

单相粘性液体在改进Hi型静态混合器中传热研究

马晓建 方维藩

(化工系)

提 要

为了达到既使Hi型静态混合器具有较高的强化传热能力,又使其动力消耗少的目的,本文在Hi型元件的基础上对其结构给予改进,提出了改进Hi—I型和改进Hi—II型元件。在恒温条件下和 $Re=50\sim 1000$ 范围内对这两种改进Hi型和Hi型元件进行了流体阻力,传热和流态显示试验。得出 $f\sim Re$, $Nu\sim Re$ 关联式。分析了各种影响因素和强化传热的机理,并且考查了中间室长度对传热和流体阻力的影响。得出 $f\sim (Re, \eta)$, $Nu\sim (Re, \eta)$ 关联式。本文对Hi型,改进Hi—I型,改进Hi—II型, Kenics型和Sulzer型元件的传热和流体阻力性能进行了评价,得出改进Hi—I型元件传热能力比Hi型元件提高18%(等 Re 下),压力降下降50%(等 Re 下)。适当加长改进Hi—II型元件的中间室,可使其综合经济指标优于Kenics型和Sulzer型元件。

一、前 言

换热器是化工、石油化工、动力、原子能和其它工业部门广泛应用的一种通用工艺设备。换热器的开发和研究工作对于迅速发展化学工业,促进国民经济建设,具有十分重要的意义。

在换热器的设计和操作中,最重要的问题是如何提高设备的换热能力,减小设备体积,降低设备投资和操作费用。

对于间壁式换热器,提高其换热能力有三条途径可循:

- ①扩大传热面积;
- ②增加壁两侧工作介质的平均温差;
- ③提高传热系数。

采用前两种办法往往会使得设备投资增加或受到工艺条件的限制。所以,人们的工作重点一般都放在提高热交换器的传热系数这个方面。以前人们为了提高设备的传热系数,采用了界面振动、流体振动和静电场的应用^[1]等项技术。也有关于采用表面粗糙方法和安装旋涡发生器以提高传热系数的文献报道^[2~4]。1970年有人^[5]使用静态混合器进行了传热试验,收到了良好的效果。

静态混合器是一种无运动部件、高效、多用途管式化工设备。其内装有一列按一定规则排列的混合元件。当流体通过时,由于元件对流体的分割、转向(螺旋流)、变位和汇流作用,使其达到分散混合的目的。静态混合器具有分散性好,设备费和操作费用低、占地面积小、节能、结构简单、处理大等特点。自1959年开始应用^[6]以来,发展很快,现已广泛应用

于乳化^[7-9]、萃取^[9-11]、反应^[12]、吸收^[13]、分散混合^[14]和传热^[17-31]等化工单元操作中。目前,国外已提出30多种不同结构的静态混合器^[15]。具有较强竞争力的主要有Kenics型、Sulzer型和Hi型这三种^[16]。

近年来,人们对上述三种形式的静态混合器在传热方面进行了大量研究工作。表1列出了它们的传热膜系数和压力损失的比较^[32]。

从表1中看到:①Hi型元件强化传热能力最高,但压力损失也最大。②三种静态混合器在层流状态下工作要比在湍流状态下工作可以获得更好的经济效果。

表1: 压力损失和传热膜系数的比较

类型	压 力 损 失		传 热 膜 系 数	
	层 流	湍 流	层 流	湍 流
Kenics	5	50	3	3
Sulzer	9	70	5	5
Hi	10	150	8	8

注:(i)压力损失和传热膜系数均以空管为1而对比的;

(ii)表中各值为大约数。

Hi型元件之所以能够具有较高的强化传热能力的主要原因是:当流体通过元件时,由于元件内螺旋片的作用,使流体产生螺旋运动,造成径向流。加之元件的分割,强迫流体交换位置的作用使截面温度分布趋于均匀,近壁处流体温度梯度增大,从而强化了传热。再则,由于元件流道突然扩大和缩小,使边界层不断地遭到破坏,不能得到充分发展。这个因素也有力地促进了传热的强化。

