

第七篇

供暖系统节能与保温防腐

www.docin.com

第一章 直埋供热管道节能

第一节 直埋供热管道在国内外发展概况

在国外，如瑞典、芬兰、丹麦、德国、日本等国家，早在 30~40 年前就开始研究和应用“直埋供热管道”代替传统的地沟敷设方式，现在已成为比较成熟和完善的先进技术。在丹麦、芬兰，全国 90% 以上的国内供热管道采用直埋方式。冰岛仅有十几万人口的首都雷克雅未克，采用直埋供热管道总长度达 590km；丹麦、德国、瑞典、意大利、芬兰、日本等国家都有一个或几个专门生产直埋预制保温管的工厂，理论研究、产品开发进展很快。适用高温水或蒸汽的直埋管道已被普遍应用。采用了检漏预警系统，增强了直埋供热管道的安全可靠，应用漏点位置确定系统减少了维修的工作量，提高维修效率。丹麦的 I.C.MOLLER 公司、瑞典的 ECOPIPE 公司，是目前世界上两个比较大的生产直埋预制保温管的厂家。该两个公司生产的预制保温管分别为 1100km 和 800km。他们的产品已远销美国、欧洲、非洲等几十个国家。

在国内，我国供热科技人员早在 20 世纪 50~60 年代就开始摸索采用填充矿渣棉预制泡沫混凝土瓦块保温方式进行供热管道的直埋施工。但存在的问题是防水性能差，管道外腐蚀严重，使用年限短。20 世纪 70 年代曾采用热压沥青珍珠岩预制保温管的直埋敷设方式。但硬质壳体在运输或施工吊装过程中外护层容易产生裂缝，埋入地下后水气通过裂缝渗入保温层。珍珠岩吸水性又很强，对钢管产生严重腐蚀，大大减少管道使用寿命。到 80 年代，我国采用了聚氨酯泡沫喷涂保温，外缠玻璃丝布涂沥青做保温层的方法。其存在的问题是，聚氨酯发泡的配料比例不易掌握，泡沫进行自由发泡，质量难以掌握均匀，空隙大，强度低。喷涂时泡沫四处飞溅，原料浪费大，同时保护层强度低，防水绝缘性也差。自 1984 年以后，我国供热科技人员通过实践，考察，学习，吸收，引进国外先进技术，直埋供热管道制造工艺，计算理论的研究发展速度大大加快。热水直埋保温管技术在我国发展至今。随着对这项技术的不断研究、完善，直埋敷设方式已成为热水供热管网的主要方式。

与此同时，高温热水或蒸汽直埋管道国内从 20 世纪 50 年代虽有使用，但真正使用比较多的是 1990 年以后。据有关专家不完全统计，国内大连、青岛、上海、唐山、天

津、绵阳、石家庄、牡丹江、哈尔滨、鸡西、烟台、济南等城市都在搞蒸汽直埋管道工程，累计敷设数百公里，最大管径 700mm，在建设过程中问题繁多。这些事实，一方面可以肯定我国直埋蒸汽管在研究开发中取得了一些宝贵经验，已大规模投入实际工程，另一方面也应充分认识到目前我国蒸汽管道直埋敷设技术在研究、设计、生产、材料、施工、检测等方面尚存在着理论、技术、管理等方面的诸多问题。距这项技术的完善还有很大距离。因此，直埋蒸汽管敷设无论从市场还是技术研究都有较大的空间。

总之，近年来，热力管道直埋敷设方式由于施工速度快，占地少，使用寿命长，节能降耗，在城镇供热管网中逐渐取代了传统的地沟和架空敷设方式，经过广大科研单位和使用单位的长期努力，直埋热水管道敷设技术已经成熟，蒸汽管道直埋敷设技术也取得了长足的进展，探索了各种管道结构形式，形成了百家争鸣、百花齐放的良好局面，在满足使用要求的前提下，目前广大科技人员正致力于直埋热力管道的节能技术的研究和探索，力争开创热力管道直埋敷设技术在我国应用的新篇章。

