

地表水水源热泵输配系统优化模型的研究

白雪莲, 张言军, 王厚华

(重庆大学 城市建设与环境工程学院, 重庆 400045)

摘 要:以输配能耗最小为目标, 室内舒适和建筑节能相关要求为约束条件, 利用 MATLAB 的优化工具箱, 对地表水水源热泵输配系统的优化模型进行研究, 确定影响地表水水源热泵输配系统能耗的主要因素。应用此方法对水源热泵实验系统进行了应用分析, 得到了系统随负荷率变化的冷却水和冷冻水变流量优化运行方案。对于大部分时间处于部分负荷运行的系统, 优化运行比定流量运行可减少能耗 10% 以上。该优化模型能方便地应用于实际工程, 为输配系统的设计和运行提供最佳参数, 实现随负荷变化的流量调控, 从而有效降低水源水输配能耗, 提高系统能效。

关 键 词:水源热泵; 水输配系统; 水泵; 能耗; 优化模型

中图分类号: TK521 文献标识码: A

引 言

水输配系统能耗是空调系统能耗的主要组成部分, 也是节能研究和应用的重点。长期以来, 针对空调系统水泵、风机等输配设备的节能技术正在得到广泛和深入的研究, 而变频技术作为重要的节能技术之一在空调系统中被大力推广应用^[1-4]。地表水水源热泵系统一般由水源系统、冷热源机房系统和末端设备系统 3 部分组成。与常规系统相比, 地表水水源热泵增加了水源水输配系统, 而取水与水处理也正是影响水源热泵系统经济性与节能性的重要因素。

地表水水源热泵系统的水输配形式、水泵配置、管网布置等决定了系统的输配能耗, 直接影响了地表水水源热泵技术节能效果的实现。对于水源热泵系统来说, 其输配系统管线越长、高差越大、水量越大, 所消耗的能量就越多, 系统能效比就越低。当水输配系统能耗的比例达到一定程度时, 利用水源热泵空调系统进行供热和供冷就不会节能。而另一方

面, 由于运行参数变化对于机组和水泵的不同影响^[2-3], 以及二者在系统能耗中所占比重的差异, 使得单一设备的节能运行措施对于整个系统则产生相反的效果。现有工程的调研分析表明, 水源热泵系统的水输配能耗较高, 具有很大的节能潜力。但是, 目前地表水水源热泵输配系统的优化设计与运行缺乏相应的理论研究和工程应用的指导。因此, 基于水源热泵机组以及输配系统各组成部分的动态特性及其耦合关系, 建立输配系统的模型, 并进行优化研究, 将为地表水水源热泵的设计与运行提供有力的理论依据, 从而提高系统能效, 促进地表水水源热泵系统的推广应用。

1 模型的构成

水输配系统的动力来源于水泵, 而水泵运行参数的改变会同时影响到热泵机组的性能与能耗。因此, 输配系统能耗模型的建立必须考虑热泵机组的动态特性及水泵的能耗模型。

1.1 热泵机组

对机组的模型分析有很多, 其理论也很成熟^[5]。这里采用“灰箱”方法, 即通过理论分析确定数学模型, 再通过实验确定其系数。模型研究的“灰箱”方法结合了理论分析法(“白箱”)和系统辨识法(“黑箱”)的优点, 既照顾到了对象的一般性, 又照顾到了对象的特殊性, 提高模型精度的同时又提高了模型的通用性。假定机组处于稳定运行状态下, 不考虑设备具体结构, 只研究影响机组性能的外部因素。分析可知, 对于制冷工况, 机组定流量、变工况运行时的性能系数 COP(Coefficient Of Performance)可用蒸发器侧出水温度 t_1 和冷凝器侧进水温

收稿日期: 2010-01-19 修订日期: 2010-02-11

基金项目: “十一五”国家科技支撑计划基金资助项目(2007BA021B02-3)

