

基于负荷特性的空调水系统运行调节策略探讨

胡海华^{1,2}, 刘少杰^{1,2}, 蔡玲玲³

- (1. 湖南工业大学 土木工程学院, 湖南 株洲 412007;
2. 湖南工业大学 协同创新中心, 湖南 株洲 412007;
3. 中南大学 能源科学与工程学院, 湖南 长沙 410000)

摘要:通过对空调水系统质调节、量调节的能耗分析,建立基于负荷特性的系统变换调节方式负荷率临界值的数学方程式。分析得出:应该设置两种运行调节方式的转换控制系统,负荷率临界值宜取0.618,即在负荷率为0~0.618时,采用质调节;负荷率为0.618~1时,采用变频量调节。

关键词:负荷特性;空调水系统;运行调节;策略

中图分类号:TU995.3

文献标识码:A

文章编号:1671-5322(2016)01-0055-03

据相关文献介绍^[1],空调系统运行时实际所承担的负荷一般只占设计工况的40%至50%。所以,根据室外温度变化情况来对空调系统相关参数进行动态调节,在满足用户需求的情况下实现最大限度的节能十分重要。空调水系统有质调节和量调节两种运行调节方式。其中,质调节是指调节冷热水温度而保持其流量不变;量调节是指调节冷热水流量而保持其温度不变。目前关于空调水系统两种运行调节方式综合运用策略的相关研究还较少,缺乏能够系统地指导工程实践的理论基础和方法。鉴于此,本文提出基于负荷特性的空调水系统运行调节策略,为工程技术人员提供参考。

1 两种调节方式能耗分析

1.1 质调节

质调节是根据室外温度变化,通过调节供回水温度,使系统冷热供应量与用户负荷达到实时动态平衡,从而在满足用户舒适性要求的同时减少系统能耗。

1.1.1 负荷率

为明确实际工况下用户所需冷热量的大小,引入负荷率的概念。与此同时,可将负荷率定义

为实际工况下用户负荷与设计负荷的比值,可按式(1)计算。

$$Q_t = \frac{Q}{Q_0} = \frac{cG(t_h - t_g)}{cG(t_{h0} - t_{g0})} = \frac{t_h - t_g}{t_{h0} - t_{g0}} \quad (1)$$

式中: Q_t 为负荷率; Q 为不同室外温度下的负荷,W; Q_0 为设计负荷,W; c 为水的比热容,J/(kg·°C); G 为水流量,kg/s; t_g 、 t_h 分别为实际工况下质调节时供回水温度,°C; t_{g0} 、 t_{h0} 分别为设计供回水温度,°C。

1.1.2 实际工况下质调节时供回水温度的确定

刘金平等^[2]通过数据拟合得出实际工况下质调节时供水温度 t_g 与负荷率 Q_t 的经验公式为

$$t_g = 23.8 - 17Q_t \quad (2)$$

对于确定用户,不同室外温度下的负荷 Q 与负荷率 Q_t 关系为

$$Q = b_1 Q_t + b_2 \quad (3)$$

式中: b_1 、 b_2 为与用户结构维护及室外气象参数等有关的系数;

实际工况下负荷可按式(4)计算。

$$Q = \rho q_1 (t_h - t_g) \quad (4)$$

式中: ρ 为水的密度,kg/m³; q_1 为设计工况下的水流量,m³/s;其余同上。

将式(2)、式(3)代入式(4)可得空调水系统

实际工况下的回水温度计算公式。

$$t_h = \frac{Q}{c\rho q_1} + t_g = \left(\frac{b_1}{c\rho q_1} - 17 \right) Q_1 + \frac{b_2}{c\rho q_1} + 23.8 \quad (5)$$

1.1.3 节能分析

设计工况下负荷可按式(6)计算。

$$Q_0 = c\rho q_1 (t_{h0} - t_{g0}) \quad (6)$$

为便于分析,可将质调节的节能潜力 K_Q 定义为质调节节省的冷热量与设计工况下所需负荷的比值。即:

$$K_Q = \frac{\Delta Q}{Q_0} = \frac{Q_0 - Q}{Q_0} = 1 - \frac{Q}{Q_0} = 1 - Q_1 \quad (7)$$

由式(2)可知,当系统运行时变换调节方式临界值已知时,可计算出实际工况下质调节时供水温度 t_g ;对于某一特定用户,由式(3)、式(5)可计算出 b_1 、 b_2 ,再根据式(7)得出的质调节节能潜力 K_Q ,可计算出实际工况下质调节时回水温度 t_h ;由此便可设置控制系统参数,对空调水系统进行质调节。

