

换热器运行导论

程 林 杨培毅 陆 煜 著

科 学 出 版 社

1995

(京)新登字 092 号

内 容 简 介

换热器是一种应用广泛的工业与民用设备,世界上对此研究十分活跃,但有关换热器运行的专著却不多见。本书作为国内这方面的第一本专著,它从基础知识出发,系统地论述了有关换热器选型,参数变化对换热器运行的影响,流体诱发振动,换热器积垢,传热元件的腐蚀及换热器清洗等问题。理论与实际结合紧密、内容丰富且新颖构成了本书的鲜明特色。书中理论部分力求完整、简明,应用部分则力求实用。各章后面都附有参考文献,以便读者查阅。

本书可供热能工程、化学工程及其它与热交换有关领域的科技人员参考,也可作为高等院校相应专业的教材和教学参考书。

换热器运行导论

程 林 杨培毅 陆 煜 著

责任编辑 陈文芳

科 学 出 版 社 出 版

北京东黄城根北街 16 号

邮政编码:100717

石油工业出版社印刷厂 印刷

新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售

*

1995 年 3 月第 一 版

1995 年 3 月第 一 次印刷

印数:1 2053

开本:850×1168 1/32

印张:7 1/2 插页:2

字数:193 000

ISBN 7-03-004468-1/TK·13

定价:16.80 元

前 言

换热器作为热交换的通用工艺设备,虽然使用历史已久,但仍处于不断改进和发展之中.随着换热器容量的扩大和节能的需要,换热器运行中的一些问题日益突出.因此,提供一些关于换热器运行与管理的知识,对从事换热器运行与研究的科技工作者来说,是十分有意义的.

本书从换热器的基础知识出发,系统地讨论了换热器选型,系统状态变化对换热器运行的影响,换热器的流体诱发振动,换热器内传热表面的积垢,换热器腐蚀和换热器清洗等问题,内容覆盖了换热器运行的各个方面.本书对基本理论的阐述力求简明、系统,并与工程应用紧密结合.此外,还以附录形式提供了工程应用中常用的数据和图表.

本书不仅对各行业中从事换热器运行和管理的现场工作人员具有较大的参考价值,对从事换热器设计及研究的人员不失为一本有用的参考书,而且对与本专业有关的大中专学生也有裨益.

山东工业大学程林、杨培毅、陆煜共同完成本书初稿,并由陆煜最后统稿.

本书是在总结前人大量的研究成果基础上完成的,谨向所有被引用文献的作者致谢.

在撰写过程中得到本书第一作者的博士导师周强泰教授的热情帮助,特此致谢.

我们特别感谢本书的责任编辑陈文芳同志,她以高度负责的精神向作者提供了许多具体的帮助.

著 者

1994. 8. 18

目 录

前 言

第一章 换热器基本知识	1
1-1 传热简述	1
1-2 换热器的基本类型与结构	7
1-3 换热器的热设计	13
1-4 换热器的流动设计	19
1-5 换热器的强度设计	23
1-6 换热器试验	25
1-7 换热器评价	31
第二章 换热器的选型	39
2-1 决定选型的因素	39
2-2 操作参数的合理选取	43
2-3 换热器的经济性评价	50
2-4 换热表面的性能评价	56
2-5 各类换热器优缺点比较	63
第三章 系统中状态变化对换热器的影响	74
3-1 物性参数与温度和压力的关系	74
3-2 过程中流体物性的不确定性对换热器运行的影响	80
3-3 传热系数的简化处理法	87
3-4 间歇加热或冷却	97
3-5 不稳定情况下的计算	108
3-6 周期性换热	115
第四章 流体诱发振动	125
4-1 概述	125
4-2 漩涡脱落	126
4-3 紊流抖振	134
4-4 流体弹性激振	136

4-5	声学共振	139
4-6	管子振动破坏数的计算和分析	141
4-7	管子固有频率	144
4-8	防振措施	147
第五章	换热器表面积垢	153
5-1	概述	153
5-2	积垢的类型与机理	155
5-3	积垢的监督	161
5-4	积垢成分的测定	164
5-5	防止积垢的措施	169
第六章	换热器腐蚀	177
6-1	概述	177
6-2	电化学腐蚀的基本原理	178
6-3	换热器的氧腐蚀	184
6-4	换热器的酸性腐蚀	187
6-5	换热器的应力腐蚀破裂	191
6-6	腐蚀的监测及理化分析	194
第七章	换热器的清洗	199
7-1	清洗周期	199
7-2	清洗方法综述	204
7-3	机械清洗	205
7-4	化学清洗	209
7-5	其他清洗方法	215
7-6	机械清洗和化学清洗的比较	215
7-7	污垢清洗与运行及设计的关系	217
附录		221
表 I	几种材料的密度、导热系数、比热容和热扩散率	221
表 II	气体的物性参数	222
表 III	油类的物性参数	224
表 IV	饱和水的物性参数	225
表 V	干饱和水蒸气的热物理性质	226
表 VI	在大气压力($P=760\text{ mmHg}$)下过热水蒸气的物性参数	229

表Ⅶ 在大气压力($P=760\text{ mmHg}$)下烟气的热物理性质 229

表Ⅷ 壳程压降结垢影响校正系数 230

第一章 换热器基本知识

1-1 传热简述

1-1-1 传热的基本方式

若物体内部或物体间存在着温度差,则热量将由高温部分向低温部分传递. 热量传递机理中有导热、对流换热和辐射换热.

导热是指物质各部分之间没有相对宏观位移,由于直接接触而发生的能量传递现象. 导热量的大小可按 Fourier 导热定律计算:

$$Q = - \lambda A \frac{\partial t}{\partial n} \quad (\text{W}) \quad (1.1)$$

式中, Q 为导热量, λ 称为导热系数,其常用单位为 $\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$, A 为参与导热的面积(m^2), t 为温度($^\circ\text{C}$), n 表示导热的法线方向. 上式可用文字表示为:在导热现象中,单位时间内通过给定面积的热量,正比于该处垂直于导热方向的截面积及其温度变化率. 负号表示热流的方向与温度升高的方向相反.

借助该定律,可求出对于一维大平壁导热量的计算公式. 已知平壁的表面分别维持均匀恒定的温度 t_1 和 t_2 , 壁厚为 δ , 且为方便起见, 设 $t_1 > t_2$, 如图 1.1 所示. 所谓一维, 目前指温度仅沿大平壁厚度方向发生变化.

$$Q = \lambda A \frac{t_1 - t_2}{\delta} \quad (\text{W}) \quad (1.2)$$

对于温度仅沿壁厚方向变化的所谓一维长圆管, 当温度不随时间而变, 即处于稳态时, 利用 Fourier 导热定律可求出其导热量的计算公式为

$$Q = \frac{2\pi\lambda l(t_1 - t_2)}{\ln(r_2/r_1)} \quad (\text{W}) \quad (1.3)$$

式中, t_1, t_2 及 r_1, r_2 分别为管内外壁的温度和半径, l 为管长.

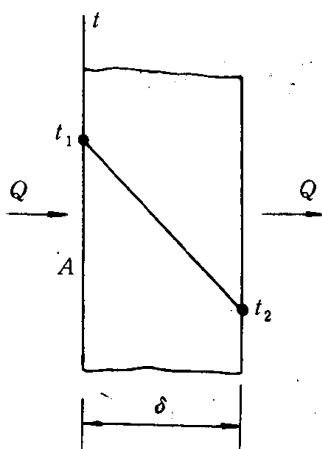


图 1.1 通过大平壁的导热

在式(1.2)及(1.3)中导热系数 λ 是一个与物质的物性有关的参数, 在正常压力下, 其值随温度而变. 在附录 I 中给出了若干物质的导热系数值.

对流换热指的是相对运动着的流体(气体或液体)与所接触的固体壁面之间的热交换过程, 即流体与依附的壁面之间温度较高的一方把热量传递给了较低的一方.

