

# 冷冻水系统三次泵变流量的节能控制策略

蒋小强, 许媛媛, 方永林

(福建工程学院 生态环境与城市建设学院, 福建 福州 350118)

**摘要:** 根据当前三次泵的运行特点, 分析了潜在的三次泵变流量运行方案; 并以某建筑为例, 比较了供冷季节三次泵系统与传统二次泵系统的水泵总能耗, 得出三次泵变流量可节能 30.61%; 最后对三次泵变流量的控制运行方案进行了分析。结果表明, 三次泵变流量系统的运行策略比常规一次或二次泵变流量系统复杂, 负荷的变化方向将影响水泵运行调节次序。当末端负荷增加时, 应先增加一次泵或二次泵流量, 最后增加三次泵流量; 而末端负荷减少时, 应先降低三次泵流量, 然后减少二次泵和一次泵流量。

**关键词:** 制冷机房; 三次泵; 变流量; 控制策略

中图分类号: TU831.3

文献标志码: A

文章编号: 1672-4348(2014)06-0541-05

## Energy-saving control strategy for chilled water systems of primary-secondary-tertiary pump

Jiang Xiaoqiang, Xu Yuanyuan, Fang Yonglin

(College of Ecological Environment and Urban Construction, Fujian University of Technology, Fuzhou 350118, China)

**Abstract:** The potential running programs of primary-secondary-tertiary variable flow pumps were analysed in accordance with the characteristics of the current three-level variable flow pumps. The total energy consumption of the chilled variable flow pumps in cooling season was compared with that of the conventional secondary pump system. Illustrated by a case of example, a 30.61% of energy saving was obtained with the three-level variable flow pumps. The control schemes of the three-level variable flowing pumps were discussed. The results indicate that the control schemes of the three-level variable flowing pumps are more complex than that of the primary or secondary variable flowing pumps, that the changing of loads affect the adjustment of the flowing pumps. When the end loads increase, the flow of the first level or the second level flowing pumps should be increased followed by the tertiary flowing pumps; When the end loads decrease, the flow of the tertiary pumps should first be lowered followed by the secondary and the primary pumps.

**Keywords:** chilled water plant; primary-secondary-tertiary pump; variable flow; control strategy

对于大型热泵系统(制冷工况), 冷冻水侧输送距离可能达数千米以上, 水泵扬程大, 冷冻水泵能耗高<sup>[1]</sup>。当前大多数冷冻水侧节能主要从降低一次泵或二次泵能耗入手<sup>[2]</sup>, 但在实际的大型制冷系统冷冻水侧, 由于用户端离制冷主机较远,

除了存在克服主机阻力的一次冷冻水泵, 还有二次泵系统和三次泵系统。这种系统形式以某个建筑物或某个区域为冷冻水输配对象而设置一个或一组水泵, 与常见的一次泵/二次泵系统结合在一起, 即为三次泵(PST, primary-secondary-tertiary

收稿日期: 2014-10-25

基金项目: 广东省自然科学基金资助项目(S2012040007903); 福建工程学院科研启动基金资助项目(GY2014018)

第一作者简介: 蒋小强(1980-), 男(汉), 湖南岳阳人, 副教授, 博士, 研究方向: 制冷空调节能技术。

pumping system)<sup>[3]</sup>, 目前这些水泵多采用定速水泵, 即三次泵定流量系统。袁建新<sup>[4]</sup>介绍了三次泵变流量系统, 刘国强<sup>[5]</sup>分析了改良三次泵水系统的方案, 张建利等分析了三次泵系统的水力平衡问题。为了降低冷冻水输配管网的能耗, 本文将根据二次泵/三次泵的设计思想, 对基于末端侧的三次泵变流量的控制策略和节能潜力进行初步研究。

## 1 基于末端侧的三次泵系统初步分析

空调水系统的水泵可分为 2 类, 一是输送冷却水的源侧水泵; 一是输送冷冻水的负荷侧水泵。在本文中, 负荷侧水泵将再细分为主机侧水泵和末端侧水泵, 主机侧水泵是接近冷(热)水机组的水泵, 如图 1 所示; 而末端侧水泵是接近用户端的水泵, 如图 2 所示。

