

基于最不利热力环路的变流量 空调水系统压差重整化方法*

哈尔滨工业大学 赵天怡*

大连理工大学 张吉礼

哈尔滨工业大学 孙德兴

摘要 提出了空调水系统最不利热力环路和最大阀位环路的概念,给出了基于空调水系统最大阀位环路重整化阀位域的压差重整化方法。以压差监测点设于分、集水器两侧的单级泵变流量空调水系统为例,进行了模拟分析,结果表明,与其他几种常见的变压差设定值控制方法相比,该压差重整化方法适应性强、节能效果明显。

关键词 空调水系统 最不利热力环路 最大阀位环路 重整化阀位域 压差重整化

Optimal reset method of differential pressure in variable water flow system based on most unfavorable thermodynamic loop

By Zhao Tianyi★, Zhang Jili and Sun Dexing

Abstract Presents two concepts including most unfavorable thermodynamic loop and maximum valve position loop, and provides a novel differential pressure reset strategy based on resetting domain of valve position of maximum valve position loop. Applies the differential pressure reset method to a primary pump variable water flow system with differential pressure monitoring point located between water separating and collecting headers. Simulation results show the optimal reset method provides better adaptability and energy saving effect than other commonly used methods.

Keywords air conditioning water system, most unfavorable thermodynamic loop, maximum valve position loop, resetting domain of valve position, reset of differential pressure

★ Harbin Institute of Technology, Harbin, China

①

0 引言

变流量空调水系统基本上可归纳为图 1 所示的单级泵系统和双级泵系统^[1-2],在以压差为参考

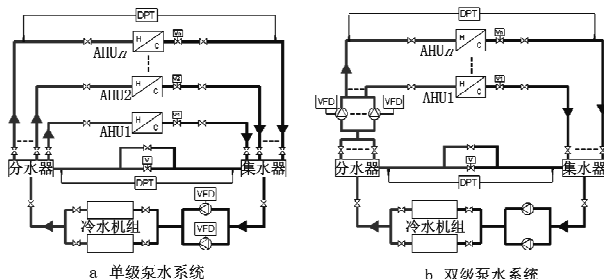


图 1 典型变流量空调水系统原理

* 国家自然科学基金资助项目(编号:50578049),国家科技支撑计划子课题“大型公共建筑能量管理与节能诊断技术研究”(编号:2006BAJ01A09),“建筑科学用能体系的长期评价方法与监控技术的研究”(编号:2008BAJ2B05)

量的水泵变流量控制方式中,压差监测点通常设置在分、集水器侧或最不利水力环路(距离冷源最远端空调机组所在环路)的末端用户侧。

图 1 中,DPT 为压差传感器,VFD 为变频器。DDC 控制器根据压差实测值与设定值的偏差来调节水泵转速,以维持一定的压差。压差设定值的选取直接影响着水泵的节能效果。定压差控制方式是实际中普遍采用的方法,为保证各末端用户有足够的资用压头,定压差控制中压差设定值存在着设置偏大的问题,从而增加了水泵功耗。因此,为提高水泵的节能效果,压差设定值应依据末端空调冷

①☆ 赵天怡,男,1982 年 11 月生,在读博士研究生
116023 大连理工大学北山公寓 B 区 3 公寓 427 房间
(0) 13889409691
E-mail:sebastian.zhao@gmail.com
收稿日期:2008-07-09

负荷的变化而重新整定(以下称该过程为压差设定值的重整化),即采用变压差设定值控制方法。在该控制方法中,压差设定值如何重整化、根据什么变量来重整化?是问题的关键。针对这一问题,本文首先提出了空调水系统最不利热力环路和最大阀位环路的概念,然后提出了基于最大阀位环路阀位的压差重整化方法,最后以压差监测点设于分、集水器侧的单级泵变流量系统为例,通过模拟分析,探讨了该方法的可行性。

