2 094.4	47 778	100%
	$N'/(\text{kWh})$	1 726.8	24 829	18 124	1 955	46 634	

注： N' 为用额定工况点效率代替典型工况点效率的总电耗；* 代表根据“一次幂律”计算的总电耗；** 代表根据“二次幂律”计算的总电耗；*** 代表根据“三次幂律”计算的总电耗。

3) 关于控制方式 3

该方式是最节能的水系统变流量运行控制方式,与方式 4 相比节能率为 56.7%,与方式 1 相比节能率为 55.2%。但方式 3 不容易保证空调末端的水量分配——除非所有空调末端的负荷变化一致、空调末端换热器换热性能相似、系统水温满足要求。另外,此方式会出现水泵以很低转速运行的情况,使变频器输出频率过低,存在运行风险。通常应使变频器输出频率≥30 Hz,对应水泵转速约为≥870 r/min,因此,运行控制方式 3 应慎重采用。

4) 关于“三次幂律”

分析变频调速水系统节能的文章多引用“三次幂律”,即由

$$\frac{G_1}{G_2} = \frac{n_1}{n_2}, \frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3$$

有

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{G_1}{G_2}\right)^3$$

遗憾的是,我们往往忘记“三次幂律”的适用条件是

单台水泵运行在相似工况点。除非单台泵采用控制方式 3 运行,否则运行曲线上的点基本上不是相似工况点。此时 $(G_1/G_2) \neq (n_1/n_2)$,表 6 所列各工况点转速数据也证明了这一点。

另外,表 5 数据表明,对于与本实例类似的系统,可以用水泵在系统额定工况点效率代替典型工况点效率 η_D ,于是总能耗 N 的计算公式可进一步简化为

$$N = aTN_A[0.023 + 0.415 \times 0.75^b + 0.461 \times 0.50^b + 0.101 \times 0.25^b] \quad (6)$$

式中 a 为引入的修正系数,包含两个修正内容:① 用 $b=1.00, 2.00, 3.00$ 分别代入控制方式 1,2,3 的能耗计算公式产生的误差修正;② 用水泵在额定工况点效率代替典型工况点效率产生的误差修正。

根据表 6 数据,运行控制方式 1,2,3 对应的 a 值分别为 1.043,0.957,1.071。

5 简单经济性评价

5.1 评价依据:采用控制方式 2 对应的系统运行电费节约值进行经济性评价,并令 $h_0 = 10 \text{ m}$,20

m, 因投资额小, 所以不计贷款利息。

5.2 评价目标: 水泵变频调速装置的投资回收年限(本例中为供冷季)。

5.3 评价涉及的条件与数据:

1) 水泵 3 台, 电动机额定功率为 30 kW, 平均电费 0.75 元/(kWh);

2) 变频控制系统为随动变频, 变频器与水泵一一对应, 变频器为国外品牌;

3) 经工程询价, 变频器、相应控制系统、末端压差传感器总报价约为 10 万元, 即, 相对非变频调速水系统增加投资 10 万元。

5.4 评价结果: 见表 7 对应写字楼项的数据。

表 7 水泵变频调速装置的投资回收年限

h_0/m	变频调速装置	节约电费/万元		投资回收期 Y/供冷季	
	投资/万元	写字楼	商业	写字楼	商业
5	10	1.921	3.206	5.21	3.52
10		1.574	2.627	6.35	3.81
20		1.06	1.768	9.43	5.66

5.5 评价结果分析

5.5.1 就本实例而言, 投资回收期较长, 原因是水系统规模并不大, 且北方地区办公建筑夏季总的供冷季运行时间短。而如果同样的系统用于商业建筑, 供冷季起始日相同, 但由于没有了周末和假期, 日运行时间变为 12 h, 则总运行时间由办公建筑的 1 100 h 变为 1 836 h, 投资回收期将缩短约 40%。所以变频调速循环水系统用于商业建筑, 经济优势将更明显。

5.5.2 本实例是一个不容易显现变频调速循环水系统经济优势的例子, 因为规模不大、运行时间短。正因为如此, 反而证明了变频调速循环水系统具有经济性, 特别是对于大型空调水系统经济性会更明显。

5.5.3 水系统“固定阻力”占总阻力的份额越小, 变频调速循环水系统经济性越明显。因此大型空调水系统, 如区域供冷系统, 必须采用变频调速循环水系统。

6 结论

6.1 变频调速循环水系统的节能性与控制方式密切相关, 恒定系统最不利环路或最不利环路组压差的变频调速控制方式是较理想的运行控制方式, 值得推广。

6.2 进行变频调速循环水系统节能分析时, 应推

算循环水泵在非额定转速时的效率, 推算依据是水泵相似理论。

6.3 水泵功率比与流量比之间的“三次幂”关系常被误用的主要原因是: 除单台泵系统以控制方式 3 运行外, 其他控制方式性能曲线上的工况点基本上不是相似工况点, 所以水泵相似律不适用。

6.4 就本实例而言, 用水泵在系统额定工况点的效率替代典型工况点效率, 计算水泵能耗有足够的精度, 但其普遍性需要通过更多的实例分析验证。

6.5 本实例分析没有计入变频器损失, 原因是目前市场提供的用于水泵调速的知名品牌变频器在额定输出时的效率一般高于 96%, 在非“零输出”的情况下, 效率高于额定输出时的效率, 所以变频器效率对总能耗计算的影响较小。

由于实际水系统的复杂性以及水泵特性因类型、规格不同产生的差异, 所以本研究所获结论是否具有普遍性尚须更多的理论与实例研究予以验证。

参考文献

- [1] 中国建筑科学研究院, 中国建筑业协会建筑节能专业委员会. GB 50189—2005 公共建筑节能设计标准[S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2005
- [2] 蔡增基, 龙天渝. 流体力学泵与风机[M]. 4 版. 北京: 中国建筑工业出版社, 1999
- [3] 屠大燕. 流体力学与流体机械[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1994
- [4] 梁春生, 智勇. 中央空调变流量控制节能技术[M]. 北京: 电子工业出版社, 2005

· 简讯 ·

《冰蓄冷系统设计与施工图集》 (06K610)

本图集涉及冰蓄冷系统的设计原理, 计算公式, 蓄冰装置、制冰设备、换冷设备、输送设备的选用及典型系统图、自控原理图及工程示例和施工安装说明及节点详图。适用于以电为驱动能源的制冷空调系统, 在执行峰谷电价且峰谷电价差较大的地区, 满足《采暖通风与空气调节设计规范》(GB 50019—2003)7.5.1 条的规定, 经综合技术经济比较后, 采用冰进行蓄冷的空调工程。