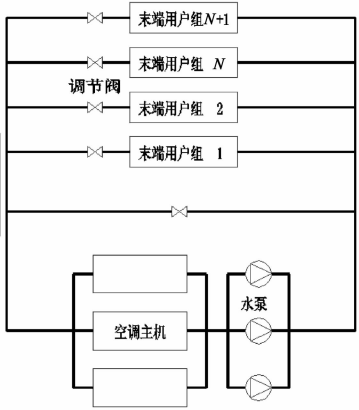


图 1 基于主机侧的一次泵冷冻水系统

Fig. 1 Chilled water system based on host side

显然, 基于末端侧的水泵系统, 不需要每台水泵均按最不利阻力损失设计, 只要满足本环路最不利要求即可, 从而实现水系统输送能耗的降低。但由于主机均有最小流量的限制, 因而这种末端侧水泵系统的控制策略要求较高。

在大型制冷系统中, 由于部分空调末端离制冷机房有较远距离, 为了克服主机阻力、末端设备阻力、沿程阻力和局部阻力等, 常用多级泵来完成冷冻水的输送。最为常见的是一次泵用于克服主机阻力, 二次泵用于克服管道阻力和末端设备阻力, 见图 3。

随着大型制冷系统的广泛应用和使用末端日益繁多, 近年来出现了三次泵系统。三次泵作为

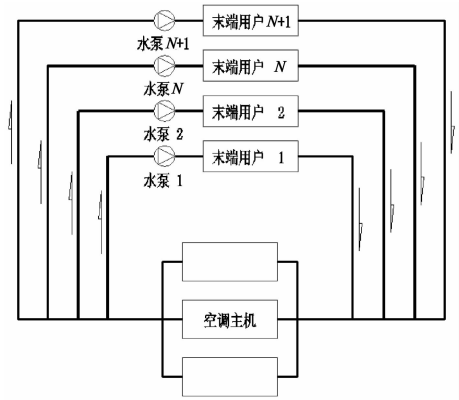


图 2 基于末端侧的一次泵冷冻水系统

Fig. 2 Chilled water system based on end side

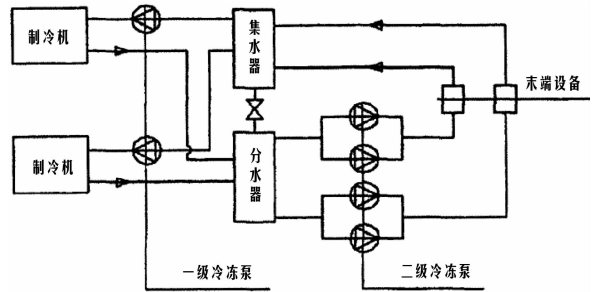


图 3 传统大型制冷系统冷冻水输送方式

Fig. 3 Chilled water conveying mode at traditional large chilled water plant

二次泵变流量系统的延伸, 在大型制冷系统尤其是区域供冷系统中, 显示出了强大的节能优势。目前, 三次泵技术已经在欧美等发达国家得到了较为广泛的应用, 但在国内的应用还不多见。

根据图 1 和图 2, 可以认为三次泵系统属于基于末端侧的水泵。依据三次泵系统末端供冷的形式, 主要可以分为区域直接供水、板式换热器和混合型 3 类, 见图 4、图 5 和图 6。可以看出, 三次

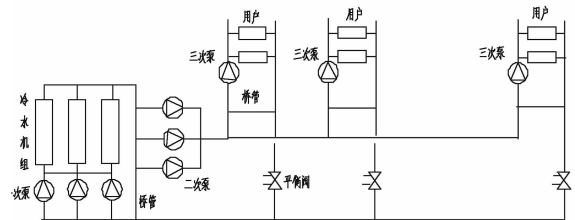


图 4 区域直接供水的三次泵系统

Fig. 4 Primary-secondary-tertiary pumping system for direct-supply water

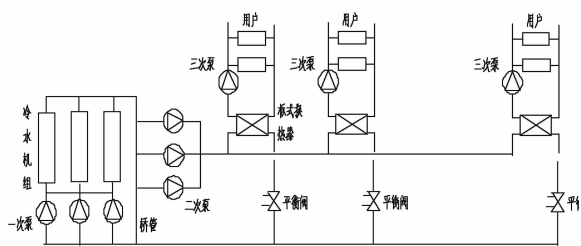


图5 二次侧末端为板式换热器的三次泵系统

Fig. 5 Primary-secondary-tertiary pumping system with plate heat exchanger-based secondary ends

