

DOI: 10.11918/j.issn.0367-6234.201603101

非均匀水流量对热力膨胀阀控制稳定性的影响

黄 东, 冷永强, 张振亚

(西安交通大学 能源与动力工程学院, 西安 710049)

摘要: 为研究热力膨胀阀(TEV)的控制失稳机理,采用 TEX2 型外平衡式 TEV 进行实验,在 7 组非均匀水流量率的情况下,实现 TEV 控制从稳定到振荡的动态变化.结果表明:当支路 2 的水流量 F_2 从 36.9% 递减至 27.0%,TEV 流量控制特性稳定,蒸发器换热量仅衰减了 3.4%;当 F_2 从 27.0% 降至 9.1%,总出口的制冷剂状态由过热变为带液,其出口温度由稳定变波动,且波动幅度持续增大,此时 TEV 的流量控制失稳,蒸发器换热量衰减了 14.1%.支路 1 过热蒸汽的显热不足以提供支路 2 带液量完全蒸发所需的潜热,混合后总出口的过热度小于热力膨胀阀的 MSS 曲线要求的最小过热度,进而导致热力膨胀阀的持续振荡.实验结果可为多流路制冷系统中换热器的设计提供参考.

关键词: 非均匀水流量;多支路蒸发器;热力膨胀阀;振荡;换热量;最小过热度曲线

中图分类号: TB 657.9

文献标志码: A

文章编号: 0367-6234(2017)07-0171-07

Effects of water mal-distribution on thermostatic-expansion-valve stability

HUANG Dong, LENG Yongqiang, ZHANG Zhenya

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

Abstract: To explore the hunting behavior of the thermostatic-expansion-valve (TEV), dynamic characteristics of the TEV (TEX2 externally balanced type) control-loop ranged from stability to vibration were studied under the selected 7 sets of water mal-distribution experimentally. Results showed that as F_2 dropped from 36.9% to 27.0%, the TEV control-loop was stable and the overall evaporator capacity decreased by only 3.4%. As F_2 dropped from 27.0% to 9.1%, evaporator overall outlet temperature changed from stability to vibration. Its vibration amplitude increased gradually with the phase transformation from vapor to mist, indicating that hunting behavior of TEV control-loop occurred, and the overall evaporator capacity decreased by 14.1%. The superheated refrigerant gas from Circuit 1 outlet only provided sensible heat and couldn't evaporate the liquid refrigerant out of Circuit 2 into superheated steam. Consequently, refrigerant in the evaporator overall outlet was of a smaller superheat than the necessary minimal stable signal (MSS) of the TEV, even at two-phase state, and would inevitably give rise to the hunting of the TEV-controlled system according to the MSS theory. These experimental results might provide references for the design of the heat exchanger of multi-circuit refrigerating system.

Keywords: water mal-distribution; multi-circuit evaporator; thermostatic-expansion-valve; vibration; evaporator capacity; minimum stable signal

在强制对流换热设备中,考虑到多温区、压降和空间结构等要求,多支路换热器得到了广泛应用.当风量或水量非均匀分配时,各支路的热流密度会产生差异,内部制冷剂流型、传热和压降等特性随之改变.多支路蒸发器的出口状态是由多股制冷剂汇合后决定的,若某支路出口带液,总出口制冷剂随带液量的增多会出现过热、雾状流、连续液相等状态,此时系统热力膨胀阀(TEV)流量控制可能失稳,造成温度、压力、供液量、过热度等参数振荡,系统换热量

和能效将大幅降低^[1-5].因此研究非均匀流场分布对多支路换热器的性能影响,对保障换热设备的高效安全运行有重要意义.一些学者^[6-16]研究了 TEV 控制振荡特性和原因,但多集中在非均匀流场对换热器宏观性能的影响,很少涉及其内部制冷剂流型等微观特性的分析,尤其是高干度或微过热区内弥散流、雾状流等具有热力学非平衡典型流型发生、发展、消失的演变规律,以及液滴与壁面的随机间歇碰撞等行为.

本文通过实验对不同水流量非均匀率下 TEV 控制动态特性进行研究,探究多支路换热器内部制冷剂流型随热流密度变化时的演变规律,进而揭示 TEV 流量控制的失稳机理.