1 最不利热力环路和最大阀位环路

图 2 为某变流量空调水系统,图中, Δp 为供回水总压差, m ; S_{Sk} 与 S_{Rk} 分别为第 k 段供、回水主干管的阻抗, $k=1, 2, \dots, m$, s^2/m^5 ; Q_k 为第 k 段主干管的流量, m^3/s ; S_{Vi} , S_{Ri} 分别为支路 i 的管段阻抗和阀门阻抗, $i=1, 2, \dots, n$, s^2/m^5 ; W_i 为支路 i 的调节阀阀位, %; Q_i 为支路 i 的冷水量, m^3/s ; t_{WOi} 为支路 i 的回水温度, $^{\circ}C$; t_{AOi} 为支路 i 上空调机组表冷器的送风温度, $^{\circ}C$ 。图中,压差监测点设置在分、集水器两侧,根据压差传感器 DPT 的读数 Δp 与压差设定值 Δp_{SET} 的偏差,调节水泵转速,以维持 Δp 为设定值。设末端设备为 n 台集中式空调机组,各机组的 DDC 控制器通过比较机组送风温度与其设定值的偏差,连续调节冷水两通调节阀的阀位,改变通过机组表冷器的冷水量,以维持送风温度为设定值。

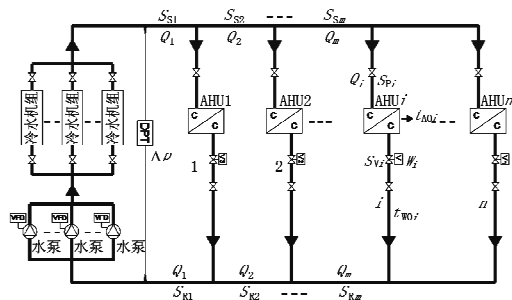


图 2 某变流量空调水系统示意

在具有 n 条支路的空调水系统实际运行过程中,若供冷工况的某时段内第 i 条支路同时满足:

- 1) 该支路的调节阀处于全开状态,即 $W_i = 100\%$;
- 2) 该支路空调机组表冷器的送风温度高于其设定值,即 $t_{AOi} > t_{AOSET}$,或表冷器出水温度高于其设定值,即 $t_{WOi} > t_{WOSET}$ 。则该支路所在的环路为该时段内空调水系统的最不利热力环路。

关于最不利热力环路有以下几点说明:

1) 最不利热力环路表征了空调水系统在实际运行中可能出现的一种不利工况,当前最不利热力环路中用户支路冷水量已为调节阀可调的最大流量,且当前该支路的冷量供给已无法满足用户的负荷需求(表现在送风温度或表冷器出水温度高于设定值)。

2) 最不利热力环路的出现表明了水泵当前的工作状态已至少不能满足该支路用户的空调负荷要求,需要进一步调节水泵工作状态,以提高监测点压差值,增强冷水循环动力。

3) 在某时段内,空调水系统中可同时出现多个或一个最不利热力环路,最不利热力环路的位置是随机变化的,可能是最不利水力环路,也可能不是(最不利水力环路上的阀位没有达到最大值),并与各用户负荷变化情况、管网水力特性以及空调机组热力特性相关。

4) 当最不利热力环路不是最不利水力环路时,基于最不利水力环路末端用户压差的水泵变流量控制对最不利热力环路而言是没有意义的,在该工况下最不利热力环路上的用户室内温、湿度无法达到控制要求,这时需要另寻他策以实现水泵的控制调节。

5) 最不利热力环路可根据其定义通过某时段内调节阀的阀位和送风温度等参数的状态和变化趋势来实时判定。

可见,最不利热力环路是空调水系统运行调节中所不希望发生的一种工况, Δp_{SET} 的取值大小应避免最不利热力环路的出现。

在具有 n 条支路的空调水系统实际运行过程中,若某时段内第 i 条支路调节阀的阀位达到所有支路中的最大值,则该支路所在的环路为该时段内空调水系统的最大阀位环路。

最大阀位环路是相对于所有环路的调节阀开度而言的,最大阀位环路的调节阀不一定全开。最大阀位环路的定义为预先判断最不利热力环路可能出现的位置提供了判定参考。

2 压差设定值重整化方法

对于变流量系统,为降低循环水泵的功耗,首先希望尽可能地降低各环路阻力,对任意支路来讲,就是尽可能地保持其调节阀处于最大开度。在末端空调冷负荷一定、且末端表冷器存在独立控制回路(即表冷器送风温度和冷水调节阀之间存在完整的控制

回路)的条件下,阀门能否处于最大开度与阀前资用压头有关,资用压头越小,冷水调节阀在其控制系统作用下开度越大,反之则开度越小。其次,希望压差设定值随着整个系统各表冷器冷负荷的变化而进行重整化设定,即实现变压差设定值控制。

在图 2 中,若某时刻支路 i 所在环路为最大阀位环路,则有

$$\Delta p = \sum_{k=1}^m (S_{Sk} Q_k^2 + S_{Rk} Q_k^2) + (S_{Vi} + S_{Pi}) Q_i^2 \quad (1)$$

