

# 变流量水系统协调优化控制研究

马庆, 李歧强, 吴皓

MA Qing, LI Qi-qiang, WU Hao

山东大学 控制科学与工程学院, 济南 250061

School of Control Science and Engineering, Shandong University, Jinan 250061, China

E-mail: maqing@sdu.edu.cn

MA Qing, LI Qi-qiang, WU Hao. Coordinated control of variable volume water systems. *Computer Engineering and Applications*, 2010, 46(11): 204-207.

**Abstract:** At present, to regulate the water flowrate by adjusting the pump frequency is one of the major methods for energy saving for central air-conditioning system. For the commercial buildings which load change is in the same trend roughly, energy consumption of the pump is analyzed based on two modes of local and overall coordinated control; According to the size of the water maladjustment degree, a new approach is used to obtain the most disadvantaged position of hydraulic network. Dynamic optimization function is provided for variable volume water system. The overall coordination control is achieved for the water system. The results show that the coordinated control method can not only reduce hydraulic aberration of the coupling pipe network, but also achieve better energy-saving effect.

**Key words:** maladjustment degree; local control; coordinated optimization control; dynamic optimization function

**摘要:** 通过水泵变频对空调水系统进行变流量控制是目前空调系统的主要节能手段。针对负荷变化趋势大致相同的商业建筑, 基于局部控制和全局协调优化控制两种模式, 进行了水系的能耗分析; 提出了一种根据水力失调度来确定最不利支路位置的新方法, 并建立了变流量水系统动态优化函数, 实现了水系统的全局协调优化控制。分析结果表明该协调优化控制方法, 不仅可以减少因管网耦合而带来的水力畸变, 而且可以取得更佳的节能效果。

**关键词:** 失调度; 局部控制; 全局协调优化控制; 动态优化函数

**DOI:** 10.3778/j.issn.1002-8331.2010.11.062 **文章编号:** 1002-8331(2010)11-0204-04 **文献标识码:** A **中图分类号:** TP39

我国是世界的能耗大国, 其中建筑耗能约占 33% 左右, 而尤以大型商业建筑为最。建筑耗能大部分由暖通空调系统引起, 空调系统能耗是夏季建筑能耗的主要组成部分, 其中水泵输送能耗占 30% 左右<sup>[1]</sup>, 中央空调水系统的节能运行对建筑节能具有重要意义。

通常在水系统设计选型时, 其设备均按建筑的最大负荷量来选择, 并留有一定余量, 而实际负荷远比设计负荷低, 一年中负荷率在 50% 以下的时间约占全部运行时间的 50% 以上, 且它随季节、昼夜及负荷的变化而变化, 能源浪费相当严重。因此, 为适应负荷变化, 调节中央空调水系统, 即改定水量系统为变流量系统非常必要。而调节水系统的核心在于怎样调节水泵的转速, 目前常用的变流量空调水系统的控制方式中, 一种是以主管道供回水的压差恒定为条件的定压变频控制系统; 另一种则是以最不利支路上的压差恒定为条件的变压变频控制系统。

## 1 二次泵水系统的局部控制节能分析

二次泵变流量水系统如图 1 所示, 它通常是指在水系统的

空调末端使用两通调节阀的系统, 它与水系统空调末端使用三通调节阀的“定流量系统”是相对而言的。

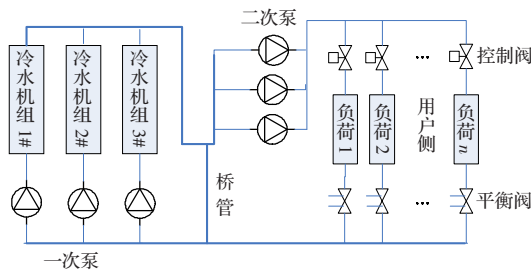


图1 二次泵变流量系统

变流量的目的是使空调水系统的流量与经常变化着的末端实际所需负荷相匹配, 从而节约水系统输送动力和冷热源的运行费用。变流量水系统的末端装有两通调节阀使得用户侧的水流量随负荷变化而变化, 调节阀的控制是由安装在房间的温度控制器实现, 房间的温度传感器、水系统支路管路的两通调节阀和房间的温度控制器形成一个闭环的单回路局部温度控