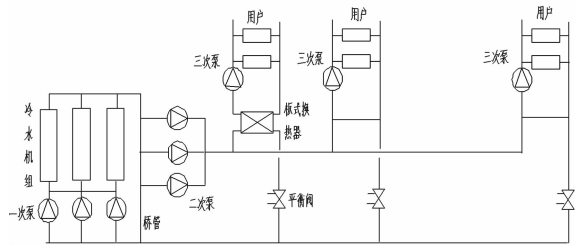


图6 二次侧末端为混合型三次泵系统

Fig. 6 Primary-secondary-tertiary pumping system with mixed type secondary side ends

泵冷冻水系统是一种分布式加压泵系统,将整个冷冻水系统分为3个相对独立的回路,分别进行冷冻水生产、冷冻水输送和冷冻水分配,各回路均设由循环泵辅助提供本回路循环动力。

与二次泵系统相比,三次泵系统在理论上具有改善系统的水力工况及循环、减少二次泵的扬程及冷冻水系统总能耗的优点。由于三次泵系统扩展二次泵系统,可根据负荷需要配置相应的三次水泵,并通过调节水泵转速来匹配负荷要求,而桥管(平衡管)的设置使各个回路之间水力工况相对独立;各回路之间水力耦合性小;能有效地避免各个回路调节工况时的相互干扰;无最不利回路存在;系统水力平衡性和稳定性好。同时,由于三次泵独立运行,各个三次水泵负责区域内各个末端设备的供水,并满足它们对流量和扬程的需求;故三次水泵只需要提供合适的扬程满足最远桥通路的流量需求即可,无需满足最不利工况扬程的需求,因此,大大降低二次侧水泵的扬程和功率需求。

基于三次泵系统的理论意义,为了探明三次泵系统的节能潜力,本文以图4所示的区域直接供水为研究模型,分区域对水泵采用不同控制策

略,对二次泵/三次泵变流量水泵能耗进行定量分析。

## 2 节能方案实例

三次泵系统理论上存在4种运行方案,见表1。考虑到当前冷水机组多采用定流量以保证其安全运行,而二次泵和三次泵变流量不存在技术问题,这里主要对适于工程实际而节能潜力较大的方案3进行计算分析。首先将对一次泵定流量/二次泵变流量/三次泵变流量(后文简称三次泵系统)的二次和三次侧水泵能耗进行计算,然后对传统一次泵定流量/二次泵变流量(后文简称二次泵系统)的能耗进行比较分析(因为一次泵能耗相同,故不进行计算)。

### 2.1 系统模型

选取某商业建筑,总建筑面积为418 086 m<sup>2</sup>,其中空调面积230 000 m<sup>2</sup>。为简化分析,这里仅以某供冷区域为模型,该区空调面积为72 217 m<sup>2</sup>,冷量需求为254 kW,二次侧水泵总扬程为50 m。供冷期为120 d,全天供冷。

表1 三次泵系统运行方案

Tab. 1 The operation scheme of primary-secondary-tertiary pumping system

运行方案	泵位置		
	一次侧	二次侧	三次侧
1	定流量	定流量	定流量
2	定流量	定流量	变流量
3	定流量	变流量	变流量
4	变流量	变流量	变流量

### 2.2 二次泵系统能耗

考虑到最不利回路的系统阻力以及空调区域的要求,选取立式双吸泵2台,单台流量为439 m<sup>3</sup>/h,扬程为50 m,额定功率为72 kW,总运行时间为2 880 h(按24 h/d)计算。由于一次泵机组均采用相同的定流量系统,故下面仅对二次泵能耗进行计算。水泵能耗模型根据水泵变流量时工况下的实测能耗进行拟合,其拟合关联式为

$$W_{\text{pump}} = b_0 + b_1 \left( \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{\text{rated}}} \right) + b_2 \left( \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{\text{rated}}} \right)^2 + b_3 \left( \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{\text{rated}}} \right)^3 \quad (1)$$

式(1)中的 $W_{\text{pump}}$ 为水泵能耗,kW; $\dot{m}$ 为质量流量,kg/s; $\dot{m}_{\text{rated}}$ 为额定质量流量,kg/s; $b_0, b_1, b_2, b_3$



表5 三次泵末端侧第二组水泵的全年总能耗

Tab.5 The annual energy consumption of second set of pumps at tertiary pumping system

