

文章编号: 1005—0523(2003)01—0038—04

热管内部的冷凝传热及冷凝恶化

潘 阳

(华东交通大学 土木建筑学院, 江西 南昌 330013)

摘要:根据热力学第一定律导出了包括界面切应力、传质及蒸汽速度影响在内的热管冷凝模型, 根据热管内的冷凝特性及机理, 讨论并分析了冷凝恶化, 当液膜出口处的界面速度等于或小于零时, 冷凝段发生冷凝恶化, 这时冷凝传热急剧减弱, 同时, 在蒸发段极易产生局部干涸和壁温飞升. 为了描述热管内部冷凝与蒸发传热间的这种相互作用的关系, 本文提出了亚携带限的概念, 亚携带限完全不同于通常概念上的携带限, 通过控制亚携带限可有效地避免和防止冷凝段和蒸发段的传热恶化.

关 键 词:冷凝恶化; 亚携带限; 热管; 干涸

中图分类号:TK124

文献标识码:A

1 引 言

对于热管冷凝传热的研究一直都比较活跃, 关于这方面的研究和进展也有过许多报道^[1~5]. Lee 和 Bedrossian^[6]推出了类似于 Nusselt 冷凝模型的简化冷凝公式, 然而, 热管冷凝传热特性实际上比 Nusselt 冷凝模型复杂得多, 特别是, 由于汽-液反向流动而引起界面切应力阻碍了液膜的流动, 从而对冷凝传热产生很大的影响, 因此, Nusselt 冷凝模型是不能用于这种场合的. Spental^[7]导出了层流液膜和蒸汽流动的冷凝模型, 计算结果表明局部 Nusselt 数与 Nusselt 解有较大区别(高出 27%), 但两者平均值都一致. 许多学者^[8~12]对相同的冷凝问题进行了研究, 比较一致地认为, 界面切应力确实对热管冷凝换热及液膜回流有很大的影响.

事实上, 冷凝传热不仅关系到热管的整体传热特性, 而且还直接影响蒸发段的传热危机、干涸及壁温突变. 然而, 在研究中, 大多数研究者^[13]更关注蒸发段的传热危机, 而对冷凝传热及冷凝传热危机对蒸发段传热的影响却很少有讨论. 文献^[14]提

出了发生在冷凝段的冷凝恶化是产生蒸发段传热危机的主要原因, 并认为冷凝恶化的概念和机理对于分析蒸发段内的干涸、携带及防止传热危机现象有着十分重要的意义.

本文的目的就是要掌握热管内部冷凝恶化与传热危机的关系. 根据文献^[14]推导的数学模型, 采用数值计算方法, 解出液膜流动分布、界面流动分布、壁面切应力及界面切应力; 揭示冷凝恶化和传热危机或干涸间的内在关系; 最后提出了亚携带限的概念, 以揭示冷凝段传热与蒸发段传热间的耦合关系.

2 理论分析

热管的冷凝模型如图 1 所示. 由文献^[14], 动量守恒及能量守恒的控制方程为

$$\mu_1 (\partial^2 u / \partial y^2) + (\rho_l - \rho_v) g = 0 \quad (1)$$

$$\partial^2 T / \partial y^2 = 0 \quad (2)$$

相关的边界条件为:

在 $y=0$:

$$u=v=0, \quad \mu_1 (\partial u / \partial y) = \tau_w, \quad T=T_v \quad (3a \sim 3c)$$

当 $y=\delta$:

收稿日期:2002—09—04

基金项目:江西省自然科学基金资助项目(986029)

作者简介:潘 阳(1957—), 男, 河南舞阳人, 教授.

$$\begin{aligned} \mu_1 \frac{\partial u}{\partial y} &= \tau_i, \quad k_l \frac{\partial T}{\partial y} = m'' h_{fg} = \frac{\partial \Gamma}{\partial x} h_{fg}, \\ u &= u_i, \quad T = T_v \end{aligned} \quad (4a \sim 4d)$$

$$\text{在 } x=0: u=0, \delta=0, u_v=0 \quad (5a, 5b)$$

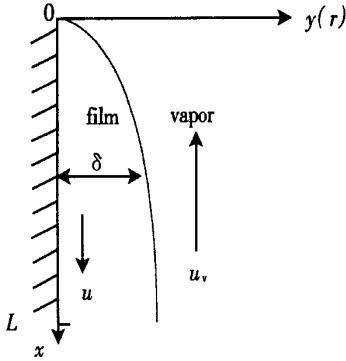


图 1 冷凝模型

考虑到传质的影响,界面切应力还可写成

$$\tau_i = \frac{1}{2} f_v^0 (u_v - u_i)^2 U \quad (6)$$

引入下面无量纲变量

$$\begin{aligned} u^* &= u / (\delta_N^2 g / v_l), \quad S = x / L, \\ \delta^* &= \delta / R, \quad \Gamma^* = \Gamma / \mu_l, \\ \tau^* &= \tau / \rho_l \delta_N, \quad y^* = y / \delta \\ Gr &= \left[\frac{8 g R^3}{v_l^2} \right]^{1/2}, \quad Ja = \frac{c_{pl} \Delta T}{h_{fg}}, \\ Pr_l &= \frac{c_{pl} \mu_l}{k_l}, \quad \mu^* = \frac{\mu_v}{\mu_l}, \quad R^* = R / L \end{aligned}$$

