

# 一次泵空调冷水系统的水力特性与节能分析

高亚锋<sup>1</sup>, 李百战<sup>1</sup>, 陈玉远<sup>2</sup>, 刘晓庆<sup>1</sup>, 金振星<sup>1</sup>

(1. 重庆大学, 三峡库区生态环境教育部重点实验室 重庆 400045;  
2. 中铁第四勘察设计院集团有限公司, 武汉 430063)

**摘要:**以一次泵空调冷水系统为研究对象, 针对其水力特性与节能方式进行了理论分析。结果表明: 末端为空调机的一次泵水系统易出现大温差小流量的情况, 而末端为空调机与风机盘管组合形式的系统易出现小温差大流量情况。在冷负荷减少时, 为更好的确保一次泵空调冷水系统节能运行, 采用定水量系统调节冷水机组出口水温时应减少水系统的旁通水量; 采用水泵变频调节且水泵所占空调水系统能耗比大于 0.3, 当系统的水力特性越接近末端为空调机形式的水力特性时, 采用水泵变频调节效果越好(节能率大于 10%)。在采用调节冷水机出水温度和变频调节冷水量匹配冷负荷时, 冷水过量情况仍然存在, 需旁通水量, 水泵定频和变频时, 可分别根据单台冷水机水流量的 1.2~1.8、0.2~1 倍来选择旁通管径。

**关键词:**空调冷水; 节能; 水力特性; 旁通管

**中图分类号:** X705      **文献标志码:** A      **文章编号:** 1674-4764(2010)06-0100-05

## Hydraulic Characteristics and Energy Efficiency of An Air Conditioning Chilled Water System With Primary Pumps

GAO Ya-feng<sup>1</sup>, LI Bai-zhan<sup>1</sup>, CHEN Yu-yuan<sup>2</sup>, LIU Xiao-qing<sup>1</sup>, JIN Zhen-xing<sup>1</sup>

(1. Key Laboratory of the Three Gorges Reservoir Region's Eco-Environment, Ministry of Education, Chongqing University, Chongqing 400045, P. R. China; 2. China Railway Siyuan Survey and Design Group Co. Ltd, Wuhan 430063, P. R. China)

**Abstract:** The hydraulic characteristics and energy-saving performance of a chilled water system with primary pumps is analyzed. It is proved that the hydraulic characteristics of the system with terminal of the air conditioners tends to large temperature differences and small flow rate, while the hydraulic characteristics of the system with terminal of the combination of fan coil units and air conditioners tends to large flow rate and small temperature differences. When the cooling load is reduced, in order to ensure the energy-saving performance of the primary pump system, the fixed chilled water flow is required. If the fixed water flow system is adopted to regulate the outlet water temperature, the bypass water flow rate should be decreased as much as possible. If the pump frequency regulation is selected, and the proportion of energy consumption of the pump accounts for 30% of the total at the same time, the more the system's hydraulic characteristics approaches that of air conditioners, the higher the energy-saving rate will be, which could be markedly greater than 10%. By regulating the water temperature and cold water quantity, over flow of chilled water still exists. Therefore, bypass water flow should be provided. And the bypass pipe diameter is determined respectively by the water flows which are 1.2 ~ 1.8 or 0.2 ~ 1.0 times larger

**收稿日期:** 2010-05-18

**基金项目:** 国家“十一五”科技支撑计划重大项目(2006BAJ02A09); 国家自然科学基金重点项目(50838009); 重庆大学研究生科技创新基金项目(CDJXS10210004)

**作者简介:** 高亚锋(1979-), 男, 博士生, 主要从事建筑节能与建筑热环境的研究, (E-mail) gaoyafeng79@126.com。

李百战(联系人), 男, 教授, 博士生导师, (E-mail) baizhanli@cqu.edu.cn。

than that of a single chiller when the pump works in frequency conversion and constant frequency.

