

化工与通用机械参考资料

换热器传热理论问题 讨 论 集

一九七七年五月

化工与通用机械参考资料
换热器传热理论
问题讨论集

1977年6月

编辑

出版：合肥通用机械研究所

发行

制版：北京市制版厂

印刷：北京印刷二厂

工本费：1.50 元

毛主席语录

我们一定要努力把党内党外、国内国外的一切积极的因素，直接的、间接的积极因素，全部调动起来，把我国建设成为一个强大的社会主义国家。

我们现在思想战线上的一个重要任务，就是要开展对于修正主义的批判。

对于外国文化，排外主义的方针是错误的，应当尽量吸收进步的外国文化，以为发展中国新文化的借镜；盲目搬用的方针也是错误的，应当以中国人民的实际需要为基础，批判地吸收外国文化。

目 录

1. 螺旋板换热器的流体阻力及传热研究
.....合肥通用机械研究所 苏州化工机械厂 大连工学院 (1)
2. 螺旋板换热器传热实验数据处理方法和计算
.....大连工学院 苏州化工机械厂 合肥通用机械研究所 (13)
3. 螺旋板换热器流阻与传热研究文献和实验数据的分析比较
.....大连工学院 苏州化工机械厂 合肥通用机械研究所 (31)
4. 气体横掠翅片管簇(圆翅片)的放热规律...上海机械学院 热工与流体力学教研室 (40)
5. 黄铜板式换热器及其试验方法
.....上海电机厂 上海机械学院热工与流体力学教研室 (53)
6. 异丁烷冷凝器强化试验(单管试验部分)
.....广东化工学院化机系 广州气体厂生技股 (64)
7. 蜂螺型伞板换热器的测试和研究
.....江阴轴承厂 合肥通用机械研究所 上海化工学院 (75)
8. 蜂螺型伞板换热器测试数据的电子计算机整理方法
.....江阴轴承厂 合肥通用机械研究所 上海化工学院 (83)
9. 螺旋板式正丁烷冷凝器传热试验研究
.....苏州化工机械厂 天津大学电力及自动化系热工教研室 (89)

10. 用等雷诺数法建立给热系数关联式.....河北工学院化工系(99)
11. “流路分析法”简介.....天津大学化学工程教研室(106)
12. 螺旋板式冷凝器试验.....

广州氮肥厂 连云港化肥厂 苏州化工机械厂
 合肥通用机械研究所 大连制碱工业研究所

(115)
13. 20m² 螺旋板氮冷凝器的传热试验

大连冷冻机厂
 大连工学院化工系 辅机改革小组

(128)
14. 氟利昂在肋管外的冷凝试验研究(初步报告).....西安交通大学热工实验室(135)
15. 高分子物质对流体阻力传热及泵效率影响的试验报告

上海汽轮机厂汽轮机研究所汽轮机组
 上海机械学院热工与流体力学教研组

(139)
16. 水冷板翅式正丁烷冷凝器传热性能的实验研究
营口市地热利用试验站 天津大学电力及自动化系热工教研室(152)

译 文 部 分

17. 螺旋板换热器传热的分析与实验研究.....(165)
18. 螺旋板换热器的应用.....(173)
19. 用 ϵ -NTU 法设计板式换热器(180)
20. 为了获得壳管换热器传热关系的修正的威尔逊图解法.....(187)
21. 换热器的设计.....(201)
22. 管壳式换热器壳方压力降的计算.....(222)
23. 列管换热器挡板所引起的流体阻力的研究.....(234)
24. 流体通过纵向挡板的漏泄对双壳程换热器性能的影响.....(245)

螺旋板换热器的流体阻力及传热研究

合肥通用机械研究所 苏州化工机械厂 大连工学院

前 言

螺旋板换热器虽然在三十年代已经出现,但在工业上的广泛应用还是最近一、二十年的事。和传统的列管式换热器比较,它具有(1)结构紧凑;(2)不用管材;(3)传热系数比较大;(4)逆流操作,可以在低温差下进行传热;(5)流体在单通道内流动,本身具有冲刷作用,可以防止或减少污垢的沉积等优点。另一方面,它的流体阻力比较大,检修和清洗比较困难,操作压力和尺寸大小上也还受到一定的限制。但从总的方面来评价,它在化工及有关生产部门的推广还是值得重视的。

无产阶级文化大革命以来,螺旋板换热器在我国有了很大的发展,在制造和使用方面积累了不少经验。但是关于螺旋板换热器的流体阻力和传热计算方面的参考资料还是比较缺乏的,而且存在着不少矛盾。

两年来,在批林批孔运动的推动下,我们批判了修正主义的教育路线和科研路线,本着教学、科研与生产劳动相结合的方针,进行了工厂、科研部门和学校三方面的协作。在科学实践中,我们本着科研为无产阶级政治服务的精神,坚持独立自主和自力更生的方针,通过努力学习和运用毛主席的“实践论”和“矛盾论”,用辩证唯物主义观点和方法,提出了一些实验数据,并初步加以整理和归纳,形成便于应用的计算公式和图表,希望能为设计和使用部门提供参考。当然,这些结果仅仅是初步的,还需要通过生产实践的考验,使之逐步充实和完善起来。

