

前 言

本书是国家教委工程热物理专业教材委员会规划书目之一，是根据1985年10月在武汉举行的工程热物理专业教材委员会第二次会议精神编写的。在编写过程中，同时考虑了热能工程、电厂热能专业的教学要求。

换热器是化工、石油、动力、冶金、交通、国防等工业部门重要工艺设备之一，其正确的设置，性能的改善关系各部门有关工艺的合理性、经济性以及能源的有效利用与节约，对国民经济有着十分重要的影响。由于换热器使用面广，加之型式多种多样，因此理论联系实际，系统论述换热器原理、结构、设计、应用、试验研究等方面的书籍显得十分必要。由重庆大学和华中理工大学共同编写的这本“换热器”希望能满足社会和教学的需要。

本书共分九章：第一章绪论；第二章换热器热计算基础，导出在换热器热力设计中所需要的传热系数及平均温压的各类计算式；第三章换热器中传热过程的强化，全面论述了改进换热器传热性能的强化传热途径与措施；第四章对管壳式换热器作了全面介绍，并以其为代表，讲述换热器的设计原则、程序以及在换热器设计中需要妥善处理的振动、热补偿、污垢等重要问题，附有按贝尔方法进行管壳式换热器热力设计的实例；第五、六章介绍了板式、螺旋板式、板翅式、蓄热式等换热器的工作原理，基本结构，技术特性，适用范围以及设计方法；第七章对热管及热管换热器作了全面介绍，重点讨论了热管空气预热器的结构，特性，设计，并附有设计程序及计算实例；第八章介绍换热器试验研究方法 & 数据处理；第九章论述换热器的优化设计，对几种常用换热器的优化，提供了一种实用而简捷的计算方法。

本书的编写重视教育学原则，强调理论联系实际，内容精炼，力求深入浅出，顺理成章。十分注意介绍最新研究成果，所引用的一些公式、结论、数据，在工程应用上有较大参考价值。本书可供工程热物理、热能工程、电厂热能、化工、石油、冶金、船舶、交通、制冷、空调等专业本、专科学生使用及有关工程技术人员和能源利用与管理人员参考。

本书由重庆大学靳明聪、华中理工大学程尚模主编，华中理工大学赵永湘参加编写。分工如下：第一、二、三、四、七章由靳明聪编写；第五、六章由赵永湘编写；第八、九章由程尚模编写。

本书由海军工程学院杜先之教授审稿，杜教授对全书进行了全面认真的审查，提出了许多宝贵的意见和建议，使本书质量得到提高，借此深致谢意；同时对两校参加过本书工作，支持本书出版的有关人员表示衷心感谢。由于编者水平所限，书中谬误及欠妥之处在所难免，恳请读者批评指正。

编 者

1989.6.25

目 录

第一章 绪论	(1)
1-1 换热器对于国民经济的重要性	(1)
1-2 换热器分类	(2)
1-3 换热器的发展趋势	(4)
第二章 换热器热计算基础	(5)
2-1 间壁式换热器的传热分析	(5)
2-2 传热系数 K	(6)
2-3 平均温压	(9)
2-4 换热器的元因次性能量及其函数关系	(32)
2-5 传热系数随温度变化的处理	(43)
第三章 换热器中传热过程的强化	(44)
3-1 强化传热的途径	(44)
3-2 强化对流换热的措施	(48)
3-3 翅片管——广泛使用的高性能换热管	(57)
第四章 管壳式换热器	(67)
4-1 管壳式换热器的结构及工作特性	(67)
4-2 管壳式换热器的型号	(72)
4-3 热力设计概述	(76)
4-4 参数的合理选取	(77)
4-5 管壳式换热器的结构设计	(81)
4-6 换热器振动及其防止	(98)
4-7 管壳式换热器的热补偿	(103)
4-8 换热器中的污垢	(106)
4-9 管壳式换热器中的对流换热	(107)
4-10 管壳式换热器压降计算	(117)
4-11 管壳式换热器的热力设计程序	(125)
第五章 高效换热器	(133)
5-1 板式换热器	(133)
5-2 螺旋板换热器	(137)
5-3 板翅式换热器	(144)

第六章 蓄热式换热器.....	(156)
6-1 周期交换型蓄热式换热器.....	(156)
6-2 颗粒流动型蓄热式换热器.....	(161)
第七章 热管换热器.....	(162)
7-1 热管原理及工作特性.....	(162)
7-2 两相闭式热虹吸管的传热过程.....	(165)
7-3 两相闭式热虹吸管的内部工作极限.....	(169)
7-4 热管换热器概述.....	(171)
7-5 热管空气预热器的结构及性能.....	(172)
7-6 热管空气预热器的设计程序.....	(175)
第八章 换热器试验研究.....	(183)
8-1 换热器试验的目的和方法.....	(183)
8-2 换热器传热及流动阻力的试验研究.....	(186)
第九章 换热器的优化计算.....	(194)
9-1 换热器的初投资和运行费用.....	(194)
9-2 换热器的优化计算分析.....	(195)
9-3 几种常用换热器的优化计算.....	(198)

主要符号表

附录 I

附录 II

附录 III

参考文献

第一章 绪 论

1-1 换热器对于国民经济的重要性

凡是实施把热量从一种介质传给另一种介质的设备都称为换热器。

换热器作为工艺过程必不可少的单元设备广泛地应用于石油、化工、动力、冶金、船舶、交通、制冷、空调等国民经济许多领域以及国防工程中。以动力工业的热力发电厂为例，燃料燃烧释放的热能传给工质水，使之汽化为符合使用要求的蒸气，推动汽轮发电机组发电，如图 1-1 示。由图可知，对于热电生产流程，作为主要单元设备的换热器数量众多而型式各异，见表 1-1。在制冷过程中，制冷循环必不可少的凝结器、蒸发器均为换热器。

据统计，在现代石油化工企业中，换热器投资占 30~40%；在制冷机中，蒸发器和凝结器的重量占机组总重量的 30~40%，动力消耗占总值的 20~30%。可见换热器对整个企业投资、金属耗量以及动力消耗有着重要影响。

