

基于动态规划的海水热泵机组组合节能评价

舒海文¹, 李祥立¹, 端木琳¹, 朱颖心²

(1. 大连理工大学 土木工程学院, 116024 辽宁 大连, shwshw313@sina.com;

2. 清华大学 建筑科学系, 100084 北京)

摘 要: 为了准确评价海水热泵机组与普通冷水机组相比能够取得的节能效果, 详细分析了影响机组能耗的各项因素, 找出产生能耗计算不确定性的原因, 进而构造出基于动态规划原理的机组最优动态负荷分配策略的数学模型与求解方法, 根据所构建的模型, 以某办公建筑的2台机组组合的情况为例, 得到了以机组供冷季能耗最小为原则所确定的最优机组组合及其供冷季最小能耗, 并得出在本例中海水源热泵机组相对于普通的水冷机组可以取得16.3%的节能效果. 所提出的海水热泵机组节能评价方法, 是在制冷机组组合节能优选的基础上进行的, 避免了机组组合选择的主观性所带来的计算偏差.

关键词: 海水热泵; 制冷; 节能; 机组动态负荷分配

中图分类号: TU995

文献标志码: A

文章编号: 0367-6234(2011)10-0139-04

Energy-saving evaluation of seawater source heat pump units based on the dynamic programming

SHU Hai-wen¹, LI Xiang-li¹, DUAN MU-lin¹, ZHU Ying-xin²

(1. School of Civil Engineering, Dalian University of Technology, 116024 Dalian, Liaoning, China, shwshw313@sina.com;

2. School of Architecture, Tsinghua University, 100084 Beijing, China.)

Abstract: In order to evaluate the energy-saving effect of seawater source heat pump units over conventional water cooled chillers precisely, various factors that affect the energy consumption of chillers are analyzed. Then a mathematical model of optimal chiller loading was set up on the basis of dynamic programming theory. Through a case study of an office building, the steps of optimal selection of heat pumps or chillers with different capacities are brought out based on the principle that the total energy consumption throughout the cooling season is minimized. And the energy-saving of the seawater source heat pump units in the case project is calculated to be 16.3%. The energy-saving evaluation method of seawater source heat pump units provided in the paper can minimize the calculation error as it is based on the optimal selection of different heat pumps or chillers.

Key words: seawater source heat pump; cooling; energy-saving; optimal chiller loading

海水热泵供冷是一种可再生能源的利用技术, 因海水热泵机组通常比普通水冷机组更高效, 故能够实现节能减排. 但如何准确评价其制冷节

能效果, 目前尚没有行之有效的方法. 本文对此问题进行研究, 分析海水热泵机组的节能原因及其影响因素, 指出现有制冷机组能耗计算方法存在的问题. 在构建出基于动态规划的机组最优动态负荷分配策略模型后, 给出了对于相同的建筑用户, 在除冷却水外的其他系统设计参数都相同的情况下, 准确计算制冷机组在供冷季内能耗的方法, 进而得到海水热泵机组的制冷节能量, 并以某一办公楼建筑为例, 给出该计算方法的实施步骤.

收稿日期: 2010-06-05.

基金项目: 国家“十一五”科技支撑计划项目(2006BAJ03B01);
大连理工大学青年教师基金项目(893231).

作者简介: 舒海文(1973—), 男, 副教授, 博士研究生;
端木琳(1959—), 女, 教授, 博士生导师;
朱颖心(1959—), 女, 教授, 博士生导师.