一、螺旋板换热器的流体阻力

关于螺旋板换热器的流体阻力研究,我们曾在1974年作了一个书面报告〔4〕。现在再扼要地将实验结果介绍如次。因为有些问题和传热密切关联着,而且设备、流程和测试点等也基本是一致的。再就是,原来的数据整理过程中仅有水的流阻,最近我们已经对空气和柴油的流体阻力作了补充实验,也将整理结果附在后面。通过对以前的数据和公式的复审,对个别地方有不够准确的或不甚妥当的也一并加以改正。

I. 流阻实验要解决的几个问题

1. 在矩形直通道中有、无定距柱,以及定距柱排列的密度〔用单位传热面积中定距柱的个数 n_s (个/米²)表示〕对流体阻力的影响。

2. 用4台不同的螺旋板换热器进行测试,找出在弯通道内,有、无定距柱,以及定距柱密度, n_s 对流阻的影响。

3. 测定进出口的流阻,求出其局部阻力系数 ζ 。

II. 实验装置〔4〕

1. 矩形截面直通道实验元件说明:

实验元件长 $L=1600$ 毫米;

通道高度 $H=400$ 毫米;

平均宽度 $b=11.5$ 毫米;

定距柱直径 $d_s=10$ 毫米 (作正三角形排列);

定距柱间距 S 一分 100、80、67、57 毫米四种, 相当于: $n_s=116、181、258、357$ 个/米²。

试验介质:

① 常温的水, 流速范围为 $W_{\text{水}}=0.2\sim3.0$ 米/秒。

② 常温的空气, $G=7\sim26$ 公斤/米²/秒。

③ 常温柴油, 流速范围为 $W_{\text{油}}=0.7\sim2.0$ 米/秒。

2. 4 台螺旋板换热器的说明: 如表 1。

表 1 螺旋板换热器的尺寸

参 数		设备代号	6T2(I)	6T2(II)	6T4(I)	6T4(II)
定距柱密度, n_s , 个/米 ²			50	0	116	232
设备高度, 毫米			210	200	410	400
通道实际高度, H , 毫米			178	171	378	368
通道宽度, b , 毫米			10	10	10	10
通道各圈 长度, 毫米	1		1460	1475	1470	1456
	2		1295	1312	1299	1312
	3		1130	1150	1133	1170
	4		968	986	970	986
	5		804	823	810	803
最内半圈长度, 毫米			330	330	330	330
通道全长, L , 毫米			5987	6076	6012	6637*
进出口接管尺寸			$\phi 57 \times 3.5$	$\phi 57 \times 3.5$	$\phi 73 \times 4$	$\phi 76 \times 4$

(注: 定距柱尺寸 $\phi 10 \times 10$; *6T4(II)最外圈长出580毫米)

实验流程图和测压测温点如图 1 a、b 所示。

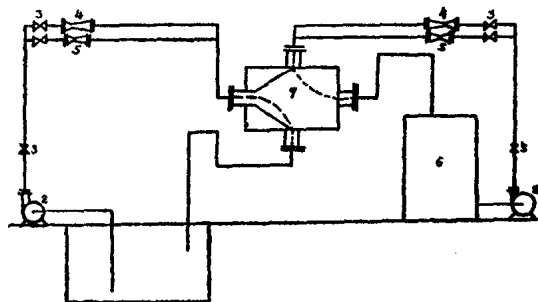


图 1.a 实验流程图

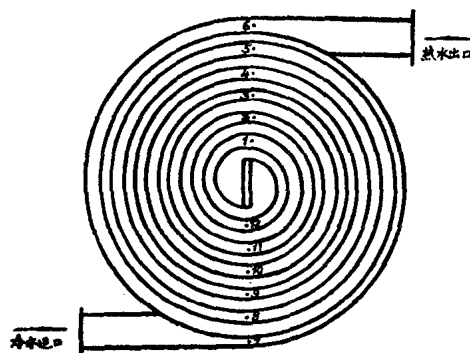


图 1.b 测压测温点

1—水池; 2—泵; 3—阀; 4—文氏管流量计, 3";
5—文氏管流量计, 2"; 6—热水槽; 7—螺旋板换热器

Ⅲ、流体阻力实验数据整理结果

1. 直通道的流体阻力

流体阻力用每米长通道中的压力降 $\Delta P/L$ 表示, 单位是〔毫米水柱/米〕, 结果如表 2。

表 2 矩形直通道的流阻关系式

流 体 阻 力 $\Delta P/L$ 毫 米 水 柱/米	空 通 道	$\frac{\Delta P}{L} = 79.5 \cdot w^{1.77}$ (1)
	有 定 距 柱	$\frac{\Delta P}{L} = 5.02 w^{1.77} \cdot n_s^{0.68}$ (2)
摩 擦 系 数	空 通 道	$f_s = 0.08 \cdot Re^{-0.23}$ (3)
	有 定 距 柱	$f_s' = 5.02 \times 10^{-3} \cdot Re^{-0.23} n_s^{0.68}$ (4)

2. 弯通道的流体阻力

对 4 台螺旋板换热器的 8 个通道都分别测定了其总阻力和各圈的阻力。由于制造的误差, 两个通道的阻力都有差别, 一般相差在 10~20% 左右。所以取两个通道的流阻平均值进行整理, 结果如表 3。