基金项目: 山东省科学技术发展计划项目 (No.2007GG20007004); 山东省信息产业发展专项 (No.2007R00065)。

作者简介: 马庆 (1971-), 男, 博士研究生, 讲师, 主要研究领域为建筑节能及系统优化控制。

收稿日期: 2008-10-06 修回日期: 2008-12-30

制系统。

在定压变流量水系统中,当系统的负荷下降,引起了温控器动作,通过控制两通调节阀的开度,减少系统的水量,使流量从  $Q_0$  降到  $Q_1$ ,由于末端调节阀开度的变化,引起管路的阻力特性曲线由  $L_0$  变为  $L_1$ 。在定压变频控制中,水泵的运行工况点是从点  $A$  转移到点  $B$ ,而不是转移到点  $D$ 。管网特性和变频水泵性能曲线组合见图 2。

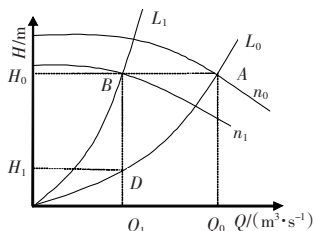


图2 管网特性和变频水泵性能曲线组合 1

根据水泵的轴功率的计算公式:

$$N = \frac{\rho g Q H}{1000 \eta} \quad (1)$$

式中  $N$  为水泵的轴功率,单位 kW;  $\rho$  为水密度,单位  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $g$  为重力加速度,取  $9.8 \text{ m}/\text{s}^2$ ;  $Q$  为水流量,单位  $\text{m}^3/\text{s}$ ;  $H$  为扬程,单位 m;  $\eta$  为水泵效率;1000 为换算系数。

从式(1)可以看到,因为采用定压变频控制,扬程  $H_0$  保持不变,所以水泵消耗的轴功率只与流量的一次方成正比,而不是在满足相似定律条件下的和流量的三次方成正比。

在变压变流量水系统中,当压差检测点设在最不利支路时,虽然在检测点之间的压差保持不变,但整个空调水系统的压力是变化的,水泵的扬程也是变化的。由于管路的阻力特性发生改变,曲线  $L_0$  变为曲线  $L_1$ ,所以当流量由  $Q_0$  变为  $Q_1$  时,水泵的运行工况点是由点  $A$  变为点  $B$ ,而不是变为点  $C$ 。管网特性和变频水泵性能曲线组合见图 3。

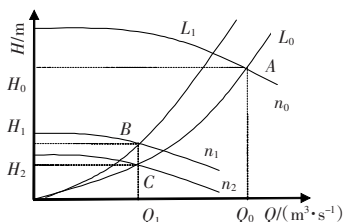


图3 管网特性和变频水泵性能曲线组合 2

根据水泵的相似定律和图 3,转速、流量、扬程和功率之间存在下列关系:

$$\frac{Q_0}{Q_1} = \frac{n_0}{n_2} \quad (2)$$

$$\frac{H_0}{H_2} = \left(\frac{n_0}{n_2}\right)^2 \quad (3)$$

$$\frac{N_0}{N_2} = \left(\frac{n_0}{n_2}\right)^3 \quad (4)$$

其中,  $n_0, n_2$  是水泵转速;  $Q_0, Q_2$  是水泵流量;  $N_0, N_2$  是水泵功率;  $H_0, H_2$  是水泵扬程。

由图 3 可知,  $(n_0/n_1) < (n_0/n_2)$ , 由此可得  $(N_0/N_1) < (N_0/N_2)$ , 即  $(N_0/N_1) < (Q_0/Q_1)$ 。也就是说,水泵实际消耗的功率要比公式(4)计算的结果大。在变压变流量水系统中,随着负荷的减少,不仅水的流量减小,而且水泵的扬程也跟着降低。由式(1)可知,其功率的下降程度大于定压变流量系统,是介于流量的一次方和

三次方之间<sup>[2]</sup>。

## 2 变流量水系统的协调优化控制节能分析

变流量水系统调节控制的目的是为了响应需求侧负荷的动态变化,满足需求侧舒适度的要求,进而实现节能。而需求侧负荷的动态变化主要有以下三方面的原因:

(1)由于室外气象条件的动态变化,引起需求侧的负荷发生变化;

(2)房间内的各种散热设备和人员的变化,引起需求侧的负荷发生变化;

(3)由于用户对房间的温度设定值进行的改变,引起系统负荷的变化。

对于很多类型的大型商业建筑物,如办公楼和写字楼等,其散热设备、人员的变化以及对房间的温度设定值逐时变化差异不大,所以房间负荷的变化主要是来自室外气象条件的动态变化,而由该变化所引起的各房间负荷变化趋势是大致相同的。针对以上这类建筑,对于由于室外气象条件改变而引起的负荷变化,可以通过改变水系统的系统流量来满足;而对于因散热设备和人员的变化而引起的这部分负荷变化,由于变化量不大,可以通过微调末端两通调节阀的方法进行响应。

变流量水系统的协调优化控制是在水系统结构优化完成的基础上,首先根据水力失调度的大小确定了最不利支路的位置,并以此为依据,在人体舒适度的范围内对水泵变频实现了系统流量的调节。再根据各房间负荷的变化差异,以水泵能耗最小为目标函数,系统水力平衡为约束,实现了对末端两通调节阀的动态优化控制。对于变化趋势基本相同的建筑,这种调节方法使各支路的流量调节前后比例保持一致,能够保证水系统的稳定性不发生变化。而且由于该方法满足水泵的相似定律,所以水泵轴功率的变化比例为水泵流量的三次方。管网特性和变频水泵性能曲线组合见图 2。当流量由  $Q_0$  变为  $Q_1$  时,根据水泵的相似定律,水泵的运行工况点从点  $A$  变为点  $C$ ,由公式(2)和(4)可知:

$$\frac{N_0}{N_2} = \left(\frac{Q_0}{Q_2}\right)^3 \quad (5)$$

对于实际存在的系统而言,这种理想的运行状态是不存在的。虽然各房间的负荷变化趋势大致相同,但是由于各种干扰的存在,各房间的负荷变化是存在差异的,这就要求在系统流量调节后,还需要对末端调节阀进行调节,以满足不同的负荷变化要求。在本优化控制过程中,由于房间的大部分负荷变化已经由系统流量调节得到了满足,调节阀的开度变化只是个微调过程,所以对管网的阻力特性曲线的影响并不是很大,因此该方法不会改变管网的稳定性,而且具有明显的节能效果。

## 3 变流量水系统协调优化控制模型建立

对于不同的建筑物,系统管网结构很少相同,而且系统的运行模式也复杂多样,在不失去一般性的基础上,本研究模型描述如下:

(1)模型为二次泵水系统见图 1。二次泵水系统负荷侧和冷热源侧只有量交换,而没有质交换。这样可以简化分析过程,但又具有代表性;

(2)模型选择支路并联。管路的形式可以分为并联和串联两种,而空调管网一般都采用并联形式。由于空调系统的大部

分的系统末端都需要进行控制,以满足用户侧的需求,而只有并联形式才能对每个末端进行控制;

(3)支路的流量控制模式选择连续控制的方式。虽然开关控制现在仍是采用较多的控制方式,但由于其控制精确不高,并降低了系统的稳定性,所以开关控制最终将会被连续控制所取代。而且连续控制加大了管网的动态分析的难度,因此有必要对连续控制方式进行研究;

(4)建筑物类型选择房间负荷变化趋势大致相同的建筑物,房间温度的设定值应该控制在人体舒适度的范围内;

(5)房间负荷变化量为已知给定量;

(6)本模型的协调优化控制是建立在楼宇自动化和水系统结构优化已经完成的基础上的。

### 3.1 最不利支路位置的确定

最不利支路是指在某一状态下,实际流量和此状态下对应的设计流量偏差最大的支路。由于管网的设计都考虑到系统的水力平衡,在初次运行时调节阀又都处于全开位置,所以上面所描述的变压变流量控制的最不利支路一般选取在离泵最近的支路,且在整个控制过程中,将最不利支路的压差始终保持不变。而在该文的协调优化控制过程中,随着房间负荷的动态变化,最不利支路的位置是随机变化的,而其两端的压差也是动态变化的,为了满足最不利支路的负荷变化,动态设置水泵的频率,所以必须确定最不利支路的位置,并求得其两端的压差。