可得

$$Q_i = \sqrt{\frac{\Delta p - \sum_{k=1}^m (S_{Sk} Q_k^2 + S_{Rk} Q_k^2)}{S_{Vi} + S_{Pi}}} \quad (2)$$

为保证用户所需的冷水量 Q_i ,可通过调节水泵转速和支路 i 上的调节阀阀位来实现式(2)所要求的 Δp 与 S_{Vi} 。

对于某一给定的 Δp_{SET} ,当支路 i 为最不利热力环路时,即要求增大 Δp_{SET} 。由于该时刻支路 i 的调节阀阀位已达到最大开度,因此可以利用该时刻支路 i 的调节阀阀位作为参考信号来实现对 Δp_{SET} 的重整化设定。 Δp_{SET} 重整化后,循环水泵转速提高,系统压力增大,支路 i 的水流量增加,于是支路 i 将从最不利热力环路状态返回最大阀位环路状态。若支路 i 的冷负荷降低,支路 i 的表冷器控制回路将减小其调节阀开度, S_{Vi} 增大;为保持 S_{Vi} 在较小的状态即仍然保持支路 i 的调节阀开度在较大的状态,则要求降低支路 i 的资用压头。因此,可以利用该时刻支路 i 的调节阀阀位作为参考信号来重整化 Δp_{SET} ,即减小 Δp_{SET} ,降低水泵的转速。

根据上述分析过程,可利用最大阀位环路的调节阀阀位作为重整化压差设定值 Δp_{SET} 的参考信

号。为减小 Δp_{SET} 重整化设定频率、提高循环水泵运行调节的稳定性,在增大 Δp_{SET} 和减小 Δp_{SET} 所对应的调节阀阀位之间应设置死区(dead band)。因此,如何合理地设置 Δp_{SET} 的重整化值所对应的调节阀阀位变化范围(称为压差重整化阀位域)是一个关键问题。

图 3 为等百分比型调节阀阻抗随阀位的变化关系,可见,阀位越接近于全开,其阻抗变化率越小。在图 3 的阴影区(约 $80\% < W < 100\%$)内,平均单位百分比阀位的阻抗变化仅为 $10 \text{ s}^2/\text{m}^5$,即等百分比调节阀在开度接近全开时,阀门开度的变化对其阻抗变化的影响基本可以不考虑,显然,该阀位变化区域是比较理想的压差重整化阀位域。这里,等百分比型调节阀的压差重整化阀位域可取 $[80\%(\text{可调}), 100\%]$ 。可按此方法确定其他类型阀门的压差重整化阀位域。

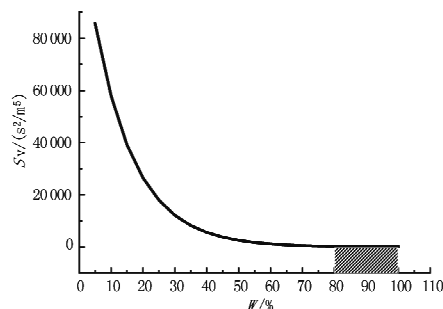


图 3 等百分比型调节阀阻抗随阀位的变化关系

设某类型调节阀的压差重整化阀位域为 $[W_{min}, 100\%]$,则在该域内存在 W_{RSTmin} 和 W_{RSTmax} ,且 $W_{RSTmin} > W_{min}$ 和 $W_{RSTmax} < 100\%$ 。同样,设 Δp_{SET} 的重整化限值为 Δp_{RSTmin} 和 Δp_{RSTmax} ,如图 4 所示,并有式(3)所示的空调水系统变压差设定值控制的压差设定值重整化方法,其中, Δp_{RST} 为重整化后的压差设定值。

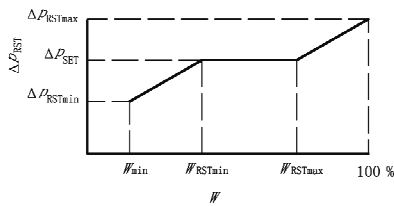
$$\Delta p_{RST} = \begin{cases} (W - W_{min}) \frac{\Delta p_{SET} - \Delta p_{RSTmin}}{W_{RSTmin} - W_{min}} & W \in [W_{min}, W_{RSTmin}) \\ \Delta p_{SET} & W \in [W_{RSTmin}, W_{RSTmax}] \\ (W - W_{RSTmax}) \frac{\Delta p_{RSTmax} - \Delta p_{SET}}{100\% - W_{RSTmax}} & W \in (W_{RSTmax}, 100\%] \end{cases} \quad (3)$$

