

高效冷媒冷却系统仿真与控制研究

王春燕, 姚磊

(中车株洲所电气技术与材料工程研究院, 湖南 株洲 412001)

摘要: 为了优化和控制空调变频器的散热, 提出了一种系统级的分析研究方法, 使用一维流体仿真软件 Flowmaster 建立了空调变频器冷媒冷却系统的仿真模型, 分析了系统的稳态性能和动态性能, 并对系统控制进行了探索性研究。在设计过程中利用系统仿真代替样机调试, 不仅大大减少了样机调试的周期, 而且为系统的优化、控制及改进设计提供了依据。将高低温工况下的稳态及动态试验数据与仿真结果进行对比, 验证了系统仿真的正确性。

关键词: 制冷系统; Flowmaster; 冷媒; 稳态性能; 动态性能; 系统控制

中图分类号: TK172; TN77

文献标识码: A

文章编号: 2095-3631(2016)06-0055-06

doi:10.13889/j.issn.2095-3631.2016.06.011

Research on Control and Simulation of High Efficiency Refrigerant Cooling System

WANG Chunyan, YAO Lei

(CRRC ZIC Research Institute of Electrical Technology & Material Engineering, Zhuzhou, Hunan 412001, China)

Abstract: In order to optimize and control the heat dissipation of air-conditioning inverter, it presented a simulation analysis method in system level, used one-dimensional fluid simulation software Flowmaster to build the simulation model of refrigeration system for air-conditioning inverter, analyzed the performance of steady-state and dynamic-state of the system and implemented the exploratory research of system control. System simulation was used to replace prototype test during design period, which not only obviously reduced period time, but also provided basis for optimization, control and design improvement of the system. Experimental results of steady-state and dynamic-state under high and low temperature conditions were compared with the simulation ones, which verified the validity of the simulation.

Keywords: refrigerant system; Flowmaster; refrigerant; steady-state performance; dynamic-state performance; system control

0 引言

近年来, 随着变流器功率等级的大幅提升, 其产热量也同步增加。如果不能把热量及时地散发出去, 将会使系统内功率器件的结温升高, 引起芯片老化等不良后果, 因此散热技术成为当前变流技术研究的重点之一。

功率单元最常见的散热方式包括空气冷却和液体冷却^[1]。冷媒冷却作为一种高效的液体冷却技术, 它利用冷却介质液体汽化吸热特点通过冷凝器将热量散发到空气或水中。对散热和冷却, 目前国外分析技术

方面日益成熟, 能对不同工况下元器件级和系统级稳态和瞬态散热和冷却情况进行分析^[2]; 而国内通常利用三维软件进行精细的三维流体计算, 对系统的建模分析却难以实现^[2]。利用编程软件编制复杂程序进行数值模拟, 不仅会耗费大量的时间和精力, 而且与试验结果比较, 仿真计算结果不一定具有较高的精度^[3]。为此, 本文利用一维流体仿真分析软件 Flowmaster 对冷媒冷却系统进行性能仿真计算, 并根据各部件的动态性能寻求合适的控制方法。

1 制冷系统的构成

冷媒冷却系统主要由蒸发器、冷凝器、压缩机和节流装置构成, 通过管道连接而形成一个封闭的系统(图1)。

收稿日期: 2016-07-25

作者简介: 王春燕(1988-), 女, 主要从事变流器产品的散热技术及高效冷媒冷却系统的研究。

系统内，制冷剂需经过压缩、冷凝、节流和蒸发4个过程^[4]，具体工作过程如下：压缩机从蒸发器中吸入低温低压的蒸汽，经过压缩后变成高温高压的气体排入冷凝器；冷凝器中制冷剂蒸汽通过与空气或水换热而被冷凝成高压液体；该液体流经节流装置，压力和温度同时降低，进入蒸发器；呈两相状态的制冷剂在蒸发器中蒸发吸热，变成过热气体后被压缩机吸走。