第二节 直埋热力管道技术

一、直埋热力管道的分类

按照热力管道输送介质的不同，直埋热力管道可以分为直埋热水管道和直埋蒸汽管道。

1. 直埋热水管道

直埋热水管道的保温结构。可分为如下两类：

(1) 三位一体保温管。整体式预制保温管是由钢制内管、保温层和保护层粘接成一整体的多层结构管道，保温层通常采用聚氨酯泡沫塑料和改性聚异氰酸酯泡沫塑料。聚氨酯泡沫塑料的耐热温度不超过 130℃，改性聚异氰酸酯泡沫塑料也只能达到 150℃，整体式预制保温管仅能用于介质温度不大于 150℃ 的热水管网。

(2) 柔性保温管。柔性保温管一般是由波纹合金钢或高密度交联聚乙烯构成的内管、保温层、及保护层粘接成一整体的多层结构管道。保温层通常采用聚氨酯泡沫塑料，外护管一般采用低密度聚乙烯为保护层。该产品主要应用在工作温度 ≤95℃，工作压力 ≤10bar 的区域供热二次网中，由于结构的特殊性使其具有如下特点：

- 1) 可连续敷设，中间无接头；
- 2) 无须补偿器，固定支架，设计简单；
- 3) 施工速度快，安装简便灵活，不受路由及地形限制；
- 4) 沟槽尺寸小，并可浅埋，节省土建投资；

- 5) 安装, 运输成本低;
- 6) 故障率低, 维护成本低。

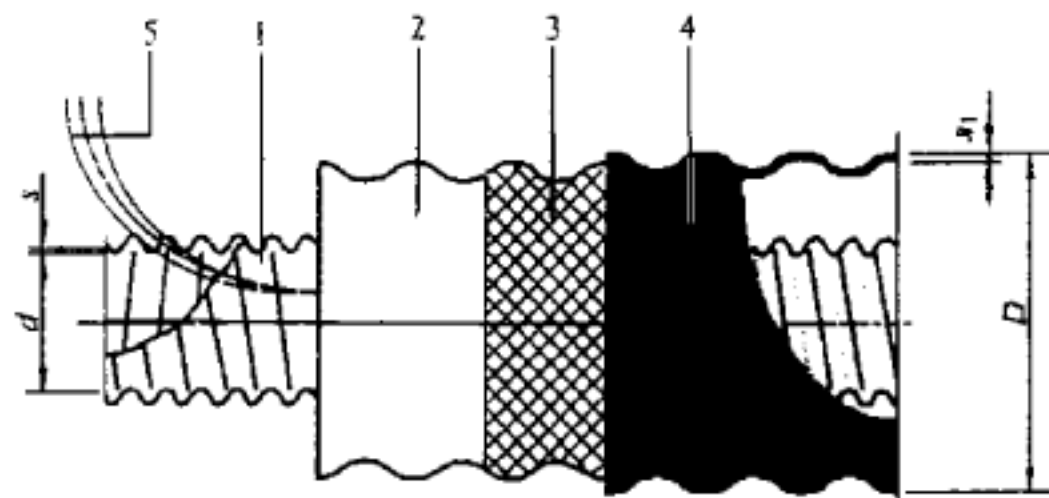


图 7-1-1 合金钢内管结构图

1—工作钢管（镍铬合金钢）；2—聚氨酯（PUR）保温层；
3—不锈钢；4—低密度聚乙烯（LD-PE）外护管；5—预警线

目前, 预制直埋柔性保温管道在国外应用较为广泛并已形成相应的规范标准, 国内应用尚处于起步阶段, 图 7-1-1, 图 7-1-2 是其中两种形式管道的结构图。

2. 直埋蒸汽管道

直埋蒸汽管道保温结构有如下基本类型。

(1) 内滑动复合结构（见图 7-1-3）。复合式预制保温管可用于蒸汽等高温介质, 其保温层由两种保温材料组成, 内层用耐高温的保温材料, 如岩棉、玻璃棉、珍珠岩等, 外层仍用聚氨酯泡沫塑料。由于内层保温材料抗剪能力较低, 故钢管与保温层一般是脱开的。到目前为止, 复合式预制保温管在技术上还存在一定问题, 力学模型也不完善, 在此将仅讨论有关整体式预制保温管的设计内容。

