

旋转热管内部传热机理研究与分析

石文卿 林兰潮

摘 要

旋转热管实验表明,其内部存在五种流型和一种值得注意的滞后现象。在测试观察的基础上,定性地绘出了流型图,提出了分层流与环状流的传热数学模型,(其中分层流模型在别的文献中尚未见到),其计算结果与实验数据吻合。

旋转热管发展到今已有19年,对它的研究可以分为二个阶段。第一阶段只限于环状流型,即高转速下工作特性。这阶段工作完成得比较全面,特别是 BacusbeB 在热管冷凝段建立了一整套较为完整的理论。但关于热管加热段说法未能一致。第二阶段研究中低速旋转热管工作特性,发现热管内流型不仅仅是环状流,还存在着其它流型,各流型的管内传热情况也不一样。在中低转速下,由于重力场与离心力的交互作用,使旋转热管内部工质流动与传热复杂化了。这阶段主要研究了:1. 不同流型的分类及其运动特性;2. 流型稳定性理论;3. 流型的判据;4. 建立了不同流型下的传热模型。上述问题没有一个得到满意解决,传热模型很少可用于实际传热计算。因此本文结合所观察到的热管内部流型来探讨传热机理。重点放在“层状控制区”的传热研究。建立传热模型并与实验数据对比,还定性讨论各流型间的联系,以及影响流型转变的因素。目的在于获得旋转热管总体特性,为设计不同类型旋转热管提供必要参数。

一、传热性能试验

本实验用热管结构如图1所示。现将测试到的输出功率、壁温和热管蒸汽温度等数据进

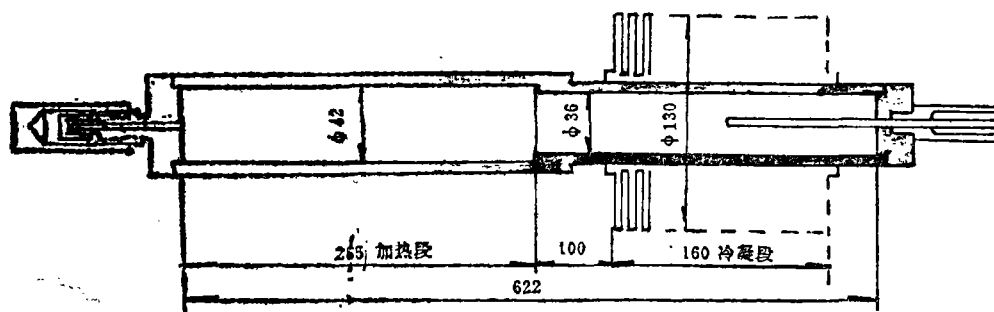
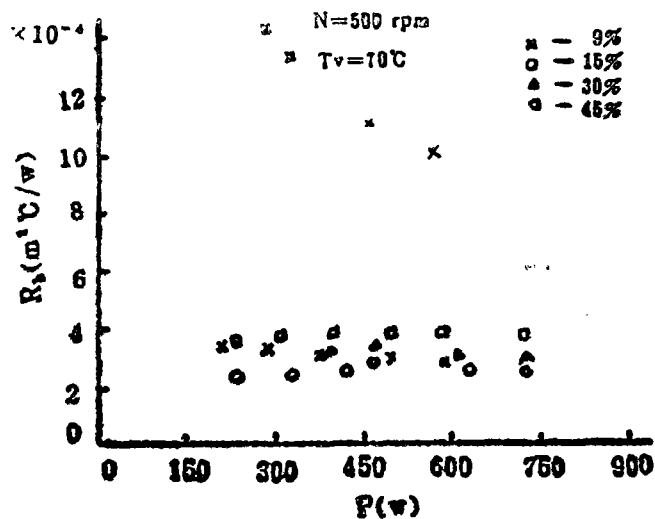


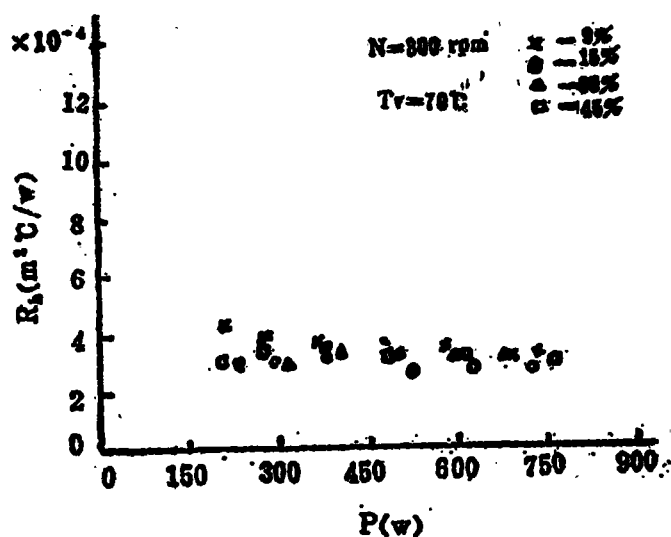
图1 实验用旋转热管构造图

行处理, 得到加热段热阻 R_h 、冷凝段热阻 R_c 及总热阻 R (均不包括管壁热阻)。图 2 ~ 图 8 示出了这些热阻的实验值。处理时分别取加热段、冷凝段外壁平均温度值做为两段壁温的计算温度。

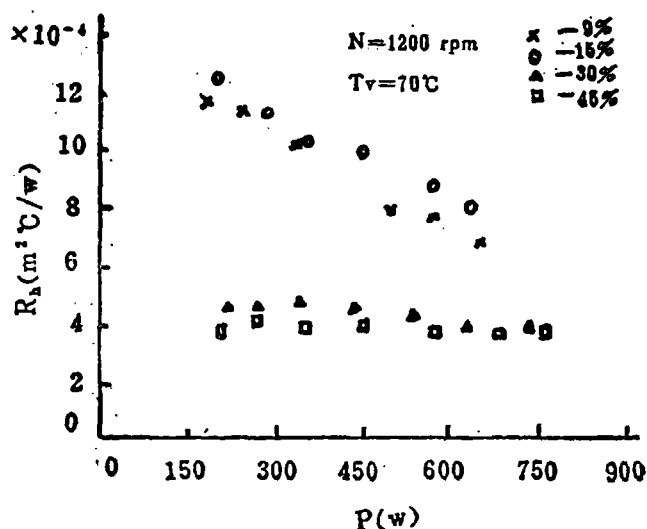
实验结果表明, 对于加热段中等转速时 (图 2-a) 除上方滞后态数据外, 热阻几乎与输入功率无关, 受充液量影响也较弱。在本试验情况下, 当转速为 800rpm 时, 热阻与充液量的关系不明显。图 8 是在传热量一定, 转速一定情况下, 热阻与充液量的关系, 它表明在 500rpm 情况下, 充液量增多, R_h 略有增加, 不太明显。对于滞后态, 热阻随功率提高而降低。