1980年秋田雅典^[33]等人使用高粘流体在 $Re = 10^{-4} \sim 1$ 的范围内对Hi元件作了传热和流体阻力性能实验。得出:

$$Nu(\mu_w/\mu)^{0.14} = 5.6(RePr)^{1/3} \quad (10^{-4} \leq Re \leq 1) \quad (1)$$

$$f = 3600/Re \quad (4 \leq Re \leq 100) \quad (2)$$

$$\text{其中: } f = 2\Delta PD / (\rho u_m^2 L) \quad (3)$$

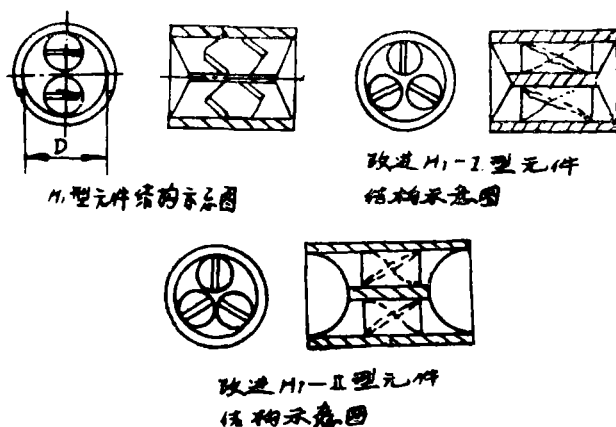
与空管相比Hi元件的传热能力提高7~8倍,压力损失增大50多倍。

如果能够降低Hi型元件的压力损失而又不影响其强化传热的能力,那么就会使Hi型元件的经济效果和应用范围得到改善和扩大。从Hi型结构上看,可知压力损失来源有三个:

- <1> 表面摩擦阻力;
- <2> 因流道面积突然扩大和缩小而产生的局部阻力;
- <3> 由于螺旋片产生的形体阻力。

根据动量传递与热量传递的类似性,局阻与流道截面的关系以及形阻与流速的关系,本文对Hi型元件的结构给以改进,提出了改进Hi—I型和改进Hi—II型元件(参见图1)。这种改进旨在既维持原Hi型传热能力又使其压力损失大幅度下降。

本文对提出的两种改进型元件和Hi元件进行了流体力学和传热性能试验,分析了各种影响因素,考查了元件中间室长度和形状对流体力学和传热性能的影响。最后对Hi型、改



1

进Hi—I型、改进Hi—I型、Kenics型、Sulzer型五种元件进行了综合评价。

二、实验部分

1. 实验装置与流程

图2表明了本实验装置和流程。流程中采用一台齿轮泵作为流体循环动力。流量由转子流量计来测定。在流量计上游装有一台自动调节温度的预热器,可使进入流量计的流体温度保持稳定。流程中装有两台套管式换热器,其中一台为对比试验用,内管为空管。另一台内管由若干个静态混合器元件组成。在换热器内管进出口处设有压力测量孔和热电偶。内管壁上等距分布着(沿管长方向)若干个热电偶,用以测量壁温。在换热器下游有一台套管式冷却器,以保证工作