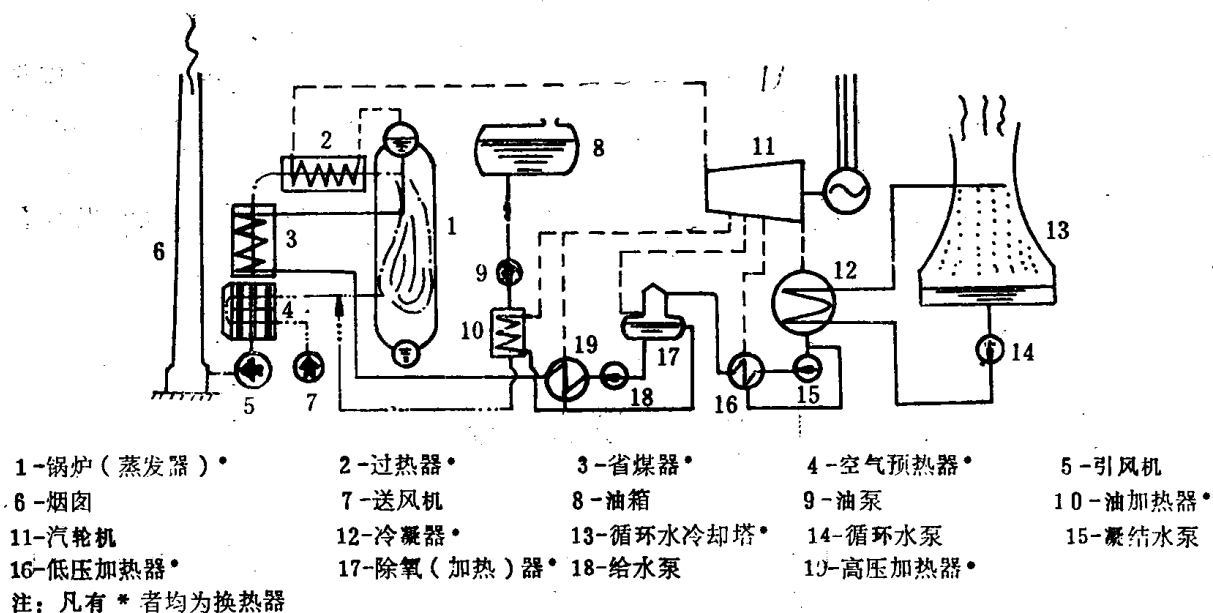


图 1-1 热力发电厂系统中的换热器

换热器是合理利用与节约现有能源、开发新能源的关键设备。当今世界，现有能源主要为煤、石油、天然气等资源。有限的储量难以满足工业及人们生活日益增长的需要，因此，合理利用现有能源及开发新能源已成为世界性的研究课题。在生产中大部分燃料燃烧释放的能量是通过换热设备传递的，换热器的合理设计、性能改善将直接关系着现有能源的合理利用。可供开发的新能源：核能、太阳能、地热能等要提供工业及生活使用，无一不需要大量符合使用要求的各式换热器。

就我国生产的现状来看，在各工业部门有大量各式加热炉、窑炉及工业锅炉，其排烟温度多在 200℃ 以上，排烟余热未能充分利用造成能源浪费及对环境的严重污染。仅就 20 万台工业锅炉而论，由于排烟温度过高每年损失的能量折合标煤竟达 1 千万吨以上。能源供应不

表1-1 热力发电厂系统中换热器的型式及传热机理

名 称	型 式	传 热 机 理
锅炉(蒸发器)	间壁式	辐射-导热-两相传热
过热器	间壁式	辐射+对流-导热-对流
省煤器	间壁式	对流(辐射份额少)-导热-对流
空气预热器	间壁式或蓄热式	对流-导热-对流
油加热器	间壁式	凝结-导热-对流
冷凝器	间壁式	凝结-导热-对流
循环水冷却塔	直接接触式	接触传热、传质
低压加热器	间壁式	凝结-导热-对流
除氧(加热)器	直接接触式	接触传热、传质
高压加热器	间壁式	凝结-导热-对流

注：表中对流传热方式指单相对流换热。

足而又浪费严重就使矛盾更加突出，因此，如何把设备能耗降下来就成为近期我国各行业的中心任务，而余热利用自然是当务之急。借助换热器利用余热获得热空气、热水、水蒸气等供助燃、干燥、取暖、制冷等工业及生活之用是最为有效的方法。

综上所述，换热器的正确设置、合理设计、性能改善等对能源的有效利用及开发有着十分重要的意义。

1-2 换热器分类

换热器的分类方法很多，可以按工作原理、用途、传热面结构、制造材质等分为各种类型。在各种分类方法中，最基本的是按工作原理分类。

一、按工作原理分类

按不同的工作原理可以把换热器分为：“间壁式”、“直接接触式”、“蓄热式”、“中间载热体(热媒)式”和“热管”换热器等类型。

间壁式又称表面式，在此类换热器中，热、冷介质在各自的流道中连续流动完成热量交换任务，彼此不接触，不渗混。凡是生产中介质不容渗混的场合都使用此型换热器，它是应用最广泛，使用数量最大的一类，过热器、省煤器、冷油器、冷凝器均属此类。

直接接触式又称为混合式，在此类换热器中两种流体直接接触相互渗混传递热量，换热后，在理论上应变成同温同压的混合介质流出，因而效率高。冷却塔、洗涤塔、电厂的除氧器、混合式减温器等均属此类。

蓄热式又称再生式换热器，它借助由固体构件(填充物)组成的蓄热体传递热量。在此

类换热器中，热、冷流体依时间先后交替流过由蓄热体组成的流道，热流体先对其加热，使蓄热体壁温升高，把热量储存于固体蓄热体内，随即冷流体流过，吸收蓄热体通道壁放出的热量。在蓄热式换热器里所进行的热传递过程不是稳态过程，蓄热体壁不停地周而复始地被加热和冷却，壁面和壁内部的温度均处于瞬息变化之中。蓄热式换热器适用于废气温度高而又需获得高温预热空气的场合，例如高炉的热风炉及各式加热炉、窑炉的高温空气预热器，以及换热介质流量大而换热空间受限的场所，例如热力发电厂的回转式空气预热器等。