作者简介: 白雪莲(1973-)女, 陕西横山人, 重庆大学副教授, 博士。

度 k 的函数为^[6]:

$$COP = A \times \exp(\eta \times j + \eta_2 \times k) + B \times j / k + C \quad (1)$$

式中: A B C η 、 η_2 —拟合系数。

空调系统的冷负荷随室外气象条件而变化,但空调系统的设计及设备选型依据却是最不利工况。所以,根据空调负荷变化对水系统进行调节控制是一项重要的节能措施。随着控制技术发展,不同类型冷水机组都配置有完善的控制装置,能根据负荷变化自动调节蒸发器和冷凝器中冷媒循环流量,为水系统的变流量运行提供了基本条件^[2]。许多针对水系统变流量运行节能的研究,虽然也意识到变水量对机组效率的影响,认为变流量运行节能效果的判定不单是水泵运行能耗的减少,而还应考虑蒸发器和冷凝器变流量运行造成冷水机组 COP 值下降而损失的能耗^[7~9]。但综合描述其动态变化的研究很少。

文献 [10] 研究表明,机组的 COP 随着冷凝器和蒸发器的流量减少而不断变小,而且冷凝器侧的流量变化对机组的影响大于蒸发器侧的流量变化。因此,机组定工况下的 COP 可以拟合为蒸发器侧冷冻水流量 G_e 和冷凝器侧冷却水流量 G_c 的函数为^[9]:

$$COP = D \times \exp(\eta_3 \times G_e + \eta_4 \times G_c) + E \times G_e / G_c + F \quad (2)$$

式中: D E F η_3 、 η_4 —拟合系数。

综上所述,机组 COP 可表示为冷冻水出水温度 j 、冷却水进水温度 k 、冷冻水流量 G_e 、冷却水流量 G_c 的函数,即: $COP = f(j, k, G_e, G_c)$ 。

1.2 水 泵

1.2.1 冷却水循环泵

理论上水源水循环系统的能耗包括循环泵能耗、循环管道能量损耗和水的蒸发损耗等,为了简化研究,仅考虑其中能耗最大的循环水泵的能耗。水泵的流量和扬程为:

$$G_c = \frac{Q + Q_w}{\rho \cdot c \cdot (T_2 - T_1)} \quad (3)$$

$$H_c = H_b + S \times G_c^2 \quad (4)$$

式中: G_c —取水水泵的流量, m^3/h ; Q —冷负荷, kW ; Q_w —机组能耗, $Q_w = Q / COP$; T_2 —冷却水出水温度, $^{\circ}C$; T_1 —冷却水进水温度, $^{\circ}C$; ρ —流体密度, kg/m^3 ; c —流体比热, $kJ/(kg \cdot ^{\circ}C)$; H_c —取水水泵的扬程, m ; H_b —取水高差, m 。当闭式取水时, $H_b = 0$ S —取水管路的阻抗,可计算为^[11]:

$$S = 8(\lambda \frac{1}{d} + \sum \zeta) \rho \pi^2 d \quad (5)$$

式中: λ —沿程阻力系数。处于阻力平方区时, $\lambda = 0.11(\frac{K}{d})^{0.25}$, 其中: K —管道当量粗糙度; l —支路长度, m ; d —管径, m ; ζ —局部阻力系数。

根据式 (3) 和式 (4), 水泵功率为:

$$W_c = \frac{\rho \cdot c \cdot (T_2 - T_1)}{\rho \cdot c \cdot (T_2 - T_1)} \cdot \frac{H_c + S \times G_c^2}{\eta \eta_m \eta_v} \quad (6)$$

