

国家自然科学基金项目(51674188)资助

R417A的流动沸腾换热 及其在热泵系统中的应用研究

张小艳 著

中国矿业大学出版社

China University of Mining and Technology Press

国家自然科学基金项目(51674188)资助

R417A 的流动沸腾换热及其 在热泵系统中的应用研究

张小艳 著

中国矿业大学出版社

内 容 简 介

对 R417A 在水平光滑管及两种不同内螺纹管中的流动沸腾换热进行实验研究、理论分析和数值模拟。分析并讨论了质量流速、热流密度、蒸发温度及干度对 R417A 流动沸腾换热性能的影响;对比了 R417A 与 R22 换热性能的差异,并对 R417A 在不同换热管内流动沸腾的换热及压降特性进行对比分析;通过 R417A 的实验数据拟合,给出了非共沸混合制冷剂流动沸腾换热的计算关系式。R417A 流动沸腾换热的数值模拟与实验结果比较显示:模拟值总体上要小于实验值,两者之间存在一定偏差,且偏差大小随换热管型式、热流密度、质量流速以及干度的不同而异。最后以 R417A 为工质,在不同工况下对螺旋套管冷凝器的换热特性及空气源热泵热水器的运行性能进行实验研究。

图书在版编目(CIP)数据

R417A 的流动沸腾换热及其在热泵系统中的应用研究/

张小艳著. —徐州:中国矿业大学出版社,2016.9

ISBN 978-7-5646-3249-6

I. ①R… II. ①张… III. ①制冷剂—热泵系统—研究 IV. ①TB64

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2016)第 230648 号

书 名 R417A 的流动沸腾换热及其在热泵系统中的应用研究

著 者 张小艳

责任编辑 黄本斌 吴学兵

出版发行 中国矿业大学出版社有限责任公司

(江苏省徐州市解放南路 邮编 221008)

营销热线 (0516)83885307 83884995

出版服务 (0516)83885767 83884920

网 址 <http://www.cumtp.com> E-mail: cumtpvip@cumtp.com

印 刷 徐州中矿大印发科技有限公司

开 本 787×1092 1/16 印张 13.75 字数 277 千字

版次/印次 2016 年 9 月第 1 版 2016 年 9 月第 1 次印刷

定 价 30.00 元

(图书出现印装质量问题,本社负责调换)

前 言

由于保护大气臭氧层的需要,制冷空调系统中广泛应用的 HCFCs 制冷剂的生产和使用已经受到了限制,新型环保制冷剂的开发、研究和替代应用已经成为必然。由于制冷剂替代的需要,出现了一些二元和三元非共沸或近共沸混合制冷剂,这类工质与纯质制冷剂相比,由于其相变过程中气、液相组分浓度的差异及存在温度滑移、传质阻力等原因,相变换热不同程度上都存在退化现象,这种换热退化可通过换热管内的强化技术来补偿,所以换热强化技术就成为改善非共沸混合制冷剂换热性能恶化、追求高效换热效果的主要措施。

本书首先对 R22 及它的一种长期替代物、三元非共沸混合制冷剂 R417A (R125/R134a/R600)在水平光滑管及两种不同几何参数的内螺纹强化管中的流动沸腾换热性能进行了实验研究和理论分析。其次,对实验研究中蒸发换热实验段的两个套管型换热器的流动与换热进行数值模拟研究,并与实验结果进行比较。最后采用实验方法对空气源热泵热水器以 R417A 为工质时,不同运行工况下螺旋套管冷凝器的换热性能、压缩机及空气源热泵热水器的运行性能进行研究。全书共分为 9 章:

第 1 章主要介绍混合制冷剂流动沸腾换热、热泵热水器工质替代的研究进展。

第 2 章主要介绍两相沸腾流动与流型,管内流动沸腾换热、压降及其换热强化的基本理论。

第 3 章主要介绍水平管内流动沸腾换热的实验系统、实验参数的测量、实验数据的处理,以及实验结果的不确定度分析。

第 4 章主要介绍水平管内流动沸腾换热的实验结果,包括 R417A 流动沸腾换热系数及其影响因素、R417A 和 R22 流动沸腾换热性能的比较、不同形式换热管中 R417A 流动沸腾换热性能的比较、R417A 的流动沸腾压降、内螺纹管强化效果的综合评价等内容。