根据式(3)和图 4 有如下的压差设定值重整化策略:

1) 若最大阀位环路的调节阀阀位 $W > W_{RSTmax}$,最大阀位环路存在着向最不利热力环路发展的趋势,为防止其发展为最不利热力环路,则

应根据式(3)重新设定 Δp_{RST} ,使得 W 重新回到 $[W_{RSTmin}, W_{RSTmax}]$ 之内。

2) 若最大阀位环路的调节阀阀位 $W < W_{RSTmin}$,最大阀位环路存在着调节阀逐渐关小的趋势,为防止其因阀门开度的关小而带来的环路阻抗

图 4 压差设定值 Δp_{SET} 重整化方法示意

增加,则应根据式(3)重新设定 Δp_{RST} ,使得 W 重新回到 $[W_{\text{RSTmin}}, W_{\text{RSTmax}}]$ 之内。

3) 若最大阀位环路的调节阀阀位 $W \in [W_{\text{RSTmin}}, W_{\text{RSTmax}}]$,则最大阀位环路的调节阀始终保持一个较大开度的状态工作,显然该环路也始终处于一个较低的阻抗水平。进一步地,整个水系统也始终处于一个较低的阻抗状态工作,这就是空调水系统进行变流量调节中压差设定值重整化的目的。为此,称 $[W_{\text{RSTmin}}, W_{\text{RSTmax}}]$ 为最大阀位环路调节阀的理想阀位工作域,它是压差重整化阀位域的子域。

3 变流量空调水系统仿真模型

为考察 Δp_{SET} 重整化方法的可行性,构建如图 5 所示的空调水系统。图 5 为某厂房空调水系统示意, AHU1~AHU6 为 6 台一次回风型组合式空气机组, DDC 控制器根据机组的送风温度来自动调节表冷器调节阀的阀位。系统各部分仿真模型描述如下。

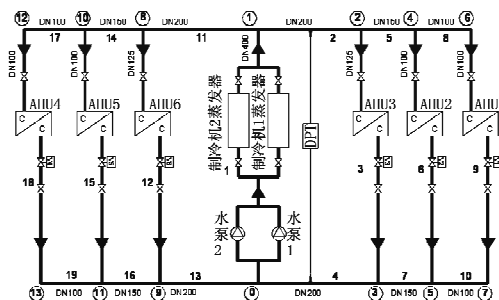


图 5 某厂房空调水系统示意

3.1 管路模型

1) 管网结构模型

如图 5 所示,管网共有 13 个节点、19 条支路。管网结构模型为

$$\begin{cases} \mathbf{AQ} = \mathbf{0} \\ \mathbf{A}^T \mathbf{P} = \mathbf{I} \cdot \mathbf{S} \cdot \mathbf{Q} + |\mathbf{Q}| + \Delta \mathbf{Z} - \Delta \mathbf{H} \end{cases} \quad (4)$$

式中 $\mathbf{A}$ 为管网的基本关联矩阵,其元素定义为

$$a_{ij} = \begin{cases} 1, & \text{表示节点 } i \text{ 的流体直接进入支路 } j \\ -1, & \text{表示支路 } j \text{ 的流体流入节点 } i \\ 0, & \text{表示节点 } i \text{ 与支路 } j \text{ 不直接连接} \end{cases}$$

若管网由 $n+1$ 个节点与 m 个支路所组成,则 $\mathbf{A}$ 为 $n \times m$ 矩阵; $\mathbf{Q}$ 为代表各支路流量的 m 阶列向量 $(V_1, V_2, \dots, V_m)^T$; $\mathbf{P}$ 为代表 n 个节点压力的 n 阶列向量 $(p_1, p_2, \dots, p_n)^T$; $\mathbf{I}$ 为 m 阶单位阵; $\mathbf{S}$ 为代表支路阻力抗的 m 阶列向量 $(S_1, S_2, \dots, S_m)^T$; $\Delta \mathbf{Z}$ 为代表支路位置水头升高的 m 阶列向量 $(\Delta Z_1, \Delta Z_2, \dots, \Delta Z_m)^T$; $\Delta \mathbf{H}$ 为代表含泵支路上泵扬程的 m 阶列向量 $(\Delta H_1, \Delta H_2, \dots, \Delta H_m)^T$,各节点压力与各支路流量均是阻抗 S 的函数。