式中: ρ —流体容重, kN/m^3 ; η 、 η_m 、 η_v —水泵效率、电机效率和变频器效率。

水泵的扬程和效率与流量的关系近似为抛物线,因此,通过最小二乘法可将水泵的扬程和效率拟合成流量的二次函数关系^[12]:

$$H = a_0 + a_1 \times G + a_2 \times G^2$$

$$\eta = b_0 + b_1 \times G + b_2 \times G^2 \quad (7)$$

当水泵的转速发生变化,即转速比 $k = \eta / \eta_0$ 时,水泵性能曲线为:

$$H = a_0 \times k + a_1 \times k \times G + a_2 \times G^2$$

$$\eta = b_0 + b_1 \times G / k + b_2 \times G / k^2 \quad (8)$$

若管路的性能曲线不变,改变水泵转速可以得到不同的流量。此时,根据水泵样本资料和实验数据,可以计算得到冷却水泵的功率 W_c 与冷却水流量 G_c 的关系式:

$$W_c = a_0 + a_1 \times G_c + a_2 \times G_c^2 + a_3 \times G_c^3 \quad (9)$$

式中: a_0 、 a_1 、 a_2 、 a_3 —拟合系数。

1.2.2 冷冻水循环泵

冷冻水侧是闭式循环管网,但是为了保证最不利末端的正常工作,所以管路的模型为: $H = \Delta P + S \times Q$ 其中: ΔP —保证最不利末端正常工作的压力设定值。冷冻水泵的流量和扬程为:

$$G_e = \frac{Q}{\rho \cdot c \cdot (T_1 - T_2)} \quad (10)$$

$$H_e = \frac{(H - \Delta P)}{G} \times G_e + \Delta P \quad (11)$$

式中: T_2 —冷冻水的出水温度, $^{\circ}C$; T_1 —冷冻水的进水温度, $^{\circ}C$; H —冷冻水泵的设计扬程, m ; G —冷冻水泵的设计流量, m^3/h 。

根据式 (10) 和式 (11), 冷冻水泵的功率可表示为:

$$W_c = \frac{\rho \cdot c \cdot (T_1 - T_2)}{\rho \cdot c \cdot (T_1 - T_2)} \cdot \frac{[(H - \Delta P) / (G \times G_e^2 + \Delta P)]}{\eta \eta_m \eta_v} \quad (12)$$

同样,对于具体工程,冷冻水泵的能耗可以表示

成冷冻水流量 G_c 的关系式:

$$W_e = a_1 + a_2 \times G_c + a_3 \times G_c^2 + a_4 \times G_c^3 \quad (13)$$

式中: a_1, a_2, a_3, a_4 —拟合系数。

2 优化模型分析

2.1 目标函数

由于水温和水量的变化对机组和水泵将产生耦合变化, 所以地表水水源热泵输配系统优化模型以机组和水泵的总能耗最小为目标, 约束条件为室内舒适和建筑节能相关要求, 即可表示为:

$$\begin{cases} \min F(x) \\ x \in S \end{cases}$$

式中: $F(x)$ —目标函数, 可以表示成: $F(x) = F_1(x) + F_2(x) + F_3(x)$, 其中 F_1, F_2, F_3 分别表示热泵机组、冷冻水泵、冷却水泵的能耗。

S —约束条件函数, 即室内舒适和建筑节能相关要求。

通过第 1 部分的分析, 目标函数最终可以表示成冷负荷 Q_c 、冷冻水流量 G_c 、冷却水流量 G_k 、冷却水进水温度 T_{cin} 、冷却水出水温度 T_{cout} 、冷冻水进水温度 T_{cin} 和冷冻水出水温度 T_{cout} 的函数, 即:

$$F = f(Q_c, G_c, G_k, T_{cin}, T_{cout}, T_{cin}, T_{cout})$$

因此, 目标函数的优化问题就转化为参数的优化问题, 即通过模型分析合理确定参数从而使总能耗最小。

2.2 约束函数

约束条件包括等式约束和不等式约束。针对不同的空调系统约束条件不同, 但基本相似, 一般包括:

- (1) 能量守恒: $Q_c + Q_w = Q_k$
- (2) 制冷量: $Q_c = \rho \cdot c \cdot G_c \cdot (T_{cin} - T_{cout})$;
- (3) 散热量: $Q_k = \rho \cdot c \cdot G_k \cdot (T_{cout} - T_{cin})$;
- (4) 冷却水、冷冻水的流量要满足机组的最小流量范围;