第 5 章主要介绍水平光滑管内的流动沸腾换热关系式、换热关系式计算结果与实验结果的比较、混合制冷剂光滑管内流动沸腾换热关系式的改进与发展等内容。

第 6 章主要介绍水平微肋管内的流动沸腾换热关系式、换热关系式计算结果与实验结果的比较、混合制冷剂微肋管内流动沸腾换热关系式的改进与发展等

内容。

第7章主要介绍数值模拟的理论基础、数值计算方法、R417A 在水平管内沸腾换热的数值模拟、数值模拟结果与实验结果的对比分析等内容。

第8章主要介绍热泵热水器的热力学分析、空气源热泵热水实验装置、实验数据处理方法、R417A 在空气源热泵热水器中的实验结果与分析等内容。

第9章主要介绍研究结果,包括 R417A 流动沸腾换热实验研究结果、R417A 流动沸腾换热数值模拟研究结果、R417A 在空气源热泵热水器中的应用研究结果。

在本书的编写过程中参考了许多业界专家的著作、科技文献等,在此谨向有关文献的作者表示诚挚的谢意!

感谢本书的主审姬长发教授,感谢中国矿业大学出版社黄本斌编辑,他们都为本书提出了宝贵的意见和建议,促使了本书的尽快出版。

由于本人水平所限,书中难免出现错误和不妥之处,恳请各位专家和读者批评指正。

作 者

2016 年 7 月

主要符号表

英文字母	含义	希腊字母	含义
A	面积, m^2	λ	导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$
c_p	比定压热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	μ	动力黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$
d	直径, m	θ_{dry}	干燥角, 弧度
E	综合强化因子	θ_{strat}	气-液分层角, 弧度
E_h	换热强化因子	ρ	密度, kg/m^3
E_{mf}	微肋强化因子	σ	表面张力, N/m
E_p	压降增加比率	ϵ	空泡份额
E_{RB}	对流强化因子	下标	含义
f	肋高, m	bub	泡点
F_c	混合修正因子	c	临界状态
G	质量流速, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$	cal	计算
G_{high}	环状流曲线转换点的质量流速, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$	cv	对流蒸发
G_{low}	波状层流曲线转换点的质量流速, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$	dew	露点
h	换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; 比焓, J/kg	e	蒸发
h_{lv}	气化潜热, J/kg	exp	实验
i	焓值, J/kg	i	内侧
K	总传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$	in	入口
m	质量流量, kg/s	jacket	套管
n	螺纹数	l	液相
p	压力, Pa	m	平均
Q	换热量, W	nb	核态沸腾
q	热流密度, W/m^2	o	外侧
R_x	几何强化因子	out	出口
$T(t)$	温度, $\text{K} (^{\circ}\text{C})$	p	池沸腾
W	功率, W	r	根部
x	干度	ref	制冷剂
Bo	沸腾数	sat	饱和状态
Fr	弗朗特数	t	顶部
Pr	普朗特数	tp	两相
Re	雷诺数	v	气相
X_{tt}	Martinelli 数	w	壁面
希腊字母	含义	water	水
α	肋片顶角, $(^{\circ})$	wi	内壁面
β	螺旋角, $(^{\circ})$	wo	外壁面
β_l	液相传质系数	x	显热
δ	液膜厚度, m	air	空气

目 录

1 绪论	1
1.1 概述	1
1.2 流动沸腾换热的研究进展及动态	5
1.3 热泵热水器中的工质替代研究	23
1.4 研究内容	26
2 水平管内流动沸腾理论与特性分析	30
2.1 两相沸腾流动与流型	30
2.2 流动沸腾换热及压降特性	34
2.3 流动沸腾换热的强化	37
2.4 非共沸混合物的流动沸腾换热及其强化	38
2.5 本章小结	41
3 水平管内流动沸腾换热实验过程及数据处理方法	42
3.1 实验系统	42
3.2 实验系统的操作	53
3.3 实验参数的测量	55
3.4 实验数据的处理	60
3.5 实验结果的不确定度分析	63
3.6 本章小结	73
4 实验结果与分析	74
4.1 环形空间水换热系数的确定	74
4.2 R22 实验结果与关系式计算值的比较	75