由上述的模型描述,根据文献[3]首先建立以下负荷变化量与流量的模型:

$$q = \frac{C_1 Q_k^{c_3}}{1 + c_2 (Q_i / Q_k)^{c_3}} (T_{KQ} - T_{LG}) \quad (6)$$

其中, $q$ 是风机盘管用以抵消房间负荷的热流量; $Q_k$ 是通过风机盘管的空气流量; $Q_i$ 是支路*i*风机盘管的冷冻水流量; $T_{KQ}$ 是进入风机盘管前空气的温度; $T_{LG}$ 是进入盘管时水的温度; $c_1$ 、 $c_2$ 、 $c_3$ 是风机盘管的常系数。

在式(6)中, $T_{KQ}$ 基本反映了室内温度的值,而 $c_1$ 、 $c_2$ 、 $c_3$ 能够由制造商数据手册或实验数据确定,所以如果 $T_{KQ}$ 、 $Q_k$ 和 $q$ 给定, $Q_i$ 就可以唯一确定。

最不利支路的位置可以用各支路水力失调度的大小来确定。支路*i*水力失调度用以下公式表示<sup>[4]</sup>:

$$D_i = \frac{Q_{D_i} - Q_{A_i}}{Q_{A_i}} \quad (7)$$

其中, $D_i$ 是支路*i*水力失调度; $Q_{D_i}$ 是支路*i*在某一状态下的设计流量; $Q_{A_i}$ 是支路*i*在某一状态下实际流量。

在系统中,支路的失调情况有两种:实际流量小于设计流量或实际流量大于设计流量。现根据以上两种情况分别对最不利支路的位置进行判定:

(1)当实际流量小于设计流量,即房间负荷增大的情况发生时, $D_i$ 为正值,则此时最不利支路位置应该在水力失调度最大的支路上。因为该支路所需要的流量比例相比于其他支路而言要高,所以在不改变调节阀开度的前提下,应该优先满足该支路的流量需求。

(2)当实际流量大于设计流量,即房间负荷减小的情况发生时, $D_i$ 为负值,则此时最不利支路位置应该在水力失调度负值绝对值最小的支路上。因为该支路所需要的流量比例相比于其他支路而言要高,所以在不改变调节阀开度的前提下,应该

优先满足该支路的流量需求。

由于系统在初次运行时,系统达到了水力平衡,且控制阀都处于全开位置。所以由式(6)得到的流量则是在房间预测负荷给定情况下对应的设计流量,而实际流量则是当前支路的流量。由式(7),可计算出各支路的水力失调度 $D_i$ ,通过各支路水力失调度大小的循环比较,按照上面两种判定方法,就可推算出最不利支路所处的位置。

### 3.2 水系统的系统流量动态优化控制

水系统的系统流量优化控制就是不改变前端各支路调节阀的开度,根据人体舒适度范围的要求,确定最不利支路的流量和压差,以此为依据优化设置水泵的频率,对水系统的系统流量进行优化控制。

由式(1)可知,变量 $\eta$ 与 $H$ 相比,可以看作常数,所以可得下式:

$$\frac{\partial N}{\partial H} = \frac{\rho g Q}{\eta} > 0 \quad (8)$$

这表明当扬程处在最小值时,水泵的轴功率存在。并且暗示了在系统优化条件下,水泵必须要满足最不利支路进水管和出水管之间需要的最小压差,即要求水泵提供足够多的水量满足最不利支路流量和压差的要求。在系统流量优化控制过程中,各支路的管路阻力特性始终保持不变,各支路压差满足以下公式:

$$\Delta P_i = S_i Q_i^2 = \frac{Q_i}{Q_{i_0}} H_{i_0} \quad (9)$$

其中, $S_i$ 为支路*i*的管路阻力特性系数; $Q_{i_0}$ 为支路*i*在满负荷时,盘管的流量; $H_{i_0}$ 为支路*i*在满负荷时,盘管出水管和进水管之间的压差。假定系统最不利支路的位置在第*N*支路,则支路两端的压差 $\Delta P_N$ 可由下式表示:

$$\Delta P_N = S_N Q_N^2 = \frac{Q_N}{Q_{N_0}} H_{N_0} \quad (10)$$

在式(10)中,在系统满负荷运行时, $Q_{N_0}$ 和 $H_{N_0}$ 可以现场测量和由制造尚的数据手册获得,再由公式(6)求得 $Q_N$ ,就可得到最不利端环路的压差 $\Delta P_{N_0}$ 。

