

# 地表水水源热泵水输配系统的能效分析

白雪莲, 张言军, 王厚华

(重庆大学 城市建设与环境工程学院, 重庆 400045)

**摘要:** 为了分析水输配形式、水泵配置和运行方式等对地表水水源热泵系统能效的影响, 通过建立水泵能耗模型, 找到了取水高差与取水能耗的关系, 并结合系统能效的限定值, 提出地表水水源热泵临界取水高差的概念及计算分析方法。基于对取水水泵功率随流量变化规律的研究, 并结合实例, 研究了取水水泵一、二级两种配置方式的确定依据。综合分析流量对机组和冷却水泵的能耗的影响, 对比了定、变流量运行下的能效, 以系统整体能效最佳为目标, 得到了研究实例中取水水泵的节能运行方式。研究表明, 与常规系统相比, 水源热泵系统节能效果的实现, 存在临界取水高差的应用限制; 而且由于机组、水泵所占系统能耗比重的差异, 运行方式应依据优化模型而确定。

**关键词:** 水源热泵; 水输配系统; 取水高差; 二次泵; 变流量; 系统能效

**中图分类号:** TU 831.3    **文献标志码:** A    **文章编号:** 1674-4764(2010)06-0086-06

## Energy Efficiency of Water Transportation System for Surface Water Source Heat Pump

BAI Xue-lian, ZHANG Yan-jun, WANG Hou-hua

(College of Urban Construction and Environmental Engineering, Chongqing University, Chongqing 400045, P. R. China)

**Abstract:** The forms of water transportation, arrangement and operation of pumps contribute to the water transportation energy consumption, which influences the energy-saving effect of surface water source heat pump. The relation between the pumping height and energy consumption of pumps is found by analyzing the model of pump energy consumption. The concept and calculation of critical pumping height is presented considering the limited rate of system energy efficiency. Based on the principle that the pump power changes with water flow rate, the determination of pumps arrangement of one or two stage pumps is described with a concrete example. The influence of water flow rate on heat pumps and water pumps is analyzed, and the energy efficiency of constant and variable water volume are compared. The operation way of this example is concluded for the optimal system energy efficiency. It is found that there is a critical pumping height for the energy-saving effect of surface water source heat pump compared with the traditional system. Moreover, the operation strategies should be determined by the system optimal model since the energy consumptions proportions of heat pumps and water pumps are variable.

**Key words:** water source heat pumps; water transportation system; pumping height; two stage pump; variable water volume; energy efficiency

水源热泵技术是可再生能源利用技术, 具有提高机组效率和降低系统运行费用的优点。然而, 水

源热泵系统增加了水源系统的投入以及取水输水的能耗<sup>[1]</sup>。一般而言, 水源系统包括水源、取水构筑

收稿日期: 2010-05-05

基金项目: “十一·五”国家科技支撑计划项目课题(2007BAB21B02-3)

作者简介: 白雪莲(1973-), 女, 副教授, 博士, 主要从事建筑节能研究, (E-mail) xuelianbai@163.com。

物、输水管网、水处理设备等,在与常规空调系统形式比较时,往往也因为这部分投资和运行费的增加抵消了水源热泵系统的一部分优势,使得应用受到了限制。地表水水源热泵系统设计和运行的关键,就在于降低水源水输配能耗,提高系统整体能效。

