

污水源热泵系统的节能控制方法研究

付云坤¹, 潘雷¹, 刘昱瞳¹, 梁茵²

(1. 天津城建大学 控制与机械工程学院, 天津 300384; 2. 天津城建大学 能源与安全工程学院, 天津 300384)

摘要:基于冷凝热回收的污水源热泵空调系统,以风冷换热器与污水泵为被控对象,根据热力学和模糊神经网络原理建立传递函数和模糊神经网络控制器。在一间 30 m² 的房间内分别对仅控制风冷换热器频率,和同时控制风冷换热器和污水泵频率的情况进行了室内温度稳定实验,并对比分析系统制冷和采暖模式下两种控制方式对室内温度波动范围和系统电量损耗的影响。研究表明:在制热模式下,污水泵和风冷换热器采用变频技术后系统的耗电量比仅风冷换热器采用变频技术时减少了 7.4%,室内温度波动不高于 0.6 ℃;制冷模式下系统耗电量减少 10.4%,室内温度波动控制于 0.5 ℃ 以内。

关键词:污水源热泵;模糊神经网络;变频;节能

中图分类号:TK529

文献标识码:A

DOI:10.16146/j.cnki.rndlge.2020.09.012

[引用本文格式]付云坤,潘雷,刘昱瞳,等. 污水源热泵系统的节能控制方法研究[J]. 热能动力工程,2020,35(9):80-88. FU Yun-kun, PAN Lei, LIU Yu-tong, et al. Research on energy saving control method of wastewater source heat pump system[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2020, 35(9):80-88.

Research on Energy Saving Control Method of Wastewater Source Heat Pump System

FU Yun-kun¹, PAN Lei¹, LIU Yu-tong¹, LIANG Yin²

(1. College of Control and Mechanical Engineering, Tianjin Chengjian University, Tianjin, China, Post Code: 300384;

2. College of Energy and Safety Engineering, Tianjin Chengjian University, Tianjin, China, Post Code: 300384)

Abstract: For the sewage source heat pump air-conditioning system based on condensing heat recovery, air-cooled heat exchanger and sewage pump are selected as the controlled objects, and the transfer function and fuzzy neural network controller is established based on thermodynamics and fuzzy neural network principles. In a 30m² room, indoor temperature stabilization experiments are conducted for only controlling the frequency of the air-cooled heat exchanger and controlling the frequency of the air-cooled heat exchanger and sewage pump. And the influence of the two control methods in the system cooling and heating mode on the indoor temperature fluctuation range and the system power consumption are compared and analyzed. Simulation and experimental results show that: in the heating mode, the power consumption of the system when the frequency conversion technology is used for sewage pumps and air-cooled heat exchangers is reduced by 7.4% compared to the frequency conversion technology for air-cooled heat exchangers only, and the indoor temperature fluctuation is not higher than 0.6 ℃. In cooling mode, the system power consumption is reduced by 10.4%, and the indoor temperature fluctuation is controlled within 0.5 ℃.

Key words: sewage source heat pump, fuzzy neural network, frequency conversion, energy saving

收稿日期:2019-12-02;修订日期:2020-02-29

基金项目:天津市科技支撑重点项目(18YFZCSF00300)

Fund-supported Project: Tianjin Science and Technology Support Key Project(18YFZCSF00300)

作者简介:付云坤(1995-),男,贵州遵义人,天津城建大学硕士研究生, E-mail: 1113134491@qq.com.

通讯作者:梁茵(1982-),女,辽宁沈阳人,天津城建大学讲师, E-mail: liang_yin@126.com.

引言

近年来,随着人民生活水平的提高,我国废水排放总量和城镇污水排放量每年以 3% ~ 8% 的速度递增^[1]。由于城市污水水量足够富裕,冬季污水水温比室外环境温度高,而夏季污水水温比室外环境温度低^[2-3],可见利用污水水温的特性,采用污水源热泵系统可实现室内温度的调节,且具有巨大的节能潜力^[4]。污水源热泵系统分为间接式和直接式,区别在于污水是否和热泵系统直接接触传热。间接式污水源热泵系统设备占地面积大,中介水循环系统存在换热温差,而直接换热式污水源热泵系统的系统更加简明,污水温度相对二级出水更高,能够回收更多的余热资源,减少热能损失。所以关于污水源热泵系统的节能效果以及运行性能的实验以及理论研究也一直备受关注^[5-7]。污水源热泵系统复杂,具有非线性、强耦合性及滞后性等特点,很难建立准确的系统模型,相比传统需要系统模型的 PID 控制方法,该系统更适合基于规则控制的模糊控制方法。但是传统模糊控制规则表一旦形成就不再改动,缺乏自学习和自组织能力,而神经网络具有自适应学习功能,将模糊控制与神经网络结合起来,吸收两者长处,则可组成性能更好的模糊神经网络^[8]。曹振华等人^[9]提出模糊控制和单神经元 PID 控制相结合的方法控制地源热泵,其控制效果明显优于常规和模糊 PID 控制系统。张敏等人^[10]对污水源热泵系统的末端机组、污水-中介水换热器及水泵的运行进行分析,得出系统源侧与负荷侧两端最经济的温差大于常规温差 5 ℃。刘羊九等人^[11]将污水源热泵机组、燃煤+冷水机组和溴化锂燃气直燃机组一次能源利用率进行比较,得出污水源热泵机组节能效果更好。

目前,关于污水源热泵空调系统节能的研究大多采用改变室内机频率的方式^[12-14]。鲜有同时控制污水泵和风冷换热器频率的研究。针对风冷换热器和污水泵采用变频技术实现节能降耗和保持室内温度稳定的问题,本文建立了制冷与采暖模式下污水源热泵系统风冷换热器和污水泵的传递函数模型,提出通过模糊神经网络控制方法改变风冷换热器电机转速和污水泵的转速实现对室内温度调节,从而减少电能损耗,提高系统效率。

