

文章编号: 0258-0926(2007)06-0048-06

窄间隙矩形通道间隙厚度对传热强化影响研究

黄 军^{1,2}, 王秋旺¹, 黄彦平², 白博峰¹

(1. 西安交通大学动力工程多相流国家重点实验室, 710049; 2. 中国核动力研究设计院
空泡物理和自然循环国家重点实验室, 成都, 610041)

摘要: 根据窄间隙矩形通道的流道结构特点, 参考圆管环状流临界热流密度(CHF)预测解析模型, 得到了可以预测间隙厚度不小于 0.5mm 的窄间隙矩形通道内发生沸腾两相流环状流时的 CHF 解析模型。计算表明, 当窄间隙矩形通道的进口截面宽度与间隙厚度比为 25~85 时, 通道内的 CHF 值强化比较明显。根据汽-液两相介质的特点, 推导出了在沸腾两相流系统中发生 CHF 时的传热强化判定准则。分析计算表明, 这个判定准则是合理的, 传热强化较好的进口截面宽度与间隙厚度比为 45~75。综合两者的计算结果, 窄间隙矩形通道内传热强化的参考进口截面宽度与间隙厚度比为 45~75。

关键词: 窄间隙矩形通道; 间隙厚度; 传热强化; 临界热流密度; 解析模型

中图分类号: TK124 文献标识码: A

1 引言

在流动沸腾中, 研究者们对不同的窄间隙通道内的换热系数进行了大量研究^[1-5]。大部分结果表明, 窄间隙结构具有强化换热的特点。Peng 等人的研究表明, 在微通道(1 μm ~1mm)中存在一个最佳的换热几何尺寸比例^[6]。研究者将窄间隙内传热强化机理归结为: 气泡扰动和脱离频率加快; 扁平气泡底部的微液膜蒸发、对流和导热; 间隙变小, 气泡运动过程中的碰撞和摩擦增大^[1-3]。但是, 也有研究者在一定的间隙尺寸内的研究表明, 窄间隙通道对传热有弱化作用^[7]。

本文用数值计算的方法, 研究了窄间隙矩形通道间隙厚度对传热强化的影响, 特别是在什么样的尺度内有强化作用及其机理。

2 窄间隙矩形通道内环状流 CHF 解析模型

环状流 CHF 的液膜蒸干机理目前已得到广泛的认同^[8]。液膜蒸干机理认为: 液膜沿管道的蒸发及液体以液滴的形式被汽流携带而使液膜被完全蒸干(图 1)。

图 1 中, m_d 、 m_{ew} 、 m_{eb} 、 q/h_{lg} 分别是液滴沉

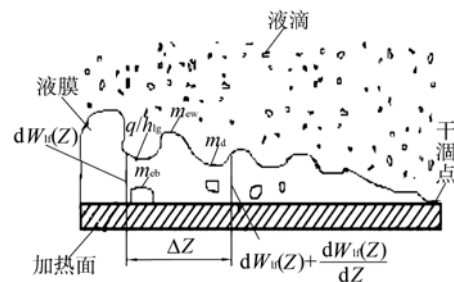


图 1 环状流液膜蒸干机理示意图

Fig. 1 Schematic Diagram of Fluid Film Dry-Out Mechanics of Annular Flow

积率、液滴的汽相剪切携带率、气泡破裂液滴携带率和液膜蒸发率。壁面液膜在这几个因素的共同作用下逐渐变薄, 只要壁面上液膜流量减少到零, CHF 即在该侧发生。

环状流 CHF 模型的差别主要在具体的计算方法上, 目前有以下两种方法:

(1) 多流体模型

该模型可以较全面地反映物理现象的内在机理^[8,9]。但由于场方程多, 求解困难, 且对某些规律, 特别是两相交界面的规律了解得还不够, 有些结构关系式难以准确建立, 使计算精度受到影响。

收稿日期: 2006-12-15; 修回日期: 2007-03-07

基金项目: 国家自然科学基金 (No: 50576089) 及空泡物理和自然循环国家级重点实验室基金 (No: 9140C7101030602) 资助

(2)解析计算法

液膜蒸干机理的 Celata 解析模型^[10]与多流体模型的对比表明，即使是简单的解析模型，只要采用合适的液滴沉积率和携带率的关联式，能够在较广的参数范围内以较小的误差对环状流 CHF 进行数值预测。

这里假设窄间隙矩形通道与圆管内发生的环状流流型类似，将圆管环状流 CHF 解析计算法经过修正后推广应用到窄间隙矩形通道。解析计算法从窄间隙矩形通道入口开始逐段进行计算。

2.1 环状流区的判别

用 Mishima 和 Ishii(1984)准则式^[11]判别环状流是否发生

$$j_g \geq \frac{\left(\frac{\sigma g \Delta \rho}{\rho_g^2}\right)^{0.25}}{\left[\mu_l \left(\rho_l \sigma \sqrt{\frac{\sigma}{g \Delta \rho}}\right)^{-0.5}\right]^{0.2}} \quad (1)$$

2.2 环状流区液膜流量的计算

通过迭代求得环状流发生的起始点位置 Z_{an} 后，用式(2)在 $[Z_{an}, L]$ 内对液膜流量积分

$$\frac{dW_{lf}}{dZ} = \pi D_{hy} \frac{m_d - m_{ew} - m_{eb} - q}{h_{lg}} \quad (2)$$

液滴沉积率用 Kaotaoka 和 Ishii 公式^[12]表示

$$m_d = 0.22 Re_1^{0.74} E_{\infty}^{0.74} \left(\frac{\mu_g}{\mu_l}\right)^{0.26} \frac{\mu_l}{D_{hy}} \quad (3)$$

$$E = 1 - \frac{j_{lf}}{j_1} \quad (4)$$

其中，液膜折算流速的计算式为

$$j_{lf} = \frac{4W_{lf}}{\rho_l \cdot \pi \cdot D_{hy}^2} \quad (5)$$

由于式(2)中包含未知量 W_{lf} ，因此，对 E 的求解不采用经验关系式，而用迭代法。

2.3 液滴携带率的计算

液滴携带率由两部分构成：

(1)液膜内发生核沸腾产生的气泡穿过液膜进入汽流时，气泡在界面的破裂造成对液相的携带。对该携带率的计算采用 Ueda (1981)公式^[13]

$$m_{eb} = 477 \left(\frac{q^2 \delta}{h_{lg}^2 \sigma \rho_g}\right)^{0.75} \frac{q}{h_{lg}} \quad (6)$$

上式中的 δ 由式(7)~式(10)迭代求出。

$$U_{lf,m}^+ = \int \frac{U+dY^+}{\delta} \quad (7)$$

$$U_{lf,m} = \frac{G_{lf}}{A_{lf} \rho_l} \quad (8)$$

$$U_{lf,m}^+ = \frac{U_{lf,m}}{\left(\frac{\tau_w}{\rho_l}\right)^{0.5}} \quad (9)$$

$$A_{lf} = \frac{D_{hy}^2}{D_{hy}^2 - (D_{hy} - 2\delta)^2} \quad (10)$$

(2)液膜常呈现波状，由高速汽流在液膜波的波峰处剪切造成对液相的剪切携带。对该项携带率的计算采用 Kaotaoka 公式^[12]

$$m_{ew} = 0.22 Re_1^{0.74} E_{\infty}^{0.74} \left(\frac{\mu_g}{\mu_l}\right)^{0.26} \frac{\mu_l}{D_{hy}} \quad (11)$$

其中，平衡液滴份额

$$E_{\infty} = \tan h(7.25 \times 10^{-7} We^{1.25} Re^{0.25}) \quad (12)$$

考虑到圆管和窄间隙矩形通道在几何结构上的差异，现阶段模型中的定性尺寸采用当量水力直径和热周直径进行处理。

3 模型测试和预测计算

3.1 模型测试结果

采用FORTRAN语言根据上面构建的模型编制了计算程序，用来自空泡物理和自然循环国家级重点实验室的57个窄间隙矩形通道内CHF实验数据对程序进行了测试。测试结果如图2所示。实验本体的进口截面尺寸为66.0×2.5mm，加热段长750mm，加热方式为双面均匀加热。实验参数：压力为0.106~13.789MPa，质量流速为9.0~13879.8kg/(m²·s)。

从图2可以看出，93.0%的数据预测误差在±30%以内，平均误差为7.4%，均方根误差为19.9%。

3.2 预测计算

把窄间隙矩形通道的几何尺寸重新进行设定，取通道进口宽度为60mm，间隙厚度为0.5~3.0mm，加热段长750mm。当通道进口宽60mm、高0.5mm时，对应的当量水力直径约为1mm，这是普遍接受的窄间隙通道当量水力直径下限。参考实际工程值，本文取0.5mm作为测试的下限值。这里定义窄间隙矩形通道的进口宽度与间隙厚度

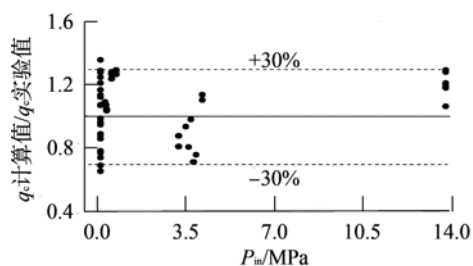
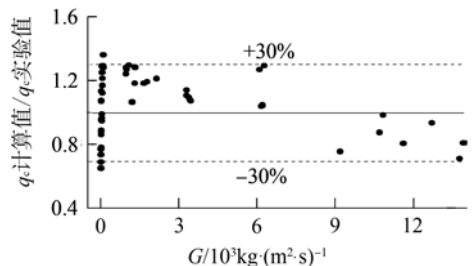
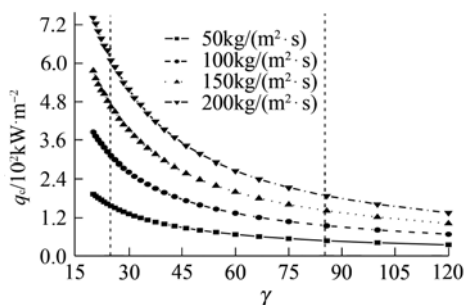
a 不同压力下 q_c 计算值与实验值的比值b 不同质量流速下 q_c 计算值与实验值的比值

图2 窄间隙矩形通道 CHF 计算值与实验值的比较

Fig. 2 CHF of Calculation vs. Experiment in Rectangular Narrow Channel

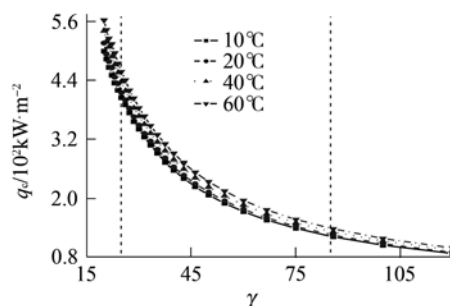
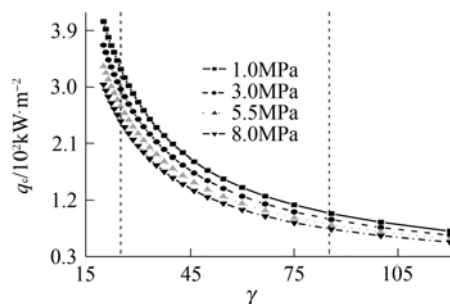
的比值为 γ ，间隙厚度的变化步长为0.1mm，对应的 γ 为20~120。

将进口质量流速设定为50、100、150和200kg/(m²·s)，进口过冷度为30，进口压力为2.0MPa，预测计算结果如图3所示。当固定通道的进口宽度和进口质量流速时，随着通道间隙厚度的线性变化，进口质量流量也是线性变化的。从图3中的4条曲线可以看出，在相同的进口尺寸，即 γ 相同时， q_c 随着进口质量流量的线性降低，也出现了近似的线性降低。在同一工况下， γ 为25和85时， q_c 的斜率出现了两个明显的突变点。当 γ 小于25或者大于85时， q_c 的斜率绝对值几乎不变，而当 γ 为25~85时，即图中两条虚线之间的区域， q_c 的斜率绝对值发生了明显的变化。在这个 γ 区间内， q_c 斜率的绝对值随着 γ 的增加，也就是间隙厚度的减小，同时也是质量流量的降低而不断减小。这说明进口质量流量的降低导致了 q_c 的降低；同时，随着 γ 的增加，即间隙厚度的减小导致气泡运动过程中碰撞和摩擦增大，这样使气泡扰动和脱离频率加快，从加热板上带走的热量也越多，从而使传热得以强化，因此在一定程度上提高了 q_c 。在这两种因素的共同作用下， q_c 斜率的绝对值得以较大地减小。因此，当 γ 为25~85时，在各种进口质量流速下 q_c 都得到了较明显的强化。

图3 不同进口质量流速对各种 γ 下 CHF 计算值的影响Fig. 3 Effect of Different Inlet Mass Flow Rates on CHF Calculation Value in Different γ

将进口质量流速设定为150kg/(m²·s)，进口过冷度取10、20、40和60，进口压力为4.0MPa，预测计算结果如图4所示。从图中的两条虚线可以看出，当 γ 为25~85时，随着 γ 的增加 q_c 预测值的斜率绝对值不断减小，这表明在各种进口过冷度下 q_c 都得到了较明显的强化。

将进口质量流速设定为100kg/(m²·s)，进口过冷度为30，进口压力取1.0、3.0、5.5和8.0MPa，预测计算结果如图5所示。从图中的两条虚线可以看出，当 γ 为25~85时，随着 γ 的增加 q_c 预测值的

图4 不同进口过冷度对各种 γ 下 CHF 计算值的影响Fig. 4 Effect of Different Inlet Subcooling on CHF Calculation Value in Different γ 图5 不同压力对各种 γ 下 CHF 计算值的影响Fig. 5 Effect of Different Pressures on CHF Calculation Value in Different γ

斜率绝对值不断减小，这表明在各种进口压力下 q_c 都得到了较明显的强化。

综合上面的初步预测结果可以看出，当 γ 为25~85时，窄间隙矩形通道内 q_c 的强化比较明显。从实用和经济的角度考虑，可以取这个范围作为强化窄间隙矩形通道内 q_c 的进口截面几何尺寸的参考范围。

4 汽-液两相介质的传热强化判定准则

评价传热强化效果时，一般最关心的就是传热系数和阻力系数，要力争在较小的阻力系数基础上获得较大的传热系数。在以往的研究^[14-17]中，一般都采用 j 和 f 的比值来进行判定。但这两个无量纲参数都是针对单相气体或液体来定义的，并不适用于汽-液两相介质，尤其是沸腾两相流系统中发生CHF时的传热强化判定。考虑到汽-液两相介质的特点，这里对传热强化判定准则重新进行了推导，采用综合评价系数 j_c/f_{TP} 对窄间隙矩形通道的传热强化效果进行评价。

4.1 传热强化判定准则的推导

j 的定义为

$$j = St \cdot Pr_1^{2/3} \quad (13)$$

式中， St 为修正的 Nu 数，表示流体实际的换热热流密度与流体可传递最大热流密度之比； Pr 为物性参数，表示动量扩散厚度与热量扩散厚度之比。

根据 St 的定义，发生CHF时，实际换热热流密度已经达到了流体可传递的最大热流密度，所以， $St=1$ 。由 j 的定义，则有

$$j_c = Pr_1^{2/3} \quad (14)$$

f 的定义为

$$f = \frac{\Delta P \cdot D}{2\rho U^2 L} \quad (15)$$

在两相下 f_{TP} 的计算式则为

$$f_{TP} = \frac{\Delta P \cdot D_{hy}}{2\rho_{TP} U_{TP}^2 L} \quad (16)$$

其中，相关两相参数的计算式为

$$\rho_{TP} = \alpha\rho_g + (1-\alpha)\rho_l \quad (17)$$

$$u_{TP} = \frac{G}{\rho_l} \quad (18)$$

合并式(14)~式(18)，可得

$$\frac{j_c}{f_{TP}} = \frac{2[\alpha\rho_g + (1-\alpha)\rho_l]G^2 \cdot L \cdot Pr_1^{2/3}}{\Delta P \cdot D_{hy} \cdot \rho_l^2} \quad (19)$$

4.2 判定准则的分析校核

采用3.1节中经过校核的窄间隙矩形通道内环状流CHF预测模型，仍取3.2节中窄间隙矩形通道的几何尺寸。将进口质量流速设定为60、100、140和170 $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ，进口过冷度为40，进口压力为3.5MPa，预测计算结果如图6所示。

将进口质量流速设定为150 $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ，进口过冷度取10、20、30和70，进口压力为1.5MPa，预测计算结果如图7所示。

进口质量流速设定为200 $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ，进口过冷度为30，进口压力取2.0、3.0、4.0和5.0MPa，预测计算结果如图8所示。

从图6~图8可以看出，当 γ 为60时， q_c 几乎都达到了一个最大值，同时参考图8中的曲线发展趋势，选定45~75作为 γ 的参考范围。当 γ 位于这个参考范围内时，各种进口质量流速、进口过冷度和进口压力下的 j_c/f_{TP} 预测值都存在一个最大

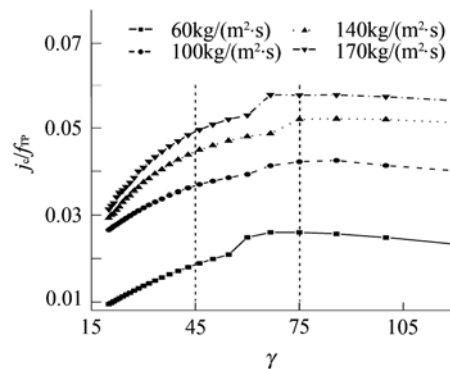


图6 不同进口质量流速下 j_c/f_{TP} 随 γ 的变化趋势

Fig. 6 Change of j_c/f_{TP} with γ in Different Inlet Mass Flow Rates

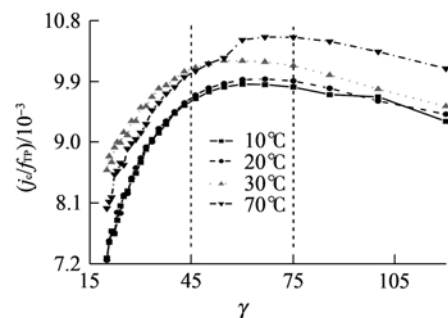


图7 不同进口过冷度下 j_c/f_{TP} 随 γ 的变化趋势

Fig. 7 Change of j_c/f_{TP} with γ in Different Inlet Subcooling

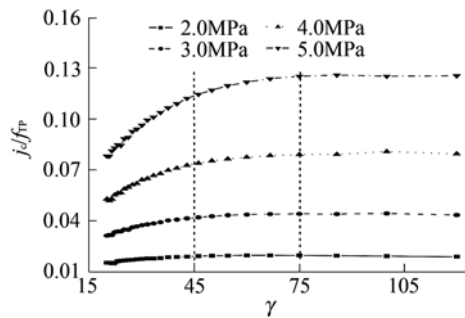


图8 不同压力下 j_c/j_{TP} 随 γ 的变化趋势

Fig. 8 Change of j_c/j_{TP} with γ under Different Pressures

值,也就是说在这个 γ 区间内的窄间隙矩形通道对传热的强化较为明显。当通道宽度固定在60mm时, γ 为45~75对应的窄间隙宽度为0.8~1.3mm, 位于实际工程常用参数: 0.5~3.0mm^[18]之内, 因此, 这个判定准则是合理的。

5 间隙厚度对传热强化影响分析

综合3.2和4.2节得到的结论, 可以看出, 如果只考虑通过调整间隙厚度来提高 q_c , 取 γ 为25~85时, 窄间隙矩形通道内 q_c 强化较为明显; 如果综合考虑减小间隙厚度在提高 q_c 的同时也使流体通过流道的阻力增加, 从而带来了压力损失, 这时 γ 取45~75, 窄间隙矩形通道内的 j_c/j_{TP} 达到最大值, 也就是说传热强化最为明显。

在实际工程应用中, 有些情况下由于系统的主泵压头足够大, 对减小间隙厚度带来的压力损失可以忽略不计或者说不是主要的考虑因素, 此时就只关心对 q_c 的提高; 在另外一些情况下, 为了综合考虑传热效率和经济因素, 就必须同时考虑传热的强化和带来的压力损失。因此, 结合这两种实际情况, 这里取 γ 为45~75, 作为通过调整间隙厚度来提高窄间隙矩形通道内传热强化的参考范围。

6 结论

基于圆管环状流 CHF 解析模型, 得到了可以预测间隙不小于0.5mm的窄间隙矩形通道内 CHF 值的解析模型。根据汽-液两相介质的特点, 推导出了在沸腾两相流系统中发生 CHF 时的传热强化判定准则, 并通过分析证明了这个判定准则是合理的。通过预测计算, 在本文的窄间隙矩形通道尺寸和工况范围内, γ 取45~75时, 可在窄间隙矩形通道内获得比较明显的传热强化效果。

符号表:

A : 无量纲液膜横截面积

Avg : 平均误差

D : 直径, m

E : 液滴占同截面上所有液体的份额

f : 阻力系数

G : 质量流速, $kg/(m \cdot s)$

g : 重力加速度, m/s^2

h : 焓, kJ/kg

j : 无量纲表面传热系数或折算流速, m/s

L : 加热段长度, m

m : 液滴携带流速, $kg/(m \cdot s)$

Nu : 努塞尔数

P : 压力, MPa

Pr : 普朗特数

q : 热流密度, kW/m^2

Re : 雷诺数

rms : 均方根误差

St : 斯坦顿数

U : 流速, m/s

W : 质量流量, kg/s

We : 韦伯数

z : 轴向距离, m

α : 空泡份额

Δ : 差值

δ : 液膜平均厚度, m

γ : 窄间隙矩形通道进口宽度和间隙厚度比

μ : 动力粘性系数, $kg/(m \cdot s)$

ρ : 密度, kg/m^3

σ : 表面张力, N/m

τ : 剪应力, N/m^2

上标:

+ : 无量纲速度

下标:

an: 环状流

c: 临界

g: 气相

hy: 水力当量

in: 进口

l: 液相

lf: 液膜

lg: 汽化

m: 平均

TP: 两相

参考文献:

- [1] Ishibashi E, Nishikawa K. Saturated Boiling Heat Transfer in Narrow[J]. spaces. Int J Heat Mass Trans, 1969, 12: 863~894.
- [2] 沈秀中, 宫崎庆次, 井村谕等. 适于窄间隙流动沸腾传热的关系式[J]. 核动力工程, 2002, 23(1): 80~83.
- [3] 潘良明. 竖直窄间隙内流动过冷沸腾换热及汽泡行为研究[D]. 重庆: 重庆大学博士论文, 2000.
- [4] 甘云华, 徐进良, 周继军等. 微尺度相变传热的关键

- 问题[J]. 力学进展, 2004, 34(3): 399~407.
- [5] Fedorov A G, Viskanta R. Three-Dimensional Conjugate Heat Transfer in the Microchannel Heat Sink for Electronic Packaging[J]. Int J Heat Mass Transfer, 2000, 43(3): 399~415.
- [6] Peng X F, Peterson G P, Xuan B X. Heat Transfer Characteristics of Water Flowing through Microchannel[J]. Experimental Heat Transfer, 1994, 7(3): 265~283.
- [7] 杨晓强, 秋穗正, 贾晓鸿等. 水平矩形窄缝通道内水沸腾换热特性实验研究[C]. 中国工程热物理学会, 2006年多相流学术会议论文, 2006, 066150: 898 ~ 903.
- [8] Joel Weisman. The Current Status of Theoretically Based Approaches to the Prediction of the Critical Heat Flux in Flow Boiling[J]. Nuclear Technology, 1992, 99: 1~21.
- [9] 赵兆颐, 反应堆热工液体力学[M]. 北京: 清华大学出版社, 1992: 179 ~ 180.
- [10] Celata G P, Zummo G. A Dryout Model for Water in Pipes[C]. The Tenth International Symposium on Transport Phenomena (ISTP-10) in Thermal Science and Process Engineering, November 30-December 3, Kyoto, 97: 321~326.
- [11] Mishima K, Ishii M. Flow Regime Transition Criteria for Upward Two-phase Flow in Vertical Tubes[J]. Int J Heat Mass Transfer, 1984, 27(5): 723~737.
- [12] Kataoka I, Ishii M, Mishima K. Generation and Size Distribution of Droplet in Gas-Liquid Annular Two-Phase Flow[J]. ASME J Fluids Engng. 1983, 105: 230~238.
- [13] Ueda T, Inoue M, Nagatome S. Critical Heat Flux and Droplet Entrainment Rate in Boiling of Falling Liquid Films[J]. Int J Heat Mass Transfer, 1981, 24(7): 1257~1266.
- [14] Torii K, Kwak KM, Nishino K. Heat Transfer Enhancement Accompanying Pressure-Loss Reduction with Winglet-Type Vortex Generators for Fin-Tube Heat Exchangers[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2002, 45: 3795~3801.
- [15] Akira Murata, Sadanari Mochizuki. Effect of Cross-Sectional Aspect Ratio on Turbulent Heat Transfer in an Orthogonally Rotating Rectangular Duct with Angled Rib Turbulators[J]. Int J Heat & Mass Transfer, 2003, 46: 3119~3133.
- [16] Leu Jin-Sheng, WuYing-Hao, Jang Jiin-Yuh. Heat Transfer and fluid Flow Analysis in Plate-Fin and Tube-heat Exchangers with a Pair of Block Shape Vortex Generators[J]. Int J & Heat and Mass Transfer, 2004, 47: 4327~4338.
- [17] Joardar A, Jacobi A M. Impact of Leading Edge Delta-Wing Vortex Generators on the Thermal Performance of a Flat Tube, Louvered-Fin Compact Heat Exchanger [J]. Int J & Heat and Mass Transfer, 2005, 48: 1480~1493.
- [18] Ishibashi E, Nishikawa K. Saturated Boiling Heat Transfer in Narrow Spaces[J]. Int J Heat Mass Transs, 1969, 12: 863 ~ 894.

Effect of Gap Width of Rectangular Narrow Channel on Heat Transfer Enhancement

HUANG Jun^{1,2}, WANG Qiu-wang¹, HUANG Yan-ping², BAI Bo-feng¹

(1. State Key Laboratory of Multiphase Flow in Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, 710049, China;

2. National Key Laboratory of Bubble Physics and Natural Circulation, Nuclear Power Institute of China, Chengdu, 610041, China)

Abstract: Considering the structural characteristics of flow passage in the rectangular narrow channel and the annular flow predicted analytical model of Critical Heat Flux(CHF) in round tube, the annular flow CHF analytical model in rectangular narrow channel has been obtained. This model can be used to predict the CHF of boiling two-phase flow annular flow in rectangular narrow channel which gap width is not less than 0.5mm. The analysis and calculation indicate that when the inlet width-gap width ratio of rectangular narrow optical channel is 25~85, the enhancement of CHF in channel is obvious. At the same time, considering the characteristics of two-phase flow, the new determinant laws of CHF in boiling two-phase flow system has been derived. The analysis and calculation indicate that this determinant laws is appropriate. The best width-gap width ratio of heat transfer enhancement is 45~75. Based on the above results, the reference width-gap width ratio of heat transfer enhancement is 45~75 in rectangular narrow channel.

Key words: Rectangular narrow channel, Gap width, Enhancement of heat transfer, Critical heat flux, Analytical model

作者简介:

黄 军(1978—), 男, 西安交通大学在读博士研究生, 助理研究员。2005年毕业于中国核动力研究设计院核能科学与工程专业, 获硕士学位。现从事反应堆热工水力及两相流动与传热研究工作。

王秋旺(1969—), 男, 教授。1996年毕业于西安交通大学工程热物理专业, 获博士学位。现从事传热强化研究。

黄彦平(1968—), 男, 研究员。2003年毕业于西安交通大学核反应堆工程与安全专业, 获博士学位。现从事核反应堆热工水力与安全实验与理论研究工作。

(责任编辑: 孙华平)