

制冷系统的改进Smith预估补偿和解耦控制

李兆博[†], 吴爱国, 何 熠, 翟文鹏

(天津大学 电气与自动化工程学院, 天津 300072)

摘要: 首先, 本文在实验的基础上对制冷系统进行了模型辨识, 得到并验证了双输入双输出的二阶传递函数矩阵. 其次, 提出了制冷系统的改进Smith预估补偿和解耦控制方法, 并进行了仿真验证. 最后, 提出恒定蒸发温度控制和变最小过热度控制相结合的双闭环控制方案. 此外, 本文给出了最小过热度曲线的实验获取方法. 结果表明, 与常规PID控制相比, 该方法在辨识模型存在强耦合和纯滞后以及模型参数存在一定偏差时仍能保证较好的稳态和动态性能, 满足制冷系统变负荷变最小过热度的控制要求.

关键词: 制冷装置; 压缩机; 变频器; 纯滞后; Smith预估; 变负荷; 过热度

中图分类号: TP273 **文献标识码:** A

Improved Smith predictive compensation and decoupling in refrigeration system

LI Zhao-bo[†], WU Ai-guo, HE Yi, ZHAI Wen-peng

(School of Electrical Engineering & Automation, Tianjin University, Tianjin 300072, China)

Abstract: Firstly, a model identification of refrigeration system is carried out on the basis of experiment to obtain a second-order transfer function matrix with dual-input and dual-output, which is then verified. Secondly, an improved Smith predictive compensation and decoupling control are developed for the refrigeration system and simulated. Finally, the dual closed-loop control system consisting the variable minimal superheat-control and constant evaporation temperature-control is proposed. Besides, an experimental method to obtain the minimal superheat curve is developed. Compared with the PID control, this method provides better steady and dynamic performances in strong coupling, delay and inaccuracy in the identification model, and meets with the control requirements in variable load and variable minimal superheat.

Key words: refrigerating machinery; compressors; frequency converters; pure time-delay; Smith predictor; variable load; superheat

1 引言(Introduction)

建筑能耗约占社会商品总能耗的30%, 其中制冷系统所占比例最大. 节能一直是制冷系统控制的研究热点. 目前制冷系统运行通常保持额定压缩机频率不变, 通过调节热力膨胀阀保持蒸发器过热度恒定, 通过调节冷冻水泵转速以匹配变化的热负荷. 由于设计及运行特点, 制冷系统常常工作在非额定工况, 运行效率低. 近年来, 变压缩机频率和变蒸发器过热度控制成为制冷系统节能控制的研究热点. 一方面, 根据系统热负荷调节压缩机频率可以大幅度减少电耗; 另一方面, 通过电子膨胀阀调节过热度可以提高蒸发器的换热效率. 制冷系统是一个高度非线性、强耦合系统, 其机理模型存在偏导数和高阶的特点, 分析十分复杂, 本文采用模型辨识的方法获得制冷系统的二阶传递函数矩阵. 国内外对于蒸发器过热度控制基本采用单回路PID控制^[1], 过热度易

产生震荡. 观察辨识模型, 过热度震荡的原因在于模型含有纯滞后环节.

一方面, Smith预估补偿应用在含有大滞后环节的系统已取得一定的成果^[2]. 另一方面, 对角阵解耦方法简单、计算量小, 适合低阶强耦合系统的解耦设计.

因此, 本文提出了改进Smith预估补偿和对角阵解耦的控制方法, 从而将被控对象简化成两个独立的单回路系统. 最后, 提出恒定蒸发温度控制和变最小过热度控制相结合的双闭环控制方案并进行仿真. 由于采用变最小过热度控制, 本文给出了实验获得制冷系统最小稳定过热度曲线的方法.

2 模型辨识(Model identification)

2.1 实验系统(Experimental system)

实验系统由活塞式压缩机、板式换热器、电子膨

胀阀、气液热交换器、储液器等设备组成,系统装置如图1所示.压缩机功率10 hp;冷凝器传热面积 $F = 3.02 \text{ m}^2$,换热量35 kW;蒸发器传热面积 $F = 2.88 \text{ m}^2$,换热量30 kW;回热器传热面积 $F = 0.78 \text{ m}^2$;冷却水

塔冷却能力10 rt;冷却水泵扬程32 m,流量 $8.4 \text{ m}^3/\text{h}$;冷冻水泵扬程27.4 m,流量 $7.8 \text{ m}^3/\text{h}$;电加热器功率30 kW可调;电子膨胀阀流量系数 $K_{vs} = 0.63 \text{ m}^3/\text{h}$,制冷量74 kW.