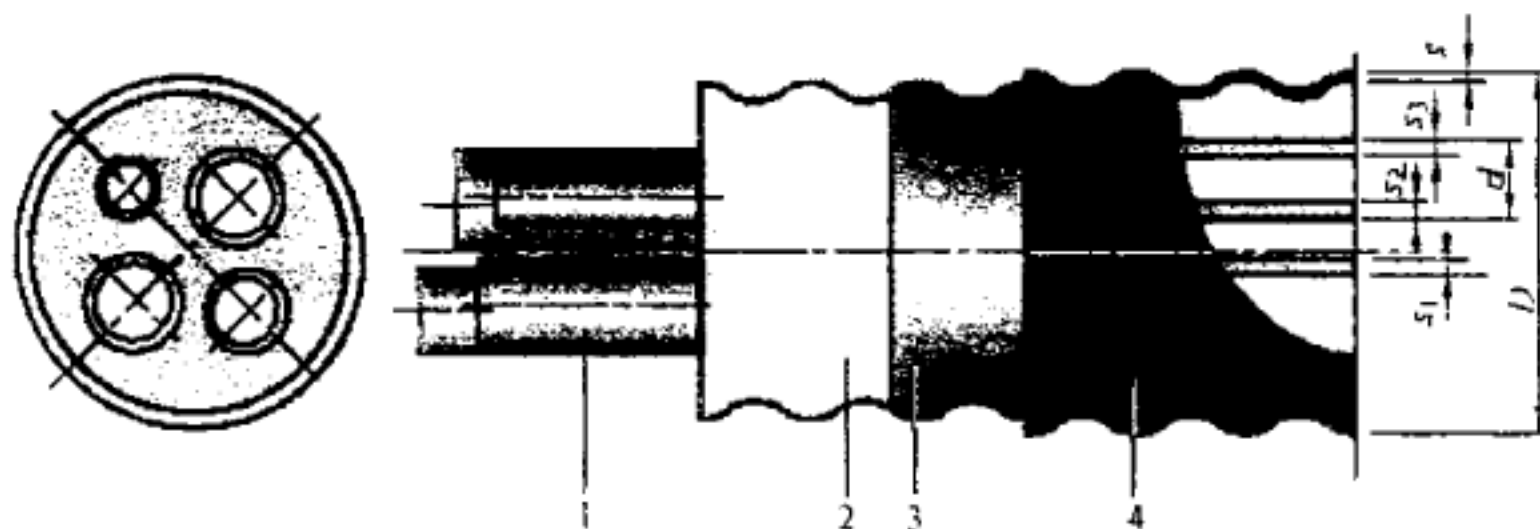


图 7-1-2 交联聚乙烯内管结构图

1—PE-X 管；2—聚氨酯保温；3—PE 层；4—PE-LD 保护层

该结构管道加工制作工艺简单, 价格相对较低。图 7-1-3 为内滑动复合结构型式, 按照无机耐高温保温层的材料可以分为两种形式:

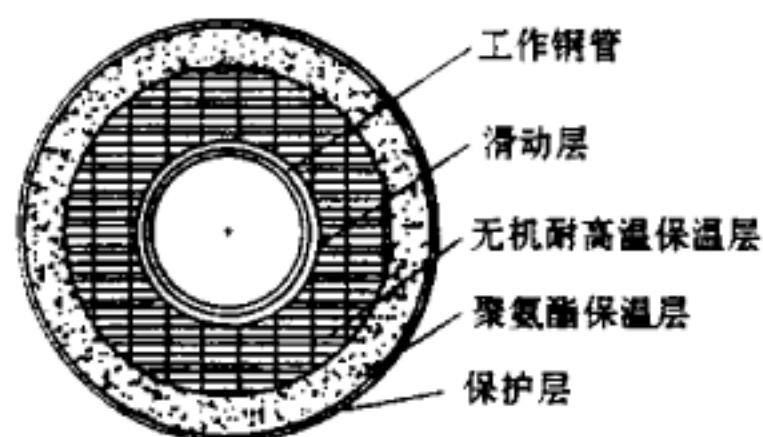


图 7-1-3 内滑动复合蒸汽管道

1) 无机保温层采用硬质硅酸钙。这种结构的缺点有以下几方面：①硅酸钙在运输、管道制作和管道安装过程中容易破碎，硅酸钙破碎以后，工作钢管的高温将通过硅酸钙缝隙直接作用到聚氨酯保温层上，造成聚氨酯保温层的炭化。②由于硅酸钙的破碎，造成保护层的温度过高，将直接导致保护层的破坏。当采用玻璃钢作为外保护层时，由于玻璃钢能承受的温度只有 100°C 左右，所以玻璃钢将被炭化破坏；当采用钢管作为外保护层时，将破坏外套钢管的防腐层，最后造成整个管线的破坏。③硅酸钙吸水率很大，在运输、储存、制作、安装过程中很容易吸收大量水分，而且硅酸钙能够溶于水，形成浆状物，当管道运行以后，这种硅酸钙浆会从排潮管喷出，严重时，整个硅酸钙保温层将被破坏，（这种情况在工程中有过先例），而且这种结构的管道中排潮管很容易堵塞，造成爆管。

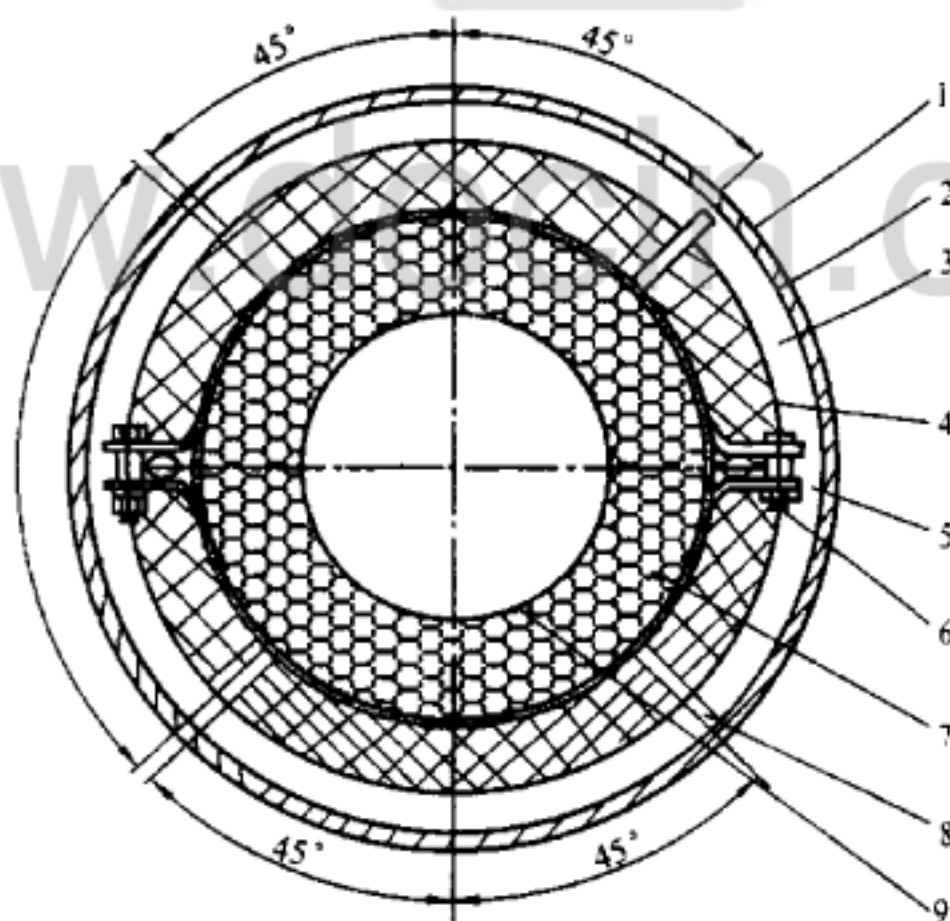


图 7-1-4 非真空钢套钢结构图

1—防腐层；2—外保护管；3—空气层；4—玻璃棉；
5—滑动支架；6—螺栓；7—隔热环；8—滑板；9—工作钢管

2) 无机保温层采用软质玻璃棉或者岩棉。当无机保温材料采用软质材料时, 由于软质材料没有支撑力, 所以会造成管道的偏心, 管道偏心以后, 由于管道的下面玻璃棉变薄, 所以会造成玻璃棉与聚氨酯界面温度过高, 造成聚氨酯保温层炭化, 最终造成管道保护层破坏。

