

DOI: 10.7652/xjtuxb201608022

多领域统一建模仿真下压缩机 测试系统的 PI 参数整定

焦玉龙, 殷翔, 王驿凯, 曹锋

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 为了解决压缩机测试系统惯性大、纯滞后、耦合性强、各种扰动并存使得工况不能快速稳定的问题,采用多领域统一建模语言 Modelica 构造了压缩机测试系统的数学模型,将齐格勒-尼科尔斯方法应用于 Dymola 仿真软件来确定合理的比例积分(PI)参数,其实现过程包括在保证其他元件参数不变的情况下给气路膨胀阀以阶跃激励,再断开阶跃激励给系统添加 PI 控制器,由此总结出了各个 PI 参数对排气压力、吸气过热度、吸气压力和过冷度的影响规律。结果显示:排气压力或吸气过热度超调时适当增大比例增益或减小积分增益的设定值、振荡时适当减小积分增益设定值、吸气压力超调时适当减小比例增益设定值、稳定时间过长时增大比例增益或减小积分增益设定值、过冷时适当减小比例增益和积分增益,都将有利于系统的 PI 控制。该结果可为工程中的 PI 参数整定提供参考。

关键词: 压缩机测试系统;PI 参数整定;Modelica 语言;Dymola 仿真软件

中图分类号: TB69 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2016)08-0137-06

PI Parameter Setting of Compressor Refrigerating Capacity Test Systems Adopting the Unified Modeling Language

JIAO Yulong, YIN Xiang, WANG Yikai, CAO Feng

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Mathematical models based on the Modelica language are built to solve the problem that the compressor test system is a dynamic system with the characteristics of great inertia, pure time-delay, strong coupling and multiple disturbances, and cannot rapidly reach a stable state. The Ziegler-Nichols method is applied to the simulation software Dymola to obtain initial PI parameters. The step excitation is given in the expansion valve under the condition that the parameters of other elements are fixed to constants, and then the PI controller is added after removing the step excitation. The influences of PI parameters on the discharge pressure, the suction superheat, the suction pressure and the subcooled temperature are concluded. It is found that increasing the proportional gain or decreasing the integrating gain could be used to solve the overshoot problems of the discharge pressure and the suction superheat, and that decreasing the integrating gain is also beneficial to the shock condition. When the suction pressure is overshoot, the proportional gain should be decreased. If the response time is too long, the proportional gain should be increased or the integrating gain should be decreased. Moreover, the subcooled suction could be improved by decreasing both the proportional gain and the integrating gain. These

收稿日期: 2016-01-11。 作者简介: 焦玉龙(1990—),男,硕士生;曹锋(通信作者),男,教授,博士生导师。

网络出版时间: 2016-06-07

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20160607.1156.006.html>

results could be considered as a reference for the practical engineering.

Keywords: compressor refrigerating capacity test system; PI parameter setting; Modelica language; simulation software Dymola

压缩机测试系统用于测量额定工况下(确定的冷凝压力、过冷温度、吸气压力、吸气温度)的压缩机制冷量。测试系统的运行过程实质上是一个动态的调节过程,如何实现目标工况以及系统响应时间的稳定性问题一直是压缩机测试系统的瓶颈问题^[1]。在变频空调的自动控制系统中,PI 控制器是最为常见的一种控制算法^[2]。

通过工程经验获得的 PI 参数能够满足压缩机测试系统实际运行的需求,但这些 PI 参数的获得需要花费设备工程师大量的调试时间,显著加长施工工期并带来更多工程费用的消耗。安大伟等将具有自学习、自适应功能的神经网络 PI 控制器应用于变频空调系统中^[3];王泮浩等采用计算仿真对比了变频空调器模糊控制和 PI 控制的仿真结果,发现前者具有更好的综合控制效果,但稳态误差较大^[4];郑宗和等建立了神经元 PI 控制算法模块,表明神经元 PI 控制更适合用于变频空调系统中^[5]。由于目前变频空调系统中普遍采用的仍然是传统 PI 控制器,上述控制算法在实际工程中推广有一定的难度^[6]。同时,考虑到压缩机测试系统包含机、电、热等多领域高度复杂的物理系统,采用较为常见的不同领域子系统的单独仿真已经不能满足需要^[7],因此有必要采用多领域统一建模的方法研究压缩机测试平台的动态特性,以使得测试系统快速达到稳定状态。

