# R30 在矩形微通道内沸腾换热数值模拟

罗新奎,王小军,罗 云,杨 祺,冯天佑,李 勇,范 超 (兰州空间技术物理研究所 真空技术与物理重点实验室,兰州 730000)

摘要:利用FLUENT软件,采用VOF两相流模型对制冷剂R30在横截面为0.5 mm×0.5 mm、长为500 mm矩形 微通道内的沸腾换热进行了数值模拟。以制冷剂入口温度、压力和质量流率作为变量,得出了典型流型、壁面平均温度、换热系数、截面含气率等参数的变化规律。结果表明,提高制冷剂入口温度和压力有利于增强R30在微通道内的 沸腾换热,换热系数随着质量流率的增大而增大,随着截面含气率的增大而减小。

关键词:微通道;沸腾换热;数值模拟

图分类号:TB61<sup>+</sup>1 文献标志码:A 文章编号:1006-7086(2017)02-0120-04 DOI:10.3969/j.issn.1006-7086.2017.02.012

## NUMERICAL SIMULATION ON BOILING HEAT TRANSFER OF R30 IN RECTANGLE MICROCHANNEL

## LUO Xin-kui, WANG Xiao-jun, LUO Yun, YANG Qi, FENG Tian-you, LI Yong, FAN Chao (Science and Technology on Vacuum Technology and Physics Laboratory, Lanzhou Institute of Physics, Lanzhou 730000, China)

Abstract: Boiling heat transfer of R30 refrigerant in a rectangle microchannel with the diameter of  $0.5 \text{ mm} \times 0.5 \text{ mm}$  and the length of 500 mm is numerically simulated with FLUENT software using VOF two-phrase flow model. The inlet working condition of refrigerant and mass flow rate are chosen as variables. The law of typical flow regimes, average wall temperature, heat transfer coefficient and void fraction are obtained. The simulation result shows that it is useful to enhance the boiling heat transfer of R30 in micro-channel by increasing the inlet temperature and pressure of the refrigerant. Heat transfer coefficient is increased with the increasing of flow rate and decreased with the increasing of void fraction.

Key words: microchannel; boiling heat transfer; numerical simulation

## 0 引言

随着现代高新技术的快速发展,微尺度空间内 的流动与换热已成为传热学的一个重要研究方向<sup>[1]</sup>。 相较于常规尺度,细微通道内的沸腾换热具有三个 特点:(1)充分利用液体相变潜热,制冷剂用量少, 散热量大;(2)微通道换热器体积小、重量轻、便于 安装;(3)适用范围广,可靠性高。目前,微通道沸 腾换热技术已经广泛应用于材料加工、核电站堆芯 冷却、火箭引擎冷却等领域<sup>[2-4]</sup>。

利用 FLUENT 软件,采用 VOF 两相流模型,对 制冷剂 R30 在矩形微通道内的沸腾换热过程进行了 数值模拟,分别就制冷剂入口为40 ℃、102.21 kPa 和 60 ℃、198.34 kPa 时不同质量流率的影响进行 了研究。得出了典型流型、壁面平均温度、换热系 数等参数随时间的变化规律,分析了截面含气率的 影响,为高热流密度下微通道换热器的设计提供 参考。

#### 1 物理模型与网格划分

选取了横截面为0.5 mm×0.5 mm,长为500 mm 的矩形微通道,利用Gambit软件进行建模和网格划 分,由于结构具有对称性,因此将模型简化为二维, 如图1所示。为了提高计算精度,对通道壁面进行 了网格加密处理,对所有计算均进行了网格无关性 验证,保证结果为网格无关解。

收稿日期:2016-12-22

作者简介:罗新奎(1990-),男,甘肃省武威市人,硕士研究生,主要从事空间制冷技术。E-mail:xkluo1020@sina.com。





Fig.1 Geometric model of the microchannel

#### 2 数学模型及控制方程

VOF模型是一种在固定的欧拉网格下追踪各相交界面的方法,适用于模拟一种或多种互不相融流体间的交界面,例如分层流、自由面流动、晃动等。VOF模型中不同的流体组分共用一套动量方程,计算时在全流场的每个计算单元内都记录下各相流体的体积分数。VOF模型的控制方程如式(1)~(5):

质量守恒方程:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_{\rm L} \rho_{\rm L}) + \nabla (\alpha_{\rm L} \rho_{\rm L} \overrightarrow{v_{\rm L}}) = S_{\alpha_{\rm L}} + m_{\rm VL} - m_{\rm LV}$$
(1)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_{\rm v}\rho_{\rm v}) + \nabla(\alpha_{\rm v}\rho_{\rm v}v_{\rm v}) = S_{\alpha_{\rm v}} + m_{\rm Lv} - m_{\rm vL}$$
(2)

式中: $\alpha_{L}$ 、 $\alpha_{V}$ 分别为液、气相的体积分数; $\rho_{L}$ 、 $\rho_{V}$ 分别为液、气相的密度; $m_{VL}$ 、 $m_{LV}$ 分别为液、气相间的质量传 递; $\vec{v_{L}}$ 、 $\vec{v_{V}}$ 分别为液、气相的速度; $S_{\alpha_{t}}$ 、 $S_{\alpha_{t}}$ 分别为 液、气相的质量分数源项。

动量守恒方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla (\rho \vec{v} \vec{v}) = \vec{F} + \nabla \left[ \mu (\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^{\mathcal{F}}) \right] + \rho \vec{g} - \nabla p \qquad (3)$$

式中: $\rho$ 、 $\vec{v}$ 分别为两相混合的密度、速度; $\vec{F}$ 为体积力; $\mu$ 为黏性系数。 $\rho$ 由式(4)确定:

$$\rho = \alpha_{\rm L} \rho_{\rm L} + \alpha_{\rm V} \rho_{\rm V} \tag{4}$$

能量守恒方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \left[ \vec{v} (\rho E + p) \right] = \nabla \left( k_{\text{eff}} \nabla T \right) + S_{\text{h}}$$
(5)

#### 3 算法设置与边界条件

入口边界条件选择速度入口(Velocity-Inlet), 出口为Outflow,上、下壁面用恒定热流(Constant Heat Flux)加热。为加快收敛,选择压力隐式算子分 割算法(PISO),压力离散选取PRESTO格式,动量、 能量及湍流方程均采用二阶迎风格式(Second Order Upwind),时间步长取1e-05 s,每个时间步长内 最大迭代步数为30步。

R30的标准沸点约为40℃,因此先取40℃、 102.21 kPa时的饱和状态参数进行数值模拟,再将 制冷剂入口温度提高到60℃、198.34 kPa进行模 拟,分析二者的差异。此外,研究质量流率对R30在 微通道内沸腾换热的影响。模拟工况如表1所列。

工况编号 质量流率/kg/(m<sup>2</sup>·s) 饱和温度/K 饱和压力/kPa 热流密度/(kW/m<sup>2</sup>) 管长/mm 管截面/mm 工况1 102.21 1 294 500 0.5×0.5 313 50 工况2 313 102.21 50 2 588 500 0.5×0.5 工况3 313 102.21 50 3 8 8 4 500 0.5×0.5 工况4 333 198.34 50 1 2 9 4 500 0.5×0.5 工况5 333 198.34 50 2 588 500 0.5×0.5 工况6 333 198.34 50 3 884 500 0.5×0.5

### 表1 模拟工况 Table1 Simulated conditions

### 4 模拟结果分析

## 4.1 不同工作状况下的典型流型

如图2所示,制冷剂入口为40℃、102.21 kPa 时,不同质量流率下R30在通道内沿程流型的变化 情况基本相同,均依次出现了泡状流、受限泡状流、 扰动流和雾状流,且前三种流型出现的时间与对应的 通道长度都较短,雾状流为稳定流型。可以看出, 首先在通道壁面的气化核心处开始出现起泡,随 着气泡的不断长大、合并,气泡在径向受到壁面限 制不能进一步生长,只能沿通道长度方向发展,经 过气液两相的短暂混合后逐渐达到稳定的雾状流。





由图3可看出,提高制冷剂入口工况到60℃、 198.34 kPa时,不同质量流率下R30在微通道内沿程 流型的变化情况与制冷剂入口为40℃、102.21 kPa 时基本相同。相同质量流率下,制冷剂入口为60℃ 时,泡状流、受限泡状流和扰动流占据的通道长度 更短,说明R30能更快达到稳定流型,且达到雾状流 时液滴的大小、间距都更均匀,说明流动稳定性得 到改善。



图3 工况4、5、6下的典型流型图

Fig.3 Typical regimes under working conditions of 4/5/6

4.2 壁面平均温度、截面含气率、换热系数随时间的变化

壁面平均温度、截面含气率、换热系数是表征 微通道内沸腾换热特性的主要参数,就三者随时间 的变化进行分析。

如图4所示,不同工况下通道壁面平均温度都 随着时间呈现出先快速上升后趋于稳定的趋势,其 中小范围内的温度波动可能是由于传热传质的不 稳定性引起的<sup>13</sup>。随着质量流率的增大,壁面平均温 度显著降低,制冷剂入口为40℃时,将入口流速从 1 m/s增大到2 m/s,壁面平均温度由600 K降低到 500 K,降幅达16.7%。再将入口流速增大到3 m/s, 壁面平均温度降低为470 K左右,降幅为6%。制冷 剂入口工况为60℃时,相同质量流率下,壁面平均 温度比制冷剂入口为40℃时明显下降且温度的波 动较小。结果说明,适当提高制冷剂入口工况不仅 可以提高制冷剂使用效率,还有利于改善通道壁面 的温度均匀性。

由图5可以看出,不同入口工况下截面含气率 都随时间先快速上升后趋于稳定,这是由于制冷剂 在通道入口处有一定的过冷度,在进入通道后很短 的时间内即被加热气化,因此截面含气率先快速升 高,当制冷剂流过整个通道后大部分都被气化,此 时截面含气率不再增大。制冷剂入口温度、压力相 同时,截面含气率随质量流率的增大而降低。相同 质量流率下,制冷剂入口为60℃时的截面含气率比 入口为40℃时低,说明制冷剂使用效率有所提高。



图4 壁面平均温度随时间的变化







由图6可以看出,不同入口工况下换热系数都随时间先快速下降后趋于稳定。主要原因是壁面 热流密度较高,制冷剂进入通道后很快就达到沸腾 状态。随着截面含气率快速升高,换热系数相应的 减小,最终截面含气率不再增大,换热系数相应的 减小,最终截面含气率不再增大,换热系数也趋于 稳定值。制冷剂入口为60℃与40℃相比,相同质 量流率下,前者的换热系数更高,说明提高制冷剂 入口工况有利于增强R30在微通道内的沸腾换热。 4.3 截面含气率的影响

截面含气率对微通道内其他特性参数有较大 影响,可以反映制冷剂在微通道内流动沸腾换热的 进行程度及特点。

由图7可以看出,随着壁面平均温度的升高,截 面含气率增大的梯度减小,最终壁面平均温度与截 面含气率都趋于定值。制冷剂入口温度相同时,截 面含气率随质量流率的增大而减小,说明质量流率 越大,制冷剂的气化率越低。



Fig.6 Variation of heat transfer coefficient with time



图 7 截面含气率与壁面平均温度的关系图 Fig.7 Relationship between void fraction and average wall temperature

如图8所示,换热系数随截面含气率的增大先 快速减小后趋于稳定。这是由于截面含气率较高 时通道壁面容易出现局部干涸现象<sup>151</sup>,造成温度过 高,导致传热恶化,进而影响整个通道壁面的温度 均匀性。质量流率较大时,制冷剂的气化率较低, 此时虽然换热系数较高,但制冷剂的使用效率降 低。因此,在实际应用中,应根据需要选择适当的 质量流率<sup>161</sup>。



图8 换热系数与截面含气率的关系图



#### 5 结论

通过对制冷剂R30在微通道内沸腾换热的数值 模拟,将制冷剂入口温度、压力及质量流率作为变 量,得出了相关参数的变化规律,基本结论为:

(1)相同制冷剂入口温度、压力下,壁面平均温 度随着质量流率的增大而明显下降,截面含气随质 量流率的增大而降低,换热系数随着质量流率的增 大而增大;

(2)将制冷剂入口温度提高到60℃后,相同质量流率下,壁面平均温度、截面含气率都比制冷剂入口温度为40℃时有所下降,换热系数升高,这说明适当提高制冷剂入口温度、压力有利于增强R30 在微通道内的沸腾换热;

(3)实际应用当中,选择质量流率时应权衡换 热效率与制冷剂使用效率间的关系,在保证换热效 率较高的前提下,尽可能提高制冷剂使用效率。

#### 参考文献:

- Kandlikar S G. Heat transfer mechanisms during flow boiling in microchannels[J]. Journal of Heat Transfer, 2004, 126(2): 8–16.
- [2]罗新奎,汪洋,王小军,等. 微细通道气液两相流动换热研 究进展[J]. 真空与低温,2016,22(5):249-253.
- [3] Karayiannis T G, Mahmoud M M. Flow boiling in microchannels: Fundamentals and applications[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 115:1372–1397.
- [4]杨祺.基于FLUENT的红外窗口主动冷却装置数值模拟分析[J].真空与低温,2015,21(2):99-102.
- [5] 王国栋,郑平. 入口有限制的硅微通道沸腾换热特性[J]. 工程热物理学报,2008,29(3):499-502.
- [6] 吴晓敏. 微细通道中R32 流动沸腾换热的数值模拟[C]//中国工程热物理学会传热传质学2015 年学术会,2015.