中间载热体（热媒）式换热器是把两个间壁式换热器由在其中循环的载热体（热媒）连接起来的换热器。载热体在高、低温流体换热器间循环，从高温流体换热器中吸收热量后带至低温流体换热器中传递给低温流体。很明显，载热体是作为高温流体换热器的冷源，低温流体换热器的热源而存在的。该类换热器多用于核能的开发、化工过程及余热利用中。从结构上看它实际上是间壁式换热器的组合应用。

热管换热器是以热管为换热元件的换热器。由若干支热管组成的换热管束通过中隔板置于壳体内，中隔板与热管加热段、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束连续流动实现传热。当前该类换热器多用于各种余热回收工程。

二、按用途分类

按用途可以把换热器分为：“加热器”、“预热器”、“过热器”、“蒸发器”、“再沸器”、“冷凝器”、“冷却器”、“深冷器”等等。

加热器用于把流体加热到所需温度，被加热流体在加热过程中不发生相变；

预热器用于预先加热流体，以使整套工艺装置效率得到改善；

过热器用于加热饱和蒸汽到其过热状态；

蒸发器用于加热液体使之蒸发汽化；

再沸器用于使装置中冷凝了的液体再受热蒸发；

冷凝器用于冷却凝结性饱和蒸汽，使之放出潜热而凝结液化；

冷却器用于冷却流体到必要的温度；

深冷器则用于使流体冷却至 0°C 以下的深低温。

三、按制造材料分类

按制造材料可分为金属材料、非金属材料及稀有金属材料换热器等。

在生产中使用得最多的是由普通材料：碳钢、不锈钢、铝、铜、镍及其合金等制造的换热器。

由于石油、化学、冶金、核动力等工业中的许多工艺过程多在高温、高压、高真空或深冷、剧毒等条件下进行，而且常常伴随着极强的腐蚀性，对换热设备的材料提出了许多特殊甚至苛刻的要求。金属材料换热器已远不能满足需要，因而开始研制和生产了非金属及稀有金属材料换热器。

非金属换热器有石墨、工程塑料、玻璃、陶瓷换热器等。

石墨具有优良的耐腐蚀及传热性能，线膨胀系数小，不易结垢，机械加工性能好，但易脆裂，不抗拉、不抗弯。石墨换热器在强腐蚀性液体或气体中应用最能发挥其优点，它可以处理除氧化酸外的一切酸碱溶液。

用于制造换热器的工程塑料很多，目前以聚四氟乙烯最佳，其性能可与金属换热器相比，但却具有特殊的耐腐蚀性。它主要用于硫酸厂的酸冷却，用以代替原有冷却器可以获得

显著的经济效益。

玻璃换热器能抗化学腐蚀，且能保证被处理介质不受或少受污染。它广泛应用于医药、化学工业，例如香精油及高纯度硫酸蒸馏等工艺过程。

稀有金属换热器是在解决高温、强腐蚀等换热问题时研制出来的，但材料价格昂贵使应用范围受到限制。为了降低成本已发展了复合材料，如以复合钢板和衬里等形式提供使用。对于制造换热器，目前是钛应用较多，钽、锆等应用较少。

1-3 换热器的发展趋势

在生产中存在的热交换条件千变万化，所需要的换热器必然各式各样，为了符合使用要求，国内、外对换热器技术的开发从传热机理的研究、设备结构的创新、设计计算方法的改进以及制造工艺水平的提高等方面都进行了长期而大量的工作。直至目前，换热器的基本状况是管式换热器，就其数量或使用场所看来仍居主要地位。各式“板式”换热表面和其他新型结构换热器发展很快，在若干应用场合与管式结构竞争。从空间技术发展起来的热管技术受到极大重视，各式热管换热器已进入工业实用阶段。在换热器设计中采用了电子计算机，不仅可以缩短计算时间，减少人为的差错，而且有可能进行最佳设计。在换热器制造工艺上获得了改进，新材料及复合材料逐渐被使用。

随着工业的高速发展，换热器技术必将迅速地发展。就目前的情况分析，换热器的基本发展趋势是：提高传热效率，提高紧凑性，降低材料消耗，增强承受高温、高压、超低温及耐腐蚀能力，保证互换性及扩大容量的灵活性，通过减少污塞和便于除垢以减少操作事故，从选用材料、结构设计以及运行操作等各方面增长使用寿命并在广泛的范围内向大型化发展。在换热器制造中，专业化生产的趋势仍将继续。加工中向“多轴化”及“数字控制化”发展。采用新技术、新工艺、新材料，提高机械化、自动化水平，提高劳动生产率，降低制造成本仍将是基本发展目标。

第二章 换热器热计算基础

讲述换热器热计算基础由间壁式换热器着手，不仅是由于间壁式换热器在各工业领域及国防中应用最广，数量最多，而且还由于讨论间壁式换热器原理将有助于对其它各型换热器的分析。

2-1 间壁式换热器的传热分析

在间壁式换热器中，两种换热流体间存在着温度差。在温差的推动下，高温流体的热量通过间壁不断地传给低温流体。该传热过程所涉及的传热方式有对流换热、辐射换热（高温下存在）和导热。所传递的热量由传热方程式给出，即：

$$Q = K(t_1 - t_2)F \quad [\text{W}] \quad (2-1)$$

式中 Q ——传热量或称热负荷，W；
 K ——传热系数，W/(m²·℃)；
 t_1 ——热流体温度，℃；
 t_2 ——冷流体温度，℃；
 F ——传热面积，m²。