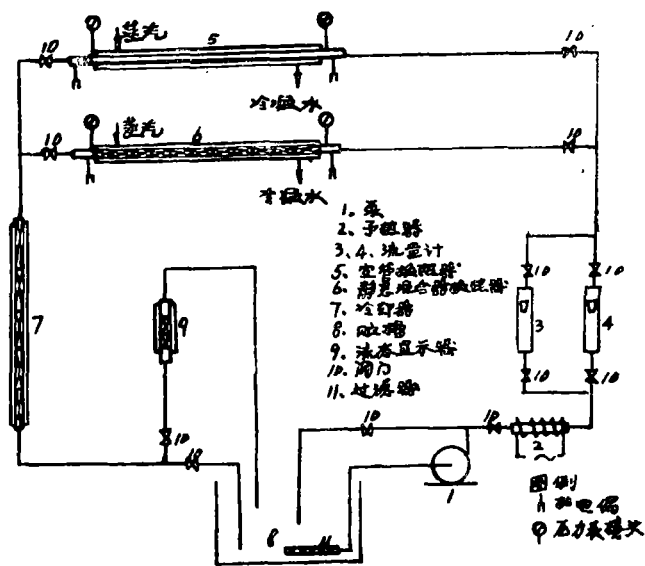


图2

介质能够循环使用。流程中还装有一套流态显示装置，材料为有机玻璃。装置外壳为一矩形套，当外套与试管之间充满水后可起光学补偿作用。

2. 元件的组合

图3表示了试验中元件组合方式。

No. 0 为光滑空管。

No.1由Hi型元件组成，共24个。每个元件中的2个螺旋片的扭转方向相反，即一个左旋，一个右旋。它们首尾相接，布满全长。相邻的两个元件通道方位相错 90° 。

No.1*由24个Hi型元件组成。每个元件中的2个螺旋片扭转方向相同。24个元件中有

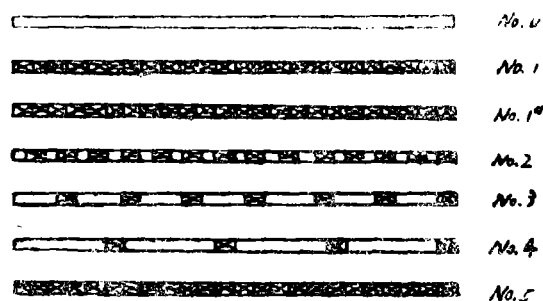


图3

12个为左旋, 12个右旋, 它们交替排列, 从进口直排到出口。通道方位相错 90° 。

No. 2由14个改进Hi—I型元件组成。每个元件中的3个螺旋片有两个扭转方向一致, 另一个与它们相反。左、右旋元件交替排列, 从进口一直排到出口, 通道方位相错 60° 。

No. 3由7个改进Hi—I型元件组成。左、右元件交替排列, 等距离分布在试验管的全长上。通道方位相错 60° 。

No. 4由4个改进Hi—I型元件组成。左、右旋元件交替排列, 等距离分布在试验管的全长上。通道的方位相错 60° 。

No. 5由24个改进Hi—I型元件组成。左、右旋元件交替排列, 从进口排列出口。通道方位相错 60° 。

3. 实验

将流量、压差、温度和蒸汽冷凝量诸数据输入pc—1500计算机, 得出中间数据。而后利用计算机回归出方程。

三、实 验 结 果 与 分 析

1. 压力损失

按一般作法可用

$$f = aRe^b \quad (4)$$

来描述阻力系数与雷诺数的关系。

利用一元线性回归的办法, 通过计算机由实验数据得出回归常数a、b。

各组试验管 $f \sim Re$ 的关系如下:

序号 关联式 相关系数 予报值与实验值的相对误差

在加热条件下

$$\text{No. 0} \quad f = 32.7Re^{-0.046} \quad 0.9967 \quad \pm 7.3\% \quad (5)$$

$$\text{No. 1} \quad f = 246Re^{-0.396} \quad 0.9935 \quad \pm 5\% \quad (6)$$

$$\text{No. 1*} \quad f = 235Re^{-0.373} \quad 0.9857 \quad \pm 6.5\% \quad (7)$$

$$\text{No. 2} \quad f = 116Re^{-0.464} \quad 0.9919 \quad \pm 5.5\% \quad (8)$$

$$\text{No. 3} \quad f = 52.2Re^{-0.450} \quad 0.9964 \quad \pm 4\% \quad (9)$$

$$\text{No. 4} \quad f = 36.2Re^{-0.473} \quad 0.9973 \quad \pm 3\% \quad (10)$$

$$\text{No.5} \quad f = 134\text{Re}^{-0.404} \quad 0.9919 \quad \pm 4.2\% \quad (11)$$