(5) 冷冻水的进出口水温需要满足室内舒适度的要求;

(6) 冷却水的进出口水温需要满足水源实际条件。

3 优化算法分析

MATLAB 的优化工具箱 (Optimization Toolbox) 内含强大优化功能, 可以简化人们对数学问题的

优化算法实现过程, 从而节省大量的宝贵时间^[13]。地表水水源热泵输配系统优化问题, 属于有约束的多变量优化问题。利用 MATLAB 的优化工具箱可以对其进行简化和求解。图 1 是地表水水源热泵输配系统优化模型的计算流程图。

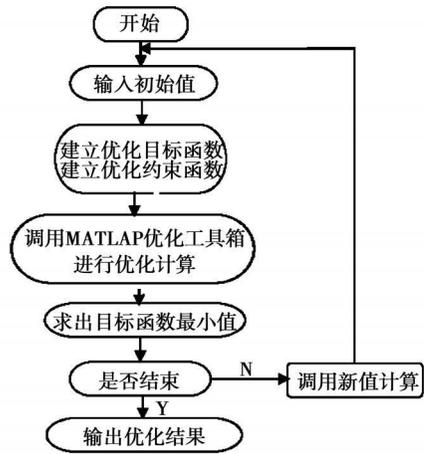


图 1 模型计算流程图

4 实例分析

4.1 模型建立与验证

以课题组建立的地表水水源热泵综合节能技术实验系统为例, 进行水输配系统优化分析。根据系统负荷, 选择水源热泵机组 (额定制冷量 32 kW, 额定制热量 36 kW)、冷冻水泵 (设计流量 4.46 m³/h, 设计扬程 17.2 m)、冷却水泵 (设计流量 8.17 m³/h, 设计扬程 18.76 m)。采用前述方法, 结合具体设备提供的参数, 研究得到了式 (1)、式 (2)、式 (9) 和式 (13) 的拟合系数, 其拟合曲线的相关系数分别满足 $R^2 = 0.998$ 和 0.999 ; 并且通过实测水泵的能耗与模拟值进行对比, 误差在 2.038% ~ 7.745%, 验证了模型的正确性。最终的目标函数, 即总能耗可表示为:

$$F = 0.004 \times G_c^3 + 0.0089 \times G_c^2 - 0.0018 \times G_c + 0.021 + Q_c / \{ [-0.06178 \times \exp(-0.02769 \times T_{cout}) + 0.1266 \times T_{cin}] + 1.98909 \times T_{cout} / T_{cin} + 5.455514 \} \times \{ [-6.24059 \times \exp(-0.2699878 \times G_c - 0.029991 \times G_c) - 0.69084 \times G_c / G_c + 8.53324] / 5.8 \} + 0.0010323 \times G_c^3 + 0.0025672 \times G_c^2 + 0.020992 \times G_c + 0.15435$$

参考系统设计和设备选择, 优化变量和相关参数的变化范围如表 1 所示。

表 1 优化变量及其变化范围

参数	范围
$T_{\text{out}}/^{\circ}\text{C}$	2~10
$T_{\text{ch}}/^{\circ}\text{C}$	9~15
$\Delta T_e/^{\circ}\text{C}$	0~6
$\Delta T_c/^{\circ}\text{C}$	0~8
$T_{\text{ch}}/^{\circ}\text{C}$	25~30
$T_{\text{out}}/^{\circ}\text{C}$	20~32
$G_e/\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	2.3~4.6
$G_c/\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	4.1~8.2

