

变流量空调水系统稳定性的定量评价

孟庆龙^{1,2}, 王文强¹, 郭雪丽², 常赛南², 谷雅秀¹

(1. 长安大学 建筑工程学院, 陕西 西安 710061; 2. 长安大学 环境科学与工程学院, 陕西 西安 710054)

摘要: 以一次泵变流量水系统为研究对象, 实验研究了无压差控制和定压差控制下变流量空调水系统的水力稳定性, 建立了相应的 TRNSYS 仿真模型, 仿真研究了变压差控制下水系统的水力稳定性. 结果表明: 对于提高系统水力稳定性和节能效益, 变压差控制策略效果显著. 变压差控制下管网的水力失调系数为 0.072, 较无压差控制时减小了 0.442; 关闭任一支路阀门, 变压差控制下冷冻水泵节能可达到 27.1%.

关键词: 空调水系统; 水力稳定性; 压差控制; TRNSYS; 节能

中图分类号: TU831.3

文献标志码: A

文章编号: 1006-7930(2019)03-0432-08

Quantitative evaluation on stability of variable water volume air-conditioning system

MENG Qinglong², WANG Wenqiang¹, GUO Xueli², CHANG Sainan², GU Yaxiu¹

(1. School of Civil Engineering; Chang'an University, Xi'an 710061, China;

2 School of Environmental Science and Engineering, Chang'an University, Xi'an 710054, China.)

Abstract: Taking the primary variable displacement water system as the research object, the hydraulic stability of the variable flow air conditioning system under none-pressure control and constant pressure difference control was experimentally studied. The corresponding TRNSYS simulation model was established and the hydraulic stability of the water system under variable pressure difference control was simulated. The results show that the effect of variable pressure differential control strategy is significant for improving the hydraulic stability and energy saving efficiency of the system. The hydraulic imbalance coefficient of the pipe network under variable pressure difference control is 0.072, which is 0.442 when compared with no pressure difference control. When the valve of any branch is closed, the energy saving of the frozen water pump under variable pressure difference control can reach 27.1%.

Key words: air-conditioning system; hydraulic stability; differential pressure control; TRNSYS; energy saving

近几年变流量水系统应用广泛, 对水系统的水力稳定性也提出了相应的要求^[1]. 对于支路流量可调节的变流量水系统, 研究合适的控制方法以提高其水力稳定性, 从而在流量调节过程中实现系统的水力平衡, 既满足空调舒适性要求又达到系统节能的目的. 由于空调水系统的庞大与复杂性, 仅采取实验的手段进行研究往往是不容易的, 结合 TRNSYS 仿真模拟建立水系统仿真模型进行研究更方便快捷.

自 90 年代后期, Kirsner^[2-3] 等人在国际上提出了一次泵变流量空调水系统, 引起许多研究人员的关注. 他们通过模拟计算, 对比分析了一次泵变流量系统和二次泵变流量水系统的能耗情况, 证明了一次泵变流量系统的优越性. 董宝春^[4] 以上

海通用汽车有限公司制冷站为例, 比较了一次泵和二次泵变流量系统的能耗, 结果表明, 一次泵系统的耗电量仅为二次泵系统的 68%. 有诸多学者也对供热空调水系统稳定性开展了研究. 江亿^[5] 定量分析了管网的可调性及稳定性, 并针对主动支路给出了其计算方法. 而秦绪忠^[6] 采用了一个通用的水力稳定性定量分析系统形式对于系统的稳定性的影响, 得出使水泵处在合适的工况点以及选择合适的定压点位置也可以提高系统的水力稳定性. Liu^[7-8] 以具有旁路回路调节特性的空调水系统和直回冷水系统为研究对象, 对系统静态稳定性进行了分析, 但是缺少了水系统的动态分析. 随着变频技术的发展和自动控制技术在暖通空调领域的不断应用, 诸多研究探讨了不同的控制方式对

收稿日期: 2018-07-08

修改稿日期: 2019-05-26

基金项目: 国家自然科学基金(51208059); 陕西省自然科学基金(2018JM5084); 长安大学中央高校基本科研业务费专项资金资助(300102289103)

第一作者: 孟庆龙(1979—), 男, 博士, 副教授, 硕士生导师, 主要从事建筑节能的研究. E-mail: mengqinglong@chd.edu.cn

水系统稳定性的影响^[9,11],但是看不到阀门调节过程中水力特性的动态变化过程.也有研究模拟研究了不同控制方式下主动支路调节时各被动支路水力及热力特性变化情况,但没有进行实验验证.水系统的压差控制具有其自身的优越性,Bynum^[12]提出了变压差控制的思想,在保证系统的调节性能和稳定性的基础上,尽可能减小管网阻力损失,取得最大的节能效果.Qiang^[14]通过分析压差控制系统在变流量集中供热系统中的应用,提出了基于最大能耗的评价方法.Wu^[15]讨论了变频调速水系统的节能原理,通过简化的冷冻水系统,比较定压差控制方法和变压差控制方法下泵的节能效率,得出变压差控制方式下变频系统能达到最大节能效率.随着仿真技术的发展以及其对实验和理论研究范围的拓展,以 TNRSYS 为代表的动态仿真软件在水系统研究中得到广泛应用.迟光亮^[16]以某假日酒店为研究对象,应用 TRNSYS 建立了空调水系统的动态仿真器,对酒店空调系统在末端无控和有控时的水力特性及能耗情况进行了仿真计算.季科^[17]根据水系统的水力特性,按照压力、流量及阻抗的逻辑关系搭建了 TRNSYS 仿真平台,模拟得到了该空调水系统的压降曲线.林兴斌^[18]利用 TRNSYS 建立了 VAV 系统中风系统和

水系统的控制策略仿真模型,通过实验分析得出了控制策略对系统节能的重要性.