收稿日期: 2016-03-20

基金项目: 国家自然科学基金(51006079)

作者简介: 黄 东(1975—),男,副教授,博士生导师

通信作者: 黄 东, d_huang@mail.xjtu.edu.cn

1 实验装置和测试系统

如图 1 所示,实验台由风机盘管及制冷主机组成,分别放置在焓差室的室内、外侧,并通过耐压软塑水管连接.实验时,水作为载冷剂循环于风机盘管和制冷主机的套管式蒸发器中,水泵提供其循环动力,图中空心箭头所示方向

为水的流动方向.电磁流量计测量两个水流路的流量,其中流路 2 上安装水流量调节阀,来调节水侧并联双流路的水流量非均匀率.制冷主机由压缩机、冷凝器、热力膨胀阀和双支路套管式蒸发器等组成,其内充注的制冷剂为 R22,充灌量 1.3 kg,图中实心箭头所示为制冷剂的流动方向.

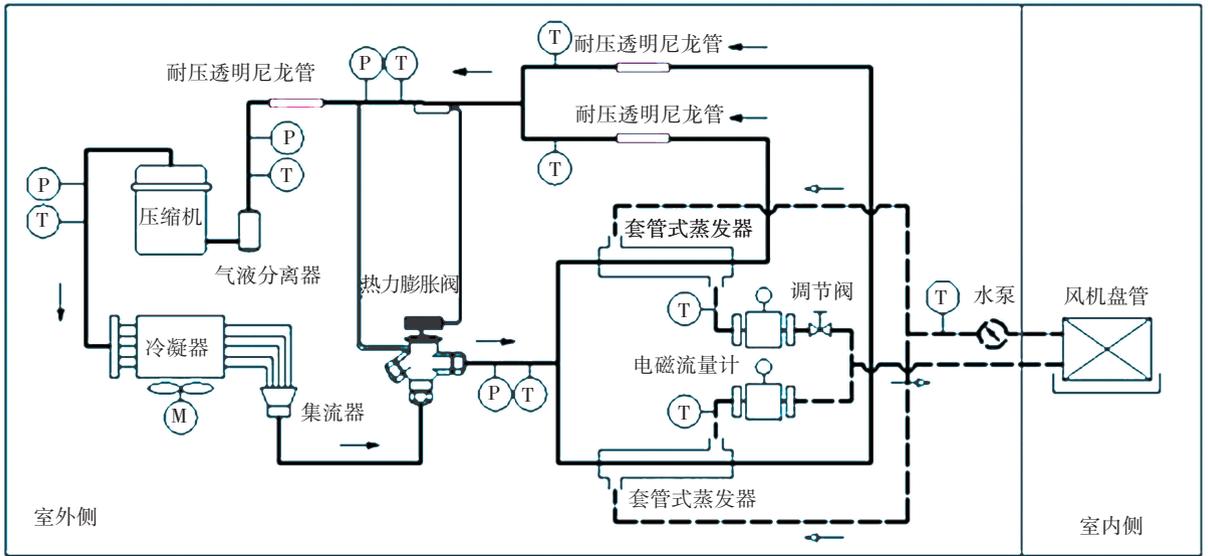


图 1 实验台系统流程

Fig.1 Schematic diagram for the experimental apparatus

实验工况:室内、外侧干/湿球温度分别为 27/19 °C 和 35/24 °C,相对湿度为 65%.温度测量采用直径为 0.2 mm 的 T 型(铜-铜镍)热电偶,精度为 ±0.2 °C;压力测量采用 GE 德鲁克 PTX7517 压力变送器,精度为 0.2 级;相应的温度与压力测点位置见

图 1.使用 Aglient34970A 多功能数据采集仪记录数据,采集间隔设定为 5 s;采用青智 8775A 数字电参数测量仪记录有关电参数(包括功率、电压、电流及耗电量等),精度为 0.5 级.表 1 为多支路蒸发器试验台中各组成部件的主要参数.

表 1 试验台中各组成部件的主要参数

Tab.1 Specifications of the main components in the refrigeration plant

参数	压缩机							蒸发器
	型号	排气量/(cm ³ ·r ⁻¹)	制冷量/W	功率/W	COP	R22 充注量/kg	油容量/mL	
规格	美芝 PH340X2CS-8KUC1	33.8	5 860	1 890	3.1	1.8	750	并联双支路 套管式
备注							太阳 4GSD 冷冻机油	5 mmPE 海绵包裹
参数	蒸发器		冷凝器		热力膨胀阀			
	内管/mm	外管/mm	型式	宽-高-深/mm	风机	型式	蒸发温度/°C	静态过热度/°C
规格	紫铜 30×0.7×5 700	无缝钢管 37×1.5×5 700	逆流(5 支路)	810-660-45	康宝 YDK36-6R-1	外平衡式	-40~10	5
备注	水	R22	L 型螺纹、平直翅片			液体充注	R22 工质	

2 TEV 控制特性及其失稳分析

一般学者^[17-19]在实验时利用变频水泵保持水流量不变,但这与工程实际相偏离,因为多支路水流

量非均匀率变化时,总的水流量必然会变化.

