

研究论文

# 强润湿性液体在圆形断面喷嘴浸没射流冲击下沸腾的热滞后

周定伟 马重芳

(北京工业大学环境与能源工程学院, 北京 100022)

刘登瀛

(中国科学院工程热物理研究所, 北京 100080)

**摘 要** 系统地研究了液体在圆形断面喷嘴浸没射流作用下沸腾热滞后与射流冲击速度大小、液体流动方向、液体过冷度和喷嘴直径等因素的影响。结果表明: 沸腾起始过热度随液体过冷度增加而减小, 与其他因素无关, 而温度过头值则随射流速度和液体过冷度减小而增加。从强润湿性液体沸腾机理的角度对起始沸腾点的影响给出了相应的解释。最后总结出了几种减小或消除沸腾热滞后的方法。

**关键词** 射流冲击 滞后 沸腾 传热

中图分类号 TK 124

文献标识码 A

文章编号 0438 - 1157 (2001) 11 - 1000 - 00

## 引 言

圆形浸没射流是指圆形喷嘴内、外的液体是同种介质, 同时喷嘴为其内流出的介质所淹没。射流冲击沸腾传热具有射流冲击和沸腾传热两种强化传热方式的优点, 一直公认为是用来对付极高热负荷的首选强化冷却方法。对用于电子元件冷却的电介质而言, 它们除性质稳定、绝缘、无毒、无腐蚀性外, 还具有低的表面张力、低润湿角和高的气体溶解能力的特征, 后者使得用该类液体进行直接冷却时会出现“热滞后”现象, 即热流密度上升, 沸腾传热表面温度下降。它的出现给电子元件的安全冷却带来了不利因素。

沸腾热滞后现象在 20 世纪 50 年代由 Corty 等首先发现<sup>[1]</sup>。国外对此进行的研究多限于管内流动<sup>[2,3]</sup>, 国内的研究则侧重于滞后的面积<sup>[4]</sup>及颗粒床热滞后<sup>[5,6]</sup>。20 世纪 80 年代, Ma 和 Bergles<sup>[7,8]</sup>采用射流冲击的方法研究了核沸腾传热随射流速度、液体过冷度和流动方向的变化情况, 未对热滞后进行深入的探讨。Yu 和 Ma 等<sup>[9]</sup>系统地研究了沸腾起始点受沸腾表面粗糙度和液体过冷度的影响。尚无文献报道对射流冲击沸腾起始点及温度过

头的影响因素开展过研究。

## 1 实验设备及实验程序

### 1.1 实验设备及方法

图 1 为实验系统图。工作液体在具有测量、冷却和过滤设备的回路中循环。

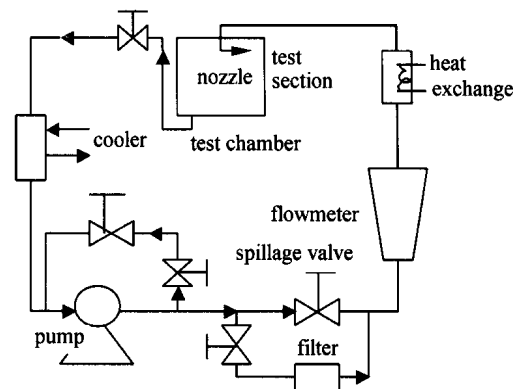


Fig. 1 Schematic layout of flow loop

试验件结构见图 2。其主要部分是一个  $10\ \mu\text{m}$  厚、面积为  $5\ \text{mm} \times 5\ \text{mm}$  的康铜膜, 用它作加热元件及传热表面以模拟电子芯片。用  $\phi 0.08\ \text{mm}$  铁-康铜热电偶测量康铜膜内表面温度。图 3 为实验容器及测量仪表。实验容器顶面开有圆孔, 便于喷管在容器内移动。实验中用三维坐标架在 3 个方向上调节喷管与试件的相对位置, 最小位移为  $10\ \mu\text{m}$ 。