1 海水热泵节能计算影响因素

相对于普通冷水机组而言,海水热泵机组能够取得节能效果的主要原因是:作为冷却水的海水温度通常要低于该地区夏季空气的湿球温度,较低的冷却水温度提高了制冷机组的能效.但制冷机组的能耗计算会受到诸多因素的影响,这些因素包括:1) 供冷季内海水温度和空气湿球温度的动态变化;2) 用户的动态冷负荷特点;3) 机组本身的性能特点;4) 机组的具体组合方式及其运行调节策略.经分析,不难发现,前 2 个因素对具体工程而言是客观的、无法改变的.第 3 个因素,即机组本身的性能特点,虽然对于不同的设备生产厂家来说确实存在一定的差别,但是当系统设计者选定了机组的系列(或厂家)后,该影响因素也成为不可随意改变的已知条件.对于第 4 个影响因素,即机组的具体组合及其运行调节策略,设计者一般会根据自己的经验做出主观选择,如多台冷水机组并联运行的系统中,多数设计者会采用等冷水供水温度的控制方法,即在各机组的额定制冷量均相同的系统中,每台机组提供相同的冷量;对各机组额定制冷量不同的系统,每台机组按照其额定制冷量占运行机组总制冷量的比例来提供冷量,这种控制方法被认为是接近最优的^[1];许多的研究表明,这样的调节策略并非最优^[2-12],这样就会带来能耗计算的不确定性.因此,为了能够准确得到海水热泵机组节能效果,以下将构建制冷机组能耗的确定性计算模型.

2 制冷机组能耗计算模型

在文献[13]中给出了 2 种制冷机组的能耗计算方法:基于能耗模拟软件的动态计算方法和能耗近似计算方法.第 1 种方法每次只能将某一特定的机组组合输入软件进行计算,当组合数较多时,繁复耗时.第 2 种方法为近似计算方法,其准确度难以估计.

要比较准确地计算机组能耗,应从机组本身的性能出发进行建模.归纳起来,机组建模方法^[14]可分为:1) 理论方法即“白箱”方法;2) 系统辨识法即“黑箱”方法;3) 理论与试验联合法,也称半经验法即“灰箱”方法.由于第 3 种方法具有既相对简单,又能兼顾到机组主要性能的优点,因而本文将采用该方法建立机组模型.具体来说,将制冷机组的压缩机功率表示为机组制冷量和冷却水回水温度与冷水供水温度之差的二次函数关系,即

$$P_{ch,i} = a_{0,i} + a_{1,i}(T_{cwr,i} - T_{chws,i}) + a_{2,i}(T_{cwr,i} - T_{chws,i})^2 + a_{3,i}Q_{ch,i} + a_{4,i}Q_{ch,i}^2 + a_{5,i}(T_{cwr,i} - T_{chws,i})Q_{ch,i} \quad (1)$$

式中: $P_{ch,i}$ 为第 i 台制冷机组的功率, kW; $T_{cwr,i}$ 为第 i 台制冷机组的冷却水回水温度, °C; $T_{chws,i}$ 为第 i 台制冷机组的冷水供水温度, °C; $Q_{ch,i}$ 为第 i 台制冷机组的制冷量, kW; $a_{j,i}$ ($j=0,1,\dots,5$) 为第 i 台制冷机组功率模型中的回归系数.该模型也是文献[15]中推荐的一种机组功率计算模型.计算某机组组合在供冷季的最小总能耗的关键是得到该机组组合的最优动态负荷分配策略.现有方法都是基于概率性算法或近似方法^[2-12],一般得不到全局最优解或精确解.本文则利用动态规划理论来求解该机组的最优动态负荷分配问题.根据贝尔曼的最优化原理^[16],基于动态规划的求解方法是一种确定性的求解方法,且能够得到全局最优解,这一点保证了该方法的可靠性.

下面结合动态规划理论建立求解该问题的数学模型.在如图 1 所示的空调冷水系统(不含冷却水部分)中, n 台制冷机组并联工作,每个制冷机的冷水流量保持不变.当各时刻的系统负荷($Q_{h,i}$)、冷却水温度($T_{cwr,i}$)和总冷水供水温度($T_{chw,i}$)均已知时,则各时刻都存在使该机组组合能耗最小的机组最优负荷分配策略.