如表 2 所示,在水流量非均匀率增大(套管式蒸发器水侧流路 2 中水流量减小,流路 1 中水流量相应地增大)的过程中,受水流量调节阀的影响,流

表 2 选取的 7 组水流量分布

Tab.2 The selected 7 sets of water flow percentages

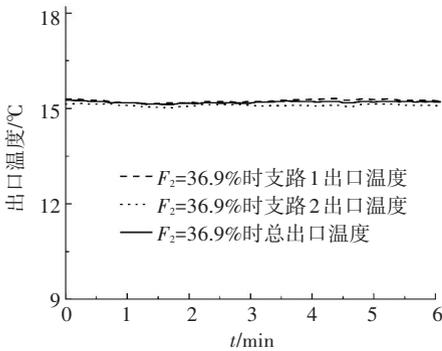
组号	支路 1 流量/ (kg · s ⁻¹)	支路 2 流量/ (kg · s ⁻¹)	总流量/ (kg · s ⁻¹)	F ₁ / %	F ₂ / %
1	0.183 3	0.107 1	0.290 4	63.1	36.9
2	0.194 1	0.091 9	0.286 0	67.9	32.1
3	0.205 3	0.076 1	0.281 4	73.0	27.0
4	0.217 3	0.058 6	0.275 9	78.8	21.2
5	0.224 5	0.048 1	0.272 6	82.4	17.6
6	0.232 2	0.036 9	0.269 1	86.3	13.7
7	0.241 0	0.024 1	0.265 1	90.9	9.1

路 2 的局部阻力显著增大, 流路 1 的沿程摩擦阻力

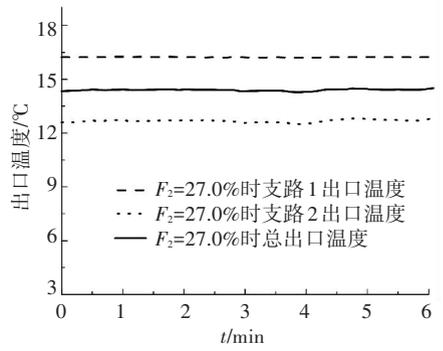
随水流量的增大而增大, 两者共同作用使总水流量从 0.290 4 kg · s⁻¹减小到 0.265 1 kg · s⁻¹, 衰减幅度约 8.7%, 故取量纲一的水流量百分比 F₁ 及 F₂ 作为比较基准.

2.1 TEV 控制动态特性

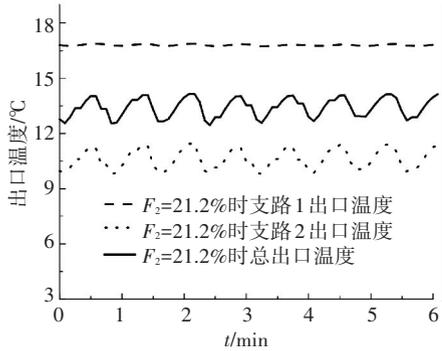
图 2 为不同水流量下两支路及总出口的温度随时间的变化曲线. 由图 2(a)可知, 支路 2 水流量百分比 F₂ = 36.9%时, 蒸发器支路 1、2 出口及总出口的温度曲线基本重合, 均比总进口温度高 3.7 °C 左右. 这说明: 两支路出口的制冷剂均为过热状态, 且过热度基本相同, 两支路的过热制冷剂蒸汽混合后, 总出口的过热度与支路的相近.