在等温流动条件下

$$\text{No.0} \quad f_{\text{等}} = 45.9\text{Re}^{-0.531} \quad 0.9987 \quad \pm 5.8\% \quad (12)$$

$$\text{No.1} \quad f_{\text{等}} = 496\text{Re}^{-0.493} \quad 0.9817 \quad \pm 8.4\% \quad (13)$$

$$\text{No.2} \quad f_{\text{等}} = 264\text{Re}^{-0.559} \quad 0.9942 \quad \pm 7.2\% \quad (14)$$

$$\text{No.3} \quad f_{\text{等}} = 86.2\text{Re}^{-0.514} \quad 0.9925 \quad \pm 5\% \quad (15)$$

$$\text{No.4} \quad f_{\text{等}} = 69.0\text{Re}^{-0.566} \quad 0.9895 \quad \pm 7.4\% \quad (16)$$

$$\text{No.5} \quad f_{\text{等}} = 234\text{Re}^{-0.485} \quad 0.9950 \quad \pm 4.2\% \quad (17)$$

图4表明 $3f$ 与 Re 的关系

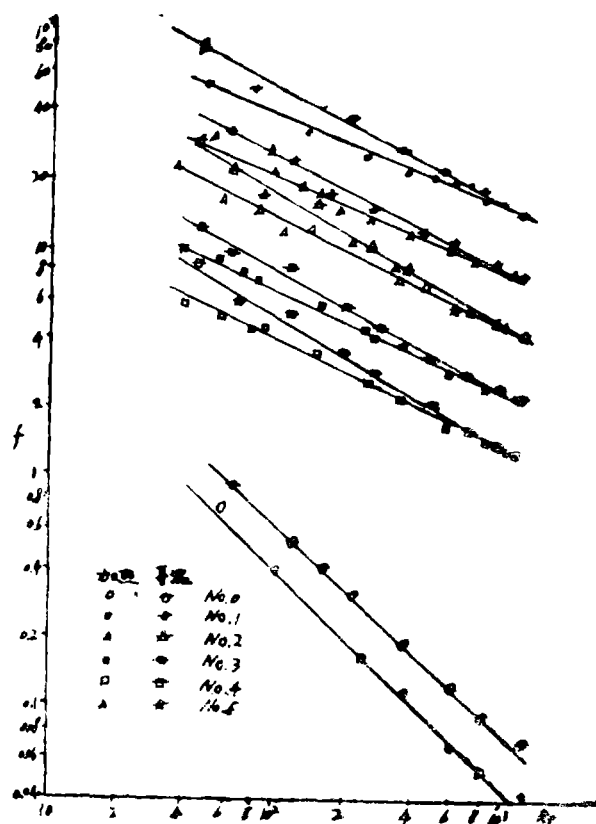


图 4

2. 传 热

对于一般粘性较高的液体, 在强制对流传热条件下, 往往采用

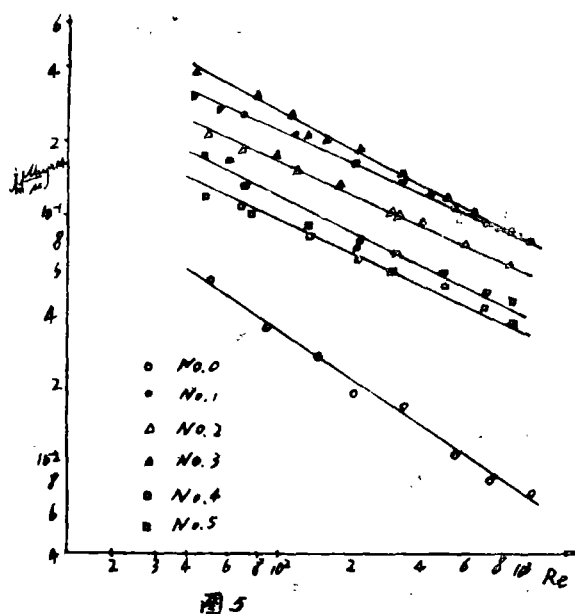
$$j_H \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right)^{0.14} = \text{AR}_e^*$$

来描述 Nu 与 Re 的关系。

将试验数据进行一元线性回归后得出各组试验管 $j_H \sim \text{Re}$ 关联式如下:

序号	关联式	相关系数	予报值与实验值的相对误差
No.0	$j_H \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right)^{0.14} = 0.767 Re^{-0.701}$	0.9964	$\pm 7.1\%$ (18)
No.1	$j_H \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right)^{0.14} = 1.52 Re^{-0.442}$	0.9981	$\pm 2.5\%$ (19)
No.1*	$j_H \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right)^{0.14} = 2.06 Re^{-0.508}$	0.9983	$\pm 5.6\%$ (20)
No.2	$j_H \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right)^{0.14} = 1.15 Re^{-0.442}$	0.9983	$\pm 3.6\%$ (21)
No.3	$j_H \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right)^{0.14} = 1.03 Re^{-0.489}$	0.9896	$\pm 7.4\%$ (22)
No.4	$j_H \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right)^{0.14} = 0.699 Re^{-0.458}$	0.9937	$\pm 4.2\%$ (23)
No.5	$j_H \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right)^{0.14} = 2.66 Re^{-0.824}$	0.9984	$\pm 2.7\%$ (24)

图5表明了传热 j_H 因子与雷诺数的关系。



3. 影响流体阻力和传热的因素

(1) 加热对阻力的影响

从图4中可以看到各组试验管在等温流动时的压力降大于加热时。(在同一 Re 下相比)

这主要是由于工作介质的粘度受温度影响较大而造成的。对于静态混合器，当雷诺数增大时，由于局阻和形阻成为压力损失的主要部分。而这两者的大小主要与截面形状和流速有关，受温度影响较小。所以在 Re 较大时加热与否对压力降影响较小。

(2) 元件中螺旋片扭转方向的影响

为考查螺旋片扭转方向对流体力学和传热的影响，安排了No.1和No.1*试验管的试验。

(i) 对阻力的影响

在同一 Re 下，由实验可知No.1的阻力系数低于No.1*，从流体在元件内的流动状态可以发现产生这种现象的原因：在No.1*元件中，四个同向旋涡叠加后，形成一个大涡，结果使阻力增大。而两两相同的涡叠加后形成两个独立、方向相反的涡。它们互相影响，使壁面流体周向分速降低，结果阻力下降。但是由于元件的中间室较短，而涡的叠加仅作用于此处，所以对压力降影响不十分显著。

(ii) 对传热的影响

由试验可知：在相同的 Re 下No.1元件传热膜系数高于No.1*，这是因为在No.1*中所形成的大涡使截面中心的流体微团流不到壁面，从而削弱了强化传热能力。No.1元件中的涡可以促使中心处的流体微团不断由中心流向壁面，使壁面流体不断更新，提高了壁附近流体温度梯度从而强化了传热。但是，由于上述现象仅发生在中间室，所以对传热影响不大。

(3) 通道数目的影响

(i) 对压力降的影响

(a) 开孔面积的影响

通道增加，开孔面积增大，从而降低了局阻。另外由于开孔面积增加，实际流体下降（名誉流速不变）形阻也会下降。

(b) 孔分布的影响

开孔增加，孔的分布趋于均匀，中间室内的流道截面增加，这样由中间室产生的阻力会显著下降。

(ii) 对传热的影响

(a) 涡分布的影响

开孔增加，涡分布趋于均匀，可使截面温度分布均匀，提高传热膜系数。另外由于改进Hi型元件三个螺旋片成辐射状安装，这样就避免了流体短路，流体截面温度分布均匀性会得到改善，使传热得到强化。

(b) 翅片效应

元件中的螺旋片可起到筋板作用，使实际传热面积增大。开孔多，螺旋片的面积也多。具有三个孔的改进Hi型元件的螺旋片面积是具有二个孔的Hi型元件的1.22倍，显然前者比后者可以传递更多的热量。