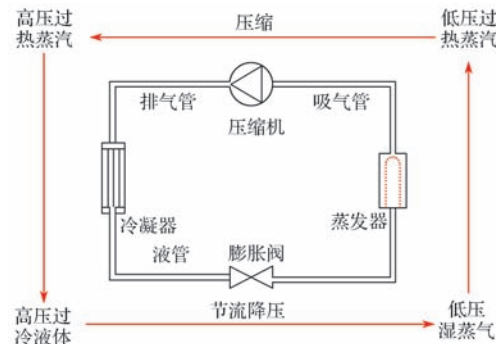


图1 制冷系统
Fig. 1 Refrigerant system

2 系统建模

Flowmaster 软件是面向工程的流体系统仿真软件包，可利用其建立系统模型来分析复杂的工程问题^[5]。利用能量方程、动量方程和连续性方程将各部件联合起来进行耦合求解^[4]，从而得知系统的温度分布、压力分布和流量分布情况以及流速和换热量等参数。该软件不仅拥有专业的空调系统模型库，而且包含了很多复杂的制冷剂参数，如 R12，R22 和 R134a 等。可以根据系统的实际连接方式将主要部件连接起来，很方便地进行冷媒冷却系统的仿真计算，但只有在正确模拟出各个部件参数的前提下才能正确地模拟出冷媒冷却系统的效果^[5]。

本文首先利用已生产的高效冷媒冷却设备对空调变频器进行调试，得到系统性能参数，接着利用 Flowmaster 软件对该系统进行建模仿真，通过比较分析其相关部件及性能参数的变化情况。

2.1 部件测试模型

2.1.1 压缩机

压缩机是沿制冷剂流动方向的压增元件。将压缩机的压缩过程看作多变过程处理，影响模型性能的是压缩机的余隙系数，其只与压缩机气缸结构参数相关。可以通过“调试”余隙系数来模拟特定种类的压缩机^[6]。压缩机单体试验模型如图 2 所示，本文所用试验机的性能试验数据如表 1 所示。设计时，压缩机工作的机械效率一般取 0.8~0.9，本文为 0.9；等熵效率一般取 0.5~0.8，本文为 0.7；进出口压力损失一般为 25~75 kPa，本文均取 25 kPa^[3]。余隙系数的变化范围为 0.02~0.099，“调试”

后得到满足条件的压缩机余隙系数为 0.045。



图2 压缩机测试模型
Fig. 2 Test model of compressor

表1 压缩机性能试验数据

Tab.1 Performance test data of the compressor

参数	蒸发压力 / bar	冷凝压力 / bar	吸气温度 / ℃	排气温度 / ℃	转速 / r·min ⁻¹
数值	2.4	11	9	83	3 600

2.1.2 冷板蒸发器

冷板是系统中将电子元件的热量散发出去的器件，可以将其看成是特殊的蒸发器，热源来自置于冷板上的电子器件。采用通用元件 AC-Generic 来模拟冷板蒸发器（图 3），用控制元件加发热数据来表征电子元件的产热量。

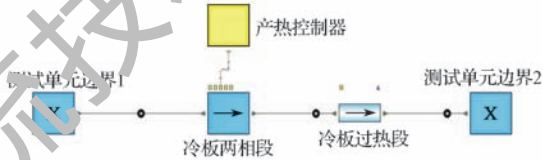


图3 冷板蒸发器测试模型
Fig.3 Test model of cold plate evaporator

2.1.3 冷凝器

Flowmaster 在对冷凝器仿真时引入了形状因子的概念，建立了“理论”上的冷凝器模型，将流通管道视为光管，具有与实际模型相同的迎风面积和内部容积^[2]。

首先建立冷凝器的单体试验模型（图 4），将冷凝器运行参数代入后进入形状因子优化程序，计算得到冷凝器形状因子，用形状因子来模拟冷凝器的实际结构。

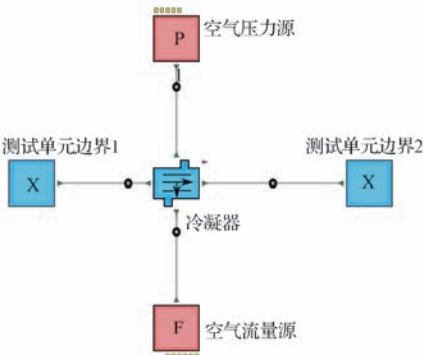


图4 冷凝器测试模型
Fig.4 Test model of condenser

2.1.4 膨胀阀

Flowmaster 中的膨胀阀有 3 种形式：热力膨胀阀、固定孔径膨胀阀和变孔径膨胀阀。热力膨胀阀为一体式机械调节器件，它根据蒸发器出口过热度按比例进行调节；固定孔径膨胀阀因无法适应变工况条件而不适合于