**Key words:** air conditioning chilled water; energy conservation; hydraulic characteristics; bypass pipe

一次泵空调冷水系统可分为定流量与变流量 2 种水系统,已广泛应用于公共建筑的空调工程中<sup>[1]</sup>,它的合理设计与有效管理是一个集中空调系统节能的非常重要的一部分<sup>[2-4]</sup>。尽管许多学者对于一次泵空调冷水系统的节能设计与运行管理方面做了一些工作<sup>[5-7]</sup>,但在实际空调工程运行过程中仍然存在一些问题,对于冷水定流量系统,常出现 1 台水泵工作不能满足设定温度的需要,但运行 2 台水泵则过量,造成能量浪费的情况,且管道压力超过设计值时,管道保护阀自动打开,进一步造成浪费<sup>[6]</sup>;对于冷水变流量系统,当水泵能耗占空调水系统的能耗比例大于 20% 时,冷水变流量具有显著节能效果<sup>[9-11]</sup>,但对于不同空调末端形式的空调水系统具体的水力特性、旁通管的选择以及节能状况尚待解决。目前,虽然在一次泵空调水系统中,末端全为风机盘管形式的水力特性已经非常明确<sup>[12]</sup>,但末端全为空调器或空调器与风机盘管组合的空调水系统的水力特性需进一步研究。同时一次泵空调水系统定流量旁通管的选择现已有成熟的表格可供参考<sup>[13]</sup>,但对于一次变频泵空调水系统旁通管的选择尚不明确。在综合分析一次泵空调水系统节能运行存在问题的基础上,为确保一次泵空调水系统的高效节能运行,分析并了解其各种空调末端形式的水系统的水力特性及其节能实现方式非常重要。

为此,以一次泵空调水系统为研究对象,针对空调机或空调机和风机盘管组合的 2 种方式的水力特性,冷水机的出口水温调节和水泵变频时的节能实现方式,对实现其水系统节能运行时的旁通管的选择等进行了研究。

## 1 一次泵水系统水力特性分析

### 1.1 末端全是空调机的情况

采用电动二通阀进行调节的空调机系统,通过改变二通阀的开度使末端水量与负荷变化相适应。要确定整个空调机水系统瞬态相对供冷量与相对水量的关系,首先要确定单个空调机的换热特性。文献<sup>[14]</sup>通过对各种类型换热器的热工数据整理分析,得到了单个空调器的相对冷量  $\bar{Q}$  与相对水量  $\bar{G}$  的关系:

$$\bar{Q} = \bar{G}^{0.424} \quad (1)$$

由式(1)可得单个空调机的相对水量与相对冷量之间的关系图 1(图中虚线为参照线),可看出,  $\bar{Q} \geq \bar{G}$ 。

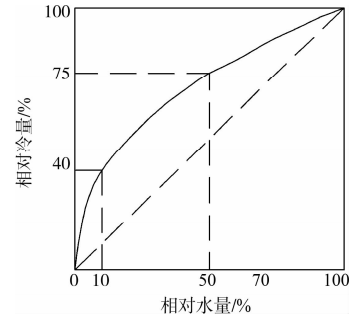


图 1 空调机相对水量与相对冷量曲线图

对于商业性建筑而言,各个区域的负荷差别不大,变化大致相同,每台空调器都是根据所负担区域的负荷变化而独立控制的,所以可以认为每台空调器的瞬态相对供冷量相同且等于整个系统的瞬态相对供冷量,并且整个系统的相对冷量与相对水量也满足式(1)。即在部分负荷下,水量的减少比供冷量的减少要快,末端会出现大温差小流量的现象,例如 50% 的水量就可以输送 75% 的冷量。

### 1.2 末端为空调机与风机盘管组合的情况

对于裙房为商业性用房而塔楼为办公楼/写字楼的建筑,基本上是采用空调机与风机盘管组合形式(裙房采用空调机,办公楼、写字楼为风机盘管)。在水系统中,一般将塔楼与办公部分单独分区,因此可以将它们看成 2 个独立的系统,可以分别对 2 个系统进行处理。

压差旁通阀设定压差与末端单个风机盘管支路的设计压差之比一般在 4~6 之间,假定取值为 5。风机盘管系统立管数  $r$  一般在 10 以上,文献<sup>[15]</sup>表明空调负荷小于 10% 的情况只占到总时间的 3.5% 左右,所以对总开启率  $B < 1/r$  的情况不予考虑。对于  $r \geq 10$  的情况,  $r^2/(r-1)^2$  的值如表 1 所示:

表 1 对于不同的  $r, r^2/(r-1)^2$  的数值

立管数	10	12	14	16	18
$r^2/(r-1)^2$	1.24	1.19	1.16	1.14	1.12

由表 1 可以看出随着  $r$  的增大,  $r^2/(r-1)^2$  的值逐渐减小,并接近于 1,取  $r^2/(r-1)^2$  等于 1.2。假定实际水量等于最大值和最小值的算术平均值,并根据文献<sup>[12]</sup>的结果,风机盘管水系统的相对水量与相对冷量分别存在一个最大值与最小值,因此得到关系式(2)和(3):

$$\bar{G} = \frac{B}{2} (1 + \sqrt{1 + 4.8(1-B)^2}) \quad (2)$$

$$Q = B \left[ \frac{1 + \sqrt{1 + 4.8(1-B)^2}}{2} \right]^{0.424} \quad (3)$$

在不同的  $B$  (风机盘管电磁阀总开启率) 下, 可以得出相对水量与相对冷量。根据式(2)–(3)得  $\bar{Q}$  和  $\bar{Q}$  关系图 2, 由图可知以通断控制的风机盘管水系统与空调机水系统的整体特性相反。在系统供回水压差维持在设计压差时, 部分负荷下, 系统水量的减少比供冷量的减少要慢, 水系统会出现小温差大流量的运行工况, 50% 的水量只能输送 40% 的冷量。因此开启的风机盘管水流量都将超过设计值。

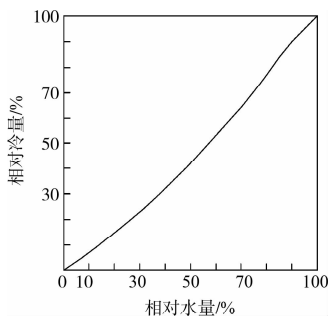


图 2 风机盘管系统相对水量与相对冷量关系图

对于风机盘管与空调机组成的水系统, 其最终的水力特性曲线应与两者的系统设计负荷之比有关。为简化起见作以下假定:

1) 设计状态下空调机系统的总冷量与风机盘管系统的冷量之比为  $m$ , 此时两者设计水量之比也为  $m$ ;

2) 各个末端的负荷变化率相同且等于整个系统的负荷率。

当系统的相对冷量与相对水量成线性关系时即  $\bar{Q} = \bar{G}$  时, 以及图 1、图 2, 得到临界值  $m_0$ 。如图 3。当  $m$  大于  $m_0$  时, 水力特性呈现空调机的特性, 当  $m$  小于  $m_0$  时, 水力特性呈现风机盘管的特性。对于一般的末端采用空调机与风机盘管的系统,  $m$  约为 1.0; 对于风机盘管与新风机组成的系统,  $m$  约 0.3。因此对于多数的集中空调系统都可以认为整个系统的水力特性与空调机的水力特性相符, 即  $\bar{Q} \geq \bar{G}$ 。

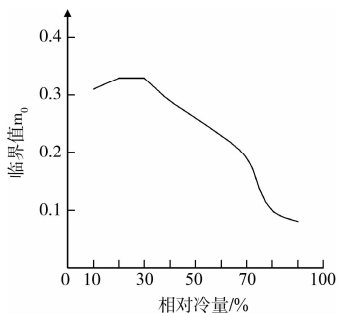


图 3 相对冷量与临界值  $m_0$  的关系

## 2 一次泵水系统节能方式分析

对一次泵空调水系统 2 种末端形式的水力特性

分析结果表明, 2 种形式的末端负荷变化时, 水系统的水量变化相反。在此基础之上, 为确保一次泵空调水系统的节能实现, 下面通过 2 个方面进行阐述。

### 2.1 出口水温调节

在负荷减小且水泵运行台数不变时, 单位制冷量的能耗增加, 并且随着旁通水量的增加, 能耗也随之加大, 所以应设法减小旁通水量<sup>[13]</sup>。并且旁通水量的减少, 使冷水机侧的水量接近于用户侧的水量, 使进入蒸发器的水温接近用户侧回水温度, 可以提高冷水机的 COP。当旁通水量较大时, 可认为是用户侧流量偏小, 此时可以适当提高冷水机出口水温的设定值, 就会使用户侧水阀开度变大, 流量增加, 供回水温差减小, 旁通的水量将会减少, 进入蒸发器的水温升高, 出口水温的设定值提高, 冷水机的 COP 值也会增大, 虽然水泵的能耗并没有减少, 但整个系统单位制冷量的能耗却减少了。随着用户侧水阀的逐渐开大, 流量的不断增加, 供回水温差会逐渐减小, 当温差小于用户侧希望的最小温差时, 此时表明供水温度过高, 应降低冷水机的出口水温设定值。