1.2 量调节

空调水系统量调节方式有两种:一是通过改变水泵出口阀门的开度来对水流量进行调节的传统量调节方式,因其节流的不可逆性,造成大量的能量损耗,影响空调系统的经济运行;二是运用水泵变频调速技术的量调节方式,因其具有良好的节能效果,广泛应用于工程实践。相对于传统的量调节方式,变频量调节方式具有更大的节能空间。在此,将重点分析变频量调节方式的节能效果。

水泵变频调速技术在空调水系统中的应用原理:通过改变电流频率来改变电机转速和水泵转速,进而调节系统水流量。

水泵运行工况点由水泵性能曲线及管网水力特性曲线共同决定。图中, O 点为水泵设计工况点, A 点为采用阀门调节时的工况点, B 点为采用水泵变频调节时的工况点。

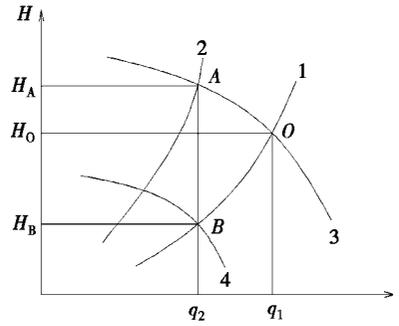
因水泵的扬程与流量关系曲线可近似为抛物线型,在进行工程定量计算时可按式(8)计算。

$$H = a_0 + a_1 q + a_2 q^2 \quad (8)$$

式中: H 为水泵扬程,m; q 为水泵流量, m^3/s ; a_0 、 a_1 、 a_2 为与水泵自身设计有关的常量。

管道的阻力与阻力数、体积流量的关系如式(9)。

$$h = S q^2 \quad (9)$$



1、2—工况变化前、后的管网水力特性曲线
3、4—工况变化前、后水泵性能曲线

图 1 水泵运行工况图

Fig. 1 Figure of pump operating conditions

式中: h 为管道阻力,Pa; S 为管道阻力系数, $Pa \cdot s^2 \cdot m^{-6}$;其余同上。

变频调节时,工况变化前后所消耗的电功率可分别按式(10)、式(11)计算。

$$P_0 = S_d q_1^3 \quad (10)$$

$$P_B = S_d q_2^3 \quad (11)$$

式中: S_d 为设计工况下的管道阻力系数, $Pa \cdot s^2 \cdot m^{-6}$; P_0 、 P_B 分别为设计工况点 O 、变频调节时工况点 B 的水泵所耗电功率,W; q_2 为实际工况下的水流量, m^3/s ;其余同上。

采用阀门开度调节方式时,由于管道阻力系数会发生改变,水泵所消耗的电功率可按式(12)计算。

$$P_A = q_2 H_A \quad (12)$$

式中: P_A 为阀门调节时工况点 A 的水泵所耗电功率,W; H_A 为阀门开度调节工况点 A 的水泵扬程,m;其余同上。

由于水泵在设计工况点 O 下电机输入功率是不变的,为便于体现变频量调节方式的节能效果,可将水泵变频调节相对于阀门调节的节能潜力定义为水泵变频调节节省的电功率与设计工况点 O 下电机输入功率的比值 $\Delta P/P_0$ 。假设在调节过程中水泵和电机的效率不变,则节能潜力计算公式可按式(13)计算。

$$K_P = \frac{\Delta P}{P_0} = \frac{P_A - P_B}{P_0} = \frac{q_2 H_A - S_d q_2^3}{S_d q_1^3} \quad (13)$$

式中: K_P 为节能潜力;其余同上。

由式(8)可得工况点 A 水泵扬程计算式。

$$H_A = a_0 + a_1 q_2 + a_2 q_2^2 \quad (14)$$

工程实践中由于水泵并联导致流量减少的问题严重,目前空调水系统设计上一般选用扬程与

流量关系曲线较陡的水泵,在电流频率为 50 Hz 的运行条件下,结合式(14),令 V_q 为相对体积流量,且 $V_q = q_2/q_1$, $H_A \approx H_0 = S_d q_1^2$,则式(13)可简化为:

$$K_p = \frac{q_2 H_A - S_d q_2^3}{S_d q_1^3} = \frac{q_2 S_d q_1^2 - S_d q_2^3}{S_d q_1^3} = \frac{q_2}{q_1} - \frac{q_2^3}{q_1^3} = V_q - V_q^3 \quad (15)$$