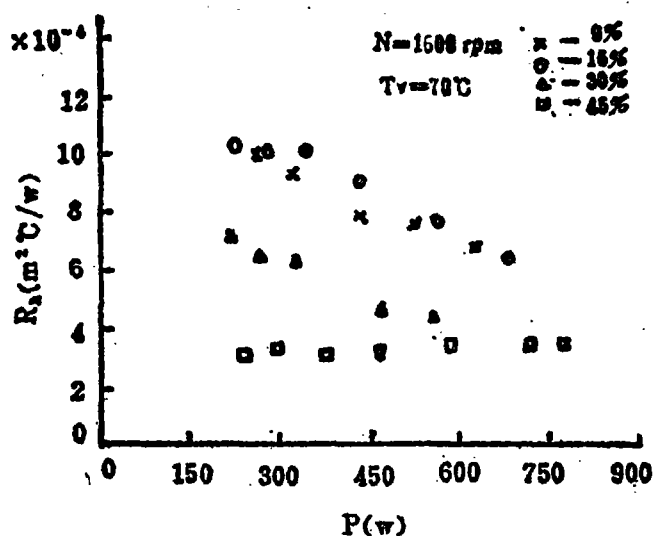
(A)



(B)



(C)

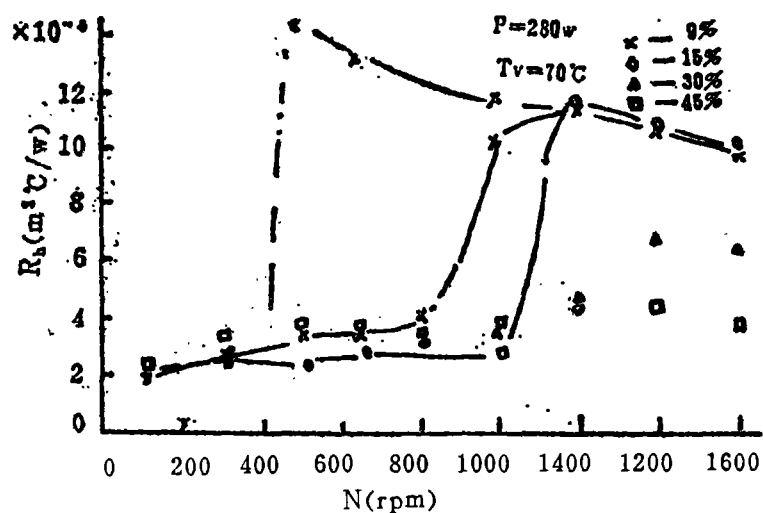


(D)

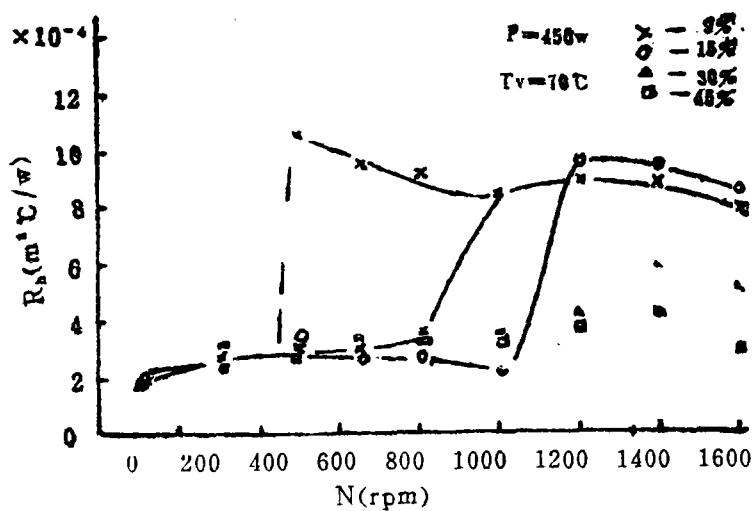
图2 传热量对加热段热阻的影响

对于冷凝段, 中转速时 (图4-a、b), 滞后态 (充液率 9%) 的热阻随功率的增加而增加, 这点与加热段不同, 其它数据变化与加热段对应情况一样。

由图 3-a、b 图 5-a、b 可以看出, 对于加热段和冷凝段, 当转速低于 300rpm 时, 热阻随转速升高而增加, 中速时 (300~800 rpm) 转速与热阻几乎无关。当转速继续升高, 充液量少的热管首先达到临界状态 n_{c1} (热段与冷段均如此), 由于环状流的形成, 所有液体都聚积在内腔表面上, 液膜厚度增加, 此时冷热段热阻陡增若干倍, 然后随转速的升高, 热阻又转为下降。对于其它充液量, 中转速后, 热阻变化趋势一样, 只不过临界转速不同。充液量多, 临界转速 n_{c1} 高。



(a)



(b)