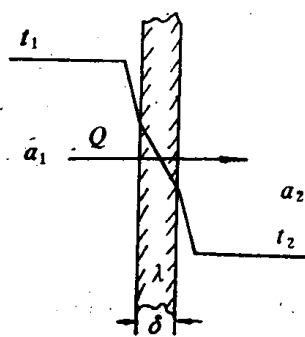


图 2-1 通过间壁的传热

在不计热损失的理想情况下，传热量 Q 应等于高温流体的放热量。这份热量热流体通过与壁面的对流换热（若温度水平高，将按对流、辐射的复合换热）过程交给壁面，经过间壁的导热，再由低温流体与另一侧壁面间的对流换热传至低温流体，如图 2-1 所示。在这种热量的串接传递过程中， Q 值的大小不仅取决于热、冷流体的温度水平及温度差，间壁形状及面积的大小，还取决于各环节热传递过程进行的强弱程度，即取决于热、冷流体的对流换热系数 α_1 、 α_2 和间壁材质的导热系数 λ 。 α_1 、 α_2 、 λ 以及间壁形状对传热过程的影响就由传热系数 K 综合反应出来。 K 在数值上等于单位时间内当热、冷流体间温度差为1℃时，通过单位传热面积所传递的热量，单位为W/(m²·℃)。 K 值的大小表征过程传热能力的强弱，是衡量换热器传热性能的指标。

传热过程中热、冷流体的温度在大多数情况下不是恒定的。热流体由于不断地放出热量温度逐渐下降，冷流体由于不断地吸收热量温度逐渐升高。因而，在换热器中沿传热面流体间的温压是不断变化的，其变化性质不仅取决于流体性质、流量、传热面几何状况，还取决于热、冷流体的换热流型，于是在计算传热量时应引入平均温压的概念。这样，传热方程式应表达为：

$$Q = KF\Delta t_m \quad [\text{W}] \quad (2-2)$$

传过热程的传热量或换热器热负荷 Q 往往根据工艺过程的工作条件由换热器热计算中另一基本方程式——热平衡方程式决定。

如果工艺条件给定过程中介质无相变，热、冷介质的吸、放热量为：

$$dQ = GC_p dt \quad (2-3)$$

或
$$Q_1 = G_1 C_{p1} (t_1' - t_1'') \quad (2-4)$$

$$Q_2 = G_2 C_{p2} (t_2'' - t_2') \quad (2-5)$$

即具有恒定质量流量 G 和平均比热 C_p 的载热流体所传递的热量正比于自身的温度变化。

如果工艺条件给定某流体在过程中有相变，热、冷流体的吸、放热量为：

$$Q = Gr \quad (2-6)$$

若二者皆有，即：

$$Q = GC_p (t'' - t') + Gr \quad (2-7)$$

以上式中：

G ——流体质量流量，kg/h；

C_p ——定压比热，kJ/(kg·℃)；

r ——汽化潜热，kJ/kg；

角标“'”、“''”——分别表示流体进口和出口；

足标“1”、“2”——分别表示热流体和冷流体。

在理想情况下，不计热损失，热平衡式表达为：

$$Q = Q_1 = Q_2 \quad (2-8)$$

但在一般实际情况中，即使无介质漏泄造成的热损失，设备的散热损失也不能忽略。散热损失的大小与设备外表面积、形状、位置、表面温度等多种因素相关，对各型设备极难划一，一般按经验选取一热损失系数 $\xi_h = 2 \sim 3\%$ 。此时热平衡式为：

$$Q = Q_1 (1 - \xi_h) = Q_2 \quad (2-9)$$

2-2 传热系数K

换热器中进行的传热过程按照热路分析方法是一条由对流换热-导热-对流换热等传热环节组成的串联热路，不同形状的间壁将使各环节具有不同的热阻，于是传热系数将有不同的数值，以下按不同形状的间壁讨论其 K 值的计算。

一、平壁

平壁的传热过程是一条串联热路，其传热量 Q 等于过程总温压 Δt 除以总热阻 R ，即：

$$Q = \Delta t / R \quad (2-10)$$

或

$$Q = \frac{\Delta t}{\frac{1}{\alpha_1 F} + \frac{\delta}{\lambda F} + \frac{1}{\alpha_2 F}} \quad (2-11)$$

由于平壁两侧面积均相等，将 F 从各分热阻中提出写在式(2-11)的分子上，即：

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} F \Delta t \quad (2-12)$$

式(2-12)与式(2-2)相比，可得 K 的表达式为：

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \quad [(\text{m}^2 \cdot \text{C})/\text{W}] \quad (2-13)$$

传热系数的倒数为过程各环节比热阻(单位面积上的热阻)之和。

换热器在经过一段时间运行后, 间壁两表面往往会积上一层污垢。这种污垢层可能严重地减小传热系数 K 的数值, 其净效应是在传热过程总热阻中附加一导热分热阻 R_d , 称为污垢热阻。污垢的形成及污垢热阻的确定将于第四章4-8中讨论。考虑污垢层影响的传热系数为:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + R_{d1} + \frac{\delta}{\lambda} + R_{d2} + \frac{1}{\alpha_2} \quad [(\text{m}^2 \cdot \text{C}/\text{W})]$$

(2-14)

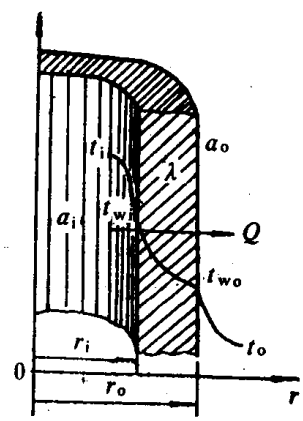


图2-2 通过圆管壁的传热

二、管壁

通过管壁的传热过程如图2-2所示。热流量 Q 为:

$$Q = \frac{\Delta t}{R} = \frac{\Delta t}{\frac{1}{\alpha_i F_i} + \frac{1}{2\pi\lambda L} \ln(d_o/d_i) + \frac{1}{\alpha_o F_o}} \quad [\text{W}] \quad (2-15)$$

式中:

$F_i = \pi d_i L$, $F_o = \pi d_o L$, 分别为管内、外侧表面积, m^2 。

由于管壁两侧表面积并不相等, 相应的传热方程便可按以内侧面积 F_i 或以外侧面积 F_o 为基准给出:

$$Q = K_i F_i \Delta t_m \quad [\text{W}] \quad (2-16)$$

或

$$Q = K_o F_o \Delta t_m \quad [\text{W}] \quad (2-17)$$

式(2-15)与式(2-16)或(2-17)联解可得出:

基于管内表面积的传热系数 K_i :

$$\frac{1}{K_i} = \frac{1}{\alpha_i} + \frac{d_i}{2\lambda} \ln(d_o/d_i) + \frac{1}{\alpha_o} \left(\frac{d_i}{d_o}\right) \quad [(\text{m}^2 \cdot \text{C})/\text{W}] \quad (2-18)$$