4.3	R417A 在水平管内的流动沸腾换热实验结果	76
4.4	R417A 和 R22 流动沸腾换热性能的比较分析	83
4.5	R417A 和 R22 在不同换热管中的流动沸腾换热性能	89
4.6	R417A 在水平管内的流动沸腾压降实验结果	97
4.7	本章小结	101
5	R417A 在水平光滑管内流动沸腾的换热关系式	103
5.1	水平光滑管内流动沸腾换热关系式的回顾与分析	103
5.2	R417A 实验结果与经验关系式计算结果的比较	108
5.3	R417A 在水平光滑管内流动沸腾换热关系式的改进	112
5.4	本章小结	116
6	R417A 在水平微肋管内流动沸腾的换热关系式	118
6.1	水平微肋管内流动沸腾换热关系式的回顾与分析	118
6.2	R417A 实验结果与经验关系式计算结果的比较	122
6.3	混合制冷剂微肋关系式的改进与发展	126
6.4	R417A 实验结果与本研究发展的微肋关系式计算结果的比较	130
6.5	各微肋关系式计算结果与 R407C 实验结果的比较	133
6.6	本章小结	135
7	R417A 在水平管内流动沸腾换热的数值模拟	136
7.1	数值模拟的理论基础	136
7.2	数值计算方法	145
7.3	R417A 在水平光滑管和内螺纹管内沸腾换热的数值模拟	152
7.4	本章小结	164
8	R417A 在空气源热泵热水器中的应用研究	165
8.1	热泵热水器的热力学分析	165
8.2	空气源热泵热水实验装置	171
8.3	实验数据处理	175

8.4	实验结果的不确定度分析	177
8.5	实验结果与分析	178
8.6	本章小结	191
9	结 论	192
9.1	R417A 在水平管内流动沸腾换热的实验研究	192
9.2	R417A 在水平管内流动沸腾换热的数值模拟研究	193
9.3	R417A 在空气源热泵热水器中的应用研究	195
参考文献		197

1 绪 论

1.1 概 述

市场经济的飞速发展、社会的持续进步给人们物质文化生活水平实现了迅猛提升。为优化舒适环境,人们对空调制冷技术的需求和应用范畴越来越广泛,当前空调制冷技术几乎已经全面渗透人们的生活、生产实践、科学研究等各个领域,并在有效改善人们的生活生产环境中发挥着重要作用。如日常生活中,制冷技术就广泛应用于食品的冷加工与冷处理,空调技术则广泛应用于改善人们的居室或办公室环境;而在工业生产中,空调制冷技术的运用则使生产环境能够始终处于恒温恒湿的状态,为服务生产环境营造了必要的恒温条件;同时在农业生产中可用于对特殊作物种子做低温处理,在建筑行业中利用制冷技术可有效实现冻土法施工,另外空调制冷技术还应用于尖端科学、现代医学中,例如生物技术、微电子技术、宇宙开发、新型材料的研究与开发领域等,由此可见空调制冷技术在现代社会各领域的科学发展中都占据着不可或缺的地位,可以说,现代科学技术的进步就是紧跟着空调制冷技术而逐渐发展起来的。

就长期的发展形势而言,能源的有效节约、环境的良好保护以及智能化实现是今后空调制冷技术发展的总体趋势。因此,人们生活水平的不断提高与科技的进步,对生活环境提出了更高的要求,而这也就直接推动了相关环保节能技术的发展与环保节能型产品的研制,故空调制冷系统的环保与节能也就成为了今后空调制冷技术发展的长期目标。

制冷剂的选用作为空调制冷技术中的一个核心环节,对其开发与应用现状的研究在很大程度上影响到我国空调制冷技术的前进。制冷行业已经发展 160 多年了,已经有 50 多种物质先后被用作压缩式空调制冷和热泵装置的制冷工质,20 世纪 30 年代氟利昂制冷剂出现,由于其无毒、无味、不燃、无爆炸、腐蚀性小、热稳定性和化学稳定性好等优点,逐步成为一种较为理想的、广泛使用的制冷剂,极大地推动了空调制冷技术的发展。

1.1.1 CFCs 和 HCFCs 制冷剂引发的环境问题

氟利昂是 20 世纪 30 年代随着有机化学工业的发展而研制成的有机化合

物,它是用氟、氯、溴等部分或全部取代饱和碳氢化合物中的氢而生成的新化合物的总称,饱和碳氢化合物的分子通式为 $C_m H_{2m+2}$,氟利昂的分子通式为 $C_m H_n F_x Cl_y Br_z$,其原子数 m, n, x, y, z 之间的关系为: $2m+2=n+x+y+z$ 。