(2) 滑动“钢套钢”保温结构。外滑动“钢套钢”结构形式可以分为以下几种:

1) 非真空“钢套钢”结构型式(见图 7-1-4), 其优点为采用材料为国产材料, 价格便宜。但其缺点为: ①采用隔热环为石棉橡胶类材料, 长期受热以后容易老化, 进而隔热材料将失去强度, 导致导向支架失去支撑而脱落, 造成整个管道的破坏。②防腐采用环氧煤沥青或者玻璃丝布树脂涂层, 与钢管之间的粘接强度低, 而且玻璃丝布与沥青或者树脂的浸润程度不容易控制, 目前大多采用手工加工, 防腐不均匀。③这种结构中内固定支架中采用与导向支架相同的石棉橡胶类材料, 容易老化, 造成固定支架破坏。

2) “钢套钢”抽真空外滑动式保温结构(见图 7-1-5)。其优点有: ①“钢套钢”直埋管道强度高, 稳定性好, 因此, 不容易破坏, 使用寿命在 30 年以上, 在德国有成熟的应用经验。②将传统“钢套钢”直埋蒸汽管道中的空气层抽成真空层, 排除了空气层中的潮气及保温层中吸收的水分, 有效地防止了内、外钢管的腐蚀, 同时大大降低了管道的热损失和表面温度, 延长了管道的使用寿命。③外保护层钢管采用三层 PE 作为加强级防腐层, 这种防腐采用机械加工, 可以与钢管紧密的粘结在一起, 而且有很好的连续性和均匀性, 有效地防止了钢管的腐蚀, 保证了管道的使用寿命。④采用滚动支架代替传统的滑动支架, 更加有利于工作钢管在外保护层钢管内的自由伸缩。⑤在管网中采用自然补偿和新型的内固定支架, 减少了补偿器及外固定支架等薄弱环节, 提高了管网运行的安全性。其缺点是价格较贵, 施工质量要求高。



图 7-1-5 抽真空外滑动式保温结构

经过长期的工程实践表明, 热水管的结构形式已经成熟; 柔性管操作灵活、安装简便, 有其他形式管道不可替代的优势, 必将在城镇供热管网中得到推广和应用; 钢套钢抽真空直埋蒸汽保温管由于其良好的绝热和防腐效果, 已经成为直埋蒸汽管道的发展方向。

二、直埋热力管道的理论基础

1. 直埋热水管道的理论基础

(1) 直埋热水管道设计理论的发展现状。由于管道直埋于土壤中，管道将受到周围土壤的作用，使直埋管道的力学特性完全不同于地沟或架空敷设中管道，故在管网设计中应采用不同的设计理论。然而，我国的直埋设计理论的发展并不是一帆风顺的。

20 世纪 80 年代，在我国的直埋管道设计中存在两种不同的强度设计理论，其实质不同在于是否进行应力分类，表现为采用不同的温度应力强度条件。80 年初，我国在引进北欧预制保温管的同时，一些单位也开始采用北欧的设计理论进行直埋管道设计。该理论不进行应力分类，温度应力的强度条件为不允许塑性变形的弹性条件，即所谓的弹性分析方法。对于运行温度在 $85\sim 150^{\circ}\text{C}$ 的直埋热网，直管段只能设置补偿装置（补偿器或补偿弯管）或进行预热或设置一次性补偿器，在北欧的设计手册中分别称为有补偿方式、预热方式和一次性补偿器方式。

在 70 年代末，北京煤气热力设计院就将火力发电厂汽水管道的设计理论引入到直埋管道设计上。该理论进行应力分类，温度应力的强度条件为不出现循环塑性变形的安定性条件，即所谓的安定性分析方法。对于运行温度为 $85\sim 150^{\circ}\text{C}$ 的直埋热网，直管段一般可不预热，也不补偿，北京煤气热力设计院称之为无补偿方式。

进入 90 年代，北欧已意识到弹性分析的不足，没有反映钢材塑性变形和破坏的关系，也没有充分利用钢材的潜力，在一些资料中已可以看到北欧设计理论在变化。

1993 年 ABB 公司的供热手册中介绍的直埋敷设热水管网冷安装方式，可不进行预应力和补偿，而应用在运行温度 $130\sim 140^{\circ}\text{C}$ 的直埋热网上，其轴向应力已超出了弹性分析的范畴。