### 2.2 水泵的变频调节

随着制冷机控制技术的发展, 制冷机冷凝器与蒸发器内的水流量允许在一定的范围内变化, 一般为设计流量的 30%~130% 之间, 因此有人提出了对一次泵系统直接采用变流量的方式运行<sup>[15-16]</sup>。

冷水机组流量过低会使冷水机组的效率下降很快, 并且会加速结垢, 所以将冷水机组的流量下限定在额定流量的 60%<sup>[15]</sup>。图 4 各给出了某一冷水机组的相对流量变化对机组 COP 影响的曲线<sup>[10]</sup>。由图 4 可以看出在机组流量减少时, 冷水机组的效率也随之减小, 冷水机组相对耗功会增加, 但是水流量的减少会使冷冻水泵的能耗大大降低, 两者对整个系统的能耗影响是相互矛盾的。定义  $n$  及冷水系统综合 COP 如下:

$$n = W_2 / (W_1 + W_2) \quad (8)$$

$$\text{COP} = Q_0 / (W_1 + W_2) \quad (9)$$

式中:  $Q_0$  为系统提供的冷量,  $W_1$ 、 $W_2$  分别为所有运行的冷水机组的耗功量与水泵的耗功量, 单位均为 kW。冷水系统综合 COP 为系统变流量后, 整个系统的能耗情况。

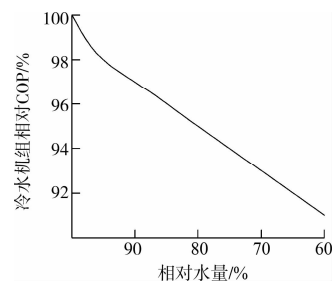


图 4 冷水机组的性能曲线

由于水泵变频前后的水泵工作点很难满足相似条件,因此水泵耗功随水量的3次方比例减小也就很难实现。为简化起见,假定水泵的耗功按水量3次方比例关系的基础上再乘以0.8的系数<sup>[10]</sup>。

根据节能量与各个水量运行的时间可以得到总节能量,令总节能量为零,可以得到水泵能耗所占的临界比例见图5、6。从图5和6可看出:当系统水力

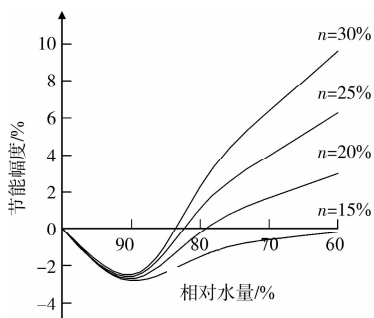


图5 水力特性为直线时节能幅度

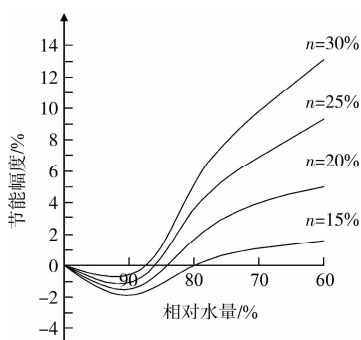


图6 水力特性为空调机时节能幅度

特性曲线分别为直线与空调机特性曲线时,水泵能耗所占的比例分别约为18%与15%为临界状态,水泵能耗比例在临界值以上时,系统都是节能的;随着水泵所占能耗比例的增加,综合COP的增加幅度也随之加大,并且系统的水力特性越接近于空调机的水力特性,系统的节能幅度也越大;在相对流量为90%以上时,系统不节能,但由于在这段时期的运行总时间在3.6%以下,而系统有90%的时间在80%负荷以下运行,所以在这段时间运行费用的增加比起低流量时所节省的费用是微不足道的。