基于管外表面积的传热系数 K_o :

$$\frac{1}{K_o} = \frac{1}{\alpha_o} \left(\frac{d_o}{d_i}\right) + \frac{d_o}{2\lambda} \ln(d_o/d_i) + \frac{1}{\alpha_i} \quad [(\text{m}^2 \cdot \text{C})/\text{W}] \quad (2-19)$$

工程上管壳式换热器常基于管外表面计算 K 值。考虑污垢影响的 K 为:

$$\frac{1}{K_o} = \frac{1}{\alpha_i} \left(\frac{d_o}{d_i}\right) + R_{d1} + \frac{d_o}{2\lambda} \ln(d_o/d_i) + R_{d2} + \frac{1}{\alpha_o} \quad [(\text{m}^2 \cdot \text{C})/\text{W}] \quad (2-20)$$

三、翅化壁(肋化壁)

1. 翅化平壁

通过翅化平壁的传热过程如图2-3所示。其传热量由下式给出:

$$Q = \frac{\Delta t}{R} = \frac{\Delta t}{\frac{1}{\alpha_1 \eta_{o1} F_I} + \frac{\delta}{\lambda F_s} + \frac{1}{\alpha_2 \eta_{o2} F_{II}}} \quad [W] \quad (2-21)$$

式中 F_I 、 F_{II} ——分别为 I、II 侧翅化面总表面积， m^2 ；

F_s ——未加翅片时的光壁表面积， m^2 ；

$\eta_o = (F_b + \eta_f F_f) / F$ ——翅化面的总效率或面积效率， $\%$ ；

F_b ——翅化面中未装翅片的原表面积， m^2 ；

η_f ——翅片效率， $\%$ ；

F_f ——翅化面中所有翅片的总表面积， m^2 ；

$F = F_b + F_f$ ， m^2 。

加装了翅片后，平壁两侧的总表面积不相等，因此，由不同表面积作基准计算传热系数将得到不同的数值。

基于 I 侧表面积 F_I ：传热方程为

$$Q = K_{fI} F_I \Delta t_m$$

$$\frac{1}{K_{fI}} = \frac{1}{\alpha_1 \eta_{o1}} + \frac{\delta}{\lambda} \left(\frac{F_I}{F_s} \right) + \frac{1}{\alpha_2 \eta_{o2}} \left(\frac{F_I}{F_{II}} \right) \quad [(m^2 \cdot ^\circ C) / W] \quad (2-22)$$

令 $\beta_1 = F_I / F_s$ ， $\beta_2 = F_{II} / F_s$ ，式 (2-22) 变为

$$\frac{1}{K_{fI}} = \frac{1}{\alpha_1 \eta_{o1}} + \beta_1 \left(\frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2 \eta_{o2} \beta_2} \right) \quad [(m^2 \cdot ^\circ C) / W] \quad (2-23)$$

式中， β ——翅化比（肋化系数），表示加装翅片后使表面扩展的程度。

若 I 侧不加装翅片， $F_I = F_s$ ， $\beta_1 = 1$ ，即：

$$\frac{1}{K_{fI}} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2 \eta_{o2} \beta_2} \quad [(m^2 \cdot ^\circ C) / W] \quad (2-24)$$

基于 II 侧表面积 F_{II} ：传热方程为

$$Q = K_{fII} F_{II} \Delta t_m$$

$$\frac{1}{K_{fII}} = \beta_2 \left(\frac{1}{\alpha_1 \eta_{o1} \beta_1} + \frac{\delta}{\lambda} \right) + \frac{1}{\alpha_2 \eta_{o2}} \quad [(m^2 \cdot ^\circ C) / W] \quad (2-25)$$

若 I 侧不加装翅片， $F_I = F_s$ ， $\beta_1 = 1$ ，即：

$$\frac{1}{K_{fII}} = \beta_2 \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} \right) + \frac{1}{\alpha_2 \eta_{o2}} \quad [(m^2 \cdot ^\circ C) / W] \quad (2-26)$$

2. 翅片管

目前在工程上应用最为广泛的是圆管外加装环形平翅片的翅片管，如图 2-4 所示，其 K 值常以管外侧光管表面积为计算基准，此时传热方程为

$$Q = K_{fo} F_o \Delta t_m \quad F_o = \pi d_o l$$

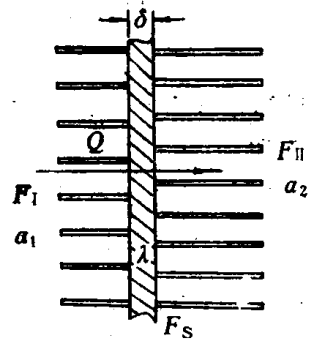


图 2-3 通过翅化平壁的传热

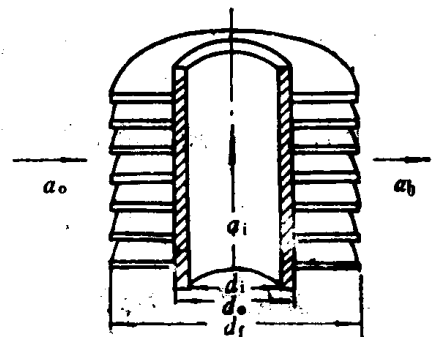


图 2-4 通过翅片管的传热

$$\frac{1}{K_{f_0}} = \frac{1}{\alpha_i} \left(\frac{d_o}{d_i} \right) + \frac{d_o}{2\lambda} \ln(d_o/d_i) + \frac{1}{\alpha_o \eta_o \beta} \quad [(m^2 \cdot ^\circ C)/W] \quad (2-27)$$

式中 $\beta = \frac{F}{F_o}$ ——翅片管的翅化比，

F ——翅化面总面积， m^2 。

以上对于翅化壁的讨论是针对洁净传热表面而导得的，对于实际使用中的换热器，应分别用污垢热阻考虑污垢层对传热过程的影响。

2-3 平均温压

在换热器中换热流体间的平均温压随其流型的不同而异，常见流型有：逆流、顺流（并流）、折流、交叉流、各式混合流等。各流型的简要说明如图 2-5 所示。本节将导出逆流、顺流、(1-2)折流和交叉流型的平均温压表达式，推导在以下前提下进行：