图 3 转速对加热段热阻的影响

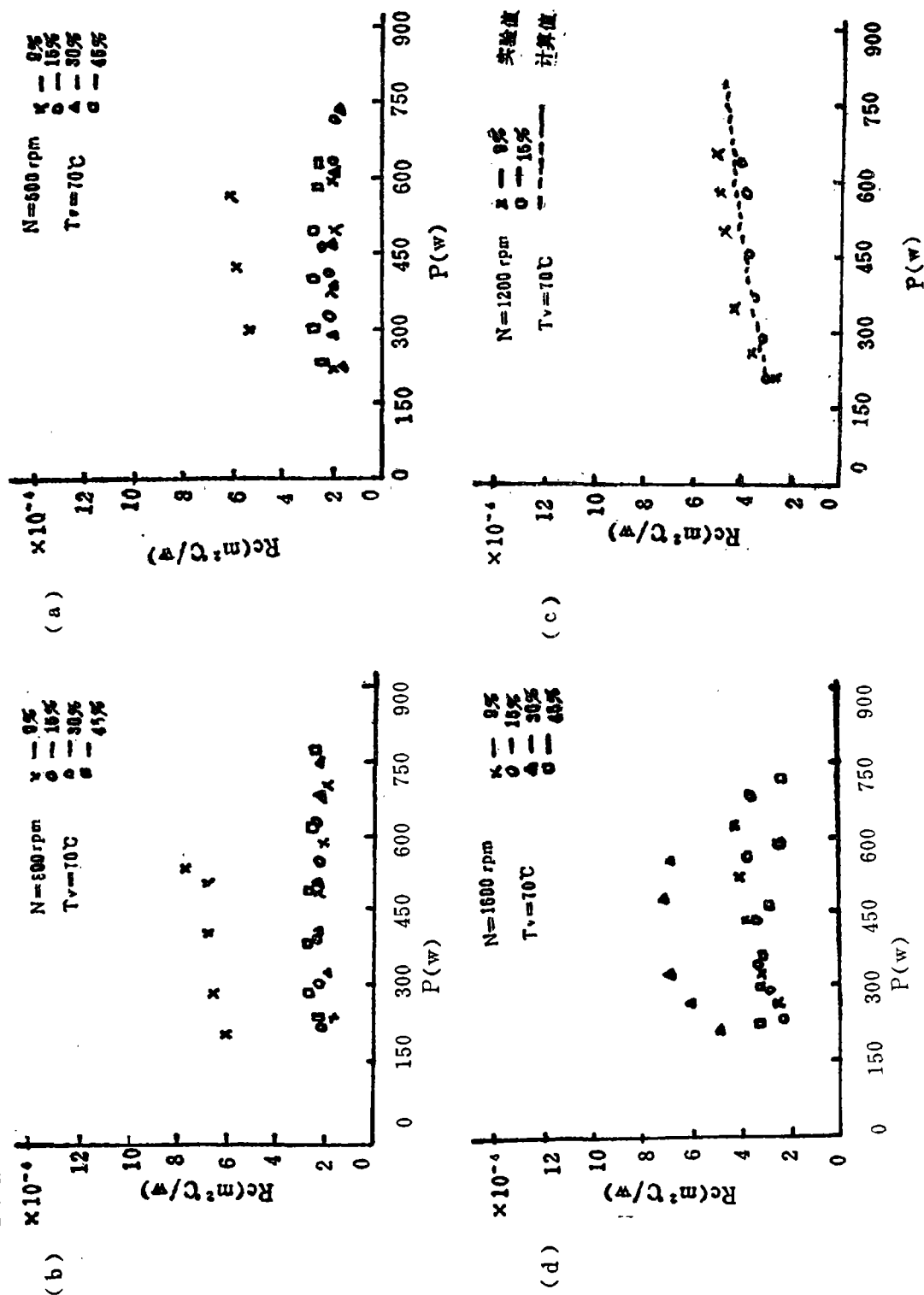
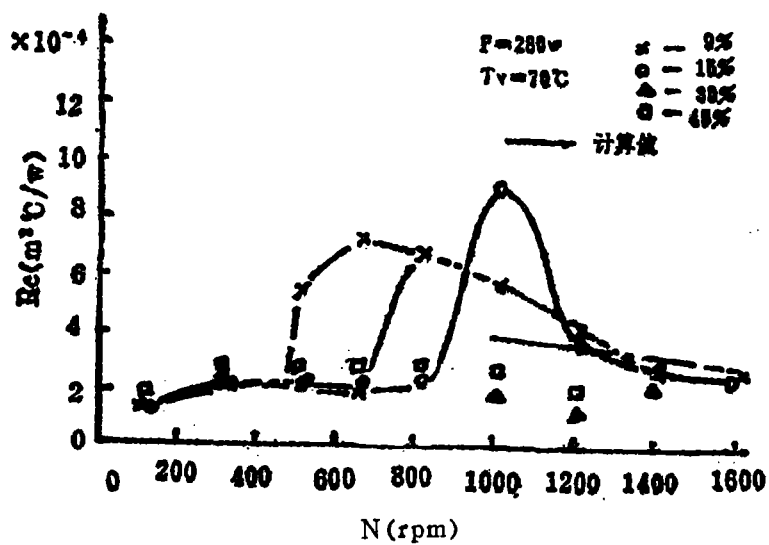
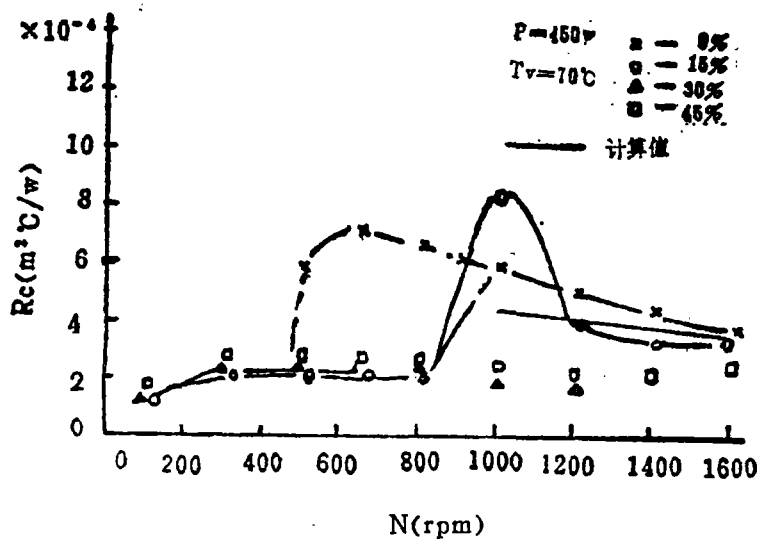


图4 传热量对冷凝段热阻的影响

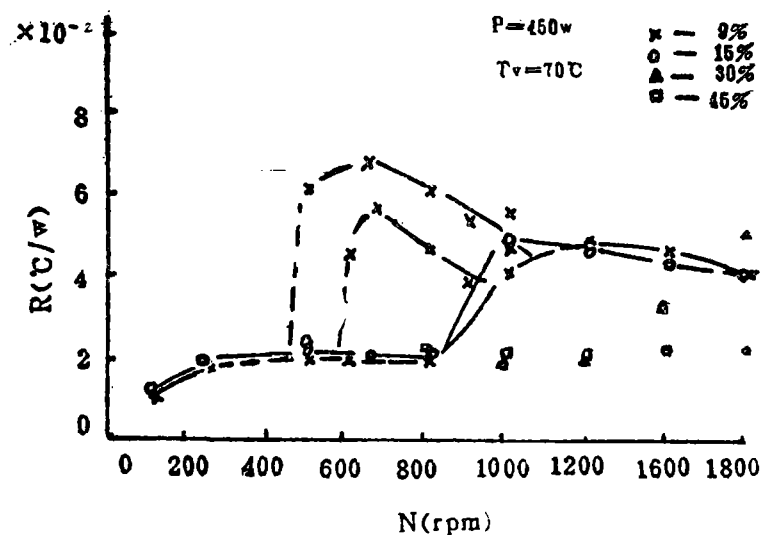


(a)

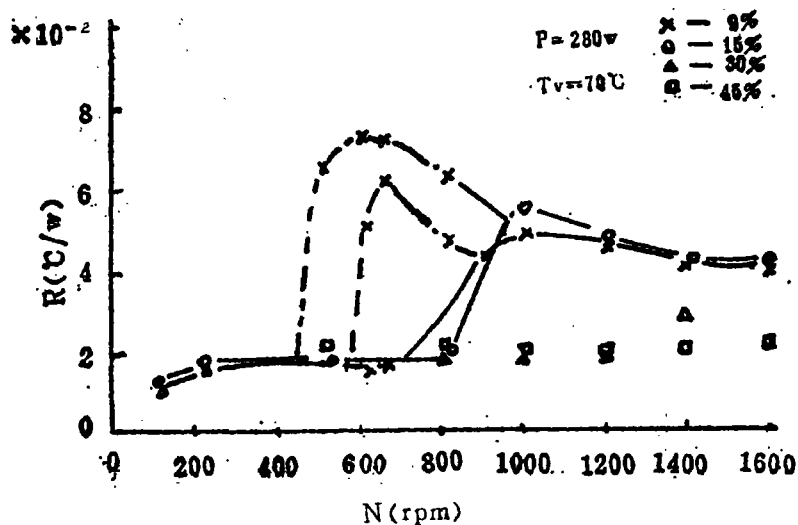


(b)

图 5 转速对冷凝段热阻的影响



(a)



(b)

图6 转速对总热阻的影响

图4-d、c表明,转速超过临界转速后,冷凝段热阻随输入功率的增加而加大,这点与加热段不同。

总热阻随转速变化(图6),当转速低于300rpm时,总热阻随转速升高而增大,中转速时热阻不变。转速升到某一值时,充液量最少的首先达到临界状态 n_{cl} ,此时总热阻陡增,然后随转速增加总热阻下降,其它充液量也是如此。实验数据表明,在本实验范围内,充液