目前,地表水水源热泵工程设计中往往凭借经验确定系统形式和取水方式,缺乏针对水输配系统能耗的理论分析,及其相应关键影响因素的量化取值,也缺乏能够指导工程应用的简易方法,从而无法从整体上实现地表水水源热泵的最佳性能和能效<sup>[2]</sup>。地表水水源热泵系统方面的研究,较多是针对取水和水处理方式,特别是开式和闭式不同水系统形式的对比研究<sup>[3]</sup>。很多有关水源热泵系统能效的研究仅限于具体工程的个案分析<sup>[4]</sup>。为了分析水源热泵的节能性,一些学者分别针对水源热泵机组和水泵建立了理论模型<sup>[5]</sup>。然而,输配系统的节能技术,需要考虑输配设备与机组之间的耦合关系。对于将水源热泵机组与水源侧水泵、负荷侧水泵等主要耗能设备共同构成模型进行优化分析的研究和应用尚少。因此,地表水水源热泵输配系统的节能设计和运行缺乏理论依据。该研究将基于地表水水源热泵的输配系统模型,确定影响能耗的主要因素,并通过实例说明地表水水源热泵系统优化运行的分析方法,旨在分析水输配形式、水泵配置和运行方式等对系统能效的影响,提出节能效果实现的条件以及输配系统的节能设计和优化运行依据。

## 1 地表水水源热泵系统的临界取水高差

### 1.1 水泵的能耗模型

理论上水源水循环系统的能耗包括循环泵能耗、循环管道能量损耗和水的蒸发损耗等,为了简化研究,仅考虑能耗最大的循环水泵的能耗。取水水泵的流量和扬程如式(1)和(2):

$$G_c = \frac{Q_c + Q_w}{\rho \cdot c \cdot (T_{c2} - T_{c1})} \quad (1)$$

$$H_c = H_0 + S \times G_c^2 \quad (2)$$

式中,  $G_c$  为取水水泵的流量,  $\text{m}^3/\text{s}$ ;  $Q_c$  为冷负荷,  $\text{kW}$ ;  $Q_w$  为机组能耗,  $Q_w$  为  $Q_c/\text{COP}$ ,  $\text{kW}$ ;  $T_{c2}$  为冷却水出水温度,  $^\circ\text{C}$ ;  $T_{c1}$  为冷却水进水温度,  $^\circ\text{C}$ ;  $\rho$  为流体密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $c$  为流体比热,  $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ ;  $H_c$  为取水水泵的扬程,  $\text{m}$ ;  $H_0$  为取水高差,  $\text{m}$  (当闭式取水时,  $H_c = 0$ );  $S$  为取水管路的阻力系数,可用式(3)计算<sup>[6]</sup>:

$$S = \frac{8(\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta) \rho}{\pi^2 d^4} \quad (3)$$

式中,  $\lambda$  为沿程阻力系数,处于阻力平方区时,  $\lambda = 0.11(\frac{K}{d})^{0.25}$ , 其中  $K$  为管道当量粗糙度;  $l$  为支路长度,  $\text{m}$ ;  $d$  为管径,  $\text{m}$ ;  $\zeta$  为局部阻力系数。

根据水泵流量、扬程和效率,水泵功率可表示为:

$$W_c = 9.8 \times \frac{Q_c + Q_w}{\rho(T_{c2} - T_{c1})} \times \frac{H_0 + S \times G_c^2}{\eta} \quad (4)$$

式中,  $\eta$  为水泵的效率。

由式(4)可以看出,取水泵的能耗主要与室内冷负荷  $Q_c$ 、机组耗功率  $Q_w$ 、冷却水进出口温差  $\Delta T_c$ 、取水管路的阻力系数  $S$ 、取水高差  $H_0$  以及水泵效率  $\eta$  等因素有关。

### 1.2 临界取水高差的确定

当取水量一定时,取水泵能耗随着取水高差的增加而不断增加,也即意味着系统能效比  $EER$  (energy efficiency ratio) 将不断降低。当系能效比降低到一定程度时,采用地表水水源热泵与常规空调系统形式相比,则不再具有节能优势。即对于地表水水源热泵空调系统存在一个判断节能与否的临界取水高差。所以,对某一实际工程,在分析其采用地表水水源热泵的可行性时,需对工程实际条件的取水高差进行水源热泵节能与否的判断。