流量变化较大的系统内；对于变孔径的膨胀阀，其孔径变化可以通过自定义而改变。图5示出电子膨胀阀结构。

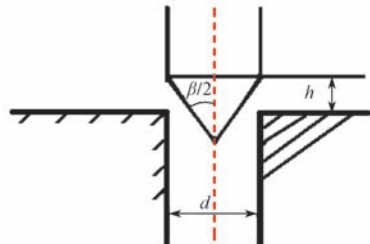


图5 电子膨胀阀结构
Fig.5 Structure of electronic expansion valve

由图5可知，顶针的上下运动会导致流通面积发生变化，而对于孔板，孔直径的变化会引起流通面积变化。由文献[7]可知，孔板的流量特性与电子膨胀阀流量特性相同，故可利用变孔径孔板来代替电子膨胀阀。试验工况下的膨胀阀单体试验模型如图6所示，其全开度值为2 mm。

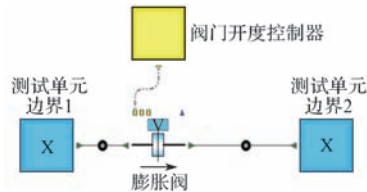


图6 电子膨胀阀测试模型
Fig.6 Test model of electronic expansion valve

2.2 系统仿真模型

系统各部件的单体模型参数确定后，根据实际的制冷系统建立制冷系统模型（图7）。

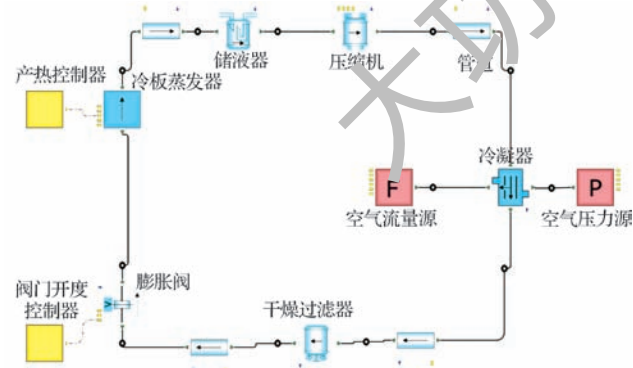


图7 制冷系统模型
Fig.7 Model of the refrigerant system

图8示出制冷系统的计算流程。图中， $m_{充注}$ 为制冷剂充注量， $m_{计算}$ 为制冷剂充注量计算值， ε_{max} 为充注量最大偏差值， P 为压力， T 为温度， h 为焓值。系统仿真时，以压缩机入口吸气点初始预估值开始计算，以初值和各部件参数来求解各部件的压力、焓值、温度和流量，计算制冷剂质量，判断制冷剂总质量是否等于制冷剂的充注量；并在一次迭代求解完成后，判断蒸发器出口点参数是否等于压缩机入口点参数，如果未收敛，则修改初始点参数再次进行迭代求解。