1996 年最新的欧洲标准《区域供热整体式预制保温管的设计、计算和安装》（草稿）和 1997 年为解释该标准而出版的《集中供热手册》，都采用应力分类法进行直埋敷设热水管网强度计算和设计。

在这种情况下，1998 年 6 月执行的我国行业标准《城镇直埋供热管道工程技术规程》（CJJ/T81-1998）明确规定：采用应力分类法进行直埋热力管道的强度设计。在应力分类法中，内压应力要进行极限分析；直管段的温度应力要进行安定性分析；三通、弯头和折角处的峰值应力要进行疲劳分析。

(2) 直埋热水管道设计理论存在的问题。在弹性分析和安定性分析的争论中，人们最终选择了安定性分析控制温度应力，但是应该看到，温度应力导致的直管破坏并不是管网的主要失效方式，在管网中还存在着多种失效方式，而且各种失效方式的起因是不同的，产生的部位也是不同的。因此，在直埋管道强度设计中，仅仅对温度应力进行安定性分析是远远不够的。

尽管在《城镇直埋供热管道工程技术规程》（CJJ/181-1998）已规定采用应力分类法对不同的应力采用不同的强度设计条件，但大多数设计人员还没有从管道系统失效的角度认识应力分类法的实质，往往将对温度应力的安定性分析看成是直埋管道设计中唯一的强度条件。

当北欧采用弹性分析时，提出了有补偿、预热和一次性补偿器等三种安装方式（由

于预热时可以不设置补偿器，也将预热方式称为无补偿方式）。当北欧后来采用安定性分析时，则允许管道在冷态下直接安装而不设置补偿器，与预热不设置补偿器的方式相比较，称这种安装方式为冷安装。

在国内，北京煤气热力设计院认为，若采用安定性分析，在冷态安装下锚固状态的管道已满足强度条件，预热和使用一次性补偿器是没有任何必要的，这样与传统的管沟敷设设置补偿器相比较，称这种安装方式为无补偿方式（用北欧的观点则应称为冷安装）。

可以看到，由于前面所述的安装方式是不同强度分析方法的产物，因而不能反映管道应力水平，而且划分方法存在概念上的混乱。

对于实际运行的管网，因直管破坏导致的管网事故几乎是没的，而大多数事故都是由弯头、三通、折角和大小头等管件的破坏而引起的，因此，使管网系统中所有管件都处于安全的强度状态才是管网系统设计的最终目的，而不同管件的强度设计又构成了管网系统设计的基础。

然而，由于过去一直没有从管道系统的角度进行强度设计，故管件的强度计算模型几乎没有，进而无法形成完善的管网系统设计体系。

三、直埋热水管道设计原则

1.直埋热水管道的作用及应力分析

所有使管道产生内力及应力的因素都称为作用（又称荷载）。不同类型的作用，使管道产生不同性质的应力，进一步可能导致不同方式的破坏。

温度和压力是热力管道上最主要的两种作用。对于直埋管道，还有轴向位移产生的土壤轴向摩擦力和侧向位移产生的土壤侧向压缩反力。

根据作用的特点，可分为不同的两类：力作用和位移作用。

力作用是给定的力，而与管道变形无关，如压力。力作用产生的应力称为一次应力，它取决于静力平衡条件。如果一次应力超过了极限状态，管道会发生无限的塑性流动，立即导致爆裂或断裂。

位移作用可以是给定的位移或变形，如热胀变形或管道沉降，也可以是与位移或变形有关的力，如土壤的轴向摩擦力和侧向压缩反力。位移作用产生的应力称为二次应力，它取决于变形协调条件，所产生的变形总能使应力下降，而使变形不再发展。如果二次应力超过了极限状态，管道只会产生有限的塑性变形，但会造成钢管内部结构一定程度的损伤。实际上，随着时间推移，任何作用产生的循环往复塑性变形都会使管道发生破坏。

另外，在管道局部结构不连续处会产生应力集中，对应的应力称为峰值应力。峰值应力不会引起显著的变形，但循环变化的峰值应力，也会造成钢管内部结构的损伤，导致管道疲劳破坏。管道在弯头、三通处产生的应力属于峰值应力。

