

工程传热

在压水堆核电站安全中的应用

李炳书 编著

 原子能出版社

工程传热在压水堆 核电站安全中的应用

李炳书 编著

原子能出版社

图书在版编目(CIP)数据

工程传热在压水堆核电站安全中的应用/李炳书编著.

—北京:原子能出版社,2009.10

ISBN 978-7-5022-4714-0

I. 工… II. 李… III. 工程传热学—应用—压水
型堆—核电厂—安全技术 IV. TM623.91

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2009)第 184969 号

内 容 简 介

自美国三里岛核电站 2 号压水堆发生失水事故后,国际上非常重视压水堆瞬态事故冷却的传热问题,譬如:堆芯失水事故和紧急情况下冷却(ECCS)的传热问题。本书分成四章叙述问题:(1)有关水在带定位格架棒束内旺盛表面沸腾的放热系数确定。(2)有关压水堆在失水事故(LOCA)状态下载热的几个问题。(3)有关国外压水堆(PWR)在失水事故(LOCA)状态下载热试验。(4)自然循环。

本书对热能、核能动力专业大学生与研究生及核能科技人员将有所裨益,对化工、航空等科研人员亦有参考价值。

工程传热在压水堆核电站安全中的应用

总 编 辑 杨树录

责任编辑 张 梅

责任校对 冯莲凤

责任印制 丁怀兰 潘玉玲

印 刷 保定市中国画美凯印刷有限公司

出版发行 原子能出版社(北京市海淀区阜成路 43 号 100048)

经 销 全国新华书店

开 本 787 mm×1092 mm 1/16

印 张 5.25 字 数 131 千字

版 次 2009 年 10 月第 1 版 2009 年 10 月第 1 次印刷

书 号 ISBN 978-7-5022-4714-0 定 价 18.00 元

网址:<http://www.aep.com.cn>

发行电话:010-68452845

E-mail:atomep123@126.com

版权所有 侵权必究

前言

本书第一章的参考文献[11]证实了欠热水在小欠热度($1\sim 30\text{ }^{\circ}\text{C}$)时对带定位格架棒束的旺盛表面沸腾放热系数有影响,并指出欠热度小到一定程度时,放热系数不像我们所想象的那样增大;在这一点上,设计者可作合理选择核电站运行参数的依据之一。同时,使运行人员心中有数,减少误操作,不致盲目停堆,尤其在压水堆启动调试时期显得特别重要。并在第一章叙述了欠热水在带定位格架棒束旺盛表面沸腾放热系数试验研究的全过程。第二章压水堆在失水事故(LOCA)状态下载热的几个问题。第三章国外压水堆在 LOCA 状态下的传热试验。

笔者曾在《在工程传热中的一些问题》(原子能出版社,2008年6月)书中写过反应堆瞬变热工设计,其中提到了正常的瞬变过程、事故情况以及重大事故;同时指出停堆后,堆内仍继续释放衰变能量。目前国内正在发展第三代核电——AP1000 机组系统,该系统改造了原压水堆回路设备系统,但在反应堆冷却剂泵不可用时,使冷却剂仍依靠自然循环流过热交换器。在此同时,人们对三里岛核电站 2 号压水堆失水事故时未有引成自然循环留下深刻印象。目前各国都对自然循环构成与模型进行探讨;因此,堆芯瞬变冷却传热引人注目;笔者经测算后,在第四章推荐了自然循环计算关系式。

感谢周围同事们协助与鼓励,并感谢原子能出版社诸位同志们的帮助。由于水平有限,错误之处在所难免,敬请读者指正。

李炳书

2009 年 8 月于北京

目 录

第一章 有关水在带定位格架棒束内旺盛表面沸腾的放热系数确定

1-1	引言	(1)
1-2	有关水在圆管、套管和棒束内的表面沸腾传热的文献综合评述	(1)
1-3	有关水表面沸腾的放热系数试验的装置和试验方法	(16)
1-4	水表面沸腾放热系数测量结果的一般计算和误差分析	(25)
1-5	推荐有关水在棒束内旺盛表面沸腾的放热系数计算公式	(27)
1-6	结论	(28)

第二章 有关压水堆在失水事故状态下载热的几个问题

2-1	简述美国三里岛核电站 2 号压水堆失水事故过程	(31)
2-2	事故对策与 AP 1000 非能动堆芯冷却系统	(31)
2-3	失水事故(LOCA)的 4 个过程	(31)
2-4	结论	(41)

第三章 有关国外压水堆在失水事故状态下载热试验

3-1	用水作介质的试验	(44)
3-2	有关用氟利昂工质做压水堆失水事故传热试验研究	(55)

第四章 自然循环

4-1	引言	(70)
4-2	M. R. Gartia 等人在 2006 年提出有关自然循环的主张	(71)
4-3	郝五雷等人在 2007 年提出自然循环过渡过程特性研究	(74)
4-4	结论	(74)
附录一	物理量符号和单位	(75)
附录二	英制单位和公制单位的换算	(77)