将式(15)两边对 V_q 求一阶导数,并令其等于 0,可得当 $V_q = 0.577$ 时 K_p 有极大值 0.385。

1.3 系统运行时变换调节方式临界值的计算与分析

当质调节相对设计工况下的节能潜力 K_Q 与变频量调节相对设计工况下的节能潜力 K_p 相等即 $K_Q = K_p$ 时,由式(1)可知,相对体积流量 V_q 一般可与负荷率 Q_i 等价,由式(7)、式(15)得到系统运行时变换调节方式临界值的数学方程式。

$$Q_i^3 - 2Q_i + 1 = 0 \text{ 或 } V_q^3 - 2V_q + 1 = 0 \quad (16)$$

利用 MATLAB 软件求解式(16)得: $Q_{i1} = V_{q1} = 1$, $Q_{i2} = V_{q2} = -1.618$, $Q_{i3} = V_{q3} = 0.618$

由计算结果可知:

(1) 当 $Q_{i1} = V_{q1} = 1$, 即系统满负荷运行时, $K_Q = K_p = 0$, 说明空调水系统在此情况下无需进行调节;

(2) 当 $Q_{i2} = V_{q2} = -1.618$, 不符合空调水系统的实际运行情况,不予考虑;

(3) 当 $Q_{i3} = V_{q3} = 0.618$, 即系统低负荷运行,符合空调系统的实际运行情况,且 $K_Q = K_p = 0.382$,与式(15)求导得出的当 $V_q = 0.577$ 时 K_p 有极大值 0.385 基本吻合,说明空调水系统在设置两种运行调节方式的转换控制系统时,可以在保证单独变频量调节节能最大化情况下充分发挥质调节的优势。系统运行时变换调节方式负荷率

的临界值宜取 $Q_{i3} = V_{q3} = 0.618$ 。

2 空调水系统两种调节方式的综合运用分析

相关研究表明^[3-6],供冷工况时,正常气象条件下,室外温度越高,冷冻水温度越低,供冷系统负荷率越高,冷水机组的制冷系数增加的幅度越小;供热工况亦如此。因此,在空调系统高负荷率运行时采用质调节效果不明显。

用变频器调节电机运行与电机的工频运行相比,电动机的功率因数、效率都将不同程度地降低,这是由于变频器输出的高次谐波分量引起的不良影响,且变频器本身也要消耗一定的功率。同时,流量很小时水泵的效率会急剧下降,空调管网的水力失调现象也会加剧,因此采用变频量调节对管网的最小流量也要限制。

为了避免两种空调水系统调节方式的各自缺点,更好地发挥各自的优势,空调水系统应该综合运用两种调节方式,并设置好相应的转换控制系统,即负荷率在 0~0.618 时,采用质调节;负荷率在 0.618~1 时,采用变频量调节。

3 结论

为了使空调系统达到节能、节资的最大化,可在质调节过程中适当采取变频量调节。通过计算及技术运用分析,系统变换调节方式负荷率临界值宜取 0.618,且在负荷率为 0~0.618 时,采用质调节;负荷率为 0.618~1 时,采用变频量调节。对于具体空调系统,还要根据用户实际情况及国家政策的相关规定,对系统变换调节方式临界值进行适当修正,使其在满足用户需求和系统设计的情况下,提高主机能效、降低水泵输送能耗。对于湿度较大的南方地区,还需考虑水温对系统除湿能力的影响。

参考文献:

- [1] 陆琼文,刘传聚,曹静. 浦东国际机场变空调供水温度节能运行方案分析[J]. 暖通空调,2003,33(2):123-125.
- [2] 刘金平,周登锦. 空调系统变冷水温度调节的节能分析[J]. 暖通空调,2004,34(5):90-92.
- [3] 翁文兵,宋振宁,陈剑波,等. 小型中央空调系统变水温调节特性的实验研究[J]. 流体机械,2006,34(11):8-11.
- [4] 王岳人,宋涛,于晶. 闭式循环水系统的变频水泵能耗测试[J]. 沈阳建筑大学学报:自然科学版,2009,25(4):757-761.
- [5] 黄建恩,郭民臣. 供热系统循环水泵变频调节的最佳工况[J]. 煤气与动力,2005,25(7):18-21.
- [6] 刘飞龙,朱冬生,闫军威,等. 区域供冷质调节的节能分析[J]. 流体机械,2007,35(11):70-73.