其中

$$\Delta T = T_v - T_w, \quad \delta_N = \left[\frac{4 J a \omega_l x}{Pr_l g} \right]^{1/4}$$

边界条件(4b)的无量纲形式可写成

$$\frac{\partial \Gamma R^* Pr_l}{\partial S} = \frac{1}{\delta^*} \quad \text{or} \quad \delta^* = \frac{Ja}{R^* Pr_l} / \frac{\partial \Gamma^*}{\partial S} \quad (7)$$

液膜速度为

$$u = \frac{2 \gamma \Gamma}{\rho_l \delta^2} + \frac{g y \delta}{3 v_l} - \frac{g y^2}{2 v_l} \quad (8)$$

其对应的无量纲形式为

$$u^* = \frac{16 \Gamma^* \gamma^*}{Gr^2 \delta^{*2} \delta_N^{*2}} + \frac{\gamma^* \delta^{*2}}{3 \delta_N^{*2}} - \frac{\delta^{*2} \gamma^*}{2 \delta_N^{*2}} \quad (9)$$

界面速度为

$$u_i^* = u^* |_{y^*=1} = \frac{16 \Gamma^*}{Gr^2 \delta_N^{*2} \delta^*} - \frac{\delta^{*2}}{6 \delta_N^{*2}} \quad (10)$$

蒸汽流动的速度可写成

$$u_v = 2 \Gamma / \rho_v R \quad (11)$$

其对应的无量纲形式为

$$u_v^* = 16 \Gamma^* / Gr^2 \delta_N^{*2} \rho^* \quad (12)$$

由式(10)和(12)可得

$$u_v^* - u_i^* = \frac{16 \Gamma^*}{Gr^2 \delta_N^{*2} \rho^*} B \quad (13)$$

其中 B 为相对速度比.

对于界面切应力,其公式及无量纲形式可分别写成

$$\tau_i = (2 \rho_l g \delta / 3) - (2 v_l \Gamma / \delta^2) \quad (14)$$

$$\tau_i^* = 16 \omega / Gr^2 \delta^{*2} \delta_N^* \Gamma^* \quad (15)$$

对于壁面切应力,其公式及无量纲形式可分别写成

$$\tau_w = (3 \Gamma v_l / \delta^2) - (\tau_i / 2) \quad (16)$$

$$\tau_w^* = (24 \Gamma^* / Gr^2 \delta^{*2} \delta_N^*) - (\tau_i^* / 2) \quad (17)$$

3 结果及讨论

发生在热管蒸发段的传热危机或干涸,一般都是由于冷凝段发生的冷凝恶化引起的,通常用携带限来描述,携带限是指在冷凝段,由于反向高速流动的蒸汽速度的粘性力作用,发生液膜流动停滞甚至发生倒流的极限现象.但是,实际上,在携带限出现之前,蒸发段中的一些局部传热恶化现象就已可能出现,如蒸发段的局部干涸、局部壁温飞升等,其产生的原因就是由于冷凝恶化或蒸汽携带的影响.携带首先发生在液膜的出口处,因为在这点,蒸汽速度最大,液膜最厚,在携带限之前,一定还存在着一个临界值,它使冷凝段出口处($S=1$ 或 $X=L$)的液膜界面流动出现停滞或倒流.

由公式(10),当 $u_i^* \leq 0$,

$$\Gamma^* \leq \frac{Gr^2 \delta^{*3}}{96} \quad \text{or} \quad \frac{d \Gamma^*}{d S} \leq \frac{Gr^2 \delta^{*2}}{32} \frac{d \delta^*}{d S} \quad (18)$$

根据公式(7)

$$\frac{d \Gamma^*}{d S} = \frac{Ja}{R^* Pr_l \delta^*} \quad (19)$$

由(18)和(19)可得

$$\frac{Ja}{R^* Pr_l \delta^*} \leq \frac{Gr^2 \delta^{*2}}{32} \frac{d \delta^*}{d S} \quad (20)$$

上式积分后可得

$$\delta^* \geq \left[\frac{128 Ja S}{R^* Pr_l Gr^2} \right]^{1/4} = \sqrt{2} \delta_N^* \quad (21)$$

也就是说,当 $\delta^* \geq \sqrt{2} \delta_N^*$ 或 $N_R \leq 0.707$ 时,携带对冷凝换热有明显影响.这里 N_R 是本文解的努塞尔数与努塞尔解之比,即 $N_R = \frac{Nu}{Nu_N} = \frac{\delta_N^*}{\delta^*}$.