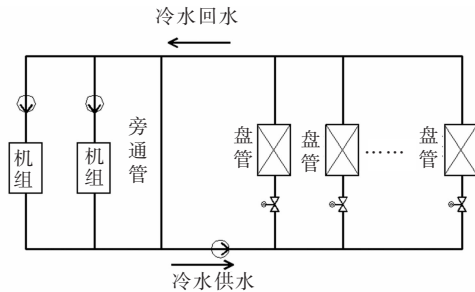


图 1 制冷机组并联的冷水系统

基于动态规划的该问题的数学模型如下: 1) 划分阶段. 将 n 台机组的负荷分配问题划分为 n 个阶段. 2) 选择状态变量. 将第 k 阶段初剩余的负荷总量 x_k 选为状态变量. 3) 选择决策变量. 在第 k 阶段时, 把其中分配给机组 k 的负荷量作为决策变量 u_k . 这里, k 阶段时决策变量 u_k 的允许决策集为 $U_k(x_k) = \{u_k \mid 0, 0.3Q_{cf,k} \leq u_k \leq x_k\}$, 其中, $Q_{cf,k}$ 代表第 k 台制冷机组的满负荷制冷量, kW. 4) 确定状态转移方程. 当第 k 阶段的状态 x_k 和决策 u_k 已知, 则可用状态转移方程表示下一阶段的状态 $x_{k+1} = x_k - u_k$. 5) 确定阶段指标及指标函数. 令 k 阶段的指标函数 $v_k(x_k, u_k)$ 为机组 k 承

担负负荷 u_k 时的功耗,即 $v_k(x_k, u_k) = P_{ch,k}(u_k)$. 则指标函数为 $V_{kn}(x_k, u_k, x_{k+1}, \cdots, x_{n+1}) = \sum_{j=k}^n v_j(x_j, u_j)$. 6) 确定最优值函数满足的递归方程及端点条件. 令最优值函数 $f_k(x_k)$ 为将负荷 x_k 分配给机组 $k \sim n$ 后的最小功耗. 由此得到机组最优负荷分配问题的递归方程为

$$\begin{cases} f_{n+1}(x_{n+1}) = 0, \\ f_k(x_k) = \min [P_{ch,k}(x_k, u_k) + f_{k+1}(x_{k+1})], \\ k = n, \cdots, 1. \end{cases}$$

其中: $u_k = 0$ 或 $0.3Q_{ch,k} \leq u_k \leq x_k; 0 \leq x_k \leq Q_{hi}$.

3 海水热泵机组节能的计算实例

某沿海办公楼,总建筑面积为 24 720 m²,共 16 层,平均层高 4.2 m. 楼内人员平时的办公作息时间为 8 时至 20 时,周六、周日休息. 建筑的供冷季从 6 月 1 日到 9 月 30 日. 该建筑采用 2 台海水热泵供冷,设计供/回水温度为 7~12℃,供冷季内冷水供水温度不变;冷却水温差为 5℃.

利用 Dest 软件计算出该建筑的动态冷负荷如图 2 所示(总设计冷负荷为 2 213.8 kW). 根据海水实测数据,得到海水温度的变化如图 3 所示. 再由大连市的气象资料,得到空气湿球温度的动态值(见图 3). 计算中取普通冷水机组的冷却水温比空气湿球温度高 4℃. 具体计算步骤如下:

1) 本例中可供选择的机组序列如表 1 所示,共有 20 种具体的机组规格. 根据本建筑的具体条件,机组规格应从 1~15 号中选取. 按 2 台机组且总制冷量的富裕系数为 1.1~1.2 的原则进行选择,对于海水热泵和普通机组,分别得到 10 种和 13 种可选的组合策略,见表 2、3.

2) 依据机组的性能数据,按式(1)形式回归出各机组的性能曲线. 如 1 号机组的性能曲线为 $P_{ch,1} = 8.925\ 3 - 0.244\ 7(T_{cwr,1} - T_{chws,1}) + 0.005\ 362(T_{cwr,1} - T_{chws,1})^2 - 0.029\ 94Q_{ch,1} + 0.000\ 501\ 5Q_{ch,1}^2 + 0.004\ 657(T_{cwr,1} - T_{chws,1})Q_{ch,1}, R^2 = 0.998\ 3$.