假定系统的负荷侧一定,不考虑末端设备对系统能效的影响,能效比  $EER$  可表示为<sup>[9]</sup>:

$$EER = \frac{Q_c}{W_c + Q_w + W_e} \quad (5)$$

式中,  $W_c$  和  $W_e$  分别为冷却水泵和冷冻水泵的能耗。

将式(4)代入,可得到取水高差为:

$$H_0 = \frac{(\frac{Q_c}{EER} - Q_w - W_e) \times \eta \times \rho \times c \times (T_{c2} - T_{c1})}{9.8 \times (Q_w + Q_c)} - S \times G_c^2 \quad (6)$$

因此,对于某实际工程,根据其条件,可知其负荷、水源供回水温差,并确定相应的机组功率、冷冻水泵功率、取水量。此时,根据临界  $EER$  值即可推算出该工程的临界取水高差。例如,根据《重庆市公共建筑集中空调工程设计能效比限值规定》中的重庆市夏季能效比限定值<sup>[10]</sup>,将 3.0 作为能效比的临界值,将其带入上式即可求得临界取水高差  $H_0$ 。

## 2 水源水泵的一、二级设置

由于系统负荷是实时变化的,所以所需的水源水量也是变化的。当负荷变化在一定范围时,水泵

的定频与变频的经济技术比较表明,水泵变频运行并无明显节能优势。随着负荷变化的增大,二者的比较将发生变化,水泵采用变频运行会有较大的节能潜力。从而成为系统中重要的节能措施之一。但是,当系统负荷变化较大,水源取水高差较大时,如果采用一级泵,则有可能在水泵随负荷变化而变频运行时,发生水泵扬程不能满足要求的现象。这一问题的解决,可以通过设置蓄水池(箱),在蓄水池(箱)前后分设一、二次泵,水输配系统采用两级泵方式来解决。两级泵输配方式中的一次泵,即水源至

蓄水池(箱),采用定频方式运行,保证水泵高效运行,满足系统取水扬程。两级泵输配方式中的二次泵,即蓄水池(箱)至换热设备(冷水机组或板式换热器),采用变频方式运行,根据变化的系统负荷,调整水泵流量,实现节能。同时,蓄水池(箱)还可起到静水、沉沙的作用。

为了进行地表水水源热泵综合节能技术的研究,在实验室建立了一套完整的水源热泵系统。主要设备参数见表 1。以下研究分析,均以该系统为例。

表 1 实验系统主要设备

水源热泵机组	取水侧水泵			负荷侧水泵
	一级泵方式	二级泵方式		
		一次泵	二次泵	
额定制冷量为 32 kW, 额定制热量为 36 kW	设计流量为 8.17 m <sup>3</sup> /h, 设计扬程为 18.76 m	设计流量为 6.67 m <sup>3</sup> /h, 设计扬程为 10 m	设计流量为 8.17 m <sup>3</sup> /h, 设计扬程为 8.76 m	设计流量为 4.46 m <sup>3</sup> /h, 设计扬程为 17.2 m

### 2.1 一级泵方式

根据所选水泵的样本性能参数,利用 MATLAB 进行性能曲线的拟合,可表示为:

$$H = -0.1215 \times Q^2 + 0.7733 \times Q + 19.9490 \quad (7)$$

$$\eta = 0.0002 \times Q^3 - 1.0693 \times Q^2 + 13.9948 \times Q \quad (8)$$

水泵所在管道的性能可表示为:

$$H = 10 + 0.1312 \times Q^2 \quad (9)$$

通过计算,水泵功率与流量的关系可以拟合成为如式(10)所示的多项式,其相关系数满足  $R^2 = 0.999$ ,说明该拟合方程可以很好地表示功率随流量变化的关系。根据水泵性能模型的分析,不同目标流量时,水泵能耗的变化见表 2。

$$N = 0.0010323 \times Q^3 + 0.0025672 \times Q^2 + 0.020992 \times Q + 0.15435 \quad (10)$$

