

[文章编号] 1002-8528(2007)02-0076-04

中央空调海水冷却系统自适应优化控制

徐新华, 王盛卫(香港理工大学 屋宇设备工程学系, 香港)

[摘 要] 在淡水缺乏的香港地区, 中央空调系统通常采用海水进行冷却。在能源日益紧张的今天, 对空调系统进行优化控制是提高能源效率及节省能源的一个重要途径。本文针对中央空调海水冷却系统提出了根据海水冷却水压力设定值调整的微分自适应优化控制方法实现空调系统能耗最小化, 然后进一步对该自适应控制方法进行了基于模拟环境的实验验证。结果表明该方法可以降低系统能耗, 提高能源使用效率。

[关键词] 中央空调系统; 海水冷却; 压差设定; 自适应优化控制; 节能

[中图分类号] TU831.3⁺1

[文献标识码] A

Adaptive Optimal Control of Seawater Cooling System in Centralized Air-conditioning System

XU Xin-hua, WANG Sheng-wei

(Department of Building Services Engineering, The Hong Kong Polytechnic University, Hong Kong, China)

[Abstract] Seawater is usually used to cool down condensers in centralized air-conditioning systems in Hong Kong where the fresh water is very scarce. Optimal control is among the means to improve energy efficiency in air conditioning system. This paper presents an adaptive optimal control strategy to optimize the seawater pressure set-point of variable-speed seawater pumps aiming at minimal energy consumptions. This optimization is achieved by adjusting the pressure set-point according to the estimated derivative of the total power with respect to seawater pressure differential. This strategy is validated using simulations. The tests show that significant saving in the overall energy consumption of the chilling system can be achieved by properly resetting the pressure set-point only.

[Keywords] centralized air-conditioning system; seawater cooling; pressure differential resetting; adaptive optimal control; energy efficiency

1 引 言

中央空调系统是建筑物的能耗大户。网络技术与建筑管理系统(Building Management System, BMS)兼容协议的发展使得制冷机的 DDC 控制系统能方便的通过网络和 BMS 结合起来, 使 BMS 获得整个空调制冷系统的信息。这为中央空调制冷系统的局部优化控制及全局优化控制提供了重要的信息基础。为了使中央空调制冷系统及冷却系统的能耗最小化, 冷却水温度的设定是一个重要的监控功能^[3, 9]。对于装有冷却塔的中央空调系统来说, 冷却水温度优化方法的最优点就是能识别整个热工系统的特性, 确定最优工作点, 在一定负荷下该工作点可使整个系统能耗达到最小。该方法还应在各种负荷之下

识别出系统最优工作点的同时使系统运行在该点。

当用海水作为冷却水时, 常用的有三种冷却方式。第一种是采用冷却塔, 这种方式, 冷却系统的循环水是海水, 而不是常规冷却系统中的淡水。第二种方式是直排式, 海水直接进入冷凝器, 带走冷凝器的热量并直接排入大海中。海水直接与制冷机的冷凝器接触, 因而冷凝器需采用防腐材料, 造价很高。第三种是海水间接冷却方式, 这种方式采用热交换器将海水与冷凝器分隔开来, 海水通过热交换器将与冷凝器直接相连的一次冷却水系统的热量带走。采用后两种冷却方式, 进入冷凝器及热交换器的海水温度是不可控制的。然而制冷机和水泵的总能耗却可以优化, 这是因为高流速的冷却水可以通过降低冷凝温度从而降低制冷机的能耗, 但同时也增加了水泵的能耗^[3, 9]。为了有助于优化, 冷凝器散热与冷却水供应系统采用变速水泵来降低水流量从而达到降低系统能耗的目的^[2, 4]。本文提出了自适应变

[收稿日期] 2006-09-18

[作者简介] 徐新华(1972-), 男, 博士, 博士后

[联系方式] bexhu@polyu.edu.hk

速优化控制方法并在模拟环境下对该方法进行了实验验证。结果表明该方法可以降低系统能耗, 提高能源使用效率。

2 冷却水系统海水泵自适应优化控制

图 1 描述了对压力设置点自适应控制有重要作用的海水泵压力控制和 BMS 监控点。通过热交换器的海水压差由一个 DDC 控制器监控。流过各个换热器的水量只是其进出口压差的函数, 当然该水流量还与总的海水流量及运行中的换热器台数有

关。由于常规的海水冷却系统中都装有海水流量控制装置, 因此可以方便的通过控制换热器进出口的压差来实现优化控制方法。PID 压力控制器通过调节水泵输入交流电源的频率来控制压力, 水泵输入交流电源的频率与其负荷成正比。每台制冷机、水泵的电功率由功率变送器测量, 流经换热器的供回水压力由压力传感器测得。除了供水管供水温度外, 经过换热器的海水回水温度、冷凝器冷却水进水温度及其回水温度也被测量以监控换热器的性能。