由此可看出,携带可造成液膜增厚,冷凝传热减

弱,并在冷凝段出口处,当界面速度 u_i^* 小于或等于零时,冷凝传热强度(努塞尔数)小于努塞尔理论解的 70%. 由计算结果,我们注意到,即便携带远小于携带限,冷凝传热(N_R)也可能明显减小,如图 2 所示. 沿液膜流动方向,甚至出现大部分的 N_R 小于 0.707,有的局部 N_R 可能小于 0.5,在 N_R 小于 0.707 的区域,界面流出现停滞甚至倒流,如图 3 所示.

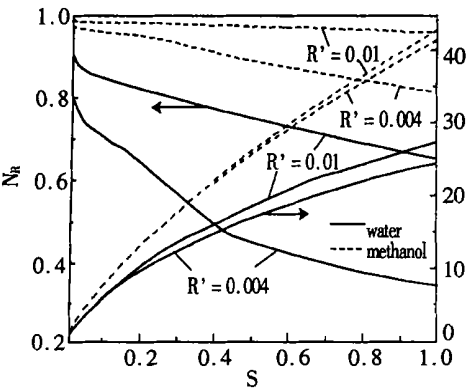


图 2 冷凝恶化时,冷凝传热与流量

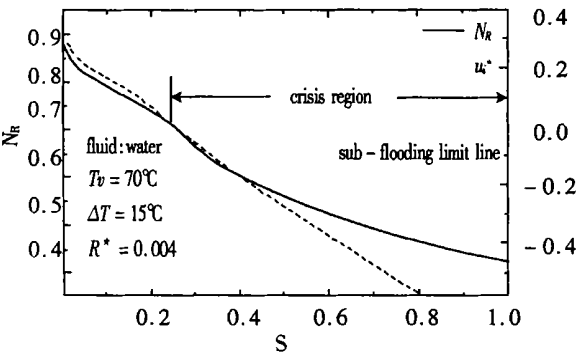


图 3 冷凝传热危机

对于在液膜出口处, $\delta^* \geq \sqrt{2} \delta_N^*$ 或 $N_R \leq 0.707$ 的情况,本文定义为冷凝段冷凝传热恶化,且 $N_R = 0.707$ 被称作亚携带限,这是评价冷凝段冷凝传热恶化的一个重要参数.

由层流液膜的冷凝公式

$$q = k_l \Delta T / \delta$$

可得到亚携带限对应的热流密度

$$q^c = k_l \Delta T / \sqrt{2} \delta_N \tag{22}$$

工程上常用热量的形式,即

$$Q_c = A_c q^c = 2 \pi R L \frac{k_l \Delta T}{\sqrt{2} \delta_N} \tag{23}$$

或

$$Q^c = \pi R L \left[\frac{k_l \Delta T^3 \rho_l^2 h_{fg} g}{\mu L} \right] \tag{24}$$

其中 Q^c 是对应亚携带限的传热量.

亚携带限与携带限有很大的区别,前者主要从冷凝传热角度考虑,如果热管的冷凝传热量小于亚携带限传热量 Q^c ,由于界面切应力的作用,冷凝液膜厚度会增加,液膜回流量会减小,冷凝传热会加速恶化,最终导致蒸发段的局部干涸和局部壁温飞升.而携带限是零液膜回流量的极限,它将引起整个蒸发段的干涸,这种极限是以蒸发段的传热量大于或等于携带限来作为评价.冷凝传热的恶化则是以冷凝传热量小于或等于亚携带限作为评判参数.尽管达到亚携带限的蒸汽携带可能会造成冷凝恶化及蒸发段局部传热危机,但对整个热管传热的影响远比携带限的要小.这就是为什么用“亚”这个前缀来描述携带对热管传热的影响.

显然,如果冷凝传热能避免亚携带限,那么一方面不仅可以防止冷凝段出现冷凝恶化,同时还可以防止蒸发段出现局部传热危机,更可以避免携带限所造成的整个热管的传热危机.因此,对热管安全可靠运行来讲,亚携带限是一个非常重要的控制参数,在工程上有着重要的意义.

4 结论

一个包含了界面切应力、动量传递及蒸汽速度的热管冷凝模型被推导,对其控制方程也进行了数值求解.

冷凝传热的机理表明,冷凝恶化是导致热管蒸发段出现传热危机和干涸的一个关键因素.