根据上面分析可以看出:是否采用水泵变频的方式,要取决于水泵能耗所占的比例以及系统的水力特性曲线,若系统的水力特性越接近于空调机的水力特性曲线(图1)并且水泵所占的能耗比例越大,则采用变频调节方式节能效果是相当显著的。

### 3 旁通管的选择

根据前面的分析,不管水系统采用变频与否,均存在系统负荷降低或关闭冷水机组时,冷水相对于水泵过量情况存在,在这种情况下,旁通管的选择也

是一个节能水系统的重要环节之一。文献[17]表明有86%以上的冷水机被用在2台以及2台以上的冷水机组组合的应用场合。以下主要针对冷水机组的台数大于等于2台的情况下,对水系统采用与未采用变频时的旁通管选择方法进行了分析。

#### 3.1 水系统未采用变频调节时

根据上面的分析,当 $m \geq 0.3$ 时,空调水系统的特性曲线接近其末端全是空调机的特性曲线,即末端水量减少要比冷量减少的幅度快,也就是说旁通管中的水量有可能大于一台水泵的流量。在末端全是空调机的情况下,分别为2台和3台冷水机时,根据末端所需的总水量(由式1)和水泵的总水量,随着负荷的变化,旁通流量相对单台水泵的水量的曲线如图7、8。可以看出,随着冷水机组台数的增加,旁通水量的峰值也随之增加,最大水量出现在冷水机的运行台数由设计台数向减小一台时的过渡工况。在制冷机组台数为2台、3台时,旁通水量的峰值分别为单台水泵流量的1.6与1.8倍,所以根据单台水泵的流量来选择旁通管管径,或者以旁通水量等于单台水泵的流量来控制冷水机的停机是不合适的。旁通管的流量应根据单台冷水机组水量的1.2~1.8倍来选择,在 $m$ 较小与冷水机台数较少时,可按下限来选择;当 $m$ 较大与冷水机台数较多时,可按上限来选择。

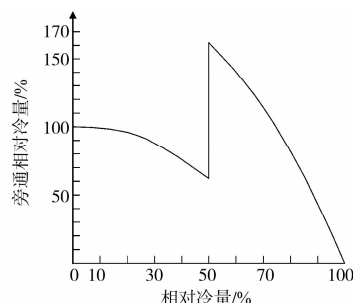


图7 2台冷水机时的旁通流量相对单台水泵的流量

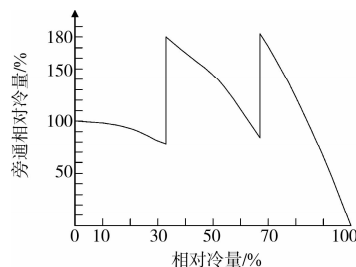


图8 3台冷水机时的旁通流量相对单台水泵的流量

#### 3.2 水系统采用变频调节时

由于冷水机组的流量下限为额定水量的60%,此时提供的冷量要大于60%,所以在负荷降到60%之前,水泵不能再降低转速,水泵与冷水机组均应作

定流量运行,此时旁通管也是必须的,应通过压差旁通阀旁通富余的水量,直到系统的冷量降低到可以少开一台冷水机组就能满足末端的负荷需要为止。由于水泵的变频调节作用,可以按单台冷水机的20%~100%来选择旁通管。在 $m$ 较小,可以按下限来选择;当 $m$ 较大与冷水机台数较多时,可以按上限来选择。

#### 4 结语

1)对于末端为空调机(新风机)与风机盘管组成的水系统,整个末端系统的水力特性与空调机的水力特性曲线相符,即水量要比冷量减少的快。

2)在水泵所占空调水系统能耗比例大于0.3时,系统的水力特性越接近于空调机的水力特性时,采用水泵变频的方法节能效果是相当显著,节能幅度大于10%。

3)在水泵未采用变频时,可以根据单台冷水机水量的1.2~1.8倍来选择旁通管;水泵变频时,按单台冷水机流量的20%~100%来选择。其具体数值要根据整个系统的水力特性以及冷水机组的台数确定。