3) 按上节中提出的机组能耗计算模型,分别计算出各种机组组合策略时海水热泵机组在供冷季内的总能耗值,见表 2. 可见,此时的总能耗为 146 500 kWh,其对应的机组组合为(15,3).

4) 当采用普通机组供冷时,按 1~3 步,同理得到机组供冷季的总能耗为 175 100 kWh,对应的机组组合是(16,2),见表 3.

至此得到,本例中采用海水热泵机组比普通水冷机组能够实现的制冷节能总量为 28 600 kWh,即节能 16.3%.

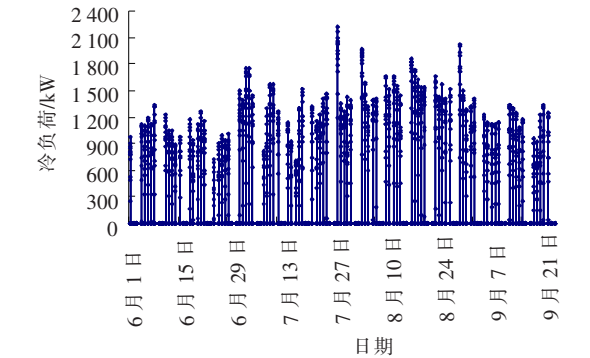


图 2 供冷季动态冷负荷

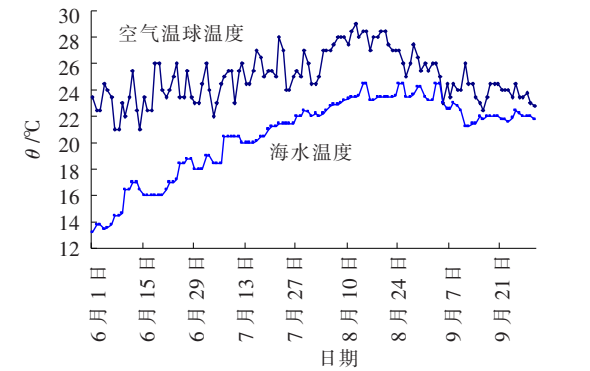


图 3 供冷季海水温度和室外空气湿球温度

表 1 制冷机组规格序列

机组号	制冷功率/kW	
	冷却水温 15~20℃	冷却水温 32~37℃
1	149	131
2	212	187
3	283	249
4	356	313
5	447	393
6	542	477
7	712	627
8	894	787
9	1 084	954
10	1 280	1 126
11	1 404	1 236
12	1 589	1 398
13	1 724	1 517
14	1 922	1 691
15	2 168	1 908
16	2 560	2 253
17	2 808	2 471
18	3 178	2 797
19	3 448	3 034
20	3 844	3 383

表 2 可选的机组组合策略与能耗(海水热泵)

序号	机组组合	富裕系数	机组总能耗/kWh	平均 COP
1	(15,3)	1.11	146 500	5.94
2	(15,4)	1.14	148 740	5.85
3	(15,5)	1.18	151 940	5.72
4	(14,6)	1.11	152 610	5.70
5	(14,7)	1.19	158 190	5.50
6	(13,7)	1.10	156 170	5.57
7	(13,8)	1.18	159 780	5.44
8	(12,8)	1.12	157 230	5.53
9	(11,9)	1.12	156 380	5.56
10	(10,10)	1.16	158 140	5.50

表 3 可选的机组组合策略与能耗(普通水冷机组)