针对上述研究中未给出阀门调节过程中的动态水力变化、未进行实验验证、没有定量评价、研究对象非风机盘管等问题,本文采用仿真模拟加实验验证的方法,以风机盘管为主的水系统为对象,利用经过实验验证的 TRNSYS 仿真模型,对压差控制下变流量空调水系统的动态特性进行了研究,并开展了多工况下的空调水系统稳定性的定量评价,分析和研究了不同的压差控制策略对系统水力稳定性和节能效益的影响.

1 水系统实验平台及 TRNSYS 仿真模型

1.1 实验平台介绍

实验平台是长安大学市政与暖通实验中心的全尺寸中央空调与集中供热智能化实验平台,实验对象为一次泵变流量空调水系统,管网平面布置如图 1 所示,包含一台风冷热泵(位于实验楼顶),一台变频循环水泵,末端为一台组合式空调机组和六台风机盘管,以及供水管、回水管,其中各支路均安装有电动调节阀、流量传感器和供回水压力传感器.

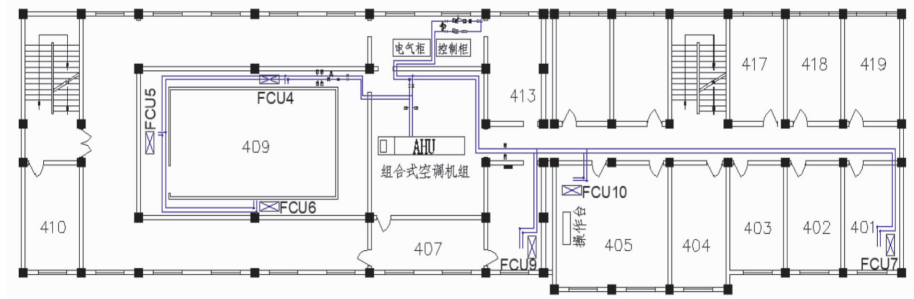


图 1 变流量空调水系统管网平面布置图

Fig. 1 The pipe network of variable water volume air-conditioning system

该系统管网为分岔型枝状管网,支路 1 末端有 FCU7、FCU9、FCU10,支路 2 末端为 AHU,支路 3 末端有 FCU4、FCU5、FCU6.管网阀门全开,水泵运行频率 40 Hz 时,各支路在管网中的流量和阻抗如表 1 所示.

表 1 管网中各支路流量和阻抗分布

Tab. 1 The flow, impedance and total length of the three branches in the pipe network

支路	L/m	$Q/m^3 \cdot h^{-1}$	$S/s^2 \cdot m^{-5}$
支路 1	32.7	0.75	2.59×10^7
支路 2	3.30	3.07	9.19×10^5
支路 3	33.3	1.25	8.79×10^6

1.2 TRNSYS 仿真模型建立及验证

TRNSYS 本身自带了空调系统模块,但是软件中各个模块的数学模型均只考虑热力特性,忽略了水力特性.针对此情况,充分考虑空调系统各部件的水力特性,建立起水泵、水阀、管网等部件的数学模型,按照压力、流量及阻抗的逻辑关系搭建了相应的仿真平台.图 2 为空调水系统仿真模型.风冷热泵机组输出冷冻水,由水泵提供动力输配到各支路的末端设备,深蓝色线为冷冻水供水,浅蓝色线为冷冻水回水,稀虚线为控制信号线,密虚线为参数计算线,黑色实线为输出.

