第一章 绪 论

第一节 重点与难点解析

一、传热学的研究内容、研究方法及其应用

传热学主要研究内容是热能传递的规律以及控制和优化热能传递过程的方法。热力学第二定律指出：凡是有温差存在的地方，就有热能自发地从高温物体向低温物体传递（传递过程中的热能常称为热量）。由于温差几乎无处不在，所以热能传递是日常生活和生产实践中普遍存在的物理现象。

传热学的应用领域非常广泛，尽管各个科学技术领域中遇到的传热问题形式多样，但大致上可以归纳为三种类型的问题：

(1)强化传热。即在一定的条件（如一定的温差、体积、重量或泵功等）下增加所传递的热量。

(2)削弱传热，或称热绝缘。即在一定的温差下使热量的传递减到最小。

(3)温度控制。即对热量传递过程中物体关键部位的温度进行控制。

传热学的主要研究方法有理论分析、数值模拟和实验研究。

二、热能传递的三种基本方式

(一)热传导

1. 概念

物体各部分之间不发生相对位移时，依靠分子、原子及自由电子等微观粒子的热运动而产生的热能传递称为热传导，简称导热。

2. 导热现象的基本规律

(1)傅里叶定律。

如图 1-1 所示，一维导热问题，两个表面均维持均匀温度的平板导热。

根据傅里叶定律，对于 x 方向上任意一个厚度为 $\mathrm{d}x$ 的微元层，单位时间内通过该层的导热热量与当地的温度变化率及平板面积 A 成正比，即：

$$\Phi=-\lambda A\frac{\mathrm{d}t}{\mathrm{d}x} \qquad ①$$

式中 λ——比例常数称为导热率或导热系数，W/(m·k)；是表征材料导热性能优劣的参数，是一种热物性参数。

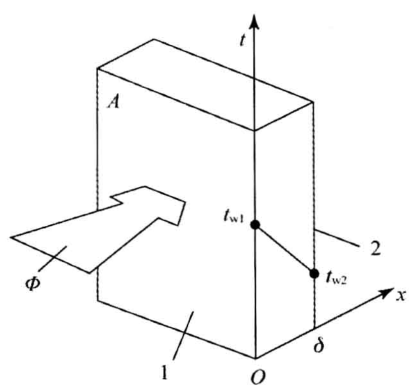

图 1-1

负号——热量传递的方向同温度升高的方向相反。

Φ——单位时间内通过某一给定面积的热量，称为热流量，W。

(2)热流密度(面积热流量)。

单位时间内通过单位面积的热量称为热流密度，记为 q，单位 W/m^2。

当物体的温度仅在 x 方向发生变化时，按傅里叶定律，热流密度的表达式为：

$$q=\frac{\Phi}{A}=-\lambda\frac{dt}{dx} \quad ②$$

傅里叶定律又称导热基本定律，①式、②式是一维稳态导热时傅里叶定律的数学表达式。

不同材料的导热系数值不同，即使同一种材料导热系数值也与温度等因素有关。金属材料最高，良导电体，也是良导热体；液体次之；气体最小。

(二)热对流

1. 概念

热对流是指由于流体的宏观运动而引起的流体各部分之间发生相对位移，冷、热流体相互掺混所导致的热量传递过程。热对流仅发生在流体中，热对流的同时必伴随有微观粒子热运动而产生的导热现象。

对流传热：流体流过一个物体表面时流体与物体表面间的热量传递过程，称为对流传热。

2. 对流传热的分类

根据引起流动的原因分：自然对流和强制对流。

根据对流传热时是否发生相变分：有相变的对流传热和无相变的对流传热。有相变的对流传热例如沸腾传热及凝结传热。

(1)自然对流：由于流体冷、热各部分的密度不同而引起流体的流动。如：暖气片表面附近受热空气的向上流动。

(2)强制对流：流体的流动是由于水泵、风机或其他压差作用所造成的。

(3)沸腾传热及凝结传热：液体在热表面上沸腾及蒸汽在冷表面上凝结的对流传热，分别称为沸腾传热及凝结传热。

3. 对流传热的基本规律

牛顿冷却公式：

流体被加热时， $q=h(t_w-t_f)$

流体被冷却时， $q=h(t_f-t_w)$

其中，t_w 及 t_f 分别为壁面温度和流体温度。用 Δt 表示温差(温压)，并取 Δt 为正，则牛顿冷却公式表示为：

$$q=h\Delta t; \quad \Phi=hA\Delta t \quad ③$$

其中，h 为表面传热系数(或对流传热系数)，$W/(m^2 \cdot K)$。h 的物理意义：单位温差作用下的热流密度。

表面传热系数的大小与传热过程中的许多因素有关。它不仅取决于物体的物性(导热系数 λ、黏度 η、密度 ρ、比热容 c_p 等)与换热表面的形状、大小与布置，而且与流体的流速有关。一般地，就介质而言，水的对流传热比空气强烈；就对流传热方式而言，有相变的强于无相变的，强制

对流强于自然对流。

(三)热辐射

1.概念

(1)辐射和热辐射。物体通过电磁波来传递能量的方式称为辐射。因热的原因而发出辐射能的现象称为热辐射。

(2)辐射传热。自然界中的各个物体都在不停地向空间发出热辐射,同时又不断的吸收其他物体发出的热辐射。辐射与吸收过程的综合结果造成了以辐射方式进行的物体间的热量传递,称辐射传热。当物体与周围环境温度处于热平衡时,辐射传热量等于零,但这是动态平衡,辐射与吸收过程仍在不停的进行,只是辐射热与吸收热相等。

(3)导热、对流传热、热辐射的区别。

1)导热、对流两种热量传递方式,只在有物质存在的条件下才能实现。而热辐射不需中间介质,可以在真空中传递,而且在真空中辐射能的传递最有效。

2)物体温度 $T>0\text{K}$ 时,就有辐射能发射;在辐射传热过程中,不仅有能量的转移,而且伴随有能量形式的转换。即在发射时,从热能转换为辐射能;在吸收时,由辐射能转换为热能。