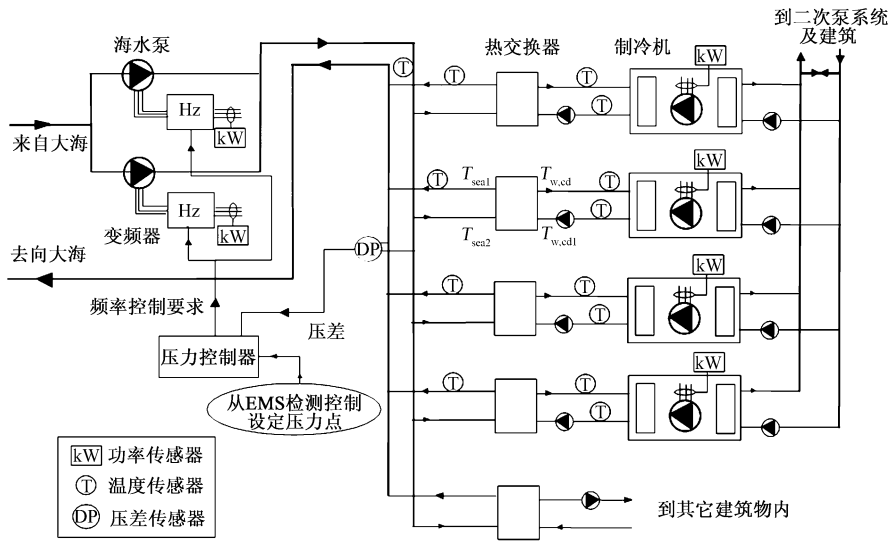


图 1 制冷系统及自适应监控系统示意图

控制器评估出总电功率相对于进出换热器海水压差的导数, 如果该导数是正值, 压差则需降低, 相反如果该导数是负值, 压差则需升高。在一定的建筑物冷负荷下, 该导数趋于零值时压差将达到最优值点。在实际的建筑物冷却系统中, 由于负荷的变化, 海水压差的调节将是持续的。如公式(1)所示, 总电功率对进出换热器海水压差的导数可由水泵电功率对海水压差的导数及制冷机电功率对海水压差的导数求得。水泵电功率的导数较易获得, 压差的变化将影响海水流量, 从而影响换热单元数(UA)、换热器出水温度(冷凝器进水温度), 最后影响制冷机的电功耗。制冷机对压差的导数可用公式(2)表示, 对于逆流式换热器, 冷凝器进水温度对传热系数的导数可由公式(3)~(5)获得。

$$\frac{\partial W_{\text{ta}}}{\partial P} = \frac{\partial W_p}{\partial P} + \frac{\partial W_c}{\partial P} \tag{1}$$

$$\frac{\partial W_c}{\partial P} = \frac{\partial W_c}{\partial T_{w,cd}} \cdot \frac{\partial T_{w,cd}}{\partial UA} \cdot \frac{\partial UA}{\partial P} \tag{2}$$

$$UA \cdot T_m = Q \tag{3}$$

$$T_m \approx \frac{(T_{w,cd1} - T_{sen2}) + (T_{w,cd} - T_{sen1})}{2} \tag{4}$$

$$\frac{\partial T_{w,cd}}{\partial UA} \approx \frac{T_m}{UA} \tag{5}$$

其中 T_{sen1} , T_{sen2} 分别为海水进出冷凝器的温度, $T_{w,cd1}$, $T_{w,cd}$ 分别为制冷机侧进出冷凝器的冷却水温度。在两股水流量不是很大的时候, 公式(4)给出了平均温差的近似值。当传热系数、换热器海水进水温度、冷凝器冷却水流量为常数时, 忽略换热器海水出水温度的变化, 换热单元数对冷凝器进水温度的

影响可由公式(5)给出。公式(3)可推出 $T_m + UA$
 $\partial T_m / \partial UA = 0$; 公式(4)可推出 $\partial T_m / \partial UA = \partial T_{w,cd} / \partial$
 UA , 这里换热器海水出水温度的影响被忽略; 当冷
 凝器水流量为常数时, 公式(4)还可推出 $\partial T_{w,cd1} / \partial UA$
 $= \partial T_{w,cd} / \partial UA$ 。