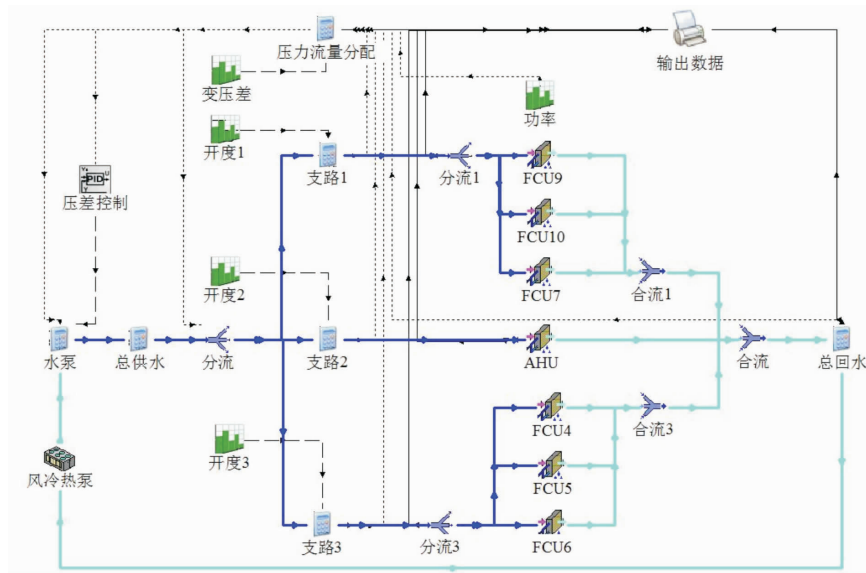


图2 变流量空调水系统仿真模型

Fig. 2 Simulation model of variable water volume air-conditioning system

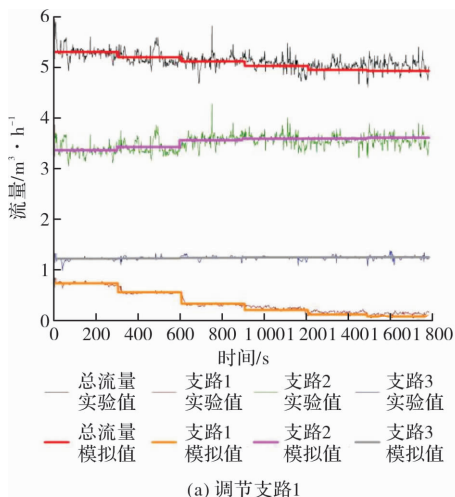
1.2.1 模拟工况

对图2所示空调水系统的仿真模型进行验证。从两方面进行验证，一方面阀门开度变化时，各支路压力流量会随之重新分配，要验证流量分配的正确性；另一方面要验证水泵压差控制的正确性，确保流量调节过程中水泵可以得到有效的控制。设计实验和模拟工况：供回水干管定压差控制，干管定压差设定值 $\Delta P = 18$ kPa。

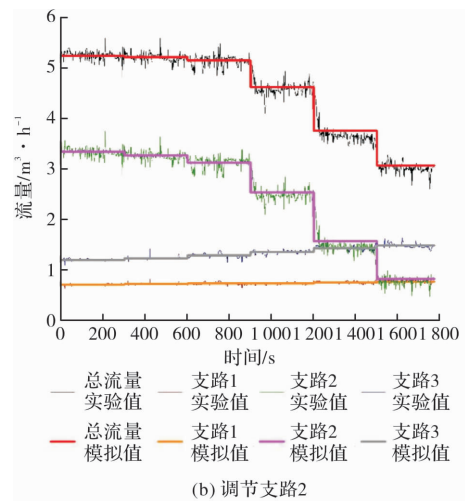
1.2.2 结果分析

(1) 流量分析

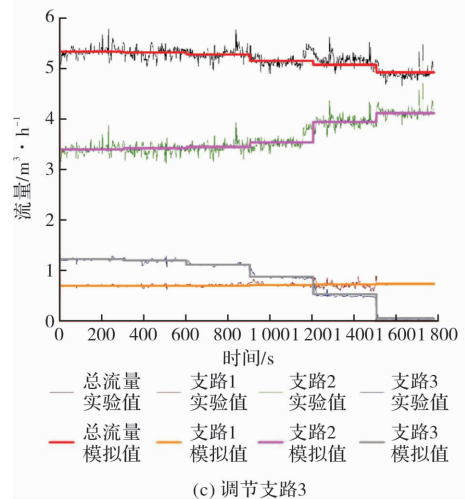
定压差控制下进行阀门开度调节，流量动态变化的实验值与模拟值见下图3。实验情况下电磁流量计测得的流量有一定的波动，因此实验值的曲线是波动的。由下图3可见流量变化实验曲线和模拟曲线整体趋势保持一致，证明了仿真模型流量分配的正确性，可以采用仿真模型研究流量的动态变化情况。



(a) 调节支路1



(b) 调节支路2



(c) 调节支路3

图3 流量变化实验值与模拟值对比

Fig. 3 Comparison of experimental value and simulated value of flow change

(2) 压差分析

定压差控制下进行阀门开度调节，干管压差

变化的实验值与模拟值见图 4。由下图 4 可知, 实验情况下压力传感器测得的压力有一定的波动, 导致了压差的波动, 因此实验值的曲线是波动的, 但基本是围绕着模拟的数据直线波动的, 证明水泵压差控制的正确性。

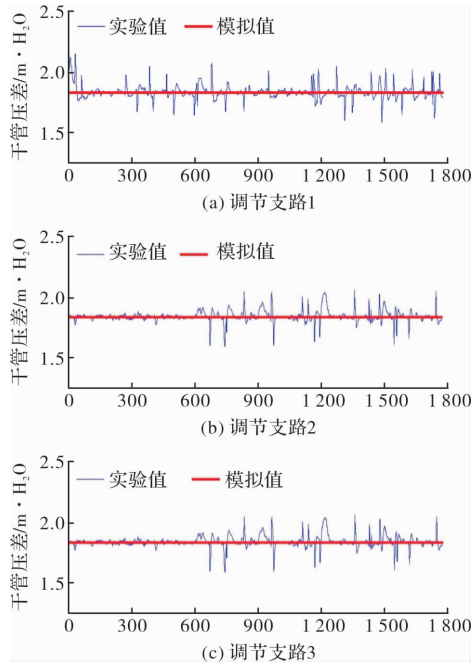


图 4 干管压差变化实验值与模拟值对比

Fig. 4 Comparison between experimental and simulated value of pressure difference of dry pipe