4.2 优化分析

假定冷冻水出水温度 T_{out} 设定为 7°C , 冷却水进水温度 T_{ch} 为 26°C , 不同负荷下的优化结果如表 2 所示。

定流量运行和优化控制运行的系统能耗对比如图 2 所示, 优化控制过程中, 控制变量 G_e 和 G_c 随负荷率的变化情况如图 3 所示。

表 2 优化计算结果

负荷	定流量运行				优化控制运行					
	机组能耗 / kW	冷却水泵能耗 / kW	冷冻水泵能耗 / kW	总能耗 / kW	机组能耗 / kW	冷冻水泵能耗 / kW	冷却水泵能耗 / kW	冷冻水流量 / $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	冷却水流量 / $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	总能耗 / kW
1	4.843	1	0.55	6.393	5.221	0.457	0.480	4.165	5.214	6.158
0.9	4.358	1	0.55	5.908	4.749	0.426	0.458	4.052	5.047	5.634
0.8	3.874	1	0.55	5.424	4.272	0.394	0.436	3.929	4.867	5.103
0.7	3.390	1	0.55	4.940	3.791	0.360	0.413	3.791	4.669	4.565
0.6	2.906	1	0.55	4.456	3.305	0.325	0.389	3.636	4.448	4.019
0.5	2.421	1	0.55	3.971	2.812	0.287	0.364	3.458	4.199	3.463
0.4	1.937	1	0.55	3.487	2.294	0.246	0.355	3.245	4.100	2.894

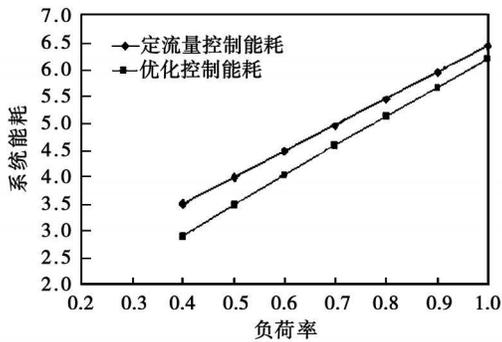


图 2 系统能耗对比

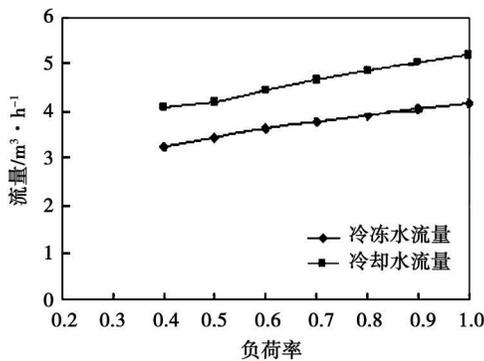


图 3 优化控制的流量变化

对比分析表 2 中的优化计算结果, 当负荷发生变化时, 由于冷冻水侧和冷却水侧均采用变流量运行, 在部分负荷下流经机组的冷冻水与冷却水流量减少, 使蒸发器和冷凝器的换热系数有所降低, 从而使机组性能变差。特别是水源热泵机组受到冷却水流量变化的影响较大。在相同的负荷率下, 就机组能耗而言, 优化控制比传统控制的能耗有所增加。但是优化运行使得冷冻水泵和冷却水泵的能耗大大减少, 系统的总能耗也相应减少。不同系统, 机组和水泵所占系统能耗的比重有所不同, 优化结果将产生差异。采用优化分析后确定的控制运行方案可以使机组能耗和水泵能耗达到优化匹配, 在部分负荷时系统性能达到最佳, 从而使系统运行能效最高。

5 结论

(1) 地表水水源热泵输配系统能耗是影响水源热泵经济性和节能性的重要因素。目前, 地表水水源热泵输配系统的优化设计与运行缺乏相应的理论研究和指导工程应用的简便方法, 制约了这一节能技术的推广应用。

(2) 通过分析热泵机组、冷却水泵和冷冻水泵的模型, 确定影响地表水水源热泵输配系统能耗的

主要因素包括室内负荷、冷冻水出水温度、冷却水进水温度、冷冻水流量和冷却水流量。以输配能耗最小为目标, 室内舒适和建筑节能相关要求为约束条件, 并利用 MATLAB 的优化工具箱, 建立了地表水水源热泵输配系统的优化模型。该模型能方便地应用于实际工程, 为输配系统的设计和运行提出最佳参数, 从而有效降低水源水输配能耗, 提高系统能效。