量为 45% 时的总热阻、冷热段热阻在低速下,基本上与转速无关。另外,除环状流外,当加热段流型与冷凝段流型一致时,两端热阻相差不太大(图 2~5)。对于环状流,若传热量较低时,加热段热阻远大于冷凝段热阻。当传热量较大时,两段热阻比较接近(图 2 与图 4 所示)。值得注意的,内腔为台阶式的旋转热管中,对于一定充液量,由于冷热段临界转速不同,因此在总热阻与转速的关系图上会出现两条滞后线。

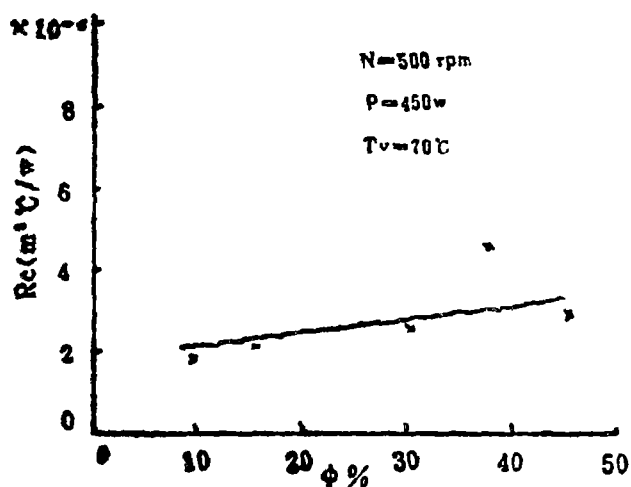


图 7 充液量对冷凝段热阻的影响

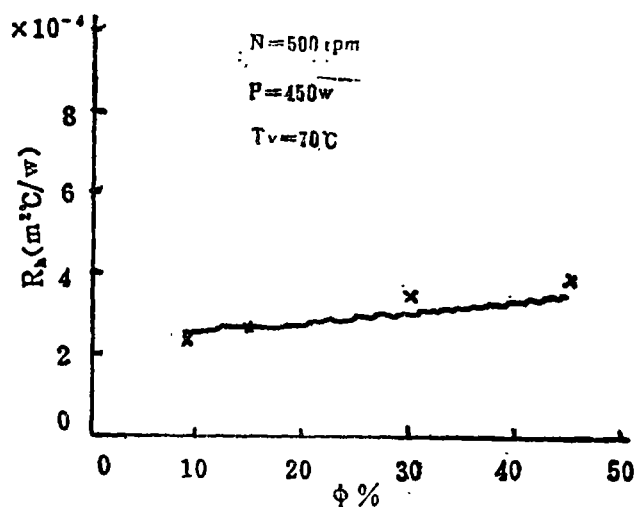


图 8 充液量对加热段热阻的影响

二、传热机理分析讨论

将可视化热管观察到的流型图和测试结果联系起来,发现有图 9 的对应关系(以加热段为例),热阻的变化规律与流型密切相关,这种定性的关系也适用于冷凝段。分层流与环状

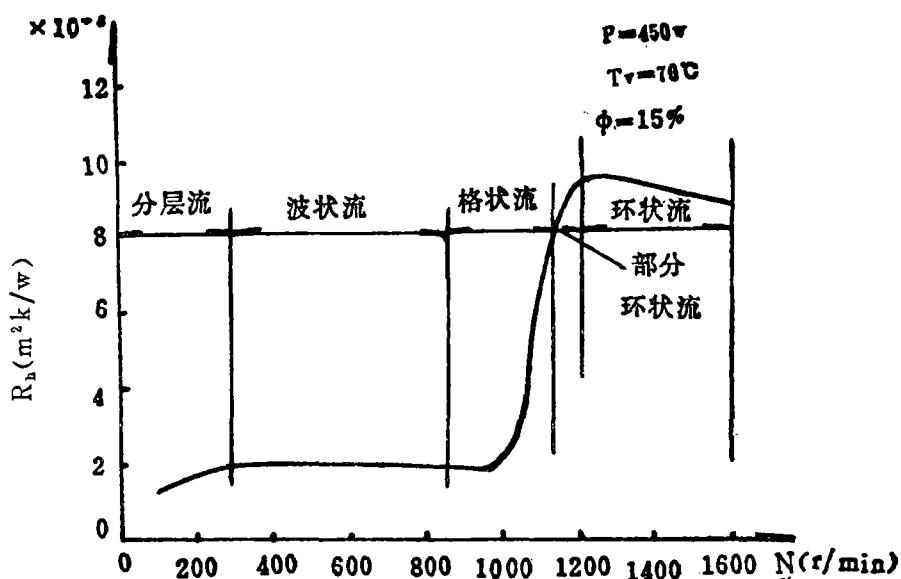


图 9 加热段内热阻与各流型范围对照

流，其对应关系更明显。在分层流区域中，随转速升高热阻加大；在波状流区域热阻与转速无关；在格状流区域中，转速低时热阻与转速无关，转速高时，热阻随转速升高而急剧上升。由于划分流型是根据管内流态来分的，而不是根据热阻趋势来分的，因此格状流会出现两种趋势。现将作者实验过的两种流型传热机理分析如下。

(1) 环状流传热机理：

冷凝段：环状流的传热机理已经有许多文章发表，其特点是液膜传导。对直筒形的圆筒分析，可列出如下动量方程与边界条件（图10）：

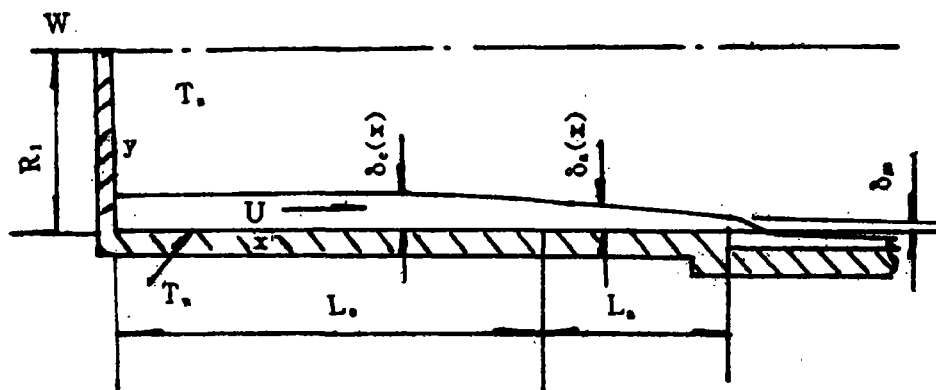


图 10 冷凝段环状流模型

$$\frac{\partial p}{\partial y} = -\rho \omega^2 R; \quad \frac{\partial p}{\partial x} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (1-a)$$

$$y=0, \quad u=0$$

$$y=\delta, \quad \left(\frac{\partial u}{\partial y}\right)_{y=\delta} = 0 \quad P_s = \text{const} \quad (1-b)$$