#### 参考文献:

- [1] THOMAS B HARTMAN. Design issues of variable chilled-water flow through chillers [J]. ASHRAE Trans, 1996, 102: 679-683.
- [2] MA Z J, WANG S W. Energy efficient control of variable speed pumps in complex building central air-conditioning systems[J]. Energy and Building, 2009, 41(2): 197-205.
- [3] JIN X, ZHANG X S. Simulation study on the performance of constant and variable cooling water flow under part load for scroll chiller[C]//Cryogenics and Refrigeration Proceedings, 2008: 614-618.
- [4] YU F W, CHAN K T. Optimization of water-cooled chiller system with load-based speed control [J]. Applied Energy, 2008, 85(10): 931-950.
- [5] 赵天怡, 张吉礼, 孙德兴. 变流量空调水系统热力稳定性动态分析[J]. 天津大学学报, 2009, 42(9): 833-838. ZHAO TIAN-YI, ZHANG JI-LI, SUN DE-XING. Dynamic analysis of thermodynamic stability in variable water flow HVAC system [J]. Journal of Tianjin University, 2009, 42(9): 833-838.
- [6] THOMAS H D. Evolving design of chiller plants [J]. ASHRAE Journal, 2005, 47(11): 40-50.
- [7] TERRY MOSES. Variable primary flow: important lessons learned [J]. HVAC Engineering, 2004, 73(7): 40-43.
- [8] 晋欣桥, 李晓锋, 任海刚. 楼宇空调变水量冷媒水系统实时优化控制[J]. 上海交通大学学报, 2003, 37(7): 1129-1133.
- JIN XIN-QIAO, LI XIAO-FENG, REN HAI-GANG. On-line optimal control of variable water volume systems in HVAC systems [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2003, 37(7): 1129-1133.
- [9] 汪训昌. 空调冷水系统的沿革与变流量一次泵水系统的实践[J]. 暖通空调, 2006, 36(7): 32-41. WANG XUN-CHANG. Evolution of air conditioning chilled water systems and practice of variable primary flow chilled water systems [J]. HV&AC, 2006, 36(7): 32-41.
- [10] 孟彬彬, 朱颖心, 林波荣. 部分负荷下一次泵水系统变流量性能研究[J]. 暖通空调, 2002, 32(6): 108-110. MENG BIN-BIN, ZHU YING-XIN, LIN BO-RONG. Performance of the primary-pump water system with variable flow under partial load [J]. HV&AC, 2002, 32(6): 108-110.
- [11] 于戈, 黄华军. 变流量空调水系统的二通调节阀特性分析与选用[J]. 矿冶, 2006, 15(1): 89-92. YU GE, HUANG HUA-JUN. Features and selection of regulating valve in variable flow water systems for air-conditioning [J]. Mining & Metallurgy, 2006, 15(1): 89-92.
- [12] 朱伟峰, 江亿. 电磁阀通断控制的风机盘管水系统整体水力和热力特性分析[J]. 暖通空调, 2003, 33(4): 36-43. ZHU WEI-FENG, JIANG YI. Hydraulic and thermodynamic analysis of fan-coil unit water system with on-off control valves [J]. HV&AC, 2003, 33(4): 36-43.
- [13] 屈国伦. 单式泵空调水系统中旁通阀及水泵的选择[J]. 暖通空调, 1995, 5: 46-48. QU GUO-LUN. Selection of pumps and by-pass valves for air conditioning water systems with single pumps [J]. HV&AC, 1995(5): 46-48.
- [14] MEHRABIAN M A. Construction, performance, and thermal design of plate heat exchangers [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part e-Journal of Process Mechanical Engineering, 2009, 223 (E3): 123-131.
- [15] 黄文厚, 李娥飞, 潘云刚. 一次泵系统冷水机组变流量控制方案[J]. 暖通空调, 2004, 34(4): 65-69. HUANG WEN-HOU, LI E-FEI, PAN YUN-GANG. VVW control strategies of chillers in primary pump systems [J]. HV&AC, 2004, 34(4): 65-69.
- [16] THOMAS HARTMAN. New horizons for HVAC control [J]. HPAC J, 1995(3): 75-83.
- [17] 叶蔚, 张旭, 王松庆, 等. 夏季不同冷水机组联合运行节能控制策略研究[J]. 制冷技术, 2009(1): 25-29. YE WEI, ZHANG XU, WANG SONG-QING, et al. Research on energy efficiency control strategy for chillers with different performances operating in combination in summer [J]. Refrigeration Technology, 2009(1): 25-29.