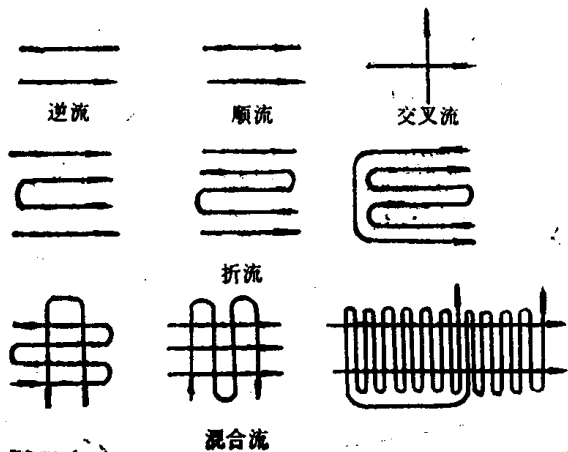


图 2-5 常见流型图

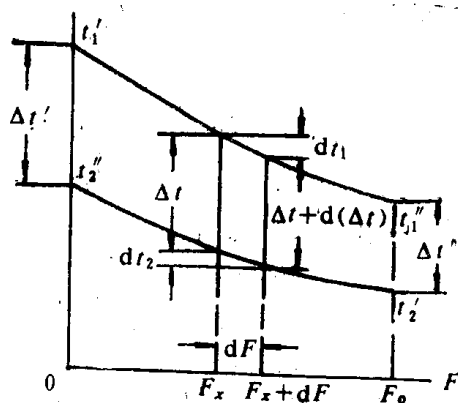


图 2-6 逆流温度变化图

- 第一、流体流量 G 、比热容 C_p 及传热系数 K 作常数处理；
- 第二、热、冷流体温度 t_1 、 t_2 均不随时间变化，传热及流动过程为稳态过程；
- 第三、流体介质在换热器中不漏泄，无其它能量损耗；
- 第四、沿传热面轴向的导热不计。

一、逆流平均温压 $\Delta t_{m,N}$

在逆流型换热器中温度沿传热面的分布如图 2-6 所示。在传热面 F_x 处取微元面积 dF ，通过 dF 的传热量为 dQ ，则

$$dQ = K \Delta t dF \quad (1)$$

通过传热面积 F_o 所传递的热量为 Q ，即

$$Q = \int dQ = \int_0^{F_o} K \Delta t dF \quad (2)$$

由传热方程式 Q 可表示为

$$Q = K \Delta t_m F_o \quad (3)$$

于是可得:

$$K\Delta t_m F_o = \int_0^{F_o} K\Delta t dF \quad (4)$$

K 为常数, 则:

$$\Delta t_m = \frac{1}{F_o} \int_0^{F_o} \Delta t dF \quad (2-28)$$

只要能求得 $\Delta t=f(F)$, 即温压随传热面变化的规律, 按式(2-28)可计算出平均温压。

在逆流型换热器中, 热流体经微元传热面 dF 后温度降低了 dt_1 , 放出热量 dQ ,

$$dQ = -G_1 C_{P1} dt_1 \quad (5)$$

冷流体经 dF 后温度升高了 dt_2 , 其吸热量 dQ 可表示为:

$$dQ = -G_2 C_{P2} dt_2 \quad (6)$$

(5)、(6)两式中负号表示沿传热面增加的方向温度下降。由(5)、(6)两式分别导得:

$$dt_1 = -dQ/G_1 C_{P1} \quad (7)$$

$$dt_2 = -dQ/G_2 C_{P2} \quad (8)$$

(7)、(8)两式相减:

$$dt_1 - dt_2 = d(t_1 - t_2) = -dQ \left(\frac{1}{G_1 C_{P1}} - \frac{1}{G_2 C_{P2}} \right)$$

令 $\Delta t = t_1 - t_2$, $m = \frac{1}{G_1 C_{P1}} - \frac{1}{G_2 C_{P2}}$, 则:

$$d(\Delta t) = -m dQ \quad (9)$$

把式(1)代入式(9), 得:

$$\frac{d(\Delta t)}{\Delta t} = -m K dF \quad (10)$$

在 $F=0 \sim F_x$, $\Delta t = \Delta t' (=t_1' - t_2'') \sim \Delta t_x$ 区间积分式(10):

$$\int_{\Delta t'}^{\Delta t_x} \frac{d(\Delta t)}{\Delta t} = -m K \int_0^{F_x} dF$$

$$\text{即} \quad \ln \frac{\Delta t_x}{\Delta t'} = -m K F_x \quad (11)$$

由式(11)得:

$$\Delta t_x = \Delta t' e^{-m K F_x} \quad (2-29)$$

式(2-29)揭示了温压沿传热面呈指数变化的规律。式(10)在 $F=0 \sim F_o$, $\Delta t = \Delta t' \sim \Delta t''$ 区间内积分 ($\Delta t'' = t_1' - t_2''$), 同理可得:

$$\ln \frac{\Delta t''}{\Delta t'} = -m K F_o \quad (12)$$

$$\text{或} \quad \Delta t'' = \Delta t' e^{-m K F_o} \quad (13)$$

把式(2-29)代入式(2-28), 即:

$$\Delta t_m = \frac{1}{F_0} \int_0^{F_0} \Delta t' e^{-mKF_0 x} dF$$

积分得：

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t'}{-mKF_0} (e^{-mKF_0} - 1) \quad (14)$$