### 1.2 射流冲击沸腾传热实验程序

对于强润湿性液体沸腾传热实验, 为了得到起始沸腾的可靠数据, 必须严格控制实验程序。实验

2000 - 10 - 20 收到初稿, 2001 - 02 - 23 收到修改稿。

联系人及第一作者: 周定伟, 男, 30 岁, 博士。现在中国科学院工程热物理研究所作博士后研究。

基金项目: 国家自然科学基金(No. 59976002)和国家重点基础研究发展规划项目(No. G2000026300)资助。

在实验台搭建过程中雷道亨高级工程师给予了帮助, 在此表示感谢。

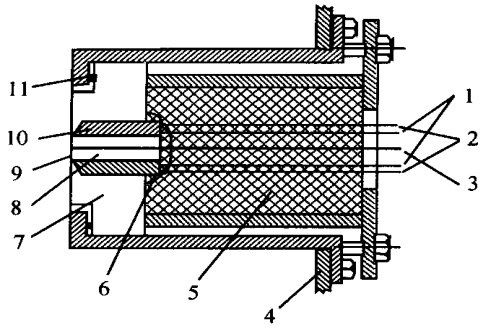


Fig. 2 Details of electrically heated test section

- 1—power lead; 2—voltage tap; 3—thermocouple;
- 4—tank wall; 5—fiberglass; 6—epoxy; 7—plexiglass;
- 8—bakelite; 9—10 μm thick constantan foil;
- 10—copper block; 11—ring

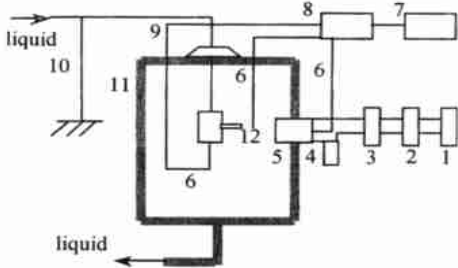


Fig. 3 Schematic diagram of test chamber

- 1—stabilized voltage supply; 2—voltage regulator;
- 3—voltage transformer; 4—ampere meter; 5—test section assembly; 6—thermocouples; 7—MV meter; 8—switcher;
- 9—flexible plastics; 10—three dimensional coordinate frame;
- 11—chamber; 12—jet nozzle

前，先用丙酮清洗实验件表面，然后按照文献[10，11]提出的程序进行。

(1) 表面老化 采用文献[9]提出的表面老化方法，即实验件在室温下浸泡在实验介质中约 10h。

(2) 液体除气 运转整个实验系统，同时开启主加热器将箱体內的液体加热至沸腾并保持 1 h。逸出的气体(如空气等)经过冷凝盘管排出到箱体外，而工作介质经过冷凝后返回箱体。应当指出的是，在系统除气时不应对实验件加热。

(3) 池温控制 除气后，关闭主加热器，采用冷却器使箱体內的液体保持在过冷状态。

(4) 实验件加热 慢慢地增加电流，每次热流密度升高值不超过 1 ~ 2 kW · m<sup>-2</sup> (折合电流值约 0.5A 左右)，等到温度稳定后再依次读取下列各参

数：壁面温度  $T_w$ 、射流温度  $T_l$ 、电流  $I$ 、箱体內温度  $T_b$  以及流量  $Q$ 。读取一个温度值对于池沸腾需 20 ~ 30 min，而对于射流冲击沸腾只需 2 ~ 3 min。

(5) 实验件降温 实验件降温时，只需慢慢地减小电流，读数与升温时相同。

对于沸腾传热实验，当温度处于沸腾起始点附近时，要缓慢增加实验件功率，以壁温升高 0.5 为准，以便观察温度过头的现象，直至进入充分发展的核态沸腾。

## 2 实验结果及讨论

### 2.1 典型强润湿性液体圆形浸没射流冲击沸腾传热曲线

沸腾热滞后通常是指液体在单相对流传热情况下壁面温度随着热流密度的增加发生过度升高，而当沸腾开始后壁面温度显著下降的现象。热滞后多发生在以强润湿性液体(如氟里昂类液体及其替代物等)为工质的实验中。

典型强润湿性液体圆形浸没射流冲击沸腾传热曲线示于图 4。由图可见，热流上升和下降时沸腾曲线并不重合，壁面温度过头出现在射流冲击单相对流传热过渡到充分发展核沸腾传热的转折点上。这里所指的沸腾起始点并不是通常所说的传热壁面因热流密度上升而开始出现气泡的壁面温度，而是随着热流密度的增加壁温开始下降时所对应的壁面

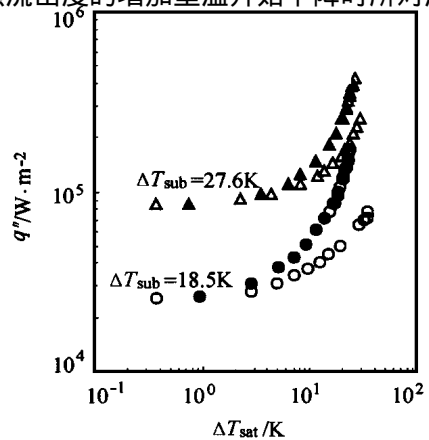


Fig. 4 Typical impingement boiling curves of highly-wetting liquid

(R113,  $z/d=5$ ,  $d=1.01$  mm,  $T_{sat}=47.02$  )

$r/d=5$ ,  $u=0.989$  m s<sup>-1</sup> increase;  $r/d=5$ ,

$u=0.989$  m s<sup>-1</sup> decrease;  $r/d=3.5$ ,

$u=0.73$  m s<sup>-1</sup> increase;  $r/d=3.5$ ,  $u=0.73$  m s<sup>-1</sup> decrease

过热度. 图 4 中当  $T_{sub} = 27.6$  K 时, 沸腾起始点为  $T_{sat, ONB} = 34.5$  K, 温度过头值为 19.5 K.

### 2.2 影响沸腾起始点及温度过头的因素

2.2.1 射流速度的大小 Abdelmessih 等<sup>[2]</sup>以 R11 为工质实验研究了不锈钢管内流动沸腾的传热情况, 最先提出沸腾起始过热度与管内液体流动速度无关; Hino 和 Ueda<sup>[3]</sup>以 R113 为工质对管内流动沸腾传热进行实验研究, 得出了相同的结论; 随后, Bar - Cohen 和 Simon<sup>[12]</sup>根据 Ma 和 Bergles<sup>[7]</sup>射流冲击沸腾传热的数据提出: 对于相同的过冷度和压力条件而言, 池沸腾和冲击沸腾应该是在同一壁面过热度下开始起沸的.

图 5 示出了过冷度  $T_{sub} = 18.5$  K 时射流速度大小(将池沸腾视作射流速度为零的极限情况)对沸腾起始过热度的影响. 图中数据均取自同一个实验件. 由图可见, 除了  $u = 1.062$  m · s<sup>-1</sup> 以外, 其他所有沸腾曲线的沸腾起始过热度均出现在  $T_{sat, ONB} = 31$  K 左右, 相差不到 ±1 K, 且随着射流速度的增加温度过头值减小, 当  $u > 10$  m · s<sup>-1</sup> 后温度过头消失.

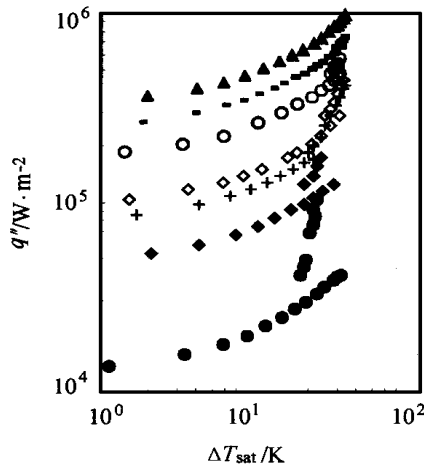


Fig. 5 Effect of jet velocity on incipient boiling point (R113,  $d = 1.01$  mm,  $T_{sub} = 18.5$  K,  $z/d = 5$ ,  $r/d = 2$ )  
 $u/m \cdot s^{-1}$ : pool boiling; 0.318; + 1.062; 2.054; 4.759; 7.369; 11.355

作者认为, 图 5 中  $u = 1.062$  m · s<sup>-1</sup> 的沸腾起始过热度低于相应值是由于实验开始前的等待时间不够充分的缘故. 表 1 列出了图 5 中各沸腾曲线实验前的等候时间  $t$ . 由表 1 可以看到, 对于  $u = 1.062$  m · s<sup>-1</sup> 的射流冲击沸腾传热曲线来说, 传热面冷却时间一定, 用于液体润湿传热表面孔穴的时间减少, 许多较大尺寸的表面孔穴未曾被 R113 液体淹没, 对应于这个较大尺寸孔穴的壁面起沸过热

Table 1 Waiting time before tests

Jet velocity / m · s <sup>-1</sup>	Waiting time / min
0.318	60
1.062	40
2.054	80
4.759	60
7.369	60
11.355	55

度就低.

图 6 给出了本文所有沸腾起始点随射流速度的变化情况. 由图可见, 当液体流动方向和过冷度一定, 沸腾起始点与射流速度无关. 由此, 在射流冲击光滑表面时壁面必须维持较高的过热度才会开始起沸, 而起沸温度与射流速度大小无关.

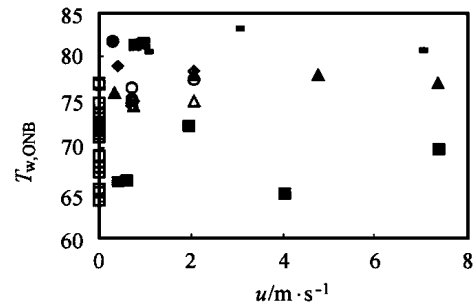


Fig. 6 Variation of incipient boiling point with jet velocity and flow direction (R113)

pool,  $T_{sub} = 19$  K;  $r/d = 0$ ,  $T_{sub} = 19$  K;  
 $r/d = 2$ ,  $T_{sub} = 19$  K;  $r/d = 3.5$ ,  $T_{sub} = 19$  K;  
 $r/d = 5$ ,  $T_{sub} = 19$  K; pool,  $T_{sub} = 28$  K;  
 $r/d = 0$ ,  $T_{sub} = 28$  K;  $r/d = 2$ ,  $T_{sub} = 28$  K;  
 $r/d = 3.5$ ,  $T_{sub} = 28$  K

2.2.2 液体流动方向 Ma 和 Bergles<sup>[7]</sup>是唯一就液体流动方向对圆形液体浸没射流冲击沸腾传热进行过研究的传热学者, 但他们只给出了实验数据, 并未对此进行分析. 图 7 给出了液体流动方向对沸腾起始点的影响情况. 对于不同的液体流动方向 ( $r/d = 0 \sim 5$ ), 沸腾起始点均与之无关, 且  $r/d$  越小温度过头值越小. 由文献 [7] 的数据也可得到相同的结论.

2.2.3 喷嘴直径 尚无文献报道喷嘴直径对射流冲击沸腾起始点进行的研究. 图 8 示出了喷嘴直径分别为  $d = 0.96$  mm 和 1.01 mm 时的沸腾起始点情况. 由图 8 可见, 当其他条件一定时, 喷嘴直径对沸腾起始点没有影响.

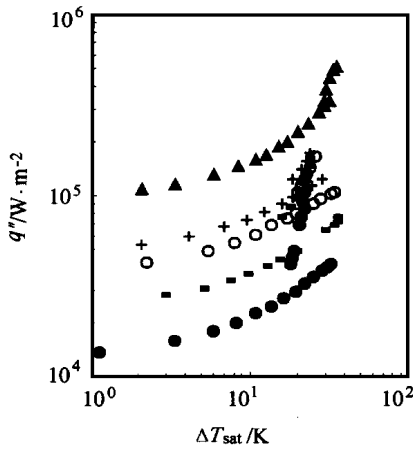


Fig. 7 Effect of flow direction on incipient boiling superheat  
(R113,  $d = 1.01$  mm,  $z/d = 5$ ,  $T_{sub} = 18.5$  K)

pool boiling;  $r/d = 0$ ,  $u = 0.411$  m s<sup>-1</sup>; +  $r/d = 2$ ,  
 $u = 0.318$  m s<sup>-1</sup>;  $r/d = 3.5$ ,  $u = 0.318$  m s<sup>-1</sup>;  
 $r/d = 5$ ,  $u = 0.989$  m s<sup>-1</sup>

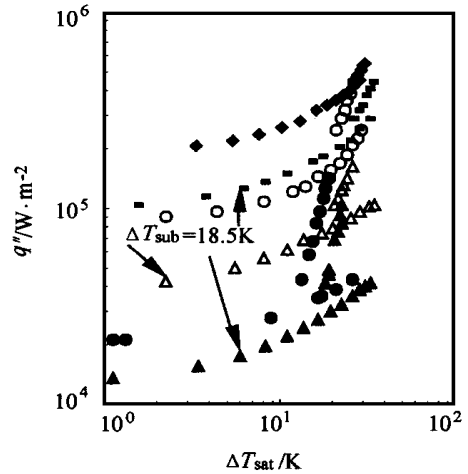


Fig. 9 Effect of fluid subcooling on  
incipient boiling superheat

(R113,  $z/d = 5$ ,  $d = 1.01$  mm,  $T_{sub} = 27.6$  K)  
 $r/d = 2$ ,  $u = 2.054$  m s<sup>-1</sup>;  $r/d = 2$ ,  $u = 2.08$  m s<sup>-1</sup>;  
 $r/d = 3.5$ ,  $u = 0.32$  m s<sup>-1</sup>;  $r/d = 3.5$ ,  $u = 0.73$  m s<sup>-1</sup>;  
pool boiling

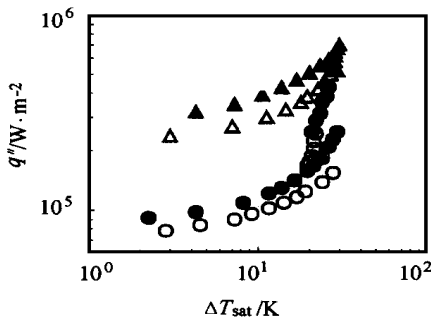


Fig. 8 Effect of nozzle diameter on incipient boiling point

(R113,  $z/d = 5$ ,  $T_{sub} = 27.6$  K,  $u = 0.73$  m s<sup>-1</sup>)  
 $r/d = 3.5$ ,  $d = 0.96$  mm,  $T_{sub} = 29$  K;  $r/d = 3.5$ ,  
 $d = 1.01$  mm,  $T_{sub} = 28$  K;  $r/d = 0$ ,  $d = 0.96$  mm,  
 $T_{sub} = 29$  K;  $r/d = 0$ ,  $d = 1.01$  mm,  $T_{sub} = 28$  K

2.2.4 液体过冷度 文献[9]研究了3种不同过冷度下的池沸腾传热情况，发现沸腾起始点随过冷度的增加而相应下降。支持此结论的文献主要有 Ma 和 Bergles<sup>[7,8]</sup>。液体过冷度对射流冲击沸腾起始点的影响示于图 9。由图可见，在相同的条件下，液体过冷度降低，沸腾起始过热度及温度过头值增加。至此，本文影响沸腾起始点的因素仅为液体过冷度。图 10 示出了本文所有沸腾起始点的数据并可得出如下关联式：

池沸腾

$$T_{w,ONB} = 116.04 T_{sub}^{-0.1436} \quad (1)$$

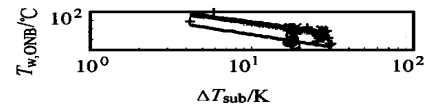


Fig. 10 Variation of incipient boiling  
point with fluid subcooling

(R113, 101.325 kPa,  $s = 5$  mm × 5 mm)

+ pool,  $T_{w,ONB} = 116.04 T_{sub}^{-0.1436}$ ;  $r/d = 0$ ,  $T_{w,ONB} = 116.36$   
⊗  $T_{sub}^{-0.1302}$ ; ×  $r/d = 2$ ,  $T_{w,ONB} = 115.55 T_{sub}^{-0.1308}$ ; |×  $r/d = 3.5$ ,  
 $T_{w,ONB} = 116.27 T_{sub}^{-0.1232}$ ;  $r/d = 5$ ,  $T_{w,ONB} = 103.98 T_{sub}^{-0.1479}$

### 冲击沸腾

$$T_{w,ONB} = 116.36 T_{sub}^{-0.1302} \quad (r/d = 0) \quad (2)$$

$$T_{w,ONB} = 115.55 T_{sub}^{-0.1308} \quad (r/d = 2) \quad (3)$$

$$T_{w,ONB} = 116.27 T_{sub}^{-0.1232} \quad (r/d = 3.5) \quad (4)$$

$$T_{w,ONB} = 103.98 T_{sub}^{-0.1479} \quad (r/d = 5) \quad (5)$$

由图 10 和式(1)~式(5)可看出，沸腾起始过热度与射流速度大小和液体流动方向无关，但随着液体过冷度的增加而相应地降低。

### 3 沸腾起始点影响因素的机理分析

对于强润湿性液体的沸腾传热而言，本文认为：在相同条件下，壁面起沸过热度越高，起沸所对应的孔穴尺寸越小；理论分析和实验结果表明，沸腾时气泡胚胎的生成、长大和脱离均是在沸

腾表面孔穴内完成的。下面根据上述两点来分析沸腾起始点为什么只受液体过冷度的影响，而与射流速度大小、液体流动方向和喷嘴直径等因素无关。

当强润湿性液体浸没冷却光滑传热表面时，由于该类液体低的表面张力和低的润湿角，传热表面上较大尺寸的孔穴为液体所淹没，用以起沸的孔穴因捕捉不到气体导致汽泡胚胎无法生成，传热壁面只能以导热和对流的形式散走热量；热流密度增加，由于光滑表面存在各种尺寸的孔穴，强润湿性液体的润湿能力只能将一定尺寸的孔穴淹没，小于该尺寸的孔穴仍然残留有非冷凝性气体，当壁面过热度增加到足以使该尺寸孔穴内的汽泡胚胎开始生成、长大并在孔穴内脱离传热壁面时，沸腾就开始发生。这就是强润湿性液体起沸温度如此之高的原因。由于汽泡的生成、长大及脱离均是在传热表面孔穴内进行的，射流冲击速度大小、液体流动方向及喷嘴直径的影响无法到达孔穴内，因此沸腾起始点与上述因素无关。当射流速度增加，孔穴内生成的汽泡被流动的冷液体击破，汽泡生成带走的大量显热及汽化潜热使换热系数显著提高，但汽泡不易长大，传热壁面只能逐渐地从单相受迫对流传热过渡到充分发展的核沸腾传热。这种影响随着射流速度的增加而逐渐增强，即温度过头值逐渐减小，因此，当速度高于某一值时，沸腾热滞后现象被射流速度完全抑制，即热滞后消失。

当低速射流时，覆盖在传热面上的冷流体直接影响了传热表面上温度边界层的厚度。液体过冷度增加，温度边界层厚度减薄，同时强润湿性液体的表面张力随液体温度降低而增加<sup>[13]</sup>，从而使孔穴捕捉气体的能力增强，捕捉到气体的孔穴尺寸增大，因而壁面起沸过热度降低。

#### 4 减小或消除沸腾热滞后的方法

减小或消除沸腾热滞后对改善微电子器件的冷却具有重要意义。作者认为，对于平板浸泡在强润湿性液体中的传热情况，当前在减小或消除沸腾热滞后方面有一定成效且可进一步研究发展的方法有以下几种。

(1) 如前文所述，随着射流速度的增加，温度过头值逐渐减小，当射流速度高于一定值(约  $10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ )时，沸腾热滞后被抑制。因此，可采用高速流动的液体对光滑表面进行冷却来减小或消除沸腾热滞后。

(2) Oktay<sup>[14]</sup>用液体封装模块 LEM (liquid encapsulated module) 的方法来改善电子元件的热滞后。若在这种 LEM 中的芯片与冷板之间的流体向上运动，而在挡板与冷板之间的液体向下运动，形成循环流动，这样，芯片处于流动沸腾的状态，使液相与芯片传热面间的对流传热增强，过热液体容易流到芯片上的沸腾活化孔穴上使之激活，降低了核沸腾开始时的壁面温度过头值。

(3) 惰性气体冲击增强传热的方法。Ma 和 Bergles<sup>[15]</sup>曾以惰气冲击浸没在冷却剂中传热壁面的方法使壁面换热效果获得了十分显著的增强。这是由于冲击惰气前沿的气液界面上的液体汽化诱发了传热壁面上核沸腾的开始，消除了壁面温度过头。

(4) 采用复合表面来改善核沸腾传热中的温度过头。文献[16]研究了正戊烷在 Gr - Al 与 Gr - Cu 的组合表面上的沸腾滞后，与 Cu 及 Al 表面相比，其温度过头值显著减小。由于石墨纤维与金属的组合表面上的石墨纤维端点处形成了约  $0.05 \sim 0.1 \mu\text{m}$  的活化核心，同时石墨纤维的导热亦较好，其端顶处易达到较高的温度，从而使活性点处的汽化胚胎容易长大成为汽泡，使核沸腾开始，相应地减少了壁面温度过头值。

(5) 对于高介电液体浸没冷却电子元件，可增加沸腾表面孔穴的二次入口来抑制沸腾热滞后，有关这方面的信息在文献[4, 17]中给出。为了在换热面上产生很小的活化孔穴，Reed 和 Mudawar<sup>[18]</sup>以圆柱形物紧压在平壁换热面上形成极窄的人工核化孔穴，显著地促进了核沸腾的提前开始，减小了温度过头。

(6) 文献[5, 6]探索了真空状态下颗粒多孔层和小直径颗粒床的沸腾滞后现象，实验结果表明降压诱沸和小直径颗粒床是减弱或消除沸腾滞后的有效措施。

#### 5 结 论

(1) 沸腾起始过热度随液体过冷度的增加而减小，而与射流速度大小、液体流动方向和喷嘴直径无关；起沸热流密度随过冷度、射流速度等的增加和  $r/d$  的减小而提高；温度过头值则随射流速度和液体过冷度增加而减小，随  $r/d$  增加而增加。

(2) 对于强润湿性液体浸没冷却光滑传热表面而言，壁面必须维持较高的过热度才会起沸，而该

过热度对应于一定尺寸的表面孔穴。

(3) 气泡胚胎的生成、长大和脱离均是在沸腾表面孔穴内完成的, 因此沸腾起始过热度与射流速度大小、液体流动方向和喷嘴直径等无关。传热表面的温度边界层厚度随液体过冷度增加而减薄, 沸腾起始过热度随过冷度的增加而降低。

### 符 号 说 明

$d$  —— 喷嘴直径, m

$q$  —— 热流密度,  $W \cdot m^{-2}$

$r$  —— 径向距离, m

$S$  —— 实验件面积,  $m^2$

$T_{sat}$  —— 过热度 ( $T_{sat} = T_w - T_{sat}$ ), K

$T_{sub}$  —— 过冷度 ( $T_{sub} = T_{sat} - T_l$ ), K

$T_w$  —— 壁面温度, K

$t$  —— 时间, s

$u$  —— 射流速度,  $m \cdot s^{-1}$

$z$  —— 喷嘴至冲击板距离, m

### 下角标

b —— 容池

l —— 液体

ONB —— 壁面核沸腾起始点

w —— 壁面

### References

- 1 Corty C, Foust A S. *Chem. Eng. Prog. Symp. Ser.*, 1955, **51**(17): 1—12
- 2 Yin S T, Abdelmessih A H. *Nuclear, Solar, and Process Heat*

- Transfer - St. Louis*, 1977, **73**: 236—242
- 3 Hino R, Ueda T. *Int. J. Multiphase Flow*, 1985, **11**(3): 269—281
  - 4 Shi M H, Ma J, Wang B X. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1998, **41**(5): 4461—4467
  - 5 Tong Q M (童庆明), Zhang H J (张洪济). *Journal of Engineering Thermophysics*(工程热物理学报), 1995, **16**(4): 461—464
  - 6 Ma C F (马重芳), Tian S R (田淑荣), Lei D H (雷道亨). *Journal of Beijing Polytechnic University*(北京工业大学学报), 1989, **15**(3): 39—44
  - 7 Ma C F, Bergles A E. *ASME Publication HTD*, 1983, **23**(2): 21—25
  - 8 Ma C F, Bergles A E. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1986, **29**(4): 1095—1100
  - 9 Yu J, Ma C F, Tien S R. *Int. J. Heat Mass Transfer*, (in press)
  - 10 Bergles A E, Chyu M C. *J. Heat Transfer*, 1982, **104**(5): 279—285
  - 11 Marto P J, Lepere V J. *J. Heat Transfer*, 1982, **104**(5): 292—299
  - 12 Bar - Cohen A, Simon T W. *Heat Transfer Engineering*, 1988, **9**(3): 19—31
  - 13 Tong W, Bar - Cohen A, You S M. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1990, **33**(1): 91—100
  - 14 Oktay S. *Heat Transfer Engineering*, 1988, **9**(3): 93—99
  - 15 Ma C F, Bergles A E. In: *Proc of the Int. Heat Transfer Conference*. Beijing: Tsinghua University Press, 1985. 789
  - 16 Liang H S, Yang W J. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1998, **41**(13): 1993—2000
  - 17 Incropera F P. *J. Heat Transfer*, 1988, **110**(11): 1097—1102
  - 18 Reed S J, Mudawar I. *J. Heat Transfer*, 1999, **42**: 2439—2454

## HYSTERESIS OF BOILING HEAT TRANSFER WITH IMPINGING CIRCULAR SUBMERGED JETS OF HIGHLY - WETTING LIQUIDS

ZHOU Dingwei<sup>1</sup>, MA Chongfang<sup>1</sup> and LIU Dengying<sup>2</sup>

<sup>(1)</sup> College of Environmental and Energy Engineering, Beijing Polytechnic University, Beijing 100022, China;

<sup>(2)</sup> Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100080, China)

**Abstract** According to rigorous procedures, an experimental study was carried out to investigate the effects of jet exit velocity, flow direction, fluid subcooling and nozzle diameter on hysteresis of boiling heat transfer with impinging circular submerged jets of highly - wetting liquids. The experimental results showed that incipient boiling point decreased with increasing fluid subcooling and was independent of other factors, and that temperature overshoot enhanced with decreasing jet velocity and fluid subcooling. Corresponding explanations were given in view of boiling mechanism of highly - wetting liquid. At last, several means were listed to decrease or eliminate the hysteresis phenomenon of boiling heat transfer.

**Key words** jet impingement, hysteresis, boiling, heat transfer

Received date: 2000 - 10 - 20.

Corresponding author: ZHOU Dingwei.

Foundation item: supported by the National Natural Science Foundation of China (No. 59976002).