表 2 一级泵方式水泵性能随流量的变化

设计扬程/ m	设计流量/ (m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup> )	目标扬程/ m	目标流量/ (m <sup>3</sup> ·h <sup>-2</sup> )	水泵效率	电机效率	变频器效率	水泵功率/ kW
18.76	8.17	16.430	7	0.451841	0.941664	0.941993	0.7811728
18.76	8.17	14.724	6	0.459748	0.941505	0.932678	0.5957213
18.76	8.17	13.281	5	0.458773	0.941263	0.925094	0.4525097
18.76	8.17	12.01	4	0.441155	0.940936	0.918731	0.3454796
18.76	8.17	11.181	3	0.396056	0.940569	0.913608	0.2683015

### 2.2 二级泵方式

当采用有蓄水箱的取水方式时,一次泵始终处于定流量运行,二次泵变频运行。同样,参照所选水泵的样本性能参数,利用 MATLAB 拟合,一次泵的水泵性能可表示如下:

$$H = -0.0594 \times Q^2 + 0.2669 \times Q + 13.1751 \quad (11)$$

$$\eta = 0.0352 \times Q^3 - 1.6073 \times Q^2 + 17.2993 \times Q \quad (12)$$

二次泵的水泵性能可表示如下:

$$H = 0.0073 \times Q^2 - 0.4725 \times Q + 14.3114 \quad (13)$$

$$\eta = 0.0086 \times Q^3 - 0.5945 \times Q^2 + 10.9579 \times Q \quad (14)$$

同样,二次泵水泵功率与流量的关系可以拟合成为如式(15)所示的多项式,其相关系数满足  $R^2 = 1$ ,说明该拟合方程可以很好的表示二次泵水泵功率随流量变化的关系。二次泵变速运行时,其功率随流量变化的计算结果见表 3。

$$N_2 = 0.0005 \times Q^3 + 0.0027 \times Q^2 - 0.0104 \times Q + 0.0168 \quad (15)$$

设置蓄水池,即采用两级泵的水泵配置方式一次侧定流量运行,水泵流量和扬程为设计工况,保证水泵高效运行。一次泵的设计流量根据蓄水箱容积和二次泵的设计流量确定。此时,水泵的功率

$N_1 = 0.336\ 245\ \text{kW}$ 。此时,取水侧水泵的功率为:

$$N = N_1 + N_2 = 0.000\ 5 \times Q^3 + 0.002\ 7 \times Q^2 - 0.010\ 4 \times Q + 0.353\ 045 \quad (16)$$

表3 二次泵水泵性能随流量的变化

设计扬程/ m	设计流量/ ( $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ )	目标流量/ m	目标扬程/ ( $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ )	水泵效率 $\eta$	电机效率 $\eta$	变频器效率 $\eta$	水泵功率/ kW
8.76	8.17	8.17	8.759 992	0.545 3	0.941 758	0.953 9	0.397 715
8.76	8.17	8	8.399 232	0.545 3	0.941 735	0.949 969	0.374 955
8.76	8.17	7	6.4306 62	0.545 3	0.941 462	0.930 994	0.256 385
8.76	8.17	6	4.7245 68	0.545 3	0.940 638	0.914 465	0.164 518
8.76	8.17	5	3.280 95	0.545 3	0.938 144	0.893 953	0.097 65
8.76	8.17	4	2.099 808	0.545 3	0.930 603	0.863 032	0.052 208
8.76	8.17	3	1.181 142	0.545 3	0.907 8	0.815 274	0.023 901

#### 2.4 2种方式的对比

将以上2种水泵配置形式下取水水泵功率随流量变化的规律对比如图1所示。

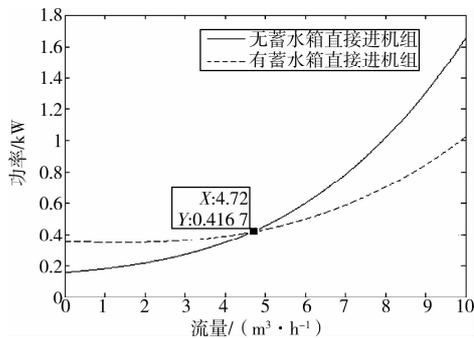


图1 水泵功率随流量变化规律

通过分析发现,当流量较小时,取水侧采用一级泵方式较为节能,当流量较大时,采用二级泵方式较为节能。对于该实例系统,2种方式的流量临界值为  $4.7\ \text{m}^3/\text{h}$ 。