在式(6)中, $T_{KQ}$ 基本反映了室内温度的值,因为表征人体舒适度的温度值是一个范围,所以 $T_{KQ}$ 也可在一个范围内取值,而求得的 $Q_i$ 也被限制在一个范围里。可将在范围内的最大值定义为 $Q_{\max}$ ,最小值定义为 $Q_{\min}$ 。

根据最不利支路位置选择的原则,为了最大限度地满足系统水力稳定性的要求,选择最不利支路流量的最小值 $Q_{\min}$ 带入公式(9),推算出支路两端的压差,并以此值作为设置水泵频率的决策变量,对水泵进行变频控制,实现水系统的系统流量的调节。

### 3.3 水系统动态优化函数

在完成了水系统的系统流量调节以后,对于支路流量 $Q_{\max} \geq Q_{\min}$ 的房间负荷已经得到了响应,而支路流量 $Q_{\max} < Q_{\min}$ 的房间负荷,虽然已经满足了大部分的负荷响应,但是还有部分负荷没有得到响应,不能满足房间舒适度的要求,所以还要求进一步进行控制。这就要求建立动态优化函数,以水系统能耗最小为目标,水系统压力平衡、流量平衡、阻力定律和舒适性为约束,实现对水泵和调节阀的协调优化控制。

#### 3.3.1 动态优化的目标函数

空调二次泵水系统的运行主要能耗来源于水泵,所以要以



水泵的能耗作为动态优化的目标函数,由式(1)可得下式:

$$\min f = \min N = \min \frac{\rho g Q H}{1000 \eta} \quad (11)$$

令  $k = \frac{\rho g}{1000 \eta}$ , 并将式(9)代入式(11),可得:

$$\min f = \min k S Q^3 \quad (12)$$

### 3.3.2 动态优化的约束条件

空调二次泵水系统是一个闭式循环系统,在理想情况下,水量保持恒定,系统存在两种平衡:压力平衡和流量平衡,根据这两种平衡建立系统的平衡方程:

$$\sum_{j=1}^N a_{i,j} Q_j = 0 \quad (13)$$

$$\sum_{j=1}^N b_{i,j} \Delta P_j = 0 \quad (14)$$

其中,  $Q_j$  是支路  $j$  的流量;  $\Delta P_j$  是支路  $j$  的压差。  $a_{i,j}$  是关联矩阵  $A$  中的元素,  $b_{i,j}$  是回路矩阵  $B$  中的元素。

动态优化函数的房间舒适度的约束可由上一节的支路流量范围值来进行表述。根据国标<sup>[6]</sup>的设计规定,在夏季,舒适性空调的室内温度设计参数可以为 22℃~28℃, 房间设定值可为 25℃±3℃, 则其房间温度控制范围为±12%。由式(6)可以计算出  $Q_{i\min}$  和  $Q_{i\max}$  的值,即:

$$Q_{i\min} < Q_i < Q_{i\max}, \frac{Q_{i\min}}{Q_{i\max}} \leq 0.79 \quad (15)$$

### 3.3.3 动态优化函数

根据上述目标函数和约束条件,提出下面的水系统动态优化函数。

动态优化目标函数:

$$\min f = \min k S Q^3$$

动态优化约束条件:

$$\sum_{j=1}^N a_{i,j} Q_j = 0, i=1, 2, \dots, n$$

$$\sum_{j=1}^N b_{i,j} \Delta P_j = 0, i=1, 2, \dots, n$$

$$\Delta P_i = S_i Q_i^2$$

$$Q_{i\min} < Q_i < Q_{i\max}, \frac{Q_{i\min}}{Q_{i\max}} \leq 0.79$$

对于一个确定的系统,影响系统状态的变量是由支路的阀门开度变化带来的支路阻力特性系数的变化和水泵的流量。水泵的流量是各支路的流量之和,各支路需要得到的流量是由房间的负荷确定,所以对于水系统来说,支路的流量是已知条件。优化过程需要解决的问题是求出支路在确定流量条件下的各支路阻力特性系数的调节量以及水泵的最小扬程。