(c) 不利因素

开孔增多会使实际流速变慢，削弱传热。另外由于孔道的增多给加工也带来不便，所以开孔也不宜太多。

在上面三个因素共同影响下，由于得失基本平衡，总结结果是使改进Hi型元件维持了Hi

型元件所具有的较高强化传热能力。

(4) 中间室长度的影响

为得出 f 、 Nu 与中间室长度的关系, 引入长度比 $\eta = L_m/L$ ($0 \leq \eta \leq 1$)

利用二元线性回归对No.0、No.2、No.3、No.4、No.5试验管的试验数进行处理, 得出:

$$f_{SM}/f_0 = 1 + 4.58Re^{0.522}\eta^{0.992} \quad (25)$$

$$Nu_{SM}/Nu_0 = 1 + 1.6Re^{0.386}\eta^{0.666} \quad (26)$$

其中, $f_0 = 32.7Re^{-0.946}$

$$Nu_0 = 0.767Re^{0.299}Pr^{0.383}$$

将(25)式绘于图6中可以看出:

- (i) 当 η 一定时, f_{SM}/f_0 随 Re 增加而增加;
- (ii) 当 Re 一定时, f_{SM}/f_0 与 η 近似为线性关系;
- (iii) 当 η 取小值时, 压力损失增加幅度较小。

图7表明了 $Nu_{SM}/Nu_0 \sim Re, \eta$ 的关系。可以看出:

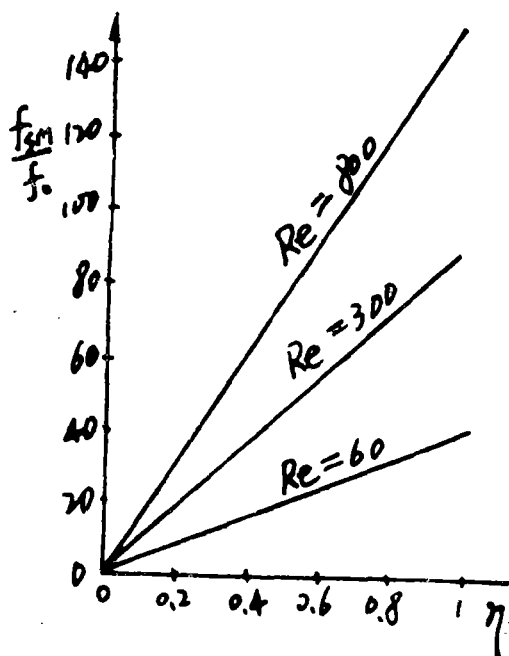


图6

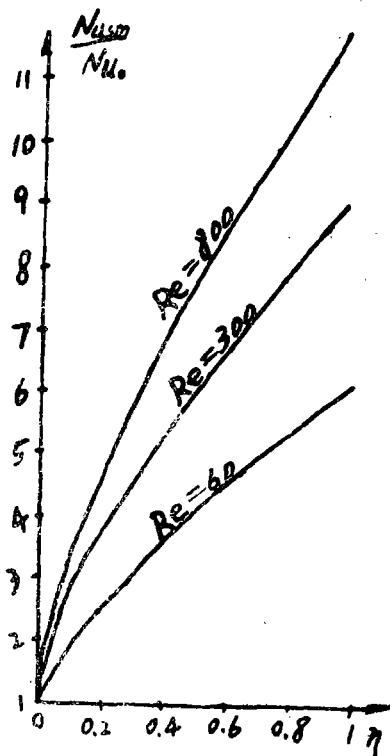


图 7

- (i) 当 η 一定时, Nu_{SM}/Nu_0 随 Re 增加而增加;
- (ii) 当 Re 一定时, Nu_{SM}/Nu_0 随 η 增加而增加, 但增加的幅度不同。当 η 在小值区域内增加的幅度较大。

四、流体力学与传热性能评价

根据Berles^[3,4]提出的评价换热器性能的准则，本文对改进Hi型元件进行评价。

1. 压力降的比较

图8表明了 f_{SM}/f_0 与 Re 的关系。可以看出：

- (i) 各组试验管的 f_{SM}/f_0 均大于1；
- (ii) 在同一 Re 下有关系式：

$$\left(\frac{f_{SM}}{f_0}\right)_{HI} > \left(\frac{f_{SM}}{f_0}\right)_{HI-1} > \left(\frac{f_{SM}}{f_0}\right)_{HI-II}$$