把式(12)、(13)代入式(14)，整理便得到逆流平均温压计算式：

$$\Delta t_{m,N} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (2-30)$$

式中 $\Delta t' = t'_1 - t'_2, ^{\circ}\text{C}$;

$$\Delta t'' = t''_1 - t''_2, ^{\circ}\text{C}.$$

二、顺流平均温压 $\Delta t_{m,s}$

顺流型温度沿传热面的分布如图2-7所示。顺流平均温压的推导过程与逆流型完全相同，读者可自行推证，但应注意两点：

第一、冷流体温度沿传热面增大方向上升，因此其吸热量为 $dQ = G_2 C_{P2} dt_2$ ， m 值的表达式相应为：

$$m = \frac{1}{G_1 C_{P1}} + \frac{1}{G_2 C_{P2}}$$

第二、端温压如图2-7所标示，应为：

$$\Delta t' = t'_1 - t'_2, \quad \Delta t'' = t''_1 - t''_2$$

最终结果为：

$$\Delta t_{m,s} = \frac{(t'_1 - t'_2) - (t''_1 - t''_2)}{\ln \frac{t'_1 - t'_2}{t''_1 - t''_2}} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} \quad (2-31)$$

顺逆流平均温压具有同形的表达形式。由于表达式中包含有对数，一般又称对数平均温压。

当 $(\Delta t' / \Delta t'') \leq 2$ 时，该工况下流体介质沿传热面的温度变化较小，接近于恒温换热工况，用算术平均值： $\Delta t_m = \frac{1}{2}(\Delta t' + \Delta t'')$ 已足够精确。

三、折流平均温压 $\Delta t_{m,z}$

流体在换热器中先沿一个方向流动，然后折回向相反方向流动的状况称为折流，如图2-5所示。若两种流体之一折流称为简单折流，两种流体都折流则称为复杂折流。作为一种推演方法示例，我们以下讨论〈1-2〉型折流平均温压的推导。

图2-8示出的是一种流体折流一次的〈1-2〉型简单折流。工业上使用的单壳程双管程即属此流型。根据图2-8所示的温度沿传热面的分布，推导〈1-2〉型折流的平均温压时，除遵从本节所给的前提条件外，尚需补充以下前提条件：

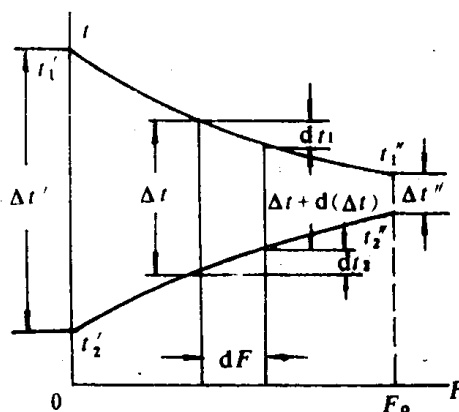


图2-7 顺流温度变化图

第一、管内两程传热面积相等；

第二、壳侧流体横向充分混合。

对于〈1-2〉型换热器，从热平衡及热传递两方面分析可以建立以下的关系式。

就整个换热器而言，热流体的放热量应等于冷流体的吸热量，其热平衡式为：

$$G_1 C_{P1} (t_1' - t_1'') = G_2 C_{P2} (t_2' - t_2'') \quad (1)$$

就微元传热面积 dF 而言，根据能量平衡原理壳侧放热量应等于管侧流体各程吸热量之和，即：

$$G_1 C_{P1} dt_1 = G_2 C_{P2} (dt_{2,1} - dt_{2,2}) \quad (2)$$

式中 $dt_{2,1}$ ——管程流体（冷流体）第一程的温升；

$dt_{2,2}$ ——管程流体第二程温升，该项前负号表示流体在该程中温升方向与 F 增加方向相反。

由传热方程式知，冷流体在管程第一程和第二程中的吸热量分别为 $dQ_{2,1}$ ， $dQ_{2,2}$ ，即：

$$dQ_{2,1} = G_2 C_{P2} dt_{2,1} = \frac{1}{2} K dF (t_1 - t_{2,1}) \quad (3)$$

$$dQ_{2,2} = G_2 C_{P2} dt_{2,2} = -\frac{1}{2} K dF (t_1 - t_{2,2}) \quad (4)$$

式(4)中的负号说明该程中 dF 方向与 F 增大的方向相反。联解式(2)、(3)、(4)得：

$$G_1 C_{P1} dt_1 = \frac{1}{2} K [(t_1 - t_{2,1}) + (t_1 - t_{2,2})] dF$$

或
$$\frac{2G_1 C_{P1}}{K} \frac{dt_1}{dF} = [2t_1 - t_{2,1} - t_{2,2}] \quad (5)$$

微分式(5)，得：

$$\frac{2G_1 C_{P1}}{K} \frac{d^2 t_1}{dF^2} = 2 \frac{dt_1}{dF} - \frac{dt_{2,1}}{dF} - \frac{dt_{2,2}}{dF} \quad (6)$$

把式(3)、(4)、(5)代入式(6)，得：

$$\frac{d^2 t_1}{dF^2} = \frac{K}{G_1 C_{P1}} \frac{dt_1}{dF} - \frac{K^2}{4G_1 C_{P1} G_2 C_{P2}} (t_{2,2} - t_{2,1}) \quad (7)$$

考察传热面从 F_x —— F 部分的热平衡关系，有：

$$G_1 C_{P1} (t_1' - t_1) = G_2 C_{P2} (t_{2,2} - t_{2,1}) \quad (8)$$

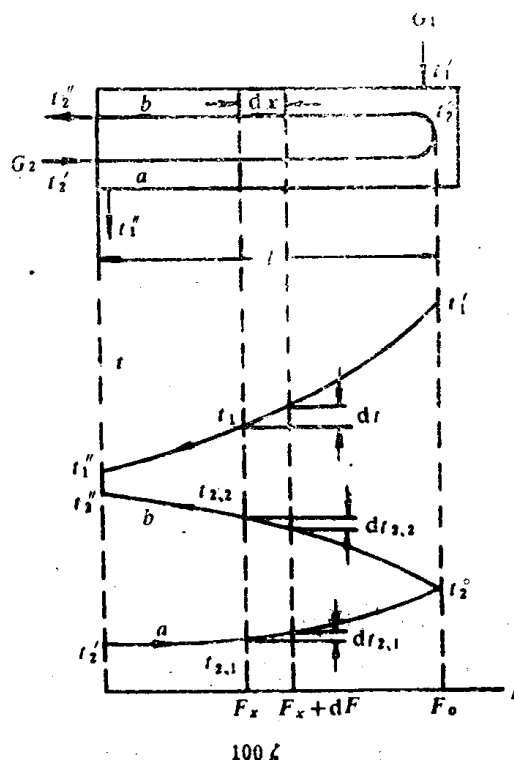


图 2-8 简单折流温度变化图

把式(8)代入式(7), 则:

$$\frac{d^2 t_1}{dF^2} = \left(\frac{K}{G_1 C_{P1}} \right) \frac{dt_1}{dF} - \left(\frac{K}{2G_2 C_{P2}} \right)^2 (t_1' - t_1) \quad (9)$$