(3)水泵功率分析

本文以水泵功率为指标分析能耗情况, 因此要对水泵功率的模拟值进行验证。调节各支路时水泵功率变化实验值与模拟值对比见图 5。

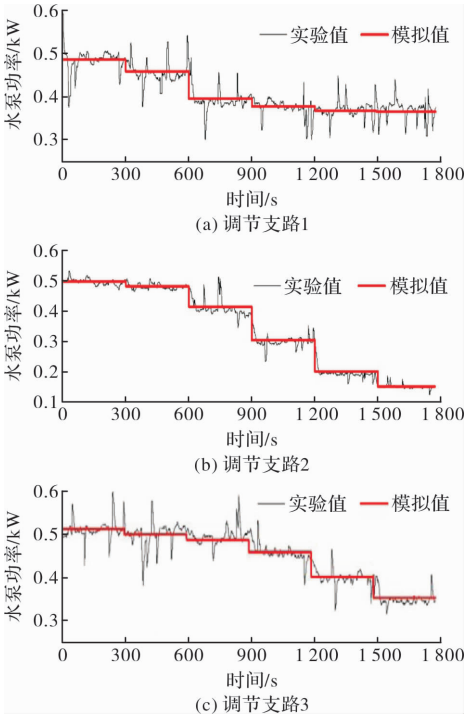


图 5 水泵功率变化实验值与模拟值对比

Fig. 5 Comparison between experimental value and simulated value of pump power change

表 2 水泵功率实验值与模拟值

Tab. 2 Experimental value and simulated value of pump power

水泵功率		阀门开度					
/kW		100%	80%	60%	40%	20%	0%
支路 1	实验值	0.485	0.455	0.396	0.377	0.367	0.364
	模拟值	0.486	0.458	0.397	0.378	0.368	0.365
	误差值/%	0.21	0.66	0.25	0.27	0.27	0.28
支路 2	实验值	0.498	0.483	0.416	0.305	0.203	0.153
	模拟值	0.499	0.484	0.422	0.306	0.210	0.153
	误差值/%	0.20	0.21	1.44	0.33	3.45	0
支路 3	实验值	0.510	0.498	0.487	0.458	0.397	0.348
	模拟值	0.512	0.501	0.496	0.459	0.401	0.352
	误差值/%	0.39	0.60	1.81	0.22	1.01	1.15

由图 5 可知水泵功率模拟值整体变化趋势与实验值相同, 但模拟值较实验值偏大, 因此要具体计算实验值与模拟值间的误差。表 2 为水泵功率实验平均值与模拟值的误差, 调节支路 1 时最大误差为 0.66%, 调节支路 2 时最大误差为 3.45%, 调节支路 3 时最大误差为 1.81%, 虽然模拟值不同程度的大于实验值, 但误差均小于 10%, 因此认为可以采用仿真模型测量水泵功率, 从而研究能

耗情况。通过实验对系统仿真模型进行了动态验证, 发现实验曲线因传感器测量值的波动具有一定的波动性, 但实验曲线和模拟曲线整体趋势保持一致, 证明了仿真模型的可行性。

2 仿真实验方案与分析方法

2.1 仿真实验方案

实验以变流量空调水系统管网阀门全开时的

状态为初始稳态,依次对3条支路的电动调节阀的阀门开度进行调节.某一支路阀门开度由100%递减至0%(称为主动支路),即100%、80%、60%、40%、20%、0%,另2条支路的阀门开度保持在100%不变(称为被动支路).每5 min调节一次,调节时段为主动支路调节阀动作周期,共计30 min,每1 s记录一次数据.在主动支路调节阀动作周期内,对水泵实施不同的控制方案,研究被动支路水力特性动态变化情况.方案一和方案二为在实验平台进行的实验研究,方案三为用仿真模型进行的仿真研究.

方案一(Case1):调节阀动作周期内,无压差控制.调节时段内水泵不控,水泵转速不变,被动支路的流量变化仅取决于主动支路阀门开度的变化.

方案二(Case2):调节阀动作周期内,供回水干管定压差控制.调节时段内控制水泵转速以维持供回水干管压差实际值不变,即保持供回水干管压差实际值维持在设定值左右.系统初始稳态下,实测了管网各支路流量、阻抗、压差等数据,整理计算得最不利环路为支路1,其压力损失为17.8 kPa,以此确定干管定压差设定值 $\Delta P = 18$ kPa.

方案三(Case3):干管压差设定值以主动支路的流量变化为参考进行调整,主动支路流量减小时,干管压差设定值随之减小.在干管定压差控制策略的基础上确定变压差设定值,假设采样时刻 t ,干管定压差控制下主动支路的流量为 Q_t ,干管压差设定值变化的计算式为^[19]

$$(P_{\text{SET}}) = (Q_{t-1} - Q_{t-2}) + \lambda[(Q_t - Q_{t-1}) - (Q_{t-1} - Q_{t-2})] \quad (1)$$

式中: $\Delta(P_{\text{SET}})$ 为干管压差设定值变化量, m; Q_t 为 t 时刻主动支路流量, $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$; λ 为变化步长常数,要依据管网水力特性和调节阀特性确定,本文取 $\lambda = 200, 400, 800$.