2) 管路摩擦阻抗模型

$$S_p = \frac{8\lambda l}{g\pi^2 d^5} \quad (5)$$

式中 l 为管路长度, m ; d 为管路直径, m ; λ 为管路摩擦阻力系数,采用莫迪公式计算。

$$\lambda = 0.0055 \left[1 + \left(2000 \frac{\Delta}{d} + \frac{10^6}{Re} \right)^{\frac{1}{3}} \right] \quad (6)$$

式中 Δ 为管路的绝对粗糙度, m ; Re 为管路内流体的雷诺数。

3) 管路局部阻抗模型

$$S_l = \frac{8\zeta}{g\pi^2 d^5} \quad (7)$$

式中 ζ 为局部阻力系数,只与阻力部件的几何形状有关^[3]。

3.2 两通调节阀

$$S_v = 1.296 \times 10^6 \times K_v^{-2} R^{2(1-W)} \quad (8)$$

式中 K_v 为阀门全开时的流量系数, m^3/h ; R 为调节阀理想可调比。设备的阻抗模型均通过样本提供的公式或数据拟合得到。

3.3 水泵

水泵特性曲线为 $H = 51.49 - 21.82Q - 1528.85Q^2$, 水泵效率曲线为 $\eta = -0.37 + 22.53 \cdot Q - 118.90Q^2$ 。

3.4 空调机组表冷器

表冷器的换热特性采用水侧换热效率法^[4]进行计算。

4 仿真及其结果分析

根据对该空调系统的前期调研与测试,利用 DeST 计算得到各空调机组所服务的房间在空调季 1 924 h 内的逐时冷负荷,以 AHU1 为例,图 6 给出了负荷计算结果。

根据各时段的负荷计算结果、空调机组回风温度、比焓及送风量即可计算得到各时段内表冷器所

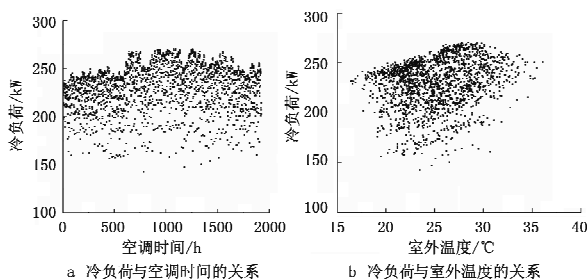


图 6 AHU1 负荷计算结果

需的冷水量,继而通过管网阻抗模型转化为各支路调节阀的阀位。图 7 为本文提出的压差重整化方法仿真程序流程图。

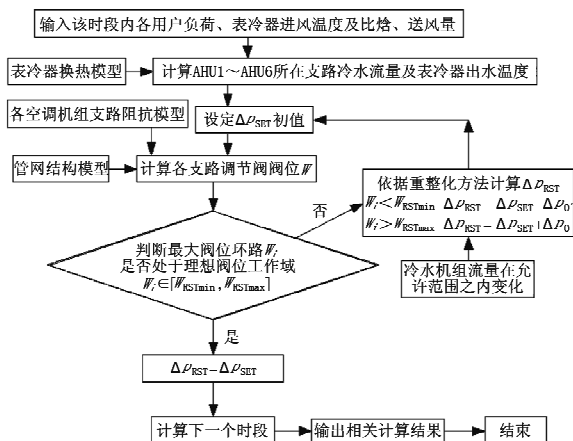


图 7 仿真程序流程图

仿真计算中,冷水机组额定冷水流量为 $0.103 \text{ m}^3/\text{s}$,当支路 1 流量大于 $0.103 \text{ m}^3/\text{s}$ 时,启动第 2 台冷水机组及相应的冷水泵。冷水供水温度取 7°C ,空调机组送风温度设定值为 16°C 。依据图 7 的仿真程序流程可以计算出各仿真时段内的压差重整化值 Δp_{RST} ,理想阀位工作域取 $[92\%, 98\%]$ 。仿真参数为 Δp_{RST} 、水泵功率 N 、转速比 r (水泵转速与额定值之比)、各支路最大及最小阀位 W_{max} 与 W_{min} 、冷水机组冷水回水温度 t_{wo} 。为更清晰地对比仿真结果,除 t_{wo} 外,其他参数均以百分比形式给出,其中, N 的 100% 基准值取水泵额定功率; Δp_{RST} 的 100% 基准值取水泵额定工况下的 Δp_{SET} 。