本文采用多领域统一建模语言 Modelica 构造了压缩机测试系统的数学模型,将齐格勒-尼科尔斯(Ziegler-Nichols)方法应用于 Dymola 仿真软件来确定合理的比例积分(PI)参数,经过大量仿真,确定了一组较合理的 PI 参数,分析了不同 PI 参数对系统动态性能(吸排气压力、吸气过冷度及排气过热度)的影响趋势,以期压缩机测试系统快速到达工况以及实现工况稳定提供仿真依据,并降低压缩机测试系统的调控难度。

1 压缩机测试系统数学模型分析

本文所仿真的压缩机测试系统循环的主侧采用吸气管制冷剂气体流量计法,辅侧采用制冷剂液体流量计法,其原理图及 $p-h$ 图分别如图 1、2 所示。

如图 1 所示,压缩机测试系统循环的主要元件包括定排量的压缩机、水冷板式冷凝器、水冷板式过

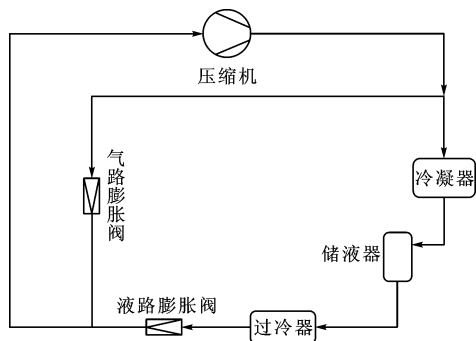


图 1 压缩机测试系统循环原理图

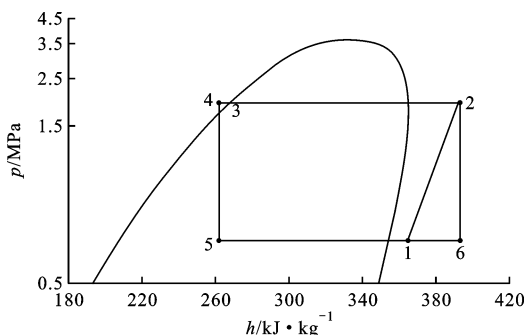


图 2 压缩机测试系统循环 $p-h$ 图

冷器、气路膨胀阀、液路膨胀阀以及储液器。

如图 2 所示,循环主要包括以下过程:1—2 为压缩机内的等熵压缩过程;2—3 为冷凝器内的等压冷却过程;2—6 为气路膨胀阀内的等焓节流过程;3—4 为过冷器内的等压过冷过程;4—5 为液路膨胀阀内的等熵节流过程;5—1 为液路等压混合过程;6—1 为气路制冷剂等压混合过程。

为简化计算,忽略对系统影响较小的次要因素,在进行压缩机测试系统循环仿真模拟时做以下假设:①忽略压缩机、系统管路等与外界环境的换热;②忽略制冷剂在换热器、管道内的压力损失;③系统的节流设定为等焓节流过程;④系统循环的过冷度设定为 4°C 。

在 Dymola 软件中依据系统原理图搭建压缩机测试系统循环进行仿真模拟。建模所采用的 PI 调控方法是:通过调节冷凝器冷却水流量控制排气压力;通过调节液路膨胀阀的可通流截面积控制吸气过热度;通过调节气路膨胀阀的可通流截面积控制吸气压力;通过调节过冷器冷却水流量控制过冷度。

1.1 压缩机模型

压缩机是压缩机测试系统的核心元件,其模型的建立直接影响最终的测试结果。本文基于 Modelica 语言、采用 Dymola 软件建立的压缩机模型可以计算压缩机的质量流量、出口比焓以及压缩机功耗。

1.2 冷凝器模型

对冷凝器采用分布参数法建模:假设制冷剂出口状态参数,根据出口状态将冷凝器分成过热区、两相区和过冷区 3 个换热区。在过热区与过冷区,换热为单相传热,温度为其表征参数;在两相区,换热为相变沸腾传热,涉及传热传质,焓为其表征参数。将每个相区用稳态分布参数模型划分为若干微元段,通过式(1)计算出每个微元的长度,进而计算出不同换热区长度及板式换热器的总换热长度,与真实板式换热器比较,调整出口状态参数,直至两长度偏差在设定的误差范围之内。

若已知微元的进出口状态参数,则可推导出每个微元的长度^[8]

$$L = (1/\alpha_f + \Delta x/k + 1/\alpha_w)m_f(h_{r1} - h_{r2}) / ((T_f - T_w)H) \quad (1)$$

式中: α_f 为制冷剂侧的对流换热系数; α_w 为水侧的对流换热系数; Δx 为壁面厚度; k 为换热壁面的导热系数; m_f 为制冷剂的质量流量; h_{r1} 为制冷剂进口焓; h_{r2} 为制冷剂出口焓; T_f 为制冷剂平均温度; T_w 为水的平均温度; H 为板式换热器的宽度。

本文模型中的过冷器与冷凝器类似,同样是板式换热器,故而其模型建立与冷凝器计算类似,在此不再赘述。

1.3 膨胀阀模型

膨胀阀是通过改变其有效流通面积来实现质量流量的调节。流过膨胀阀的质量流量由下式^[9]计算

$$\dot{m}_f = C_D A_D (2\rho_b(p_b - p_a))^{1/2} \quad (2)$$

式中: C_D 为质量系数; A_D 为膨胀阀流通通道横截面积; ρ_b 为节流前制冷剂密度; p_b 为节流前制冷剂压力; p_a 为节流后制冷剂压力。

质量系数可由以下经验公式^[10]计算

$$C_D = 0.020\,05\rho_b^{1/2} + 0.634v_e \quad (3)$$

$$v_e = xv_g + (1-x)v_l \quad (4)$$

式中: v_e 为节流后制冷剂平均比容; v_g 为节流后蒸发压力下饱和气态制冷剂比容; v_l 为节流后蒸发压力下饱和液态制冷剂比容。

2 压缩机测试系统仿真 PI 参数的整定

将齐格勒-尼科尔斯方法^[11]应用于 Dymola 仿

真软件来完成 PI 参数整定。在此以吸气压力的 PI 调节为例给以说明,其他影响参数与之类似。

实现过程分为 2 步。第 1 步在保证其他元件参数不变的情况下,给气路膨胀阀以阶跃激励,其吸气压力的变化曲线如图 3 所示。

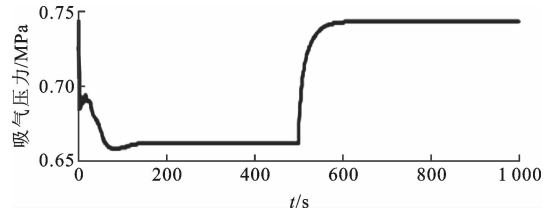


图3 吸气压力在阶跃激励下的响应曲线

将此输出响应等价为二阶系统响应,其传递函数为

$$G(S) = \frac{k}{T_s + 1} \quad (5)$$

式中:一阶系统响应比例增益 k 为输出增益与输入增益之比;时间常数 T 为达到稳态值 63.2% 所需要的时间。

根据图 3 便可计算得出 k 、 T 的值。第 2 步是断开阶跃激励,给系统添加 PI 控制器,观察其输出的变化曲线。将输出变化曲线拟合为二阶系统响应,其传递函数为

$$\Phi(s) = \frac{k}{T_s + 1} \left(k_p + \frac{k_i}{s} \right) / \left(1 + \frac{k}{T_s + 1} \cdot \left(k_p + \frac{k_i}{s} \right) \right) \approx \frac{kk_i}{T} / \left(s^2 + \frac{kk_p + 1}{T}s + \frac{kk_i}{T} \right) \quad (6)$$

式中: k_p 为比例增益; k_i 为积分增益。

将式(6)等价为二阶系统响应函数

$$\Phi(s) = \omega_n^2 / (s^2 + 2\xi\omega_n s + \omega_n^2) \quad (7)$$

式中: ω_n 为二阶系统无阻尼自然振荡角频率,在此 $\omega_n < 2\pi/T$; ξ 为阻尼比,取 0.707。

通过式(6)、式(7),便可求出 PI 参数 k_p 和 k_i

$$k_p = (2\xi\omega_n T - 1)/k \quad (8)$$

$$k_i = \omega_n^2 T/k \quad (9)$$

通过上述方法得到 PI 参数的试探初值,并根据输出波形存在的问题进一步调整 PI 参数,达到期望的动态性能。在 Dymola 仿真软件中得到吸气压力响应曲线,如图 4 所示,可以看出吸气压力得到了精

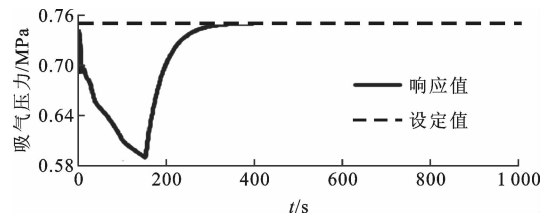


图4 吸气压力响应曲线

确控制。

3 PI 参数对系统动态性能的影响

采用调节排气压力、吸气过热度、吸气压力与过冷度的顺序逐一调试,通过改变各个参数,进行大量的仿真模拟,最终找到了一组较为合理的 PI 参数,见表 1。

参数	$k_p/10^{-7}$	$k_i/10^{-7}$	稳定时间/s	超调量
排气压力	9.1	0.5	290	4.6 kPa
吸气过热度	2	200	1	—
吸气压力	-0.24	-24	1	—
过冷度	10	0.002	176	1.33 ℃

下面分别通过仿真计算,分析 k_p 、 k_i 对压缩机测试系统动态性能的影响。PI 控制器均在第 150 s 开始动作。

3.1 PI 参数对排气压力、吸气过热度、吸气压力动态性能的影响

通过对系统动态性能的分析,PI 参数对吸排气压力及吸气过热度动态性能的影响类似,因此以排气压力予以具体说明。

固定其他 PI 参数为仿真计算合理值,调整冷凝器冷却水的水泵流量的 PI 控制器 k_p 值,排气压力的变化如图 5、6 所示。

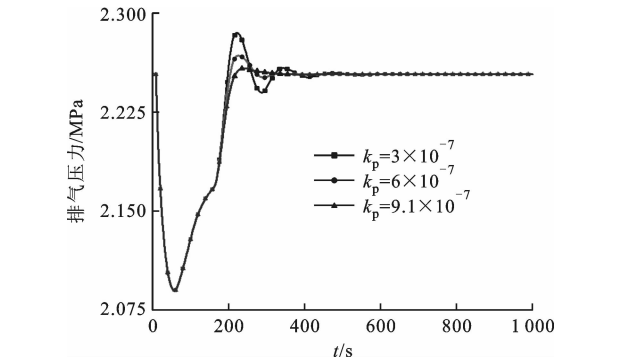


图 5 超调现象产生时不同 k_p 值下的排气压力动态变化

比例参数 k_p 存在临界值 $k_{p1} = 9.1 \times 10^{-7}$ 和 $k_{p2} = 2.8 \times 10^{-6}$ 。由图 5 可见,当比例参数小于 k_{p2} (如 $k_p = 3 \times 10^{-7}$ 与 $k_p = 6 \times 10^{-7}$) 时,此比例参数为 k_{p1} 值时存在稳定时间最合理值且均存在超调现象;由图 6 可见,当比例参数大于 k_{p2} 时(如 $k_p = 4.1 \times 10^{-6}$),超调现象消失,且稳定时间逐渐增加。

固定其他 PI 参数为仿真计算合理值,调整冷凝器冷却水的水泵流量的 PI 控制器 k_i 值,排气压力

的变化如图 7、8 所示。

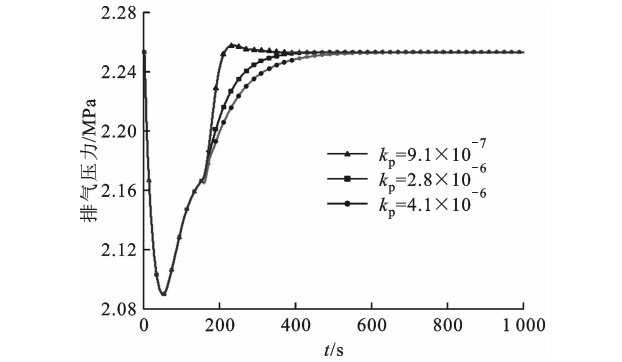


图 6 超调消失时不同 k_p 值下的排气压力动态变化

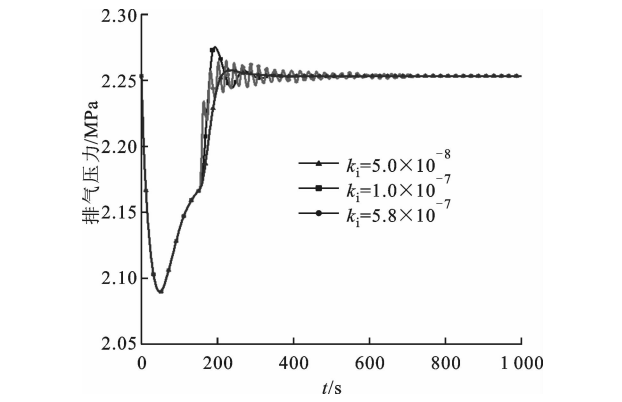


图 7 超调现象产生时不同 k_i 值下的排气压力动态变化

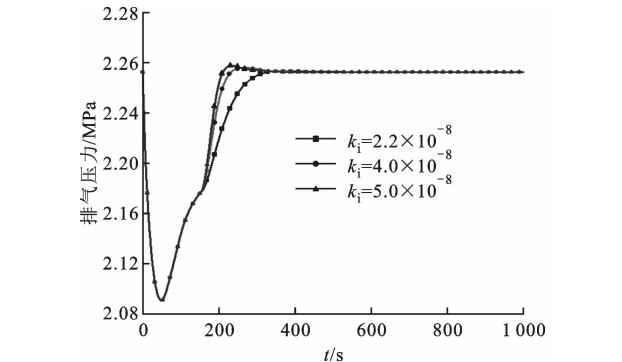


图 8 超调消失时不同 k_i 值下的排气压力动态变化

积分参数 k_i 存在临界值 $k_{i1} = 4.0 \times 10^{-8}$ 和 $k_{i2} = 5.0 \times 10^{-8}$ 。由图 7 可知,当积分参数大于 k_{i1} (如 $k_i = 1 \times 10^{-7}$ 与 $k_i = 5.8 \times 10^{-7}$) 时,出现了超调现象且逐渐加剧,稳定时间在积分参数为 k_{i2} 时最短;由图 8 可知,当积分参数小于 k_{i1} (如 $k_i = 2.2 \times 10^{-8}$) 时,无超调现象且稳定时间逐渐延长。

积分参数过大会出现剧烈振荡不收敛的现象,如图 9 所示。

因此,在实际调控排气压力时,若出现超调现象,可适当增大 k_p 或减小 k_i 设定值,而稳定时间过长时,可适当减小 k_p 或增大 k_i 设定值,若出现振荡

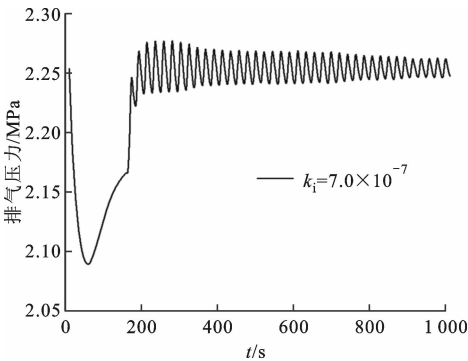


图 9 k_i 过大时排气压力失稳变化图

现象,应适当减小 k_i 设定值,从而实现较为合理的系统 PI 控制。

通过上述仿真计算得到的吸气压力与吸气过热度的调控方法见表 2。

表 2 吸气压力与吸气过热度参数调控方法

调控对象	超调	稳定时间过长	振荡不收敛
吸气压力	减小 k_p	增大 k_p 或减小 k_i	
吸气过热度	增大 k_p 或减小 k_i	增大 k_i	减小 k_i

3.2 PI 参数对过冷度动态性能的影响

固定其他 PI 参数为仿真合理值,调整过冷器冷却水的水泵流量的 PI 控制器 k_p 值,过冷度的变化如图 10、11 所示。

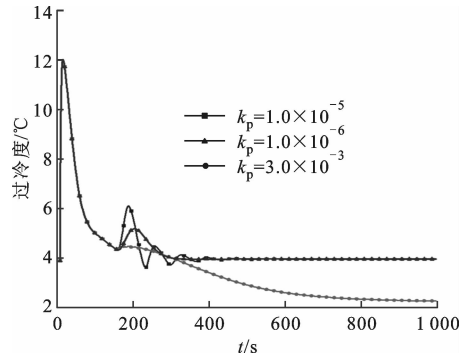


图 10 k_p 变化时过冷度变化图

由图 10 可见,比例参数存在临界值 $k_{p1}=1.0\times 10^{-6}$ 和 $k_{p2}=3.0\times 10^{-3}$ 。当比例参数小于 k_{p1} 时,稳定时间均为 277 s,且比例参数与最终过冷度变化情况无关;当比例参数介于 k_{p1} 和 k_{p2} 之间时(如 $k_p=1.0\times 10^{-5}$),其调节时间逐渐延长。由图 11 可见,当积分参数大于 k_{p2} 时(如 $k_{p2}=3.0\times 10^{-3}$ 和 $k_{p2}=5.0\times 10^{-3}$),达不到过冷度的要求调节效果。固定其他 PI 参数为仿真合理值,调整过冷器冷却水水泵流量的 PI 控制器 k_i 值,过冷度的变化如图 12 所示。

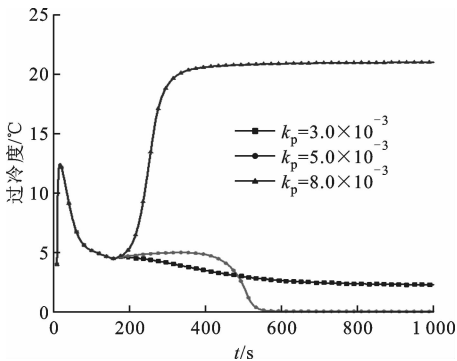


图 11 失调状态下 k_p 变化时过冷度变化图

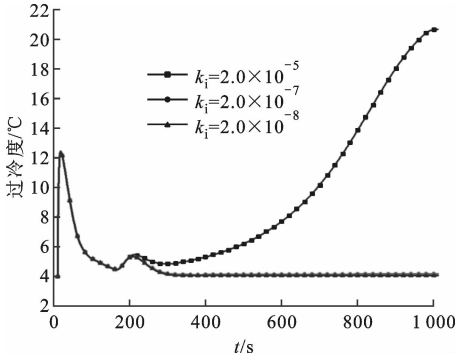


图 12 k_i 变化时过冷度变化图

过冷度调节的积分参数存在临界值 $k_{i1}=2.0\times 10^{-8}$ 和 $k_{i2}=2.0\times 10^{-5}$ 。当积分参数小于 k_{i1} 时,过冷度可以控制且稳定时间为 275 s;当积分参数介于 k_{i1} 与 k_{i2} 之间时(如 $k_i=2.0\times 10^{-7}$),过冷度达不到控制温度的要求;当积分参数大于 k_{i2} 时,控制不收敛。

因此,在实际调控过冷度时,可尝试将参数 k_p 与 k_i 设定为较低值,便不会出现控制温度不达标和不收敛的现象。

4 结 论

本文基于多领域统一建模语言 Modelica 建立了压缩机测试系统的数学模型,并将齐格勒-尼科尔方法应用于 Dymola 仿真软件来确定 PI 参数初值,详细分析了各个 PI 参数对排气压力、吸气过热度、吸气压力和过冷度的动态影响,得到如下结论。

- (1)在实际调控排气压力时,若出现超调现象,可适当增大 k_p 或减小 k_i 设定值;当稳定时间过长时,可适当减小 k_p 或增大 k_i 设定值;若出现振荡现象,应适当减小 k_i 设定值。
- (2)在实际调控吸气过热度时,若出现超调现象,可适当增大 k_p 或减小 k_i 设定值;当稳定时间过长时,可适当增大 k_i 设定值;若出现振荡现象,应适

当减小 k_i 设定值。

(3)在实际调控吸气压力时,若出现超调现象,可适当减小 k_p 设定值;当稳定时间过长时,可适当增大 k_p 或减小 k_i 设定值。

(4)在实际调控过冷度时,可尝试将参数 k_p 与 k_i 设定为较小值,便不会出现控制温度不达标和不收敛的现象。

参考文献:

- [1] 沈希,黄跃进,鲍雨梅,等. 压缩机测试系统工况控制策略的研究[J]. 压缩机技术, 2004, 12(5): 4-6.
SHEN Xi, HUANG Yuejin, BAO Yumei, et al. Research of control tactics for operating conditions in compressor refrigerating capacity test system [J]. Compressor Technology, 2004, 12(5): 4-6.
- [2] Underwood C P. HVAC control systems: modelling, analysis and design [M]. New York, USA: E & FN Spon, 1999: 250-251.
- [3] 安大伟,王江江,娄承芝. 神经网络 PID 控制器在高大空间恒温空调系统中的应用[J]. 天津大学学报, 2005, 38(3): 268-273.
AN Dawei, WANG Jiangjiang, LOU Chengzhi. Application of neural network PID controller to the constant temperature air conditioning system in tall and big space [J]. Journal of Tianjin University, 2005, 38(3): 268-273.
- [4] 王泮浩,孟祥兆,俞炳丰. 变频空调器控制系统的仿真研究[J]. 流体机械, 1998, 26(3): 45-47.
WANG Fenghao, MENG Xiangzhao, YU Bingfeng. Simulation study on the control of variable frequency air conditioning systems [J]. Fluid Machinery, 1998, 26(3): 45-47.
- [5] 郑宗和,梁江,牛宝联,等. 变频空调系统应用神经元 PID 控制的仿真研究[J]. 暖通空调, 2004, 34(12): 93-95.
ZHENG Zonghe, LIANG Jiang, NIU Baolian, et al. Simulation study on neural PID control of variable frequency air conditioning systems [J]. Heating Ventilating and Air Conditioning, 2004, 34(12): 93-95.
- [6] 白建波,张小松. 一种具有鲁棒性能的 PI 控制器在空调系统中的研究[J]. 建筑热能通风空调, 2007, 26(1): 1-6.

- BAI Jianbo, ZHANG Xiaosong. Research on PI controllers with robustness in air-conditioning systems [J]. Building Energy & Environment, 2007, 26(1): 1-6.
- [7] 高缔. 基于 Modelica 的变频空调的建模与仿真[D]. 武汉: 华中科技大学, 2012: 50-51.
- [8] 陶晶. 跨临界 CO₂ 汽车空调系统仿真及性能控制分析[D]. 长春: 吉林大学, 2011: 4-8.
- [9] LI Xuquan, CHEN Jiangping, CHEN Zhijiu. A new method for controlling refrigerant flow in automobile air conditioning [J]. Applied Thermal Engineering, 2004, 24(7): 1073-1085.
- [10] MA Shanwei, ZHANG Chuan, CHEN Jiangping. Experimental research on refrigerant mass flow coefficient of electronic expansion valve [J]. Applied Thermal Engineering, 2005, 25(14/15): 2351-2366.
- [11] 付笠. Ziegler-Nichols 整定在控制系统中的应用[J]. 核工程研究与设计, 2007, 66: 41-44.
FU Li. The application of Ziegler-Nichols setting method in the control system [J]. Research and Design of Nuclear Engineering, 2007, 66: 41-44.

[本刊相关文献链接]

- 林军,倪宏,孙鹏,等. 一种采用神经网络 PID 控制的自适应资源分配方法. 2013, 47(4): 112-117. [doi:10.7652/xjtuxb201304019]
- 陈梁远,李黎川. 往复式开关磁阻直线电机的效率最大化控制. 2012, 46(10): 15-19. [doi:10.7652/xjtuxb201210003]
- 文乐,高林,戴义平. 透平压缩机组的模糊 PID 控制与特性研究. 2011, 45(7): 76-81. [doi:10.7652/xjtuxb201107015]
- 王科,刘新正. 免疫单神经元 PID 控制在永磁交流伺服系统中的应用. 2010, 44(4): 76-81. [doi:10.7652/xjtuxb201004017]
- 张金权,畅云峰,邢子文. 直线冰箱压缩机活塞位移的模糊控制. 2009, 43(1): 38-42. [doi:10.7652/xjtuxb200901009]
- 尤晋闽,陈天宁,和丽梅. 空调变频压缩机声品质评价方法研究. 2008, 42(1): 13-16. [doi:10.7652/xjtuxb200801004]
- 张金权,畅云峰,牛元君,等. 直线冰箱压缩机活塞位移的自传感技术研究. 2007, 41(9): 1049-1052. [doi:10.7652/xjtuxb200709010]
- 张金权,畅云峰. 动磁直线电机驱动压缩机的建模与仿真. 2007, 41(7): 820-824. [doi:10.7652/xjtuxb200707015]

(编辑 武红江 苗凌)