由于实际流体的粘性和壁面摩擦的共同影响, 流体与壁面直接接触的几何面上, 流体实际上完全不动, 在这一不动的薄层内, 靠近壁面的流体温度即等于壁面温度 t_w , 而薄层外缘流体的温度等于来流温度 t_f , 且此薄层内热量的传递系由导热引起. 若薄层厚度为 δ , 流体的导热系数为 λ , 且设壁面温度高于流体温度, 则根据式(1.1)有

$$dQ = \frac{\lambda}{\delta} (t_w - t_f) dA \quad (1.4)$$

上式中的 δ 不易测量, 故取 $\alpha = \frac{\lambda}{\delta}$, 称为对流换热系数, 即

$$dQ = \alpha (t_w - t_f) dA \quad (1.5)$$

值得指出的是, α 一般不为常数, 例如流体沿平板流动, 沿平板的各个位置, 其 α 值不同. 工程上感兴趣的常是其平均值 α_m . 若以 L 表示平板的长, dx 为沿平板的某一微元长, 则有

$$\alpha_m = \frac{1}{L} \int_0^L \alpha dx \quad (1.6)$$

由上述讨论可知, 对流换热量的计算关键在于求出对流换热系数 α . 影响对流换热系数的因素很多, 主要有流动发生的原因

(即若流体由于外力推动而发生流动,称为强迫对流;若由于温差造成密度差而发生流动,则称为自然对流。)和流体流动的性质(即层流和紊流)。雷诺研究了此问题,认为在强迫对流中究竟属于何种流动,可用无量纲准则数 Re 来进行判断, Re 定义为

$$Re = \frac{Ul}{\nu} \quad (1.7)$$

式中, U 为流速; l 为定型尺寸,即为与流动关系最重要的一个尺寸,如对管内或管外流动,则分别取管内径及管外径; ν 为运动粘度。对于圆管内流动,发现当 $Re < 2200$ 时为层流;当 $Re > 10^4$ 时为紊流。

此外,流体的物理性质和换热面的形状大小以及换热方向等均对 α 值有影响。

由于影响换热系数的因素太多,理论求解十分困难,习惯上常用实验的方法整理成所谓准则方程式的形式,例如对于管内强迫紊流换热,其常用准则方程式为

$$Nu_f = 0.023 Re_f^{0.8} Pr_f^{0.4} \quad (1.8)$$

式中, $Nu = \alpha d / \lambda$,称为努谢尔特准则数; $Pr = \mu C_p / \lambda$,称为普朗特准则数,其中 μ 为动力粘度, C_p 为定压比热。由于式(1.8)中的若干物性参数—— μ, ν, λ, C_p 等均随温度而变,故此式中的下角标 f 表示以流体的平均温度来决定上述物性参数。几种常见物质的物性参数值示于附录表 I—VII。

在实际计算中,可先设法根据定义求出 Re 的值。若确为管内紊流强迫对流,则可选用上式,并由表中查出 Pr ,代入上式,求出 Nu 的值,即可求出 α 值。

更多的对流换热的知识可参阅有关文献。

辐射换热指的是,直接依靠物体表面对外发射可见或不可见的射线在空间传递、交换能量的过程。辐射是以电磁波的形式传递的。电磁波可以在真空、气体及其他“透明”的固体物质中传播,而在一般固体及液体中则无法进行。

当物质表面既有辐射换热、又有对流换热时,若辐射换热量与

对流换热热量相比为小,可将辐射换热量折算成相当的对流换热热量,用加大对流换热系数的办法来考虑辐射换热的影响.这种考虑辐射影响的对流换热系数称为总对流换热系数,这在一般对流换热的计算中常会遇到.

1-1-2 传热过程

传热过程指的是,高温流体通过固体壁面把热量传给另一侧

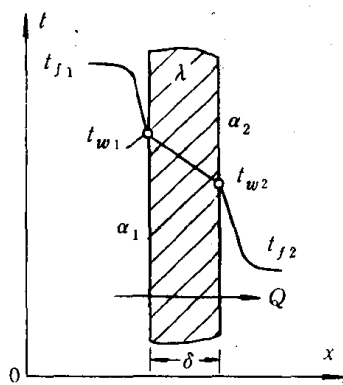


图 1.2 通过平壁的传热

低温流体的传热现象.如图 1.2,若有一面积为 A 的大平壁,两侧热、冷流体的温度分别为 t_{f1} 及 t_{f2} ,壁面两侧的对流换热系数分别为 α_1 及 α_2 ,两侧壁面的温度分别为 t_{w1} 及 t_{w2} ,平壁材料的导热系数为 λ ,壁厚为 δ .若平壁的长度和宽度远大于其厚度,此时可认为热量传递的方向与壁面相垂直,引用式

(1.2)及(1.5)有

$$\left. \begin{aligned} Q &= \alpha_1 A (t_{f1} - t_{w1}) \\ Q &= \frac{\lambda}{\delta} A (t_{w1} - t_{w2}) \\ Q &= \alpha_2 A (t_{w2} - t_{f2}) \end{aligned} \right\} \quad (1.9)$$

由上式中消去 t_{w1} 及 t_{w2} ,解出

$$Q = \frac{(t_{f1} - t_{f2})}{\frac{1}{\alpha_1 A} + \frac{1}{\lambda A} + \frac{1}{\alpha_2 A}} \quad (1.10)$$

上式也可写作

$$Q = k A (t_{f1} - t_{f2}) \quad (1.11)$$

式中, k 称作传热系数,它表示单位时间内当热、冷流体的温度相差 1°C 时热流体通过单位表面积能传给冷流体的热量,其值是反

映传热强弱的指标. 若热、冷流体分别在某管内外侧流动, 则上述讨论将略加修正. 由于圆管的内外表面积不同, 若以 D_i 及 D_o 分别表示管内径及管外径, α_i 及 α_o 分别表示两侧的换热系数, 管壁厚为 b , 管长为 L , 则式(1.9)可写成

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= \alpha_i (t_{f1} - t_{w1}) \pi D_i L \\ Q_2 &= \frac{\lambda}{b} (t_{w1} - t_{w2}) \pi D_m L \\ Q_3 &= \alpha_o (t_{w2} - t_{f2}) D_o L \end{aligned} \right\} \quad (1.12)$$

当处于稳态时, $Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q$, 消去 t_{w1} 及 t_{w2} 后有

$$Q = \frac{(t_{f1} - t_{f2}) \pi D_o L}{\frac{1}{\alpha_o} + \frac{b}{\lambda} \frac{(D_o)}{(D_m)} + \frac{1}{\alpha_i} \frac{(D_o)}{(D_i)}} \quad (1.13)$$

另一方面由式(1.11)可知目前有

$$Q = k \pi D_o (t_{f1} - t_{f2}) \quad (1.14)$$

比较式(1.13)及式(1.14)有

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_o} + \frac{b}{\lambda} \frac{(D_o)}{(D_m)} + \frac{1}{\alpha_i} \frac{(D_o)}{(D_i)} \quad (1.15)$$

在式(1.12)~(1.15)中出现的 D_m 为圆管的平均直径:

$$D_m = \frac{D_o - D_i}{\ln \frac{D_o}{D_i}} \quad (1.16)$$

由式(1.15)可知传热系数 k 的值与所用的面积有关, 此式是对管外表面积列出的, 而对于管内表面积, 式(1.15)将有不同的形式. 我国规定用管外表面积来定义传热系数 k .

当管很薄, 且 $\frac{b(D_o)}{\lambda(D_m)}$ 项与其他各项相比小很多时, 可取 $D_o/D_i = 1$, 即不计导热项.

1-1-3 污垢系数

当流体在壁面上流过时, 流体中的溶解组分常会在壁面上析

出,沉积而形成一定厚度的垢层,有时壁面也会因腐蚀而受损变质.这种表面结垢或形成腐蚀层都会降低换热系数.特别当流体发生沸腾时,由于污垢迅速发展,甚至会使传热面过热而烧毁.有报道表明,结垢物质还会导致所谓垢下腐蚀.

结垢现象十分复杂,这将在本书第五章中详加讨论.在此仅指出其影响因素极为繁多,大致上与流体和沉积物的性质、流体和管壁温度、管壁材料和光洁度、流体速度以及清洗周期有关.由于垢层厚度不易测量,其导热系数也不易决定,工程上常用污垢系数来表示其影响.若壁面两侧均有垢层存在,则应同时加以考虑.如在式(1.15)中管内外壁的污垢系数分别用 r_i 及 r_o 表示,则该式将修正为

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_o} + r_o + \frac{b}{\lambda} \frac{(D_o)}{(D_m)} + r_i \frac{(D_o)}{(D_i)} + \frac{1}{\alpha_i} \frac{(D_o)}{(D_i)} \quad (1.17)$$

表 1.1 给出了一些污垢系数的参考值.

表 1.1 污垢系数的参考值 ($\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$)

1. 水的污垢系数				
热流体温度 ($^\circ\text{C}$)	<115		115—205	
水 温 ($^\circ\text{C}$)	<50		>50	
水 速 (m/s)	<1	>1	<1	>1
海 水	0.0001	0.0001	0.0002	0.0002
硬度不高的自来水和井水	0.0002	0.0002	0.0004	0.0004
河 水	0.0006	0.0004	0.0008	0.0006
硬水($>275 \text{ g/m}^3$)	0.0006	0.0006	0.001	0.001
锅炉给水	0.0002	0.0001	0.0002	0.0002
蒸 馏 水	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001
经处理的冷水塔或喷水池中的水	0.0002	0.0002	0.0004	0.0004
未经处理的冷水塔或喷水池中的水	0.0006	0.0006	0.001	0.0008
多泥沙的水	0.0006	0.0004	0.0008	0.0006

续表

2. 几种流体的污垢系数

油		液 体		蒸气和气体	
燃料油	0.001	有机物	0.0002	有机蒸气	0.0002
润滑油	0.0002	制冷剂液	0.0002	水蒸气(不含油)	0.0001
变压器油	0.0008	盐 水	0.0004	水蒸气废气(含油)	0.0002
淬火油	0.0006	石油制品	0.0002—0.001	制冷剂蒸气(含油)	0.0004
植物油				压缩空气	0.0004
				燃气、焦炉气	0.002
				天然气	0.002

1-2 换热器的基本类型与结构

1-2-1 换热器的定义和作用

高温流体和低温流体通过固体壁面进行热交换的设备称作热交换器,简称换热器。一般认为,传热机理主要为热辐射的设备,诸如加热炉、锅炉等不属于换热器。

换热器作为工艺过程必不可少的单元操作设备在国民经济各个领域都有其重要应用。据统计,在现代石油化工企业中,换热器投资约占 40%左右。至于热力发电厂中的蒸发器、过热器、省煤器以及空气预热器等无一不是换热器。实际上,大部分燃料燃烧释放的能量是通过换热设备来传递的。某些低品位的能量,诸如余热的利用更离不开换热器。当然,正确合理地设计和制造换热器属于问题的一个方面;另一方面,对于现有换热器的合理运用也非常值得注意。为此就应研究换热器的作用。

换热器虽然形式各异,但总的说来换热器的作用无非是下述三者之一,或三者的组合。其一是要求具有必要的确定的换热量的情形,即要求在确定的流体之间,在一定的时间内交换一定数量的热量;其二是以回收热量为目的的情形,此时主要需考虑其经济

性,即回收的得益与投资支出之间的关系,以此来选定最经济的设备;其三是为了安全的情形,即防止温度升高而引起压力升高造成某些设备破坏,一些冷却器就属于此类. 换热器所引起的作用不同,其设计、选型和运行也各不相同.

基于上述,对于换热器一般应注意以下几点. 首先,要求换热效率高,为此除增加传热面积外,由式(1.14)可知,为增加换热量,应增大温差及传热系数. 温差的增大常受到工艺要求限制. 而增大传热系数,最好增大两侧的对流换热系数,此时增大流速不失为一种有效方法,但随之而来的是压力损失的增大,这两个因素应综合考虑. 其次,要求热损失小,此时必须用绝热材料保温或保冷,以减少热损失. 对于高温换热器,一般应使其表面温度维持在 50°C 以下;对于低温换热器,则应使其表面温度维持在 5°C 以上. 第三,考虑安全性. 各零部件之间由于温升而不能自由胀缩必然会产生热应力,它可能导致换热器泄漏或破裂. 此外,在高压下运行的换热器也应防止泄漏. 有些流体具有易燃性,为避免静电积蓄,应设置地线. 紧急停车时,由于低温滞留液体附近温度上升而引起压力上升,故应在其附近安装安全阀或排空阀.

1-2-2 换热器的分类

换热器的分类方法很多,最基本的是按工作原理分类,通常可分为回热式、混合式和间壁式三大类.

回热式换热器多用于空气预热. 一般是以金属或砖类作成流道,热流体和冷流体交替地流过同一个流道,并尽量避免相互混合. 这类换热器的特点是,流道壁周期地对热流体和冷流体吸热放热. 在运行过程中,虽然吸、放的热量理论上相等,但热传递过程却是非稳定的.

混合式换热器中,进入的冷、热两种流体完全混合. 理论上,整个混合流体均匀地处于同温同压下离开换热器. 这种换热器虽然换热效率高,但因二流体的混合,故在应用上受到一定的限制. 冷却塔、发电厂的除氧器等均属于此类.

间壁式换热器中,冷热二流体进行热传递时为固体壁面所隔开,凡是生产中两种流体不容渗混的场合都使用此类换热器.热传递过程包括热流体和冷流体与壁面之间的对流换热与壁面的导热,有时还包括辐射换热.此类换热器中纯粹进行上节所述的传热过程.

有一种热媒式换热器是把两个间壁式换热器由在其中循环的热媒连接起来的装置.热媒从高温流体换热器中,吸收热量后带到低温流体换热器中再传递给低温流体.因此热媒是高温流体换热器的冷源,但同时又是低温流体换热器的热源.为提高工作效率,热媒常须进行相变.此类换热器在太阳能利用、核能开发、余热回收中有广泛的应用,实际上它是间壁式换热器的组合.

间壁式换热器的另一种变形是所谓热管换热器.它以热管为换热元件.由一根或若干根热管通过中间隔板安装于壳体内.中间隔板与热管加热段、冷却段及相应的壳体内腔分别形成热、冷流体通道,热、冷流体在通道中横掠热管连续实现传热.这类换热器的换热能力极大,例如工作介质为水,管壳材料为铜的热管,实测到的每单位表面积的热流量竟高达 146 W/cm^2 .这种换热器常用于余热回收.

换热器的另一种分类方法是按照用途来分.可分为加热器、预热器、过热器、蒸发器、再沸器、冷却器、深冷器、冷凝器、全凝器及分凝器等.

加热器是用以把流体加热到相变温度以下.

预热器是用以在正式操作前预先加热流体以期提高后期操作.

过热器是用于把流体加热到过热状态.

蒸发器是用于加热液体而使之蒸发.

再沸器是使已冷凝了的液体重新加热直到蒸发.

冷却器是用以使流体冷却到给定温度.

深冷器是用以把流体冷却到很低温度(至少在 0°C 以下).

冷凝器是用以把气相流体冷却而凝结为液相.

全凝器是用以使凝结性气体全部冷凝。

分凝器是用以使凝结性气体一部分冷凝,另一部分仍为气相。

以上分类方法虽然十分繁琐,但大致说来无非以下几类,即以加热为目的、以蒸发为目的、以冷却为目的、以冷凝为目的及单纯热交换为目的的换热器。

换热器若按其传热面的结构形状大致可分为管式及板式两大类。这两大类中又可分为若干类。如管式换热器又可分为套管式、列管式、U形管式及翅片管式等多种形式。典型的套管式换热器如图 1.3(a)所示。从本质上说,它是一根管同心地套在一根直径较大的管内而组成。它可以作出多种形式的串联和并联,以适应相应的工艺要求。它主要用于无相变流体的加热或冷却。其特点是传热面积虽不大,但使用、安装的灵活性较大,且清洗容易。从设计角度来看,其设计方法也较成熟,且易于每个流道中控制流动分布。

壳管式换热器的示意图如图 1.3(b)所示。这种换热器应用很广泛,在相同体积或重量下,传热面积较大,且机械强度也较大,易于维修和清洗。此类换热器中常装有横隔板,其作用有二,一是用以支撑管子,使之避免振动和弯曲;二是改变流动方向,以加强传热。

典型的 U 形管式换热器只有一个管板,管子两端均固定在同一管板上,如图 1.3(c)所示。这种换热器适用于流体间温差大、压力高的情形,但管程流速对压降的限制较大,且要求流体无腐蚀性和不易结垢。其特点是每一根 U 形管均可自由胀缩,因此弹性大,而且结构紧凑。但相对说来,因管程流动阻力较大,且管内不易清洗。

翅片管式换热器与一般列管式换热器的不同之处仅在于用翅片管代替了光管作为换热面。其示意图如图 1.3(d)所示。翅片可安置在纵向,也可安置在横向;翅片可安在管外、管内或内外兼有;翅片可以铸出,也可以机加工或轧制而成。与光管相比,其传热面积可增大近 10 倍,传热系数也可增加一倍多,且结构紧凑,在相同条件下可使壁温降低。正因传热温差降低,因此外表面不易结垢。

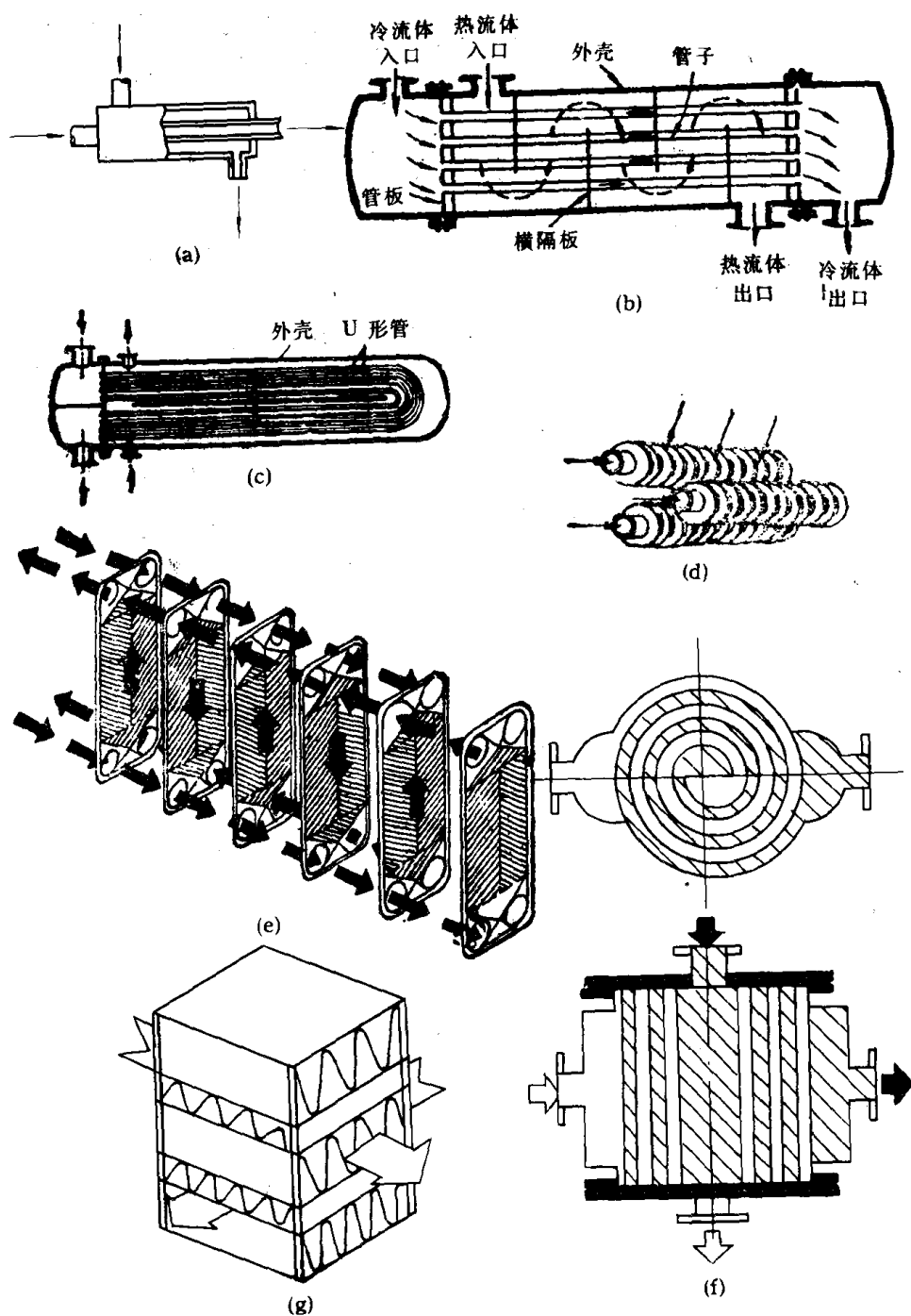


图 1.3 各种换热器