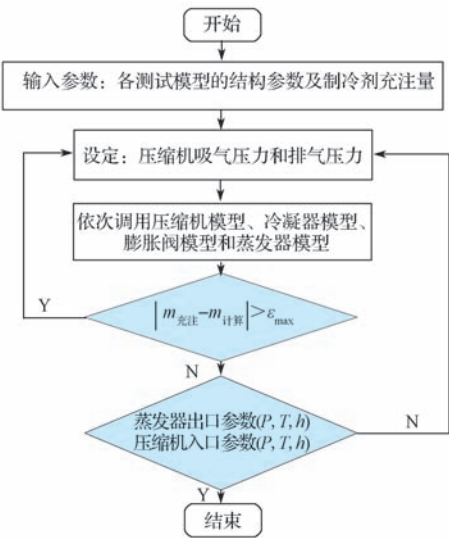


图8 制冷系统计算流程
Fig.8 Calculation flowchart of the refrigerant system

3 系统性能分析

3.1 稳态性能

冷媒冷却系统的一维仿真模型建立完成后，即可对其进行仿真模拟。将部件参数输入系统中进行试验工况、高温工况和低温工况仿真，结果如表2所示。

表2 试验值与仿真值对比
Tab.2 Comparison between test results and simulation results

测试工况	压缩机入口压力 /bar	压缩机出口压力 /bar	压缩机入口温度 /℃	压缩机出口温度 /℃	冷凝器出口温度 /℃	蒸发器入口温度 /℃	空气入口温度 /℃
试验工况	2.5	11	12	83	38	0	17
试验仿真	2.458 75	13.619 4	14.199	88.541 4	41.676 2	-3.045 9	17
高温工况	4.57 57	24.843 6	28.382 9	106.63 2	68.174 7	13.863 2	40
低温工况	1.785 25	9.6469 5	14.813 2	86.796 4	26.107 2	-10.699 8	5

不同工况下的压焓如图9所示。由试验结果和仿真结果对比可见仿真结果与试验值吻合良好，因而该软件所建立的模型可以用于实际制冷系统的仿真计算。

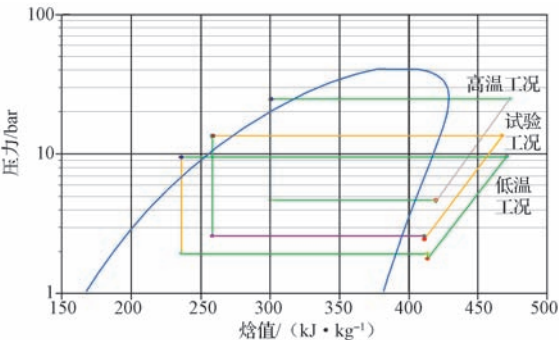


图9 不同工况下系统压焓图
Fig.9 Pressure-enthalpy diagram under different conditions

3.1.1 高温工况性能改善

由图9可知，不同工况下系统满载运行时，外界温

度越高,系统的压力越高,模块表面温度也越高。根据试验结果可知,在满载时,膨胀阀与压缩机均达到最大工作状态,而风机的预留值较大,因而可以根据情况对风机风量进行调节。风量与状态点关系如图 10 和图 11 所示。由图可知,高温工况下,增大风量可降低高低压端压力和温度,有利于降低模块表面的温度,且对高压端压力的影响显著。随着风量的增大,高压端压力变化量逐渐减小,最终高压端压力稳定在 15 bar 左右。但由于试验系统中风机采用高压端压力大于 12 bar (即增大风量)的方法,此时系统中风机的转速将会迅速地增大却对降低系统压力的效果不明显,从而使系统效率降低。因此,在高温工况下,可以适当地提高系统风机的控制点。

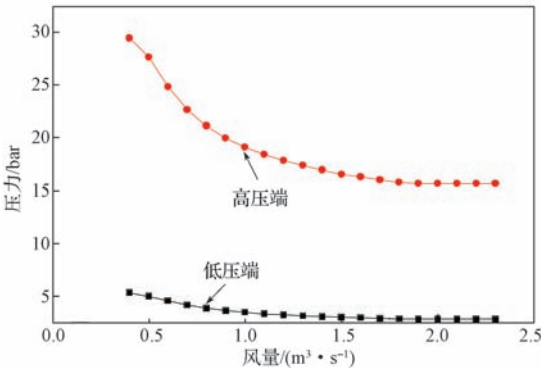


图 10 高温工况风量对系统压力的影响
Fig.10 Effect of air flow on system pressure under high temperature condition