则压差设定值的计算式为

$$P_t = P_{t-1} + \Delta(P_{\text{PET}}) \quad (2)$$

2.2 流量分析方法

对于实验所用变流量空调水系统,有三条支路,当其中一条支路阀门减小或关闭后,另两条

支路的流量会随之改变,其计算分析方法有如下三种:

(1)调节主动支路 i 的阀门开度,被动支路 j 的实际流量与设计流量的比值称为 j 支路的水力失调度,如下式.

$$X_{i,j} = Q'_{i,j}/Q_{i,j} \quad (3)$$

其中, $X_{i,j}$ 越趋近于1,说明 i 支路阀门开度变化时, j 支路的水力稳定性越好,反之则 j 支路的水力稳定性较差.依次调节主动支路 i ,被动支路 j 水力失调度的平均值称为 j 支路的流量偏离系数,其计算式为

$$X_j = \sum_{i=1}^k \frac{|X_{i,j} - 1|}{k - 1} \quad (4)$$

式中: k 为系统的支路数. X_j 的大小反映了 j 支路的稳定性强弱, X_j 值越接近0,说明 j 支路稳定性越强.

(2)调节主动支路 i 的阀门开度时,各被动支路 j 水力失调度的平均值称为 i 支路的流量干扰系数:

$$Y_i = \frac{\sum_{j=1}^{i-1} |X_{i,j} - 1| + \sum_{j=i+1}^k |X_{i,j} - 1|}{k - 1} \quad (5)$$

其中, Y_i 的值越接近于0,说明调节 i 支路对其他支路的干扰越小,即干扰性小,反之则干扰性大.

(3)所有支路 X_j 的平均值称为管网的水力失调系数,其计算式如下:

$$X = \sum_{j=1}^k X_j/k \quad (6)$$

显然 X 越接近于0,说明管网的稳定性越好,反之则管网的稳定性差.

3 仿真实验结果分析

3.1 流量分析

$X_{i,j}$ 为 i 支路阀门开度改变时 j 支路的水力失调度,可以用水力失调度 $X_{i,j}$ 评价 j 支路水力稳定性的好坏. $X_{i,j}$ 越趋近于1,则说明 i 支路阀门开度变化时, j 支路的水力稳定性越好,反之则 j 支路的水力稳定性较差.不同方案下调节主动支路 i 时被动支路 j 的水力失调度 $X_{i,j}$ 如表3所示.其中 Case3-1、3-2、3-3 定义为“方案三中,分别以1、2、3主动支路流量变化为参考进行调节”.

表 3 不同方案下各被动支路水力失调度
Tab. 3 Hydraulic imbalance degree of passive branches under different case

方案	i	$j=1$	$j=2$	$j=3$
方案 1	1	0	1.156	1.089
	2	2.084	0	2.268
	3	1.212	1.276	0
方案 2	1	0	1.066	1.031
	2	1.077	0	1.220
	3	1.058	1.169	0
方案 3-2	1	0	1.062	1.017
	2	1.007	0	1.170
	3	1.017	1.139	0

主动支路 i 阀门开度减小, 导致各被动支路 j 不同程度的水力失调, 且在本实验中为一致失调, 减小至关闭时, 水力失调度达到最大值. 定压差控制下各支路的水力失调度较无压差控制时明显减小, 明显提高了被动支路的水力稳定性. 变压差控制策略下, 随着压差变化步长 λ 的增加, 被动支路的水力失调度 $X_{i,j}$ 较定压差控制时更小, 即管网水力稳定性更高. 这是由于压差设定值随主动支路流量的变化而有所调整, 主动支路阀门开度减小, 即主动支路的流量减小时, 压差设定值也相应的减小, 一定程度上抑制了由于主动支路流量的减小而造成的被动支路流量的增加.

但是当压差变化幅度愈大时, 部分被动支路水力失调度 $X_{i,j}$ 小于 1, 即此时该被动支路实际流量小于设计流量, 被动支路所需流量得不到满足, 说明压差设定值的减小幅度已经强于主动支路调节对被动支路的影响. λ 增大到 800 时, 如图 6 所示: 调节主动支路 1, 以主动支路 3 的流量变化为参考时 (Case3-3), 被动支路 3 的水力失调度 $X_{1,3}$ 小于 1, 即支路 3 所需的设计流量得不到满足; 因此, 压差变化步长 λ 的选取在兼顾系统水力稳定性和节能的同时, 还要保证被动支路的设计流量得到满足, 对于本文所用水系统而言, λ 在 400~800 之间可获得相对理想的水力稳定性和水泵节能效果. 虽然实际运行系统的流量调节通常是开大开小, 不是关闭, 但其影响是相似的, 因此具有可比性, 并且主动支路阀门关闭时被动支路的水力失调最明显. 又由于不同的定压差设定值下被动支路水力失调度无明显差异, 因此, 表 3 给出了 Case 1、Case 2、Case 3-2 三种方案下被动支路的水力失调度, 据此计算管网的水力失调系数. 根据表 3 数据计算可得: 无压差控制下管网的水力失调系数 $X=0.514$, 干管定压差控制下管网的

水力失调系数 $X=0.104$, 变压差控制下管网的水力失调系数 $X=0.072$. 定压差控制下管网的水力失调系数较无压差控制时减小了 0.41, 变压差控制下管网的水力失调系数较无压差控制时减小了 0.442, 说明压差控制效果明显, 管网的水力稳定性明显提高, 其中变压差控制策略效果更好.