由于氟利昂具有优异的物理、化学及热力学性质,自问世以来就被广泛应用于制冷、空调、化工等工业领域中作为制冷剂、清洁剂、发泡剂、喷雾剂及灭火剂等。尤其是随着制冷空调设备使用率的提高和应用范围的进一步扩展,作为制冷工质的氟利昂使用量进一步加大。

地球表面的大气按其高度分为若干层,在离地球表面 11~45 km 处的同温层中,存在一个臭氧含量相对较高的薄层,称为臭氧层,它能吸收 90% 由太阳辐射至地面的紫外线,有效减少太阳紫外线对地球表面的辐射危害。

1974 年,美国科学家 M. J. Molina 和 F. S. Rowland 首先发现氟利昂扩散至大气同温层时,会被紫外线照射而分解,释放出的氯离子与同温层中的臭氧发生连锁反应,使臭氧层遭受破坏^[1]。以 CFC12 为例说明当 CFCs 受强烈紫外线照射后破坏臭氧层的反应过程:



循环反应生成的氯原子不断与臭氧分子作用,使一个氯原子可以破坏成千上万个臭氧分子。这种不断进行的化学过程,促使 O_3 分解,最终导致大气臭氧层的减薄,甚至形成空洞。

CFCs、HCFCs 类制冷剂所引起的臭氧层破坏问题自 1974 年被提出以后,经过科学界近几十年的考察和论证,已经得到了国际社会的公认和普遍关注。制冷空调行业广泛使用的 CFCs、HCFCs 类制冷剂从生产、应用、废弃等多个环节向大气排放,已经造成了臭氧层的明显衰减,甚至在部分地区形成臭氧“空洞”,而且 CFCs 在大气中有几十年至上百年的生存寿命,因此它对大气臭氧层的破坏作用就更具累积性和持续性。

臭氧层的破坏会使直接照射到地球表面的紫外线量大幅度增加,根据联合国环境规划署提供的资料^[2],臭氧每减少 1%,地球上紫外线的辐射量约增加 2%。而紫外线辐射量的增加会导致以下问题:① 使人的免疫系统受到破坏,降低人体的抵抗力,并使皮肤癌、白内障等病患增多;② 产生附加温室效应,从而加剧全球气候变暖,使海平面增高,沙漠化加速;③ 危害地球上的许多生物,破坏生态平衡;④ 加速聚合物的老化。可见,当今世界重大环境问题中的温室效应和臭氧层减少都与氟利昂的大量排放有关。研究和寻求 CFCs、HCFCs 类制冷剂的替代物,保护臭氧层,已成为当今国际社会保护人类生态环境所共同面临的一项全球性的紧迫任务。

目前国际上采用 CFC、HCFC 以及 HFC 作为一种通用的对氟利昂类物质作标识的方法,以区分各种氟利昂对大气臭氧层的破坏程度。其中不含氢原子的氟利昂称为氯氟化碳,写成 CFC,是公害物质,属于限制和禁止使用的物质;含氢的氟利昂称为氢氯氟化碳,写成 HCFC,是低公害物质,属于过渡性物质;而不含氯的氟利昂称为氢氟化碳,写成 HFC,是无公害物质,正是人们要研究和开发的替代物。

为了保护人类赖以生存的生态环境,世界各国及有关国际组织多次召开国际会议,制定了限制和禁止使用 CFCs、HCFCs 等消耗臭氧层物质的一系列措施,对受控物质的范围及限制和禁止使用的时间表,都作了具体的规定。

1987 年,加拿大蒙特利尔(Montreal)联合国环境保护计划会议签署了《关于臭氧层衰减物质的蒙特利尔协定》。该协定中正式规定了逐步削减和禁止 CFCs 生产和使用的日程表,中国政府于 1991 年正式宣布作为协议承担国加入该组织^[8]。1992 年蒙特利尔议定书缔约国会议,联合国相继制定了《关于消耗臭氧层物质(ODS)的蒙特利尔议定书》、《哥本哈根修正议定书》等条例,中国政府也于 1993 年批准了《中国消耗臭氧层物质逐步淘汰国家方案》^[3]。《关于消耗臭氧层物质(ODS)的蒙特利尔议定书》及其修正案对发达国家和发展中国家分别要求和规定了 CFCs 和 HCFCs 制冷剂的淘汰进程:CFCs 对工业国从 1996 年 1 月之前停用,对发展中国家可推迟 10 年,最迟到 2010 年全部停用。HCFCs 由于对臭氧层的危害性相对较小,停产和限用期也相对较晚,规定 HCFCs 对工业国从 1996 年起冻结生产量,2004 年减少 35%,2020 年停用;对发展中国家为 2030 年停用。即 HCFCs 计划于 2020 年基本被淘汰,到 2030 年完全淘汰。

1.1.2 CFCs 和 HCFCs 制冷剂的替代

CFCs 和 HCFCs 制冷剂对大气臭氧层的破坏作用,使全球的制冷、空调行业面临着严峻的挑战。《关于消耗臭氧层物质(ODS)的蒙特利尔议定书》及其修正案对 CFCs 和 HCFCs 的限产和禁用使替代制冷剂的研究成为制冷空调领域内研究的热点。20 世纪 80 年代以来,世界各国尤其是美国、日本和西欧各国等都投入了大量的人力、物力和财力,进行替代物的开发与研究,基本形成了如下思路:

过渡性解决办法:采用对大气臭氧层的破坏作用小的 HCFCs 制冷剂替代破坏能力大的 CFCs 制冷剂。

长期解决办法:采用 HFCs 类物质作为制冷剂,这类物质不包含氯元素,所以对大气臭氧层没有破坏作用,温室效应也比较小。

经过世界各国大量的理论与实验研究,CFCs 制冷剂的过渡性替代问题现已基本解决,目标已转向下一阶段的长期替代研究。《关于消耗臭氧层物质(ODS)的蒙特利尔议定书》规定,发达国家从 2004 年起将 HCFCs 的用量削减

35%，到 2020 年基本被淘汰，而且从发展趋势来看，这一时间表还可能被提前，因此，世界各国都加紧了对 HCFCs 制冷剂的替代物研究。

理想的替代物除了要求对大气臭氧层没有破坏作用，对全球温室效应无加剧作用外，还应具有良好的使用安全性、经济性，优良的热力学性能、换热特性，以及对现有设备、材料的适应性、与润滑油的相容性等。即对于替代制冷剂，应从以下几个主要方面进行综合考虑：

(1) 安全环保性

根据美国标准 ANSI/ASHRAE34—1989，对制冷剂的安全性主要考虑毒性和可燃性。制冷剂的环保性能主要由两个重要的环境指标来体现，即用臭氧消耗潜能值 ODP (ozone depletion potential) 和全球变暖潜能值 GWP (global warming potential) 分别表示制冷剂对臭氧层的破坏程度和温室效应的作用。ODP 和 GWP 的值越小，则制冷剂的环境特性越好。

(2) 热力学性能

热力学性能是制冷剂筛选的主要依据，是制冷循环分析计算的基础。替代工质的热力学性能不能与原制冷剂有太大的差异。蒸发温度、冷凝温度等要与原制冷剂相似，压力也要求比较适中：一方面蒸发压力稍高于大气压，避免空气向系统中渗入，另一方面冷凝压力不是很高，减小制冷设备的承受压力及制冷剂外泄的可能性。另外，这一压力特性还影响着系统中的关键部件——压缩机。

(3) 换热特性

换热器是制冷空调系统中的重要设备，制冷剂在这些设备中的换热过程与换热特性直接影响着系统的运行性能，所以，对原有制冷空调系统进行制冷剂的更换，除了热力学性能必须类似外，换热性能的优劣也是至关重要的。这就要求新制冷剂要有良好的换热性能，以充分利用换热器的换热面积，增强换热效果，提高系统性能。

(4) 对现有设备、材料及润滑油的适应性

压缩机是制冷空调系统中的关键部件之一，新的制冷剂要求对压缩机及其他部件不做改动或做尽量小的改动即能实现替代，并尽量保持原有的系统性能。另外还要求新制冷剂能与制冷空调系统的材料及压缩机润滑油具有很好的相容性。

制冷剂的替代不仅要求新工质要能很好地满足各项性能指标，而且力求使替代工质能较方便应用于现行的设备中，对设备不做或只做较小的改动，而在能耗及原材料消耗上则力求不高于，甚至明显低于被替代的工质。

1.1.3 R22 的替代

R22 作为一种综合性能十分优良的 HCFCs 制冷剂，在制冷空调行业的应用中占据着主导地位，其臭氧消耗潜能值 ODP 和全球变暖潜能值 GWP 相对较

低,分别为 0.05 和 0.36,但仍对大气臭氧层有一定的破坏作用,所以在 1995 年也被列入禁用替代时间表^[4]。但是近几年来一些发达国家已将禁用替代时间表大大提前,美国和瑞士分别提前至 2010 年和 2005 年,澳大利亚为 2002 年,德国则提前至 2000 年,瑞典从 1998 年起新的设备上已不能再使用 R22,可见发达国家对 HCFCs 的禁用时间表已呈加速提前的趋势^[5]。而我国作为世界最大的发展中国家,制冷和空调设备的使用市场极大,寻求和发展对大气臭氧层没有破坏作用和无温室效应的 HFCs 类环保制冷剂来替代 R22 已成为该领域内的研究重点和发展趋势。

对于 R22 的替代,当前国际制冷界的研究基本处于各种理论与实验测试阶段。现有的研究表明,单纯从纯质着眼,至今还没有各方面性质都比较理想的、可同 R22 相比拟的纯组份物质来替代 R22。虽然纯质制冷剂的性质不能改变,但把两种或两种以上的纯质制冷剂混合在一起,并通过调整各组分的配比就会得到性质优良的新制冷剂,并且混合制冷剂定压相变过程的非等温特性减小了热力学不可逆性,对提高制冷空调系统的工作性能有显著的效果,这就为寻求理想制冷剂开辟了新的途径,因此 R22 的替代物在目前主要采用二元或三元非共沸或近共沸混合制冷剂。

国外对 R22 的替代研究开展得比较早,美国、加拿大、意大利、瑞典等多数国家对 R22 替代物的研究注意力主要集中于以下两种混合制冷剂,一种为国际上广为关注,且研究较多的近期替代物——三元非共沸混合制冷剂 R407C (R32/R125/R134a;23%wt/25%wt/52%wt);另一种为二元共沸混合制冷剂 R410A(R32/R125;50%wt/50%wt)。国内也是跟踪国外的一些研究方向和成果,进行相关的替代研究工作。但在目前这种 R22 的最优替代物尚未明确的过渡时期内,对制冷剂的替代物不必强求统一,在我国更不必大规模地推广应用某一种替代物,而应实行制冷剂的多元化,并经过广泛选择、观察、研究和一定长时间的运行应用后再行决定。

1.2 流动沸腾换热的研究进展及动态

近年来由于制冷剂替代的需要,出现了一些二元或三元非共沸或近共沸混合制冷剂,由于其相变过程中气、液相组分浓度的差异及存在温度滑移、传质阻力等原因,换热性能明显不同于纯质制冷剂。所以在制冷剂的替代研究中,混合制冷剂的相变换热成为近年来制冷空调领域内研究的热点,并且主要集中在对混合制冷剂相变过程及换热性能的实验研究以及根据实验结果综合出换热系数的经验关系式上。

蒸发器作为制冷空调系统中非常重要的换热设备,其中所发生的制冷剂的

沸腾换热过程直接影响着系统运行的安全性、经济性和可靠性。水平管是组成蒸发器的常用管型,所以研究制冷剂在水平管内的蒸发过程,是掌握制冷剂流动沸腾换热性能,从而进行蒸发器设计的基础。另外,近年来以计算流体动力学(CFD)软件为基础发展起来的数值模拟技术成为继传统实验之后兴起的又一重要的研究手段,应用 CFD 软件可以进行大量的数值模拟计算,在此基础上再结合一定的实验研究,可以加快研究进程、降低研究成本。下面将对这几方面的研究工作分别进行介绍。

1.2.1 混合制冷剂在水平光滑管内的流动沸腾换热研究

制冷剂在水平管内流动沸腾换热过程中,强制对流和沸腾现象一起发生,所以换热机理十分复杂。而混合制冷剂尤其是非共沸混合制冷剂在蒸发过程中,由于各组分沸点的差异,低沸点组分先蒸发,而高沸点组分后蒸发,后蒸发的组分对先蒸发的组分形成了液相传质扩散层,而先蒸发的组分则对后蒸发的组分形成气相传质扩散层,这必然会对换热性能产生一定的影响,所以其蒸发换热过程更为复杂。随着混合制冷剂的出现,对这类制冷剂在水平管内流动沸腾换热机理、换热性能的研究越来越受到人们的重视,并且已进行了一定的研究工作。

R. Radermacher 等^[6]对 R152a/R13B1 的强制对流沸腾换热实验表明:混合制冷剂的局部和平均换热系数均小于按理想混合规则所计算的值。H. Ross 等^[7]在此基础上进一步对 R152a、R13B1 及其混合物的水平流动沸腾换热进行实验研究,实验再度表明:混合制冷剂的流动沸腾换热系数与纯工质相比,产生相当大的降低;在低压下,用纯质制冷剂及其混合物可以得到核态沸腾的完全抑制,这一发现与 H. Toral^[8]的提法相矛盾,H. Toral 提出:在大多数情况下,由于相对低的热导率,用纯质及混合制冷剂并不能达到核态沸腾完全抑制的条件;与等量的纯工质相比,由于混合物的成分影响了核化点密度并减少了气泡增长率,所以混合制冷剂的核态沸腾完全抑制比纯质制冷剂更容易达到,其换热系数的恶化似乎是由于核态沸腾的有效抑制所引起的。

D. S. Jung 等^[9]对 R22、R114 及二元非共沸混合物 R22/R114 的水平流动沸腾换热进行了实验研究,结果表明:① 对纯质和混合制冷剂,在干度小于 20%~30%时,换热系数是热流密度的强函数,这表明了核态沸腾的存在,并且在这一局部沸腾区,强制对流和核态沸腾机理都重要,而随着干度的增加核态沸腾的逐渐抑制导致了换热系数的减小。② 由核态沸腾区向对流蒸发区的转换干度是热流密度的函数,对于给定的质量流速,当热流密度增加时,它向较高的干度移动,超过转换干度后,不同热流密度的换热系数曲线合并在一起,这表明核态沸腾受到抑制。③ R22/R114 在核态沸腾受到抑制的对流蒸发区内的流动沸腾换热系数总是低于用两种纯组分的系数按理想混合规则计算得到的值,这一换热的恶化与混合制冷剂的物理性质变化有关,而附加传质阻力对 R22/

R114 换热系数的影响在这一沸腾区内则表现得比较小。④ 对不同工质管壁温度的周向变化进行了比较,纯工质的管底部温度比管顶部高,而混合工质管底部温度则比管顶部低。这一研究得出了与文献[6,7]一致的结论。

D. S. Jung 等^[10]还根据实验数据,研究了混合效应对共沸和非共沸混合制冷剂 R12/R152a、R22/R114 水平流动沸腾换热的影响,研究表明:① 在对流蒸发区内,由混合所引起的物理性质的变化是换热恶化的最主要的原因,其次才是传质阻力的影响。而在低干度的核态沸腾区,混合制冷剂换热的严重恶化与其在核态池沸腾中的换热相似,都是由于管壁过热度的损失和传质阻力的影响。② 本研究还发展了一种预测转换干度的方法,将这一方法扩展到混合物时,仅需要附加相平衡资料。

K. Murata 等^[11-13]实验测量了 R11/R114、R123/R134a 在水平光滑管内强制对流的局部蒸发换热系数。研究表明:① 对于 R123/R134a,无论是在以核态沸腾还是以对流蒸发为主的区域,换热系数都明显低于由混合工质的物性按理想混合规则计算得到的换热系数,分析认为:核态沸腾占优势的区域,混合制冷剂换热系数下降的主要原因是混合效应,而对流蒸发占优势的区域,主要可由物性变化来解释换热系数的减少;② 对于 R11/R114,在对流蒸发占优势的区域,换热系数尽管并不像在核态沸腾占优势区域内的减小那么明显,但与等量的纯质相比也有一定程度的减小。本研究所得出的结论与文献[9,10]相似。

S. Yoshida 等^[14]也对 R22、R114 及其混合物 R22/R114 在水平光滑管内的流动沸腾换热进行了实验研究,研究表明:① 对纯质及混合制冷剂,在低质量流速 [$G < 100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$] 和中等热流密度区 ($q = 10 \text{ kW}/\text{m}^2$),水平管顶部的换热系数很低,这可能是由于这一区域内的分层流动所导致的,任何干度时,混合制冷剂的平均换热系数总是低于纯质。② 在高质量流速 [$G = 300 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$]、高热流密度 ($q = 20 \text{ kW}/\text{m}^2$) 和低干度区,混合物的平均换热系数总是低于纯质,但在 $x > 0.4$ 的高干度区,50% 质量份额混合物的平均换热系数却处于 R22 和 R114 之间,并且在高干度区,R114 的换热系数较低,而混合物及 R22 的换热系数却稍有增加,这与 D. S. Jung 等^[9,10]的结果不相同,S. Yoshida 解释这一现象是由于 R114 的气化潜热较小,高干度时,管的顶部容易干燥。

A. Kedzierski 等^[15]对 R22、R114 及其混合物 R22/R114 在水平管内强制对流蒸发期间的气泡形成进行了可视化研究,研究表明:对所有研究流体,出现的气泡数目随着干度的增加而减少,对于一给定干度,R114 出现了比 R22 及混合物都多的气泡数目,而且即使混合物中 R114 的摩尔成分占大多数,R22 和混合物的核化数量都几乎相同,这一现象表明在混合物中比在纯组分中更易达到核态沸腾的完全抑制,并能解释为什么在强制对流的局部沸腾区,混合物的换热系数比相似性质的纯组分有相当大的降低。另外,A. Kedzierski 等^[16]还分析了非

共沸混合制冷剂水平管内强制对流蒸发换热系数明显恶化的可能原因,大多数是由于在计算换热系数时采用一致的局部平衡温度,实际上,液膜中周向和径向都存在着组分浓度梯度,使温度分布在很大程度上偏离了平均饱和温度,其次是由于混合物性质的非线性影响。

S. J. Eckels 等^[17]研究了 R124/R22/R152a(40%/36%/24%)在水平光滑管内的强制对流蒸发,结果显示:相似质量流速时,混合物的换热系数比 R12 高 12%~20%,而相似热流密度时,则稍低于 R12,后一种情况下混合物的质量流速比 R12 低 30%~40%。

K. Torikoshi 等^[18]对 R134a、R32 及其混合物 R32/R134a 在水平光滑管内的相变换热及压降特性进行了实验研究。结果表明:R32 和 R134a 的蒸发换热系数分别比 R22 约高 55%和约低 15%,R32/R134a 混合物的蒸发换热系数低于三种纯质制冷剂 R134a、R32 和 R22,且混合物中 R32 的质量浓度为 30%时,混合物的换热系数与理想混合值的偏差在 20%~30%的范围内。混合物中 R32 的质量浓度为 30%时所得到的换热系数小于 R134a 的这种情况在 D. S. Jung 等^[9]对 R22/R114 混合物的实验结果报道中也曾遇到过,这种情况下 R32/R134a 混合物换热系数的明显减小被归因于传质阻力的影响。

T. Ebisu 等^[19,20]首先对非共沸混合工质 R407C(R32/R125/R134a, 23%wt/25%wt/52%wt)在水平换热管内流动时的蒸发、冷凝换热性能及压降特性的实验研究结果进行了报道,结果表明:R407C 的换热系数比 R22 约低 30%~50%。其他研究者如 M. Uchida 等^[21]和 C. C. Wang 等^[22]也都报道了相似的变化趋势。

C. C. Wang 等^[23]对 R22 和 R407C 在水平光滑管内流动的两相摩擦和换热性能所进行的研究表明:① R407C 流型图的发展滞后于 R22,这可以解释 R407C 较低的压降。② 在低质量流速时,主要的换热机理是核态沸腾,当质量流速增大到 400 kg/(m²·s)时,实际上已变为对流蒸发,其间 R407C 换热系数的降低在低质量流速时尤其明显,随着质量流速的增大,换热系数的降低也减小。

P. Melin 等^[24]对 R22/R142b 以及丙烷/正丁烷在水平光滑管内的流动沸腾换热进行的研究,也发现了混合制冷剂的换热系数明显低于按混合物物性参数用纯工质换热系数关系式所得到的值,这与前面的许多研究者^[9,11-13]的结论一致。

J. Y. Shin 等^[25]对几种纯质及其混合物 R32/R134a、R290/R600a 和 R32/R125 在水平管内的流动沸腾换热进行了实验研究。结果表明:非共沸混合工质管顶的换热系数低于管底,而纯工质和共沸混合工质管顶的换热系数均比其他位置高,这一结论与 D. S. Jung^[9]一致。对于纯工质,由于流动沸腾期间管内压