表 3 螺旋板通道本身的流体阻力关系式

流 体 阻 力 (毫米水柱/米)	空 通 道	$\frac{\Delta P}{L} = 101 \times w^{1.95}$ (5)
	有 定 距 柱	$\frac{\Delta P}{L} = 16.7 \times n_s^{0.52} \cdot w^{1.89}$ (6)
摩 擦 系 数	空 通 道	$f_c = 0.0155 \times Re^{-0.05}$ (7)
	有 定 距 柱	$f_c' = 4.5 \times 10^{-3} Re^{-0.11} \cdot n_s^{0.52}$ (8)

应该指出, 仅根据 4 台设备, 对常温下水的流阻所取得的数据提出上述各项计算公式在应用上是有其局限性的。但是对直通道和弯通道的流阻差异, 以及定距柱密度 n_s 的影响还是明显地反映出来。为了比较起见, 将普通圆管、矩形直通道、弯曲通道、以及有不同密度定距柱的弯曲通道的摩擦系数 f_o 、 f_s 、 f_c 及 f_c' 标绘如图 2。

3. 进出口的流体阻力

对 4 台设备的 16 个进出口进行的局部阻力测定, 分别定出其局部阻力系数 ξ , 其定义与通用的相同, 即:

$$\xi = \Delta P_{\text{局}} / \left(\frac{\rho w^2}{2g} \right) \quad (9)$$

由于有的进、出口尺寸有收缩情况, 而另外一些则有扩大情况, 有一些是切线方向进出, 有一些则是在中心部位进出, 因此就有突然改变流向的情况, 所以局部阻力系数 ξ 的大小很不一致, 其数值范围在 0.17~2.7 之间。对每

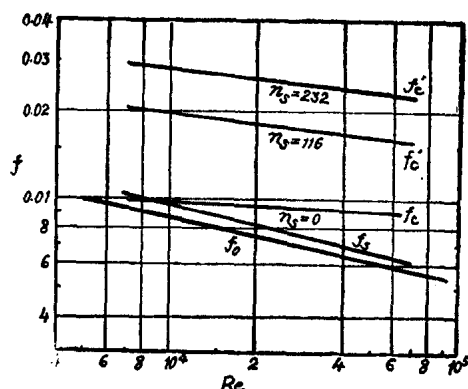


图 2 不同通道的摩擦系数比较

f_o —普通圆管; f_s —矩形直通道(空); f_c —弯曲通道(无定距柱); f_c' —弯曲通道(有定距柱)

一个通道而言，其进、出口两个局部阻力之和多数在 2~3 之间，最小的为 1.65，最大的为 4.3。一般选用 4 还是合适的。当然，如果接管设计得不当，收缩或扩大很严重，或是进口与出口皆有突然改变流向的情况，那就要重新考虑。

4. 空气的流体阻力

对 6T2(II)，6T4(I) 及 6T4(II) 三台设备的各一个通道进行了空气流体阻力测定。在 6T2(II) 和 6S4 的实验中，Re 数的范围分别是 8000~54000 和 6000~30000。

流体阻力和质量流速 G [公斤/米²/秒]

在双对数坐标纸上标绘也都是直线关系，斜率为 2.0~1.93，空气流体阻力的计算公式采用常见的可压缩性流体的，即：

$$\Delta P = \frac{G^2}{g \cdot \gamma_m} \cdot \left(\ln \frac{P_1}{P_2} + 2f_c \cdot \frac{L}{d_e} \right) \quad (10)$$

根据 3 台设备的空气流阻测定，得出下列简易的计算公式：

$$\Delta P/L = AG^m \quad (11)$$

关于三台设备的 A 和 m 值，以及摩擦系数的平均值 $\bar{f}_c$ 列于表 4。

表 4 空气的摩擦系数 (在螺旋通道内) $\bar{f}_c$

设 备 代 号	A	m	$\bar{f}_c$
6T2 (I)	0.17	2.0	0.020
6T4 (I)	0.226	1.93	0.022
6T4 (I)	0.30	1.96	0.034

应该指出，当 $Re > 15000$ 时，在螺旋板换热器内的空气摩擦系数 f_c 基本上不随 Re 增大而变，正如在粗糙度大的管内情况一样。不过在 $Re < 15000$ 时， $\bar{f}_c$ 和 Re 的关系还是和通常的规律一样，即 Re 小，则 f_c 稍大一些。因为斜率很小，这从 m 值也可以看出，所以没有必要再标绘成图，而建议用平均值 $\bar{f}_c$ 即可。对水来讲，在螺旋板换热器中的摩擦系数也是变化不大，与 Re 关联线的斜率在 -0.05 和 -0.11 左右，但 Re 对 f 的影响还是可以明显地表示出来。

用空气进行出口流阻的实验表明，和水的进出口流阻差不多，其局部阻力也都可以用流体的速头来表示，而且局部阻力系数皆为定值。以 6T4(I) 为例，还是用局部阻力系数的关系式 (9)，只是右边的分母改为 $G^2/2g\gamma$ ，实验结果得出：6T4(I) 空气进口局部阻力系数 $\zeta_{进} = 3.66$ ，6T4(I) 空气出口局部阻力系数 $\zeta_{出} = 1.87$ 。

因为空气的进口在中心，所以有流向突然改变的情况，进口的流阻要大一些。相反，出口是在周边作切线方向流动，所以出口流阻要小一些。和水比较，空气的进出口局部阻力之和要稍大一些，前者为 4.3，后者为 5.53。这一点和空气在螺旋板换热器通道内的摩擦系数一样，也是比水的摩擦系数稍高一些。