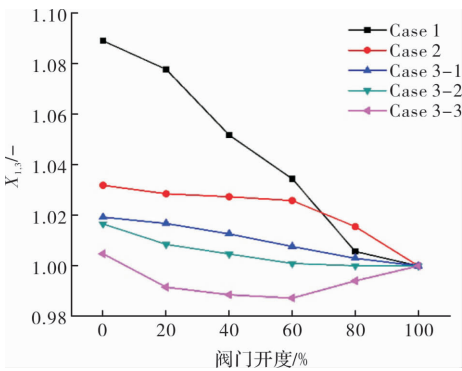


图 6 水力失调度 $X_{1,3}$

Fig. 6 The hydraulic imbalance degree of $X_{1,3}$

3.2 压差分析

不同控制方案下调节主动支路阀门开度时干管压差变化如图 7 所示. 无压差控制下, 关闭任意一条支路, 干管供回水压差都会增加, 其中支路 2 为主动支路时压差变化尤为明显. 定压差控制下关闭主动支路阀门, 干管供回水压差维持在定压差设定值左右. 变压差控制中, 干管压差值会依据主动支路流量的减小而减小, 并且随着步长 λ 的增加, 压差值和水泵功率均随之有所降低.

3.3 水泵功率分析

通过调节主动支路阀门开度达到调节其流量的目的, 即阀门节流, 是以消耗流体的机械能为代价实现的, 所以良好的水力稳定性对降低能耗有着重要的影响. 在水力失调发生的同时, 空调系统消耗的能量也会随之发生变化. 本实验主要研究

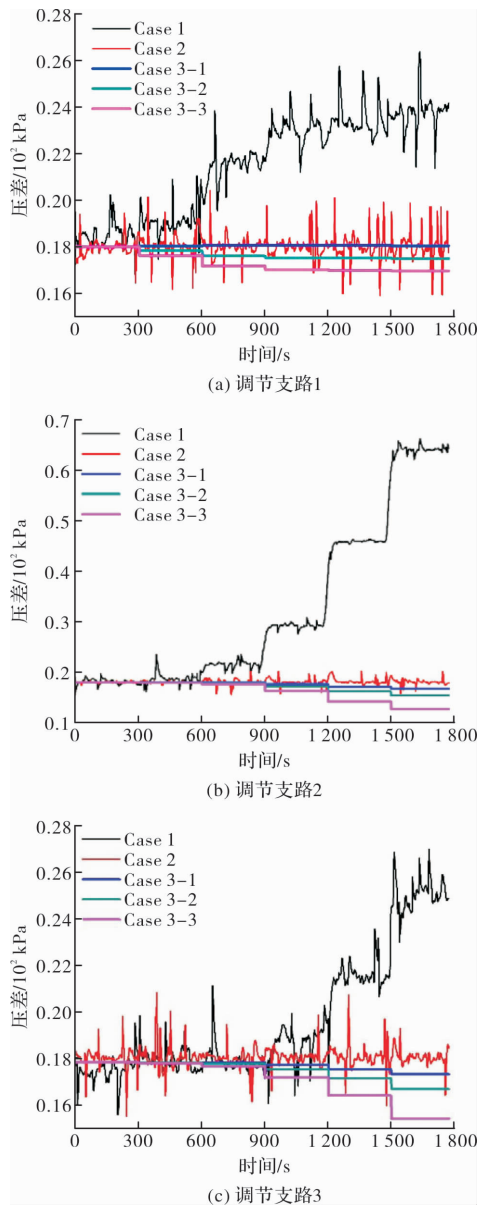


图7 干管压差变化情况

Fig. 7 The differential pressure variation of each branch

主动支路流量调节时, 管网水力特性的动态变化情况, 不涉及热力变化情况, 系统能耗主要为水泵能耗, 因此本文以冷冻水泵功率为指标分析管网输送能耗. 不同的控制方案下冷冻水泵功率变化情况如图8所示. 无压差控制下, 关闭主动支路阀门时, 冷冻水泵功率仅降低 0.015 kW, 基本保持在 0.46 kW 不变; 定压差控制下, 冷冻水泵功率随着主动支路阀门开度的减小而减小, 即管网输送能耗降低, 尤其在主动支路阀门关闭时冷冻水泵功率下降最为明显, 节能效果最为显著. 变压差控制中, 随着步长 λ 的增加, 水泵功率均降低更加明显. 但是阀门开度为 100%、80% 时压差控制下的冷冻水泵功率反倒大于无压差控制下的冷冻水泵功率. 这是因为阀门开度为 100%、80% 时管网

阻力未发生很大变化, 无压差控制下的水泵功率是用来克服最不利环路的压损, 最不利环路(支路1)的压力损失为 17.8 kPa, 而压差设定值 18 kPa 大于最不利环路的压损, 所需冷冻水泵功率增加. 因此, 合适的压差设定值对减少能耗有重大的影响, 应使干管定压差设定值等于最不利环路总阻力损失.