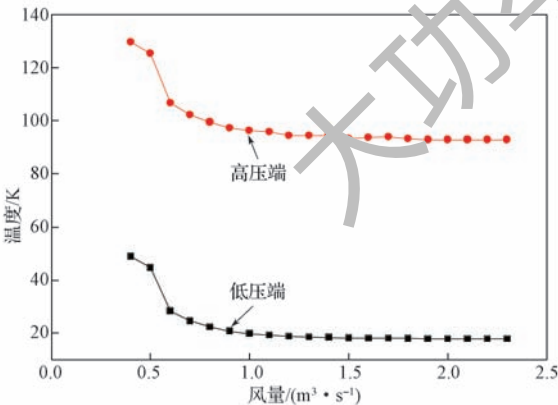


图 11 高温工况风量对系统温度的影响
Fig.11 Effect of air flow on system temperature under high temperature condition

3.1.2 低温工况性能改善

图 12 和图 13 示出低温工况风量对系统压力和温度的影响。可以看出,在低温工况下,减小风量有助于系统压力的提升,而对系统温度的影响不大。在试验中,当系统处于启动阶段时,风机风量若设置得过大,系统压力则过低,系统有可能会因为压缩机的低压保护作用而停机。因而在低温工况下,系统启动阶段需要通过减小风量使系统的压力回升到正常范围内。

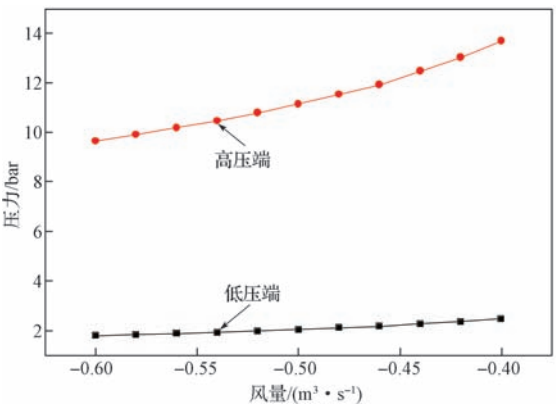


图 12 低温工况风量对系统压力的影响
Fig.12 Effect of air flow on system pressure under low temperature condition

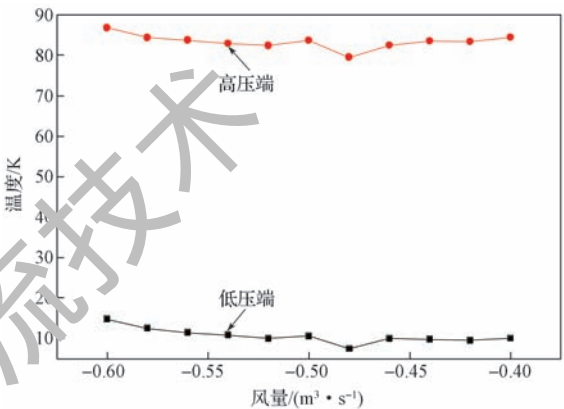


图 13 低温工况风量对系统温度的影响
Fig.13 Effect of air flow on system temperature under low temperature condition

制冷机的风量受高压端的压力控制,当压力高于 12 bar 时,风机转速即会相应提高。由图 12 可知,在低温工况下,只有当风量足够小时系统压力才会超过 12 bar,而此时由于风量过小可能造成系统的热量无法及时排出去而使模块超温。因而对于本系统,在低温工况下,可以通过适当降低冷凝器风机转速控制点来达到优化的目的。

3.2 动态特性

为了充分了解系统的动态特性,系统中凡是能引起系统特性发生改变的部件,本文通过其性能参数变化来反映其对系统性能的影响。仿真分以下 4 种情况进行:压缩机转速负向改变 10%(A);冷凝器风量负向改变 10%(B);蒸发器负荷正向改变 10%(C);膨胀阀开度负向改变 10%(D)。仿真时间为 200 s,在达到初始平衡的 100 s 时刻加入系统控制参数的阶跃信号,来研究系统各个参数的动态响应特性。

从图 14 ~ 图 18 可以看出,系统在 30 s 时刻基本能达到平衡状态;在系统中加入了相应的阶跃变化后,膨胀阀的开度变化对系统各参数的影响最大,因而需要对膨胀阀开度进行合理的控制;冷板蒸发器的负荷对其过