在三台设备中的空气流阻实验数据也和水的流阻数据一样，规律性是比较好的， $\Delta P/L$ 与 G' 的标绘结果如图 3。

5. 柴油的流体阻力

这是用 6T4(II) 螺旋板换热器进行的实验。油温为常温，流速在 0.7~2.0 米/秒之间。

结果, 单位通道长度的流体阻力 $\Delta P/L$ 和流速 w 在双对数坐标纸上标绘也是一根直线。其斜率为 $m=1.79$ 。也可以归纳为一对计算公式如下:

$$\frac{\Delta P}{L} = 367 w^{1.79}$$

$$f_c = 0.263 \cdot Re^{-0.21}$$

实验数据标绘如图 4 及图 5。

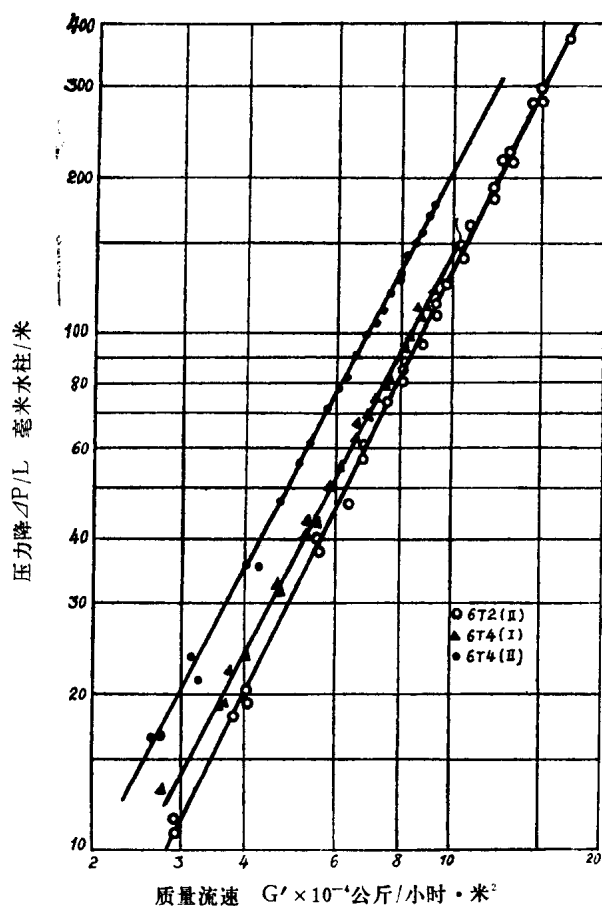


图 3 空气的流体阻力

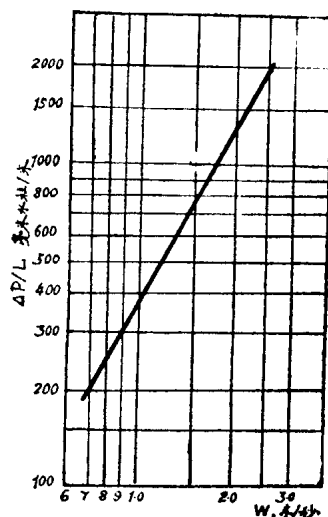


图 4

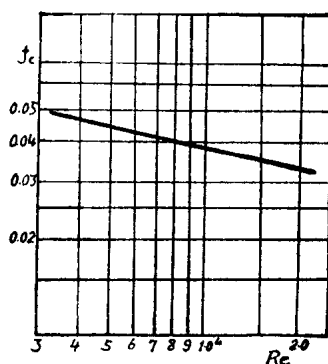


图 5

油的流阻实验值比水的高, 它的摩擦系数 f_c 也比水的高, 这可能是因为时隔一年半, 设备中积垢的关系, 一方面使粗糙度增大, 另一方面通道也可能变窄一些, 所以流阻偏大。

二、螺旋板换热器的传热

I. 实验说明

传热实验是在 6T2 (II)、6T4 (I) 和 6T4 (II) 三台设备上进行的。所用的传热介质有 (1) 水对水, (2) 水对空气, (3) 水对柴油。实验设备的测试孔位置与流阻实验相同, 对每一通道的每一圈开始和终了皆有一测试孔。测温用铜~康铜热电偶, 事先经过校正, 将热电偶插入外径为 2 毫米、内径为 1.6 毫米的不锈钢管内。这些不锈钢管事先插在通道的

测试孔内。热电偶的焊接点位置放在设备高度的中点。采用的 UJ1 电位差计和 106 型光点反射检流计可以测出 0.1°C 的变化。

传热实验是在固定一侧的流速和平均温度下进行的，另一侧的流速和温度则是变更的。在水对水、水对空气的实验中，都是将热水的流速保持一定，平均温度也基本上维持一定，用改变冷水流速和空气流速的办法来求出其给热系数关系式。这可以用普通威尔逊标绘法，也可以用修正的威尔逊标绘法来解决。最后整理的给热系数关联式分为不带壁温校正和带壁温校正两种，即：

$$\text{Nu} = C \cdot \text{Re}^P \text{Pr}^n \quad (12)$$

及
$$\text{Nu} = C \text{Re}^P \text{Pr}^{-\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (13)$$

(12) 式中 Pr 的指数 n 还是按照常用的 0.4 (液体被加热或气体被冷却) 或 0.3 (液体被冷却或气体被加热) 来考虑。

对每台设备两个通道内的流体温度分布作了测定，是为了验证用严格的数学模型分析两通道之间的传热情况而计算出来的温度分布是否与实测的结果一致。然后以此为根据，用电子计算机计算大型系列标准设备的温度分布曲线，从而可以作出可供设计计算用的 ε -NTU 关联图。

在水对水的实验中，冷水侧的 Re 数范围是 $\text{Re} = 10^4 \sim 5 \times 10^4$ ；在热水对空气的实验中，空气侧的 Re 数范围是 $\text{Re} = 7000 \sim 25000$ 。热水侧的流速维持为 2.5 米/秒，或 2.0 米/秒，在对空气传热时，热水侧的流速保持为 1.0 米/秒。

设备的保温使热、冷两流的热平衡误差多数在 $\pm 5\%$ 以内。

II. 传热实验数据的整理

1 给热系数关系式

对三台设备所取得的实验数据，首先用普通威尔逊标绘法^[5]，从测得的 K 值出发求出冷水 (或空气) 的给热系数。然后求出给热系数关联式 (12) 中的系数 C 及指数 P ，作为用电子计算机进行修正威尔逊法^[1]计算的输入初值。

实验用的设备两个通道为相同的矩形螺旋通道，所以热水和冷水侧的 C 及 P 值是相同的。

用 DJS-6 型计算机求得的关联式列于表 5。

关于传热实验数据整理的结果举 6T4 (I) 水对水的数值为例，列于表 6，并附图 6a、b，以供参考。

为了比较起见，将无壁温校正的关联结果标绘在图 7 中，并附常用的直圆管给热系数关联线，很明显，虽然斜率稍有差异，各台设备是按 6T2 (II)、6T4 (I) 和 6T4 (II) 的次序，给热系数一个比一个高。如果以 $\text{Re} = 20000$ 为例，各台设备的给热系数和圆的直管比较时其比值为：

$$\alpha_0 : \alpha_{6T2(II)} : \alpha_{6T4(I)} : \alpha_{6T4(II)} = 1 : 1.1 : 1.44 : 1.67$$

由此可见，弯曲通道的影响仅使 α 增大 10%，如果要和常用的弯管公式比较：

$$\text{Nu}_c = \text{Nu}_s \cdot \left(1 + 3.54 \frac{d_e}{D_c} \right)$$

表5

螺旋换热器的给热系数关联式

设备代号	传热情况	给热系数关系式
6T2 (I)	水被加热	$Nu = 0.02004 Re^{0.824} Pr^{0.4}$ (14)
6T2 (I)	水被加热	$Nu = 0.02182 Re^{0.82} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$ (15)
6T4 (I)	水被加热	$Nu = 0.0397 Re^{0.784} Pr^{0.4}$ (16)
6T4 (I)	水被加热	$Nu = 0.0413 Re^{0.788} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$ (17)
6T4 (I)	水被加热	$Nu = 0.0294 Re^{0.829} Pr^{0.4}$ (18)
6T4 (I)	水被加热	$Nu = 0.038 Re^{0.81} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$ (19)
6T2 (I)	空气被加热	$Nu = 0.0153 Re^{0.87} Pr^{0.3}$ (20)
6T4 (I)	空气被加热	$Nu = 0.113 Re^{0.877} Pr^{0.3}$ (21)
6T4 (I)	空气被加热	$Nu = 0.218 Re^{0.627} Pr^{0.3}$ (22)

表6

6T4 (I) 水的给热系数关联数据

Re	$Nu/Pr^{0.4}$	Re	$Nu/Pr^{0.4}$
14657	69.77	27145	125.0
16350	80.1	34909	144.8
18384	85.9	38954	133.9
29660	138.0	46842	187.6
29474	137.3	12999	65.0
33460	158.3	38877	131.4
18503	83.0	14167	72.2
21979	106.3	48732	165.3
39589	162.2	14455	72.8
33520	145.8	38014	148.1
14612	75.7	47404	225.3
16370	79.3	47543	198.5
31655	132.5	19922	94.5
38490	154.9	38490	154.9
13014	66.5	46933	191.7
17001	86.1	38644	143.7

(共32组)

对这几台小型设备而言, $\frac{d_e}{D_c} \approx \frac{0.02}{0.35}$, 按上式计算, 弯管的 α_c 要比直管的 α_s 大20%,

所以不适用。相反, 通过两台 6T4 的传热数据, 证实了定距柱对于促进给热是起主要作用的。这样结果和流阻实验是一致的。

至于空气的给热系数关联结果, 仅仅斜率与水的不同, 数据点子的位置基本与水相同。用计算机整理的空气给热系数关联式是:

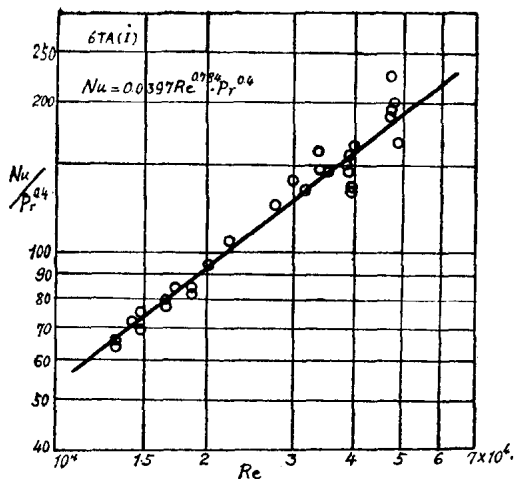


图6.a 6T4(I) 水的给热系数关联

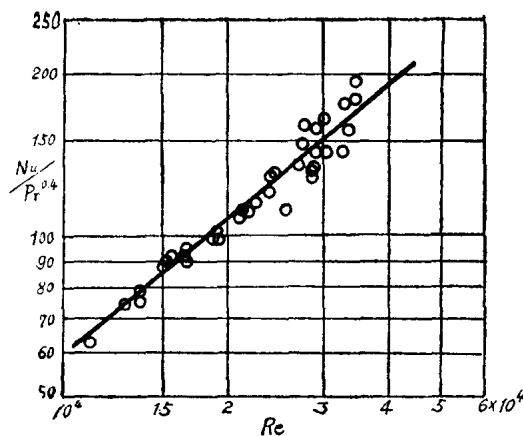


图6.b 6T4(II) 水的给热系数关联

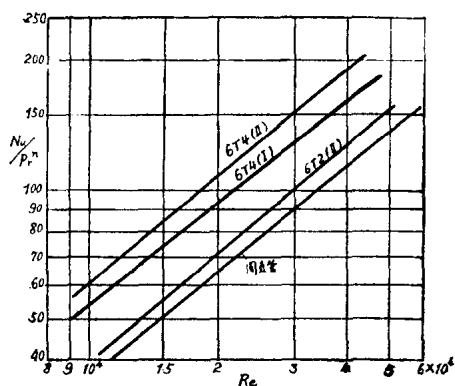


图7 给热系数关联的比较

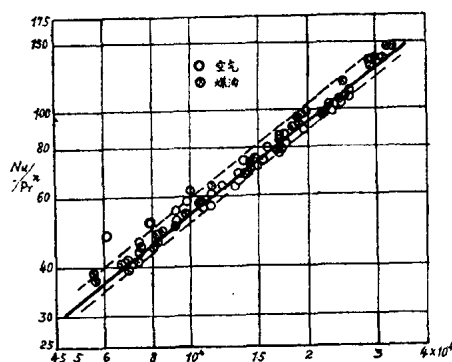


图8 空气、柴油和水的给热关系比较

注：图中⊕是柴油并非煤油

$$6T4(I); Nu_{\text{空气}} = 0.113 Re^{0.677} Pr^{0.3} \quad (23)$$

$$6T4(II); Nu_{\text{空气}} = 0.218 Re^{0.627} Pr^{0.3} \quad (24)$$

将46组空气的给热数据，35组柴油数据都标绘在水的关联线图上，发现偏离是不大的，如图8所示，其标准误差为+9%，和-5%。

图8的直线为6T4(I)水的给热关联式(16)。由此可见，对于6T4(I)而言，水的关联式：

$$Nu = 0.0397 Re^{0.784} Pr^n \quad (16)$$

可以适用于其他流体，误差在10%以内。

对于6T4(II)，空气的点偏离水的关联线较大，标准误差为+20%，和-10%。

2 通道内的流体温度分布

对6T2(II)和6T4(I)两台设备的两个通道内冷热流体温度分布作了测定，并和螺旋板换热器的数学模型分析结果，用龙格-库塔法在计算机上计算出来的温度分布结果作了比较（一共计算6组数据），两者是一致的。因此证实了可以用计算方法代替大量实验测定以求得大型设备中的温度分布曲线，从而为制作 ϵ -NTU关联图提供依据。为了说明温度分布的计算值和实验值的符合情况，举一例如图9。

在图9中, ○表示实验点, 是在热水流速 $w_h = 2.0$ 米/秒, 和冷水流速 $w_c = 0.795$ 米/秒时的温度分布实测值。曲线本身是根据计算的温度分布情况。

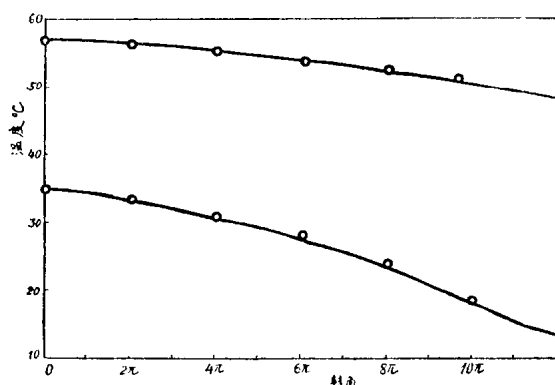


图9 温度分布曲线(计算结果)与实验值

3 热效率 ε -传热单元数 NTU 关联图的制作

选定系列标准中两台大型设备 I6T50-1.0/1000-10 和 I6T120-1.2/1400-10 作为计算的对象。假定热水侧流速一定, $w_h = 2.0$ 米/秒, 冷水侧流速分别选定为 2.0; 1.5; 1.0; 0.8 及 0.5 米/秒。首先根据已经求得的给热系数关联式(16) 和假定壁及垢阻为 $R = 2 \times 10^{-4}$ 米²·小时·°C/千卡, 求出各圈的 K 值, 在假定初始条件: 热水进口温度 $t_{h1} = 70^\circ\text{C}$, 冷水进口温度 $t_{c1} = 15^\circ\text{C}$ 下, 求出两通道的温度分布关系。然后根据传热单元数的定义:

$$NTU = \frac{KF}{(WC_p)_{\min}} \quad (25)$$

对逐圈进行计算 NTU 值。热效率 ε 也是根据定义:

$$\varepsilon = \frac{t_{c2} - t_{c1}}{t_{h1} - t_{c1}} \quad (26)$$

进行计算。最后标绘出 ε -NTU 的关联图如次。在图10 中每根曲线表示一个不同的热容量流率比 r , 其定义为:

$$r = \frac{(WC_p)_{\min}}{(WC_p)_{\max}} \quad (27)$$

图10的曲线和常见的逆流传热的关联图基本一致, 这也证实了螺旋板换热器是纯逆流的换热设备。对空气(即 $r \approx 0$ 时)选定流速 $w = 20$ 米/秒, $t_{\text{空气入口}} = 52.5^\circ\text{C}$ 也进行了计算。

III. 螺旋板换热器设计计算举例

为了说明 ε -NTU 关联图的应用, 并和普通的设计计算方法作比较, 举一具体例题如下:

某碱厂有四台螺旋板换热器, 其中一台的尺寸是直径为 1200 毫米, 高为 750 毫米, 通道宽度为 14 毫米, 用作冷却 30% 的烧碱液, 进出口温度分别为 86°C 和 60°C , 冷却水进口温度为 15°C 。碱液处理量为 60 米³/小时, 冷却水用量为 50 米³/小时, 通热量衡算, 求出冷水出口温度为 50°C , 物性参数是:

液 体	平均 温度	比 重 γ	比 热 C_p	导 热 系 数 λ	粘度, μ 厘泊
碱液 30%	73°C	1294	0.868	0.482	2.50
水	32.5°C	995	1.003	0.535	0.77

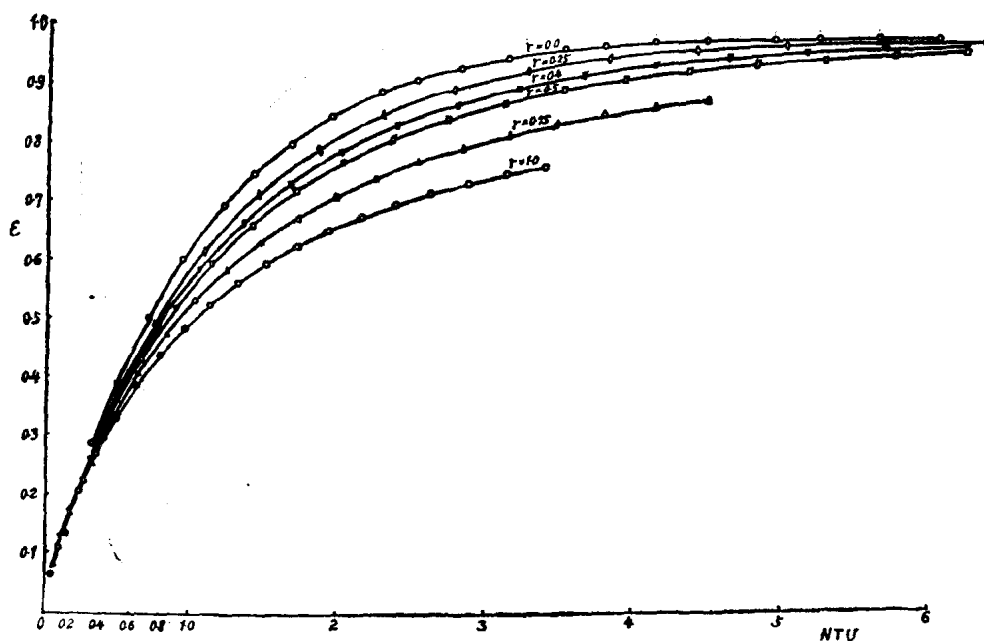


图10 ϵ -NTU关联图

壁及垢阻选定 $R = 5 \times 10^{-4}$ ，按 6T4 (I) 计算公式 (16)，求得：

$$\alpha_{\text{碱液}} = 3970 \text{ 千卡/米}^2 \cdot \text{小时} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\alpha_{\text{水}} = 6200 \text{ 千卡/米}^2 \cdot \text{小时} \cdot ^\circ\text{C}$$

从

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_{\text{水}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{碱液}}} + R$$

求得

$$K = 1100 \text{ 千卡/米}^2 \cdot \text{小时} \cdot ^\circ\text{C}$$

(现场操作数据为800~1200)。所需传热面积为：

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_m} = \frac{1,750,000}{1100 \times 40.5} = 39.2 \text{ 米}^2$$

用 ϵ -NTU 关联图计算结果是：

$$(WC_p)_{\text{碱液}} = 60 \times 1294 \times 0.868 = 67500 \text{ 千卡/小时}^\circ\text{C}$$

$$(WC_p)_{\text{水}} = 50 \times 995 \times 1.003 = 49750 \text{ 千卡/小时}^\circ\text{C}$$

$\therefore$

$$\epsilon = \frac{50 - 15}{86 - 15} = 0.494$$

$$r = \frac{(WC_p)_{\min}}{(WC_p)_{\max}} = \frac{49750}{67500} = 0.738$$

查图10求得：

$$NTU = 0.88 = \frac{K \cdot F}{(WC_p)_{\min}}$$

所需传热面积为：

$$F = \frac{0.88 \times 49750}{1100} = 39.8 \text{米}^2$$

四、结 束 语

根据几台小型设备的实验数据所得的结果还是比较粗糙和不够成熟的, 需要在生产、设计和使用部门中经过广泛实践验证后才能得出最后结论。对于螺旋板换热器的流体阻力和给热系数计算公式可以归纳如下:

(1) 液体的流阻公式

$$\text{在应用} \quad \Delta P = 2f \cdot \frac{L}{d_e} \cdot \frac{\gamma w^2}{g}$$

时, 摩擦系数可以用:

$$f_c' = 4.5 \times 10^{-3} \text{Re}^{-0.11} \cdot n_s^{0.52} \quad (8)$$

由于螺旋通道的宽度可能有10%的误差, 相应地, 在计算流体阻力时, 也会发生20%的误差。

1974年小结中〔4〕提出的经验公式:

$$\Delta P = \left[\frac{L}{d_e} \cdot \frac{0.365}{\text{Re}^{0.25}} + 0.0153L \cdot n_s + 4 \right] \frac{\gamma w^2}{2g}$$

对于液体还是适用的。

(2) 气体的流阻公式

$$\text{在应用} \quad \Delta P = \frac{G^2}{g\gamma_m} \left(\ln \frac{P_1}{P_2} + 2\bar{f}_c \cdot \frac{L}{d_e} \right) \quad (10)$$

时, $\bar{f}_c$ 的数值基本上是一定的, 对 $n_s = 116$ 而言, $\bar{f}_c = 0.022$ 。

(3) 进出口流阻

这和进出口的结构设计有关, 如按照 JB 系列化标准设计考虑, 每一通道的进出口阻力之和可以取 $\Sigma \xi = 4 \sim 6$ 。对液体而言, 局部阻力系数可以取得稍小一些, 而气体可以取得稍大一些。

(4) 液体和气体的给热关系式

这已分别列于表 6, 为了计算方便起见, 对 $n_s = 116$, 即定距柱间距为 100×100 毫米的设备而言, 可以应用:

$$\text{Nu} = 0.04 \text{Re}^{0.78} \text{Pr}^n \quad (16)$$

正如流阻一样, 由于实际螺旋通道宽度有误差, 所以 (16) 式的误差也在 $\pm 10\%$ 左右。

最后应该指出, 我们的实验全是在湍流区, 这是因为考虑到实际生产条件主要是在湍流区。

符 号 说 明

A, C—系数;

b—通道宽度, 毫米;

d_e —当量直径, 米;

d_s —定距柱直径, 毫米;

D_c —弯通道的曲率半径 $\times 2$

F—传热面积, 米²;

f_0 —一直圆管的摩擦系数;
 f_s —一直的矩形通道的摩擦系数;
 f_c —无定距柱的螺旋通道的摩擦系数;
 f_c' —有定距柱的螺旋通道的摩擦系数;
 G, G' —质量流速, 公斤/米²秒, 公斤/米²·小时;
 g —重力加速度, 米/秒²;
 H —板高, 米或毫米;
 K —传热系数, 千卡/米²·小时·°C;
 L —板长, 米;
 m, n, P —指数;
 n_s —一定距柱密度, 个/米²;
 NTU —传热单元数;
 P_1, P_2 —进出口的压力, 公斤/米²;
 ΔP —压力降, 公斤/米², 即毫米水柱;
 Q —传热量, 千卡/小时;

r —热容量流率比, 即 $(WC_p)_{min} / (WC_p)_{max}$;
 S —一定距柱间距, 毫米;
 t_{c1}, t_{c2} —冷流体进出口温度°C;
 t_{h1}, t_{h2} —热流体进出口温度°C;
 Δt_m —平均温度差°C;
 Δt —冷流体的温度升高°C;
 Re —雷诺数;
 Pr —普兰特数;
 Nu —努塞尔特数;
 α —给热系数, 千卡/米²·小时·°C;
 ε —热效率;
 ξ —局部阻力系数;
 μ —粘度, 厘泊;
 μ_w —壁温下的粘度, 厘泊;
 λ —导热系数, 千卡/米·小时·°C。

参 考 文 献

- [1] “修正威尔逊标绘法” D. E. Briggs, Edwin Young, Chem. Eng. Prog. Symp. Ser. [92]. P35 (1969), (见译文)。
- [2] “螺旋板换热器的分析与实验研究” R. A. Buonopane, R. A. Troupe 第四届国际传热会议论文集 (1970) (见译文)。
- [3] “热效率 ε —传热单元数 NTU 法” W. M. Kays, A. L. London, “Compact Heat Exchangers” (1955) (见译文)。
- [4] “螺旋板换热器流体阻力研究” 化工与通用机械 [7], (1974)。
- [5] “威尔逊标绘法” 见 Perry “Chem. Eng. Handbook” 第四版, 10—27页 (1963)。

(其余见文献综述及译文汇编与附录)。