解方程(1)得

$$P = \rho \omega^2 R_1 (\delta - y) + P_s \quad (2)$$

$$u = -\frac{\rho \omega^2 R_1}{\mu} \cdot \frac{d\delta}{dx} \left(\frac{y^2}{2} - \delta y \right) \quad (3)$$

通过被测截面处的质量流量为:

$$M = \int_0^\delta 2\pi R_1 \rho u dy = -\frac{2\pi}{3} \cdot \frac{\rho^2 \omega^2 R_1^3 \delta^3}{\mu} \cdot \frac{d\delta}{dx} \quad (4)$$

在冷凝段, 一般沿着壁面的膜厚度变化不大, 其外部热交换总是低于冷凝换热强度的, 所以可近似认为, 通过冷凝表面的热流密度不变, 对于冷凝段和绝热段通过截面的质量流量有:

$$M_s = -\frac{P}{h_{fg}} \cdot \frac{X}{L_s + L_c} \quad (L_c < X \leq L_c + L_s) \quad (5)$$

$$M_c = -\frac{P}{h_{fg}} \cdot \frac{X}{L_c} \quad (0 \leq X < L_c) \quad (6)$$

将式(5)(6)与(4)式联立求解, 当边界条件与共轭条件为:

$$X = L_c, \quad \delta_c = \delta_s \quad (9)$$

$$X = L_c + L_s, \quad \delta_s = \delta_m \quad (10)$$

可以求得绝热段与冷凝段液膜平均厚度为:

$$\delta_{sm} = -\frac{1}{L_s} \int_{L_s}^{L_s+L_c} \delta_s dx = \frac{4}{5} \cdot \frac{1}{L_c} (A)^{1/4} \left[\left(L_s + \frac{\delta_m^4}{A} \right)^{5/4} - \left(\frac{\delta_m^4}{A} \right)^{5/4} \right] \quad (13)$$

$$\begin{aligned} \delta_{cm} = -\frac{1}{L_c} \int_0^{L_c} \delta_c dx \approx & \left[\frac{A}{2} (L_c + 2L_s) \delta_m^4 \right]^{1/4} \cdot \left[1 - \frac{1}{3 \cdot 4} \left(\frac{L_c}{L_c + 2L_s + \frac{2\delta_m^4}{A}} \right) \right. \\ & \left. - \frac{1 \cdot 3}{5 \cdot 4 \cdot 8} \left(\frac{L_c}{L_c + 2L_s + \frac{2\delta_m^4}{A}} \right)^2 - \frac{1}{128} \left(\frac{L_c}{L_c + 2L_s + \frac{2\delta_m^4}{A}} \right)^3 \right] \end{aligned} \quad (14)$$

$$\text{式中 } A = \frac{b \mu \rho}{\pi \rho^2 \omega^2 R_1^3 h_{fg}}$$

冷凝段管内平均热阻为:

$$\gamma_c = \frac{\delta_{cm}}{\lambda} \quad (15)$$

当管内液体未超过台阶高度时, 通过台阶时产生类似水力学中的“水跌”现象^[7], 因此可参照水力学确定“跌坎”上游水深办法来处理台阶处液膜厚度 δ_m 。冷凝段内冷凝液回流速度较小, 类似于“缓流”。当冷凝液通过台阶时, 速度会突然增大, 类似于“急流”。因此

台阶处的流动状态是缓流转急流的临界态。根据水力学观点, 该处比能(单位质量流体所具有的势能和动能的平均值)最小。台阶处流体比能为:

$$U = \frac{\omega^2 R_1 \rho}{g} + \frac{u_m^2}{2g} \quad (16)$$

$$u_m = \left(\frac{P}{2\pi R_1 \delta \rho h_{fg}} \right)$$

$$\text{则 } U = \frac{\omega^2 R_1 \rho}{g} + \frac{1}{2g} \left(\frac{P}{2\pi R_1 \delta \rho h_{fg}} \right)^2 \quad (17)$$

比能最小条件由 $\frac{\partial U}{\partial \delta} = 0$ 来确定, 由此可得:

$$\delta_m = \left(\frac{P^2}{4\pi^2 \omega^2 \rho^2 h_{fg} \cdot R_1} \right)^{1/3} \quad (18)$$

由式(14)、(15)与(18)可得到 γ 。在不同工况下的计算结果, 将其表示在图 11-a、b 及

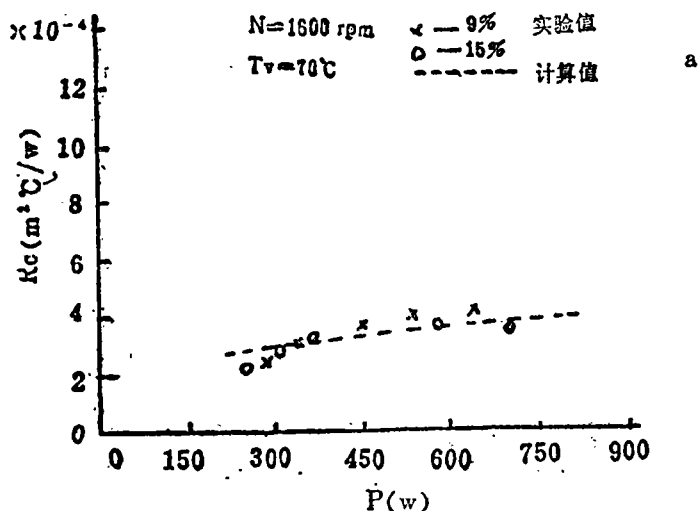
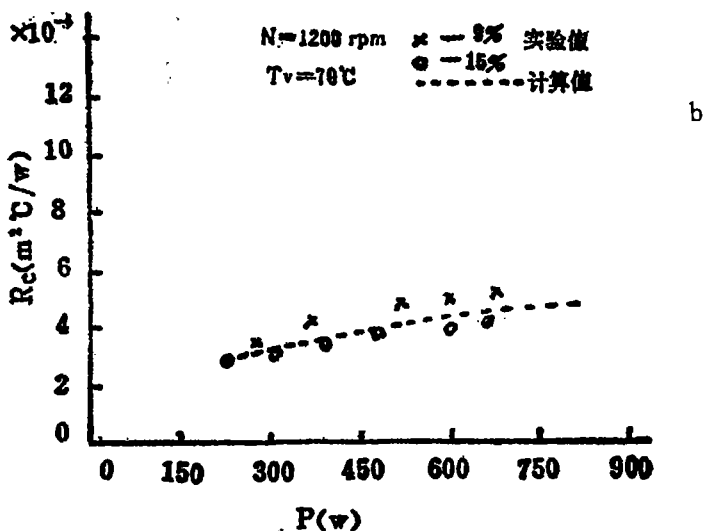


图 11 传热量
对冷凝环状流热阻
影响——理论值与
实验值的比较



b

图 5—a、b 中。从图 5 能看出, 实验值和计算值转速越高相差越小。

当转速小于 1200 r/min 时, 充液量为 9% 的实验点与理论值相差比较大, 这是因为台阶处最小比能条件只在高转速下才是真实的。充液量为 15% 的热阻在转速为 1000 r/min 左右时才出现峰值, 这是理论计算所不能预测的, 这一现象可以通过可视化观察结果加以分析, 当转速达到 1000 r/min 时, 冷凝段已为环状流型, 而加热段仍为波状流型, 加热段液池的液体就会渗透到冷凝段。充液量多渗透量也多, 因此造成冷凝段热阻突然加大。当转速为 1200 r/min 时, 加热段也成了环状流型从图 3—a、b 数据看出, 冷凝段“多余”液体退到加热段, 冷段液膜大大减薄, 从而热阻陡降。

另外计算结果表明, 液膜厚度沿轴向变化不大, 例如当轴输出功率为 650W 转速 1000 r/min 时, 冷凝段两头膜厚之比为 0.87。

加热段:

将环状流型下的实验数据按 N_u-R_a 的对应关系点在双对数坐标上 (图 12), 发现实验数据有两种趋势: 一部分点在全范围内近似地按斜率较低的直线规律分布, 另一部分点则按各自转速近似的形成斜率较大的直线规律分布, 而且充液量不同, 点分布的区域也不同。

根据图 12 中的现象, 可以将实验数据归于两种模型, 即自然对流和沸腾模型。

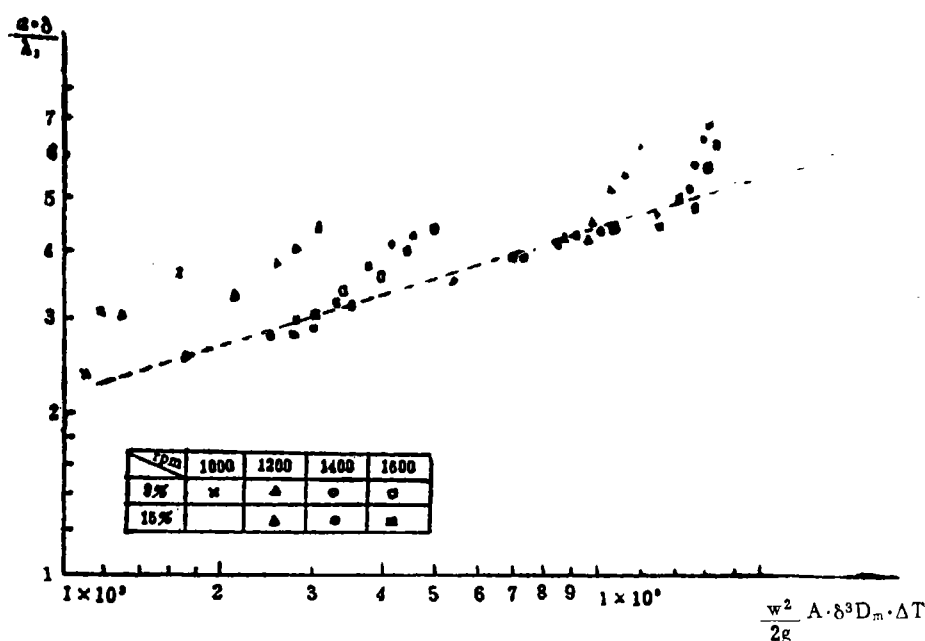


图 12 实验数据在 $Nu \sim Ra$ 坐标上的表示

自然对流模型: 在既定的物性参数情况下, 将全范围内呈直线分布点按

$$N_u = CR_a^{\frac{1}{4}} \quad (20)$$

进行回归, 其中 $N_u = \frac{\delta \alpha}{\lambda}$ $R_a = \frac{\omega^2 R_1 \beta \delta^3 \Delta T C_p P^2}{\mu \lambda}$

$$N_u = 0.08941 R_a^{0.253} \quad (21)$$

同时得到相关系数 $\gamma = 0.9883$ ，方差 $S = 0.1216$ 。与 KÖrnev 的⁽²⁾ $N_u = 0.133 R_1^{0.375}$ ，Vasiliev⁽¹⁾ 的 $N_u = 0.75 R_1^{1/4}$ 。相比较⁽¹⁾，(21) 式中的 n 值介于它们之间，而 C 值是偏小的。因为他们是从旋转汽锅的实验中得来，旋转汽锅几何尺寸，内部压力等参数均与旋转热管不同。

部分沸腾模型：将其余点按⁽⁴⁾

$$\alpha = C q^m F_r^n \quad (22)$$

分不同充液量回归，得到如下关系：

充液量 9%

$$\alpha = 5.552 q^{0.520} F_r^{0.187} \quad (23)$$

相关数 $r = 0.9442$ ；方差 $S = 0.0729$

充液量 15%

$$\alpha = 1.666 q^{0.620} F_r^{0.160} \quad (24)$$

$$(q > 7621 F_r^{0.160}) \text{ 相关数 } r = 0.988; \text{ 方差 } S = 0.0174$$

可以看出，热流密度对传热系数影响比较大，充液量大，转速高则起沸热流密度大。式 (22)、(23)、(24) 的实验范围：

$$1000 \text{ r/min} \leq N \leq 1600 \text{ r/min}$$

$$5200 \text{ W/m}^2 < q < 18100 \text{ W/m}^2$$

(2) 分层流的传热机理：

根据旋转热管可视化观察结果和测试数据分析，热量几乎全靠液膜传递，液池传热量非常小。在分层流型中，液膜是由旋转壁从液池中携带上来，在低转速中，液膜的动量方程可简化为：

$$\frac{\mu \partial^2 v}{\partial z^2} = \rho g \sin \theta \quad (25)$$

(其坐标关系见图 3)

对式 (25) 积分并引入边界条件

$$z = 0, \quad v = \omega R_1$$

$$z = \delta, \quad \frac{\partial v}{\partial z} = 0$$

得到液膜的速度分布：

$$v = R_1 \omega \left[1 - \frac{\delta^1}{R_1^2} \cdot \frac{\rho g R_1}{\mu \omega} \sin \theta \left(\frac{z}{\delta} - \frac{1}{2} \frac{z^2}{\delta^2} \right) \right] \quad (26)$$

$$\text{令 } G = \frac{\rho g R_1}{\mu \omega}$$

$$V = R_1 \omega \left[1 - \frac{\delta^2}{R_1^2} G \sin \theta \left(\frac{z}{\delta} - \frac{1}{2} \frac{z^2}{\delta^2} \right) \right] \quad (27)$$

单位长度上液膜的体积流量，

$$W = \int_0^{\delta} v \, dz = R_1^2 \omega \left[\frac{\delta}{R_1} - \frac{1}{3} \left(\frac{\delta}{R_1} \right)^3 G \sin \theta \right] \quad (28)$$

假定液池中有足够的液体，壁面将携带尽可能多的液体，则有：

$$\frac{dw}{d\delta} = 0 \quad (29)$$

于是就可得到，

$$\delta = \frac{R_1}{\sqrt{R_1 \sin \theta}} \quad (30)$$

$$W = \frac{2R_1^2 \omega}{3 \sqrt{G \sin \theta}} \quad (31)$$

考虑液膜流动截面上流量应保持连续，故取式 (31) 中的最小值为壁面携带的液量。显然

$Q = \frac{\pi}{2}$ 时， W 达到最小值，此时

$$W_{\min} = \frac{2R_1^2 \omega}{3 \sqrt{G}} \quad (32)$$

对于 $Q > \frac{\pi}{2}$ 区域中的液膜，可以将 (32) 式代入 (28) 式来确定液膜厚度变化，这一关系为：

$$\frac{1}{3} \left(\frac{\delta}{R_1} \right)^3 G \sin \theta - \frac{\delta}{R_1} + \frac{2}{3} \left(\frac{1}{G} \right)^{1/2} = 0$$

为了便于建立传热模型，将问题简化 (图 13) 若静止时，液池

边角为 Q_0 ，假定旋转时，液池整体偏到正边角为 $\frac{\pi}{2}$ 的位置，

这样液膜的平均厚度为：

$$\delta_m = \frac{1}{2\pi - 2\theta_0} \int_{\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2} - 2Q_0} \delta \, dQ$$

作为近似计算取：

$$\delta_m = \frac{\delta \left(\frac{\pi}{2} \right) + \delta(\pi)}{2} = \frac{5}{6} R_1 \left(\frac{1}{G} \right)^{1/2} \quad (34)$$

假定全部热量由液膜传递，由于液膜很薄，转速又较低，因此可不计加热段自然对流影响，这样两段内的传热方式近似的看成热传导，于是：

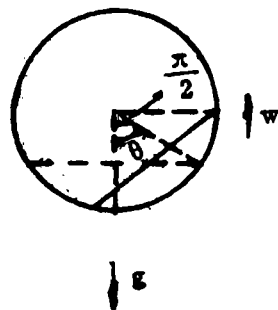
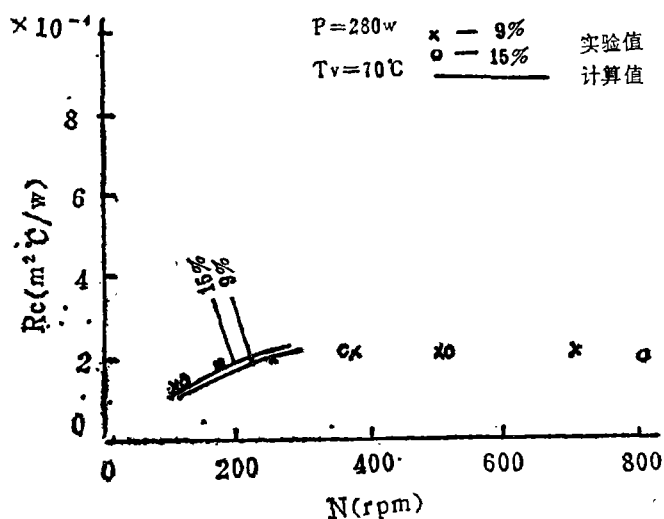
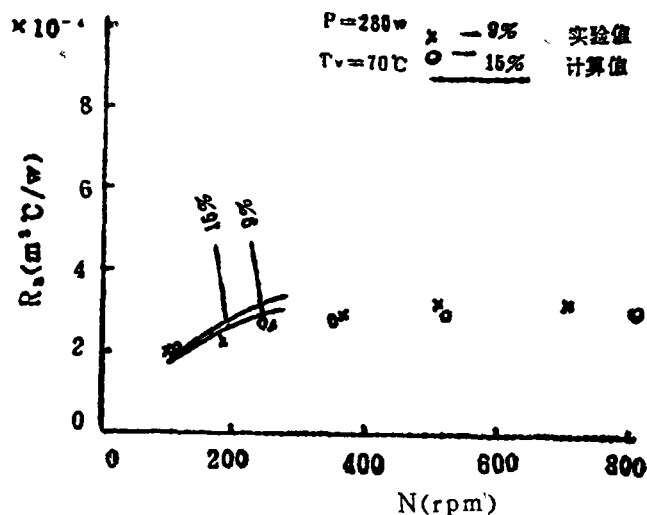


图 13 分层流模型



(a)



(b)

图 14 分层流时转速对热阻的影响

$$\gamma_{c..h} = \frac{0.833}{\lambda} R_1 \left(\frac{1}{G} \right)^{1/2} \cdot \left(\frac{2\pi}{2\pi - 2\theta_0} \right) \quad (35)$$

从上式分析两段热阻与传热量大小无关,而且在一般情况下(如本实验情况)与充液量关系不明显。将计算结果表示在图 12 中与实验值比较,当转速小于 250rpm 时,实验值与计算值比较接近,热阻随充液量变化趋势基本相同。转速大于 250rpm,该模型不适用。因转速提高后,液池中循环流动可能限制了壁面携带液体量,惯性力的影响不能不考虑。

环状流与分层流的传热模型的实验值与对应的计算值进行了比较,表示在图 15 中,其误

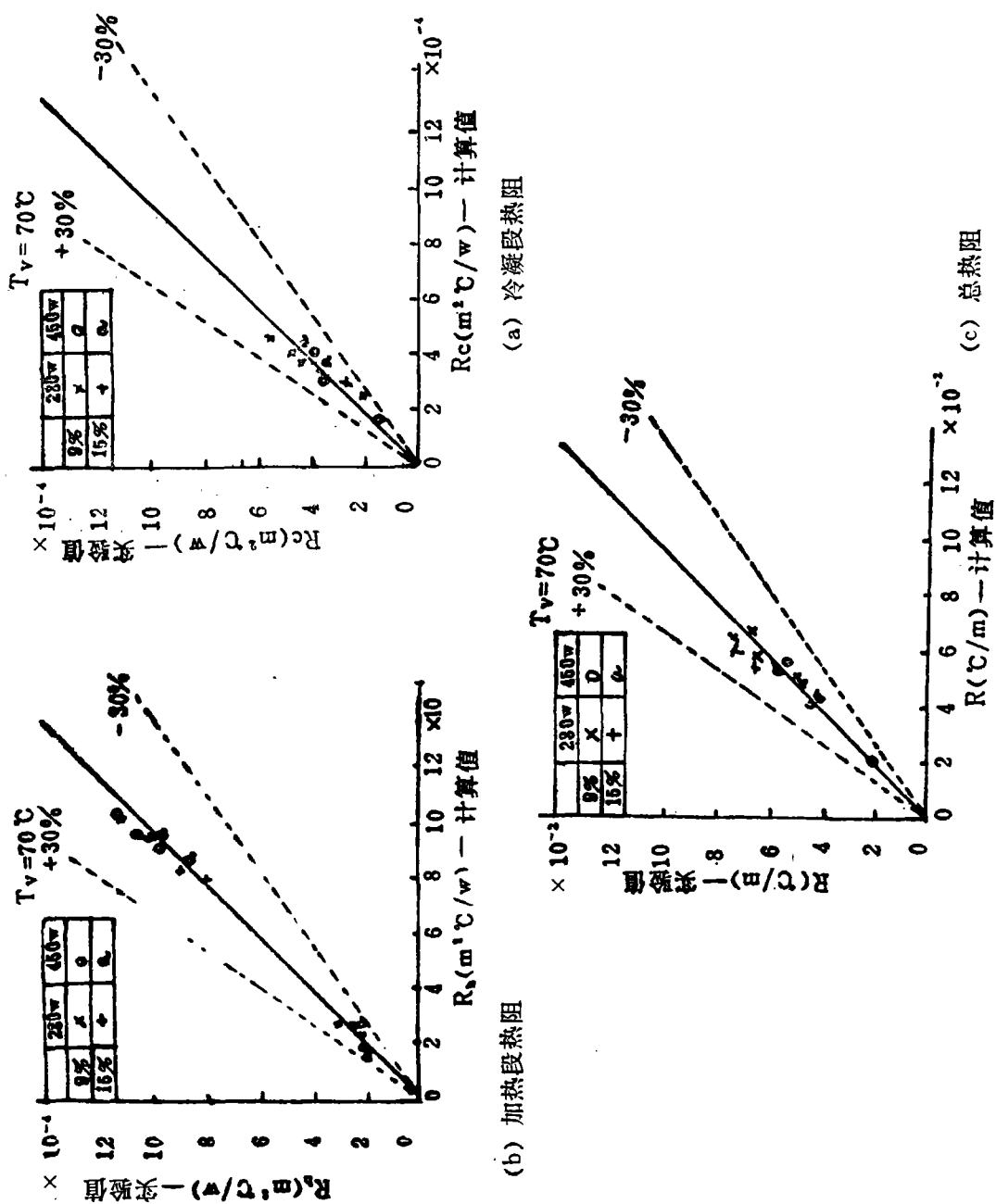


图 15 计算值与实验值的比较

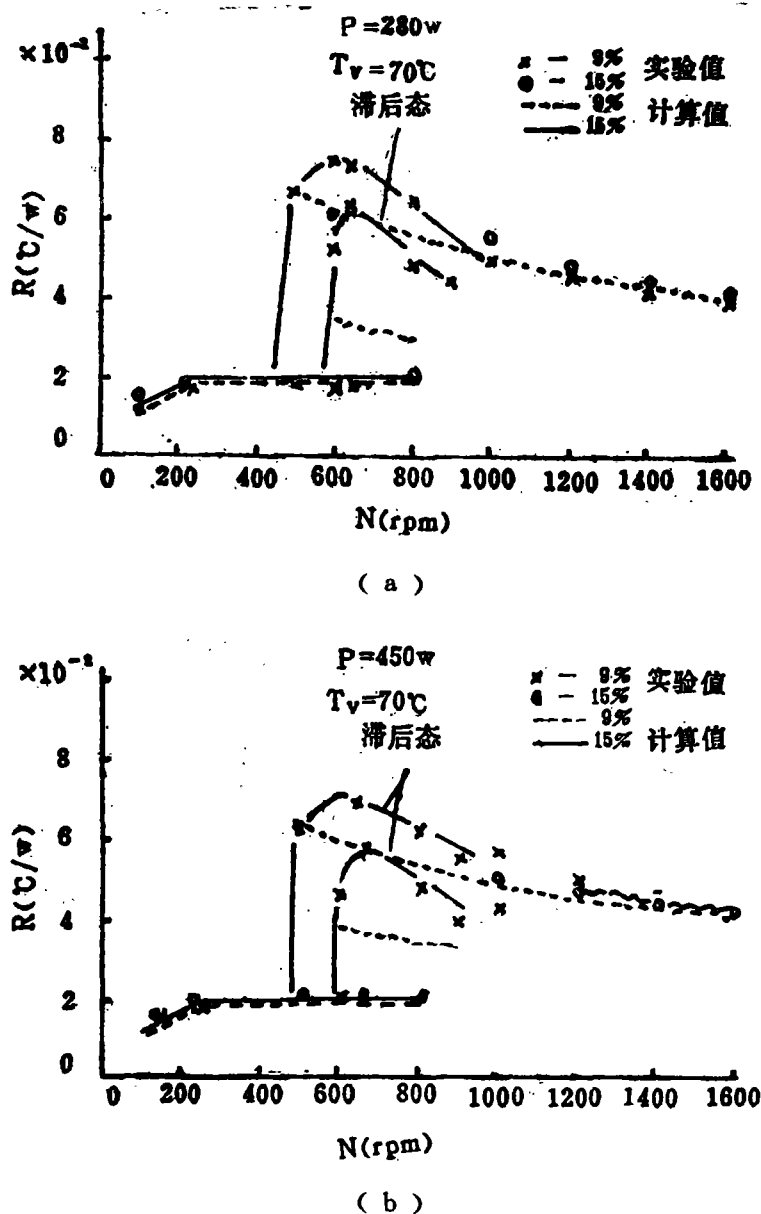


图 16 转速对总热阻的影响—计算值与实验值的比较

差在30%以内。另外通过总热阻的实验值与计算值的比较(图16)中看出,转速小于800rpm与大于1200rpm的实验值与计算值比较吻合。滞后现象的实验数据与环状流模型计算值相差比较大,只因实验热管台阶高度有限,当管内环状流时,冷凝段实际上比加热段液面高1mm左右,因此只有在转速很高时,台阶处的比能条件才适用。

三、结 论

1) 本文采用了透明膜加热玻璃热管,成功地进行了可视化观察。工况不同时,管内出

现了五种流型: 分层流、波状流、格状流、部分环状流及环状流。在环状流与格状流中会出现滞后现象, 实验的成功, 就能够把流型和传热结合起来研究, 提出合理的设计参数。

2) 本文所建立的冷凝段环状流传热模型在转速大于 1200rpm 时, 其热阻与实验值很接近; 小于 1200rpm 时, 实验值比计算值高。对于低转速下的分层流, 从理论上提出了传热系数计算式计算结果与实验值比较接近。

3) 综合分析实验结果, 建议在进行台阶形热管设计时, 若转速不太高时, 则应取较大充液量, 使热管工作在分层流与波状流区; 当转速较高时, 热管不可避免地出现环状流, 则尽量减少充液量, 减少环状液膜厚度。

参 考 文 献

- [1] Л.Л. Васильев "ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕНА В ТЕПЛОВЫХ ТРУБАХ" 1983
- [2] Korner W. Influence of Higher Acceleration on Heat Flow in Boiling. Chmie Ing. Techn. 1978; 42 (6)
- [3] Groll M, Krahnig H. Heat Pipes for Cooling of a Motor 3rd International Heat Pipe Conf. 1978
- [4] Marto P J, Gray V H. Effects of High Accelerating and Heat Fluxes on Nucleate Boiling of water in an Axisymmetric Rotating Boiling NASA TND* 1971
- [5] Katsuta M. A Study of Performance and Characteristics of the Rotating Heat Pipe. 5 IHPC 1984
- [6] Nakayama W. The Effect of Fine Surface Structures on the Performance of Horizontal Rotating Heat Pipes. 5 IHPC 1984
- [7] 清华大学水力学教研组, 水力学, 北京: 清华大学出版社, 1983

Heat Transfer Mechanism in a Rotating Heat Pipe

Shi Wenqing & Lin Lanchao

ABSTRACT

The results of experiments in rotating heat pipe indicate that there exist five types of flow patterns and obvious hysteresis phenomenon. According to the measurements and the observations, a flow patterns map is qualitatively obtained and the heat transfer mathematical models are proposed for annular flow and stratified flow. (especially, the model flow later has not been found in other papers.) Agreement between the theoretical analyses and the experimental data is satisfactory.