相对流量/ %	实际流量/ ( $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ )	相对扬程/ %	实际扬程/ m	时间比例/ %	运行时间/ h	单泵功率/ kW	水泵 总效率	水泵总功率/ kW	能耗/ ( $\text{kW} \cdot \text{h}$ )
100	58.4	100	20	2	57.6	3.83	0.83	19.15	1 103.27
75	43.8	75	15	10	288.0	2.26	0.79	11.32	3 260.05
50	29.2	50	10	40	1 152.0	1.07	0.74	5.37	6 187.24
25	14.6	25	5	48	1 382.4	0.29	0.68	1.46	2 019.95
总计									12 570.51

表6 三次泵末端侧第三组水泵的全年总能耗

Tab.6 The annual energy consumption of third set of pumps at tertiary pumping system

相对流量/ %	实际流量/ ( $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ )	相对扬程/ %	实际扬程/ m	时间比例/ %	运行时间/ h	单泵功率/ kW	水泵 总效率	水泵总功率/ kW	能耗/ ( $\text{kW} \cdot \text{h}$ )
100	58.4	100	25.00	2	57.6	4.79	0.83	23.94	1379.08
75	43.8	75	18.75	10	288.0	2.83	0.79	14.15	4 075.06
50	29.2	50	12.50	40	1 152.0	1.34	0.74	6.71	7 734.05
25	14.6	25	6.25	48	1 382.4	0.37	0.68	1.83	2 524.94
总计									15 713.14

根据表4、表5和表6的计算结果,可知三次泵冷冻水系统末端侧各组水泵的全年总能耗的总和为37 711.54 kW·h,与三次泵系统二次侧水泵的能耗相加,即得三次泵系统二次/三次水泵的总能耗为134 941.38 kW·h。

#### 2.4 三次泵系统和二次泵系统能耗比较

根据计算结果,可知采用三次泵系统的总能耗为134 941.38 kW·h;而采用二次泵系统水泵总能耗为194 459.68 kW·h,比三次泵系统能耗高出59 518.30 kW·h。不难看出,采用三次泵系统,则在供冷季节可节省水泵能耗30.61%。显然,采用三次泵系统水泵节能效果显著,这可能主要与三次泵水系统更能适应大型制冷系统各个末端负荷变化的趋势有关。

### 3 三次泵变流量控制策略

三次泵系统可以同时3个环路中变流量运行,但某一环路变流量,可能对另外一个环路产生一定的影响,如影响水力平衡,也可能导致冷热不均等问题。限于篇幅和时间限制,这里只针对三次泵变流量最基本的冷量平衡问题进行分析。

三次泵变流量与传统的一次或二次泵变流量有很大区别。为了实现流量匹配,在对三次泵变流量运行控制策略进行设计时,必须区分负荷增加或负荷减小2种情形。

当末端负荷增加而冷冻水供回水温度不变时,应考虑某个三次泵流量增加而对其它三次泵流量产生影响,如果采用表1中的第3种变流量运行方案,三次泵流量增加而二次泵流量不增加或滞后,则无法满足系统要求;因此应先增加二次泵变流量,再增加三次泵流量。而对于表1中的第4种方案,则应先对一次泵进行变流量,然后依次对二次泵和三次泵进行变流量运行。

当末端负荷减少时,某个末端三次泵流量先降低,即使仍有流量多出,二次泵的桥管分流;待工况稳定后,再后依次降低二次泵和(或)三次泵流量。

显然,三次泵系统的变流量运行方案比常规一次泵或二次泵变流量方案复杂,选择合理的设备调节顺序对于末端用户温度的保证及系统运行的稳定有重大影响。

### 4 结论

1)三次泵变流量系统节能潜力较大。根据某建筑模型的三次泵系统与传统二次泵系统的水泵能耗数据,可看出三次泵变流量系统可节能30.61%;

2)三次泵变流量系统的运行策略比常规一次或二次泵变流量系统复杂,负荷的变化方向将影响水泵运行调节次序。当末(下转第550页)

由图 6 可知,吸水初期,树脂的吸水率随着时间的增加而快速上升,但随着树脂达到饱和,吸水率慢慢趋于恒定。当吸水 10 h 左右后,树脂达到饱和,几乎不再吸水。

### 3 结论

1) 采用超声波细胞粉碎法,以 AA 和 AM 为单体, $K_2S_2O_8$  为引发剂,NMBA 为交联剂,成功合成了疏松、多孔、具有三维网状结构的 P(AA - AM) 高吸水性树脂。