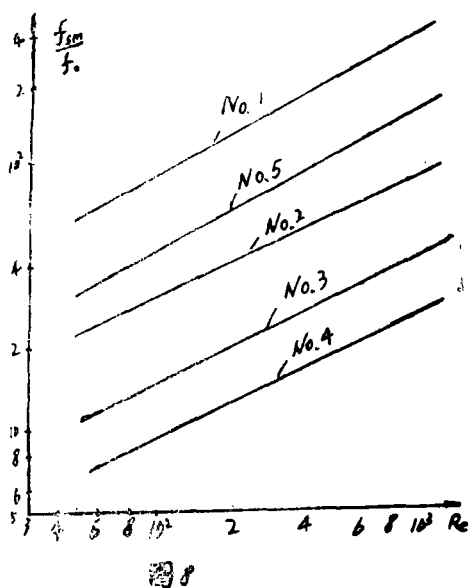


图8

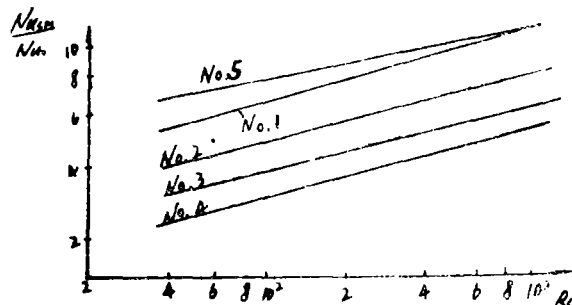


图9

2. 传热膜系数的比较

图9表明了 Nu_{SM}/Nu_0 与 Re 的关系。可以看出：

- (i) 各组试验管的 h_{SM}/h_0 均大于1；
- (ii) 在同一 Re 下，有关系式：

$$\left(\frac{h_{SM}}{h_0}\right)_{HI-I} > \left(\frac{h_{SM}}{h_0}\right)_{HI} > \left(\frac{h_{SM}}{h_0}\right)_{HI-II}$$

3. 传递每瓦热量所耗功率的比较

传递每瓦热量所消耗功率的大小标志着换热器的经济特性。本文采用 $[(P/Q)_{SM}/(P/Q)_0]_{Re}$ 来衡量本试验中各元件的经济特性。图10表明了这个特性。从图中可以看到：

- (i) 在同一 Re 下，各元件的 $(P/Q)_{SM}/(P/Q)_0$ 均大于1；
- (ii) 在相同的 Re 下，改进Hi—I型元件传递每瓦热量所消耗的功

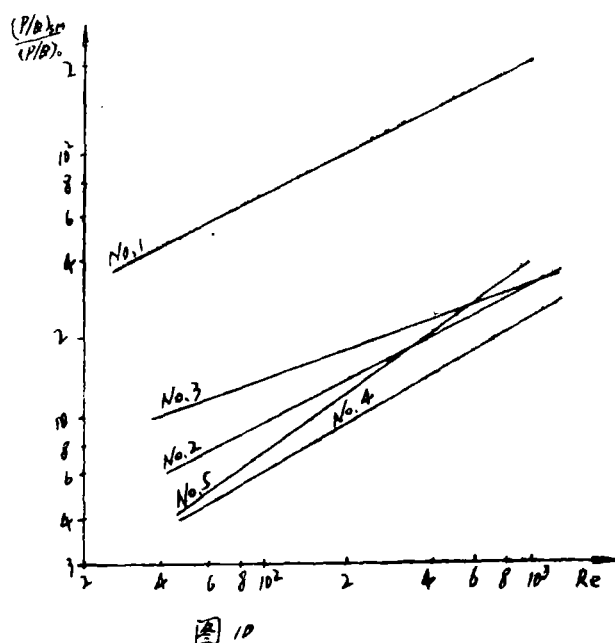


图 10

率只有Hi型元件的8~18%;