(3) 应用本研究提出的优化模型研究方法对实际系统进行了分析, 得到了该系统的最优运行方案。对比相同负荷率下的系统功耗, 优化控制运行比定流量运行减少 5%~17%。实际空调系统大部分时间处于部分负荷运行, 因此, 优化运行方案可减少运行能耗 10% 以上。此外, 机组和水泵所占系统能耗的比重有所不同, 优化结果将产生差异。该实例为实验室系统, 水泵能耗所占比重不高。对于实际工程, 输配能耗所占能耗比例往往较大, 其节能效果将更加明显。

参考文献:

- [1] 涂岱昕, 李建兴, 胡振杰. 空调变水量系统变频的相关问题 [J]. 流体机械, 2007 35(1): 49—52
- [2] 孙一坚. 空调水系统变流量节能控制 [J]. 暖通空调, 2001 31(6): 5—7
- [3] 姚国梁. 空调变频水泵节能问题探讨 [J]. 暖通空调, 2004 34(6): 32—34
- [4] 王 凡, 徐玉党. 中央空调水系统变流量分析及其改进 [J]. 建筑热能通风空调, 2006 25(1): 49—52
- [5] 夏建军, 燕 达, 江 亿. 建筑环境设计模拟分析软件 DeST 第 9 讲冷热源与水系统模拟分析 (上) [J]. 暖通空调, 2005 35(3): 56—59
- [6] 刘 洋, 刘金祥, 丁 高. 水源热泵机组变工况运行的数学模型研究 [J]. 暖通空调, 2007 37(3): 21—24
- [7] YUMRUTASR UNSAL M. A computational model of a heat pump system with a hemispherical surface tank as the ground heat source [J]. Energy 2000 25 371—388
- [8] LU L, CAIW J, SOH Y C et al. Global optimization for overall HVAC systems. Part I: problem formulation and analysis [J]. Energy Conversion and Management 2005 46(7—8): 115—119
- [9] 曲云霞, 杨 勇, 李爱景. 水源热泵机组变工况性能的实验研究 [J]. 山东建筑大学学报, 2007 22(3): 42—45
- [10] 张谋雄. 冷水机组变流量的性能 [J]. 暖通空调, 2000 30(6): 56—58
- [11] 蔡增基, 龙天渝. 流体力学泵与风机 [M]. 第四版. 北京: 中国建筑工业出版社, 1999.
- [12] 左行涛. 并联水泵变频调速特性分析及在管路中的应用研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2006
- [13] 程卫国, 冯 峰. MATLAB 3 应用指南 [M]. 北京: 人民邮电出版社, 1999.

(编辑 陈 滨)

新技术、新工艺

德国啤酒厂利用清洁的燃料电池能量

据《Diesel & Gas Turbine World》2009 年 7~8 月号报道, 在 2009 年 6 月, MTU Onsite Energy 公司的 HM300 开始利用由 Erdinger 啤酒厂生产过程产生的生物气用于燃料电池, 以便用于电力生产和热能利用。

电力生产量约为 240 kW 负担该啤酒厂接近 10% 的电力需要。热生产量超过 200 kW 用来加热酿造啤酒的水和啤酒厂厂房的供暖。

Erdinger 啤酒厂将大量的水用于啤酒的酿造过程并用于清洗设备, 在排入公共下水道系统前, 这些水在一个污水净化系统内进行预处理。这个处理过程产生具有 85% 甲烷含量的生物气体, 它是一种适用于燃料电池的理想能源。

在 Erdinger 啤酒厂的 HM300 装置从啤酒厂的工艺过程获取生物气, 然后进行气体净化处理, 除去最后硫的残留物, 把它转变成氢, 用电化学的方法使氢与空气中的氧起反应。约有 50% 生物气的能量被转换成电力, 并且超过 40% 的生物气能量转变成温度约为 400 °C 可用的废热, 其转换效率超过 90%。