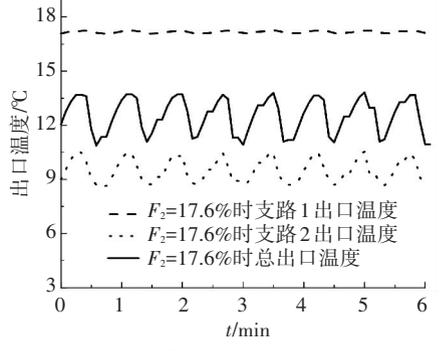
(a) F₂ = 36.9%



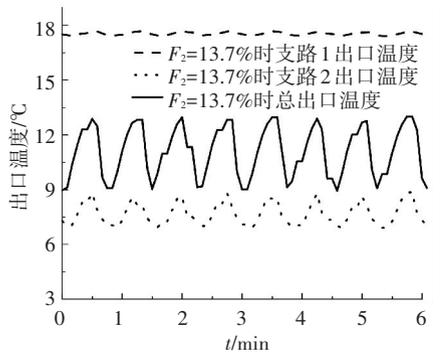
(b) F₂ = 27.0%



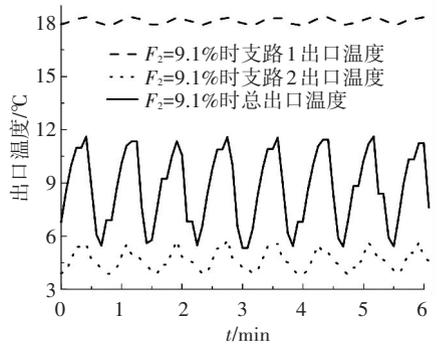
(c) F₂ = 21.2%



(d) F₂ = 17.6%



(e) F₂ = 13.7%



(f) F₂ = 9.1%

图 2 不同水流量下两支路及总出口温度随时间的变化

Fig.2 Evaporator outlet temperature under different water mal-distribution

由图 2(b)可知, 当 F₂ 由 36.9%降至 27.0%, 支路 1 出口温度升高 1.1 °C, 支路 2 出口温度降低

2.7 °C, 两支路混合后, 总出口温度降低约 0.9 °C, 但总出口温度仍比总进口温度高约 3.5 °C, 故蒸发器

总出口处制冷剂仍为过热状态,且过热度基本不变.图 3 为两支路及总出口的温度振幅随水流量非均匀率的变化.需要说明的是图 3 横坐标为表 2 中的组号,从左至右依次对应选取的 7 组 F_2 (36.9%、32.1%、27.0%、21.2%、17.6%、13.7%、9.1%),水流量非均匀率沿横坐标正方向逐渐增加.如图 3 所示,支路 1、2 和总出口的温度振幅基本重合,且接近于 0 °C,TEV 流量控制保持稳定.

综上所述,随水流量非均匀率的增大,但当 $F_2 \geq 27.0\%$,支路 1、2 的出口处制冷剂一直为过热状态,混合后总出口的过热度基本保持不变,TEV 流量控制稳定.

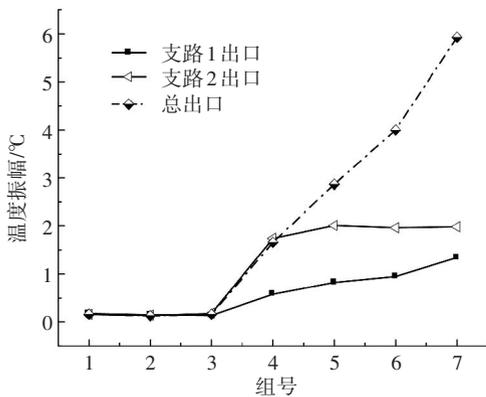


图 3 两支路及总出口的温度振幅随水流量非均匀率的变化

Fig.3 Evaporator outlet temperature amplitude under different water mal-distribution

由图 2(c)可知,随水流量非均匀率继续增大,至 $F_2 = 21.2\%$,支路 1 的出口过热度继续增大至 1.4 °C,但开始振荡,且振幅为 0.5 °C;与 TEV 控制稳定时相比,支路 2、总出口温度振幅均突增至 1.5 °C.原因在于:此水流量下,支路 2 出口已经携带制冷剂雾滴,尚没有连续的液相,制冷剂流型可能为雾状流;两路汇合时,虽然支路 1 的过热度较大,但其制冷剂过热蒸汽的显热不足以提供支路 2 的制冷剂雾滴完全蒸发所需潜热,未蒸发的雾滴随机撞击总出口处的管内壁,导致出口过热度明显波动,以过热度为反馈信号的 TEV 的开度频繁振荡,制冷剂总流量持续振荡,支路 1、2 流量也随之振荡.由于支路 1 出口为过热度较大的过热状态,其出口温度受流量波动的影响较小;而支路 2 出口带液,液滴随机蒸发,温度波幅较大.

由图 2(d)可知,当 F_2 从 21.2%降至 17.6%,支路 1 出口过热度振幅增至 0.9 °C,变化较小;支路 2 出口温度振幅继续增大至 1.82 °C,但增幅降低;总出口温度振幅均匀增大至 2.76 °C.由于 $F_2 = 21.2\%$ 时总出口已经携带有制冷剂雾滴,当 F_2 降至 17.6%

时,支路 2 出口的制冷剂雾滴变大、变多成液滴,但仍为雾状流;而支路 1 制冷剂过热度仅增大 1.6 °C,导致出口携带的制冷剂液滴同样增多,TEV 开度振荡加剧,制冷剂总流量振荡加剧,导致支路 2 出口、总出口温度振幅分别增大 0.32 °C、1.26 °C.