$N_R = 0.707$ 被定义为亚携带限,它是一个用来评价冷凝恶化的重要概念,在工程上是非常有用的.

符号说明:

B	相对速度比	v	Y 方向速度
c_p	比热	x	轴向坐标
f	Fanning 数	y	横向坐标
g	重力加速度		
Gr	两相 Grashof 数	$Greek$	
h_{fg}	蒸发潜热	Γ	单位宽度的质量流量
Ja	Jakob 数	δ	液膜厚度
k	导热系数	μ	动力粘度
L	冷凝段长度	ρ	密度
m''	相变的质量流量	τ	切应力
N_R	努塞尔数比	Δ	温差
Nu	努塞尔数	ν	运动粘度
Pr	普朗特数	ω	附加液膜流量
q	热流密度	$Subscripts$	
Q	传热量	i	界面
R	半径	l	液体
Re	雷诺数	v	蒸汽

S 无量纲轴向坐标 *N* 努塞尔解
T 温度 *R* 比值
u X 方向速度 *w* 壁面
U 动量传递因子

参考文献:

[1] S.P. Andreev, A study of boiling and condensation in a heat transfer element, *Inz.fiz.zh.*, 22, 999~1005(1972).

[2] A.N. Alabovsky, M.K. Bezrodnyi and V.F. Moklyak, Study of vapour condensation heat transfer in vertical thermosyphons, *IZV. Vuzov Energetika*, No.7, 61~67 (1979).

[3] H. Imura, H. Kusuda, J.I. Ogata, T. Miyazaki and N. Sakamoto, Heat transfer in two-phase closed-type thermosyphons, *Heat transfer-Japanese Res.* 8, 41~53 (1979).

[4] F.E. Andros and L.W. Florschnetz, Heat transfer characteristics of the two-phase closed thermosyphon (wickless heat pipe), *Proc. of 7th Int. Heat Pipe Conf.*, 1982, 187~192.

[5] W.K. Ho and C.L. Tien, Reflux condensation characteristics of a two-phase closed thermosyphon, *Proc. of 4th Int. Heat Pipe Conf.*, 1981, 451~458.

[6] Y. Lee and A. Bedrossian, The characteristics of heat exchangers using heat pipes or thermosyphons, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 21, 221~229, (1978).

[7] Th. Spendel, Laminare filmkondensation im vertikalen geschlossenen zweiphasen-thermosiphon, *Dissertation Universitat Stuttgart, F.R.G.*, 1985.

[8] A. Seban, and J. A. Hodgson, Laminar film condensation in a tube with upward vapor flow, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 25, 1291~1300 (1982).

[9] R. A. Seban, and A. Faghri, Film condensation in a vertical tube with a closed top, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 27, 944 (1984).

[10] Y. Pan, and W.B. Gu, Influence of Mass transfer and interface on condensation inside the two-phase closed thermosyphon, *Proc. of 9th Int. Heat Pipe Conf.*, Los Alamos, NM, USA, (1995).

[11] J. G. Reed, and C. L. Tien, Modeling of the two-phase closed thermosyphon, *Trans. ASME*, 109, 722 ~ 730 (1987).

[12] S. J. Chen, J.G. Reed, and C. L. Tien, Reflux condensation in a two-phase closed thermosyphon, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 27, 1587-1594 (1984).

[13] C.L. Tien, Heat pipe, in *Handbook of Heat Transfer*, Chap. 19, McGraw-Hill, New York (1984).

[14] Y. Pan, Condensation heat transfer characteristics and concept of sub-flooding limit in a two-phase closed thermosyphon, *Int. Communications in Heat and Mass Transfer*, 28, 311~322, (2001).

Condensation Heat Transfer and Condensation Deterioration inside Heat Pipes

PAN Yang

(School of Civil Eng. and Arc., East China Jiaotong Uni., Nanchang Jiangxi 330013, China)

Abstract: A condensation model that involves the effects of the interfacial shear, mass transfer and vapor velocity for heat pipe, is developed based on the first principles. According to condensation characteristics and mechanics inside the heat pipe, condensation deterioration is analysed and discussed in this paper. When the inferfacial velocity is less or equal to zero at the exit of the film, it is defined that the condensation deterioration takes place in the condenser section, in which case, condensation heat transfer in the condenser section will be critically worsened, on the other hand, local dryout and the wall temperature excursion in the evaporator section will easily occur. The sub-flooding limit, which is different from the conventional flooding limit, is proposed to describe the interaction between the condensation and evaporation in the heat pipe, by which heat transfer deterioration both in the condenser section and in the evaporator section can be prevented or controlled.

Key words: condensation deterioration; sub-flooding limit; heat pipe; dryout