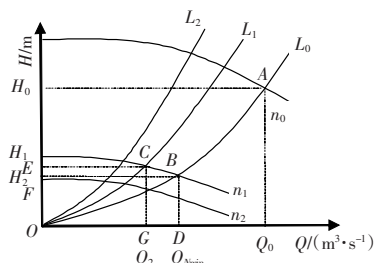


图4 管网特性和变频水泵性能曲线组合 3

从图4中可以看到,经过水系统的系统流量调节的优化控

制,水系统流量已经由  $Q_0$  变为了  $Q_{\min}$ ,水泵的转速由  $n_0$  变为了  $n_1$ ,水泵的运行工况点由点  $A$  变为了点  $B$ 。在此基础上,进行水系统的动态优化调节。由图4还可看到,当流量由  $Q_{\min}$  变为  $Q_2$  时,水泵的频率可变以及管路的阻力特性也可发生变化,所以水泵就可以出现多个运行工况点,而满足水泵能耗最小这一目标函数的管路阻力特性曲线是唯一的。但是由于一个确定的管路总阻力特性系数并不意味着管路的各支路的阻力特性系数是唯一的,支路的阻力特性系数可能会出现多种组合,因此在图4中并不能确定每个支路的状态,系统最优时各支路的状态还需要依靠式(9)、(13)、(14)式来确定。满足上面三式的  $S$  才能认为是优化函数的可行解,其中最优解是使目标函数取最小值的可行解,可以表示为横坐标和纵坐标的乘积,即图中的 ECGO 所示长方形的面积。但是,此优化解并不见得是最优解,由于房间的舒适度是一个范围,所以根据式(15),支路的流量可以在一个范围内调节,在流量的调节过程中有可能降低水泵的能耗,即 FBDO 的面积有可能小于 ECGO 的面积。

### 3.3.4 动态优化函数的求解

利用 Matlab 优化工具箱对系统动态优化函数求解。在求解中首先需要考虑的是满足负荷侧动态变化的要求即给定的预测负荷,某房间冷负荷动态变化见图5。

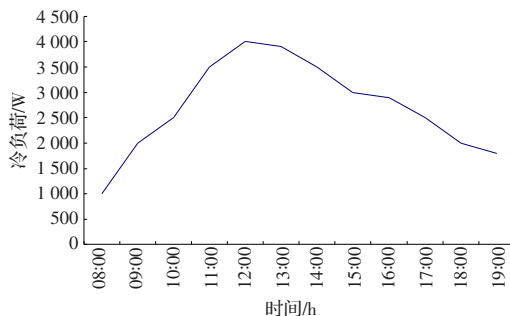


图5 工作时间冷负荷变化曲线

实际运行中可以通过数据实时采集得到房间的温度变化情况,由式(6)可以得到各支路的流量变化量。利用动态优化函数计算,优化后得到的循环泵能耗变化曲线如图6所示。图中实曲线为动态变化后循环泵运行时的能耗变化的情况,虚线为利用最不利端压差控制法得到的循环泵能耗变化情况。从图中看到优化后泵的能耗比没有经过优化的平均低 21%左右,还可以看出,通过对水系统优化来控制其运行,对节能具有很大的好处,对系统实现能源的合理利用具有很现实的意义。

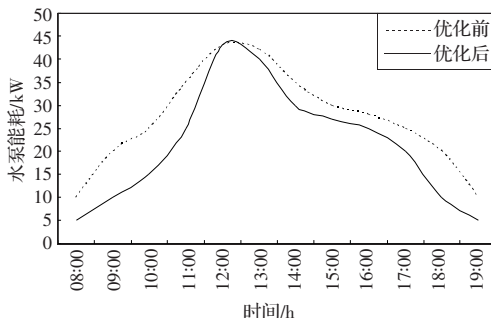


图6 循环泵能耗变化曲线

## 4 结论

针对负荷变化趋势大致相同的商业建筑,提出了一种全新

(下转 210 页)