如公式(6)所示, 冷凝器进水温度对制冷机电功
 率的导数可近似认为与制冷机的电功率成正比, 这
 是一个简单可靠的导数估计值。公式(6)中的比例
 系数(C)在制冷机的正常运行期间内变化很小, 因
 此对某个制冷机而言可认为是个常数。利用实验数
 据或标定数据, 可通过制冷机模拟程序获得该参数。
 因此, 总电功率对进出换热器海水压差的导数可由
 公式(7)来计算。为了正确地调整该压差, 控制器必
 须识别水泵电功率对该压差、换热单元数对该压差
 的导数, 还必须获得制冷机电功率、平均传热温差和
 换热单元数。对于具有多台制冷机和水泵的制冷系
 统, 公式(7)可写为(8)。

$$\frac{\partial W_c}{\partial T_{w,cd}} \approx C \cdot W_c \quad (6)$$

$$\frac{\partial W_{tot}}{\partial P} \approx \frac{dW_p}{dP} + C \cdot W_c \cdot \left[-\frac{T_m}{UA} \right] \cdot \frac{dUA}{dP} \quad (7)$$

$$\frac{\partial W_{tot}}{\partial P} \approx \left[\frac{d \sum_{i=1}^{N_p} W_p}{dP} \right] + \sum_{i=1}^{N_c} C_i \cdot W_{c,i} \cdot \left[-\frac{T_{m,i}}{UA_i} \right] \cdot \left[\frac{dUA}{dP} \right] \quad (8)$$

3 在线参数识别与控制方法实施

除了制冷机电功率、换热单元数和平均温差, 还
 有两个导数(换热单元数对压差的导数和水泵电功
 率对压差的导数)对总电功率导数的识别至关重要。
 但是由于系统的动态特性, 我们很难通过测量换热
 单元数、水泵电功率及压差的增量来获得可靠的导
 数值, 特别是换热单元数对压差的导数。在本文中,
 换热单元数和水泵电功率与压差的关系均为二次模
 型如公式(9)和(10)。用最小二乘回归来识别这两
 个模型的参数^[1]。换热单元数和水泵电功率对压差
 的导数由公式(11)和(12)给出。

$$UA(t) = [b_0(t), b_1(t), b_2(t)] \cdot [1, P(t), P(t)^2]^T \quad (9)$$

$$W_p(t) = [c_0(t), c_1(t), c_2(t)] \cdot [1, P(t), P(t)^2]^T \quad (10)$$

$$\frac{\partial UA}{\partial P}(i) = b_i(i) + 2 \cdot b_2(i) \cdot P(i) \quad (11)$$

$$\frac{\partial W_p}{\partial P}(i) = c_i(i) + 2 \cdot c_2(i) \cdot P(i) \quad (12)$$

图 2 给出了自适应微分控制方法的流程图。总
 电功率对压差的导数通过 $\partial UA / \partial P$ 、 $\partial W_p / \partial P$ 、 UA 、 T_m
 及制冷机的电功率 W_c 等参数来计算。在每个步长
 上, 压差控制器根据总电功率对压差的导数来调整
 压差。当该导数高于一较大正值时, 控制器将以较
 大的步长来减小压差设定值; 当该导数低于一较小
 负值(绝对值大)时, 控制器将以较大的步长来增加
 压差设定值; 当该导数在较小的正值和较大的正值
 之间时, 控制器以较小步长减小压差设定值; 当该
 导数在较小的负值和较大的负值之间时, 控制器以
 较小步长增加压差设定值; 当该导数接近零值时, 压
 差设定值保持不变。导数的设定值与步长的速度均
 为控制器的参数。当制冷机运行台数变化时, 控制
 器将保持其压差设定值不变, 以避免受制冷机开机
 过程非稳态运行的影响。

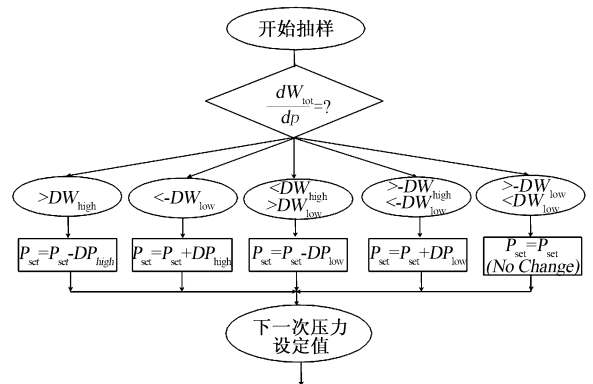


图 2 微分自适应控制方法的流程图

4 实例

实例给出了在模拟实验条件下机组 4 天的运行
 情况, 每天进行 3 个测试。在第一个测试中, 压差由
 自适应控制方法设定, 而在另外两个测试中, 水泵被
 控制在最高或最低转速下运行。图 3 给出了在“夏
 季”模式下, 自适应控制中的海水泵的控制压差和频
 率。在夜间运行过程中, 海水泵在最低转速下运行,
 此时只有一台制冷机运行。由于较高的启动负荷和
 控制方法对负荷的响应, 海水泵的控制压差和频率
 在白天的启动阶段处于最高峰值。但该峰值很快消
 失, 这表明控制方法是可行的。在一天中的主要运