第一章 有关水在带定位格架棒束内 旺盛表面沸腾的放热系数确定

1-1 引 言

近年来,在核动力方面,由于表面沸腾可提高压水动力堆热力循环效率,因而释热元件表面沸腾受到极大的注意。依照液体温度不同,目前分为两种形式的沸腾:整个容积被加热到饱和温度的液体沸腾及边界层沸腾(表面沸腾),边界层沸腾时,大部分液体未加热到饱和温度,沸腾只是发生在与加热表面相接触处的液体层上,加热表面的温度远较液体温度来得高。

在轻水动力反应堆内,两种形式的沸腾均可能发生。因此,为了反应堆的热工计算及确定其最合理的运行条件,必须知道燃料元件与冷却剂(加热到饱和温度的或未加热到饱和温度的)之间的放热强度与热流密度、热通量、流速、压力、液体温度(或欠热度)等的关系。

假如说,加热到饱和温度的水的沸腾过程已经早就在热动力中得到了广泛的应用,并且有相当好的研究,那么,对液体表面沸腾过程来说,压水堆有燃料元件定位格架的影响问题。该问题在目前所作的棒束水表面沸腾放热系数试验研究工作还不多,尤其是对带定位格架棒束的水表面沸腾放热系数试验做得更少。

从文献[11]证实小欠热度对旺盛表面沸腾是有影响的,欠热度是指水的主流平均温度(t_b)低于饱和温度(t_s)的值,其值为 $1\sim 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。由于对流放热的热阻主要集中在流动边界层中,中心区紊流团的扰动本来就很剧烈,欠热度小到一定程度,小气泡的扰动作用就很不明显,而且产生凝结;因此,认为欠热度小到一定程度时,放热系数不像我们所想象的那样增大;在这一点上,设计者可作合理选择核电站运行参数的依据之一,并使运行者心中有数,减少误操作。

在文献[11]相同的试验段中,我们曾做了高压 $86\sim 160\text{ ata}$ 的水旺盛表面沸腾放热系数试验,并证实欠热度是有影响的,详见如下诸节的叙述。

1-2 有关水在圆管、套管和棒束内的表面沸腾传热的文献综合评述

核反应堆燃料元件常有用棒束形状的。由于棒束燃料元件是有冷却剂在多根燃料元件外面冷却的,则可近似地用套管、弧板状的几何形状的表面沸腾放热代替棒束燃料元件的放热。因为弧板状燃料元件可以认为是 $\gamma=\infty$ 时的套管燃料元件,因此,将国外圆管和套管表面沸腾放热系数试验加以评述是有必要的,可作为棒束放热系数试验研究的参考。

美国在1949年麻省理工学院由W. H. Mcadams, W. E. Kennel, C. L. Minden, Rudolf Carl,

P. M. Picornell 和 J. E. Dew 等 6 人^[12]发表了垂直套管流道内表面沸腾放热系数的试验。其流道是由内管外径为 6.3 mm 不锈钢管、间隙为 2.32~6.3 mm 构成的。试验是在压力为 2~6.3 ata (绝对大气压),流速为 6 m/s,欠热度(Δt_k)为 12~85 °C,热通量(q)为 5.5×10^6 kcal/(m² · h),所用的水为蒸馏水,含有 0.06 到 0.30 cm³/L 空气,得出如下的计算公式:

$$\Delta t_k = Aq^{0.26} \quad (1-1)$$

常数 A 是由含气程度决定的,当含气量为 0.06 (cm³/L) 时, A 为 0.84; 当含气量由 0.06~0.3 (cm³/L) 时, A 为 0.66。

1962 年苏联, А. П. ОРНАТСКИЙ^[13]发表了内管外径为 14 mm、间隙 δ 为 5.25 mm 不锈钢的套管旺盛表面沸腾放热系数试验,压力为 1.0~1.3 ata,流速为 2.4~6 m/s,欠热度为 10~50 °C,热通量为 5×10^6 kcal/(m² · h),得出如下的计算式:

$$q = 2.26 \Delta t_k^{3.7} \text{ kcal/(m}^2 \cdot \text{h)} \quad (1-2)$$

1962 年苏联 В. К. ЩЕРБАКОВ^[14]发表了内管外径为 10.5 mm、间隙 δ 为 3.5 mm 不锈钢的套管旺盛表面沸腾放热系数(h_k)试验,压力(p)为 1.5~5.0 ata,流速为 0.6~5.6 m/s,欠热度为 12~70 °C,热通量为 $(0.2 \sim 5.7) \times 10^6$ kcal/(m² · h),得出如下的公式:

$$h_k = 2.3 p^{0.15} q^{0.7} \quad (1-3)$$

1963 年苏联莫斯科动力学院 Н. Г. РАССОХИН、马昌文、В. Н. МЕЛЪНИКОВ^[15]发表了套管旺盛表面沸腾的放热系数试验,套管是长度 430 mm、内管外径为 4.80、8.03、9.13 和 10.15 mm,外管内径为 14 mm、间隙 4.75 mm 到 1.9 mm 所构成,试验压力为 50~80 ata,流速为 2~8 m/s,欠热度为 1~80 °C,热通量为 $0.26 \times 10^6 \sim 1.5 \times 10^6$ kcal/(m² · h),采用了如下两种计算套管旺盛表面沸腾放热系数的公式:

$$1. h_k = q^{0.7} p^{0.8} d_1^{-0.35} d_3^{-0.65} \quad (1-4)$$

式中: d_1 ——套管的内管外径, m; d_3 ——套管的当量直径, m。

2. 用准则数整理计算公式如下:

该式与试验数据在 $\pm 15\%$ 之内。

$$Nu_k = 1450 Pe^{0.7} Pr^{0.3} \left(\frac{r''}{r'} \right)^{1.3} \left(\frac{d_1}{d_3} \right)^{-0.35} \quad (1-5)$$

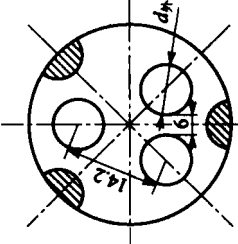
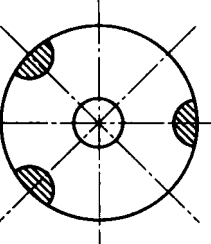
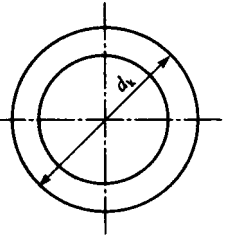
1964 年苏联 В. И. ТОЛУБИНСКИЙ 和 Л. Ф. ГЛУЦЕНКО^[16]发表了套管欠热水旺盛沸腾的放热系数试验,套管是由长为 150 mm、内管外径为 10 mm,间隙为 1、1.5 和 2 mm 构成。试验压力为 51~181 ata,欠热度为 0~70 °C,质量流速为 $1.8 \times 10^6 \sim 1.08 \times 10^6$ kg/(m² · h),热通量为 $0.675 \times 10^6 \sim 2.71 \times 10^6$ kcal/(m² · h),得出如下的计算公式:

$$h_k = 0.533 q^{0.7} p^{0.15} \quad (1-6)$$

该式与试验数据偏差未超过 $\pm 10\%$ 。

1964 年苏联还发表了含有低的质量含汽量的套管放热系数试验研究,例如: В. Г. МОРОЗОВ 和 Ю. Ю. РЫНДИН^[17]做了 50 和 100 ata 试验,是在如下的几何形状、流速、流通截面、长度和间隙内进行的,见表(1-1),并得出如下的计算公式:

表 1-1 不同几何形状、流速、流通截面等试验参数

名称和试验段 流道的形式	压力/atm	加热 长度/mm	间隙 δ /mm	流速/(m/s)	d_h /mm	质量含汽 量 $\chi/\%$	体积含汽 量 $\beta/\%$	热通量 $q \cdot 10^{-3}$ /kcal/ ($m^2 \cdot h$)	流通截面 S/mm^2	当量直径 d_s/mm	D_h/mm
带桥合体的三根棒束 	48~55.2	1 005	4.1	1.9~7.7	33	0.0~2.4	0.0~42.3	189~540	501.6	9.47	10.15
	97.5~101.5	1 005	4.1	1.9~7.0	33	0.0~4.4	0.0~37.3	195~560	501.6	9.47	10.15
带桥合体的套管 	50	360	6.75	2.1~6.8	33	0.0~0.2	0.0~5.4	305~750	663.7	17.9	10.13
	70	360	6.75	2.1~5.0	33	0.0~0.6	0.0~8.5	491~755	663.7	17.9	10.13
	80	1 005	6.75	2~3.05	33	0.0~1.0	0.0~15.4	187~522	663.7	17.9	10.11
	90	1 005	6.75	3	33	0.0~0.2	0.0~3.0	500	663.7	17.9	10.11
套管 	49.7~52.5	1 002	2.88	5.37~7.9	20	0.0~1.9	0.0~36.6	96~512	154.8	5.76	14.24
	84.5~84.8	1 002	2.88	7~15.5	20	0.0~0.25	0.0~3.6	216~323.0	154.8	5.76	14.24

$$\frac{h_k}{h_{\text{Б.к.}}} = \sqrt{1 + \left(\frac{h_{\infty}}{h_{\text{Б.к.}}} \right)} \quad (1-7)$$

式中: $h_{\infty} = 0.8 h_{\text{Б.о.}}$

$h_{\text{Б.о.}}$ 由 кутателдзе 的容积沸腾放热系数(又称传热系数)公式决定(见参考文献[18]),即

$h_{\text{Б.о.}} = Cq^{0.7}$, C 可由图 1-1 决定。

$h_{\text{Б.к.}}$ —— 可由 $Nu_{\text{Б.к.}} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$ 决定。

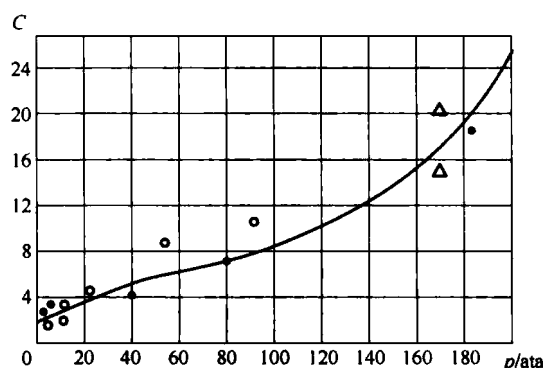


图 1-1 用沸腾水在管内做试验, 系数 C 和压力 p 的关系

公式(1-7)与试验数据的偏离不超过 $\pm 30\%$ 。

1964 年美国 A. E. Bergles、W. M. Rohsenow^[19] 发表了《强迫对流表面沸腾传热的测定》。文中叙述了如下的几个方面:

许多专门研究旺盛表面沸腾的研究者皆用如下简单的方程式:

$$(q/A)_B = C(t_w - t_s)^n \quad (1-8)$$

式中常数和指数皆按有关流体和表面条件定。实际上研究者常常忽略过渡区域数据以及如图 1-2 所示的弱表面沸腾的数据。图 1-2 中的沸腾曲线弯曲处表示弱表面沸腾和旺盛的表面沸腾。Mcadams 等^[20] 考虑沸腾曲线包括简单的强迫对流曲线和旺盛表面沸腾曲线, 两曲线相交叉的地方, 称为过渡区。虽然旺盛表面沸腾曲线和容积沸腾曲线有相似之处, 但不主张强迫对流沸腾数据能直接地用特殊系统的容积沸腾数据。

一般假定旺盛的表面沸腾曲线符合于外推的容积沸腾曲线, 至少在低速下似乎是可符合的。Kutateladze^[21] 曾用如下关系式估计沸腾曲线:

$$\frac{(q/A)}{(q/A)_{FC}} = \left\{ 1 + \left[\frac{(q/A)/(t_w - t_s)_B}{(q/A)/(t_w - t_s)_{FC}} \right] \right\}^{0.5} \quad (1-9)$$

方程式右边包括旺盛的表面沸腾和强迫对流的放热系数之比。他认为旺盛的表面沸腾项所取的数据, 系饱和容积沸腾的。在一般情况下沸腾热通量是壁过热的复函数。

Rohsenow^[22] 也考虑到强迫对流和泡沫沸腾在过渡区的影响。总的热通量简单地给定是以汽泡运动和强迫对流的热通量之和:

$$(q/A) = (q/A)_B + (q/A)_{FC} \quad (1-10)$$

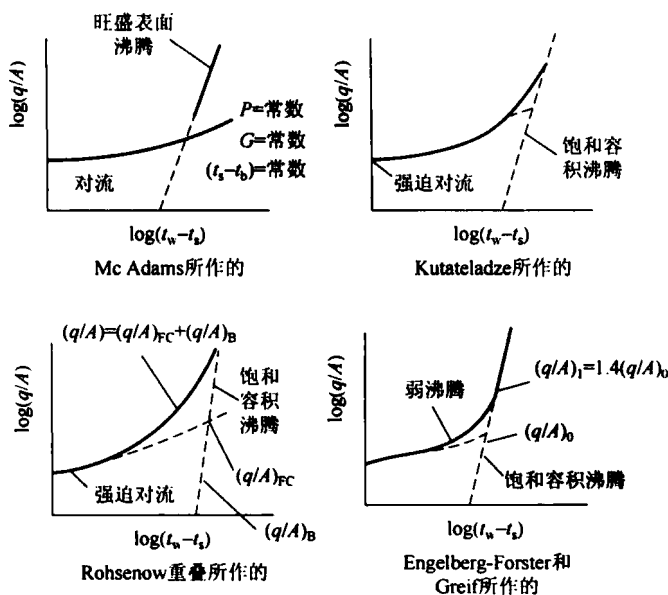


图 1-2 估计产生的强迫对流表面沸腾的传热

在局部流动条件下,强迫对流项估计用适当的强迫对流关系式。对个别流体表面上气泡运动的影响,可用饱和容积沸腾关系式。在相对地高的壁过热下,沸腾曲线估计用方程式(1-10)将可归并成很低的全过热和容积沸腾曲线。

Rohsenow 用上述方法分析了几个研究者的试验数据。在所有情况下,在对数一对数图上所表示的 $(q/A)_B$ 对 $(t_w - t_s)$ 的关系将近于直线。商业上用的管子与不同流体和表面有不同的截距,其斜率约为 3。为了有利于比较斜率和截距,用容积沸腾数据进行比较;结果表明:在 $(q/A)_B$ 对 $(t_w - t_s)$ 图上称为由个别的流体—表面的容积沸腾所组成。在相同表面上真实饱和容积沸腾数据必不可缺地可应用上。

Engelberg—Forster 和 Greif^[23] 建议:对个别流体和表面皆要求用非沸腾强迫对流关系式和容积沸腾关系式的关系表示。两关系式的交叉处给定热通量 (q/A) 。沸腾曲线清楚地可以看成相同于容积沸腾,其经验的关系式如下:

$$(q/A)_1 = 1.4(q/A)_0 \quad (1-11)$$

如图 1-2 所示的弱表面沸腾与用直线表示的 $(q/A)_1$ 之间称为 $(q/A)_0$;但不清楚有多少试验点属于弱表面沸腾的。

从图 1-2 中可以看出估计不同沸腾曲线的 4 种方法。用容积沸腾曲线外推符合旺盛表面沸腾的情况,但没有试验数据能用上;因而须用基本方程式和假设来符合旺盛表面沸腾,另外还需要考虑开始的沸腾点,是很有必要的。

1. 低的壁过热

大的 L/D 管可避免主流沸腾的低热通量。一般在欠热沸腾试验中限制了低的壁过热区域。因此,长管是适合研究强迫对流区域,使入口影响减到最小,同时亦可能监视几个轴向位置得到在单一功率设施上的几个欠热值的数据。

(1) 强迫对流

研究了内径为 0.094 in 不锈钢管, 加热长度为 5.48 in, 稳定段长度为 2.5 in, 用 29 和 48 L/D 两种来测量壁温, 入口速度为 11.28 和 57 in/s。在每种质量流速下增加热通量如图 1-3 得到不同的雷诺数。在壁温超过水局部饱和温度, 出现没有强迫对流数据。强迫对流数据在高雷诺数下通常显示出入口的影响。由于过渡区特性的影响, 低速数据皆不十分好。对在该温度水准上, 因径向性能的变化所测量的数据皆较 Mcadams^[24] 所作关系式 (见图 1-3) 分散。

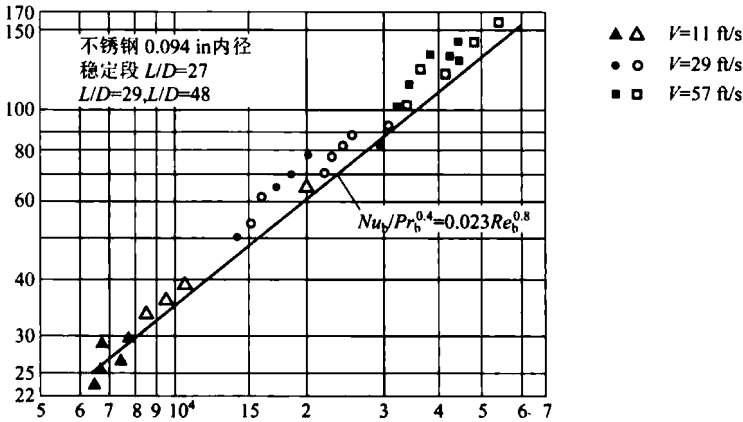


图 1-3 强迫对流的关系式数据

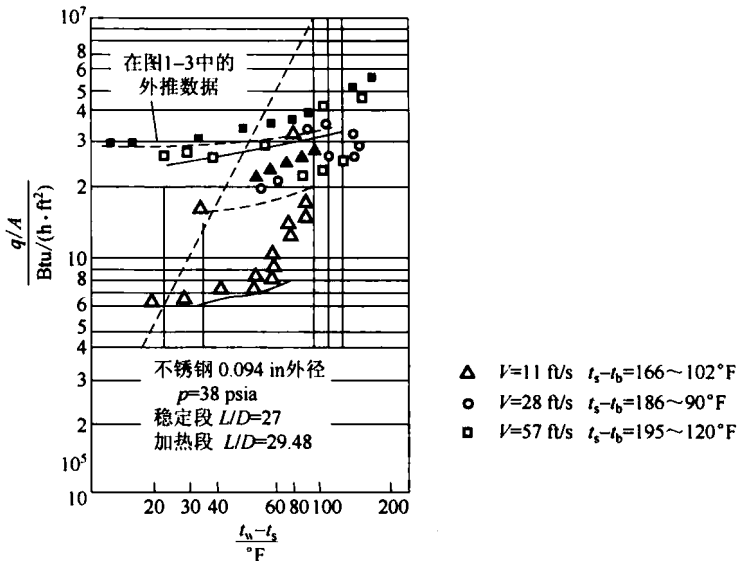


图 1-4 偏离强迫对流沸腾曲线

高热通量壁过热的传热数据如图 1-4 所示。在壁过热区域的数据中, 对两较高速度很有规律, 在过渡区低速下, 壁温有波动, 同时由于读更多热电偶引起的电位计的记录误差, 因

而数据的规律性较差些。

(2) 弱表面沸腾(或称初期沸腾)

(a) 分析

如下的定量分析研究的方法,是用 Hsu 和 Graham^[25] 的建议,来估计弱表面沸腾情况的。

通常承认在实际沸腾系统的泡核理论,在加热表面上汽泡发生在小的空腔内。汽核形成蒸汽皆在空腔中俘获。

考虑在液体中球形部分的汽泡半径 r , 构成如下的平衡式:

$$\pi r^2 (p_{gr} - p_l) = 2\pi r \sigma \quad (1-12)$$

式中: p_{gr} ——在弯曲的液面上的汽相压力;

p_l ——在液相的压力;

σ ——表面张力。

或按照 Helmholtz 有关汽泡的曲率半径意义:

$$p_g - p_l = 2\sigma/r \quad (1-13)$$

式中: p_g ——汽相的压力。

在平衡上须保证 $T_l = T_g$ 。于是, $p_l < p_g$, 由液体压力着眼, 液体温度必须过热。

于是,用 Clapeyron 方程式和理想气体近似法

$$dp_g/dT \cong h_{fg} p_g / R_g T_g^2 \quad (1-14)$$

方程式(1-14)积分和方程式(1-13)联立,得

$$T_g - T_s = (T_g T_s R_g / h_{fg}) \ln(1 + 2\sigma / r p_l) \quad (1-15)$$

式中表面张力由查饱和温度求得。该最后方程应用于空腔口的半径 r 的半球状的汽泡。汽泡生成前在空腔的外侧,其必须通过半球形情态而生长,这种形式符合最小曲率半径形状。

假定纯粹传热给汽泡而成长的话,热层环绕汽核必须达到一定的温度,汽饱和空腔尺寸一般地皆比层流分层的厚度小;因此,在接近壁的液体中温度分布可用近似的直线关系:

$$T_l = T_w - (q/A)y/k \quad (1-16)$$

其中导热系数 k 由壁温解得,没有引进有效的误差。但有一个困难,就是确定有关局部液体温度到蒸汽温度。

这个简单的假设前提是具有半径 r 的半球形核心渐渐变成在距离 $y = r$ 上的液体温度。如所有环绕着壁的流体最大可能是传热给汽泡。实际上,假定在某些小于 r 的距离上的流体温度是等于临界蒸汽温度,汽泡将仍成长。于是,传热给汽泡底部和顶部,当平衡时,纯粹传热等于零。该传热解是复杂的,如液体温度分布使接近汽泡时情态变形。Han 和 Griffith^[26] 提出对 $T_l = T_g$ 时,用容积沸腾来分析,得出: $y = 1.5r$ 。他们的分析须引进许多假设,其最后引成不确切的结果。为了得到确切的解,须进一步努力才可得到。

考虑到在定压下高热通量对流系统的传热。图 1-5 为强迫对流表面沸腾的汽泡开始成长的情况。方程式(1-15)在饱和温度下解,则热通量给定如下:

$$(q/A) = -k_l dT_l/dy = h(T_w - T_b) \quad (1-17)$$

式中: T_b ——混合的平均绝对温度。

对流动(强迫和自由)和几何形状决定 h 的大小。由以上方程式考虑主流温度 T_b 为知

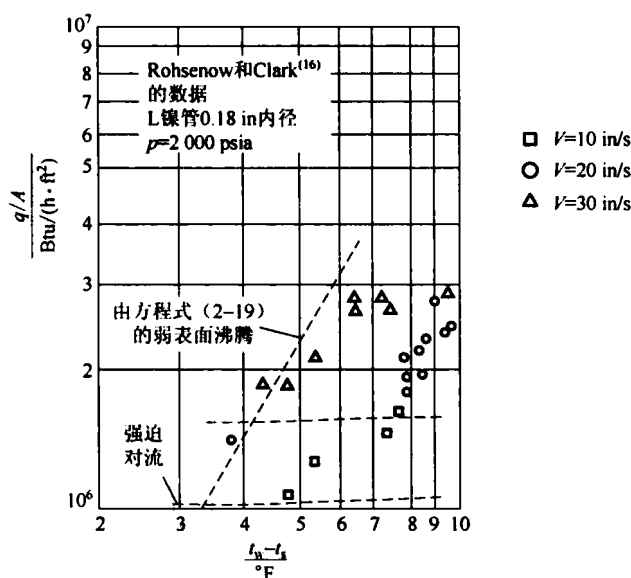


图 1-6 在高压系统中弱表面沸腾

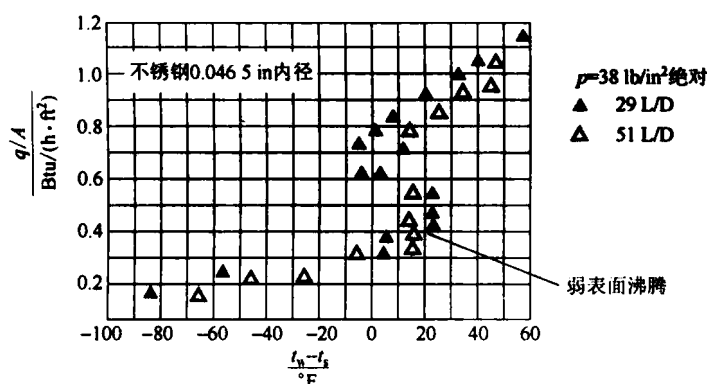


图 1-7 流动断开的表面沸腾

上游壁温。通常沸腾曲线低的壁过热增加以前,壁温减少几乎接近 40°F 。

为了说明层流—湍流过渡区和弱表面沸腾方面异乎寻常的现象,数据取在低热通量如图 1-7 所示。上限的值与预计的层流,位于湍流线下,高通量数据是确定湍流的。

具有热通量的壁温变化,反复进行是完全地再出现过渡情态,起点常在壁过热约 15°F 。对 38 psia 和 $q/A = 0.45 \times 10^6 \text{ Btu}/(\text{h} \cdot \text{in}^2)$,弱表面沸腾在 $t_w - t_s = 17.5^{\circ}\text{F}$ 。较早最初汽泡产生明显地在低的壁过热。当最初汽泡成长壁温表现离奇,似乎没有相一致。

汽泡考虑如从过渡区到湍流断开。第二种情况是依照沸腾在管内上游传播,显示了最初状态。于是这些数据,进一步证实构成试验预计弱表面沸腾的分析。它们亦说前预计的沸腾系统状态运行在层流—湍流过渡区域的困难。

2. 旺盛表面沸腾

旺盛表面沸腾就是在强的泡沫沸腾内；对容积沸腾和强迫表面沸腾许多研究者的数据表示于方程式(1-8)中。在这表达式 n 是常数，对更多的工业上用的管表面上在 4 左右，同时 c 为压力和流体表面有关的特殊常数。

通用的关系式的沸腾数据似乎没有引起对不容易控制的强烈的影响，而有较小的变化；就是对溶解和吸附的气体、杂质以及沾污表面有一些影响，即是数据的沸腾曲线斜率和位置有一些变化。

试验所得数据，直接地比较了容积沸腾和强迫沸腾的数据；由于表面条件起着重要的作用，它必须真实地以相同表面来比较。已完成的强迫对流环形几何形状的沸腾试验，环形内圆柱体提供相同于单独容积沸腾的加热表面；其用商业上冷拉的 0.064 5 in 外径的不锈钢管，作为环形内的加热件。

强迫对流沸腾数据和容积沸腾数据皆在图 1-8 中，须注意每个速度上的不同欠热度。在旺盛表面沸腾可以忽视这些影响变化。Mcadams 等证实，取速度为 1~12 in/s 和欠热度 20~150°F，速度和欠热度对旺盛表面沸腾没有显著的影响。

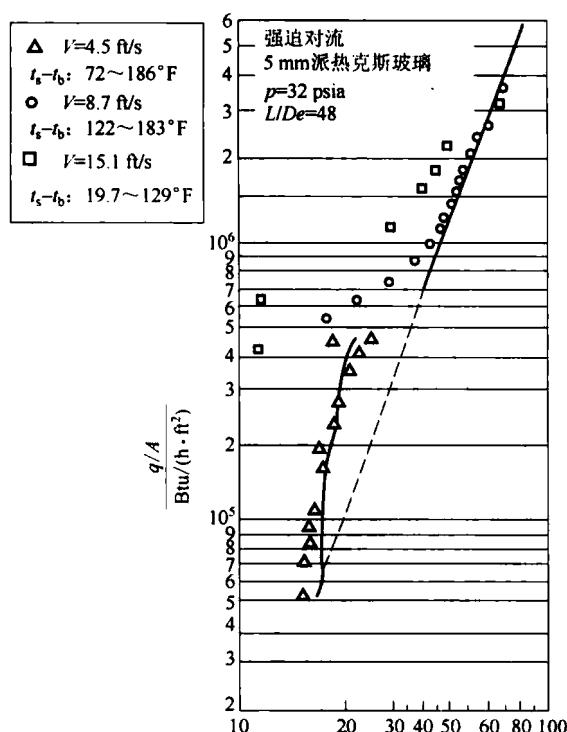


图 1-8 不锈钢强迫对流表面沸腾数据和容积沸腾数据

容积沸腾数据取自相同表面，主流温度是接近饱和，容积沸腾曲线显示出通常的特性；低壁过热区域其中起自然对流作用，旺盛表面沸腾部分具有一定斜率，减低斜率区域其中汽泡开始包在表面上，它出现着强迫对流沸腾这些数据，不能考虑外推容积沸腾数据，对旺盛

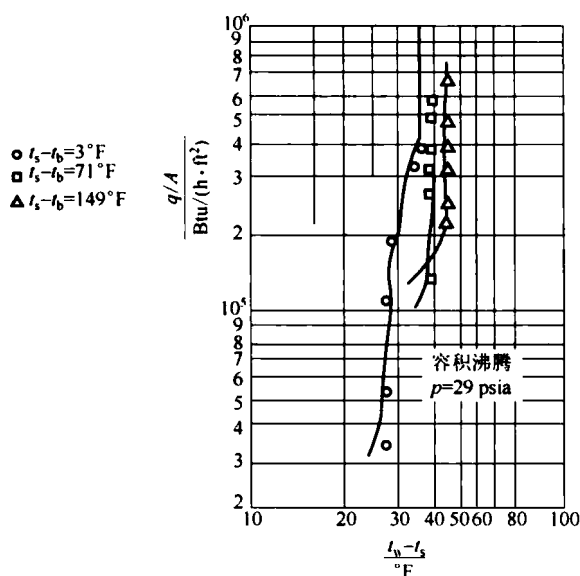


图 1-9 在容积沸腾上欠热度的影响

表面沸腾曲线的斜率和截距皆有显著的区别。

从调研与欠热容积沸腾数据相一致和重合的理论皆看成有更多的问题。在主流温度能保持一定；提供了可能所取的试验数据，在图 1-9 中显示出欠热容积沸腾数据与强迫对流表面沸腾数据的不同。由于增加欠热度增加影响自然对流，因此，它亦看成在旺盛表面沸腾每个欠热度的明显曲线。增加欠热度朝着高壁过热改变，其相似于用 Rallis 等在瞬间的容积沸腾试验。

当主流温度是欠热时，汽核要求有更大的壁过热，这是合理的。更多的容积沸腾基本的中心分析，包括 Han 和 Griffith^[26] 所引用的倾向。

因为欠热度影响容积沸腾是很强烈，要欠热容积沸腾曲线似乎当作强迫对流沸腾曲线用；因而，利用强迫对流表面沸腾数据不引用每个欠热度的影响。引用广宽欠热范围的很小心试验表明：某些欠热度的影响；因此，除在低速外，怀疑在容积沸腾中有更大的影响。

在强迫对流沸腾和容积沸腾间的数据有几处可以说明缺乏符合的理由，容积沸腾是依某些试验段尺寸和方位的，例如现有平行管汽泡流动模型是与平板不同；再加，出现在强迫对流中流体沸腾机理与在饱和和容积沸腾是不同的。在强迫对流欠热沸腾在表面上汽泡生长和毁坏，它们在下流摆动。在其他方面，在饱和和容积沸腾汽泡从表面分离和通过容器上升。Kreith 和 Foust 考虑了该问题，认为汽泡骚动分离和不分离是有相同的大小数量级。因而，在这种情况下，在强迫对流和汽泡运动相互作用下不能简单的重合。据悉由 Bankoff 更多的建议，得以解决。

在 1965 年苏联又发表含有低的重量含汽量的套管放热系数试验^[31]，在莫斯科动力学院做了试验，参加人有 Н. Г. РАССОХИН、К. А. ТТЕНШТАДТ 和 В. Н. МЕЛНИКОВ。在内管外径为 5.89 mm、8.12 mm 和 9.94 mm，外管内径为 14 mm，长为

480 mm 所构成的套管上做试验。在流速为 2~7 m/s, 质量含汽量为 0~11%, 压力为 40、59、80 ata, 热通量为 $0.23 \times 10^6 \sim 1.6 \times 10^6 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$ 下进行。得出如下的计算公式:

$$h = 3 \times q^{0.7} p^{0.2} \quad (1-20)$$

该式与试验数据未有超过 $\pm 20\%$ 。

在 1965 年苏联 Н. С. АЛФЕРОВ 和 Р. А. РЫБИН^[32] 发表了在套管内放热一文, 并发表了套管的内管加热、外管加热、内外管加热旺盛表面沸腾放热系数试验数据。其中有 150 ata、流速为 8 m/s、热通量为 $135 \times 10^3 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$ 的试验数据。绝大多数试验数据是在如下试验参数下得到的:

套管的间隙为 1、1.5、3 和 5 mm,

套管内管外径为 15 mm,

压力为 49.5、100、150、198 ata,

流速为 0.4~8 m/s,

欠热度为 6~70°C,

热通量为 $27.1 \times 10^4 \sim 20.3 \times 10^5 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$ 。

得出如下的经验公式:

$$\bar{h}_k = 10.6 \frac{q^{0.7} p^{0.1} w^{-0.17}}{\Delta t_{\text{欠热}}^{0.7}} \quad (1-21)$$

该公式与试验数据偏差不超过 $\pm 15\%$ 。

在 1966 年苏联动力研究所 В. К. ОРЛОВ 和 П. А. ЦЕЛИЩЕВ^[33] 发表了“在定位格架区释热元件外壳的温度工况的试验研究”一文, 引起了反应堆设计者和热工试验者的重视, 在有板状定位格架的反应堆释热元件外壳的接触地方局部温度大大增高的可能。曾指出^[33]: “定位格架的平板条与释热元件的有效部分相切是否允许, 由于冷却的恶化是否会导致元件外壳的局部过热, 这些都是一些需要解决的问题。”同时曾提出^[33] 轴向流过空气的 7 根棒束中的热交换试验表明: “靠近格架处的放热强度直接地大大增加约 2 倍”。试验是在下列条件下进行的: 热通量为 $2440 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$, $Re=75000$ 不变, 进口空气温度为 17°C。

在 1972 年 L. S. Tong 发表了《泡沫和膜沸腾的传热机理》一文, 文中^[34] 提及弱表面沸腾 (或称初期表面沸腾) 和旺盛表面沸腾在壁温上升时发生, 如图 1-10 中所示, 它伴随部分泡沫沸腾曲线, 开始离开 T_{IB} , 最终壁温达到接近不变, 产生了旺盛表面沸腾, 图中 T_{LB} 为冷却剂温度。其中 IB 表示弱表面沸腾, LB 表示旺盛表面沸腾。

泡沫的成长须壁接近过热, 弱表面沸腾用如下 Clausius-Clapeyron 关系式:

$$T_{\text{壁}} - T_{\text{饱和}} = \frac{2\sigma T_{\text{饱和}}}{JH_{\text{fg}} \rho_v} \frac{1}{r_c} \quad (1-22)$$

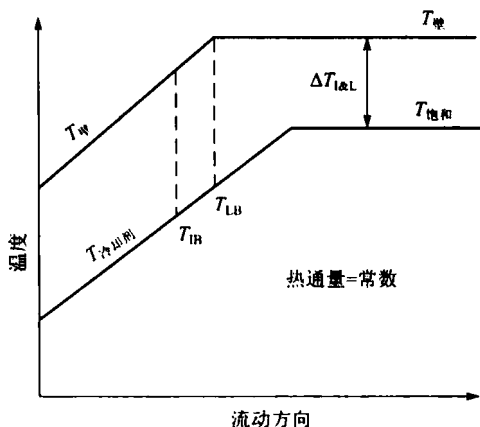


图 1-10 沸腾流动中壁和冷却剂温度的关系