### 3 水源水输配的定、变流量运行

取水流量的变化同时影响着机组和水泵的能耗。水源热泵机组的能耗受冷却水流量影响较大,冷却水流量变小时,冷却水泵能耗逐渐变小,但此时机组的能效比也在降低,因此取水水泵的定、变频运行要综合分析机组和冷却水泵的能耗。

水源热泵输配系统冷却水侧变频运行通常采用温差控制法,这时室内冷负荷的变化导致冷却水流量随之变化。参考所选机组的样本性能参数,根据变流量下制冷量与耗功率的修正系数,将机组 COP

(coefficient of performance)拟合成分荷率的如下关系式。定流量和变流量下的对比关系见图2所示。

$$\text{COP}_{\text{定}} = 3.111\ 9 \times a^3 - 10.755\ 8 \times a^2 + 11.650\ 9 \times a + 1.909\ 7 \quad (17)$$

$$\text{COP}_{\text{变}} = 0.907\ 1 \times a^3 - 7.735\ 4 \times a^2 + 12.018\ 9 \times a + 0.694\ 3 \quad (18)$$

式中, $a$ 为部分负荷率。

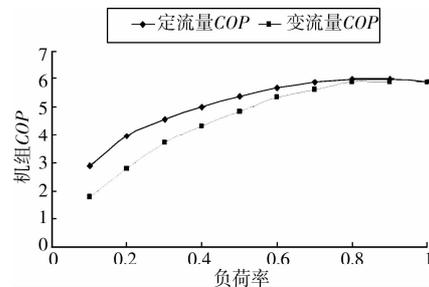


图2 热泵机组制冷 COP 随负荷率的变化规律

分析发现,机组的 COP 在负荷率 0.9 左右达到最大值,然后随着流量的减少而不断变小,但是变流量较定流量相比,COP 变化幅度更大。相同制冷量下,变流量的机组能耗较高。

水源热泵机组的耗功量可表示为制冷量  $Q_c$  与性能系数 COP 的比值,应用前述所得机组 COP 表达式和水泵功耗表达式,定流量运行和变流量运行时,机组和冷却水泵的总能耗可分别表示为式(19)和式(20)。

$$W_{\text{定}} = Q_c / (3.111\ 9 \times a^3 - 10.755\ 8 \times a^2 + 11.650\ 9 \times a + 1.909\ 7) + W_{\text{水泵}} \quad (19)$$

$$W_{\text{变}} = Q_c / (0.907\ 1 \times a^3 - 7.735\ 4 \times a^2 + 12.018\ 9 \times a + 0.694\ 3) + 0.001\ 032\ 3 \times Q^3 +$$

$$0.002\ 567\ 2 \times Q^2 + 0.020\ 992 \times Q + 0.1543\ 5 \quad (20)$$

假定系统的负荷侧水泵定流量运行,根据式(5)、(19)和(20),分别计算取水泵定流量和变流量运行下,仅计入机组和水泵能耗的系统能效。结果分别见表 4 和表 5,二者的对比如图 3 所示。

比较发现,对于该例,取水泵变流量运行的系统整体能耗始终比定流量运行小。说明,在部分负荷运行下,机组能耗相对的增加量始终小于冷却水泵的节能量。

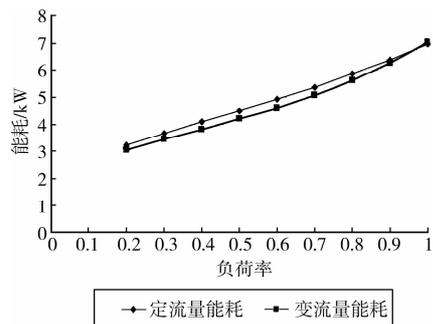


图 3 取水泵定流量与变流量运行的系统能耗对比

表 4 取水泵定流量运行下的系统能效

冷冻水泵能耗/ kW	冷却水泵能耗/ kW	负荷率	室内负荷/ kW	机组 COP	机组能耗/ kW	总能耗/ kW	系统能效比
0.55	1	1	32	5.916 7	5.408 42	6.958 42	4.598 7449 6
0.55	1	0.9	28.8	5.951 887	4.838 801	6.388 801	4.507 887 77
0.55	1	0.8	25.6	5.940 001	4.309 764	5.859 764	4.368 7768 3
0.55	1	0.7	22.4	5.862 37	3.820 98	5.370 98	4.170 560 7
0.55	1	0.6	19.2	5.700 322	3.368 231	4.918 231	3.903 843 03
0.55	1	0.5	16	5.435 188	2.943 781	4.493 781	3.560 476 38
0.55	1	0.4	12.8	5.048 294	2.535 51	4.085 51	3.133 023 62
0.55	1	0.3	9.6	4.520 969	2.123 438	3.673 438	2.613 355 35
0.55	1	0.2	6.4	3.834 543	1.669 038	3.219 038	1.988 171 35

表 5 取水泵变流量运行下的系统能效

冷冻水泵能耗/ kW	冷却水泵能耗/ kW	负荷率	室内负荷/ kW	机组 COP	机组能耗/ kW	总能耗/ kW	系统能效比
0.55	1	1	32	5.884 9	5.437 645	7.018 679	4.559 262 53
0.55	0.835 03	0.9	28.8	5.906 912	4.875 644	6.260 674	4.600 143 46
0.55	0.675 113	0.8	25.6	5.823 199	4.396 209	5.621 322	4.554 089 02
0.55	0.545 56	0.7	22.4	5.628 319	3.979 874	5.075 433	4.413 416 31
0.55	0.441 686	0.6	19.2	5.316 83	3.611 175	4.602 861	4.171 318 9
0.55	0.359 504	0.5	16	4.883 288	3.276 481	4.185 986	3.822 277 86
0.55	0.295 499	0.4	12.8	4.322 25	2.961 42	3.806 919	3.362 298 74
0.55	0.246 469	0.3	9.6	3.628 276	2.645 885	3.442 354	2.788 789 59
0.55	0.209 368	0.2	6.4	2.795 921	2.289 049	3.048 417	2.099 450 35

## 4 结论

与常规系统相比较,地表水水源热泵系统设计和运行的重点,在于有效降低水源水输配能耗,从而提高系统整体能效。研究通过建立水泵能耗的模型,找到了取水高差与取水泵能耗的关系。并结合系统能效的限定值,提出地表水水源热泵临界取水高差的概念及计算分析方法。研究分析表明,对于

具备水源条件的实际工程,首先可利用临界取水高差进行系统能否节能的初步判断。在判断可行的基础上,基于机组和水泵之间的耦合关系,以系统整体能效最佳为目标,分别对取水水泵的一、二级配置和定、变流量运行进行对比分析,确定最优输配系统。研究结合具体水源热泵实验系统,采用研究所提出的方法,分析得到如下结论:

1)通过对取水水泵功率随流量变化规律的研

究,发现地表水水源热泵取水蓄水池设置与否,即一、二级泵的设置,主要取决于取水水量。对于该实验系统,2种方式的流量临界值为 $4.7\text{ m}^3/\text{h}$ 。

2)水量变化对机组和水泵将产生耦合影响。因此水源水输配的定、变流量运行,需要综合分析机组和水泵的总能耗随流量的变化规律。研究得到了实验系统定、变流量运行下的总能耗计算式,分析表明取水变流量运行为该系统的节能运行方式。

#### 参考文献:

- [1] 姜明健,孟杉. 水源热泵系统的应用设计[J]. 制冷与空调,2008(3):23-24.  
JIANG MING-JIAN, MENG SHAN. The application design of water-source heat pump system [J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2008(3):23-24.
- [2] 孟凡红,张伟,周德刚. 水源热泵技术发展优势及应用中存在的问题[J]. 科技信息,2007(20):34-35.  
MENG FAN-HONG, ZHANG WEI, ZHOU DE-GANG. The development advantages and problems in the application of water source heat pump technology [J]. Scientific and Technical Information, 2007(20):34-35.
- [3] KAVANAUGH S P. Design considerations for ground and water source heat pumps in southern climates[J]. ASHRAE Transactions,1989,95(1):1139-1149.
- [4] 郑峰. 水源热泵技术在节能建筑中的应用[J]. 建筑节能,2007(6):44-46.  
ZHENG FENG. Application of water loop source heat pump technology in energy-saving building [J]. Construction Conserves Energy,2007(6):44-46.
- [5] KAVANAUGH S P. A design method for hybrid ground-source heat pumps [J]. ASHRAE Transactions, 1998,104(2):1-8.
- [6] LU L, CAI W J, SOH Y C, et al. Global optimization for overall HVAC systems-Part 1:problem formulation and analysis[J]. Energy Conversion and Management, 2005,46(7/8):1015-1028
- [7] YUMRUTAS R, UNSAL M. A computational model of a heat pump system with a hemispherical surface tank as the ground heat source[J]. Energy, 2000, 25:371-388.
- [8] 蔡增基,龙天渝. 流体力学泵与风机[M]. 北京:中国建筑工业出版社,1999:106-107.
- [9] 闵晓丹,付祥钊. 空调系统运行能效及运行监测参数探讨[J]. 制冷与空调,2008(6):41-43.  
MIN XIAO-DAN, FU XIANG-ZHAO. The discussion for operation energy efficiency ratio of air-conditioning system in public buildings[J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2008(6):41-43.
- [10] 杨李宁. 重庆市公共建筑集中空调工程设计能效比限制(夏季)[J]. 制冷空调与电力机械,2007(5):22-24.  
YANG LI-NING. Statistical analysis on designing energy efficiency rate of air conditioning system in commercial buildings in chongqing [J]. Refrigeration Air Conditioning & Electric Power Machinery, 2007(5):22-24.
- [11] 涂岱昕,李建兴,胡振杰. 空调变水量系统变频的相关问题[J]. 流体机械, 2007, 35(1):49-52.  
TU DAI-XIN, LI JIAN-XING, HU ZHEN-JIE. Issues about VFD in a variable pumping system [J]. Fluid Machinery,2007, 35(1):49-52.
- [12] SHELTON S V, JOYCE C T. Cooling tower optimization for centrifugal chillers [J]. ASHRAE Journal, 1991, 33(6):28-36.
- [13] KIRSNER W. 3 GPM/Ton condenser water flow rate; does it waster energy[J]. ASHRAE Journal, 1996, 38(2):63-69.
- [14] BRAUN J E, DIDERRICH G T. Near optimal control of cooling tower for chilled water systems [J]. ASHRAE Transactions,1990,96(2):806-813.
- [15] 曲云霞,杨勇,李爱景. 水源热泵机组变工况性能的实验研究[J]. 山东建筑大学学报, 2007, 22(3):42-45.  
QU YUN-XIA, YANG-YONG, LI AI-JING. Experimental study of performance with variable operating condition for water source heat pump units [J]. Journal of Shandong Jianzhu University, 2007, 22(3):42-45.
- [16] 张谋雄. 冷水机组变流量的性能[J]. 暖通空调,2000,30(6):56-58.  
ZHANG MOU-XIONG. Performance of the chiller with variable chilled-water flow[J]. HV & AC, 2000, 30(6):56-58.

(编辑 胡英奎)