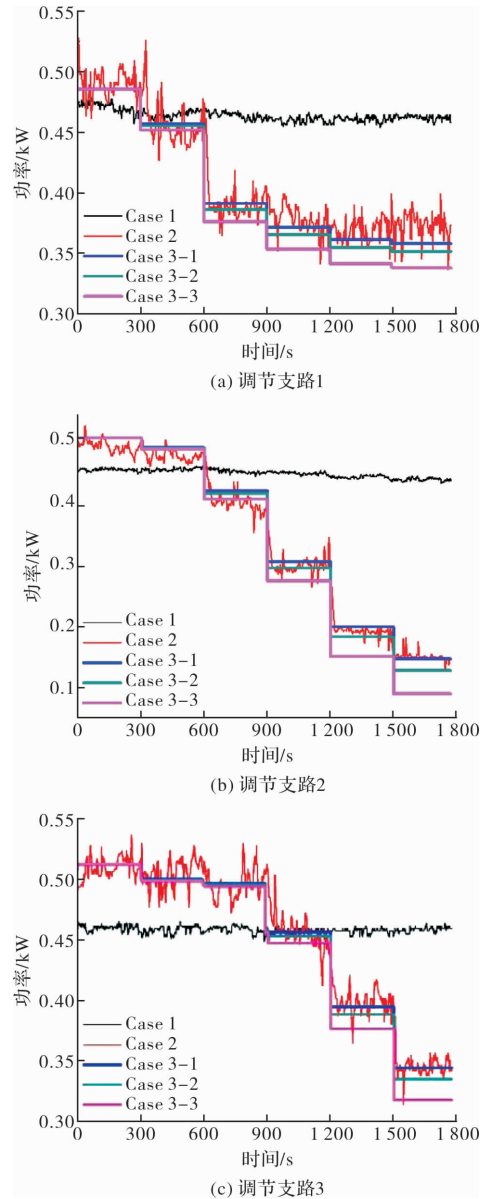


图8 冷冻水泵功率变化情况

Fig. 8 The change of chilled water pump power

无压差控制下冷冻水泵功率不变, 压差控制下冷冻水泵功率降低, 据此定义主动支路阀门开度为 0 时冷冻水泵功率 N_2 与阀门开度为 100% 时冷冻水泵功率 N_1 之差 ($N_1 - N_2$) 与 N_1 之比为冷冻水泵节能百分比. 表4给出了 Case2 和 Case3-2 下关闭不同支路阀门时冷冻水泵的节能百分比.

表 4 冷冻水泵节能百分比

Tab. 4 The energy saving percentage of chilled water pump

方案	主动支路	N_1/kW	N_2/kW	节能百分比/%
方案 2	支路 1	0.48	0.38	20.8
	支路 2	0.50	0.15	70
	支路 3	0.51	0.34	33.3
方案 3-2	支路 1	0.48	0.35	27.1
	支路 2	0.50	0.12	76
	支路 3	0.51	0.33	35.3

关闭支路 2 阀门, 方案 2 中节能百分比达到 70%, 方案 3-2 中节能百分比达到 76%, 这是由于实验所用水系统支路 2 流量远大于另外两条支路, 支路 2 干扰性过大, 此种情况并不普遍甚至是不合理的, 所以其值并不具有参考价值. 因此, 关闭任一支路, 定压差控制下可节能 20.8%, 变压差控制下可节能 27.1%.

4 结论

(1)从水力稳定性和节能两方面评价, 水系统变流量调节过程中压差控制效果明显, 其中变压差控制策略效果更优于定压差控制效果. 变压差控制下管网的水力失调系数为 0.072, 较无压差控制时减小了 0.442; 关闭任意一个支路阀门, 变压差控制下冷冻水泵节能可达到 27.1%.

(2)干管定压差设定值的选取对管网水力稳定性并无明显影响, 但是对水泵能耗有重大影响. 因此, 定压差设定值的选取要兼顾水力稳定性和水泵节能效果, 使干管定压差设定值等于最不利环路总阻力损失.

(3)确定变压差设定值时, 压差变化步长 λ 的选取在兼顾系统水力稳定性和水泵节能效果的同时, 要保证被动支路的设计流量得到满足, 对于本文所用水系统而言, λ 在 400~800 之间时控制效果最好.

参考文献 References

[1] 李晓鹏, 黄志浪, 曹迪华. 暖通空调系统中的水力平衡[J]. 空调暖通技术, 2006(1): 14-16.
LI Xiaopeng, HUANG Zhilang, CAO Dihua. Hydraulic balance of HVAC systems [J]. Technology of HV&AC, 2006(1): 14-16.

[2] KIRSNER W. Troubleshooting: Chilled water distribution problems at the NASA Johnson Space Center [J]. Heating Piping & Air Conditioning, 1995, 67

(2): 489-501.

[3] KIRSNER W. Chilled water plant design [J]. Heating Piping & Air Conditioning, 1996, 68(1): 73-80.

[4] 董宝春, 刘传聚, 刘东, 等. 一次泵/二次泵变流量系统能耗分析[J]. 暖通空调, 2005, 35(7): 82-85.
DONG Baochun, LIU Chuangju, LIU Dong, et al. Energy consumption analysis of primary pump and primary secondary pump systems with variable flow rate [J]. HV & AC, 2005, 35(7): 82-85.

[5] 江亿. 管网可调性和稳定性的定量分析[J]. 暖通空调, 1997, 27(3): 5-7.
JIANG Yi. Adjustability and stability of hydraulic networks [J]. HV&AC, 1997, 27(3): 5-7.

[6] 秦绪忠, 江亿. 供热空调水系统的稳定性分析[J]. 暖通空调, 2002, 32(1): 13-14.
QIN Xuzhong, JIANG Yi. Stability analysis of hydraulic networks in heating and air conditioning systems [J]. HV&AC, 2002, 32(1): 13-14.

[7] LIU Xuefeng, LIU J, CHEN X, et al. Static stability analysis of air-conditioning chilled water system for variable differential pressure control considering bypass loop regulation characteristics [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2014, 48(6): 772-777.

[8] LIU Xuefeng, LIU J, LU J, et al. Research on operating characteristics of direct-return chilled water system controlled by variable temperature difference [J]. Energy, 2012, 40(1): 236-249.