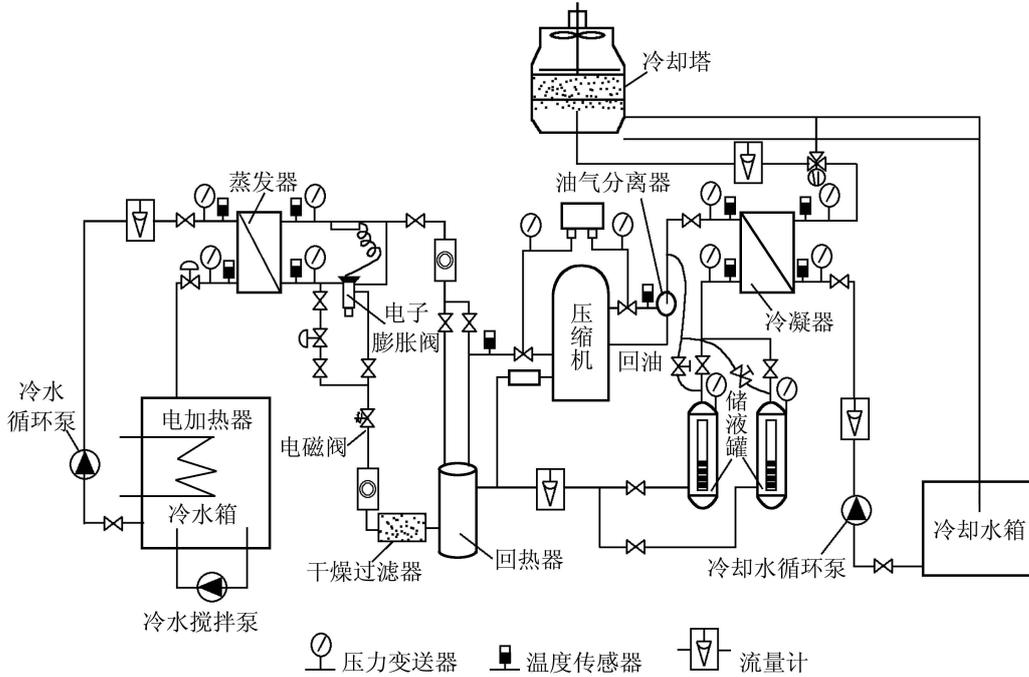


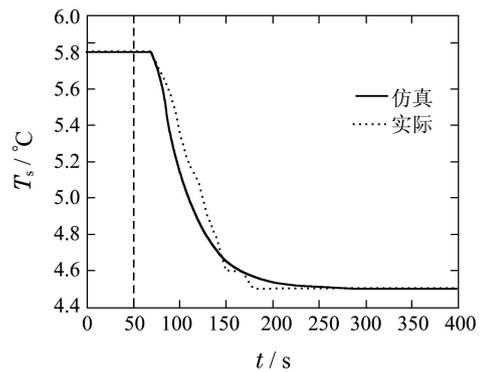
图1 制冷系统装置

Fig. 1 Devices of refrigeration system

2.2 模型辨识(Model identification)

当压缩机频率和电子膨胀阀开度分别阶跃变化10%时,分别记录蒸发温度和过热度的响应曲线,即得到4组阶跃响应曲线,如图2和图3中虚线所示.下面以膨胀阀过热度模型辨识过程为例进行说明,在 $T = 0 \text{ s}$ 时刻电子膨胀阀的开度从40%阶跃变为36%,过热度(T_s)响应值见表1,过热度阶跃响应曲线如图3(b)中虚线所示.

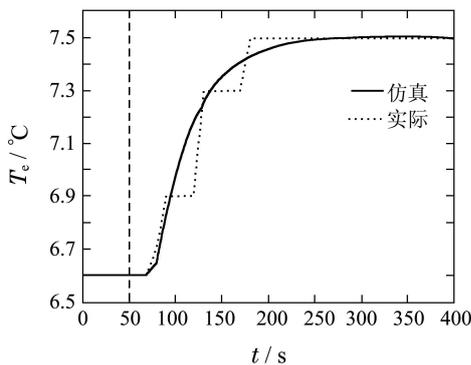
采用MATLAB中的系统辨识工具箱进行辨识,原理是基于最小二乘法的ARX模型.辨识过程如下:在命令窗口中输入ident即弹出系统辨识工具箱界面如图4所示.



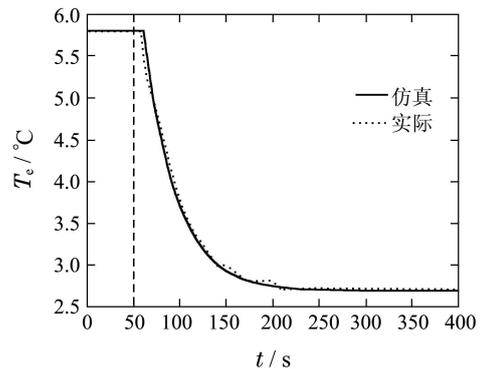
(b) 过热度

图2 压缩机频率变化时模型验证

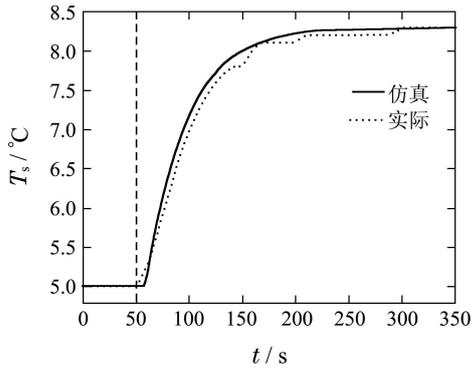
Fig. 2 Model validation as frequency of compressor changes



(a) 蒸发温度



(a) 蒸发温度



(b) 过热度

图 3 膨胀阀开度变化时的模型验证

Fig. 3 Model validation as opening of expansion valve changes

表 1 过热度阶跃响应

Table 1 Step response of superheat

T/s	0	8	9	10	20	30	40
$T_s/^\circ\text{C}$	5.0	5.0	5.09	5.18	5.67	6.16	6.57
T/s	50	60	70	80	90	100	110
$T_s/^\circ\text{C}$	6.93	7.32	7.56	7.71	7.80	7.81	7.99
T/s	120	130	140	150	160	170	180
$T_s/^\circ\text{C}$	8.09	8.10	8.10	8.11	8.24	8.25	8.27
T/s	190	200	210	220	230	240	250
$T_s/^\circ\text{C}$	8.27	8.28	8.28	8.28	8.28	8.29	8.29

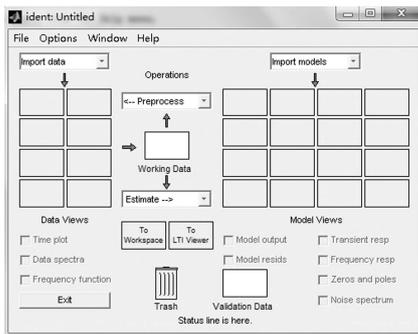


图 4 系统辨识工具箱

Fig. 4 System identification toolbox

通过import data导入表1中数据,通过preprocess

对数据进行预处理,将处理过的数据拖拽到working data. 在estimate下拉菜单中点击process model, 在弹出的对话框中选择辨识模型结构为一阶惯性加纯滞后环节, 点击estimate即可得到膨胀阀-过热度传递函数模型. 其他3个传递函数辨识过程同理. 最终得到以压缩机频率、电子膨胀阀开度为输入, 以蒸发温度、过热度为输出的二阶传递函数矩阵:

$$\begin{bmatrix} \Delta T_{sh} \\ \Delta T_e \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-0.825}{38s+1}e^{-9s} & \frac{1.84}{35s+1}e^{-26s} \\ \frac{0.778}{35s+1}e^{-10s} & \frac{-0.752}{41s+1}e^{-28s} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta v_a \\ \Delta f \end{bmatrix} \quad (1)$$

2.3 模型验证(Model validation)

通过实验系统与仿真模型的响应曲线对比, 验证辨识模型的准确性. 压缩机频率变化时模型验证如下: 电子膨胀阀的开度为40%, 冷凝温度为33.2°C, 过冷度3°C, 冷冻水流量5.31 m³/h, 冷却水流量6.62 m³/h, 50s时压缩机频率从50 Hz降到44 Hz, 压缩机频率变化时蒸发温度和过热度的响应曲线如图2所示.

电子膨胀阀开度变化时模型验证如下: 压缩机频率保持为50 Hz, 冷凝温度为32.2°C, 过冷度1°C, 冷冻水流量7.32 m³/h, 冷却水流量为6.62 m³/h, 50s时电子膨胀阀开度从40%降到36%, 蒸发温度和过热度的响应曲线如图3所示.

实验和仿真验证了压缩机频率和电子膨胀阀开度分别阶跃变化后的主要变量的变化趋势, 动态和静态偏差均小于6%.

3 控制方案(Control plan)

一方面, 制冷系统的负荷不断变化, 但压缩机频率恒定无疑造成很大的能源浪费. 另一方面, 蒸发器过热度保持最小过热度时, 换热效率最佳. 观察式(1)中辨识模型具有纯滞后和强耦合的特性, 因此, 采用改进Smith预估补偿并进行解耦设计, 提出了制冷系统控制方案, 其结构图如图5所示.

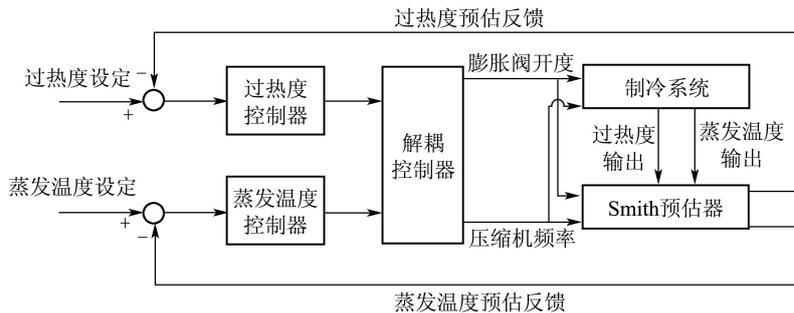


图 5 制冷系统改进Smith预估补偿和解耦控制

Fig. 5 Improved Smith predictive and decoupling control

该算法将纯滞后耦合系统简化成两个独立的单闭环系统,一个回路是通过电子膨胀阀控制过热度;另一个回路是通过压缩机控制蒸发温度.因此,本文提出恒定蒸发温度控制和变最小过热度控制相结合的双闭环控制方案,结构图如图6所示.其中,最小过热度设定值可根据最小过热度曲线查得.

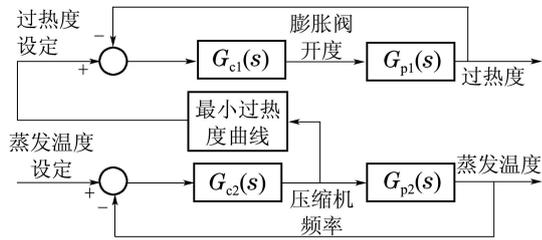


图6 制冷系统双闭环控制

Fig. 6 Dual closed-loop control of refrigeration system

4 Smith预估器(Smith predictor)

在常规PID作用下,蒸发器过热度会产生震荡.采用Smith预估补偿消除模型中时滞环节对闭环特征方程的影响.但是,常规Smith方法的应用前提是要保证估计模型的精确性.估计模型中参数存在误差对系统控制性能影响很大.因此,对常规Smith预估补偿方法改进,结构图如图7所示.闭环反馈信号来自两部分:一是不含滞后的估计输出;二是实际输出与估计输出之间的偏差乘一阶滤波环节.

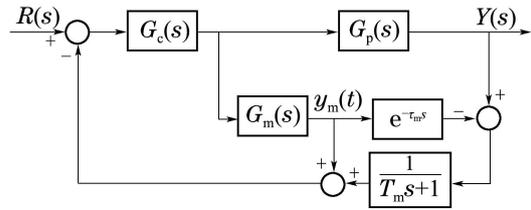


图7 改进的Smith预估器

Fig. 7 Improved Smith predictor

以预估模型无误差时系统的阶跃响应曲线作为基准.当预估模型存在误差时,分别采用Smith预估和改进Smith预估方法进行仿真,阶跃响应曲线对比如图8所示.可见,改进的Smith预估补偿方法能够提高蒸发器过热度的稳定性并增强抗干扰能力,其动态性能得到改善,较快达到稳定.

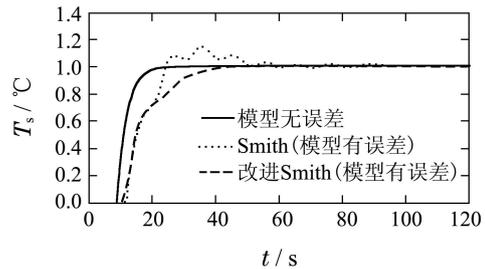


图8 改进Smith方法的阶跃响应

Fig. 8 Step response of improved Smith control

图9为采用改进Smith预估器仿真结构图.输入变量分别为膨胀阀开度 v 、压缩机频率 f 、实际过热度 T_s 、实际蒸发温度 T_e ;输出变量分别为Smith预估过热度反馈 t_s 和Smith预估蒸发温度反馈 t_e .

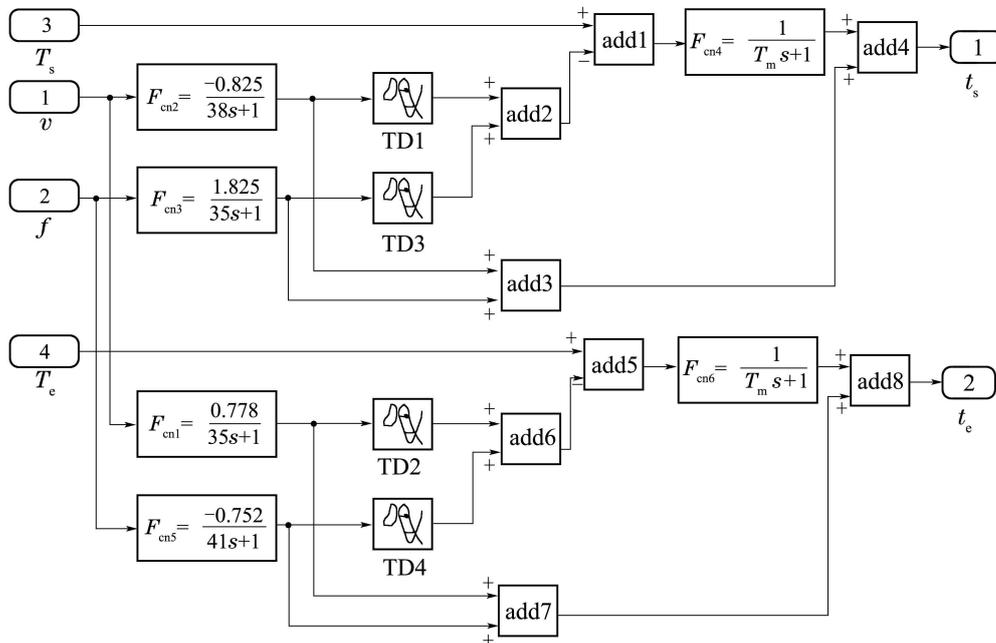


图9 系统的改进Smith预估器

Fig. 9 Improved Smith predictor of system

令系统辨识模型为 $G_1(s)$, 如式(2). 不含滞后项的传递函数矩阵为 $G_2(s)$, 如式(3).

$$G_1(s) = \begin{bmatrix} \frac{-0.825}{38s+1}e^{-9s} & \frac{1.84}{35s+1}e^{-26s} \\ \frac{0.778}{35s+1}e^{-10s} & \frac{-0.752}{41s+1}e^{-28s} \end{bmatrix}, \quad (2)$$

$$G_2(s) = \begin{bmatrix} \frac{-0.825}{38s+1} & \frac{1.84}{35s+1} \\ \frac{0.778}{35s+1} & \frac{-0.752}{41s+1} \end{bmatrix}. \quad (3)$$

选取过热度预估反馈 t_s 和蒸发温度预估反馈 t_e 作为闭环系统的反馈, 将模型中的纯滞后环节从闭环内部转移到闭环外部, 从而显著提高系统的稳定性. 采用改进Smith预估补偿后, 系统模型如式(4). 若辨识模型和被控对象接近, 式(4)右侧第二项近似为零, 只对第一项 $G_2(s)$ 进行解耦即可.

$$G_3(s) = G_2(s) + (G_p(s) - G_1(s)) \frac{1}{T_m s + 1} = \begin{bmatrix} \frac{-0.825}{38s+1} & \frac{1.84}{35s+1} \\ \frac{0.778}{35s+1} & \frac{-0.752}{41s+1} \end{bmatrix} + (G_p(s) - G_1(s)) \frac{1}{T_m s + 1}. \quad (4)$$

5 解耦控制器(Decoupling controller)

本文采用对角线矩阵法进行解耦, 通过设计解耦矩阵 $F(s)$, 消除辨识模型内部的耦合关系, 系统解耦设计框图如图10所示.

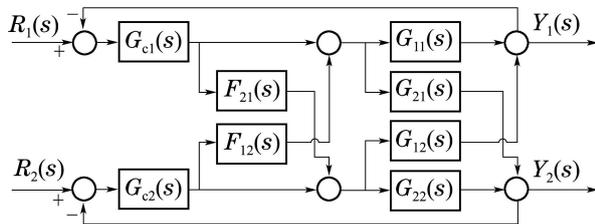


图 10 解耦控制器设计

Fig. 10 Design of decoupling controller

通过串联解耦环节, 被控对象的传递函数矩阵如式(5). 令式(5)中非对角线元素为零得式(6), 求解整理得式(7).

$$G(s) = G_2(s)F(s) = \begin{bmatrix} G_{11}(s) & G_{12}(s) \\ G_{21}(s) & G_{22}(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & F_{12}(s) \\ F_{21}(s) & 1 \end{bmatrix}, \quad (5)$$

$$\begin{cases} G_{11}(s)F_{12}(s) + G_{12}(s) = 0, \\ G_{21}(s) + G_{22}(s)F_{21}(s) = 0, \end{cases} \quad (6)$$

$$F_{12}(s) = -\frac{G_{12}(s)}{G_{11}(s)}, \quad F_{21}(s) = -\frac{G_{21}(s)}{G_{22}(s)}. \quad (7)$$

解耦矩阵 $F(s)$ 和解耦后系统传递函数矩阵 $G(s)$ 如式(8)–(9). 本例中求解结果如式(10)–(11).

$$F(s) = \begin{bmatrix} 1 & -\frac{G_{12}(s)}{G_{11}(s)} \\ -\frac{G_{21}(s)}{G_{22}(s)} & 1 \end{bmatrix}, \quad (8)$$

$$G(s) = \begin{bmatrix} A & 0 \\ 0 & B \end{bmatrix}, \quad (9)$$

$$F(s) = \begin{bmatrix} 1 & 2.23 \times \frac{38s+1}{35s+1} \\ 1.04 \times \frac{41s+1}{35s+1} & 1 \end{bmatrix}, \quad (10)$$

$$G(s) = \begin{bmatrix} C & 0 \\ 0 & D \end{bmatrix}, \quad (11)$$

其中:

$$A = G_{11}(s) + G_{12}(s)F_{21}(s),$$

$$B = G_{12}(s)F_{12}(s) + G_{22}(s),$$

$$C = \frac{0.042(s + 0.0268)(s + 0.0200)}{(s + 0.0286)^2(s + 0.0261)},$$

$$D = \frac{0.035(s + 0.0268)(s + 0.0200)}{(s + 0.0286)^2(s + 0.0244)}.$$

6 最小过热度(Minimum superheat)

Chen^[3]和Shao^[4]在实验的基础上分析了蒸发器的过热度的振荡机理. 此外, Hueller^[5]的最小稳定信号理论指出, 蒸发器的热负荷决定了系统能够稳定控制的最小过热度. 由于本文采用变最小过热度控制, 需要根据压缩机频率不断修改最小过热度设定值. 下面给出了通过实验获取最小稳定过热度曲线的步骤:

1) 逐渐减小压缩机频率(从50 Hz到30 Hz), 待系统稳定后检测冷冻水流量、供回水温差, 计算系统实际负荷; 同时在每一压缩机频率下给定一个较高过热度作为过热度初始设定值.

2) 在每一压缩机频率下, 以0.2°C为步长, 逐渐减小过热度设定值, 实际过热度波动幅度会逐渐增大; 当设定值减小到某一值时, 过热度波动幅度达到±0.5°C的等幅振荡, 则此过热度设定值加0.2°C即为该负荷下的最小稳定过热度.

3) 依次得到不同制冷量下的最小稳定过热度, 拟合出最小过热度曲线, 如图11所示.

7 仿真和实验(Simulation and experiment)

7.1 仿真结果(Simulation result)

为了验证改进Smith预估补偿和解耦方法的控制效果, 与常规PI控制进行对比, 设计如下仿真:

仿真 1 过热度设定值阶跃变化(7°C变为8°C), 蒸发温度设定值不变;

仿真2 过热度设定值不变,蒸发温度设定值阶跃变化(5°C变为6°C).

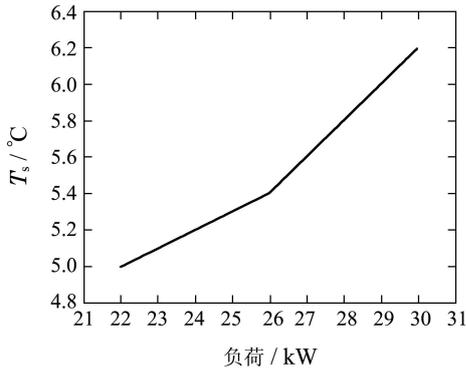
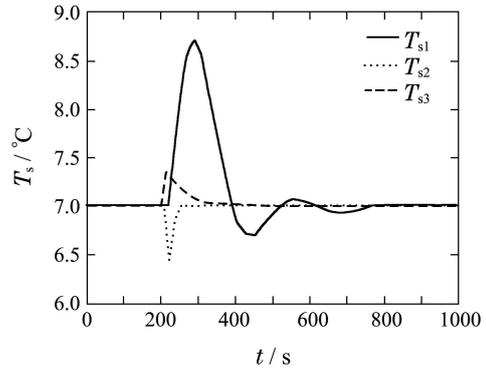


图 11 不同负荷下最小过热度

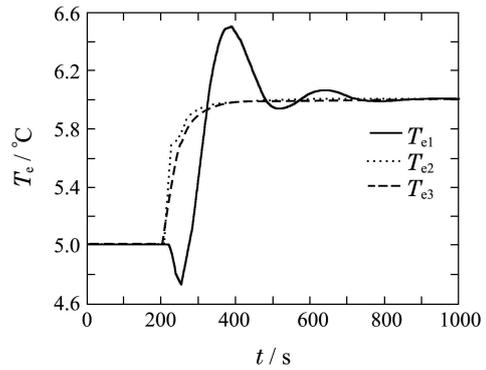
Fig. 11 Minimum superheat of various load

图5中过热度控制器和蒸发温度控制器仍采用常规PI控制. 经多次调整, 过热度控制器的 $K_p = 1, K_i = 0.038$; 蒸发温度控制器的 $K_p = 2, K_i = 0.07$.

图12是仿真1的过热度 and 蒸发温度响应曲线; 图13是仿真2的过热度 and 蒸发温度响应曲线. 其中, 实线表示不含Smith预估补偿和解耦时各个变量的响应曲线(T_{s1}, T_{e1}); 点线表示采用Smith预估补偿和解耦时制冷系统的实际输出(T_{s2}, T_{e2}); 虚线表示采用Smith预估补偿和解耦时预估器的闭环反馈值(T_{s3}, T_{e3}).



(a) 过热度



(b) 蒸发温度

图 13 仿真2的过热度 and 蒸发温度阶跃响应

Fig. 13 Superheat and evaporation temperature in simulation 2

图12(a)说明, 当过热度设定值阶跃变化时, 实际过热度的超调和调节时间减小; 图13(b)说明, 当蒸发温度设定值阶跃变化时, 实际蒸发温度的超调和调节时间减小. 可见, 此控制方法使得系统的动态性能显著提高.

图12(b)说明, 过热度设定值阶跃变化对蒸发温度的影响大大减小; 图13(a)说明, 蒸发温度设定值阶跃变化对过热度的影响大大减小, 此方法很好地解决了系统的耦合问题. 总之, 与常规的PID控制方法相比, 采用改进Smith预估补偿和解耦控制方法能够解决制冷系统纯滞后和强耦合的问题, 提高闭环系统的稳定性和动态性能.

7.2 实验结果(Experiment results)

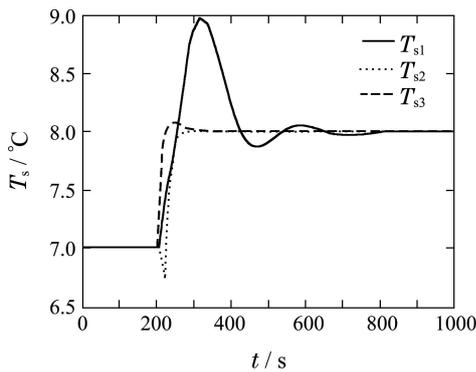
为了验证本文提出的双闭环控制方案的节能效果, 依图5所示对制冷系统进行双闭环控制, 设计如下3组实验.

实验1 压缩机频率50 Hz, 过热度设定值7°C;

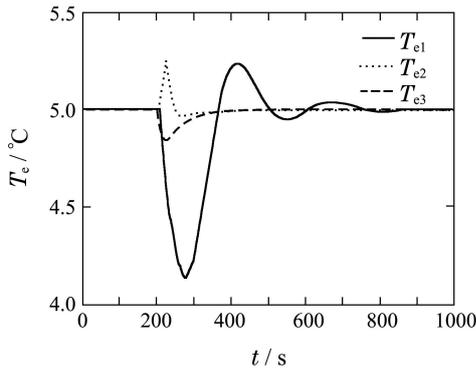
实验2 蒸发温度设定值5°C, 过热度设定值7°C;

实验3 是蒸发温度设定值5°C, 过热度设定值为相应负荷(或压缩机频率)下的最小过热度.

图14为3组实验下系统的压缩机频率、蒸发器



(a) 过热度



(b) 蒸发温度

图 12 仿真1的过热度 and 蒸发温度阶跃响应

Fig. 12 Superheat and evaporation temperature in simulation 1

过热度、制冷量、能效比COP随系统负荷变化的曲线. 对比实验1和实验2曲线得出, 随着热负荷的不断降低, 制冷系统工作在低负荷状态, 采用压缩机变频控制可以减小电能消耗, 显著提高能效比COP.

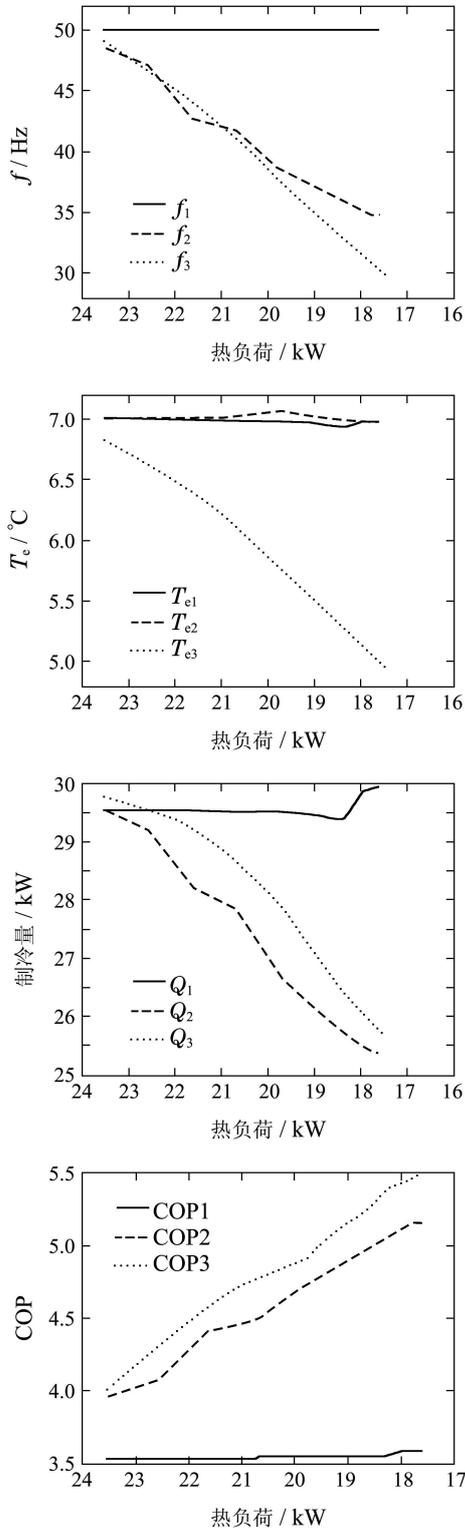


图 14 双闭环控制下系统参数曲线

Fig. 14 Parameters curves of dual closed-loop control

对比实验2和实验3曲线得出, 实验3采用本文提出的恒定蒸发温度和变最小过热度的双闭环控制方法. 根据负荷改变最小过热度设定值, 能够提高蒸发器的换热效率, 系统的制冷量略增加, 制冷系统的能效比COP进一步提高.

8 结论(Conclusions)

针对压缩式制冷系统, 通过模型辨识得到双输入双输出的二阶传递函数矩阵. 一方面, 针对辨识模型的纯滞后和强耦合特性, 采用改进Smith预估补偿和对角阵解耦方法进行控制仿真. 仿真结果表明, 与常规PID控制方法相比, 该算法使得系统的动态性能提高, 变量之间的耦合基本消除. 另一方面, 本文对提出的恒定蒸发温度和变最小过热度的双闭环控制方法进行了实验验证. 当系统处于低负荷运行时, 压缩机变频控制能够显著提高制冷系统能效比COP. 此外, 与恒定过热度控制相比, 实验证明变最小过热度控制使得系统的制冷量略增加, 能效比COP进一步提高.

参考文献(References):

- [1] CHEN W, CHEN Z J, ZHU R Q, et al. Experimental investigation of a minimum stable superheat control system of an evaporator [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2002, 25(8): 1137 – 1142.
- [2] 宋云霞, 朱学峰. 大时滞过程控制方法及应用 [J]. *化工自动化及仪表*, 2001, 28(4): 9 – 15.
(SONG Yunxia, ZHU Xuefeng. Control methods and application for the process with large time delay [J]. *Control and Instruments In Chemical Industry*, 2001, 28(4): 9 – 15.)
- [3] CHEN Y M, DENG S M, XU X G, et al. A study on the operational stability of a refrigeration system having a variable speed compressor [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2008, 31(8): 1368 – 1374.
- [4] LIANG N, SHAO S Q, XU H B, et al. Instability of refrigeration system [J]. *Energy Conversion and Management*, 2010, 51(11): 2169 – 2178.
- [5] HUELLE Z R. The MSS line – a new approach to hunting problem [J]. *ASHRAE Journal*, 1972, 14(10): 43 – 46.

作者简介:

李兆博 (1989–), 男, 硕士研究生, 主要从事制冷系统节能控制的研究, E-mail: lizhaobo@tju.edu.cn;

吴爱国 (1954–), 教授, 博士生导师, 主要从事液压、中央空调和直升机课题研究, E-mail: agwu@tju.edu.cn;

何熠 (1977–), 男, 讲师, 主要从事电力电子及非线性智能控制系统的研究, E-mail: 18230702@qq.com;

翟文鹏 (1985–), 男, 博士, 讲师, 主要从事制冷系统节能、图像识别等控制研究, E-mail: 524361193@qq.com.