序号	机组组合	富裕系数	机组总能耗/kWh	平均 COP
1	(17,1)	1.19	176 830	4.92
2	(16,2)	1.12	175 100	4.97
3	(16,3)	1.15	177 280	4.91
4	(16,4)	1.18	179 100	4.86
5	(16,5)	1.13	181 700	4.79
6	(15,7)	1.11	186 090	4.67
7	(14,8)	1.18	187 370	4.64
8	(14,9)	1.10	176 830	4.92
9	(13,9)	1.18	194 010	4.48
10	(13,10)	1.19	187 080	4.65
11	(12,10)	1.13	195 190	4.46
12	(12,11)	1.18	191 970	4.53
13	(10,10)	1.10	193 280	4.50

另外,值得注意的是,当机组的冷源不同(即海水或普通冷却水)时,最佳的机组组合策略都不是由 2 台相同规格的机组构成。

4 结 论

1)分析了制冷机组能耗的影响因素,指出了在海水热泵机组节能评价方面产生不确定性的原因,并据此构建了基于动态规划理论的机组组合在供冷季内最小总能耗的计算模型,以此为基础即可实现对海水热泵机组节能的准确评价。

2)通过对某办公楼工程的计算,得到海水热泵机组方案能实现 16.3% 的节能率. 该工程的计算结果表明,不论是采用海水热泵机组还是普通水冷机组,最佳的机组组合策略都不是由 2 台相同规格的机组所组成,说明目前工程中经常采用的相同规格机组构成的冷源设备方案,从能耗角度来看,往往并不是最优的选择。

参考文献:

[1] BRAUN J E. Applications of optimal control to chilled

water systems without storage[J]. ASHRAE Trans, 1989,95: 663-675.

[2] CHANG Y C. Optimal chiller loading by evolution strategy for saving energy[J]. Energy and Buildings, 2007,39: 437-444.

[3] ChANG Y C, LEE C Y, CHEN C R, et al. Evolution strategy based optimal chiller loading for saving energy [J]. Energy Conversion and Management, 2009, 50: 132-139.

[4] CHANG Y C, CHEN W H, LEE C Y, et al. Simulated annealing based optimal chiller loading for saving energy [J]. Energy Conversion and Management, 2006, 47: 2044-2058.

[5] CHANG Y C, LIN J K, CHUANG M H. Optimal chiller loading by genetic algorithm for reducing energy consumption [J]. Energy and Buildings, 2005, 37 (2): 147-155.

[6] LEE W S, LIN L C. Optimal chiller loading by particle swarm algorithm for reducing energy consumption [J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29: 1730-1734.

[7] YAN Y M, ZHOU J, LIN Y L, et al. Adaptive optimal control model for building cooling and heating sources [J]. Energy and Buildings, 2008, 40: 1394-1401.

[8] YU F W, CHAN K T. Optimum load sharing strategy for multiple-chiller systems serving air-conditioned buildings[J]. Building and Environment, 2007, 42: 1581-1593.

[9] 陈丹丹, 晋欣桥, 杜志敏, 等. 多台冷水机组联合运行空调系统的负荷优化分配[J]. 上海交通大学学报, 2007, 41(6): 974-977.

[10] 施灵. 多台冷水机组空调系统的优化控制[J]. 暖通空调, 2005,35(5): 79-81.

[11] 闫秀英, 孟庆龙, 任庆昌, 等. 联合运行冷水机组负荷优化分配及仿真研究[J]. 暖通空调, 2007, 37(11): 18-21.

[12] 施志钢, 胡松涛, 李安桂. 多台冷水机组的负荷最优化分配策略[J]. 建筑科学, 2007, 23(10): 36-39.

[13] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册:上册[M]. 2 版. 北京:中国建筑工业出版社,2007.

[14] 夏建军, 燕达, 江亿. 设计模拟分析软件 DeST 第 9 讲冷热源与水系统模拟分析:上[J]. 2005,35 (3):56-64.

[15] ASHRAE. ASHRAE applications handbook [M]. Atlanta, US:ASHRAE,1999.

[16] 黄平. 最优化理论与方法[M]. 北京:清华大学出版社,2009.

(编辑 魏希柱)