[9] MOORE B. J., FISHER D. S. Pump pressure differential set-point reset based on chilled water valve position [J]. ASHRAE Transactions. 2003, 109(1): 371-377.

[10] 李彬, 肖勇全, 马秀力. 变流量空调水系统稳定性的分析及试验研究[J]. 制冷与空调, 2005, 19(1): 7-12.
LI Bin, XIAO Yongquan, MA Xiuli. Stability analysis of air conditioning water system in variable water volume system and experimental investigation [J]. Refrigeration & Air-condition, 2005, 19(1): 7-12.

- HAN Yang, WANG Wei. SVM based model for real-time diagnostic of water distribution network [J]. Water & Wastewater Engineering, 2007, 33(2): 109-112.
- [15] 张明, 李鹏, 周润娟. 基于集对分析的供水管网漏损预测模型[J]. 供水技术, 2012, 6(3): 28-31.
- ZHANG Ming, LI Peng, ZHOU Runjuan. Leakage forecast model of water supply network based on set pair analysis [J]. Water Technology, 2012, 6(3): 28-31.
- [16] 林韵梅. 岩石分级的理论与实践[M]. 北京: 冶金工业出版社, 1996: 69-86.
- LIN Yunmei. Theory and practice of rock classification [M]. Beijing: Metallurgical Industry Press, 1996: 69-86.
- [17] 胥旋, 钟茂华, 史聪灵, 等. 基于动态分级法的地铁设备设施风险评价研究[J]. 中国安全科学学报, 2013, 23(7): 61-66.
- XU Xuan, ZHONG Maohua, SHI Congling, et al. Risk assessment of equipment and facilities in metro based on dynamic classification method [J]. Chinese journal of safety science, 2013, 23(7): 61-66.
- [18] 江海潮. 管材之间的接口形式探讨[J]. 安徽建筑, 2003, 10(1): 49-49.
- JIANG Haichao. Discussion on the interface form between pipes [J]. Anhui architecture, 2003, 10(1): 49-49.
- [19] 郎鹏凯. 基于GIS系统的城市供水管网漏损评价方法研究[D]. 太原: 太原理工大学, 2010.
- LANG Pengkai. Study on urban water supply pipe network leakage evaluation based on gis technology [D]. Taiyuan: Taiyuan University of Technology, 2010.
- [20] 马力辉, 崔建国, 刘遂庆, 等. 系统聚类分析用于供水管道漏损控制的研究[J]. 中国给水排水, 2006(23): 9-13.
- MA Lihui, CUI Jianguo, LIU Suiqing, et al. Study on application of system clustering analysis in leakage control of water supply pipelines [J]. China Water & Wastewater, 2006(23): 9-13.

(编辑 吴海西 沈波)

(上接第 439 页)

- [11] 张再鹏, 陈焰华, 符永正. 压差控制对变流量空调水系统水力稳定性的影响[J]. 暖通空调, 2009, 39(6): 63-66.
- ZHANG Zaipeng, CHEN Yanhua, FU Yongzheng. Effect of pressure difference control on hydraulic stability of variable flow air conditioning water systems [J]. HV&AC, 2009, 39(6): 63-66.
- [12] BYNUM Harris, MERWIN Ed. Variable flow-a control engineer's perspective [J]. ASHRAE Journal, 1999, 41(1): 26-30.
- [13] ZHAO Tianyi, ZHANG Jili, SUN D. Experimental analysis of the thermal stability of the pressure control method for a variable flow air-conditioning water system [J]. Building and Environment, 2013, 70(12): 1-9.
- [14] QIANG J, GUO J, SUI Z. Study on the pressure difference control in variable flow rate central heating systems [J]. Applied Mechanics & Materials, 2012, 193-194: 1239-1242.
- [15] WU X, YANG C, WU D, et al. Energy saving analysis of pressure difference control of frequency conversion variable water flow system [J]. Proceedings Building Simulation, 2007, 1-3: 624-628.
- [16] 迟光亮, 张吉礼. 基于 TRNSYS 的空调水系统管网模型的建立[J]. 建筑热能通风空调, 2011, 30(04): 6-10.
- CHI Guangliang, ZHANG Jili. Establishment of pipe network model in air Conditioning water system based on TRNSYS [J]. Building Energy & Environment, 2011, 30(04): 6-10.
- [17] 季科, 张永贵, 刘冰冰, 等. 基于 TRNSYS 的空调水系统仿真平台[J]. 暖通空调, 2015, 45(05): 93-96.
- JI Ke, ZHANG Yonggui, LIU Bingbing, et al. Simulation platform of air conditioning water system based on TRNSYS [J]. HV&AC, 2015, 45(05): 93-96.
- [18] 林兴斌, 潘毅群, 黄治钟. 变风量空调系统不同控制策略下的能耗分析[J]. 建筑热能通风空调, 2010, 29(5): 20-24.
- LIN Xingbin, PAN Yiqun, HUANG Zhizhong. Analyses of the Energy Performance of VAV System with Different Control Strategies [J]. Building Energy & Environment, 2010, 29(5): 20-24.
- [19] 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 Tianyi, ZHANG Jili, SUN Dexing. Dynamic analysis of thermodynamic stability in variable water flow HVAC system [J]. Journal of Tianjin University, 2009, 42(9): 833-838.

(编辑 吴海西 沈波)