为便于求解引入新变量 u , 令 $u = t_1' - t_1$, 则式(9)变为:

$$\frac{d^2 u}{dF^2} - \left(\frac{K}{G_1 C_{P1}} \right) \frac{du}{dF} - \left(\frac{K}{2G_2 C_{P2}} \right)^2 u = 0 \quad (10)$$

由于 G_1 、 G_2 、 C_{P1} 、 C_{P2} 、 K 、 t_1' 均为常数, 故式(10)为二阶齐次常系数线性微分方程
其通解为:

$$u = C_1 \exp(m_1 F_x) + C_2 \exp(m_2 F_x) \quad (11)$$

式中: $m_1, m_2 = \frac{K}{2G_1 C_{P1}} (1 \pm \lambda)$ (12)

$$\lambda = \sqrt{1 + \left(\frac{G_1 C_{P1}}{G_2 C_{P2}} \right)^2} \quad (13)$$

边界条件:

当 $F_x = 0$ 时, $u = t_1' - t_2''$ (14)

当 $F_x = F$ 时, $u = 0$ (15)

由边界条件定积分常数:

$$C_1 = - \frac{(t_1' - t_2'') e^{m_2 F}}{e^{m_1 F} - e^{m_2 F}} \quad (16)$$

$$C_2 = \frac{(t_1' - t_2'') e^{m_1 F}}{e^{m_1 F} - e^{m_2 F}} \quad (17)$$

微分式(11), 注意到 $\frac{dt_1}{dF} = -\frac{du}{dF}$, 与式(5)联解得:

$$\frac{K}{2G_1 C_{P1}} (2t_1 - t_{2,1} - t_{2,2}) = -C_1 m_1 e^{m_1 F_x} - C_2 m_2 e^{m_2 F_x} \quad (18)$$

把对应于 $F_x = 0$ 的各温度值: $t_1 = t_1''$, $t_{2,1} = t_2'$, $t_{2,2} = t_2''$, 及 $F_x = 0$ 代入(18)式, 则:

$$\frac{K}{2G_1 C_{P1}} (2t_1'' - t_2' - t_2'') = -C_1 m_1 - C_2 m_2 \quad (19)$$

再把 C_1 、 C_2 、 m_1 、 m_2 的值代入式(19), 化简整理为:

$$t_1'' - t_2' + t_1' - t_2'' = \lambda (t_1' - t_1'') \frac{e^{m_1 F} + e^{m_2 F}}{e^{m_1 F} - e^{m_2 F}} \quad (20)$$

等式右端分子分母同除以 $e^{m_2 F}$, 上式变为:

$$t_1'' - t_2' + t_1' - t_2'' = \lambda (t_1' - t_1'') \frac{e^{(m_1 - m_2)F} + 1}{e^{(m_1 - m_2)F} - 1} \quad (21)$$

整理化简得:

$$e^{(m_1 - m_2)F} = \frac{t_1'' - t_2' + t_1' - t_2'' + \lambda(t_1' - t_1'')}{t_1'' - t_2' + t_1' - t_2'' - \lambda(t_1' - t_1'')} = f \quad (22)$$

式(22)两边取对数:

$$(m_1 - m_2) F = \ln f \quad (23)$$

又
$$(m_1 - m_2) = \frac{K \lambda}{G_1 C_{p1}} \quad (24)$$

代(24)回式(23), 则:

$$\frac{K F}{G_1 C_{p1}} \lambda = \ln f \quad (25)$$

就整个换热器的热平衡及热传递而言, 以下关系式成立

$$K F \Delta t_{m,z} = G_1 C_{p1} (t_1' - t_1'') \quad (26)$$

式(26)与式(25)联解:

$$\frac{(t_1' - t_1'')}{\Delta t_{m,z}} \lambda = \ln f \quad (27)$$

即
$$\Delta t_{m,z} = \frac{t_1' - t_1''}{\ln f} \lambda \quad (28)$$

或
$$\Delta t_{m,z} = \frac{\sqrt{(t_1' - t_1'')^2 + (t_2'' - t_2')^2}}{\ln \frac{(t_1' - t_2'') + (t_1'' - t_2') + \sqrt{(t_1' - t_1'')^2 + (t_2'' - t_2')^2}}{(t_1' - t_2'') + (t_1'' - t_2') - \sqrt{(t_1' - t_1'')^2 + (t_2'' - t_2')^2}}} \quad (2-32)$$

在传热过程中若两换热流体有一温度不变, 即, $t_1' = t_1''$, 或 $t_2' = t_2''$, 式(2-32)便简化为式(2-30)或(2-31)。先顺后逆(1-2)型折流换热器的平均温压表达式与上述先逆后顺的相同。

在工程计算中, 对于逆流以外的其它流型的平均温压一般不采用导出的复杂公式计算, 而是先按已知的介质进、出口温度计算逆流平均温压 $\Delta t_{m,N}$, 然后再对其偏离逆流温压的程度用修正系数 φ 加以校正, 即:

$$\Delta t_m = \varphi \Delta t_{m,N} \quad (2-33)$$

式中 φ 是无因次参量 R 和 P 的函数:

$$\varphi = f(R, P) \quad (2-34)$$

$$R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} \quad (2-35)$$

$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_1''} \quad (2-36)$$

由式(2-33)和(2-34)知:

$$\varphi = \frac{\Delta t_m}{\Delta t_{m,N}} = f(R, P) \quad (1)$$

欲求出 φ 的函数关系式必须使逆流平均温压及所讨论流型的平均温压表达式均转化为包含无因次参量 R 、 P 的表达式, 以下将分别推导之。

$\Delta t_{m,N} = f_1(R, P)$ 的推导: