文章编号:0253 - 4339(2017) 01 - 0100 - 08
doi:10.3969/j.issn.0253 - 4339.2017.01.100

变制冷剂流量制冷系统过热度振荡机理实验研究

虞中旸　陶乐仁　王 超　沈冰洁

(上海理工大学能源与动力工程学院 制冷与低温工程研究所　上海　200093)

摘　要　本文以变制冷剂流量制冷系统实验装置为研究对象,通过改变电子膨胀阀开度、冷冻水侧加热量和冷却水出水温度,对系统过热度振荡机理进行了实验分析。结果表明:1)电子膨胀阀开度较小时(24.7% ~25.3%),蒸发器出口过热度振幅在 1 K 内,随着开度增大(25.6% ~26.2%),振幅变大,约为 3 K,当开度为 26.5% ~26.8% 时,振幅恢复到 1 K 以内;2)传热机理的变化是导致过热度振荡的根本原因,影响蒸发器管内沸腾特性的主要参数是蒸发器换热量和质量流量,研究过热度振荡时需将两者综合考虑;3)压比对质量流量的影响较大。在压比增大初期,质量流量逐渐增加,表面传热系数大幅增加,过热度降低;当压比继续增加时,换热机理一直在液膜对流沸腾换热和过热蒸气换热间交替,维持不变。过热度振荡特性在膨胀阀-蒸发器闭环控制时更为复杂,在今后的研究中需要重点关注。

关键词　电子膨胀阀;过热度;系统振荡

中图分类号:TB657.5; TK124　　**文献标识码**: A

Experiment on Hunting Mechanism of Superheated Temperature of a Variable Refrigerant Volume Refrigeration System

Yu Zhongyang　Tao Leren　Wang Chao　Sheng Bingjie

(Institute of Refrigeration and Cryogenics, School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, 200093, China)

Abstract　To experimentally investigate the hunting mechanism of superheated temperature of a variable refrigerant volume refrigeration system, the opening of electronic expansion valve, the capacity of chilled water and the outlet temperature of cooling water are changed. The results show that when the opening of electronic expansion valve is at 24.7 % - 25.3 %, the humting amplitude of superheated temperature is less than 1 K. With the opening increasing (25.6% - 26.2%), the humting amplitude is about 3 K. When the opening is at 26.5% - 26.8%, the amplitude goes back to less than 1 K. Moreover, the change of heat transfer in evaporator is the primary cause to hunting of superheated temperature, and heating load and refrigerant mass flow are the important parameters for in-tube boiling heat transfer, and both of them should be considered in the investigation for hunting of superheated temperature. In addition, pressure ratio has greater effect on refrigerant mass flow. When the system is at the first stage of increasing pressure ratio, the mass flow rate of refrigerant also increases, and the surface coefficient of heat transfer sharply increases while superheated temperature decreases. When the pressure ratio is sequentially increasing, the mechanism of heat transfer keeps alternation between convective boiling of liquid film and heat transfer of superheated vapor. The mechanism of hunting of superheated temperature for closed-loop control of expansion valve-evaporator is more complicated, which should be focused in later research.

Keywords　electronic expansion valve; superheated temperature; hunting

为了提高蒸发器换热面积的利用效率,对于蒸气压缩式制冷循环,一般采用的方法是控制干式蒸发器出口的过热度尽可能小。但是在实际操作过程中,过热度过低会诱发制冷系统的振荡。这一现象对制冷系统的安全稳定性有不利影响,国内外学者对此问题进行了许多实验研究和理论分析。

1966 年 G. L. Stoecker [1] 首先对膨胀阀-蒸发器控制回路稳定性进行了系统的研究。Z. R. Huelle[2] 通过实验研究得出了最小稳定信号线理论。该理论认为,蒸发器由稳定到产生振荡时的最小过热度不是膨胀阀而是蒸发器本身的固有特性,它与蒸发器的热负荷有关。陈芝久等[3] 也提出,系统稳定性取决于过热温度沿管长的变化率,即负荷变化速率过快会导致系统振荡。

收稿日期:2016 年 4 月 5 日

制冷系统稳定性的研究主要分为三个研究阶段：蒸发器完全蒸干点随机振荡现象的研究、蒸发器和热力膨胀阀控制回路稳定性研究和定容量制冷系统稳定性研究。田长青等[4-6]对这三个阶段的主要研究文献进行了综述，并指出前人对定容量制冷系统稳定性的研究较为充分，而变容量制冷系统稳定性问题需要得到重点关注。

随着市场对于节能及舒适性的关注，变频压缩机得到越来越广泛地应用。同时，传统的节流方式如热力膨胀阀在多变工况下性能较差，已逐渐被电子膨胀阀所取代[7-8]。在变制冷剂流量制冷循环中，变频压缩机和节流膨胀阀均可以对质量流量进行调控，各自有不同的调节规则，因此对于系统稳定性问题，变制冷剂流量制冷循环不同于定制冷剂流量制冷循环。

陶宏等[9-10]在定工况、不同压缩机频率下，从小到大调节膨胀阀开度，观察膨胀阀出口和蒸发器出口流型，并结合制冷量、蒸发温度、排气温度、吸气温度的变化图，得出当蒸发器出口流型变化时制冷量最大，膨胀阀出口流型变化时制冷循环会周期性振荡。王海涛等[11]研究了太阳能热泵系统中电子膨胀阀对系统稳定性的影响，得出结论：电子膨胀阀开度一定时，压缩机功率随着太阳能辐照度的升高而发生振荡。对于变制冷剂流量制冷系统振荡时系统各参数的变化，相关研究已经很多[12-14]，但是并未阐明在电子膨胀阀或蒸发器中发生了怎样的变化使得系统各参数产生振荡现象。

W. Y. Chen 等[15]采用 R12 制冷剂、活塞式压缩机和电子膨胀阀的系统进行实验，并得出结论：最小稳定信号线的存在是由于蒸发管内流型及传热机理的变化。Y. J. Shang 等[16]对变频压缩制冷系统的最小过热度线进行了模拟和实验。文中指出，虽然最小过热度线是蒸发器的固有特性，但是振荡时的振幅和频率会受到其他控制元件的影响而改变。以上研究主要针对于蒸发器冷负荷的影响，而并未考虑制冷剂质量流量与过热度振荡机理的关系。

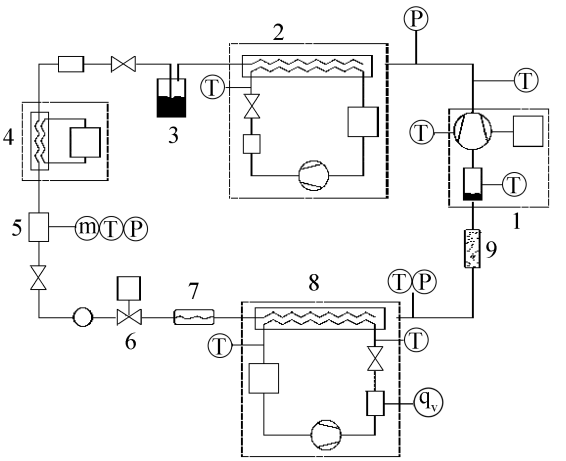
综上所述，对于变制冷剂流量制冷系统的过热度振荡机理，相关研究并不完善。因此本文针对主要影响过热度变化的几个因素设计实验，研究变制冷剂流量制冷系统中蒸发器过热度振荡的现象与机理。

1 实验原理及方法

1.1 实验装置简介

变流量制冷系统实验装置原理如图 1 所示，总体结构与一台小型变频水冷冷水机组相似。

压缩机 1 选用变频滚动转子式压缩机，自带气液分离器。理论排量 10.2 mL，频率可调范围为 16.6 ~120 Hz。压缩机由一台通用型变频器驱动，其工作频率可以通过手动设定，制冷剂为 R32。采用科氏力流量计测量制冷剂流量，精度为 ±0.1%。流量计前安装过冷器，控制制冷剂的过冷度。采用内置式铂电阻测量蒸发器出口温度，温度偏差为 ±0.15 ℃ + 0.002 $|t|$（t 为测量温度，℃）。蒸发器 8 为 BL26-20 型板式换热器。为了便于观察蒸发器出口制冷剂的流型，蒸发器出口连接可视管 2。用对夹法兰夹紧石英玻璃管，端面采用四氟乙烯垫片密封。石英管尺寸为 Φ22 mm×7 mm，长度为 80 mm。实验装置中的水系统采用加热循环水来保持水温。为了稳定控制水箱温度，根据出水温度，采用电加热器提供补偿性自动调节，也可以设置固定的电加热功率。补偿电加热器的满功率为 4.5 kW。电子膨胀阀 6 为步进电机驱动的直动式电子膨胀阀，通过手动调节控制器改变其开度。



1 变频滚动转子式压缩机（自带气液分离器）；2 冷凝器及冷却水循环系统；3 高压储液罐；4 过冷装置；5 科氏力质量流量计；6 电子膨胀阀；7 可视管 1；8 蒸发器及冷冻水循环系统；9 可视管 2；m 流量测点；T 温度测点；P 压力测点；q_v 水侧体积流量测点

图 1 实验装置原理图

Fig. 1 Experimental installation schematic diagram

1.2 实验方法

为了研究系统质量流量、热负荷和压比对变流量制冷系统过热度振荡的影响，进行以下实验：

初始设定压缩机频率 60 Hz 不变，保持冷却水出口温度为 40 ℃。为方便控制，以电加热器满功率（4.5 kW）的百分比来控制冷冻水加热量。起始冷冻水加热比为 75%。调节电子膨胀阀开度，保证系统在较高过热度下稳定运行 60 min。之后进行三组实验，分别改变电子膨胀阀开度、冷冻水加热量和冷却

水出水温度,使过热度逐渐减小,并观察蒸发器出口可视管 2 内流型。

在三组实验进行过程中,每次改变变量值后,均须使系统运行 60 min 后记录数据,以保证数据的准确性。

1.3 计算公式

实验测量下列参数:冷却水出水温度 $T_{w,o}$,压缩机排气压力 p_d,蒸发器出口压力 p_e 和吸气温度 T_e,冷凝器出口压力 p_c,膨胀阀前温度 T_v,制冷剂质量流量 q_m。通过 Refprop9.0 物性软件可以得到蒸发器出口焓值 h_e,蒸发器出口压力 p_e 下的制冷剂饱和温度 $T_{e,sat}$,膨胀阀前焓值 h_v。由测量值可以根据下列公式计算,得到所需参数。需要说明的是,由于在实验工况下,压缩机吸气管内制冷剂状态基本处于过热态,且蒸发器出口过热度接近 0 K 时,压缩机吸气带液较少,所携带的润滑油不多,因此润滑油对制冷量影响不大。

蒸发器出口过热度:

$$T_{sh} = T_e - T_{e,sat} \tag{1}$$

系统压比:

$$PR = \frac{p_d}{p_e} \tag{2}$$

制冷量:

$$Q = q_m(h_e - h_v) \tag{3}$$

2 实验结果分析

2.1 完全蒸干点在蒸发器中振荡引起的随机波动

保持冷冻水/冷却水出水温度 12 ℃/40 ℃,压缩机频率 60 Hz,从小到大逐渐调节膨胀阀开度,使过热度从 10 K 降低到 0 K 并记录数据。

由图 2 可知,制冷量存在最大值,对应的阀开度为 30%。观察蒸发器出口,发现流型为过热蒸气流和雾状流以秒级交替出现。此时蒸发器换热面积得到充分利用,因此制冷量最大。由图 3 可知,过热度以分钟级周期波动,蒸发温度在此时以秒级随机波动。这也验证了 Z. R. Huelle[17] 的结论,即当完全蒸干点随着逐渐变小的过热度出现在蒸发器出口时,管壁温度由于流型的交替剧烈变化,引起系统参数波动。

2.2 变膨胀阀开度对稳定性的影响

由图 4 可知,过热度在 4 K 附近开始振荡。随着膨胀阀开度的增大,过热度总体趋势是下降的。在开度较小时(24.7% ~25.3%),过热度的振荡较为随机,且振幅不大,保持在 1 K 以内,此时观察流型,可

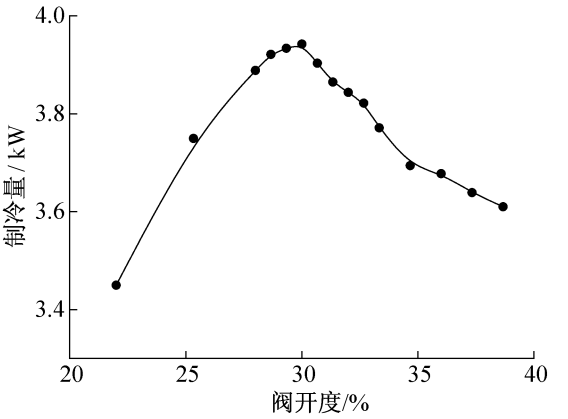


图 2 不同阀开度下的制冷量

Fig. 2 The refrigerating capacity at different valve opening

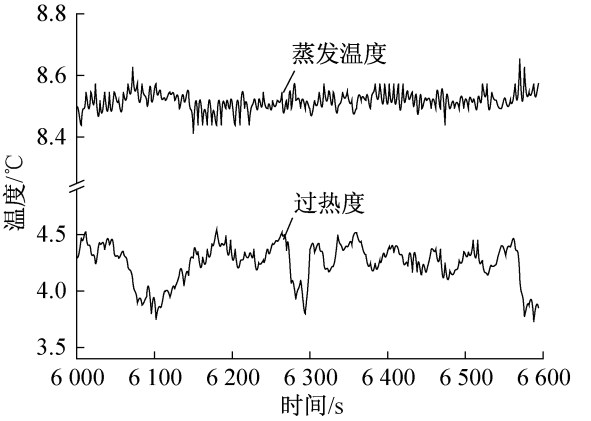


图 3 阀开度 30% 时过热度和蒸发温度的振荡

Fig. 3 The hunting of superheated temperature and evaporation temperature at 30% valve opening

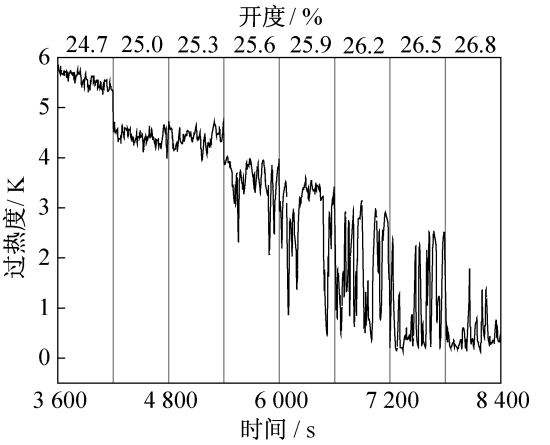


图 4 不同膨胀阀开度下的过热度振荡趋势

Fig. 4 The hunting tendency of superheated temperature at different valve opening

以看到油膜呈波形环状贴着玻璃管内壁流动,中间为气态制冷剂;当开度逐渐增大时(25.6% ~26.2%),过热度开始以秒级周期振荡,振幅也逐渐加大,在

26.2% 开度时,振幅甚至大于 2 K,此时流型多为过热蒸气流,但会与雾状流交替出现,交替周期为分钟级别;开度继续加大时(26.5% ~26.8%),振荡周期依然保持秒级别,但是振幅开始逐渐减小,此时系统过热度接近 0 K,流型为气液两相流和雾状流交替出现。随后进入吸气带液阶段,系统趋于稳定。

由图 5 可知,膨胀阀开度对质量流量影响很大,质量流量随着膨胀阀开度的增加而增加。而且在各个开度下,质量流量的振荡周期均为分钟级别。

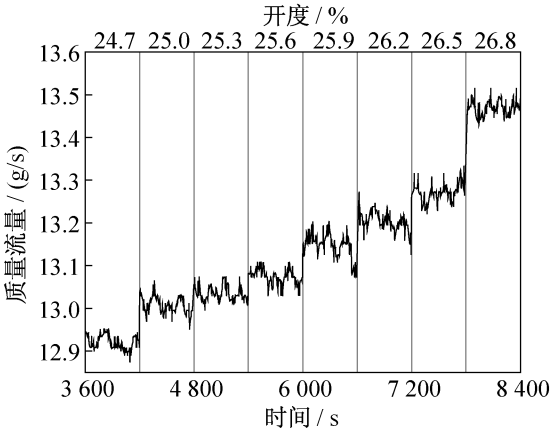


图 5 不同膨胀阀开度下的质量流量振荡趋势

Fig. 5 The hunting tendency of mass flow at different valve opening

实验 1 中,水侧加热量设定不变,且水流量也不变,因此由图 6 可知,制冷剂侧制冷量虽然也有振荡,但是振幅不大,约 ±80 W。值得注意的是,制冷量的振幅变化与过热度的振幅变化相似,在 24.7% ~25.3% 开度时振幅较小,在 25.6% ~26.2% 开度时振幅逐渐增大,在 26.5% ~26.8% 开度时振幅减小。为了更加清楚的对比制冷量和过热度的振荡周期,选取振荡最剧烈的阀开度(26.2%),时间为6 600 ~7 200 s,结果如图 7 所示。从图中可以看到,制冷量和过热度的振荡周期基本一致。

结合图 4 ~图 7 可以看出,与制冷剂质量流量相比,制冷量的振荡趋势与过热度的振荡趋势更相近。这是因为在水侧加热量不变的情况下,水与制冷剂在蒸发器内的换热机理变化是引起过热度振荡的关键因素。在刚开始振荡阶段(24.7% ~25.3%),油膜的波动对蒸发器中的换热有影响[18],但引起的振荡并不大,这是因为此时蒸发器出口制冷剂依然是过热蒸气。随着膨胀阀开度的增大(25.6% ~25.9%),进入蒸发器的液态制冷剂增多,蒸发器出口的换热状态从原来的单相强制对流换热转变到液膜对流沸腾换热,雾状流的出现可以证实这一点。此时制冷量和

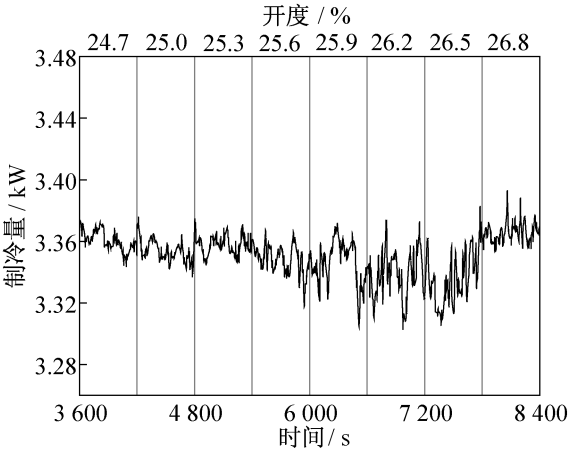


图 6 不同膨胀阀开度下的制冷量振荡趋势

Fig. 6 The hunting tendency of refrigerating capacity at different valve opening

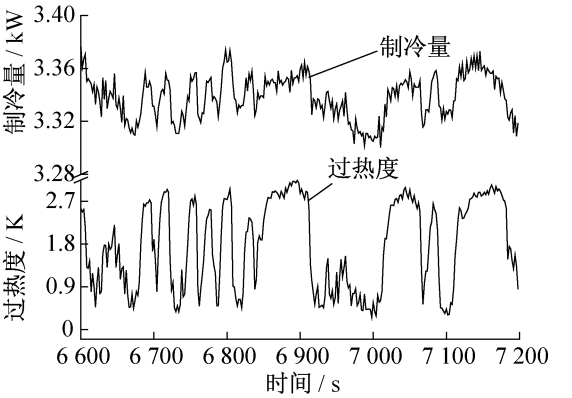


图 7 阀开度 26.2% 时过热度和制冷量振荡趋势

Fig. 7 The hunting tendency of superheated temperature and refrigerating capacity at 26.2% valve opening

过热度开始发生振荡。当处于液膜对流沸腾换热时,表面传热系数较高,水侧与制冷剂侧的温差将变小,过热度急剧下降。此时制冷剂侧的蒸发温度和蒸发压力略微上升,导致节流阀前后压差减小,质量流量降低,进入蒸发器的制冷剂变少,换热机制又回到单相强制对流换热,流型变为过热蒸气流,这也是此时流型和质量流量的振荡周期均为分钟级的原因。之后膨胀阀开度继续增大(25.9% ~26.2%),蒸发器中液相长度逐渐增大,换热机制处于液膜对流沸腾的时间增多,此时质量流量略有减少,蒸发器出口再次变为过热蒸气换热,表面传热系数大幅下降,因此在这一阶段过热度振幅变大,周期缩短。当膨胀阀处于较大开度时(26.5% ~26.8%),流型主要为气液两相流,即使质量流量减小,表面液膜也不会全部蒸干,因此振荡幅度减小。

综上所述:换热机理的变化是导致过热度振荡的根本原因,表面传热系数的剧烈变化引起了制冷量的

变化,其与换热机理有着紧密联系,通过制冷量的振幅和周期变化可很好体现换热机理的变化。

2.3 变水侧加热量对稳定性的影响

实验 2 中,膨胀阀开度和压缩机频率设定保持不变,同时改变水侧加热量。理论上,质量流量应在某一范围内振荡。但由图 9 可知,质量流量随着加热量的降低而降低,原因在于冷冻水入口温度下降,导致整体水温降低。为了保持温差,蒸发温度和蒸发压力将会降低,使得压比升高,如图 10 所示。虽然压比增大会增大质量流量,但是对于频率 f 不变的压缩机而言,每转的排气量 V 一定,因此所需的制冷剂体积流量是一定的。当蒸发压力降低时,制冷剂比体积 v 增大,导致通过质量流量 q_m 降低来平衡这一变化。如式(4)所示。所以,当水侧加热量下降时,蒸发压力降低的效果比压比增大的效果强,导致压比增大,质量流量降低。

$$q_m = \frac{Vf}{v} \tag{4}$$

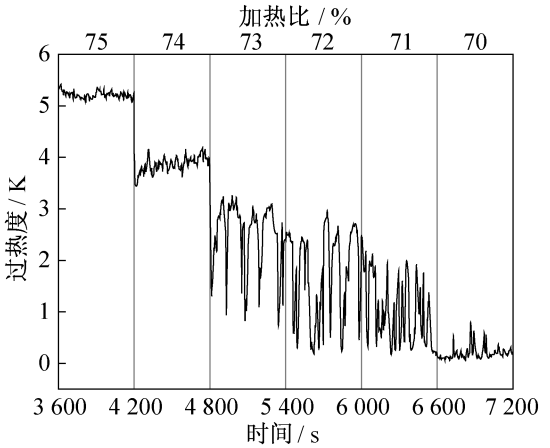


图 8 不同水侧加热量下的过热度振荡趋势

Fig. 8 The hunting tendency of superheated temperature at different heat capacity quantity of water side

由图 11 可知,随着水侧加热量的降低,冷冻水入口温度降低,水与制冷剂的温差减小,制冷量和过热度因此降低。在加热量变化较小时(75% ~74%),管中流型状态依然是过热蒸气流,过热度振荡较小,其原因如前所述,可能是油膜密度的波动引起的;随着加热量继续减小(73% ~70%),能够加热的液体制冷量减少,而此时质量流量由于蒸发压力的下降而同时减少,但是加热量的减小量更大,因此总的效果反而是使蒸发器中的换热在单相强制对流换热与核态沸腾换热间交替,而两者交替的原因如实验 1 中所述。与图 8 对比可以看出,制冷量的振荡周期和幅度变化与过热度的振荡趋势相似,因此验证了实验 1 的

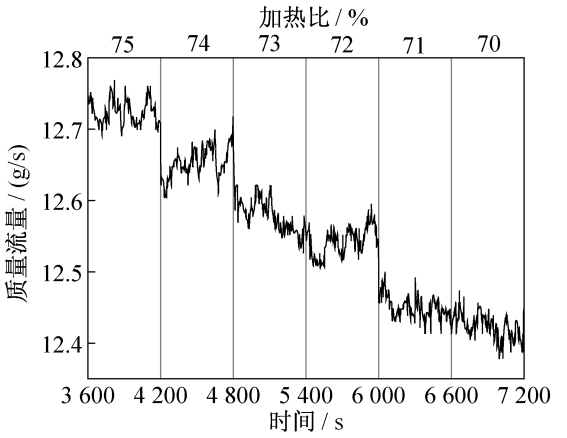


图 9 不同水侧加热量下的质量流量振荡趋势

Fig. 9 The hunting tendency of mass flow at different heat capacity quantity of water side

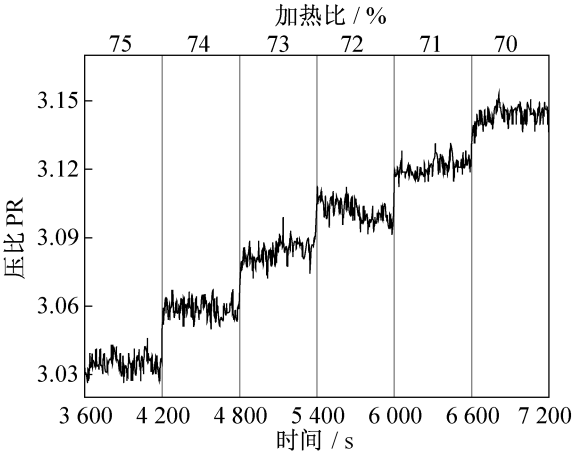


图 10 不同水侧加热量下的压比振荡趋势

Fig. 10 The hunting tendency of pressure ratio at different heat capacity quantity of water side

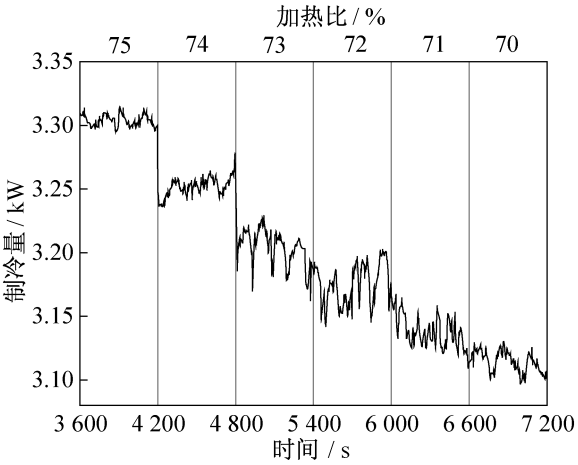


图 11 不同水侧加热量下的制冷量振荡趋势

Fig. 11 The hunting tendency of refrigerating capacity at different heat capacity quantity of water side

结论。影响管内沸腾特性的主要参数是加热量和质量流量,单看其中任何一个的变化都不能准确的预测出过热度的振荡特征,因此在今后研究过热度振荡时,需要将两者综合考虑。

2.4 变冷却水出水温度对稳定性的影响

由图 12 中可知,冷却水出水温度从 35 ℃调到 37 ℃时,过热度出现大幅的下降,说明冷却水出水温度为 35 ℃时,过热度正好处于最小过热度线上。在冷却水出水温度从 37 ℃调到 41 ℃过程中,过热度振幅逐渐增大,振荡周期也逐渐变短。然而,当冷却水出水温度从 41 ℃调到 45 ℃时,过热度的振幅和振荡周期基本不变。由于冷却水出水温度在 45 ℃时,冷凝压力已接近管路能够承受的压力极限,出于安全考虑,实验没有继续增加出水温度。

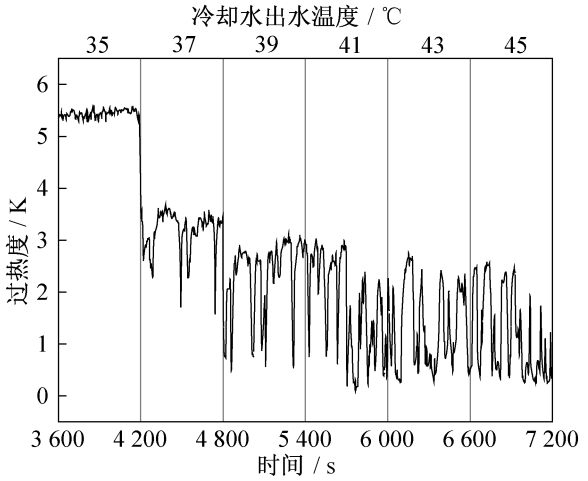


图 12 不同冷却水出水温度下的过热度振荡趋势

Fig. 12 The hunting tendency of superheated temperature at different outlet temperature of cooling water

由图 13 可知,压比对于质量流量的影响很大。随着压比的梯阶增加,质量流量也呈现出梯阶增大,由于实验 3 设置加热量不变,因此表面传热系数随质量流量的增加而增加,过热度振荡的特性和原因与实验 1、实验 2 相同。

由图 14 可知,压比受冷却水水温的影响较大,每次调整冷却水水温都使压比有较大的变化,但在稳定时压比的振幅很小。冷凝压力的上升也引起蒸发温度的上升,但是后者的增加量小于前者,所以压比增大。结合图 12 可知,压比在刚开始增加时(3 600 ~ 5 400 s),质量流量逐渐增加,表面传热系数大幅增加,过热度降低;当压比继续增加时(5 400 ~ 7 200 s),换热机理一直在液膜对流沸腾和过热蒸气换热间交替,维持不变。

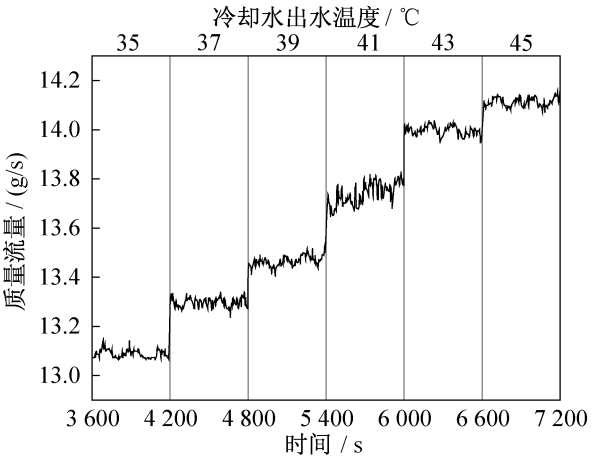


图 13 不同冷却水出水温度下的质量流量振荡趋势

Fig. 13 The hunting tendency of mass flow at different outlet temperature of cooling water

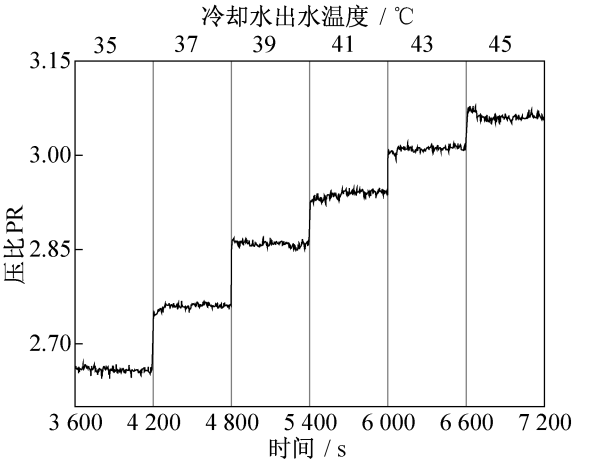


图 14 不同冷却水出水温度下的压比振荡趋势

Fig. 14 The hunting tendency of pressure ratio at different outlet temperature of cooling water

3 结论

本文通过变流量制冷系统实验装置,在压缩机频率不变的情况下,分别改变电子膨胀阀开度、冷冻水侧加热量和冷却水出水温度,探讨了制冷剂质量流量、蒸发器加热量和系统压比与过热度振荡机理之间的关系。分析实验结果,可以得到以下结论:

1)蒸发器完全蒸干点在蒸发器出口随机振荡时,出口流型为过热蒸气流和雾状流以秒级交替出现,此时制冷量最大。

2)电子膨胀阀开度较小时(24.7% ~25.3%),蒸发器出口过热度振幅较小,在 1 K 范围内;随着膨胀阀开度增大(25.6% ~26.2%),振幅变为 3 K 左右;当开度为 26.5% ~26.8%时,振幅恢复到 1 K 以内。

3)换热机理的变化是导致过热度振荡的根本原

因,通过制冷量的振幅和周期变化可以很好体现换热机理的变化。而影响管内沸腾特性的主要参数是蒸发器加热量和质量流量,单看加热量或者质量流量的增大或减小不能准确预测过热度的振荡特征,因此在之后的过热度振荡研究中,需要将两者综合考虑。

4)压比对于质量流量的影响较大。在压比增大初期(3 600 ~5 400 s),质量流量逐渐增加,表面传热系数大幅增加,过热度降低;当压比继续增加时(5 400 ~7 200 s),换热机理一直在液膜对流沸腾换热和过热蒸气换热间交替,维持不变。

对于其他变制冷剂流量的蒸气压缩式制冷循环,如汽车空调等,上述规律依然适用。系统质量流量、热负荷和系统压比在系统设计和运行时需着重考虑。本文研究的是开环控制下的过热度振荡问题,对于膨胀阀与蒸发器闭环控制,过热度振荡特性更为复杂,这在今后的研究中需要重点关注。

本文受上海市动力工程多相流动与传热重点实验室项目(1N-15-301-101)资助。(The project was supported by the Key Laboratory of Multiphase Flow and Heat Transfer in Shanghai Power Engineering (NO. 1N-15-301-101).)

参考文献

[1] Stoecker G L. Stability of an evaporator-expansion valve control loop[J]. ASHRAE Transactions, 1966, 73(4): 15-23.

[2] Huelle Z R. The MSS line-a new approach to hunting problem[J]. ASHRAE Journal, 1972, 10(2): 43-46.

[3] 陈芝久, 蒋文强. 制冷蒸发器与热力膨胀阀调节回路的稳定性分析[J]. 上海交通大学学报, 1990, 24(2): 58-66. (CHEN Zhijiu, JIANG Wenqiang. Stability analysis of refrigeration of evaporator and thermo expansion valve control loop[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 1990, 24(2): 58-66.)

[4] 田长青, 窦春鹏, 杨新江, 等. 制冷系统的稳定性[J]. 流体机械, 2002, 30(4): 44-47. (TIAN Changqing, DOU Chunpeng, YANG Xinjiang, et al. The stability of refrigertion systems[J]. Fluid Machinery, 2002, 30(4): 44-47.)

[5] 田长青, 杨新江, 窦春鹏, 等. 汽车空调制冷系统的稳定性[J]. 汽车技术, 2002(5): 11-14. (TIAN Changqing, YANG Xinjiang, DOU Chunpeng, et al. The stability of automotive refrigerating system[J]. Automotive Technology, 2002(5): 11-14.)

[6] Liang N, Shao S Q, Xu H B, et al. Instability of refrigeration system-a review[J]. Energy Conversion and Management, 2010, 51(11): 2169-2178.

[7] 徐博, 江挺候, 陈江平, 等. 热力膨胀阀感温元件特性实验研究[J]. 制冷学报, 2011, 32(2): 30-34. (XU Bo, JIANG Tinghou, CHEN Jiangping, et al. A study on temperature sensing bulb of thermal expansion valve[J]. Journal of Refrigeration, 2011, 32(2): 30-34.)

[8] 陈明锋, 杨昭, 陈爱强, 等. 制冷系统变容量智能控制的理论及实验研究[J]. 制冷学报, 2015, 36(3): 24-28. (CHEN Mingfeng, YANG Zhao, CHEN Aiqiang, et al. Theoretical and experimental study on intelligent control of variable capacity refrigeration system[J]. Journal of Refrigeration, 2015, 36(3): 24-28.)

[9] 陶宏, 陶乐仁, 郑志皋, 等. 汽液两相流流型振荡诱发制冷循环不稳定性的实验研究[J]. 制冷学报, 2009, 30(2): 18-23. (TAO Hong, TAO Leren, ZHENG Zhigao, et al. Experimental on instability of refrigeration cycle with vapor/liquid two-phase flow pattern alternating[J]. Journal of Refrigeration, 2009, 30(2): 18-23.)

[10] 陶宏, 陶乐仁, 郑志皋, 等. 变制冷剂流量制冷循环性能与汽液两相流流型的研究[J]. 上海理工大学学报, 2009, 31(6): 521-524. (TAO Hong, TAO Leren, ZHENG Zhigao, et al. Experimental researches on relationship between the performance of VRF refrigeration loop and vapor-liquid two-phases flow pattern[J]. Journal of University of Shanghai for Science and Technology, 2009, 31(6): 521-524.)

[11] 王海涛, 裴刚. 电子膨胀阀对 SAHP 系统稳定性的影响[J]. 制冷学报, 2008, 29(2): 42-45. (WANG Haitao, PEI Gang. Influence of opening of electronic expansion valve on SAHP system[J]. Journal of Refrigeration, 2008, 29(2): 42-45.)

[12] Tian C Q, Dou C P, Yang X J, et al. Instability of automotive air conditioning system with a variable displacement compressor. Part 1. experimental investigation[J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 28(7): 1102-1110.

[13] Tian C Q, Dou C P, Li X T, et al. Experimental investigation into hunting of an automotive air-conditioning system with variable displacement compressor and thermal expansion valve[C]//Proceedings of Experimental Methods and Measuring Techniques in Refrigeration, Liege, Belgium, 2000: 18-20.

[14] 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.

[15] Chen W Y, 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.

(下转第 112 页)