3)辐射传热是一种双向传热过程,即不仅高温物体向低温物体辐射热能,而且低温物体也向高温物体辐射热能。

4)物体的辐射能力与温度有关,同一温度下不同物体的辐射与吸收本领也不大一样。

2.热辐射的基本规律

黑体:能吸收投入到其表面上的所有辐射能量的物体。黑体的吸收本领和辐射本领在同温度的物体中是最大的。

黑体在单位时间内发出的热辐射热量服从斯蒂芬——玻耳兹曼定律,即:

$$\Phi = A\sigma T^4 \tag{④}$$

式中 T——黑体的热力学温度,K;

σ——斯蒂芬—玻耳兹曼常量(黑体辐射常数),其值为 $5.67\times10^{-8}\,\text{W/(m}^2\cdot\text{K}^4)$;

A——辐射表面积,m^2。

实际物体辐射热流量的计算采用斯蒂芬—玻耳兹曼定律的经验修正形式:

$$\Phi = \varepsilon A\sigma T^4$$

式中,ε 为物体的发射率(或黑度),其值总小于1,大小与物体的种类及表面状态有关。

要计算辐射传热量,还必须考虑投射到物体上的辐射热量的吸收过程。一个表面积为 A_1、表面温度为 T_1、发射率为 ε_1 的物体被包容在一个很大的表面温度为 T_2 的空腔内,物体与空腔表面间的辐射换热量为:

$$\Phi = \varepsilon_1 A_1 \sigma (T_1^4 - T_2^4)$$

上述傅里叶定律、牛顿冷却公式、斯蒂芬—玻耳兹曼定律,适用于稳态和非稳态热传递过程,若是非稳态时,①、③、④式中的温度是瞬时温度,温度不仅仅是 x 的函数。

三、传热过程和传热系数

传递热量的基本方式:导热、对流、热辐射,由这三个基本方式组成不同的传热过程。这三种方式往往不是单独出现的,这不仅表现在互相串联的传热环节中,而且在同一环节中的传热

也常是如此。分析一个实际传热过程，就是分析该过程由哪些串联环节组成，以及每一环节中有哪些传热方式起主要作用，它是解决实际传热的基础。

(一)传热过程

1. 概念

热量由固体壁面一侧的流体通过壁面传递到另一侧流体的过程称传热过程。

2. 传热方程式

一般来说，传热过程包含串联着的三个环节，即：

(1)热流体→壁面高温侧。

(2)壁面高温侧→壁面低温侧的导热。

(3)壁面低温侧→冷流体。

由于是稳态过程，通过串联着的每个环节的热流量 Φ 相同。

如图 1-2 所示，其传热环节有三种情况，则其热流量的表达式如下：

$$\Phi=Ah_1(t_{f1}-t_{w1})$$

$$\Phi=\frac{A\lambda}{\delta}(t_{w1}-t_{w2})$$

$$\Phi=Ah_2(t_{w2}-t_{f2})$$

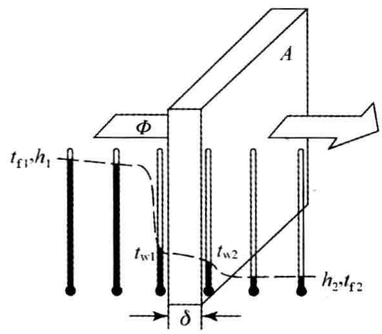

图 1-2

将三式改为温压的形式：

$$t_{f1}-t_{w1}=\Phi/Ah_1$$

$$t_{w1}-t_{w2}=\Phi/\frac{A\lambda}{\delta}$$

$$t_{w2}-t_{f2}=\Phi/Ah_2$$

三式相加，整理得：

$$\Phi=\frac{A(t_{f1}-t_{f2})}{\dfrac{1}{h_1}+\dfrac{\delta}{\lambda}+\dfrac{1}{h_2}}$$

可写成：

$$\Phi=Ak(t_{f1}-t_{f2})=Ak\Delta t$$

此式称为传热方程式。

k 称为传热系数，$k=\dfrac{1}{\dfrac{1}{h_1}+\dfrac{\delta}{\lambda}+\dfrac{1}{h_2}}$，单位为 $W/(m^2\cdot K)$。k 值越大，则传热过程越强，反之则越小。其大小不仅取决于参与传热过程的两种流体的种类，还与过程本身有关(如流速的大小、是否有相变等)。如果需要计及流体与壁面间的辐射传热，上述计算式中的表面传热系数 h_1、h_2 应取复合换热表面传热系数，包含由辐射传热折算出来的表面传热系数在内。

(二)传热热阻

传热系数 $k=\dfrac{1}{\dfrac{1}{h_1}+\dfrac{\delta}{\lambda}+\dfrac{1}{h_2}}$，据此，有关系式$\dfrac{1}{Ak}=\dfrac{1}{Ah_1}+\dfrac{\delta}{A\lambda}+\dfrac{1}{Ah_2}$，而 $\Phi=\dfrac{\Delta t}{\dfrac{1}{Ak}}$，$\dfrac{1}{Ak}$称为传热过程热阻。

由此可见，在一个串联的热量传递过程中，如果通过各个环节的热流量都相等，则串联热量传递过程的总热阻等于各串联环节热阻之和。

第二节 名校考研真题详解

【1-1】（华中科技大学 2004 年考研试题）对于室内安装的暖气设施，试说明从热水至室内空气的热量传递过程中，包含哪些传热环节？

解：传热环节包括热水与暖气内壁面的对流传热和辐射传热、暖气内壁面与外壁面之间的导热、外壁面与室内空气的对流传热和辐射传热。

【1-2】（上海交通大学 2001 年考研试题）图 1-3 所示为一半圆与一平面所组成的表面，温度保持在 500℃，周围流体的温度为 300℃，对流传热系数 $h=1\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$，已知 $D=100\text{mm}$，$L=300\text{mm}$，试求出此表面的散热量。

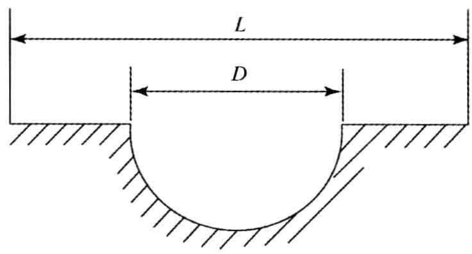

图 1-3

解：根据对流传热的基本计算式，可知：

$$\Phi = hA(t_w - t_f) = h\times\left(\frac{\pi}{2}D + L - D\right)\times(t_w - t_f)$$

$$= 1\times\left(\frac{\pi}{2}\times 0.1 + 0.3 - 0.1\right)\times(500-300) = 71.4(\text{W}/\text{m}^2)$$

由此可以确定该表面的散热量为 $71.4(\text{W}/\text{m}^2)$。

【1-3】（东南大学 2002 年考研试题）名词解释：对流传热。

答：工程上，把流体流过一个物体表面时流体与物体表面间的热量传递过程称为对流传热。

【1-4】（东南大学 2002 年考研试题）名词解释：传热系数。

答：传热系数在数值上等于冷、热流体间温差 $\Delta t=1℃$、传热面积 $A=1\text{m}^2$ 时热流量的值。它表征传热过程强烈程度。

【1-5】（东南大学 2000 年考研试题）解释以下现象：某办公室由中央空调系统维持室内恒温，人们注意到尽管冬夏两季室内都是 20℃，但感觉却不同。

答：这是因为冬夏两季室外温度不同，在对流传热的作用下，导致冬夏两季墙壁的温度是不同的。考虑辐射传热，人体与墙壁之间进行辐射传热。由于冬天的壁温较低，所以冬天人体与墙壁之间的辐射传热量更大。所以尽管冬夏两季室内都是 20℃，但人的感觉是不一样的。

【1-6】（东南大学 2000 年考研试题）解释以下现象：同样是 −6℃ 的气温，在南京比在北京感觉要冷一些。

解：本问题可以通过简单的热传导模型，根据热传导公式：

$$Q = cm\Delta t$$

由于南京的空气湿度大于北京，而湿空气的比热大于干空气。由上式可知，相同质量的空气，南京的湿空气吸收的热量大于北京的干空气。所以同样的温度，在南京比在北京感觉要冷。

【1-7】（浙江大学 2006 年、2007 年考研试题）在热流给定的传热过程中，传热系数增加一倍，冷热流体间的温差是原来的________。

答案：一半

解析：根据传热方程式 $\Phi=Ak\Delta t$，在热流一定的情况下，传热系数 k 增加一倍，由于 A 保持不变，所以冷热流体间的温差 Δt 是原来的一半。

【1-8】（浙江大学 2006 年考研试题）锅炉炉墙外墙与大气间的换热是________。

答案：对流传热

【1-9】（浙江大学 2006 年考研试题）已知一个换热过程的温压为 100℃，热流量为 10kW，则其热阻为________。

答案：0.01K/W

解析：设热阻为 R，则根据传热方程式可知 $\Phi=\dfrac{\Delta t}{R}$。把 $\Delta t=100℃$、$\Phi=10\text{kW}$ 代入上式，可得热阻为：$R=0.01\text{K/W}$。

【1-10】（浙江大学 2006 年考研试题）在一维稳态传热过程中，每一个换热环节的热阻分别为 0.01K/W、5K/W、100K/W，则热阻为________的换热环节上采取强化传热措施效果最好。

答案：100K/W

解析：热阻为 100K/W 的换热环节在总热阻中占主导地位，它具有改变总热阻的最大潜力。因此，在热阻为 100K/W 的换热环节上采取强化传热措施效果最好。

【1-11】（浙江大学 2000 年考研试题）自然对流传热是指________。

答案：由于流体冷、热各部分的密度不同而引起的流体各部分之间发生相对位移，冷、热流体相互掺混所导致的热量传递过程。

【1-12】（浙江大学 2001 年考研试题）在某产品的制造过程中，厚度为 2.0mm 基板上紧贴一层厚为 0.1mm的透明薄膜，薄膜表面上有一股冷气流流过，其温度为 10℃，对流换热系数为 50W/(m² · K)，同时有辐射能透过薄膜投射到薄膜与基板的结合面上，基板的另一面维持在 30℃，生产工艺要求薄膜与基板的结合面的温度应为 60℃，试确定辐射热流密度 q 应为多大？[已知薄膜导热系数为 0.02W/(m · K)，基板的导热系数为 0.06W/(m · K)。投射到结合面上的辐射热流全部被结合面吸收，薄膜对 60℃ 的热辐射不透明，而对投入辐射是完全透明的。]

解：分析结合面，可知存在如下传热过程：热辐射；通过透明薄膜的热传导，薄膜与冷气流之间的对流传热；经过基板的热传导。传热过程示意图图 1-4 所示。

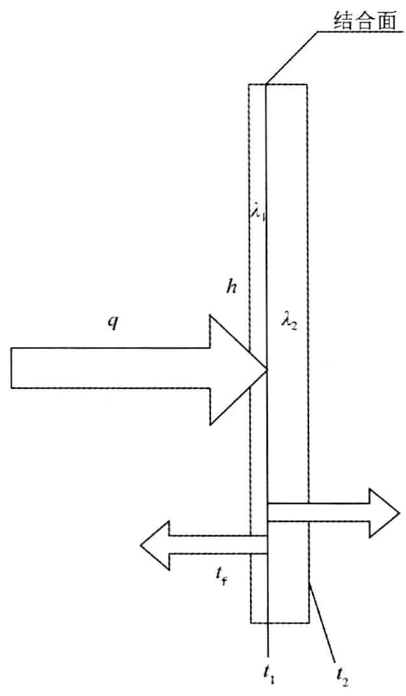

图 1-4

对上述传热过程进行热阻分析：

薄膜的导热热阻为：

$$\frac{\delta_1}{\lambda_1}=\frac{0.1\times10^{-3}}{0.02}=0.005\mathrm{m^2\cdot K/W}$$

冷气流换热热阻：

$$\frac{1}{h}=\frac{1}{50}=0.02\mathrm{W/(m^2\cdot K)}$$

基板的导热热阻：

$$\frac{\delta_2}{\lambda_2}=\frac{2\times10^{-3}}{0.06}=0.033(\mathrm{m^2\cdot K/W})$$

根据能量守恒可得辐射热流密度为：

$$q=q_1+q_2=\frac{t_1-t_f}{\dfrac{\delta_1}{\lambda_1}+\dfrac{1}{h}}+\frac{t_1-t_2}{\dfrac{\delta_2}{\lambda_2}}=\frac{60-10}{0.005+0.02}+\frac{60-30}{0.033}=2900(\mathrm{W/m^2})$$

【1-13】（重庆大学 2005 年考研试题）“对流传热”是否是基本的传热方式，它与“热对流”有何本质上的区别？解释这两种现象并作比较。

答：对流传热不是基本的传热方式。它是流体与相互接触的固体表面之间的热能传递现象，是导热和热对流两种基本传热方式共同作用的结果；而热对流是由于流体的宏观运动使不同温度的流体相对位移而产生的热能传递现象，热对流只发生在流体之中，并伴随有微观粒子热运动而产生的导热。

【1-14】（西北工业大学 2001 年考研试题）流体与表面对流换热时，热量是如何传递的？

解：在对流换热过程中，热量的传递是靠分子运动产生的“导热”和流体微团之间形成的“对流”这两种作用来完成的。因而流体与表面的对流换热是热传导和热对流综合作用的结果。

【1-15】（中国科学院 2009 年考研试题）热阻的定义是什么？给出三种传热模式热阻的表达式。

解：热阻的定义为温度差与传热功率的比值。

平壁的导热热阻：

$$R=\frac{T_{w1}-T_{w2}}{\Phi}=\frac{\delta}{A\lambda}$$

对流传热热阻：

$$R=\frac{T_w-T_\infty}{\Phi}=\frac{1}{Ah}$$

辐射传热热阻：

$$R=\frac{E_{b1}-E_{b2}}{\Phi}$$

【1-16】（中国科学院 2008 年考研试题）写出牛顿冷却定律在外部流动、内部流动以及沸腾过程中的形式，并指出各温度的物理意义。

解：牛顿冷却定律在外部流动、内部流动以及沸腾过程的表达式分别为：

$$q=h(t_w-t_\infty),\quad q=h(t_w-t_m),\quad q=h(t_w-t_s)$$

式中　t_w——固体壁面表面温度；

t_∞——流体温度；

t_m——流体在管道横截面上的平均温度；

t_s——相应压力下液体的饱和温度。

【1-17】（中国科学院 2008 年考研试题）一扇玻璃窗的宽和高分别为 $W=1\text{m}$ 和 $H=2\text{m}$，厚为 5mm，导热系数 $k_g=1.4\text{W/(m}\cdot\text{K)}$。如果在一个寒冷的冬天，玻璃的内外表面温度分别为 15℃和－20℃，通过窗户的热损速率是多少？为减少通过传呼的热损，习惯上采用双层玻璃结构，其中相邻的玻璃由空气间隙隔开。如果间隙厚为 10mm，且与空气接触的玻璃表面的温度分别为 10℃和－15℃，通过一个 1m×2m 的窗户的热损速率是多少？空气的导热系数为$k_a=0.024\text{W/(m}\cdot\text{K)}$。

解：利用热阻分析法。先考虑单层玻璃结构的情形，单层玻璃的导热面积热阻为：

$$\frac{\delta}{k_g}=\frac{5\times10^{-3}}{1.4}=3.57\times10^{-3}(\text{m}^2\cdot\text{K/W})$$

根据传热基本方程式，可得通过窗户的热损速率为：

$$\Phi=\frac{A\Delta t}{\delta/k_g}=\frac{1\times2\times[15-(-20)]}{3.57\times10^{-3}}=19600(\text{W})$$

再考虑双层玻璃结构的情形，双层玻璃的导热面积热阻为：

$$\frac{\delta}{k_a}=\frac{10\times10^{-3}}{0.024}=0.417(\text{m}^2\cdot\text{K/W})$$

根据传热基本方程式，可得通过窗户的热损速率为：

$$\Phi=\frac{A\Delta t}{\delta/k_a}=\frac{1\times2\times[10-(-15)]}{0.417}=120(\text{W})$$

【1-18】（国防科技大学 2005 年考研试题）有一个水冷器，其空气侧表面的对流传热系数 $h_1=45\text{W/(m}^2\cdot\text{K)}$，传热壁面厚度为 $\delta=1.55\text{mm}$，导热系数 $\lambda=387\text{W/(m}\cdot\text{K)}$，水侧表面的对流传热系数为 $h_2=5000\text{W/(m}^2\cdot\text{K)}$。设传热壁可以看成无限大的平壁，试计算各个环节中单位面积的热阻以及空气到水的总传热系数。你能否指出，为了强化这一传播过程，应该首先从哪个环节入手？

解：三个环节的单位面积热阻的计算分别如下：

空气侧换热面积热阻：

$$\frac{1}{h_1}=\frac{1}{45}=2.22\times10^{-2}(\text{m}^2\cdot\text{K/W})$$

传热壁面面积热阻：

$$\frac{\delta}{\lambda}=\frac{1.55\times10^{-3}}{387}=4.01\times10^{-6}(\text{m}^2\cdot\text{K/W})$$

水侧换热面积热阻：

$$\frac{1}{h_2}=\frac{1}{5000}=2\times10^{-4}(\text{m}^2\cdot\text{K/W})$$

所以空气到水的总传热系数为：

$$k=\frac{1}{\frac{1}{h_1}+\frac{\delta}{\lambda}+\frac{1}{h_2}}=\frac{1}{2.22\times10^{-2}+4.01\times10^{-6}+2\times10^{-4}}=44.6[\text{W/(m}^2\cdot\text{K)}]$$

由上面计算可知，空气侧、传热壁导热、水侧的面积热阻分别占总热阻的 99.09%、0.02%、0.89%。空气侧热阻占总热阻的主要地位，它具有改变总热阻的最大潜力。所以，为了强化这

一过程，应该从强化空气侧换热这一环节着手。

【1-19】（国防科技大学 2004 年考研试题）若冷热流体分别在一块大平板的两侧流过，试写出平板传热的总传热系数。

解：冷热流体分别在一块大平板的两侧流过，这个传热过程主要由下面三个环节组成：

(1)热量从高温流体以对流传热方式传给壁面。

(2)热量从一侧壁面以导热方式传到另一侧壁面。

(3)热量从低温流体侧壁面以对流传热方式传给低温流体。

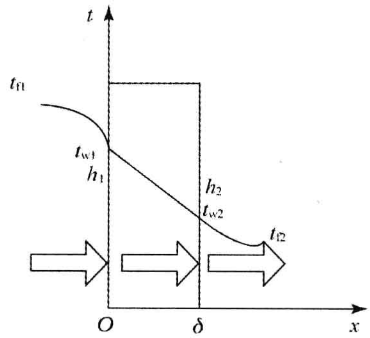

图 1-5

设高、低温流体温度分别为 t_{f1}、t_{f2}，高温流体侧壁面温度为 t_{w1}，低温流体侧壁面温度为 t_{w2}，高温流体侧对流传热系数为 h_1，低温流体侧对流传热系数为 h_2，大平板厚度为 δ，平板材料导热系数为 λ，如图 1-5 所示。

对于高温侧对流传热，热流量表达式为：

$$\Phi=Ah_1(t_{f1}-t_{w1})$$

对于中间平壁导热，热流量表达式为：

$$\Phi=\frac{A\lambda}{\delta}(t_{w1}-t_{w2})$$

对于低温侧对流传热，热流量表达式为：

$$\Phi=Ah_2(t_{f2}-t_{w2})$$

整理上述三式，消去 t_{w1}、t_{w2}，可得：

$$\Phi=\frac{A(t_{f1}-t_{f2})}{\dfrac{1}{h_1}+\dfrac{\delta}{\lambda}+\dfrac{1}{h_2}}$$

所以，平板传热的总传热系数为：

$$\frac{1}{\dfrac{1}{h_1}+\dfrac{\delta}{\lambda}+\dfrac{1}{h_2}}$$

【1-20】（国防科技大学 2004 年考研试题）无限大平壁的壁厚 δ 及两侧表面的温度 t_1，t_2 均已知，材料的导热系数对温度的依变关系为 $k=k_0(1+\beta t^2)$，式中，k_0 和 β 均为常数值。请导出平壁导热热流密度的计算式。

解：根据傅里叶定律，热流密度的表达式为：

$$q=-k\,\frac{\mathrm{d}t}{\mathrm{d}x}$$

$q=-\lambda\frac{dt}{dx}$

等式两边同乘 $\mathrm{d}x$，并且积分可得：

$$\int_0^{\delta}q\mathrm{d}x=\int_{t_1}^{t_2}-k\mathrm{d}t$$

$\int_0^{\delta}q\,dx=\int_{t_1}^{t_2}-\lambda dt$

把 $k=k_0(1+\beta t^2)$代入上式，可得：

$$\int_0^{\delta}q\mathrm{d}x=\int_{t_1}^{t_2}-k_0(1+\beta t^2)\mathrm{d}t。$$

计算整理可得平壁导热热流密度的计算式为：

$$q=-\frac{k_0}{\delta}\left[(t_2-t_1)+\frac{1}{3}\beta(t_2^3-t_1^3)\right]$$

第三节　名校期末考试真题详解

【1-21】（北京航空航天大学 2005—2006 学年第 2 学期期末考试试题）判断题：流体发生热对流时，必然会伴有导热。

答案：对

【1-22】（东北石油大学 2005—2006 学年第 1 学期期末考试试题）试分析室内暖气片的散热过程，各环节有哪些热量传递方式？（以暖气片管内走热水为例）。

解：有以下换热环节及传热方式：由热水到暖气片管道内壁，热传递方式是对流换热（强制对流）；由暖气片管道内壁至外壁，热传递方式为导热。由暖气片外壁至室内环境和空气，热传递方式有辐射换热和对流换热。

第二章　稳态热传导

第一节　重点与难点解析

一、导热基本定律——傅里叶定律

(一)温度场

1.概念

温度场是指在各个时刻物体内各点温度组成的集合，又称为温度分布。一般地，物体的温度分布是坐标和时间的函数，即：$t=f(x,y,z,\tau)$。

2.温度场分类

(1)稳态温度场(定常温度场)：是指在稳态工作条件下物体各点的温度不随时间而变化，其表达式 $t=f(x,y,z)$。

(2)非稳态温度场(非定常温度场或瞬态温度场)：是指在工作条件变动时，物体中各点的温度分布随时间而变。

若物体温度仅一个方向有变化，这种情况下的温度场称一维温度场。

(二)导热基本定律

1.定义及数学表达式

单位时间内通过单位截面积所传递的热量，正比于垂直于该截面方向上的温度变化率，而热量传递的方向与温度升高的方向相反，即$\dfrac{\Phi}{A}\sim\dfrac{\partial t}{\partial x}$，数学表达式：

$$\Phi=-\lambda A\frac{\partial t}{\partial x}\quad 或\quad q=-\lambda\frac{\partial t}{\partial x}$$

其中，q 为热流密度，W/m^2(单位时间内通过单位面积的热流量)。

若物体温度分布是三个坐标的函数时，则三个方向上单位矢量与该方向上的热流密度分量乘积合成一个热流密度矢量。则傅里叶定律的一般数学表达式形式为：

$$\vec{q}=-\lambda \mathrm{grad}t=-\lambda\frac{\partial t}{\partial n}\vec{n}$$

2.导热系数

导热系数在数值上等于单位温度梯度作用下物体内所产生的热流密度矢量的模：

$$\lambda=\frac{|\vec{q}|}{\left|\dfrac{\partial t}{\partial x}\vec{n}\right|}$$

导热系数的大小取决于物质种类和温度等因素。一般金属导热系数很高，气体的导热系数很小，液体的导热系数介于金属和气体之间，即 $\lambda_{金}>\lambda_{液}>\lambda_{气}$。在较大的温度范围内，大多数材

料的导热系数 λ 与温度 t 近似满足线性关系，即 $\lambda=\lambda_0(1+bt)$，其中 t 为温度，b 为常数，λ_0 为该直线段的延长线与纵坐标的截距。习惯上把导热系数小的材料称保温材料。

二、导热问题的数学描写

(一)导热微分方程

1. 定义

根据能量守恒定律与傅里叶定律，建立导热物体中的温度场应满足的数学表达式，称为导热微分方程。

2. 导热微分方程的数学表达式

导热微分方程的推导方法，假定导热物体是各向同性的。对于任一微元平行六面体，根据能量守恒定律，在任一时间间隔内有以下热平衡关系：

导入微元体的总热流量＋微元体内热源的生成热＝导出微元体的总热流量＋微元体热力学能(内能)的增量。

推导出笛卡尔坐标系中三维非稳态导热微分方程的一般形式：

$$\rho c\frac{\partial t}{\partial \tau}=\frac{\partial}{\partial x}\left(\lambda\frac{\partial t}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\lambda\frac{\partial t}{\partial y}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\lambda\frac{\partial t}{\partial z}\right)+\dot{\Phi}$$

此式反映了导热过程中物体的温度随时间和空间的变化关系。在一系列具体情形下此式有相应的简化式。

(1)导热系数 λ 为常数时：$\frac{\partial t}{\partial \tau}=a\left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 t}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 t}{\partial z^2}\right)+\frac{\dot{\Phi}}{\rho c}$。式中，$a=\frac{\lambda}{\rho c}$，称为热扩散率或热扩散系数。

(2)导热系数 λ 为常数、无内热源即 $\dot{\Phi}=0$ 时：$\frac{\partial t}{\partial \tau}=a\left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 t}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 t}{\partial z^2}\right)$。

(3)常物性、稳态即 $\frac{\partial t}{\partial \tau}=0$ 时：$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 t}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 t}{\partial z^2}+\frac{\dot{\Phi}}{\lambda}=0$。即数学上的泊松方程。该微分方程属常物性、稳态、三维且有内热源问题的温度场控制方程式。

(4)常物性、稳态、无内热源时：$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 t}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 t}{\partial z^2}=0$。此式即数学上的拉普拉斯方程。

三维非稳态导热微分方程是能量守恒定律应用于导热问题的表现形式。等号左边是单位时间内微元体热力学能的增量(非稳态项)；等号右边前三项之和是通过界面的导热使微元体在单位时间内增加的能量(扩散项)；最后一项是源项。若某坐标方向上温度不变，该方向的净导热量为零，则相应的扩散项即从导热微分方程中消失。例如，对常物性、无内热源的一维稳态导热问题，导热微分方程最终简化为 $\frac{\mathrm{d}^2 t}{\mathrm{d}x^2}=0$。

(二)定解条件

导热微分方程是描写导热过程共性的数学表达式。求解导热问题，实质上归结为对导热微分方程式的求解。使导热微分方程获得适合某一特定导热问题的求解的附加条件称为定解条件。对于非稳态导热问题，定解条件有两个方面，即给出初始时刻温度分布的初始条件，以及给出导热物体边界上温度或换热情况的边界条件。导热微分方程式及定解条件构成了一个具体

导热问题的完整的数学描写。对于稳态导热问题，定解条件只有边界条件，无初始条件。导热问题的常见边界条件可归纳为以下三类：

(1)规定了边界上的温度值，称第一类边界条件。

对于非稳态导热这类边界条件要求给出以下关系，$\tau>0$ 时，$t_w=f_1(\tau)$。

(2)规定了边界上的热流密度值，称为第二类边界条件。

对于非稳态导热这类边界条件要求给出以下关系式：$\tau>0$ 时，$-\lambda\left(\frac{\partial t}{\partial n}\right)_w=f_2(\tau)$。式中，$n$ 为表面 A 的法线方向。

(3)规定了边界上物体与周围流体间的表面传热系数 h 以及周围流体的温度 t_f，称为第三类边界条件。

以物体被冷却为例：$-\lambda\left(\frac{\partial t}{\partial n}\right)_w=h(t_w-t_f)$。对于非稳态导热，式中 h、t_f 均是时间 τ 的已知函数。上式中 t_w 及 $\left(\frac{\partial t}{\partial n}\right)_w$ 都是未知的，但它们之间的联系由上式规定。

(三)热扩散率的物理意义

由热扩散率的定义：$a=\frac{\lambda}{\rho c}$可知：

(1)λ 是物体的导热系数，λ 越大，在相同温度梯度下，可以传导更多的热量。

(2)ρc 是单位体积的物体温度升高 1℃所需的热量。ρc 越小，温度升高 1℃所吸收的热量越少，可以剩下更多的热量继续向物体内部传递，使物体内各点的温度更快随界面温度的升高而升高。由此可见 a 的物理意义：①a 越大，表示内部各点温度扯平的能力越大；②a 越大，表示物体中温度变化传播的越迅速。所以，a 是材料传播温度变化能力大小的指标，亦称导温系数。

(四)傅里叶定律及导热微分方程的适用范围

(1)适用于热流密度 q 不很高，而导热过程作用时间足够长，过程发生的尺度范围足够大。

(2)若作用时间极短，而且热流密度极大时，不适用。

(3)当导热物体的温度接近 0K(绝对零度)时，不适用。

(4)当过程发生的空间尺度极小，与微观粒子的平均自由行程相接近时，不适用。

三、典型一维稳态导热问题的分析解

(一)通过平壁的导热

1. 单层平壁

已知：单层平壁两侧恒温且为 $t_1>t_2$，壁厚 δ，无内热源，如图 2-1 所示。

建立坐标系，边界条件为：$x=0$ 时，$t=t_1$；$x=\delta$ 时，$t=t_2$。温度只在 x 方向变化属一维温度场。

常物性，无内热源的一维稳态导热微分方程：$\frac{\mathrm{d}^2 t}{\mathrm{d}x^2}$。

对此方程积分求其通解(连续积分两次)：$t=c_1x+c_2$。其中 c_1、c_2 为常数，并且由边界条件确定 c_1、c_2。

得其温度分布为：$t=\frac{t_2-t_1}{\delta}x+t_1$。

把温度分布 $\mathrm{d}t/\mathrm{d}x$ 代入傅里叶定律 $q=-\lambda\dfrac{\mathrm{d}t}{\mathrm{d}x}$得：$q=\lambda\dfrac{t_1-t_2}{\delta}=\dfrac{\lambda}{\delta}\Delta t$。

若表面积为 A，在此条件下，通过平壁的导热热流量则为：$\Phi=qA=A\dfrac{\lambda}{\delta}\Delta t$。

热流量的表达式 $\Phi=\dfrac{\Delta t}{\delta/A\lambda}=\dfrac{\Delta t}{R}$，导热热阻 $R=\dfrac{\delta}{A\lambda}$，单位面积平壁导热热阻即面积热阻$R_A=\dfrac{\delta}{\lambda}$。

2. 多层平壁

所谓多层平壁，就是由几层不同材料叠加在一起组成的复合壁。讨论三层复合壁的导热问题，如图 2-2 所示。假设层与层间接触良好，没有引起附加热阻(亦称为接触热阻)，因此通过层间分界面时不会发生温度降落。

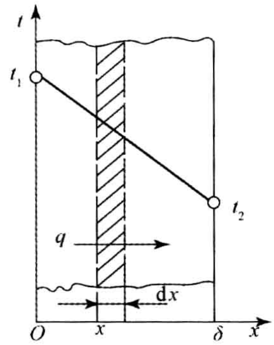

图 2-1

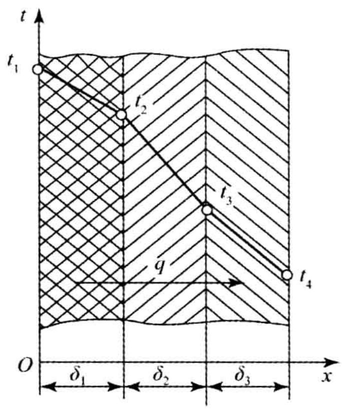

图 2-2

已知各层材料厚度为 δ_1、δ_2、δ_3，各层导热系数为 λ_1、λ_2、λ_3，多层壁内外表面温度为 t_1、t_4。要确定通过多层壁的热流密度 q。

根据平壁导热公式可知各层热阻为：

$$\delta_1/\lambda_1=(t_1-t_2)/q,\quad \delta_2/\lambda_2=(t_2-t_3)/q,\quad \delta_3/\lambda_3=(t_3-t_4)/q$$

根据串联热阻叠加原理得多层壁的总热阻为(适用条件：无内热源，一维稳态导热)：

$$(t_1-t_4)/q=\delta_1/\lambda_1+\delta_2/\lambda_2+\delta_3/\lambda_3$$

则多层壁热流密度计算公式：

$$q=(t_1-t_4)/[\delta_1/\lambda_1+\delta_2/\lambda_2+\delta_3/\lambda_3]$$

将 q 代入各层热阻公式，得层间分界面上未知温度 t_2、t_3：

$$t_2=t_1-q(\delta_1/\lambda_1),\quad t_3=t_2-q(\delta_2/\lambda_2)$$

说明：当导热系数 λ 对温度 t 有依变关系时，即 λ 是 t 的线性函数 $\lambda=\lambda_0(1+bt)$时，只需求得该区域平均温度下的 λ 值，代入按 λ 等于常数时的计算公式即可求出正确结果。

(二)通过圆筒壁的导热

1. 单层圆筒壁

已知圆筒内、外半径分别为 r_1、r_2，内外表面温度均匀恒定分布且 $t_1>t_2$，若采用圆柱坐标系

(r, Φ, z)求解则成为沿半径方向的一维导热问题，如图 2-3 所示。假设 λ 等于常数。

（1）圆筒壁的温度分布。根据圆柱坐标系中的导热微分方程得常物性、稳态、一维、无内热源圆筒壁的导热微分方程为：

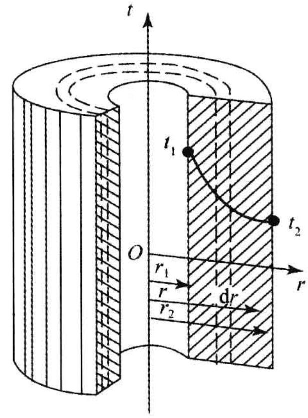

图 2-3

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}r}\left(r\frac{\mathrm{d}t}{\mathrm{d}r}\right)=0$$

如图 2-3 建立坐标系，圆筒边界条件为：当 $r=r_1$ 时，$t=t_1$；$r=r_2$ 时，$t=t_2$。

对此方程积分得其通解（连续积分两次）：

$$t=c_1\ln r+c_2$$

其中 c_1、c_2 均为常数，且由边界条件确定。

当 $r=r_1$ 时，$t=t_1$；$r=r_2$ 时，$t=t_2$。代入上式得：

$$c_1 \frac{t_2-t_1}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}$$

$$c_2=t_1-\ln r_1 \frac{t_2-t_1}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}$$

将 c_1、c_2 代入导热微分方程的通解中得圆筒壁的温度分布为：

$$t=t_1+\frac{t_2-t_1}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}\ln\left(\frac{r}{r_1}\right)$$

由此可见，圆筒壁中的温度分布呈对数曲线，而平壁中的温度分布呈线性分布。

（2）圆筒壁的热流密度。对圆筒壁温度分布求导得：

$$\frac{\mathrm{d}t}{\mathrm{d}r}=\frac{1}{r}\frac{t_2-t_1}{\ln(r_2/r_1)}$$

代入傅里叶定律得通过圆筒壁的热流密度：

$$q=-\lambda\frac{\partial t}{\partial r}=\frac{\lambda}{r}\frac{t_1-t_2}{\ln(r_2/r_1)}$$

由此可见，通过圆筒壁导热时，不同半径处的热流密度与半径成反比。

（3）圆筒壁面的热流量 Φ：

$$\Phi=Aq=2\pi rlq=\frac{2\pi\lambda l(t_1-t_2)}{\ln(r_2/r_1)}$$

由此可见，通过整个圆筒壁面的热流量不随半径的变化而变化。通过整个圆筒壁的导热热阻为

$$R=\frac{\Delta t}{\Phi}=\frac{\ln(d_2/d_1)}{2\pi\lambda l}$$

2. 多层圆筒壁

对于多层圆筒壁的导热问题，根据串联热阻叠加原理，可求得通过多层圆筒壁的导热热流量：

$$\Phi=\frac{2\pi l(t_1-t_4)}{\dfrac{\ln\left(\dfrac{r_2}{r_1}\right)}{\lambda_1}+\dfrac{\ln\left(\dfrac{r_3}{r_2}\right)}{\lambda_2}+\dfrac{\ln\left(\dfrac{r_4}{r_3}\right)}{\lambda_3}}$$

(三)变截面或变导热系数的一维问题

前面几种情况的求解方法，都是先求解导热微分方程得其温度分布，然后按傅里叶导热定律获得热流密度和导热热流量，这是用分析法求解导热问题的一般顺序。根据傅里叶定律求解导热系数为变数或导热截面积沿热流密度矢量方向为变量时，可以采用直接对傅里叶导热定律表达式做积分的方法。

导热系数一般可表示为温度的函数 $\lambda(t)$，一维问题傅里叶定律的表达式为：

$$\Phi=-A\lambda(t)\frac{\mathrm{d}t}{\mathrm{d}x}$$

分离变量后积分，而热流量 Φ 与 x 无关，得：

$$\Phi\int_{x_1}^{x_2}\frac{\mathrm{d}x}{A}=-\int_{t_1}^{t_2}\lambda(t)\mathrm{d}t$$

方程右边乘以 $(t_2-t_1)/(t_2-t_1)$ 得：

$$\Phi\int_{x_1}^{x_2}\frac{\mathrm{d}x}{A}=\frac{-\int_{t_1}^{t_2}\lambda(t)\mathrm{d}t}{(t_2-t_1)}(t_2-t_1)$$

显然式中 $\dfrac{\int_{t_1}^{t_2}\lambda(t)\mathrm{d}t}{(t_2-t_1)}$ 项是在 t_1 至 t_2 范围内，$\lambda(t)$ 的积分平均值，可用 $\bar{\lambda}$ 表示，则：

$$\Phi=\frac{\bar{\lambda}(t_1-t_1)}{\int_{x_1}^{x_2}\dfrac{\mathrm{d}x}{A}}$$

$\bar{\lambda}$ 代替 $\dfrac{-\int_{t_1}^{t_2}\lambda(t)\mathrm{d}t}{(t_2-t_1)}$ 不受到 A 与 x 关系的制约，所以适于任何的 A、x，只要把具体问题的 A 与 x 的关系代入上式，就可得到适用于具体情况的计算公式。

在方程中若 $\lambda=\lambda_0(1+bt)$ 或 $\lambda=\lambda_0+at$，$\bar{\lambda}$ 是算术平均温度下 $t=(t_1+t_2)/2$ 的值，只需把前述公式的 λ 取平均温度下的值即可。

四、通过肋片的导热

(一)肋片导热的作用及特点

肋片增大了对流换热面积及辐射散热面，达到了强化传热的目的。通过肋片导热的特点是在肋片伸展的方向上有表面的对流传热及辐射散热，因而肋片中沿导热热流传递的方向上热流量是不断变化的。分析肋片导热要解决两个问题，即确定肋片的温度沿导热热流传递的方向是如何变化的以及通过肋片的散热热流量有多少。

(二)通过等截面直肋的导热

如图 2-4 所示，取出一个肋片来分析。已知肋根温度为 t_0，周围流体温度为 t_∞，且 $t_0>t_\infty$。肋片与周围环境有热交换，包括对流传热和辐射换热的复合换热的表面传热系数为 h。要确定

肋片中的温度分布及通过肋片的散热量。分析图如图 2-5、2-6 所示。

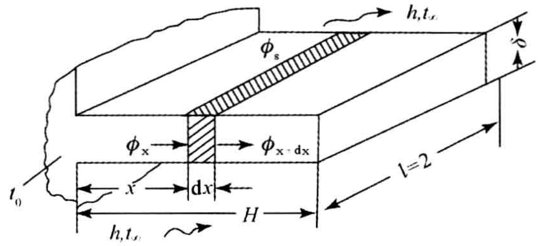

图 2-4

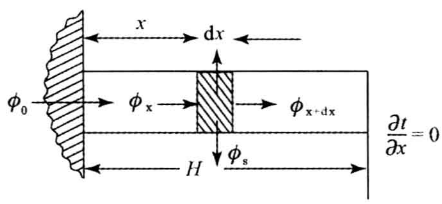

图 2-5

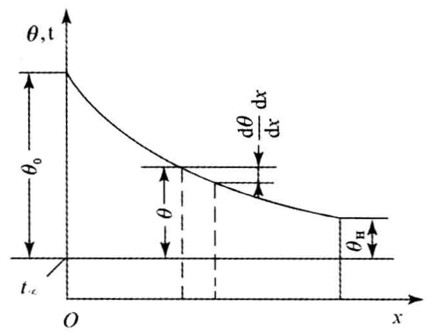

图 2-6

假设材料导热系数 λ 及表面传热系数 h 均为常数，沿肋高方向肋片横截面积 A_c 不变；肋片温度在垂直于纸面方向（即长度方向）不发生变化，因此取一个截面分析；表面上的换热热阻 $1/h$ 远远大于肋片的导热热阻 δ/λ，即肋片上任意截面上的温度均匀；肋片顶端视为绝热，即在肋的顶端 $dt/dx=0$。

在上述假设条件下，把复杂的肋片导热问题转化为一维稳态导热问题。若肋片各截面的温度沿高度方向是逐渐降低的，则导热微分方程：

$$\frac{dt}{dx^2}+\frac{\dot{\Phi}}{\lambda}=0$$

计算区域的边界条件是：$x=0, t=t_0$；$x=h, dt/dx=0$。

肋片的两个侧面不是区域边界，但通过两表面有热量的传递。若把通过两侧面所交换的热量视为整个截面上的体积热源，那么针对长度为 dx 的微元体，参与换热的截面周长为 P，微元体则表面的总散热量为：$\Phi_s=(P dx)h(t-t_\infty)$。

微元体的体积为：

$$A_c dx$$

那么，微元体的折算源项为：

$$\dot{\Phi}=-\frac{\Phi_s}{A_c dx}=-\frac{hP(t-t_\infty)}{A_c}$$

负号表示肋片向环境散热，所以源项取负。