由图 2(d)~(f)可知,当 F_2 从 17.6%继续降至 9.1%,总出口温度振幅快速增大至 6 °C,支路 2 出口温度振幅从 1.82 °C 小幅降至 1.72 °C,支路 1 的过热度振幅从 0.9 °C 升至 2.35 °C.原因在于:随着水流量非均匀率继续增加,支路 2 出口的干度持续降低,当 $F_2 \leq 17.6\%$ 时,支路 2 出口处制冷剂液滴数量、体积变大,带液量增多,制冷剂干度可能已低于某一临界值,支路 2 出口开始出现连续的液相,出口温度振幅达到最大;但之后 F_2 越小,支路 2 的带液量越大,连续的液相变多,制冷剂液滴随机碰撞管内壁减弱,故出口温度振幅开始慢慢降低.又由于支路 1 的出口温度、过热度的振幅均随水流量非均匀率缓慢增加,支路 1 过热气体的显热已经越来越无法蒸发掉支路 2 的带液量.此外,当 F_2 由 17.6%降至 9.1%,总出口携带的制冷剂液滴增多,但两支路汇合后制冷剂流速骤增,混合更均匀,换热增强,总出口仍为雾状流,故总出口温度振幅继续随 F_2 的降低而增大,如图 3,由 2.76 °C 增至 6.00 °C.

综上所述,在 $F_2 \leq 21.2\%$ 的振荡阶段,水流量非均匀率的增大会持续加剧 TEV 流量控制的振荡.在 F_2 从 21.2%降至 17.6%的过程中,支路 2 出口温度振幅先快后慢地增至 1.82 °C,总出口温度振幅均匀增大至 2.76 °C;随着 F_2 从 17.6%继续降低,支路 2 出口开始出现连续的液相,其温度振幅缓慢下降,而总出口制冷剂液滴持续增多,温度振幅由 2.76 °C 增至 6.00 °C.

2.2 TEV 控制失稳机理分析

如图 4 所示,最小稳定信号线(MSS)曲线的两侧分别为不稳定区和稳定区,当实际过热度大于负荷对应的过热度时,系统控制稳定,反之则会出现振荡.由此可见,MSS 曲线是蒸发器和 TEV 组合控制的稳定性分界线^[20].

随水流量非均匀率增大,蒸发器支路 2 中的制冷剂可以获得的热量逐渐减少,至 $F_2 = 21.2\%$ 时,支路 2 出口处残余未被蒸发的制冷剂液滴,支路 1 出口的过热度虽然随水流量非均匀率增大而增大,但过热气体逐渐无法提供液体蒸发所需的热量,两股制冷剂混合后,总出口的过热度若小到不能满足热力膨胀阀最小过热度曲线(MSS)要求的最小过热度,就会造成热力膨胀阀的持续振荡.

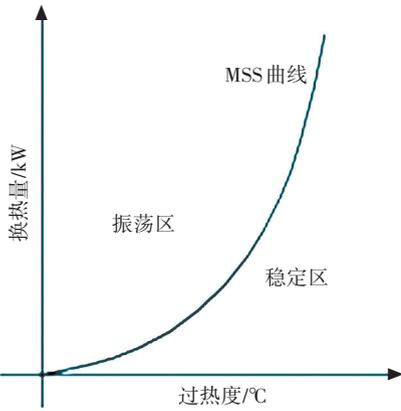


图4 MSS曲线

Fig.4 The minimal stable signal of the TEV

图5为不同水流量非均匀率下支路1出口过热曲线。支路1出口过热度随水流量非均匀率增大而增大,但支路1出口过热度仍发生振荡,这是因为:TEV流量控制发生振荡,蒸发器支路1的供液量随之振荡。当TEV开度减小时,支路1制冷剂流量会随之减小,TEV、蒸发器出口压力降低,蒸发温度降低;而支路1出口温度升高,故蒸发器出口过热度增大。相反地,当TEV开度增大时,出口过热度减小。蒸发器总出口带液量随水流量非均匀率增大而增大,阀的开度振荡加剧使蒸发器供液量的波幅增大,支路1制冷剂流量的振幅随之增大;且由图5可知,在TEV流量控制振荡阶段,支路1出口过热度振幅由0.6℃增大到1.3℃。

