

⑪ 68-73

# 水平冷凝强化传热管的传热性能\*

## Heat Transfer Performance of Horizontal Enhanced Condenser Tubes

廖强

Liao Qiang

辛明道

Xin Mingdao

TK124

(重庆大学工程热物理研究所, 重庆, 630044; 第一作者 29岁, 博士, 副教授)

**A 摘要** 以 R11 为工质, 测试了饱和蒸汽状态下水平冷凝强化传热管——低肋管、C 管、以及双侧强化传热管 GC 管的传热性能。并与同工况条件下测得的光管传热性能进行了比较。实验结果表明, 被研制的 GC 管总传热系数比光管提高 4 倍多; 而相应的管内侧冷却水流动阻力系数平均为光管的 7 倍多。最后运用熵分析法对水平冷凝强化传热管的强化传热性能进行了评价, 结果表明 GC 管的强化传热性能优于 DAC 管(另一双侧强化传热管)等水平冷凝强化传热管型。

**关键词** 水平冷凝强化传热管; 凝结换热; 对流换热; 强化传热性能

中国图书资料分类法分类号 TK124

冷凝管

**ABSTRACT** In this paper, experimental results on heat transfer performance of a low integral-fin tube, thermoexcel-C tube (C tube) and a new horizontal double-side enhanced condenser tube (GC tube) have been reported for condensation of R-11. Within our experimental scope, the overall heat transfer coefficient of the GC tube can increase more than 5 times that of the smooth tube. And the relevant friction factor inside the GC tube can be 7 times that of the smooth tube. The second law of thermodynamics was applied to develop a new criterion to assess the heat transfer performance of the GC tube, the C tube, the low integral-fin tube, and the DAC tube<sup>[1]</sup> (another double-side enhanced condenser tube). The result shows the heat transfer performance of the GC tube is superior to the other tubes from a thermodynamical viewpoint.

**KEYWORDS** horizontal enhanced condenser tubes; condensation heat transfer; convective heat transfer; enhanced heat transfer performance

## 0 引 言

目前由于世界能源的日趋紧张, 以节约能源和金属材料为主要目的, 采用新工艺、新技术开发高效换热器已成为传热界一个重要的研究方向。凝结器作为热电厂、制冷空调等领域不可缺少的设备, 在企业的投资、金属耗量和能源消耗中占据了较大比例。在水平冷凝传热

\* 收文日期 1995-03-21

管管外凝结强化传热方面,已由 60 年代的低肋管发展至现在的三维肋管,如日立公司的 Thermoexcel-C 管(C 管)<sup>[2]</sup>等。对制冷空调系统中常用低沸点介质如 R11 蒸气,C 管的管外凝结换热系数比光管提高四倍多。这样管内冷却水对流换热热阻成为控制热阻。因此在管外强化的同时强化管内对流换热,对提高冷凝管整体换热性能具有重要意义。文中所报导的 GC 管(外侧为 C 管,内侧为三维内肋管)因其简单的制造工艺和优越的性能,在工程上具有广阔的应用前景。

## 1 实验装置和实验方法

图 1 为实验装置简图。内径为 300 mm、长度为 1000 mm 的冷凝室内可同时安装两根水平冷凝管进行测量。冷凝管上部安装分流板,使得蒸汽沿实验管轴向分布均匀,并减小蒸汽流速对凝结传热的影响。辅助加热器主要用于使蒸汽处于微过热状态。

实验所用测温热电偶均为 0.2 mm 铜-康铜热电偶。冷却水进、出口温度由安装在冷却水进、出口混合室内的 8 对热电偶测量。在蒸发器出口和冷凝室的蒸汽进口处各装有一对热电偶;冷凝室内试验管附近空间装有 3 对热电偶,主要用于测量饱和蒸汽温度。各个温度值由温度数据自动采集系统读出。凝结液流量由量程为 1000 mL 的密封量筒和秒表测量。蒸汽压力由精密压力表测量。光管和 GC 管上冷却水进、出口处各开有一压力测孔,通过水银压差计测量管内的进、出口压差。冷却水流量采用称重法测量。实验装置外部包裹绝热材料,以减少装置的热损失。冷凝室设有三个观察窗,可直接观察冷凝管上的凝结情况。

试验管经过酒精浸泡除油,碱洗,酸洗,蒸馏水内煮沸等钝化措施。在安装前经过丙酮清洗,以保证试验管外形成膜状凝结。试验装置经过正压稳压和真空气密性检验。灌液前抽真空。灌液后排汽约四个小时,以排除工质中混杂的不凝性气体。整个试验过程采用降负荷进行,每个工况测试之间间隔 30 分钟,保证工况的稳定。

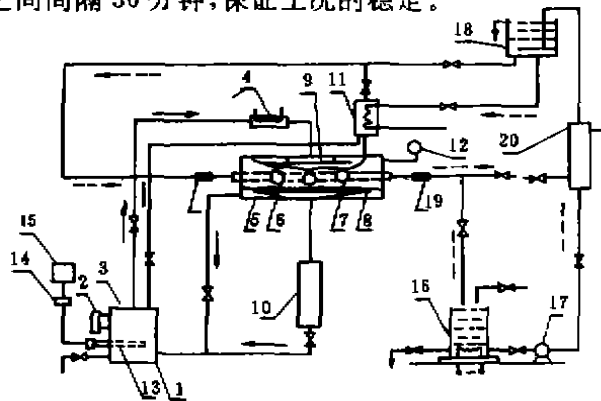


图 1 凝结换热试验装置简图

- |          |          |         |         |          |
|----------|----------|---------|---------|----------|
| 1 蒸发器    | 2 水位计    | 3 安全阀   | 4 辅助加热器 | 5 冷凝室    |
| 6 实验管    | 7 观察窗    | 8 接液槽   | 9 分流板   | 10 凝液流量计 |
| 11 二次冷凝器 | 12 精密压力表 | 13 主加热器 | 14 变压器  | 15 稳压器   |
| 16 低位水箱  | 17 水泵    | 18 高位水箱 | 19 混合室  | 20 后冷却器  |

## 2 实验结果及理论分析

低肋管和 C 管的外部形状和几何尺寸见图 2、图 3 及表 1、表 2。GC 管外侧为 Thermoexcel-C 管表面；内侧加工成三维扩展表面（几何尺寸见图 4），以增加管内流体的扰动，提高管内的对流换热性能。文献[3]介绍了管内表面的具体加工方法。

表 1 低肋管几何结构尺寸 mm

	$D_i$	$D_o$	$t_f$	$S_1$	$S_2$	$t_b$	$e$	$\delta$
低肋管	13.93	18.30	0.31	0.74	0.24	0.81	1.20	1.05
光管	13.55	19.97						

表 2 C 管的几何结构尺寸 mm

	$D_o$	$D_i$	$\delta$	$t_f$	$k$	$e$	$S$	$\beta/(\circ)$	肋数/周
C 管	19.12	16.20	0.80	0.47	0.42	1.00	0.30	60	80

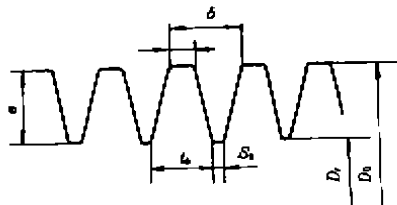


图 2 低肋管的表面轮廓(1:10)

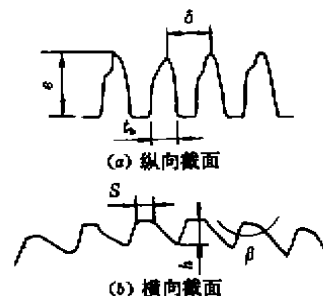


图 3 C 管的表面轮廓(1:10)

为了证明实验装置测试系统的精确度，我们首先进行了热平衡实验。热平衡实验以光管作冷凝管，分别测得冷却水进、出口焓差和凝结液体积流量，获得冷却水侧换热量和凝结液侧换热量。实验中 R11 凝结液流量在 2.5~12.2 ml/s 之间，测量相对误差低于  $\pm 2.3\%$ 。热平衡实验结果表明冷端量热和热端量热误差不超过 6%。因此我们认为从冷端量热测量冷凝管换热量是可信的，以后的试验均采用冷端量热测量换热量。在测得饱和蒸汽温度 ( $T_s$ )、冷却水进、出口温度 ( $T_w$ 、 $T_{w1}$ )、冷却水质量流量 ( $M$ ) 之后，可得到冷凝管传热系数：

$$K = \frac{\dot{M}C_p(T_{w1} - T_w)}{A_0[T_s - (T_w + T_{w1})/2]} \quad (1)$$

对于光管的凝结换热系数，采用直接测量法获得，即测得管壁平均壁温 ( $T_w$ ) 后：

$$\alpha_c = \frac{\dot{M}C_p(T_{w1} - T_w)}{A_0(T_s - T_w)} \quad (2)$$

对于低肋管和 C 管表面，采用外推法获得凝结换热系数：

$$\alpha_c = \frac{1}{1/k - A_0/\alpha_s A_i - R_w A_0} \quad (3)$$

以上各式中， $A_0$  为光管外表面积；对于低肋管和 C 管表面，为肋顶处直径所对应的光滑表面积，即  $A_0 = \pi D_0 L$ 。  $A_i$  为光管管内表面积或三维内肋管管内肋根处直径所对应的光滑表面积，

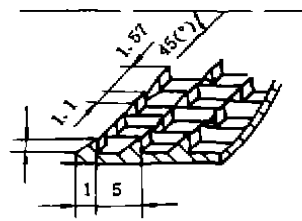


图 4 GC 管内三维肋结构图

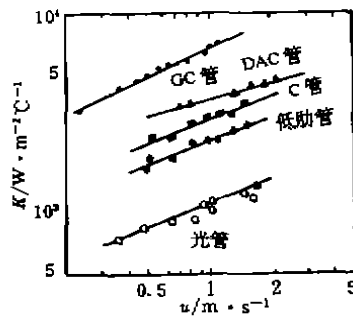


图 6 GC 管、C 管、低肋管和光管的传热性能

即  $A_i = \pi D_i L$ 。  $\alpha_i$  为以  $A_i$  为换热面积的管内冷却剂对流换热系数。  $R_w$  为以  $A_o$  为基准面积的管壁导热热阻。 实验中，冷却水流量在 0.045 ~ 0.259 kg/s 之间，进、出口温差在 2.2 ~ 5.9 °C 之间；热量测量相对误差不超过  $\pm 3.5\%$ ；饱和蒸汽温度和冷却水平均温度之差的相对测量误差不超过  $\pm 0.7\%$ 。 试验首先测试了一根光管的传热性能，以验证测试系统的准确性，并作为强化传热管的比较标准。 光管内、外径分别为 13.55 mm 和 19.97 mm。 在管壁面等间距沿管周向均匀铆接 9 对热电偶以测量壁温。 图 5 示出了冷凝温度 35 °C、冷凝压力约为 0.15 MPa (1.5 kg/cm<sup>2</sup>) 工况下 R11 在光管管外凝结换热特性的试验结果。 试验数据同 Nusselt 理论值相比，偏差范围为 -9% ~ 15%。 图 6 示出了光管、低肋管、C 管和 GC 管传热系数与管内侧冷却水流速的关系。 图中可看出 GC 管的传热系数比光管提高 4 倍多，而 C 管和低肋管的传热系数与光管相比提高的倍数分别为 2 和 1.5 倍多。

由于 C 管、低肋管和 GC 管外表面均为异形扩展表面，壁面温度直接测量有困难，因此我们先测量了光管管内对流换热系数，以外推 C 管、低肋管的管外凝结换热系数。 光管对流换热试验结果见图 7。 与 Dittus-Boelter 公式 ( $Nu_i = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4}$ ) 相比，试验数据最大相

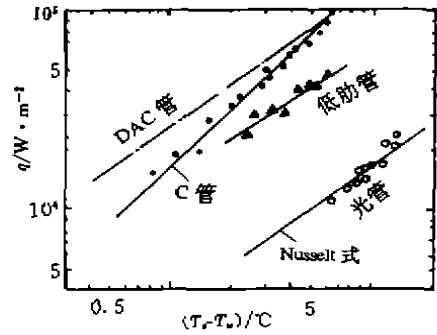


图 5 GC 管管外凝结换热性能

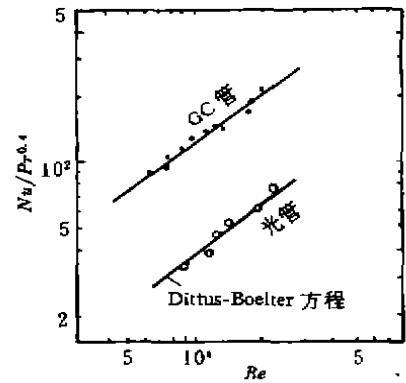


图 7 GC 管内侧对流换热性能

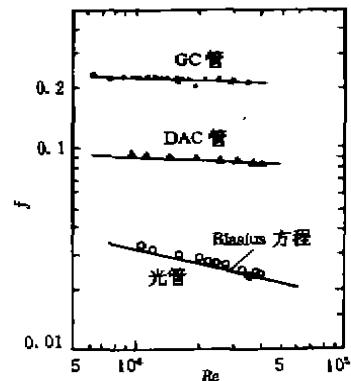


图 8 GC 管内侧阻力特性

对偏差为±7%。图5示出了C管、低肋管管外凝结换热试验结果。从图中可看出C管、低肋管管外凝结换热系数分别为光管的6.1倍和4.8倍。

在测量GC管管内冷却水侧对流换热试验中,我们采用了C管管外凝结换热系数内推管内对流换热系数的方法。实验结果见图7。通过拟合试验数据,可得到GC管管内对流换热关联式:

$$N_u = 0.1463 \cdot Re^{0.732} \cdot Pr^{0.4} \quad (4)$$

试验点与关联式在±9%内相符合。适用范围为:6000 < Re < 20 000, Pr ≈ 7。图中可看出GC管管内的对流换热系数高于光管2倍多。

光管和GC管内侧冷却水流动阻力系数的试验结果示于图8。图中:  $f = \Delta p(D/L)(2/u_m^2)(1/\rho_f)$ 。光管的试验数据同Blasius方程( $f = 0.3164 \cdot Re^{-0.25}$ )相比较,最大相对偏差为7.5%,证明了该试验装置压力测量系统的可靠性。

GC管管内流动阻力系数的关联式为:

$$f = 0.4252 \cdot Re^{-0.0651} \quad (5)$$

适用范围为:6 000 < Re < 40 000。关联式与试验值相对偏差在±6%之内。在本试验范围内,GC管内侧流动阻力系数平均为光管的7倍多。

### 3 水平冷凝强化传热管强化传热性能评价

冷凝管内侧强化对流换热的强化传热技术的应用会产生两个方面的影响,即在强化冷凝管总体传热的同时,管内流动阻力也随之增大,因此存在一个强化传热性能评价的问题。作者以热力学第二定律为基础,在对换热器传热和流动过程进行熵分析的基础上提出了强化传热性能评价指标——强化传热性能因数( $\phi$ )<sup>[4]</sup>,并以此为评价判据,对饱和蒸汽温度为35℃的R11工质在低肋管、C管、GC管以及DAC管(内肋节距为12mm)上凝结换热,管内为水对流换热的冷凝强化传热管的传热性能进行了评价。DAC管为清华大学开发的冷凝双侧强化传热管,管外为三维扩展凝结表面,管内为螺旋肋<sup>[1]</sup>。其凝结换热、管内对流换热以及流动阻力特性见图5、图6、图8和图9。各冷凝强化传热管强化传热性能因数的计算结果见图10,水的进口温度为293K,管长均为1000mm。在如图所示的Re数范围内,GC管的传热性能明显优于其它强化传热管型。其次是DAC管、C管和低肋管。在低Re数下,GC管的传热性能与C管相比提高较大,随着Re数的增加,GC管的传热性能逐渐与C管接近。因此GC管更有利于在较低Re数下工作。

## 4 结 论

1) 在本实验范围内,水平低肋管和C管的管外凝结换热系数分别为光管的4.8倍和6.1倍,而传热系数分别为3倍和2.5倍。

2) 本文提供的GC管采用双侧强化传热技术,大大提高了冷凝管的总体换热性能,其传热系数平均为光管的5倍多,而阻力增加6倍多。

3) 以强化传热性能因数为评价判据,对GC管等强化传热冷凝管的传热性能评价结果表明,GC管的强化传热性能高于DAC管、C管和低肋管。GC管作为新型高效强化传热管

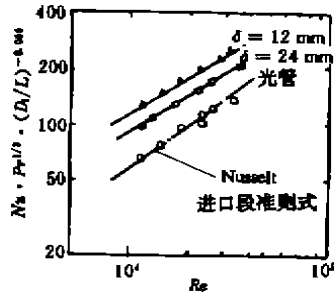


图 9 DAC 管管内对流换热特性(王维城等,1987)

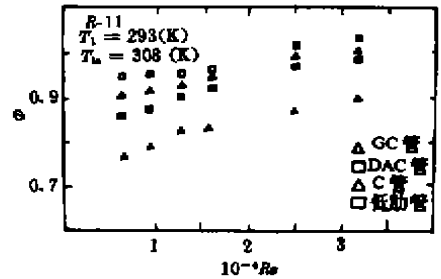


图 10 水平冷凝管的强化传热性能因数

型,在制冷、空调以及蒸汽动力等领域具有广阔的应用前景。

符号说明

- $D_i$  光管内径或三维内肋管内肋根直径(m)
- $D_o$  光管外径或低肋管、C管肋顶直径(m)
- $f$  管内流动阻力系数
- $K$  冷凝管传热系数( $W/m^2 \cdot C$ )
- $L$  管长(m)
- $Nu$  管内对流换热 Nusselt 数( $= \alpha_f D_i / \lambda_f$ )
- $Pr$  管内流体普朗特数
- $\Delta P$  冷却水进、出口压差(Pa)
- $q$  传热量( $W/m^2$ )
- $Re$  管内流体雷诺数( $= u_m D_i / \nu_f$ )
- $T_m$  冷却水进口温度(K)
- $T_{out}$  冷却水出口温度(K)
- $T_s$  饱和蒸汽温度(K)
- $T_w$  冷凝管壁温(K)
- $u_m$  管内流体平均流速(m/s)
- $\alpha_c$  冷凝管凝结换热系数( $W/m^2 \cdot K$ )
- $\alpha_i$  管内冷却水对流换热系数( $W/m^2 \cdot K$ )
- $\rho_f$  管内流体密度( $kg/m^3$ )
- $\nu_f$  管内流体运动粘度( $m^2/s$ )
- $\lambda_f$  管内流体导热系数( $W/m \cdot C$ )
- $\Phi$  强化传热性能因数

参考文献

- 1 王维成,王补宣. 双侧强化传热高效冷凝传热管的实验研究. 工程热物理学报. 1987,(2):140~144
- 2 HITACHI, Copper and Copper-Alloy Products, CAT, NO. AI-518D. 1983,4
- 3 廖光亚. 三维内肋管及其加工工艺, 专利号, 88102575. 5, 1988
- 4 廖强, 辛明道. 换热器中强化传热表面传热性能的评价. 重庆大学学报. 1994, 17(3): 18~24