行时段, 4 台制冷机同时运行, 控制器根据建筑物的冷负荷调整海水泵的压差设定值。海水泵压差的峰值出现在 16:00 点, 此时建筑物的冷负荷也达到峰值。在白天时段结束时, 由于较低的冷负荷, 控制器将压差控制在较低的水平。

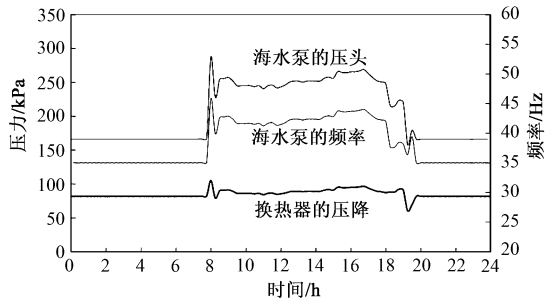


图 3 海水泵控制压差与电机频率(夏季)

表 1 各种负荷下及不同控制方法下的电功耗

测试实例 负荷条件	控制方法	海水泵 /10 ⁶ kJ	制冷机 /10 ⁶ kJ	制冷机+ 海水泵 /10 ⁶ kJ	与自适应 设定 相比 /%
冬季 (一天)	最小	6.31	41.90	48.21	0.00
	最大	16.39	38.72	55.11	+14.31
	自适应设定	6.44	41.77	48.21	—
过渡季节-I (一天)	最小	6.30	80.71	87.01	+5.15
	最大	16.20	71.59	87.79	+6.10
	自适应设定	8.60	74.14	82.75	—
过渡季节-II (一天)	最小	9.00	109.74	118.74	+1.70
	最大	23.42	100.36	123.78	6.02
	自适应设定	11.16	105.59	116.75	—
夏季 (一天)	最小	9.29	146.00	155.29	+3.83
	最大	24.18	130.88	155.06	+3.68
	自适应设定	13.34	136.36	149.70	—

表 1 是该系统在不同负荷条件下及不同控制方法下的总功耗。表明在“夏季”负荷条件下, 与将海水泵设定在最低转速和最高转速的控制相比, 自适应压差设定方法比前两者分别节省 3.83% 和 3.68% 的电功耗; 在“过渡季节-II”运行模式下, 自

适应压差设定方法分别比前两者节省 1.7% 和 6.01% 的电功耗; 在“过渡季节-I”运行模式下, 上述数据则分别为 5.15% 和 6.1%; 在“冬季”模式下, 由于优化控制方法的设定值恰好与海水泵的最低转速接近, 故节省的能量甚微, 但该方法却比将海水泵设定在最高转速控制下节省 14.31% 的电功耗。实验表明由于水泵功耗与制冷机功耗的互补效应, 变速海水泵并不能自动节省能耗。而基于 BMS 的海水泵压差设定方法对于节能则颇具潜力。

5 结 论

本文以建筑物中央空调海水冷却系统为对象, 提出了海水变频泵优化控制方法, 即基于海水冷却水压力设定值调整的微分自适应优化控制方法, 并对该方法进行了实验验证。自适应优化控制方法可实现制冷系统变速海水泵的动态设置和在线优化, 还可与 BMS 常规的监测系统结合起来, 识别出那些随时间变化并对微分控制十分重要的系统参数。

[参考文献]

[1] Astron KL, Wittenmark. Adaptive Control, Second edition, Addison Wesley[M] . 1995.

[2] Hegberg RA. Converting constant-speed hydraulic pumping systems to variable-speed pumping[J] . ASHRAE Transactions, 1991, 97(1) : 739~745.

[3] Kaya A. Improving efficiency in existing chiller with optimization technology[J] . ASHRAE Journal, 1991, 30~38.

[4] Rishel JB. Control of variable-speed pumps on hot- and chilled-water systems[J] . ASHRAE Transactions, 1991, 97(1).

[5] Thielman DE. Chiller optimization by energy management control systems[J] . ASHRAE Journal, 1983, 60~62.

[6] Wang SW, Bumet J, Li YF. Performance optimization of central chilling system in a large office building[C] . Proceeding of International Symposium on HVAC, Beijing, 1995.

·综合信息·

2007 年世界太阳能大会暨国际太阳能展览会将于 9 月召开

2007 年世界太阳能大会暨国际太阳能展览会将于 2007 年 9 月 18~21 日在中国召开, 该会由国际太阳能学会和中国可再生能源学会共同主办, 包括太阳能建筑、太阳能热水器技术、太阳能热利用系统、能量储存、资源评估、光伏技术、间接太阳能技术、太阳能和社会、太阳城等主题, 将为全世界致力于太阳能和可再生能源工作的专业人士提供一个良好的交流平台。