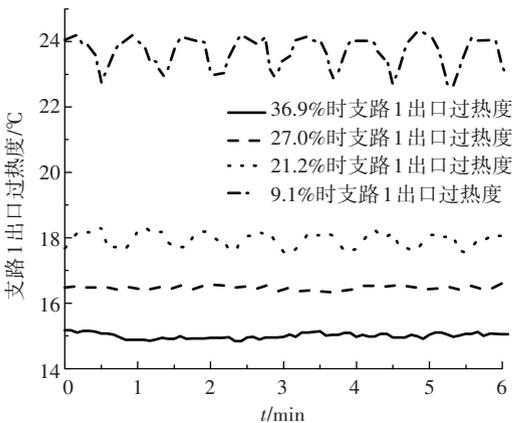


图5 不同水流量非均匀率下支路1出口过热度

Fig.5 Circuit 1 outlet superheat under different water mal-distribution

由图2(c)~(f)可知,当 $F_2 \leq 21.2\%$ 时,蒸发器支路2、总出口的温度同时开始波动,且波幅随水流量非均匀率增大而增大。其原因在于:随水流量非均匀率增大,蒸发器支路2中的制冷剂可以获得的热量逐渐减少,至 $F_2 = 21.2\%$ 时,支路2出口温度与蒸发器总进口温度相近,携带有未蒸发的制冷剂液滴;两支路制冷剂汇合后,支路1出口的过热度虽然

随水流量非均匀率增大而增大,但支路1过热蒸汽的显热较小,不足以提供支路2带液量蒸发所需潜热,故总出口仍携带少量制冷剂雾滴;未蒸发的雾滴随机碰撞总出口管内壁,引起感温包温度波动,若总出口过热度低于热力膨胀阀的MSS曲线要求的最小过热度,就会造成TEV的持续振荡。因此,以总出口过热度为控制信号的TEV出现振荡,频繁进行开度调整,蒸发器供液量持续波动,导致蒸发器进、出口温度及TEV、蒸发器出口压力振荡。

从图3可看出,任一水流量分布下,出口温度振幅由小到大依次为:支路1、支路2和总出口,即两支路汇合后总出口的温度振幅均大于两分支路的温度振幅。状态相差较大的两股制冷剂汇合后,过热蒸汽和制冷剂液滴会在总出口处充分换热,支路2携带的部分制冷剂液滴吸热相变成蒸汽;相变时的传热系数远大于其气液组分相对稳定时,因此总出口的温度振荡幅度大于两支路出口。又由于支路1出口始终为过热气体,并无制冷剂液滴碰撞管内壁的影响,因此支路1出口的温度振幅一直小于支路2出口的。

综上所述,多支路蒸发器过热度失稳机理:过热制冷剂气体与高干度气液两相制冷剂混合时,若过热气体的显热无法将带液支路的带液量完全蒸发,未蒸发的雾滴随机碰撞管内壁,导致周向壁温的非均匀性增大,感温包所测过热度波动;若总出口过热度低于热力膨胀阀的MSS曲线要求的最小过热度,就会造成TEV的持续振荡。TEV开度频繁振荡,蒸发器供液量随之波动,TEV流量控制失稳,制冷系统随之失去稳定性。

3 TEV控制失稳对系统性能的影响

图6为蒸发器制冷量随水流量非均匀率的变化曲线。由图6可知:在 F_2 从36.9%降至27.0%的TEV控制稳定阶段,蒸发器制冷量从5797.4W降低至5599.7W,仅减小约3.4%;而在 F_2 从27.0%降至9.1%的TEV控制失稳阶段,制冷量继续衰减4780.0W,约14.1%。此外,随 F_2 从36.9%降至9.1%,支路1的制冷量先增大1.5%,后降低4.9%,而支路2的制冷量随之均匀持续衰减了36.7%。

在TEV控制稳定阶段,支路1的制冷量增加1.5%。由图7可知,该期间TEV出口压力降低约1.6%,总出口过热度基本维持不变,TEV开度控制稳定,蒸发器的供液量基本不衰减。原因在于:流路1的水流量逐渐增大,水侧换热系数增大;水侧携带的热量增多,沿程制冷剂干度增大,流速随之增大,制冷剂侧对流换热系数增大;传热温差增大,这些原因

共同作用使支路 1 的制冷量增大 1.5%。在 TEV 控制失稳阶段,蒸发器支路 1 的制冷剂“蒸干点”逐渐向上游移动,传热系数较小的过热区长度增长,故该阶段支路 1 的制冷量衰减了 4.9%。