热度的影响甚大，需要选择合理的方式使系统的制冷量和冷板的负荷相匹配，从而使冷板温度在合适的范围内；冷凝器的风量对系统的高低压端压力具有显著的影响。

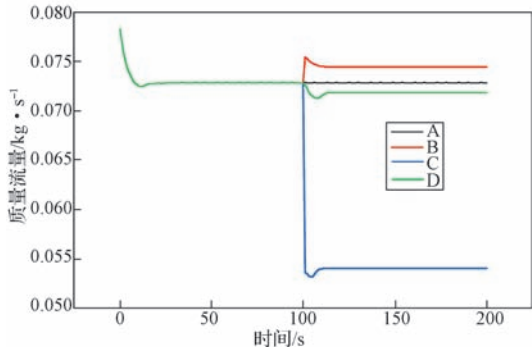


图 14 系统质量流量动态特性

Fig.14 Dynamic flow characteristics of the system mass

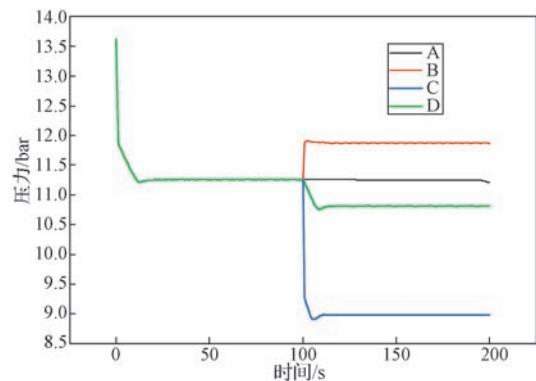


图 15 系统高压端压力动态特性

Fig.15 Dynamic pressure characteristics of the system high pressure terminal

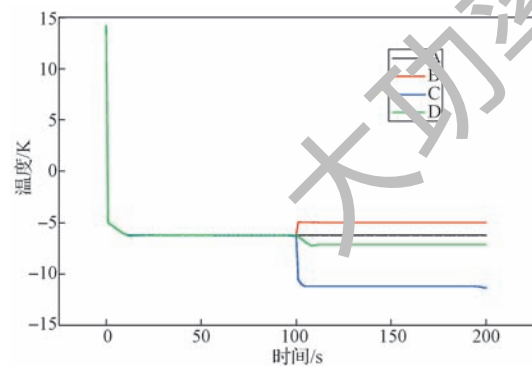


图 16 压缩机吸气温度动态特性

Fig.16 Dynamic characteristics of suction temperature for the compressor

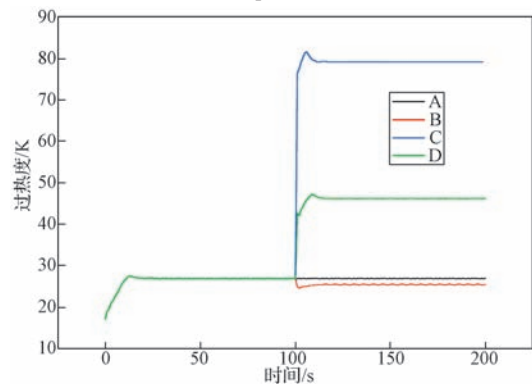


图 17 冷板过热度动态特性

Fig.17 Dynamic characteristics of superheat temperature for the cold-plate

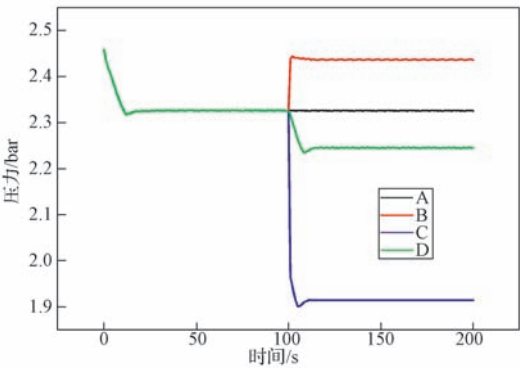


图 18 压缩机吸气压力动态特性

Fig.18 Dynamic characteristics of suction pressure for the compressor

4 系统控制

由于制冷剂在蒸发过程中属于两相，温度基本不变；而当制冷剂完全蒸发时，如果继续吸热，则其温度会快速上升，从而会使冷板出口处的温度上升较快，可能导致冷板超温。由于压缩机不能带液工作，为了保证压缩机吸入为气体，蒸发器出口需要保持一定的过热度。

为了适应多种工况的要求，系统中要求膨胀阀能根据蒸发器出口过热度来调整阀门的开度。本文对膨胀阀采用PI控制，以蒸发器出口过热度为10 K作为膨胀阀的目标控制参量。

图 19 示出膨胀阀的控制电路，图中先用 2 个温度传感器测量蒸发器的饱和温度和过热度，然后由脚本控制器计算蒸发器的出口过热度，利用出口过热度来控制膨胀阀的开度。先让系统稳定运行 100 s 再施加一个阶跃负载，观察负载变化时电子膨胀阀调节的效果。

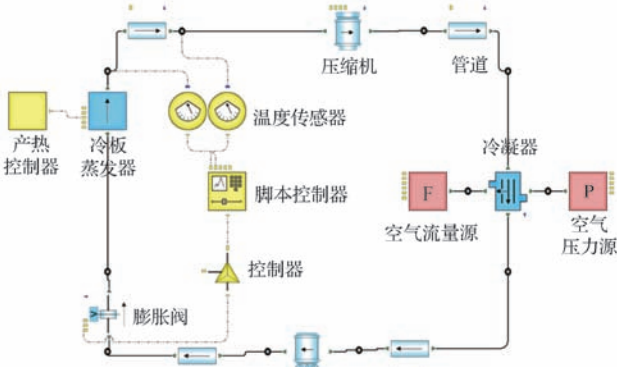


图 19 膨胀阀控制

Fig.19 Control of the expansion valve

按照整定PID的经典方式^[8]，先不启用积分、微分作用，控制器采用纯比例控制，取 $k_p=0.26$ ， $k_i=0$ ， $k_d=0$ ，变化前后的过热度如图 20 所示。可以看出，蒸发器过热度调节不理想，负载变化前的过热度过低，而负载发生变化时的过热度数值变化太大，使冷板温度变化过大，控制效果不理想。

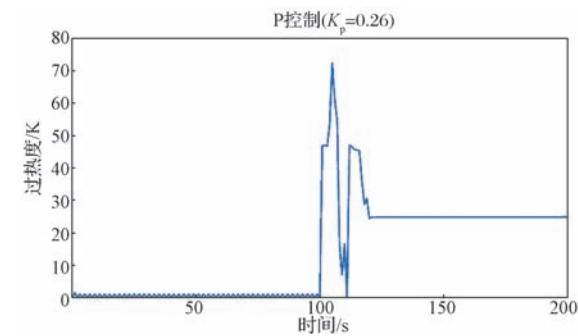


图 20 基于 P 控制的蒸发器过热度曲线
Fig.20 Superheat temperature curve of the evaporator based on P control

改变调节比例，取 $k_p=0.35$ ， $k_i=0$ ， $k_d=0$ ，变化前后的过热度如图 21 所示。可以看出，蒸发器过热度虽然被控制得比较稳定，但与文中设定的目标过热度值（10 K）有较大的偏差，负荷变化后冷板出口过热度过大。

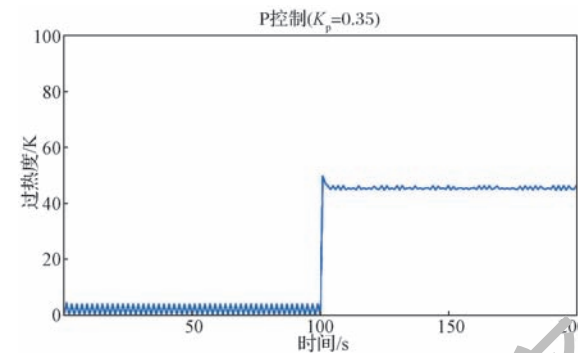


图 21 基于 P 控制的蒸发器过热度曲线
Fig.21 Superheat temperature curve of the evaporator based on P control