1 方案设计

1.1 污水源热泵系统原理

图 1 为已有污水源热泵系统制热模式工作原理。打开四通阀和电磁阀 2、3,关闭电磁阀 1、4 为热泵空调器制热模式。热泵空调器制冷模式下,打开阀 1、4,关闭阀 2、3,实现全部冷凝热回收加热生活用水,待水温升至 36 ℃,打开阀 1、3,关闭阀 2、4,实现部分冷凝热回收加热生活用水至 50 ℃,然后打开阀 2、3,关闭阀 1、4 短路储水罐,停止加热。

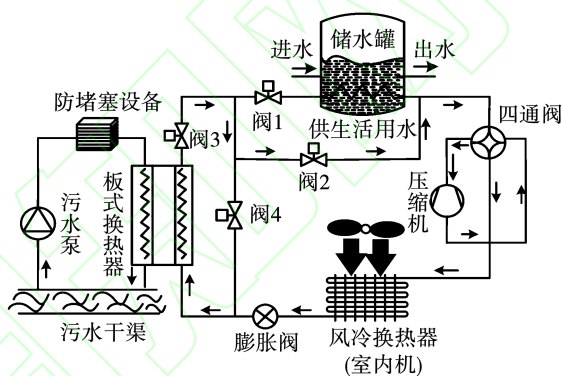


图 1 污水源热泵系统制热模式工作原理图

Fig. 1 Working principle of heating mode of sewage source heat pump system

1.2 控制系统的设计

根据已有设备及实验确定制热模式下机组排气温度为 60 ℃,膨胀阀出口温度为 4 ℃;制冷模式下机组排气温度为 65 ℃,膨胀阀入口温度为 38 ℃,以有效保证实验稳定运行。

同时,为了保证系统安全运行,将电动机的额定频率设为上限频率。图 2(a)为风冷换热器控制系统,图中 $r(t)$ 为膨胀阀出口目标温度, $y(t)$ 为传感器实际测量值。对于污水泵,设定最小工作频率 25 Hz 为下限频率,额定频率为上限频率。图 2(b)为污水泵控制系统,图中 $j(t)$ 为压缩机出口目标温度, $c(t)$ 为传感器实际测量值。

2 系统数学模型

为了简化模型,系统热力学分析作如下假设:整体的传热系数看作一个常数;板式换热器不计壳体散热;忽略冷凝过程中的压降;压缩机采用定频压缩机,仅起到运输冷媒介质的作用;制冷剂通过热力膨胀阀的能量没有变化。基于假设,建立了系统各部

件模型,主要包括污水泵、板式换热器、储水罐、风冷换热器和压缩机。

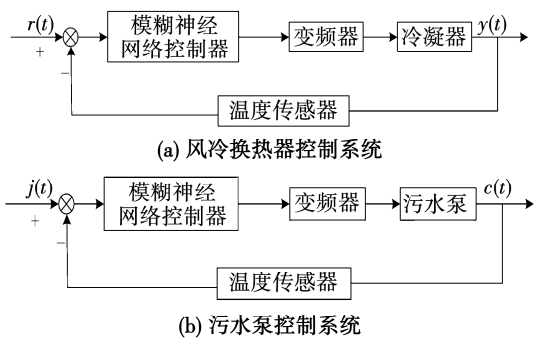


图2 污水源热泵制热模式控制系统
Fig.2 Sewage source heat pump heating
mode control system diagram

2.1 污水泵

水泵变频调速的实质是通过改变定子供电频率来改变同步转速,从而实现电机调速^[15]。对于三相异步电机频率与转速成正比:

$$q_{w,2}(\tau) = \frac{60q_{w,1}f(\tau)(1-z)}{n_1p} \tag{1}$$

式中: n —电机转速, r/min ; p —电机极对数,取1; f —电源频率, Hz ; z —转差率,取0.033; q_w —污水泵流量, m^3/h ; 下标1—水泵额定状态; 下标2—水泵变速后状态。

2.2 板式换热器

对板式换热器而言,单位时间高温侧蓄热量的变化=高温侧带来的热量-高温侧传递给低温侧的热量,低温侧蓄热量的变化=高温侧传递给低温侧的热量-低温侧带走的热量。

制热模式下低温侧非稳态过程的能量守恒方程:

$$M_w c_{p,1} \frac{dT_{w,o}}{d\tau} = q_{m,w}(\tau) c_{p,1} (T_{w,i} - T_{w,o}(\tau)) + q_{m,r} c_{p,2} (T_{r,i} - T_{r,o}(\tau)) \tag{2}$$

制热模式下高温侧非稳态过程的能量守恒方程:

$$M_r c_{p,2} \frac{dT_{r,o}}{d\tau} = q_{m,r} c_{p,2} (T_{r,i} - T_{r,o}(\tau)) + q_{m,w}(\tau) c_{p,1} (T_{w,i} - T_{w,o}(\tau)) \tag{3}$$

式中: $c_{p,1}$ 、 $c_{p,2}$ —污水、制冷剂定压比热容, $kJ/(kg \cdot ^\circ C)$; $T_{w,i}$ 、 $T_{w,o}$ —板式换热器污水进、出口温度, $^\circ C$; $T_{r,i}$ 、 $T_{r,o}$ —板式换热器制冷剂进、出口温

度, $^\circ C$; $q_{m,w}$ 、 $q_{m,r}$ —为污水、制冷剂质量流量, kg/s ; M_w 、 M_r —污水、制冷剂质量, kg 。

将式(1)~式(3)进行拉氏变换后联合得:

$$\frac{T_{r,o}(s)}{f(s)} = \frac{k_4 k_5 U_w n_1 p}{60(U_w + U_r) q_{w,1} (1-z)} \frac{1}{1 + \frac{U_w U_r}{U_w + U_r} s} \tag{4}$$

其中: $U_w = \frac{M_w}{q_{m,w}}$, $U_r = \frac{M_r}{q_{m,r}}$, $k_1 = \frac{c_{p,2}}{c_{p,1}}$, $k_2 = \frac{T_{w,i} - T_{w,o}}{q_{m,w}}$, $k_3 = \frac{q_{m,r}}{q_{m,w}}$, $k_4 = \frac{c_{p,1}}{c_{p,2}}$, $k_5 = \frac{T_{w,i} - T_{w,o}}{q_{m,r}}$, $k_6 = \frac{q_{m,w}}{q_{m,r}}$ 。

污水源热泵系统模型设计参数如表1所示。

表1 设计参数

Tabl.1 Design parameters

| 参 数 | 数 值 |
|--|-------|
| 污水泵极对数 | 1 |
| $n_1/r \cdot \min^{-1}$ | 2 900 |
| $q_{w,1}/m^3 \cdot h^{-1}$ | 25 |
| z | 0.033 |
| M_w/kg | 40 |
| M_r/kg | 5 |
| $c_{p,1}/kJ \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$ | 4.18 |
| $c_{p,2}/kJ \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$ | 1.45 |
| $T_{w,i}/^\circ C$ | 28/14 |
| $T_{w,o}/^\circ C$ | 32/10 |
| $q_{m,r}/m^3 \cdot h^{-1}$ | 8.07 |

将各设计参数带入式(4),则板式换热器冷媒侧出口温度与污水泵频率的模型为:

$$\frac{T_{r,o}(s)}{f(s)} = \frac{7.35}{s + 2.22} \tag{5}$$

2.3 储水罐

储水罐中以加热盘管形式向生活用水加热,热传递公式:

$$KA(t_{c,i}(\tau) - t_{c,o}(\tau)) = c_{p,3} M \Delta t_s \tag{6}$$

$$A = \pi L d \tag{7}$$

$$L = N \sqrt{(\pi d)^2 + 1.5 d} \tag{8}$$

式中: K —传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; A —散热面积, m^2 ; $t_{c,i}$ 、 $t_{c,o}$ —储水罐制冷剂进出口温度, $^\circ C$; $c_{p,3}$ —水定压比热容, $kJ/(kg \cdot ^\circ C)$; M —储水罐中液体质量, kg ; Δt_s —储水罐液体温差, $^\circ C$; L —螺旋盘管长度, m ;

d —盘管直径, m ; N —盘管圈数。

联合式(6)、式(7)和式(8)可得:

$$t_{c,o}(\tau) = t_{c,i}(\tau) - \frac{c_{p,3}M\Delta t_s}{KN\sqrt{(\pi d)^2 + 1.5d}} \quad (9)$$

将表 2 设计参数带入式(9)后得:

$$t_{c,o}(\tau) = t_{c,i}(\tau) - 0.12k_7 \quad (10)$$

其中 $k_7 = \Delta t_s$, 由传感器测量所得。

表 2 储水罐模型设计参数

Tabl. 2 Design parameters of water storage tank model

| $c_{p,3}/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{℃}^{-1}$ | M/kg | $K/\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{℃}^{-1}$ | N | d/m |
|--|---------------|--|-----|--------------|
| 4.18 | 80 | 1500 | 13 | 0.012 |

2.4 压缩机

由于压缩机自身体积小、与空气换热量少,因此可忽略与空气换热热损失。以压缩机出口焓值 h_2 为目标参数对压缩机进行建模。

压缩机理论功:

$$w_a = \frac{k}{k-1} p_e v_{th} \left[\left(\frac{p_c}{p_e} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (11)$$

式中: w_a —压缩机理论功, kW ; k —工质的绝热指数; p_c ——冷凝压力, kPa ; p_e —蒸发压力, kPa ; v_{th} —压缩机进气比容, m^3/kg 。

压缩机指示功:

$$w_c = w_a / \lambda_i \quad (12)$$

式中: λ_i —指示效率, 选取 0.85。

压缩机排气焓值:

$$h_2(\tau) = h_1(\tau) + w_c \quad (13)$$

其中, $h_1(\tau)$ 压缩机入口焓值:

$$h_1(\tau) = c_{p,2} T_{r,o}(\tau) \quad (14)$$

对于定频压缩机, w_c 在稳态模型中可以视为一个定值, 将式(14)代入式(13)后进行拉氏变换得:

$$h_1(s) = c_{p,2} T_{r,o}(s) \quad (15)$$

联合以上所建立模型, 其中储水罐仅在制冷模式下使用, 故制热和制冷模式下被控对象污水泵的数学模型整合为:

$$G_1(s) = (V_1 + V_2) \bar{V}_3 \left(\frac{7.35}{s + 2.2} \right) + V_3 \left(\frac{10.8}{s + 2.2} \right) \quad (16)$$

式中: V_1 、 V_2 、 V_3 —阀 1、阀 2 和四通阀的开关状态, 阀门关闭时为 0, 阀门打开时为 1。

2.5 风冷换热器

因为风冷换热器和膨胀阀中许多参数未知, 所

以采用机理建模难以建立风冷换热器准确的数学模型, 故采用系统辨识方法^[16-17]建立风冷换热器频率与出口温度的数学模型^[18]。

由于制冷模式和制热模式下制冷剂流向不同, 制热模式以膨胀阀出口温度为控制参数, 制冷模式以风冷换热器出口温度为控制参数。

制热模式: 以风冷换热器频率为输入数据, 膨胀阀出口温度为输出数据, 采样时间为 4 s。对数据进行预处理, 在风冷凝器入口温度在 60 ℃ 的条件下, 冷凝器频率与膨胀阀出口温度的传递函数模型辨识结果为:

$$G_{f,1}(s) = \frac{0.0008044s + 0.0002442}{s^2 + 0.0238s + 0.001137} \quad (17)$$

同理, 制冷模式辨识结果为:

$$G_{f,2}(s) = \frac{0.006257s + 0.00085}{s^2 + 0.0494s + 0.001667} \quad (18)$$

风扇冷凝器模型制热和制冷模型整合为:

$$G_2(s) = \bar{V}_3 \cdot \frac{0.0008044s + 0.0002442}{s^2 + 0.0238s + 0.001137} + V_3 \cdot \frac{0.009073s + 0.00085}{s^2 + 0.0494s + 0.002417} \quad (19)$$

利用冷凝器给定频率连续阶跃扰动 (40 ~ 50 Hz) 的测试数据, 将模型仿真曲线与实测曲线进行比较, 如图 3 所示。仿真结果与实测结果在频率改变过程的两个阶段中吻合度较高^[18], 该传递函数模型的输出响应能很好反应风冷换热器的输出特性。

3 模糊神经网络控制器设计

模糊神经网络控制器设计方法可参考文献 [19]。针对风冷换热器模糊神经网络控制器, 制热模式其输入变量是膨胀阀出口温度与设定值的偏差 E 及其偏差变化率 EC , 随后经过量化因子 $x_1 = 2$ 、 $x_2 = 6$ 将实际量模糊化输入模糊神经网络控制器, 输出变量经过比例因子 $k_{r,u} = 1.2$ 后为风冷换热器实际频率变化量, 如图 4 所示。对于污水泵模糊神经网络控制器, 量化因子为 1.2 和 4, 比例因子为 2。

输入、输出变量可以划分为 {VL, VM, VS, Z, PS, PM, PL} 7 个模糊子集, 则控制器可产生 49 条模糊规则, 采用高斯函数作为隶属度函数, 即 $U = \exp[-\frac{(x-a)^2}{c^2}]$, a 为中心, c 为宽度。模糊规则表如表 3 所示。

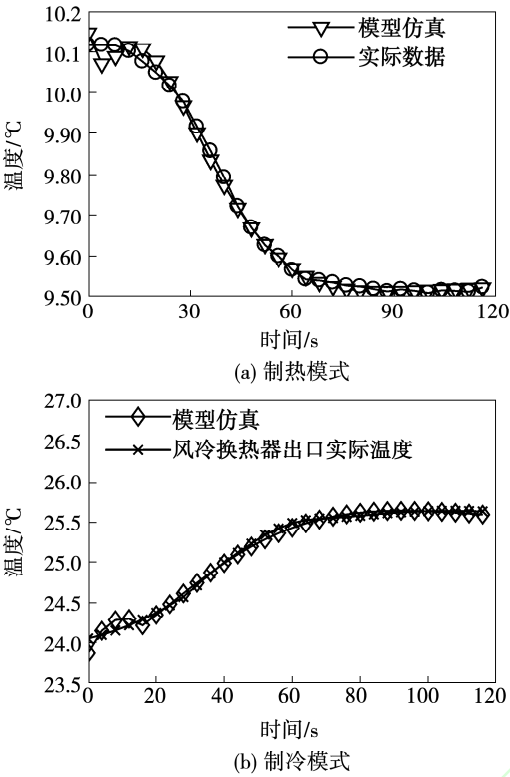


图3 冷凝器给定频率连续阶跃扰动仿真曲线与实测曲线
Fig.3 Continuous step disturbance simulation curve and measured curve of condenser for a given frequency

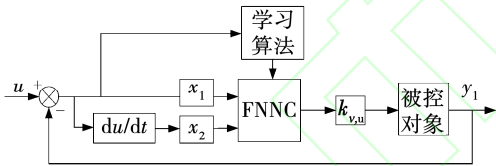


图4 风冷换热器模糊神经网络控制器
Fig.4 Block diagram of fuzzy neural network controller for air-cooled heat exchanger

表3 模糊规则表
Tab.3 Fuzzy rule table

| EC | E | | | | | | |
|----|----|----|----|----|----|----|----|
| | VL | VM | VS | Z | PS | PM | PL |
| VL | PL | PL | PL | PL | PM | 0 | 0 |
| VM | PL | PL | PL | PL | PM | 0 | 0 |
| VS | PM | PM | PM | PM | 0 | VS | VS |
| Z | PM | PM | PS | 0 | VS | VM | VM |
| PS | PS | PS | 0 | VM | VM | VM | VM |
| PM | 0 | 0 | VM | VL | VL | VL | VL |
| PL | 0 | 0 | VM | VL | VL | VL | VL |

BP 神经网络是用误差反传算法所训练的多层前向网络,而多层前向型模糊神经网络是模糊逻辑和人工神经网络技术相结合的最常见的一种形式。

采用 BP 神经网络设计风冷换热器模糊神经网络器,其结构如图 5 所示,共由 8 层组成^[8,19]。污水泵模糊神经网络器结构同理。

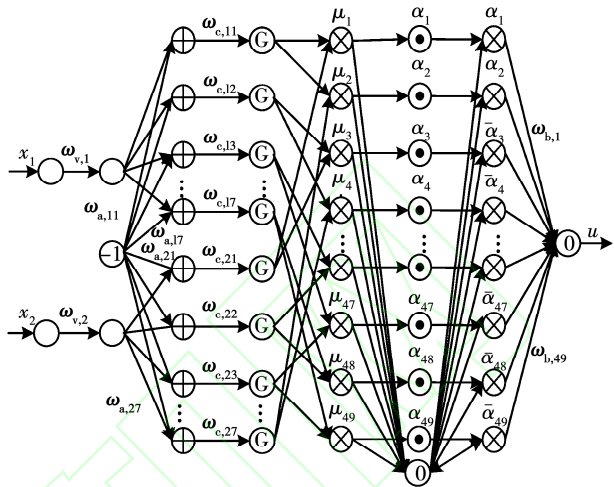


图5 风冷换热器模糊神经网络结构
Fig.5 Fuzzy neural network structure of air-cooled heat exchanger

在功能上,第 1 层是输入层。将温度误差及误差变化率作为输入变量经过量化因子 $\omega_{v,1}$ 、 $\omega_{v,2}$ 传递到下一层,该层节点数 $N_1 = 2$ 。

第 2 层~第 4 层将输入量模糊化。将确定量转化成了隶属度,并且将两个语言变量分别划分为 7 个模糊子集,采用高斯函数作为各模糊子集的隶属函数:

$$G_{i,j} = \exp\left[-\frac{(x_i\omega_{v,i} - \omega_{a,ij})^2}{\omega_{c,ij}^2}\right] \tag{20}$$

式中: $\omega_{a,ij}$ 、 $\omega_{c,ij}$ —第 i 个变量的第 j 个语言值隶属函数中心值和宽度。其中 $i \in \{1,2\}$; $j \in \{1,2,\dots,7\}$ 。第 2 层~第 4 层节点数 $N_2 = 3$ 、 $N_3 = N_4 = 14$ 。

第 5 层每个节点代表一条模糊规则,用来匹配模糊规则的前件,计算出每条规则前件的适用度 μ_k 。使用“取小”神经元,即:

$$\mu_k = \min\{G_j(x_1), G_j(x_2)\} \tag{21}$$

其中, $k \in \{1,2,\dots,49\}$,第 5 层节点数 $N_5 = 49$ 。

第 6 层表示为并行推理,将规则匹配后前件的确信度映射到输出模糊集合,即确定 49 条规则后件确信度。其中第 0 号节点表示上一层输出结果求和取倒数。第 6 层节点数 $N_6 = 50$ 。

第 7 层为归一化层。

$$\bar{\alpha}_m = \frac{\alpha_m}{\sum_{k=1}^{49} \mu_k} \tag{22}$$

其中, $m \in \{1, 2, \dots, 49\}$, 第 7 层节点数 $N_7 = 49$ 。第 8 层为解模糊层, 实现加权平均法解模糊计算, $\omega_{b,k}$ 为连接权。输出结果为:

$$u = \sum_{k=1}^{49} \omega_{b,k} \bar{\alpha}_k$$

(23)

在输出层把现行输出和期望输出进行比较, 利用误差反传法修改相应权值 $\omega_{a,ij}$ 、 $\omega_{c,ij}$ 和 $\omega_{b,k}$, 直到误差信号小于限定值。

为了比较模糊神经网络控制方法与传统 PID 控制方法, 将两种控制方法应用于风冷换热器, 其仿真结果如图 6(a) 所示。污水泵与风冷换热器类似, 其控制仿真图如图 6(b) 所示。在初始 0 时刻同时给定单位阶跃信号, 相比于模糊神经网络控制器, 传统 PID 控制方法超调量更大, 调节时间长。系统稳定后, 添加幅值为 3 的扰动信号, 由图可知, 模糊神经网络控制器能更好地处理干扰信号。

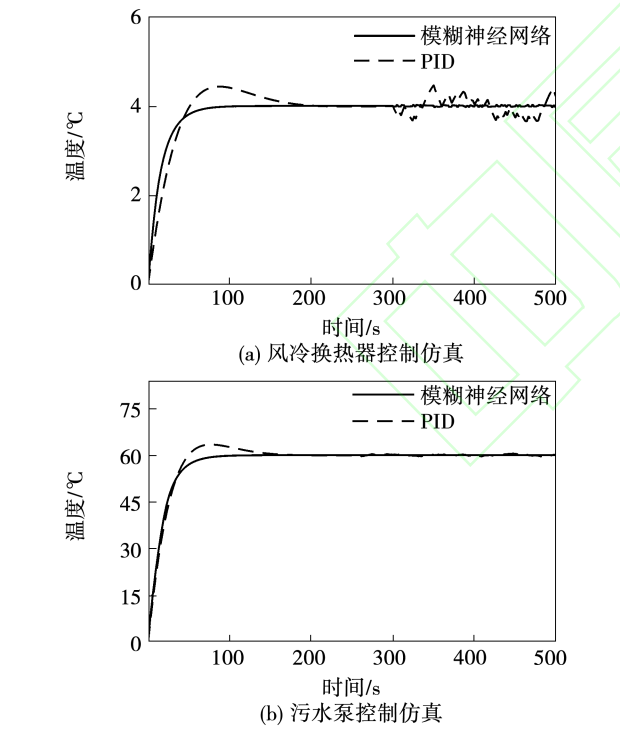


图 6 模糊神经网络控制器与 PID 控制器仿真图
Fig. 6 Simulation diagram of fuzzy neural network controller and PID controller

4 实验结果与分析

选取 30 m² 小型房间, 考虑到冬季室外温度逐时温度变化量大, 无法保证实验负荷变化相同, 故通过门的开闭实现室内负荷的调整。制冷模式房间外走廊温度为 32 ℃, 制热模式房间外走廊温度为

12 ℃。室内温度由一套污水源热泵机组调节, 其各设备型号如表 4 所示。

表 4 系统各设备型号
Tab. 4 System equipment models

| 设备名称 | 型号 | 参数 |
|-------|-------------------|---------|
| 压缩机 | ZR36K3 - TDF | 2.3 kW |
| 制冷剂 | R407C | - |
| 储水罐 | 定做 | 50 L |
| 螺旋盘管 | 定做 | Φ12 mm |
| 风冷换热器 | 定做 | 0.4 kW |
| 膨胀阀 | TEX2 | - |
| 污水泵 | WV75B | 0.8 kW |
| 变频器 | FR - D740 - 1.5K | 1.5 kW |
| 变频器 | FR - D740 - 0.75K | 0.75 kW |
| 温度采集器 | 探头型温度记录仪 | ±0.1 ℃ |

控制方法 1 表示模糊神经网络控制风冷换热器; 控制方法 2 表示模糊神经网络控制风冷换热器和污水泵。

4.1 制热模式

室内温度记录结果如图 7 所示。两种控制方法下系统启动运行至稳定所用时间仅仅相差不到 1 min。运行初期两个设备都以全频启动, 增加制热量。运行至约 60 min 时室内负荷变大, 控制方法 1 调节室温所用时间为 7 min, 室内温度波动最高达到 0.9 ℃, 而控制方法 2 仅用 4 min, 且室温波动范围不高于 0.6 ℃。由此可见, 将模糊神经网络应用于污水源热泵系统中, 对风冷换热器和污水泵采用变频技术, 室内温度控制的效果更好。

为分析系统电量损耗, 将系统消耗功率和污水泵与风冷换热器的消耗功率进行测试, 图 8(a) 为控制方法 1 系统消耗功率测试结果。当实验运行至约 30 min 时, 室内温度接近设定温度, 风冷换热器频率降低, 功率下降。在约 60 min 时系统负荷变化, 污水泵功率不变, 系统消耗功率随风冷换热器功率增加而增加。图中横、纵坐标围成的面积为耗电量。运行 2.5 h, 系统耗电量为 7.99 kW · h。

采用控制方法 2, 污水泵、风冷换热器和系统消耗功率如图 8(b) 所示。随着室内负荷变化, 污水泵吸热量也随之变化。大约 120 min 时负荷变小, 风扇频率变小, 减小制热量, 为了保证系统稳定运行, 同时也要减小吸热量, 故污水泵消耗功率下降。系

统运行 2.5 h,控制方法 2 耗电量为 7.41 kW·h。较控制方法 1 的耗电量减少 7.4%。实验证明,通过同时控制风冷换热器和污水泵频率的节电效果比仅控制风冷换热器频率更好。

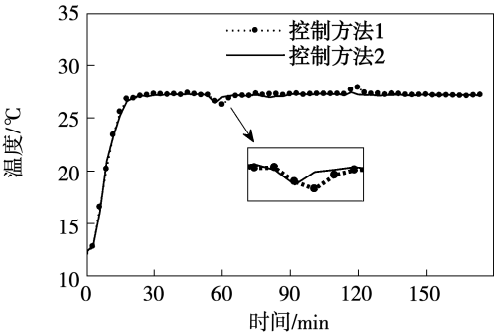
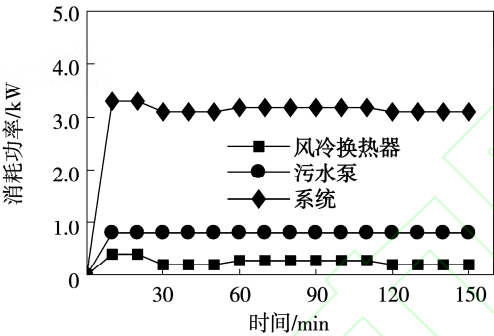
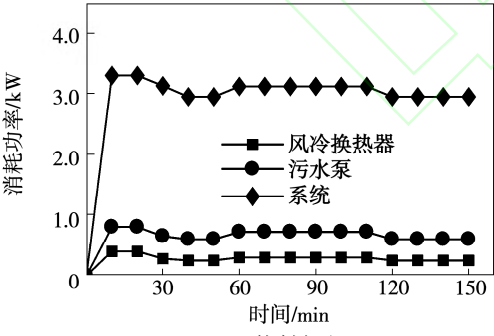


图 7 制热模式室内温度

Fig. 7 Room temperature at heating mode



(a) 控制方法 1



(b) 控制方法 2

图 8 制热模式消耗功率

Fig. 8 Power consumption at heating mode

4.2 制冷模式

系统以制冷模式启动,生活用水初始温度为 26℃。通过吸收全部冷凝热使生活用水在 7 min 时达到 36℃。系统由全部冷凝热回收转换为部分冷凝热回收,采用控制方法 2 的情况下,污水泵根据室内负荷降低而减小频率,单位时间内生活用水加热速度降低。运行至 31 min 时,生活用水加热至 50℃,

停止加热。而系统在采用控制方法 1 的情况下,污水泵始终以额定功率运行排放更多冷凝热,导致加热时间更长。制冷模式生活用水温度如图 9 所示。

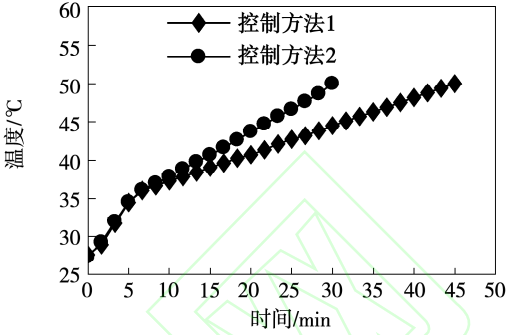


图 9 制冷模式生活用水温度

Fig. 9 Domestic water temperature at cooling mode

图 10 为两种控制方法下室内温度在曲线。当室内负荷发生变化时,控制方法 1 调节室温约需 11 min,波动范围在 0.9℃以内,而控制方法 2 仅用 8 min,温度波动不超过 0.5℃,相比较仅控制风冷换热器所用时间减少 27.3%,室内温度波动减小 44%。

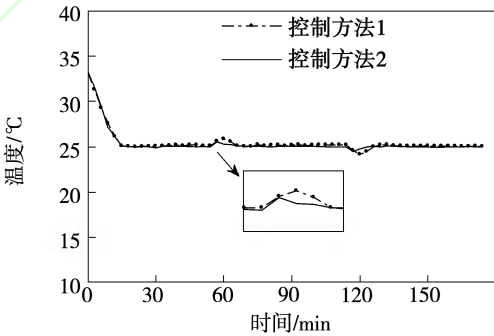


图 10 制冷模式室内温度

Fig. 10 Room temperature at cooling mode

采用控制方法 1 时风冷换热器、污水泵和系统消耗功率如图 11(a) 所示。污水泵从 7 min 开始保持全频运行,室内温度稳定于 25℃时系统消耗功率达到 3 kW。由于实验运行至约 21 min 时室内温度接近 25℃,风冷换热器频率降低,吸热量减少,但是由于系统放热量没有改变,压缩机功率增大,导致系统功率增大至 3.1 kW。运行至约 50 min 时,停止生活用水加热,系统功率降低。在 60 和 120 min 时,室内负荷变化导致系统功率变化。在 2.5 h 实验过程中,系统耗电量为 7.11 kW·h。

采用控制方法 2 系统消耗功率如图 11(b) 所示。污水泵频率随系统吸热量减小而减小,运行至 30 min 时,由于停止储水罐加热,放热量减小,故提高污水泵频率以防膨胀阀出口温度太高、降低制冷效果,同时由于室内温度已达 25℃,风冷换热器消耗功率已降低为 0.2 kW。运行 2.5 h,系统耗电量为 6.37 kW·h。控制方法 2 系统耗电量比方法 1 的耗电量减少 10.4%。

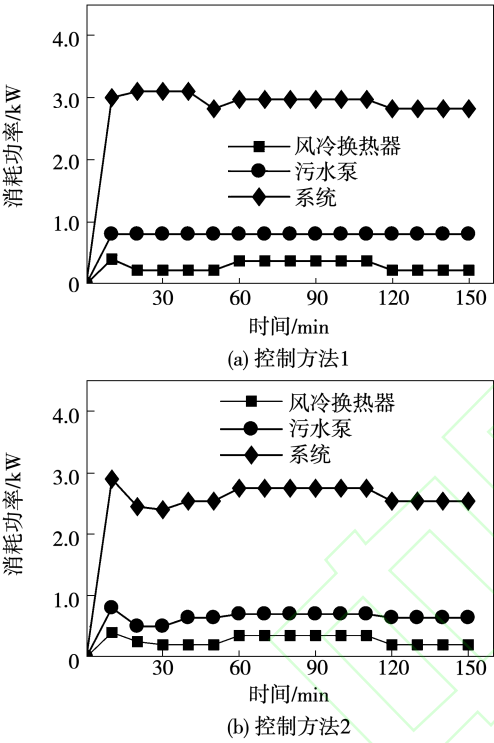


图 11 制冷模式消耗功率

Fig. 11 Power consumption at cooling mode

5 结 论

搭建污水源热泵空调实验装置,在一定的约束条件和参数化简下,从能量守恒的角度对污水源热泵系统建立数学模型,转化为传递函数。其次设计了模糊神经网络控制器,利用 Matlab/Simulink 软件对系统进行模拟仿真,同时间接验证了所建立的数学模型准确、可行。将控制器运用于污水源热泵空调制热与制冷模式实验中,得出结论:

(1) 对比制热和制冷模式下室内温度值,发现当室内负荷变化时,同时控制污水泵和风冷换热器有利于提高污水源热泵空调系统的调节效率,减小

室内温度因负荷变化调节时间,同时使温度波动范围控制在 0.5℃ 以内。

(2) 仅控制风冷换热器频率时,系统消耗功率变化量并不完全等于风冷换热器消耗功率变化量,这是由于压缩机功率也发生了突变,所以需保证系统吸热量和放热量平衡,以此延长热泵机组寿命。

(3) 污水源热泵的风冷换热器和污水泵采用了变频调速技术后,与仅控制污水泵频率的污水源热泵系统效率更高、耗电量更小,制热模式系统耗电量减少 7.4%,制冷模式系统耗电量减少 10.4%。

参考文献:

[1] 裴 湛. 污水源热泵发展现状及在上海的应用前景[J]. 城市道桥与防洪, 2017(4): 110-112, 126.
QIU Zhan. Development status of sewage source heat pump and its application prospect in Shanghai[J]. City Road Bridge & Flood Control, 2017(4): 110-112, 126.
[2] LI Hui-xing, YANG Yun-long, SUN Hao, et al. The measured analysis of heating performance of the sewage source heat pump system of a University in North China[J]. Procedia Engineering, 2017, 205.
[3] 申传涛, 彭冬根, 胡 松, 等. 南昌市污水源热泵系统工程实例与应用可行性分析[J]. 可再生能源, 2014, 32(10): 1510-1514.
SHEN Chuan-tao, PENG Dong-gen, HU Song, et al. Engineering example and application feasibility analysis of sewage source heat pump system in Nanchang City[J]. Renewable Energy, 2014, 32(10): 1510-1514.
[4] ARIF H, EMRAH B, ORHAN E, et al. A key review of wastewater source heat pump (WWSHP) systems[J]. Energy Conversion and Management, 2014(88): 700-722.
[5] 刘 芳, 邢凯泽, 张群力, 等. 直接式污水源热泵系统运行性能研究[J]. 区域供热, 2018(4): 52-57, 142.
LIU Fang, XING Kai-ze, ZHANG Qun-li, et al. Study on operation performance of direct sewage source heat pump system[J]. District Heating, 2018(4): 52-57, 142.
[6] 刘 馨, 隋红亮, 梁传志, 等. 寒冷地区某污水源热泵系统供暖季运行效果与节能减排分析[J]. 建设科技, 2019(2): 26-31.
LIU Xin, SUI Hong-liang, LIANG Chuan-zhi, et al. Operational effect and energy saving and emission reduction of a sewage source heat pump system in a cold area[J]. Construction Science and Technology, 2019(2): 26-31.
[7] 程小松, 彭冬根, 李霜玲, 等. 污水源热泵制热模型及外在参数影响[J]. 土木建筑与环境工程, 2017, 39(4): 26-32.

- CHENG Xiao-song, PENG Dong-gen, LI Shuang-ling, et al. Heating model of sewage source heat pump and influence of external parameters[J]. Journal of Chongqing Jianzhu university, 2017, 39(4): 26–32.
- [8] 罗祥远, 李 丽. 一种温度控制系统的模糊神经网络控制方法研究[J]. 德州学院学报, 2015, 31(2): 57–61.
- LUO Xiang-yuan, LI Li. Research on a fuzzy neural network control method for temperature control system[J]. Journal of Dezhou University, 2015, 31(2): 57–61.
- [9] 曹振华. 地源热泵空调系统的控制仿真研究[J]. 制冷与空调, 2017, 31(3): 313–316, 340.
- CAO Zhen-hua. Control simulation of ground source heat pump air conditioning system[J]. Refrigeration and Air Conditioning, 2017, 31(3): 313–316, 340.
- [10] 张 敏, 胡平放, 罗新梅, 等. 污水源热泵系统的冷水与中介水温差的优化研究[J]. 流体机械, 2017, 45(2): 75–80.
- ZHANG Min, HU Ping-fang, LUO Xin-mei, et al. Optimization of the temperature difference between cold water and intermediate water in sewage source heat pump system[J]. Fluid Machinery, 2017, 45(2): 75–80.
- [11] 刘羊九, 王云山, 姜衍礼, 等. 某污水源热泵系统的节能环保分析[J]. 制冷与空调, 2018, 18(4): 62–65.
- LIU Yang-jiu, WANG Yun-shan, JIANG Yan-li, et al. Energy-saving and environmental protection analysis of a sewage source heat pump system[J]. Refrigeration and Air Conditioning, 2018, 18(4): 62–65.
- [12] WU Man-ling, CHEN Yi-fei, LI Qi, et al. Frequency transformation and its validation of ground source heat pump system based on grey prediction of greenhouse temperature[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2016, 32(16): 183–187.
- [13] 魏毅立, 陈莉洁. 供暖系统热泵变频调速节能控制仿真研究[J]. 计算机仿真, 2018, 35(9): 233–236.
- WEI Yi-li, CHEN Li-jie. Simulation research on energy-saving control of heat pump frequency control system in heating system[J]. Computer Simulation, 2018, 35(9): 233–236.
- [14] 张龙爱, 谷月明. 双级增焓空气-水热泵应用于欧洲采暖的节能性验证分析[J]. 制冷, 2015, 34(4): 50–54.
- ZHANG Long-ai, GU Yue-ming. Energy-saving verification analysis of two-stage enhanced air-water heat pump for heating in Europe[J]. Refrigeration, 2015, 34(4): 50–54.
- [15] 苏革平. PID 控制在变频调速中的应用研究[J]. 自动化技术与应用, 2011, 30(8): 105–109.
- SU Ge-ping. Research on application of PID control in frequency control[J]. Automation Technology and Application, 2011, 30(8): 105–109.
- [16] 陈岚峰, 张亚琴, 程立英, 等. 基于数据的 MATLAB 系统辨识工具箱模型识别[J]. 沈阳师范大学学报(自然科学版), 2013, 31(4): 527–530.
- CHEN Lan-feng, ZHANG Ya-qin, CHENG Li-ying, et al. Data recognition of MATLAB system identification toolbox model recognition[J]. Journal of Shenyang Normal University (Natural Science Edition), 2013, 31(4): 527–530.
- [17] 宋 虹, 任庆昌, 白 燕, 等. 变风量空调末端双闭环系统的模型辨识和仿真[J]. 计算机仿真, 2012, 29(10): 396–399, 413.
- SONG Hong, REN Qing-chang, BAI Yan, et al. Model identification and simulation of dual closed loop system at the end of VAV air conditioner[J]. Computer Simulation, 2012, 29(10): 396–399, 413.
- [18] 刘 华, 刘敏层. 基于模糊 PID 在锅炉温度控制系统的仿真研究[J]. 自动化与仪表, 2018, 33(4): 20–25.
- LIU Hua, LIU Min-ceng. Simulation of boiler temperature control system based on fuzzy PID[J]. Automation & Instrumentation, 2018, 33(4): 20–25.
- [19] 罗莹颖, 傅迎华. 基于模糊神经控制的污泥焚烧温度控制应用[J]. 计算机仿真, 2015, 32(2): 400–404, 422.
- LUO Ying-ying, FU Ying-hua. Application of sludge incineration temperature control based on fuzzy neural control[J]. Computer Simulation, 2015, 32(2): 400–404, 422.

(丛 敏 编辑)