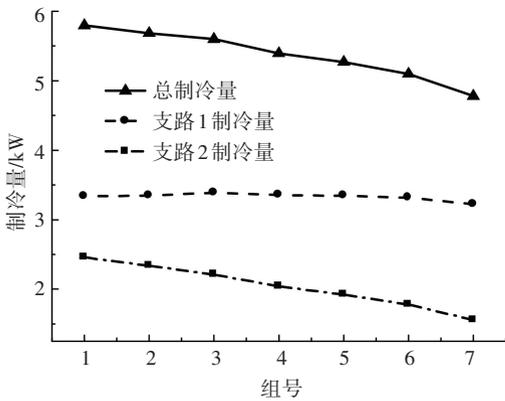


图 6 蒸发器制冷量随水流量非均匀率的变化

Fig.6 Experimental evaporator under different water mal-distribution

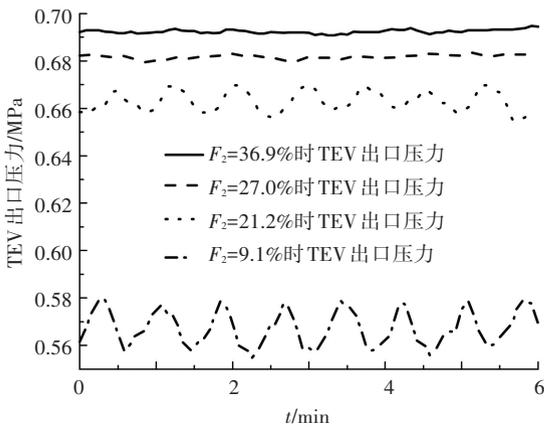


图 7 不同水流量非均匀率下 TEV 出口压力

Fig.7 TEV outlet pressure under different water mal-distribution

在 TEV 控制稳定阶段,支路 2 的制冷量从 2 459.8 W 减小到 2 211.6 W,衰减了 10.1%。由前述分析知支路 2 的供液量衰减不显著,但水流量衰减了 28.9%,故水侧对流换热系数减小是支路 2 传热系数的减小的主导因素。在 TEV 控制失稳阶段,TEV 出口压力从 0.681 6 MPa 降低到 0.567 1 MPa,说明支路 2 的供液量剧烈衰减,制冷剂侧对流换热系数降低,加上水侧换热系数的减小,共同使传热系数减小;尽管气液两相区长度达到最大(支路 2 出口已带液),但传热系数的减小使带液量不能完全蒸发,故该阶段支路 2 的制冷量大幅衰减了 29.6%。

由此可见,TEV 控制失稳阶段中支路 2 的制冷量衰减是总制冷量衰减 17.5% 的主导因素。支路 1 制冷量先增大 1.5% 的原因是:对流换热系数、传热温差均随水流量增大而增大;后又减小 4.9% 的原因是:换热系数小的过热区长度不断增长,有效换热面

积不足。支路 2 制冷量单调减小的原因是:气液两相区长度达到最大后维持不变,而传热系数减小造成带液量不能完全蒸发。

4 结 论

本文通过实验对不同水流量非均匀率下 TEV 控制动态特性进行研究,实验研究了非均匀水流量对 TEV 控制稳定性和多流路蒸发器性能的影响,结论如下:

1) 当支路 2 的水流量 F_2 从 36.9% 递减至 27.0%,蒸发器支路 1、支路 2 和总出口的过热度基本不变,TEV 流量控制特性稳定;当 F_2 从 27.0% 降至 9.1%,支路 2 出口开始带液,总出口温度随支路 2 出口温度波动而波动,且波幅随之增大,TEV 流量控制失稳。

2) 水流量非均匀率增至 $F_2 \leq 27.0\%$ 时,支路 2 出口开始带液,汇合时,支路 1 过热气体的显热不足以提供支路 2 带液量完全蒸发所需潜热,未蒸发的雾滴随机碰撞管内壁,总出口过热度波动,导致 TEV 开度频繁振荡,蒸发器供液量随之振荡,TEV 流量控制失稳。

3) 在 TEV 稳定控制阶段,蒸发器换热量仅降低了 3.4%,而在 TEV 控制失稳阶段,换热量又显著衰减了 14.1%,由此可见 TEV 流量控制振荡是总制冷量衰减 17.5% 的主要原因。

4) 作为初步试验,本论文通过测量温度、压力数据完成了初步研究。后续将采用高速摄像机、热成像仪等捕捉制冷剂流型图像,更直观地体现制冷剂混合前后流型、流态的演变规律,更细致地研究 TEV 控制失稳机理。

参 考 文 献

- [1] MITHRARATNE P, WIJEYSUNDERA N E, BONG T Y. Dynamic simulation of a thermostatically controlled counter-flow evaporator [J]. International Journal of Refrigeration, 2000, 23(3): 174-89. DOI:10.1016/S0140-7007(99)00048-1.
- [2] KIM J H, BRAUN J E, GROLL E A. A hybrid method for refrigerant flow balancing in multi-circuit evaporators: upstream versus downstream flow control [J]. International Journal of Refrigeration, 2009, 32(6): 1271-1282. DOI:10.1016/j.ijrefrig.2009.01.013.
- [3] THOME J R. Update on advances in flow pattern based two-phase heat transfer models [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2005, 29(3): 341-349. DOI:10.1016/j.expthermflusci.2004.05.015.
- [4] 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 B, JIANG T H, CHEN J P, et al. A study of temperature sensing bulb of thermal expansion valve [J]. Journal of Refrigeration, 2011, 32(2):30-34.