为将本文提出的 Δp_{SET} 重整化方法与现有方法进行比较,同时进行仿真的还有以下几种方法。

方法 1:冷水机组定流量,水系统定压差控制。控制器比较压差传感器读数与设定值的偏差,调整集水器、分水器之间的旁通阀开度,维持某一固定的压差设定值(基准值),以保证通过冷水机组的冷

水量恒定,水泵为额定转速运行。此方法广泛用于既有空调水系统中。

方法 2:冷水机组变流量,水系统定压差控制。控制器比较压差传感器与设定值的偏差,调整冷水泵的转速,维持某一固定的压差设定值(基准值),通过冷水机组的冷水量随用户侧需求而变化。

方法 3:依据室外温度的变化调整 Δp_{SET} ,重整化策略如图 8 所示。

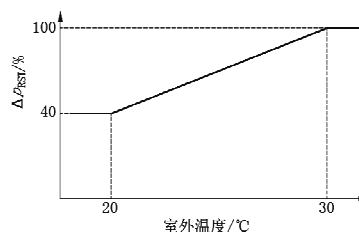


图 8 方法 3 的压差重整化策略

方法 4:依据最不利水力环路空调机组 AHU1 阀位调整 Δp_{SET} ,使得 AHU1 调节阀阀位处于理想阀位工作域 $[92\%, 98\%]$ 。

图 9 显示了重整化方法与以上 4 种方法的仿真结果比较情况。

1) 从图 9a 中可以看出,本文提出的重整化方法,方法 1 与 2,方法 3,方法 4 的压差设定值平均值分别为 55.04%,100%,70.49%,54.88%。可见,本文方法的压差设定值整体上要低于方法 1,2,3。

2) 从图 9b 中可以看出,与传统的定流量策略相比,变流量控制策略的冷水回水温度有明显的提升,平均回水温度提升幅度为 2.47°C ,这对提升冷水机组的蒸发温度,继而提高冷水机组的 COP 是有利的。

3) 图 9c 与图 9d 分别显示了各种方法的水泵转速比与水泵功率的对比,重整化方法与方法 1,2,3,4 的水泵转速比平均值分别为 71.76%,100%,86.46%,77.52%,71.70%。水泵转数比的降低增加了水泵功率的减小幅度,本文方法与其他 4 种方法的水泵功率平均值分别为 43.86%,100%,67.60%,51.93%,43.69%。

4) 如图 9e 及 9f 所示,本文的重整化方法使得所有工况下最大阀位环路的阀位处于理想阀位工作域之内,并避免了最不利热力环路的出现(即最大阀位未达到 100%)。本文方法对应的各支路最小阀位平均值为 23.36%,相比其他 4 类方法的

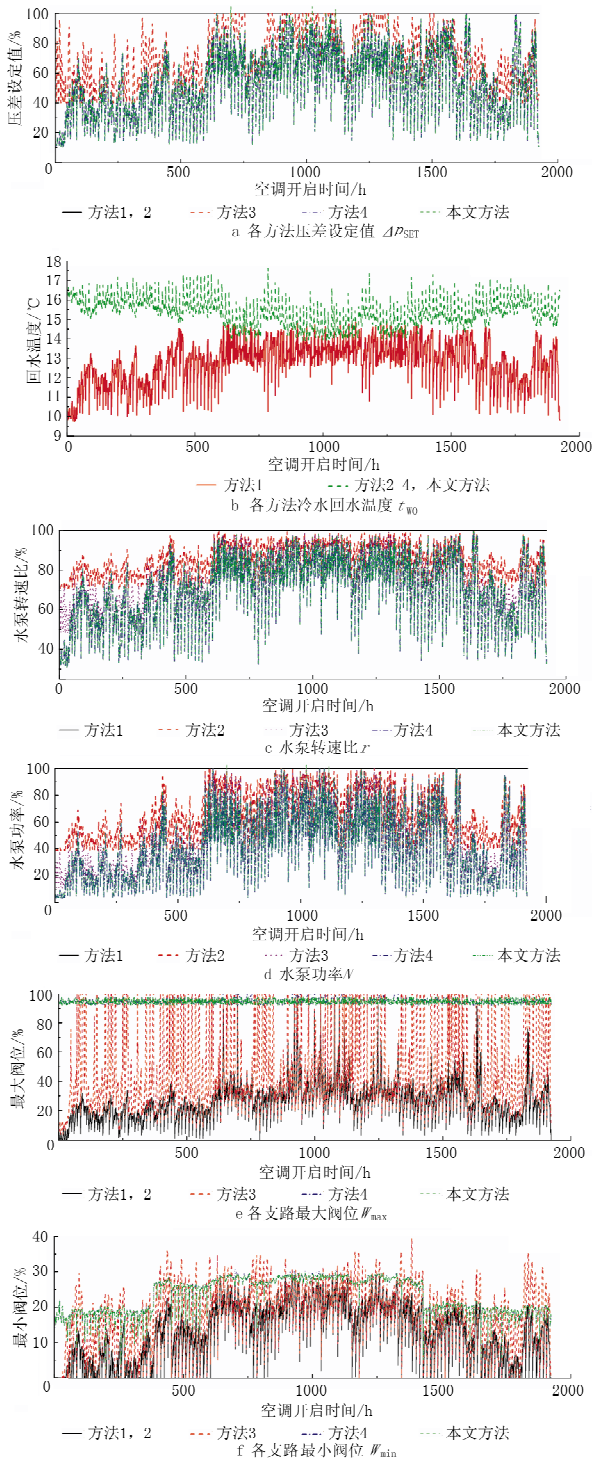


图 9 重整化方法与 4 种方法的仿真结果比较

12.72%, 12.72%, 18.44%, 23.41%, 最小阀位相对较高, 降低了水系统总阻抗, 从而节省了消耗在调节阀上的水泵能量。

图 10 显示了各类方法的最大及最小阀位在空调季 1 924 h 内的时间频数分布(时间频数定义为相

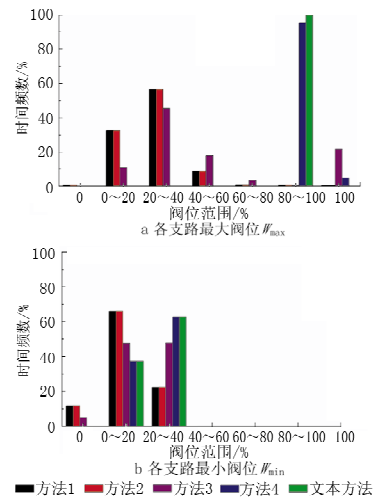


图 10 阀位的时间频数分布

应阀位开度的空调时间占总空调时间的百分比)。

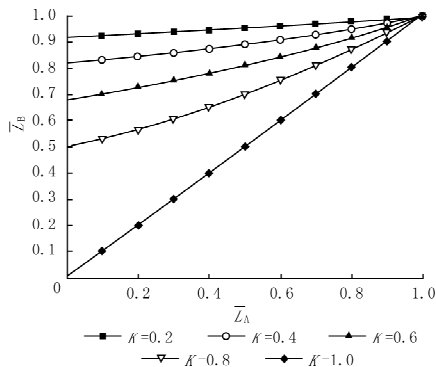
图 10a 表明, 在理想阀位工作域的范围(80%~100%)内, 方法 4 与本文方法的最大阀位所占空调时间频数分别为 95.22% 与 100%, 远高于其他 3 种方法。其中方法 4 有 4.78% 的时间频数内最大阀位开度达到 100%, 这表明方法 4 并不能满足所有空调时间内最大阀位环路中空调机组的冷水供给量, 在此 4.78% 的时间频数内, 最大阀位环路已演变为最不利热力环路。而相比方法 4, 本文提出的方法不仅保证了所有空调时间内最大阀位环路的阀位开度处于理想阀位工作域之内, 而且有效地避免了最不利热力环路的出现。这说明了以最不利水力环路中末端阀位为参考的压差重整化方法并不能适用于所有的负荷分配工况, 即水力特性的“最不利”不等同于热力特性的“最不利”。在空调水系统的运行调节中, 参考的最不利环路应是针对热力特性而言的。

图 10b 所示的最小阀位开度频数表明, 与其他方法相比, 本文方法同时也能保证绝大部分运行时间内各支路最小阀位开度保持在相对较高的范围内。即可以实现将各支路阀位尽量提高, 从而减小水系统管网的整体阻抗, 以较小的压差设定值来实现各支路所需的冷水流量供给。与此同时, 从图 10b 中可以看出, 由于前三种方法的压差设定值相对过高, 较长时间内最大阀位与最小阀位均为 0, 这说明此时压差设定值已远高于满足各支路冷水供给实际所需的水平, 分配在各支路上的资用压头

(下转第 55 页)

表 1 未知量 $\bar{L}_B$ 的值 ($n_A = 1/2$)

K	$\bar{L}_A$										
	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
0.2	0.917 7	0.923 2	0.929 4	0.936 2	0.943 5	0.951 5	0.960 0	0.969 2	0.978 9	0.989 2	1.0
0.4	0.816 5	0.828 4	0.841 7	0.856 6	0.872 9	0.890 7	0.909 9	0.930 5	0.952 4	0.975 6	1.0
0.6	0.686 0	0.705 2	0.727 3	0.752 4	0.780 4	0.811 1	0.844 3	0.800 0	0.918 0	0.958 0	1.0
0.8	0.500 0	0.528 1	0.562 3	0.602 4	0.647 7	0.697 8	0.752 1	0.809 9	0.870 8	0.934 3	1.0
1.0	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0

图 3 $\bar{L}_B$ 与 $\bar{L}_A$ 对应不同 K 值的关系曲线

的风量也发生同等程度的变化,进而将造成房间空调参数的改变。

由式(7)可看出,影响 K 值的因子主要是静压传感器处风管的截面积 F_g 和传感器位置后网路部分的阻抗 S_1 。当 F_g 增加时 K 值减小,说明系统的稳定性提高,反之亦然。只有当 $F_g \rightarrow \infty$ 时, $\bar{L}_B$ 具有最大的稳定性(即 $K=0$),实际上这是不可能的。从而说明当某空调房间采用变风量调节时,由于风管面积所限,将会引起系统流量再分配。从式(8)可知,增加静压传感器位置后网路部分的阻抗 S_1 同样可以提高系统的稳定性,这意味着减小支管管径或增加变风量末端装置的阻力。而在变风量空调系统

(上接第 61 页)

已高于各调节阀的关断压差,调节阀处于关闭状态,从而导致水系统管网阻抗较大,影响水泵的安全运行。

5 结论

5.1 最不利热力环路是变流量空调水系统运行调节中应避免的一种不利工况,其定义对于合理选取空调水系统优化控制策略具有重要的参考意义。

5.2 仿真表明,本文提出的压差重整化方法要优于其他 4 种方法,以最不利水力环路为参考的压差重整化并不能保证所有工况下的冷水流量合理分配,会导致最不利热力环路的出现。

5.3 最大阀位环路是预先判定最不利热力环路可

设计中,主风管的截面积考虑了同时使用系数和负荷系数,因而风管的截面积小于设计负荷下的截面积;而支管管径则考虑了设计负荷。因此,从系统稳定性考虑,这种设计方法并不是有利的。

3 结论

3.1 变风量空调系统调节过程中存在着稳定性问题,即有耦合现象发生。为了减少支路与支路之间、房间与房间之间调节过程中的相互影响,在设计中合理地选择传感器的位置、系统的结构尺寸等是必要的。

3.2 为了提高变风量空调系统的稳定性,将负荷变化相近的房间在设计上相对独立出来单独组成系统,将大大减少风量调节分配不均问题。负荷变化差别较大的空调房间不宜组成同一个变风量空调系统。

3.3 为了提高变风量空调系统的稳定性,选择一定阻力的变风量末端装置有助于改善系统的调节品质。当然,这是以增加风机能耗为代价的。

参考文献:

- [1] 肖勇全,赵菊. 空调变风量(VAV)系统送风特性探讨[J]. 制冷学报,1998(4):58-62
- [2] 钱以明. 高层建筑空调与节能[M]. 上海:同济大学出版社,1990

能出现位置的重要参考环路,本文以最大阀位环路的重整化阀位域为参考进行压差设定值的重整化,不仅可获得理想的水泵节能效果,也可避免最不利热力环路的出现。

参考文献:

- [1] Hartman T B. Design issues of variable chilled-water flow through chillers[G]// ASHRAE Trans,1996,102: 679-683
- [2] Liu M. Variable water flow pumping for central chilled water systems[J]. ASME Journal of Solar Energy Engineering, 2002, 124(8):300-304
- [3] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册[M]. 北京:中国建筑工业出版社,1993
- [4] 乐有奋,王清平. 表冷器热工计算新方法——水侧热交换效率法[J]. 暖通空调,2005,35(7):122-126