

文章编号:0253 – 4339(2015) 03 – 0001 – 08
doi:10. 3969/j. issn. 0253 – 4339. 2015. 03. 001

微肋管内制冷剂流动沸腾换热研究进展

晏玉婷¹ 王华生² 李俊明¹

(1 清华大学热能工程系 北京 100084; 2 伦敦大学玛丽女王学院 伦敦 E1 4NS)

摘 要 内微肋管是增强管内凝结与沸腾换热的重要技术之一,在制冷空调领域有着广泛的应用。本文基于对近年文献回顾,从实验和计算关联式两方面综述了微肋管中沸腾换热的研究现状,总结了质量流速、热流密度、干度、管道结构、润滑油等对换热系数和压降的影响,讨论了现有的沸腾换热关联式的适用性和准确性,并指出了需要进一步研究的问题。

关键词 微肋管;流动沸腾,对流换热;实验;关联式

中图分类号:TB64; TK124; TQ051.5 **文献标识码**: A

A Review of Flow Boiling Heat Transfer in Microfin Tubes

Yan Yuting¹ Wang Huasheng² Li Junming¹

(1. Department of Thermal Engineering, Tsinghua University, Beijing, 100084, China; 2. Queen Mary University of London, London, E1 4NS, UK)

Abstract Microfin tubes widely used in the refrigeration and air conditioning play an important role in enhancing the condensation and evaporation heat transfer. Experimental research and empirical correlations of flow boiling heat transfer in microfin tubes was reviewed based on the published papers. Effects of mass flow rate, heat flux, vapor quality, tube construction and lubricants on heat transfer coefficients and pressure drops were showed through analyzing the experimental results in previous studies. The applicability and accuracy of boiling heat transfer correlations in microfin tubes are discussed in the paper. Moreover, further research work for boiling heat transfer is proposed.

Keywords microfin tube; flow boiling; convection heat transfer; experiment; correlation

微肋管具有突出的强化换热性能,因此在蒸发器和冷凝器上得到了广泛研究,其结构为单螺旋或呈对称的人字形螺纹,特点是在管内部有很多高度处于毫米量级的螺旋微肋。与光滑管相比,微肋管有较高的传热强化因子和较小的压降增大。微肋管强化传热的机理主要包括以下几个方面:1)内部的肋片增加了换热面积;2)微肋表面可形成更多的汽化核心,肋间液体三面受热,更容易达到成核的过热度,进而满足成核条件形成更多汽化核心,有利于核态沸腾;3)肋间沟槽引导流体旋转,产生二次流增加湍流扰动,从而强化沸腾换热过程,且旋转流体具有较大离心力,使液体环绕壁面,气体在管道中间流动,形成环状流。相比光滑管,分层流向环状流的转变的质量流速和干度更低,使液膜分布均匀。

近年来,许多学者对微肋管内的沸腾换热进行了研究,但研究结果因实验工质、工况差异而有所不同。本文就现有的公开发表文献做简要的回顾与分析。

1 微肋管中沸腾换热的实验研究

实验是目前研究沸腾换热的主要手段。研究大多针对不同工质在微肋管中换热特性及其肋片形状、管径、饱和温度、质量流速等条件的影响规律。表 1 总结了现有的部分实验研究。

1.1 质量流速、热流密度和干度的影响

文献[1 – 5]中的研究表明,制冷剂在微肋管内流动沸腾的换热系数随着干度的增大先升高后降低,这是因为随着液体逐渐蒸发汽化,气液混合物的密度减小,流速增大使对流换热增强。但当管壁液膜消失

基金项目:国家自然科学基金创新研究群体项目(51321002)和欧盟合作项目(FP7-2010-IRSES-269205)资助。(The project was supported by the National Natural Science Foundation for Creative Research Groups of China(No. 51321002) and EU Marie Curie International Research Staff Exchange Scheme(No. FPT-2010-IRSES-269205).)

收稿日期:2014 年 10 月 21 日

时,部分管壁处于蒸干状态,气相的导热性能较差,所以换热系数降低。质量流速和热流密度的增加有利于管道的换热,质量流速对换热系数的影响主要表现在高干度区,而热流密度的影响主要表现在低干度区,因为低干度区的流型主要为分层流或波状流,核

沸腾换热在传热过程中占主导地位,高热流密度可以增强核态沸腾;在高干度区,液膜变薄,核沸腾换热逐渐被抑制,而对流换热成为控制传热的主要因素,质量流速的增加强化了对流换热。

表 1 微肋管内沸腾换热实验研究概况
Tab.1 Experimental studies on flow boiling heat transfer in microfin tubes

作者	工质	管径/ mm	质量流速 /(kg/(m ² ·s))	热流密度/ (kW/m ²)	饱和温度/ ℃	干度
Wellsandt S 等 ^[1-2]	R134a, R407C, R410A	9.53	162 ~ 415	0.1 ~ 44	-2.2 ~ 13.8	0.1 ~ 1
Han X 等 ^[5]	R161	7	100 ~ 250	28.15 ~ 49.29	-5 ~ 8	0.1 ~ 1
Kim M H 等 ^[6]	R22	Alliptic tube: 11.2/7.47	150 ~ 300	12	—	—
Wu Z 等 ^[7]	R22, R410A	5	100 ~ 620	5 ~ 31	6	入口:0.1 出口:0.8
Bandarra Filho E P 等 ^[8]	R134a	9.52	100 ~ 500	5	入口:5	0.05 ~ 0.9
Cho J M 等 ^[9]	CO ₂	9.52 /5	212 ~ 656	6 ~ 20	0 ~ 20	0.1 ~ 1
Akhavan-Behabadi M A 等 ^[10]	R134a	9.52	53 ~ 136	2.0 ~ 5.3	-17 ~ -12	0.1 ~ 1.0
Hamilton L J 等 ^[11]	Mixture: R410B, R32/ R134a (27%/73% , 30%/ 70%), R407CPure: R22, R32, R125, R123a	9.5	197 ~ 614	—	1.5 ~ 20.1	0 ~ 0.8
Cho J M 等 ^[12]	CO ₂ /C ₃ H ₈ (100%/0, 75%/25% , 50%/50% , 25%/75%)	5	212 ~ 656	15 ~ 60	-5 ~ 30	0.1 ~ 0.9
Kedzierski M A 等 ^[13]	R1234yf/R134a (56%/44%), R1234ze (E)	9.5	250	逆流:39x ^{0.72} 顺流:31-32x	5	0 ~ 0.7
Kondou C 等 ^[14]	R32/R1234ze (E)	6.02	150 ~ 400	10 ~ 15	10	—
Cho K 等 ^[15]	R22/oil, R407C/oil	9.52	219 ~ 400	10 ~ 20	入口:650 kPa	入口: 0.1 ~ 0.5
Nidegger E 等 ^[16]	R134a/oil	11.9 (内径)	100 ~ 300	5 ~ 10	入口:343 kPa	0.1 ~ 1
Zürcher O 等 ^[17]	R407C/oil	12.7	100 ~ 300	—	入口:645 kPa	0 ~ 1
Hu H 等 ^[18-19]	R410A/oil	5	250 ~ 400	7.65 ~ 15.12	5	入口: 0.1 ~ 0.8
Han X 等 ^[20]	HFO-1234yf/oil	7	100 ~ 400	4 ~ 12	5, 15	0.2 ~ 1
Koyamad S 等 ^[21]	CO ₂ /oil	4.9	360 ~ 650	—	5.3	0.15 ~ 1
Sawant N N ^[22]	R410A/oil	9.52	150 ~ 400	3 ~ 20	7.2 ~ 10	0.02 ~ 0.6

1.2 管道结构和倾角的影响

管径、截面形状、微肋的高度、螺旋角等都会对沸腾换热系数产生影响。Kim M H 等^[6]对外径为 9.52 mm 的微肋管变形成纵横比为 1.5 的椭圆扁管(长轴

和短轴分别为 11.2/7.47 mm),对 R22 在水平微肋管内的流动沸腾进行实验,结果表明椭圆扁管换热系数比圆管高出 2% ~ 12%,两者压降基本一致,改变椭圆管倾角对实验结果影响不明显。Wu Z 等^[7]在

不同肋片参数的微肋管内对 R22 和 R410A 的沸腾换热实验中发现,较高的肋片能增强液膜的湍流,大的顶角能加速流体在肋片间流动,两者都会形成更大的剪切力和摩擦压降。Bandarra Filho E P 等^[8]对比了 R134a 在光滑管、单向螺旋翅片和人字形翅片微肋管内沸腾的换热性能,发现在质量流速高于 $100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 时,人字形翅片结构的换热性能和压降比单向螺旋的高;而在质量流速为 $100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$,干度低于 0.5 时,两者的换热系数相当;人字形微肋管在干度高于 0.5 时换热系数急剧下降,而单向螺旋微肋管持续上升。在质量流速为 $500 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$,干度高于 0.4 时,两管都出现了换热性能衰减的现象。Cho J M 等^[9]对 CO_2 在饱和温度为 $0 \sim 20^\circ\text{C}$ 时外管径为 5 mm 和 9.52 mm 管中进行的沸腾换热对比实验中发现,5 mm 管的换热系数比 9.52 mm 管高出 13%,而 R22 沸腾换热性能在外径为 9.52 mm 的微肋管中比在 7 mm 中的好^[23]。

管道的倾角决定了制冷剂的流向,也是影响管道换热性能的因素之一。Kattan N 等^[24]分析了 R134a 和 R123 在外径为 11.9 mm 的管道中垂直向上和水平流动时的换热性能,结果表明水平流动的换热性能比垂直向上流动的换热性能好。Akhavan-Behabadi M A 等^[10]将 R134a 在低蒸发压力和热流密度的工况下实验,改变实验段的倾斜角 ($-90^\circ \sim 90^\circ$),发现在低干度区倾角为 $+90^\circ$ (垂直向上) 时的沸腾换热性能最好,在 -90° (垂直向下) 时最差,两者相差 69%;在高干度区,最高的传热系数出现在内在水平方向或者 -30° ,最低的仍为 -90° ,两者平均换热系数相差 24%。可见,在干度较低时,流体的流速削弱了气液界面剪切力和惯性力,从而突出了重力的影响。

1.3 混合工质

混合工质作为 CFCs 和 HCFCs 的潜在替代物,近年来也是研究热点。尽管混合工质在沸腾过程中饱和温度变化可以减少制冷循环过程的有效能损失,但混合制冷剂中较易挥发的成分扩散到气液相界面,引起界面处泡点温度升高,温差驱动减弱导致传热特性减弱。Hamilton L J 等^[11]对四种纯工质和四种混合工质在 9.5 mm U 型微肋管中进行实验,发现所有工质的换热系数都随干度的增加而升高,并没有出现蒸干的现象,其中 R32 换热系数最高,R410B 介于它的组成成分 R32 和 R125 之间,混合工质的换热性能普遍比纯净物小 1% ~ 50%。由于 CO_2 是一种天然工质,对环境污染小,但高运行压力和低效率限制了它的使用。Cho J M 等^[12]把 CO_2 和丙烷混合,研究了 $\text{CO}_2/\text{C}_3\text{H}_8$ 混合物 (质量分数 100%/0%、75%/25%、

50%/50%、25%/75%) 在水平流动和垂流动时的换热系数和压降。总体上,换热系数和压降随丙烷含量增加而降低,且随干度的增加递减。但在水平流动干度较高时,由于对流换热增强,低 CO_2 含量时混合物换热系数呈升高趋势。

基于对环境和人类生态的保护,提出了更多低 GWP 和 ODP 的替代工质。共沸物 R1234yf/ R134a (56%/44%) 和 R1234ze (E) 视为是 R134a 的替代物,评估它们的换热性能十分有必要。美国国家标准技术研究院 Kedzierski M A 等^[13]对这两种工质在微肋管的沸腾换热进行了实验研究,发现在管外热水与制冷剂为逆流时,制冷剂的换热系数随干度增加而增加,在顺流时变化范围不大。实验对比了以上两种工质和 R134a 在饱和温度为 278 K,质量流速为 $250 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 时的换热系数,大部分干度区,R134a 的沸腾换热性能优于 R1234yf/ R134a 和 R1234ze (E),原因在于 R134a 有较高的导热系数。当干度小于 20% 时,顺流的换热系数高于逆流的换热系数,其余时候两者相当。将实验结果与 Hamilton L J 等^[11]的关联式对比,平均偏差为 5%。尽管 R1234ze (E) 是一种十分环保的制冷剂,但它的潜热和液体导热性能差,Kondou C 等^[14]和 Baba D 等^[25]将不同质量分数的 R1234ze (E) 和 R32 非共沸物进行实验,得出结论:纯净的 R32 换热性能最好,其次是 R1234ze (E),由于较大的温度滑移和液相/气相摩尔比,R32/R1234ze (E) 在质量分数为 20%/80% 时换热性能最差;高粘度的 R1234ze (E) 压降最高,混合物压降介于两者之间;所有实验工质换热系数随质量流速的增加而增加,而受热流密度的影响较小。基于前人的关联式,考虑了温度滑移引起的气相热阻及过热引起的传热弱化,Kondou C 等^[14]提出了适用于非共沸工质沸腾换热的关联式。

1.4 润滑油的影响

制冷剂在循环过程中掺入润滑油是不可避免的,通常制冷剂混合物中润滑油的质量分数可达到 0.1% ~ 8.0%。润滑油的存在不仅会改变制冷剂的物性,影响管道内的沸腾换热系数和压降,还会改变两相流流型。例如,在制冷剂中加入润滑油可以增加高达 18% 的表面张力,此参数的作用是增加管子的润湿周长,增大平均换热系数,主要表现在分层流和波状流中,同时也将增加压降;润滑油 (10%) 混入制冷剂中会导致混合物的导热系数略微增加 (3%)^[26]。不少学者对微肋管沸腾换热过程中润滑油的影响进行研究,实验工质包括 R12^[27]、R22^[15, 28-29]、R134a^[16, 30]、R407C^[15, 17, 31]、R410A^[18-19, 22]、 CO_2 ^[21, 32]、HFO-1234yf^[20],

润滑油对管内沸腾换热的影响取决于润滑油的种类、热流量、流速、管道结构及其他参数,下面对几种主要影响因素进行讨论。

1.4.1 粘度

研究中发现,在低干度区,油的存在强化了换热,而干度较高时,换热系数随着含油量和干度的增加急剧下降。在低干度区,润滑油的混入能提高制冷剂的粘度,在表面张力的作用下制冷剂混合物更易于附着在微肋管的四壁,加快分层流/波状流向环状流转变,推迟管内蒸干的发生^[16]。在高干度区,由于油的附着降低了微肋的扰动影响,同时较高的粘度减弱了对流换热。Schlager L M 等^[28]和 Eckels S J 等^[30]分别比较了含有两种不同粘度的油 R22/oil 和 R134a/oil 混合物的换热系数,发现高粘度油混合物换热性能比低粘度油的换热性能差。

1.4.2 干度

制冷系统中的润滑油在一般实验工况下可看作是一种非挥发物质,它在气相中的分压可以忽略。随着制冷剂的蒸发,油在液相中的含量增加,特别是在蒸发的最后阶段,粘度的升高十分明显,流动阻力增大,对流换热减弱。尤其在质量流速低、油浓度高的情况下,在管道上方形成一层较厚的油膜^[33],恶化了传热过程。

1.4.3 质量流速和热流密度

Cho K 等^[15]指出高质量流速促进制冷剂和油混合均匀,可以缓解传质阻力和油的聚集带来的传热恶化。Han X 等^[20]发现 HFO-1234yf/oil 换热系数随着质量流速和换热系数的增加而增加,这与 Ono T 等^[32]的 CO₂/oil 实验结果一致。这是因为高质量流速更容易形成环状流,热流密度的增加能促进核态沸腾,但润滑油的加入抑制了核态沸腾,使热流密度的影响减弱^[34]。

1.4.4 润滑油浓度

Hu H 等^[18]对不同含油量的 R410A/oil 与纯净 R410A 的强化因子 (EF) 比较发现在低干度区 ($x < 0.4$), EF 随着含油量的增加而升高,表明油浓度越高强化传热越明显;而在高干度区 ($x > 0.65$), EF 随着含油量的增加急剧降低,此时油含量增加会加剧传热恶化。Han X 等^[20]研究了不同工况下 HFO-1234yf/oil 的换热特性和压降,结果表明在中低质量流速下 ($100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, $200 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$), 中高热流密度时 ($8 \text{ kW}/\text{m}^2$, $12 \text{ kW}/\text{m}^2$), HFO-1234yf/oil 的平均换热系数随油含量的增加明显降低,而在高质量流速下 ($400 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$), 结果相反。当热流密度为 $4 \text{ kW}/\text{m}^2$, 换热系数与油含量呈现先上升后

下降的趋势。

目前对制冷剂和润滑油实现可视化相对困难,所以混合物的两相流型研究较少,对微肋管的流型研究更少。Manwell S P 等^[35]观察了质量流速在 $45 \sim 430 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, 油含量为 0, 2%, 5%, 10% 的 R12 混合物的流型,发现在相同条件下,在微肋管中的气液界面处发现了不同以往流型中气泡形成过程,气泡尺寸比光滑管的大,含油为 5% 的工况除外。大部分研究结果都表明,压降随油含量的升高而升高。

2 理论分析及计算关联式

2.1 不含油制冷剂沸腾换热关联式

根据实验结果和理论分析,不少学者提出微肋管中的沸腾换热关联式,表 2 列出了部分现有的关联式。微肋管中的沸腾换热关联式通常可以表示成核态沸腾和对流换热叠加, Cavallini A 等^[36], Koyama S 等^[3]和 Thome J R 等^[4]基于 Chen C J^[37]的光滑管关联式在核态沸腾和对流换热项中加入强化因子,构建了针对微肋管的计算关联式。Cavallini A 等^[36]提出了适用于各种强化管中凝结换热关联式来计算对流沸腾换热系数,得出了影响对流沸腾换热系数的因素有内径、齿片高度、齿数、螺旋角、质量流速以及气液两相的物性参数。核态沸腾系数中引入了两相修正系数 F, 影响因素主要有对比压力、工质的分子量和核沸腾流量等。Koyama S 等^[3]的关联式考虑了表面张力和换热面积增大的影响以及气泡脱离壁面的尺寸,但缺乏肋片结构参数。Thome J R 等^[4]采用指数渐近叠加代替算术叠加,他将核态沸腾看成是热流密度的函数,认为对流换热受到质量流速、普朗特数、液膜厚度的影响,但采用的实验数据有限,未能合理地考虑干度的影响。Yun R 等^[38]将 Cavallini A 等^[36]和 Thome J R 等^[4]的关联式计算值与 R22、R113、R123、R134a 和 R410A 的实验数据对比,发现它们的平均误差分别为 -16.1% 和 51.5%。与 R417A 在两种不同微肋管道,干度大于 0.8 时的实验数据^[39]比较,两模型的预测值比实验值高出很多,Zhang X 等^[39]认为这两种模型不适用于混合制冷剂,对两模型提出改进,改进后的模型误差减小了 30% ~ 50%。

Yun R 等^[38]将两相换热系数表示成单相(液相)对流传热系数与函数 ψ 的乘积,而 ψ 与 Bo 数和 X_{tt} 数有关。核态沸腾的成核点可以用 Bo 数来表征,对流换热主要受质量流速和干度控制,可以表示为 X_{tt} 数的函数,将预测模型的计算值与已有的实验数据对比,平均偏差为 11.7%。针对多种纯工质和混合工

表 2 微肋管内沸腾换热关联式
Tab. 2 Correlations of flow boiling heat transfer in microfin tubes

Thome J R 等 ^[4]	$\alpha = E_{\text{mf}} [\alpha_{\text{nb}}^3 + (E_{\text{RB}} \alpha_{\text{cv}})^3]^{1/3}$ $\alpha_{\text{cv}} = 0.0133 Re_l^{0.69} Pr^{0.4} k_l / \delta, Re_l = G(1 - \chi) d_r / \mu_l, \delta = d_r (1 - \varepsilon) / 4$ $E_{\text{mf}} = 1.89 (G / G_{\text{ref}})^2 - 3.7 (G / G_{\text{ref}}) + 3.02$ $E_{\text{RB}} = \left\{ 1 + \left[2.64 Re_l^{0.036} \left(\frac{f}{d_r} \right)^{0.212} \left(\frac{P}{d_r} \right)^{-0.21} \left(\frac{\beta}{90^\circ} \right)^{0.29} Pr^{-0.024} \right]^7 \right\}^{1/7}$ $P = (\pi d_r / n) / \tan \beta$ 适用于水平内螺旋管, 环状流。
Cavallini A 等 ^[36]	$\alpha = \alpha_{\text{cv}} + \alpha_{\text{nb}}$ $\alpha_{\text{nb}} = [55 Pr^{0.12} (- \log_{10} Pr)^{-0.55} M^{-0.5} q^{2/3}] SF_1, S = AX_{\text{tt}}^{\text{B}}, \text{if } X_{\text{tt}} > 1, \text{then } X_{\text{tt}} = 1$ $\alpha_{\text{cv}} = k_l / d_{\text{t}} Nu_{\text{cv, smooth}} R x^{\text{D}} (Bo Fr)^{\text{T}} F_2 F_3$ $Nu_{\text{cv, smooth}} = [0.023 (G d_{\text{t}} / \mu_l)^{0.8} Pr_l^{1/3}] [(1 - \chi) + 2.63 \chi (\rho_l / \rho_v)^{1/2}]^{0.8}$ $Bo = g \rho_l f \pi d_{\text{t}} / (8 \sigma n); Fr = u_{\text{go}}^2 / (g d_{\text{t}}) = G^2 / (\rho_v^2 g d_{\text{t}})$ $R x = \{ [2 f n (1 - \sin(\gamma / 2))] / \pi d_{\text{t}} \cos(\gamma / 2) + 1 \} / \cos \beta$ $F_1 = (d_o / d_{\text{t}})^{\text{C}}, F_2 = (d_o / d_{\text{t}})^{\text{V}}, F_3 = (d_o / d_{\text{t}})^{\text{C}}, \text{其中 } d_o = 0.01 \text{ m}; G_o = 100 \text{ kg} / (\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 适用于水平内螺旋管、内交叉螺旋管, 环状流, 干度小于 0.9。
Yun R 等 ^[38]	$\alpha_{\text{tp}} = \psi (Bo, X_{\text{tt}})$ $\alpha_{\text{tp}} = \left[C_1 \times Bo^{C_2} \left(\frac{p_{\text{sat}} d_{\text{t}}}{\sigma} \right)^{C_3} + C_4 \left(\frac{1}{X_{\text{tt}}} \right)^{C_3} \left(\frac{G f}{\mu_l} \right)^{C_6} \right] Re^{C_7} Pr^{C_8} \left(\frac{\delta}{f} \right)^{C_9}, Bo = \frac{q}{\Delta h G}$
Hamilton L J 等 ^[11]	$Nu = 482.18 Re^{0.3} Pr^{C_1} \left(\frac{p_{\text{r}}}{p_{\text{c}}} \right)^{C_2} Bo^{C_3} \left(- \log_{10} \frac{p_{\text{r}}}{p_{\text{c}}} \right)^{C_4} M^{C_5} 1.1^{C_6}$ $C_1 - C_6 \sim f(\chi) \quad C_6 = \frac{(T_{\text{LV}} - T_{\text{MV}}) \{ 279.8 (\chi_{\text{v}} - \chi_{\text{l}}) - 4298 (T_{\text{dew}} - T_{\text{bub}}) / T_{\text{sat}} \}}{T_{\text{s}}}$ 适用条件: $G < 370 \text{ kg} / (\text{m}^2 \cdot \text{s}), 0 \leq \chi \leq 0.7$。
Honda H 等 ^[42] 和 Wang Y 等 ^[44]	$\alpha_{\text{m}} = \frac{1}{\pi} [\varphi_{\text{s}} \alpha_1 + (\pi - \varphi_{\text{s}}) \alpha_2]$ $\alpha_1 = \frac{1}{\varphi_{\text{s}}} \int_0^{\varphi_{\text{s}}} \alpha_{\varphi} \text{d}\varphi = \frac{2}{p \varphi_{\text{s}} (T_{\text{w1}} - T_{\text{s}})} \int_0^{\varphi_{\text{s}}} \int_{x_{\text{a}}}^{x_{\text{r}}} q \text{d}x \text{d}\varphi$ 层状流: $\alpha_2 = 0.023 \varepsilon_{\text{a}}^{1.3} k_l / d_{\text{e}} [G(1 - \chi) d_{\text{e}} / \mu_l]^{0.8} Pr_l^{0.4} [1 + C_{\text{f}} (1 / X_{\text{tt}})^{0.93} + C_{\text{b}} Bo^{0.8}]$ $C_{\text{f}} = 1.47 \times 10^4 (f / d_{\text{e}})^{-0.4} (\nu / d_{\text{e}})^{0.8} (G d_{\text{e}} / \mu_l)^{-0.65} [1 - 0.93 \exp(-5 \times 10^{-4} G d_{\text{e}} / \mu_l)] (\rho_{\text{v}} / \rho_l)^{0.45}$ $C_{\text{b}} = 1.58 \times 10^3 [1.6 + 0.063 (1 / X_{\text{tt}})^{0.3} (G d_{\text{e}} / \mu_l)^{0.3}]^{-1}$ $X_{\text{tt}} = [(1 - \chi) / \chi]^{0.9} (\rho_{\text{v}} / \rho_l)^{0.5} (\mu_l / \mu_{\text{v}})^{0.1}$ 环状流: $\alpha_2 = a k_l / d_{\text{e}} \{ G d_{\text{e}} [(1 - \chi) + (\rho_l / \rho_{\text{v}})^{0.5} \chi] / \mu_l \}^{0.8} Pr_l^{0.4} (A / A_{\text{c}})^{0.1} \varepsilon^{0.5} \sec^3 \gamma$ $d_{\text{e}} = \sqrt{4A / \pi}, A_{\text{c}} = \pi (d - 2f)^2 / 4$
Usmani G I 等 ^[45]	$\alpha_{\text{r, o, tp}} = 3511.169 G^{0.1841} A^{-0.062} p_{\text{sat}}^{0.622} q^{-0.6557} \chi^{0.032} e^{-2.2312 \omega_{\text{no}} - 2.243 \varphi}, \varphi = f^2 / (p d_{\text{r}})$ 适用于 R12/oil。
Schlager L M 等 ^[28]	$EF_{\text{a} \setminus \text{a}} = 1.04 \exp(\omega_{\text{no}} (9.92 \omega_{\text{no}} + 2.87 G / 300 - 150))$ $EF_{\text{a} \setminus \text{a}} = 1.04 + \omega_{\text{no}} (75.9 \omega_{\text{no}} + 2.26 G / 300 - 11.4)$ 适用于 R22/300-SUS。

质的实验结果,Hamilton L J 等^[11]对 Cooper 方程改进,得到一种简单的物理模型,计算值和实验偏差大多在 $\pm 20\%$ 范围内,但该模型仅适用于质量流速 $70 \sim 370 \text{ (kg/(m}^2 \cdot \text{s))}$ 和干度低于 0.7 的情况。

很多预测模型是基于流型提出的,分层流和环状流是流动沸腾换热过程中常见的两种流型,Murata K 等^[40]和 Mori H 等^[41]将圆管的轴向平均换热系数视为停留在管道上部沟槽中薄膜的蒸发和底部弯月面液体层对流换热的叠加。Honda H 等^[42]改进分层流模型,引入表征肋片结构的无量纲数描述管道结构的影响。在分层流上方,相邻肋片之间液膜在沟槽的轮廓是由重力和表面张力的力平衡决定的,薄膜蒸发模型来预测在弯月面膜区域的热传递。通过与 R22、R134a、R410A 在三种微肋管中实验数据相比,发现在低质量流速下($Fr_0 = G/[\text{g} d_e \rho_v (\rho_v - \rho_l)]^{0.5} \leq 2.5$),理论值和实验值符合得很好;但在高质量流速时($Fr_0 > 4.0$)时,模型预测值偏低,两者之间的差别随 Fr_0 的增加而增大,根据 Taitel-Dukler 流型判别准则^[43],此时气液两相流流型对应的是环状流。Wang Y 等^[44]用相似的理论提出基于环状流的模型,模型中假设环状流液膜是由基底液膜和叠加扰动液膜单元组成,该模型计算结果更好的预测了 $Fr_0 > 4.0$ 时的换热系数。

2.2 制冷剂-油沸腾换热关联式

现有的制冷剂-润滑油混合物在强化管内沸腾换热的模型基本可分成三类:1)油因子关联式。在制冷剂换热模型的基础上考虑油浓度的修正,不考虑混合物物性的变化,通过一个修正因子来反应润滑油对制冷剂换热的影响;2)两相增强因子关联式。选择相关的工况、物性参数,采用数据拟合的方式开展模型;3)基于制冷剂-油混合物物性开发的关联式。考虑润滑油的加入对混合物物性的影响,用制冷剂-油的物性代替纯制冷剂的物性。在已有的制冷剂-油混合物换热关联式中,Schlager L M 等^[28],Eckels S J 等^[30]是油影响因子关联式,定义为制冷剂-油混合物在强化管内的两相换热系数与纯制冷剂在相同管径光管内两相换热系数的比值。Hu H 等^[18]将 7 mm 微肋管 R410A/oil 的实验数据与第一类关联式比较,预测值与实验值的误差范围为 $-35\% \sim 10\%$;与第二类关联式 Usmani G I 等^[45]相比有很大的误差(大于 100%);最后基于 Gungor K E 等^[46]在光滑管中纯制冷剂的关联式进行两次修正得到了适用于制冷剂-润滑油在微肋管中沸腾换热的关联式,但该模型只适用于特定的工况。

3 展望

尽管微肋管中沸腾换热的工作已经很多,但仍有一些问题值得开展后续的工作:

- 1)加强对小直径微肋管微沸腾换热特性和压降的研究;
- 2)完善微肋管中沸腾换热的可视化研究,特别是制冷剂-润滑油混合物的流型,为物理模型的建立提供依据;
- 3)拓展一些自然工质和新的制冷剂在微肋管中的换热特性的实验数据;
- 4)扩充含油工质在微肋管中沸腾换热的实验数据,提出更多适用的预测模型;
- 5)改进现有的强化传热模型,使关联式的适用范围更广,更能准确地与实验数据吻合。

4 结论

本文回顾了制冷剂及其含油混合物在微肋管的换热特性研究进展,从已公开发表的实验结果中总结了各种影响沸腾换热系数和压降的因素,主要包括质量流速、热流密度、干度、管道结构、直径、润滑油等。由于实验工况及制冷剂有所差异,所以得出的结论也不尽相同。本文基于沸腾换热的机理和实验结果,提出了多种换热模型,但都有一定的局限性。同时对后续工作的开展提出了展望。

符号说明		
α ——换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$	n ——齿数	
Nu ——努塞尔数	M ——分子量, kg/kmol	
Re ——雷诺数	q ——热流密度, W/m^2	
Pr ——普朗特数	A ——换热面积, m^2	
Fr ——弗劳德数	p ——压力, Pa	
Bo ——Bond 数	ρ ——密度, kg/m^3	
G ——质流流速, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$	g ——重力加速度, m^2/s	
d ——管径, m	u ——速度, m/s	
d_e ——等效直径, m	γ ——齿顶角, $(^\circ)$	
δ ——壁厚, m	σ ——表面张力, N/m	
k ——导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$	φ ——齿顶测量角, $(^\circ)$	
μ ——动力粘度, $\text{N}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$	h ——潜热, kJ/kg	
ε ——气相体积比	p_r/p_c ——对比压力	
χ ——干度	T ——温度, K	
f ——齿高, m	ω ——油含量, $\%$	
β ——螺旋角, $(^\circ)$	EF——强化因子	
P ——肋片间距, m		

下标

nb——核态沸腾	MV——最大气相组分
cv——对流换热	sat——饱和
r——齿底	bub——泡点
l——液体	dew——露点
t——齿顶	w——管壁
v——气体	tp——两相
go——全部气体	no——常规
i——内径	a——微肋管中制冷剂
LV——最少气相组分	a'——微肋管中制冷剂-润滑油

参考文献

- [1] Wellsandt S, Vamling L. Evaporation of R134a in a horizontal herringbone microfin tube: heat transfer and pressure drop[J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 28(6): 889-900.
- [2] Wellsandt S, Vamling L. Evaporation of R407C and R410A in a horizontal herringbone microfin tube: heat transfer and pressure drop[J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 28(6): 901-911.
- [3] Koyama S, Yu J, Momoki S, et al. Forced convective flow boiling heat transfer of pure refrigerants inside a horizontal microfin tube [C]//Proceedings of the Convective Flow Boiling. Alberta: Taylor-Francis, 1995: 137-142.
- [4] Thome J R, Kattan N, Favrat D. Evaporation in microfin tubes: a generalized prediction model[C]//Proceedings of the Convective Flow and Pool Boiling Conference. Irsee, Germany: Taylor & Francis Ltd, Kloster Irsee, 1997.
- [5] Han X, Li P, Wang Z, et al. Evaporation heat transfer and pressure drop of R161 in a 7 mm micro-fin tube[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013, 62: 638-646.
- [6] Kim M H, Shin J S, Bullard C W. Heat transfer and pressure drop characteristics during R22 evaporation in an oval microfin tube [J]. Journal of Heat Transfer, 2001, 123(2): 301-308.
- [7] Wu Z, Wu Y, Sundén B, et al. Convective vaporization in micro-fin tubes of different geometries [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2013, 44: 398-408.
- [8] Bandararra Filho E P, Saiz Jabardo J M. Convective boiling performance of refrigerant R-134a in herringbone and microfin copper tubes[J]. International Journal of Refrigeration, 2006, 29(1): 81-91.
- [9] Cho J M, Kim M S. Experimental studies on the evaporative heat transfer and pressure drop of CO₂ in smooth and micro-fin tubes of the diameters of 5 and 9.52 mm[J]. International Journal of Refrigeration, 2007, 30(6): 986-994.
- [10] Akhavan-Behabadi M A, Mohseni S G, Razavinasab S M. Evaporation heat transfer of R-134a inside a microfin tube with different tube inclinations[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2011, 35(6): 996-1001.
- [11] Hamilton L J, Kedzierski M A, Kaul M P. Horizontal convective boiling of pure and mixed refrigerants within a micro-fin tube [J]. Journal of Enhanced Heat Transfer, 2008, 15(3): 211-226.
- [12] Cho J M, Kim Y J, Kim M S. Experimental studies on the characteristics of evaporative heat transfer and pressure drop of CO₂/propane mixtures in horizontal and vertical smooth and micro-fin tubes [J]. International Journal of Refrigeration, 2010, 33(1): 170-179.
- [13] Kedzierski M A, Park K J. Horizontal convective boiling of R134a, R1234yf-R134a, and R1234ze (E) within a micro-fin tube with extensive measurement and analysis details[M]. USA: National Institute of Standards and Technology, 2013.
- [14] Kondou C, Baba D, Mishima F, et al. Flow boiling of non-azeotropic mixture R32/R1234ze(E) in horizontal microfin tubes [J]. International Journal of Refrigeration, 2013, 36(8): 2366-2378.
- [15] Cho K, Tae S J. Evaporation heat transfer for R-22 and R-407C refrigerant-oil mixture in a microfin tube with a U-bend[J]. International Journal of Refrigeration, 2000, 23(3): 219-231.
- [16] Nidegger E, Thome J R, Favrat D. Flow boiling and pressure drop measurements for R134a/oil mixtures part 1: evaporation in a microfin tube [J]. HVAC&R Research, 1997, 3(1): 38-53.
- [17] Zürcher O, Thome J R, Favrat D. In-tube flow boiling of R407C and R407C/oil mixtures part 1: microfin tube[J]. HVAC&R Research, 1998, 4(4): 347-372.
- [18] Hu H, Ding G, Wang K. Heat transfer characteristics of R410A-oil mixture flow boiling inside a 7 mm straight microfin tube [J]. International Journal of Refrigeration, 2008, 31(6): 1081-1093.
- [19] Ding G, Hu H, Huang X, et al. Experimental investigation and correlation of two-phase frictional pressure drop of R410A-oil mixture flow boiling in a 5 mm microfin tube [J]. International Journal of Refrigeration, 2009, 32(1): 150-161.
- [20] Han X, Li P, Yuan X, et al. The boiling heat transfer characteristics of the mixture HFO-1234yf/oil inside a micro-fin tube [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013, 67: 1122-1130.
- [21] Koyama S, Lee S M, Ito D. Experimental study on flow boiling of pure CO₂ and CO₂-oil mixtures inside horizontal smooth and microfin copper tubes[C]//Proceedings of 6th IIR-Gustav Lorentzen Conference. Glasgow, 2004.
- [22] Sawant N N. Influence of lubricant on horizontal convective boiling in a micro-fin tube[D]. Washington, D. C.: The Catholic University of America, 2012.
- [23] Seo K, Kim Y. Evaporation heat transfer and pressure drop

- of R-22 in 7 and 9.52 mm smooth/micro-fin tubes[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2000, 43(16): 2869-2882.
- [24] Kattan N, Thome J R, Favrat D. Boiling of R-134a and R-123 in a microfin tube[C]//*Proceedings of 19th International Congress of Refrigeration*. Hague, The Netherlands, 1995: 337-344.
- [25] Baba D, Nakagawa T, Koyama S. Flow boiling heat transfer and pressure drop of R1234ze(E) and R32 in a horizontal micro-fin tube[C]//*International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. Lafayette, 2012.
- [26] Jensen M K, Jackman D L. Prediction of nucleate pool boiling heat transfer coefficients of refrigerant-oil mixtures[J]. *Journal of Heat Transfer*, 1984, 106(1): 184-190.
- [27] Ha S, Bergles A E. The influence of oil on local evaporation heat transfer inside a horizontal microfin tube[J]. *ASHRAE Transactions*, 1987, 93(2A): 1244-1255.
- [28] Schlager L M, Pate M B, Bergles A E. A comparison of 150 and 300 SUS oil effects on refrigerant evaporation and condensation in a smooth tube and a micro-fin tube[J]. *ASHRAE Transactions*, 1989, 95(1): 387-397.
- [29] Schlager L M, Pate M B, Bergles A E. Heat transfer and pressure drop performance of smooth and internally finned tubes with oil and refrigerant 22 mixtures[J]. *ASHRAE Transactions*, 1989, 95(2): 160-169.
- [30] Eckels S J, Doerr T M, Pate M B. In-tube heat transfer and pressure drop of R-134a and ester lubricant mixtures in a smooth tube and a micro-fin tube: part I-evaporation[J]. *ASHRAE Transactions*, 1994, 100(2): 265-282.
- [31] Targanski W, Cieslinski J T. Evaporation of R407C/oil mixtures inside corrugated and micro-fin tubes[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2005, 27(13): 2226-2232.
- [32] Ono T, Gao L, Honda T. Heat transfer and flow characteristics of flow boiling of CO₂-oil mixtures in horizontal smooth and micro-fin tubes[J]. *Heat Transfer-Asian Research*, 2010, 39(3): 195-207.
- [33] Kim J S, Katsuta M. Influence of refrigerant-oil on evaporator performance[J]. *Transactions of JAR*, 1995, 12(1): 1-24.
- [34] Gao L, Honda T, Koyama S. Experiments on flow boiling heat transfer of almost pure CO₂ and CO₂-oil mixtures in horizontal smooth and microfin tubes[J]. *HVAC&R Research*, 2007, 13(3): 415-425.
- [35] Manwell S P, Bergles A E. Gas-liquid flow patterns in refrigerant-oil mixtures[J]. *ASHRAE Transactions*, 1990, 96(2): 456-464.
- [36] Cavallini A, Doretti L, Klammersteiner N. Enhanced intube heat transfer with refrigerants[C]//*Proceedings of 20th International Congress of Refrigeration*, Sydney: IIR/IIIF, 1999.
- [37] Chen C J. Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow[J]. *Industrial and Engineering Chemistry, Process Design and Development*, 1966, 15(3): 322-329.
- [38] Yun R, Kim Y, Seo K. A generalized correlation for evaporation heat transfer of refrigerants in micro-fin tubes[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2002, 45(10): 2003-2010.
- [39] Zhang X, Yuan X. Heat transfer correlations for evaporation of refrigerant mixtures flowing inside horizontal micro-fin tubes[J]. *Energy Conversion and Management*, 2008, 49(11): 3198-3204.
- [40] Murata K. A correlation for forced convective boiling heat transfer of binary refrigerant mixtures (second report, a spirally grooved tube)[J]. *Transactions of JSME Series B*, 1996, 62: 2723-2728.
- [41] Mori H, Yoshida S, Koyama S. Prediction of heat transfer coefficients for refrigerants flowing in horizontal, spirally grooved evaporator tubes[C]//*Proceedings of the 2002 JSRAE Annual Conference*, Okayama, Japan, 2002.
- [42] Honda H, Wang Y S. Theoretical study of evaporation heat transfer in horizontal microfin tubes: stratified flow model[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2004, 47(17/18): 3971-3983.
- [43] Taitel Y, Dukler A E. A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horizontal gas-liquid flow[J]. *AIChE Journal*, 1976, 22: 47-55.
- [44] Wang Y, Wang Y, Wang G X, et al. Prediction of evaporation heat transfer coefficient based on gas-liquid two-phase annular flow regime in horizontal microfin tubes[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2009, 29(14/15): 2970-2976.
- [45] Usmani G I, Ravigururajan T S. Two-phase flow heat transfer correlations for refrigerant-oil mixture flows inside augmented tubes[J]. *Enhanced Heat Transfer*, 1999, 6(6): 405-418.
- [46] Gungor K E, Winterton R H S. A general correlation for flow boiling in tubes and annuli[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1986, 29(3): 351-358.

通信作者简介

李俊明,男,博士,清华大学热能工程系工程热物理研究所, +86 10-62771001, E-mail: lijm@mail.tsinghua.edu.cn。研究方向:微细流动与传热,空调制冷系统可再生能源利用与节能。

About the corresponding author

Li Junming, male, Ph. D., Institute of Engineering Thermophysics, Department of Thermal Engineering, Tsinghua University, +86 10-62771001, E-mail: lijm@tsinghua.edu.cn. Research fields: research for flow and heat transfer in microchannel, renewable energy use and energy conservation in air conditioner and refrigeration systems.