- [5] 张良俊, 吴静怡, 王如竹, 等. 热力膨胀阀在空气源热泵热水器系统中稳定特性的实验研究[J]. 工程热物理学报, 2006, 27(1): 13-16.
ZHANG L J, WU J Y, WANG R Z, et al. Experimental research on the stability of thermostatic expansion valve in the system of air source heat pump water heater[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2006, 27(1): 13-16.
- [6] BROERSEN P M T, VANDERJAGT M F G. Hunting of evaporator controlled by a thermostatic expansion valve[J]. Journal of Dynamic System Measurement and Control, 1980, 10(2): 130-135.
- [7] DOMANSKI P A. Simulation of an evaporator with non-uniform one-dimensional air distribution [J]. ASHRAE Transactions, 1991, 97(1): 793-802.
- [8] FAGAN T J. The effects of air flow maldistributions on air-to-refrigerant heat exchanger performance [J]. ASHRAE Transactions, 1980, 86: 699-713.
- [9] HUELLE Z R. The Mss-line—a new approach to the hunting problem [J]. ASHRAE Transactions, 1972, 14: 43-46.
- [10] IBRAHIM G A. Theoretical investigation into instability of a refrigeration system with an evaporator controlled by a thermostatic expansion valve [J]. Canadian Journal of Chemical Engineering, 1998, 76(4): 722-727.
- [11] KIRBY E S, BULLARD C W, DUNN W E. Effect of airflow non-uniformity on evaporator performance [J]. ASHRAE Transactions, 1998, 104(2): 755-762.
- [12] MITHRARATNE P, WIJEYSUNDERA N E. An experimental and numerical study of hunting in thermostatic-expansion-valve-controlled evaporators [J]. International Journal of Refrigeration, 2002, 25(7): 992-998. DOI:10.1016/S0140-7007(01)00048-2.
- [13] HUANG D, ZHAO R J, LIU Y, et al. Effect of fin types of outdoor fan-supplied finned-tube heat exchanger on periodic frosting and defrosting performance of a residential air-source heat pump [J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 69(1/2): 251-260. DOI:10.1016/j.applthermaleng.2013.11.052.
- [14] SONGX Z, HUANG D, LIU X Y, et al. Effect of non-uniform air velocity distribution on evaporator performance and its improvement on a residential air conditioner [J]. Applied Thermal Engineering, 2012, 40(2): 284-293. DOI:10.1016/j.applthermaleng.2012.02.024.
- [15] KARN M R, BRIN W, ELMEGAARD B, et al. Performance of residential air-conditioning systems with flow maldistribution in fin-and-tube evaporators [J]. International Journal of Refrigeration, 2011, 34(3): 696-706. DOI:10.1016/j.ijrefrig.2010.12.010.
- [16] ZHANG L Z. Flow maldistribution and thermal performance deterioration in a cross-flow air to air heat exchanger with plate-fin cores [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009, 52(19/20): 4500-4509. DOI:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.03.049.
- [17] LENIC K, TRP A, FRANKOVIC B. Prediction of an effective cooling output of the fin-and-tube heat exchanger under frosting conditions [J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(11/12): 2534-2543. DOI:10.1016/j.applthermaleng.2008.12.030.
- [18] YAN W M, LI H M, WU Y J, et al. Performance of finned tube heat exchanger operating under frosting conditions [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2003, 46(5): 871-877. DOI:10.1016/S0017-9310(02)00346-0
- [19] PADHMANABHAN S K, FISHER D E, CREMASCHI L, et al. Modeling non-uniform frost growth on a fin-and-tube heat exchanger [J]. International Journal of Refrigeration, 2011, 34(8): 2018-2030. DOI:10.1016/j.ijrefrig.2011.06.005.
- [20] 朱瑞琪. 制冷装置自动化[M]. 第2版. 西安: 西安交通大学出版社, 2009: 93-94.
ZHU R Q. Refrigeration equipment automation[M]. 2nd ed. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2009: 93-94.

(编辑 杨波)