(iii) 各组试验管的 $(P/Q)_{sm} / (P/Q)_0$ 均随 Re 增大而增大。但增加的速率不同。No.5最快, No.3最慢;

(iv) η 值对 $(P/Q)_{sm} / (P/Q)_0$ 有较大影响, 当 η 较大时 Re 也必须处在偏高值时, 才会收到好的经济效果;

(v) 为了使改进Hi型、Hi型元件传递每瓦热量所消耗的功率小于空管, 其操作时的 Re 应当降低。

4. 与Sulzer型、Kenics型元件的比较

表2列举了Hi型、Sulzer型、kenics型、改进Hi型元件的阻力, 增大倍数和强化传热倍数(与空管比较)。($Re = 50 \sim 1000$)

表2 各元件压力损失和传热膜系数比(平均值)

类型	h_{sm}/h_0	h_{sm}/f_0
Hi	9	140
Sulzer	4.3	130
Kenics	2.7	25
改进Hi—I	9.5	70
改进Hi—II	6.5	40
No.4	3.7	13

就综合性能而言, 从中可以看出:

- (i) No.4综合性能优于Kenics型元件;
- (ii) 改进Hi—I型元件优于Sulzer型元件和Hi型元件;
- (iii) 改进Hi—II型元件优于Sulzer型元件。

五、结 论

1. 改进Hi—I型元件的强化传热能力是Hi型元件的1.18倍(平均值)。在同一Re下, 压力降大幅度下降, 前者的阻力系数为后者的50%(平均值)。
2. 改进Hi—II型元件的强化传热能力是Hi型元件的75%, 压力损失为30%。
3. 适当加长改进Hi—II型元件的中间室可使其综合性能优于Sulzer型和Kenics型元件。
4. 在等功率消耗, 等温差条件下, 改进Hi—I型元件传递热量是Hi型元件的1.65倍, 改进Hi—II型元件传递热量是Hi型元件的1.05倍。
5. 在传热过程中, 各种元件应在较低的Re下操作以取得较好的经济效果。
6. 改进Hi型元件的压力损失较Hi型元件低, 可以应用于中等粘度流体的换热领域。
7. 本文给出的阻力和传热关联式为设计提供了依据, 应用时应注意Re的范围。

符号及意义

C_p	比热	$[J/kg \cdot ^\circ C]$
D	直径	$[m]$
F	传热面积	$[m^2]$
f	阻力系数 $= 2\Delta P D / (\rho u_m^2 L)$	
G	质量流量	$[kg/s]$
H	U型管压力计两端液柱高度差	$[m]$
h	传热膜系数	$[W/m^2 \cdot ^\circ C]$
g	重力加速度	$[m/s^2]$
L	试验管长度	$[m]$
k	导热系数	$[W/m \cdot ^\circ C]$
K	传热系数	$[W/m^2 \cdot ^\circ C]$
Q	传热速率	$[W]$
q	热流密度	$[W/m^2]$
ΔP	压力降	$[N/m^2]$
T_w	壁温	$[^\circ C]$
t_i	介质进口温度	$[^\circ C]$
t_o	介质出口温度	$[^\circ C]$
u_m	平均流速	$[m/s]$
L_m	静态混合器元件占有长度	$[m]$

d	通道孔直径	[mm]
Re	雷诺数 $= \rho D u_m / \mu$	
Pr	普兰特数 $= \mu C_p / k$	
Nu	努塞尔数 $= hD / k$	
m	通道孔数	
j_H	传热因子 $= \frac{Nu}{Re Pr^{1/3}}$	
ρ_1	U型管工作液密度	[kg/m ³]
ρ	介质密度	[kg/m ³]
τ_s	表面切应力	[N/m ²]
μ_w	壁温下介质粘度	[N·S/m ²]
μ	主体温度下介质粘度	[N·S/m ²]
η	长度比 $= L_m / L$	
δ	螺旋片厚度	[mm]
下标		
o	空管	
SM	静态混合器	
等	等温条件下的数据	

参 考 文 献 (略)