除了效率以外, 燃料电池的最大优点是其十分低的排放级, 几乎探测不到 NO_x 和 SO 的排放, CO 的排放量只是由发动机驱动的联合生产系统的十分之一, 并且此过程不产生 CO₂。

(吉桂明 摘译)

Jun (College of Energy Source and Environment, Southeast University, Nanjing, China, Post Code: 210096),
XN Chengyun (College of Chemical Industry and Environment, Zhongbei University, Taiyuan, China, Post
Code: 030051) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010 25(3). — 330 ~ 334

In a mist spray dry flue gas desulfuration system, experimentally studied was the application of steam phase change to help remove fine particles. With a due amount of steam being added to the wet flue gases after the desulfuration reaction, a supersaturated water steam environment necessary for the condensation and growth of fine particles was formed and the condensed and grown-up dust burden droplets were subsequently removed by a highly efficient demister. The fine particle number concentration and particle diameter distribution were real-time measured by using an electrical low pressure inductor. Furthermore, the influence of operating conditions for mist spray dry flue gas desulfuration (such as Ca/S and slurry quantity) and the amount of steam added on the fine particle removal efficiency was also investigated. It has been found that a part of slurry droplets and products from the desulfuration reaction can be evacuated from the desulfuration tower together with the flue gases, leading to an increase of the fine particle number concentration. In the semi-dry method desulfuration process, the steam phase change can be used to help remove the fine particles and the removal efficiency will enhance with an increase of the amount of steam added. When the amount of steam added is 0.08 kg/m^3 , the removal efficiency of the fine particle number concentration can increase by over 55%. The desulfuration operation conditions exercise a relatively big influence on the effectiveness of the steam phase change. Key words: semi-dry method desulfuration, fine particle number concentration, removal of fine particles, supersaturation, steam phase change

地表水水源热泵输配系统优化模型的研究 = Study of a Model for Optimizing a Surface Water Source Heat Pump Transmission and Distribution System [刊, 汉] / BAI Xuelian, ZHANG Yanjun, WANG Houhua (College of Urban Construction and Environment Engineering, Chongqing University, Chongqing, China, Post Code: 400045) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010 25(3). — 335 ~ 339

With minimum energy consumption for transmission and distribution serving as an ultimate objective, relevant requirements for indoor comfort and building energy conservation as the restriction conditions and by utilizing the optimization tools box of Matlab, studied was a model for optimizing a surface water source heat pump transmission and distribution system with the main factors influencing the energy consumption of the surface water source heat pump transmission and distribution system being identified. By using the abovementioned method, an applied analysis of the water source heat pump test system was conducted and an optimized cooling and frozen water flow operation scheme for the system changing with load rates was obtained. For a system operating at a part load for the majority of time, the optimized operation can save energy consumption by over 10% as compared with the constant flow rate operation. The optimization model can be easily used for practical engineering projects, providing optimum parameters for the design and operation of a transmission and distribution system and realizing a flow rate regulation and control with the change of the load rates. The foregoing can effectively reduce the energy consumption in water source water transmission and distribution and enhance the system energy utilization efficiency. Key words: water source heat pump, water transmission and distribution system, water pump, energy consumption, optimization model

生物质与城市生活垃圾混烧特性的实验研究 = Experimental Study on the Mixed Combustion Characteristics of Biomass and Municipal Solid Waste [刊, 汉] / XIE Haiwei, ZHANG Yan (Tianjin City Key Laboratory on Refrigeration Technology, College of Mechanical Engineering, Tianjin Commerce University, Tianjin, China, Post Code: 300134), ZHANG Yufeng (Environment College, Tianjin University, Tianjin, China, Post Code: 300072) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010 25(3). — 340 ~ 343

In the light of the shortcomings of the power generation method by burning a mixture of municipal solid waste and biomass resulting in inferior economic benefits, set up was a biomass and municipal solid waste mixed combustion