继续增大比例系数，由大量的参数整定结果得知，当比例增益为 $k_p=0.5$ 时，系统出现稳定振荡，故由经验公式（ $k_p=0.6 \times k'_p$ ， $k_i=k'_p \times \omega/\pi$ ，其中 k'_p 为微调前比例增益， ω 为系统稳定振荡的频率）重新计算得到 PI 控制的系数。将该系数值加入控制器中并对系统进行仿真，依据仿真结果再对参数进行微调。当 $k_p=0.2$ ， $k_i=0.09$ 时，仿真结果相对比较理想，其仿真曲线如图 22 所示。

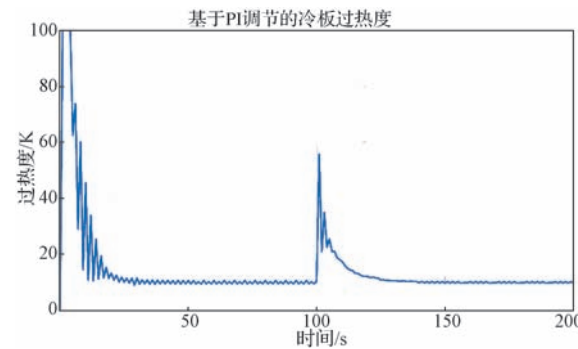


图 22 基于 PI 控制的蒸发器过热度曲线
Fig.22 Superheat temperature curve of the evaporator based on PI control

由图 22 可以看出，PI 控制能将冷板蒸发器的出口过热度稳定在目标值附近，对系统有较好的控制效果；但在系统启动阶段，本身参数变化较剧烈，此时添加控制将使系统不受控制。因而在系统的启动阶段不对膨胀阀和压缩机添加控制，而只需要应用风机调节系统压力即可。当系统负载发生变化时，调节参数的超调量较大。这说明 PI 控制不适应复杂、不确定和多变量的系统，控制还不能达到很好的效果，故对系统的控制方法还需要进一步的研究。

5 结语

本文根据空调变频器的冷却系统性能试验数据，利用一维流体系统仿真软件建立了系统各部件的单体试验模型，并根据单体试验模型建立了系统的仿真流程；分析了系统在各种不同工况仿真的稳态性能和动态性能，得出了如下结论：

- (1) 利用 Flowmaster 建立的冷媒冷却系统，其仿真结果与试验结果基本相符，仿真模型可以预测系统在给定工况下的稳态性能和动态性能，在设计过程中可以利用模型仿真代替样机调试。
- (2) 外界温度变化时，为使系统保持在合适的压力范围内，须相应改变风机所选取的控制点。
- (3) 系统流量较大时，为更好地调节系统参数，选用较大排量的压缩机。
- (4) 较普通空调系统而言，冷媒冷却系统能量传递减少了空气这个缓冲环节，因此动态响应的难度较大，尚需进一步研究。

参考文献：

[1] 董赫伦. 高压变频器的散热器选择与性能研究 [D]. 阜新: 辽宁工程技术大学, 2011.

[2] 石军, 张佳卉, 李欣, 等. 车用空调系统性能仿真与试验研究 [J]. 车辆与动力技术, 2009(1): 25-29, 39.

[3] 全静. 用 FLOWMASTER2 对空调制冷系统进行过程仿真分析 [J]. 制冷与空调, 2009, 23(5): 53-56.

[4] 蔡宇宏, 朱春玲, 蒋彦龙, 等. 基于 FLOWMASTER 的制冷剂充注量对制冷系统性能影响的仿真分析 [J]. 世界科技研究与发展, 2010, 32(1): 69-71.

[5] 李恩海. 乘用车制冷系统优化设计仿真模拟计算与研究 [D]. 长春: 吉林大学, 2005.

[6] 陆强, 杨美传, 蒲思培. 列车空调制冷系统的仿真与分析 [J]. 制冷与空调, 2011, 25(5): 471-474.

[7] 张乐平, 张早校, 郁永章. 电子膨胀阀流量特性及选型分析 [J]. 流体机械, 2000, 28(12): 51-53.

[8] 罗玉华. 飞机座舱温度控制方法研究 [D]. 南京: 南京航空航天大学, 2013.