2) 通过正交实验得出反应最佳条件:AA 中

和度为 70% ; $T = 50\text{ }^\circ\text{C}$  ; $n(\text{AM}) : n(\text{AA}) = 0.3$  ; $m(\text{NMBA}) : m(\text{AM} + \text{AA}) = 0.05\%$  ; $m(K_2S_2O_8) : m(\text{AM} + \text{AA}) = 0.2\%$  。在优化条件下合成的高吸水性树脂的吸水率最大为 398.172 g/g。树脂的结构表征证实,共聚物形成的三维网状多孔结构是树脂具有高吸水性的主要因素。

3) 超声波细胞粉碎法有效合成了 P(AA - AM) 高吸水性树脂,且反应时间与传统聚合方法相比大大缩短,为合成高分子树脂提供了一种简便、高效的方法,并且可拓展到其他新型高吸水性树脂的合成中。

### 参考文献:

- [1] 邹新禧. 超强吸水剂[M]. 北京:化学工业出版社,2002.
- [2] Zhou W L, Zhang Y, Jin K M, et al. Synthesis and characterization of functionalized acrylic-acrylamide-based superabsorbent gels[J]. J Appl Polym Sci, 2009, 114: 2828 - 2836.
- [3] 袁月, 申锋, 胡树文. 后交联型聚丙烯酸/丙烯酰胺高吸水性树脂的研究[J]. 化工新型材料, 2012, 40(6): 97 - 99.
- [4] 陈育宏, 曹爱年. 聚丙烯酸盐高吸水树脂的合成[J]. 科技进展, 2001, 15(12): 26 - 28.
- [5] 罗志河, 杨万泰, 杨正根. 紫外光引发制备高吸水树脂研究进展[J]. 高分子通报, 2010(5): 12 - 16.
- [6] 谭德新, 王艳丽, 徐国财, 等. 不加引发剂微波法合成高吸水性树脂的性能研究[J]. 化工新型材料, 2009, 37(1): 30 - 31.
- [7] 来水利, 韩武军, 李斌强. 微波辐射下聚丙烯酸 - 丙烯酰胺高吸水性树脂的制备[J]. 精细石油化工, 2010, 27(3): 9 - 11.
- [8] 葛华才, 黄国荣, 文庆炳. 无引发剂下微波辐射法制备壳聚糖 - 丙烯酸高吸水材料[J]. 材料导报, 2007, 12(2): 85 - 87.
- [9] 王斌, 马祥梅, 尚启超. 超声辐射下水溶性双丙酮丙烯酸胺 - 丙烯酰胺 - 丙烯酸共聚物的合成研究[J]. 山东化工, 2011, 40(4): 34 - 36.
- [10] 谭德新, 王艳丽, 徐国财, 等. 复合交联剂型高吸水树脂的超声制备与性能研究[J]. 涂料工业, 2009, 39(3): 41 - 44.
- [11] 乌兰. 高吸水性树脂的吸水机理及制备方法[J]. 化学与黏合, 2006, 28(3): 169 - 171.
- [12] 吴季怀, 林建明, 魏月琳. 高吸水保水材料[M]. 北京:化学工业出版社, 2005.

(责任编辑: 陈雯)

(上接第 545 页)

端负荷增加时,应先增加一次泵或二次泵流量,最后增加三次泵流量;而末端负荷减少时,应先降低三次泵流量,然后减少二次泵和一次泵流量。对

于三次泵变流量的运行策略将有待进一步深入分析。

### 参考文献:

- [1] 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, 30(6): 32 - 40.
- [2] Bahnfleth W P, Peyer E B. Varying views on variable-primary flow chilled-water systems, HVAC Heating, Piping[J]. Air Conditioning Engineering, 2004, 76(3): 5 - 9.
- [3] 李玉街, 蔡小兵, 郭林. 中央空调系统模糊控制节能技术及应用[M]. 北京:中国建筑工业出版社, 2009.
- [4] 刘国强. 改良三次泵水系统方案的构思及分析[J]. 暖通空调, 2008, 38(2): 52 - 53.
- [5] 袁建新, 易小文. 探寻最节能的空调水输送系统方案[C]//2008 年湖南省暖通空调制冷学术年会论文集, 2008: 4 - 6.
- [6] 张建利, 朱焕茹. 大温差变流量暖通空调水系统水力平衡调试技术[J]. 暖通空调, 2011, 41(12): 62 - 65.

(责任编辑: 肖锡湘)