2.直埋管道作用及应力特点

由于土壤的均匀支撑，管道的自重没有产生自重弯曲应力，故一般忽略不计。区域供热管道的压力一般在 0.6~2.5MPa，对于热网中常用的管道，其公称壁厚要远远大于该压力所需的设计壁厚，内压产生的实际应力也就远远小于管材的屈服应力。相反，由于管道中热胀变形不能完全释放，使管道产生了较大的轴向压力和压应力，其中轴向压应力可能与屈服应力处于同一量级上。因此，在直埋敷设热力管道中，内压的影响较小，管道产生爆裂的可能性很小，而温度的影响则较大，管道强度设计中应主要考虑温度变化产生的循环塑性变形和疲劳破坏。另外，由于承受轴向压力和压应力，管道还存在失稳问题，运行温度下的最大轴向压力和压应力是产生失稳的起因。

3.直埋管道中的作用模型

(1) 压力。热水管网供、回水管道的计算压力取设计条件下循环水泵最高出口压力加上循环水泵与管道最低点地形高差产生的静水压力。

(2) 温度。管道工作循环最高温度 (T_1) 取用室外供暖计算温度下的热网计算供水温度。管道工作循环最低温度 (T_2)，对于全年运行的管网取 30℃；对于只在供暖期运行的管网取 10℃。计算安装温度 (T_0)，对于冷安装取安装时当地可能出现的最低温度；对于预应力安装取预热温度。

(3) 土壤摩擦阻力。土壤的轴向摩擦力计算采用

$$F = \pi \rho g \mu \left(\frac{H + D_K}{2} \right) D_K$$

式中 F ——单位长度的轴向摩擦力，N/m；

ρ ——土壤密度，kg/m³；

g ——重力加速度，可取 9.81m/s²；

μ ——摩擦系数；

H ——管顶覆土深度，m；

D_K ——管道保护层的外径，m。

土壤摩擦阻力的大小是随管道变形次数而变化的。首次运行时为最大摩擦阻力 $F_{\max}$ ，随着运行次数的增加，下降至稳定的最小摩擦阻力 $F_{\min}$ ，它们分别对应着最大摩擦系数 $\mu_{\max}$ 和最小摩擦系数 $\mu_{\min}$ 。摩擦系数与外套管材质和回填料有关。当外套管壳为高密度聚乙烯或玻璃钢时，取值见表 7-1-2。

表 7-1-1 土壤摩擦系数

中砂		粉质粘土或砂质粉土	
$\mu_{\max}$	$\mu_{\min}$	$\mu_{\max}$	$\mu_{\min}$
0.4	0.2	0.4	0.15

(4) 土壤侧向压缩反力。土壤的侧向压缩反力按弹性地基梁理论中的温克尔假设计算

$$p = D_K C y$$

式中 p ——单位长度的侧向压缩反力, N/m;

C ——土壤的压缩反力系数, 一般可在 $1 \times 10^6 \sim 1 \times 10^7 \text{ N/m}^2$ 范围选取;

Y ——管道的侧向位移量, m。

4. 直埋热水管道的破坏方式及强度条件

从热力管道的角度, 管道可能存在六种破坏方式。当然, 针对不同的运行参数, 不同的管道规格, 实际出现的破坏方式也会发生变化。当管道安装有阀门时, 阀门可能具有与管道不同的破坏方式。

(1) 无限制塑性流动。内压在管壁中产生的环向应力属于一次应力, 若环向应力过大, 会使管壁出现无限的塑性流动, 进而导致管道爆裂。对于塑性流动, 应对一次应力进行极限分析。由于内压环向应力为一次薄膜应力, 故应控制内压环向应力不大于基本许用应力。但就城市供热管网而言, 由于内压环向应力远小于其极限值, 故一般不会出现这种破坏方式。

(2) 循环塑性变形。管道中的循环塑性变形是位移作用和力作用共同产生的, 但就直埋热力管道而言, 温度起决定性作用。当较大的温度变化, 而热胀变形又不能完全释放时, 在加热时, 管壁因轴向压应力而产生轴向压缩塑性变形; 而冷却时, 管壁因轴向拉应力产生轴向拉伸塑性变形, 即产生了轴向循环塑性破坏。对于循环塑性破坏, 应对一次应力和二次应力进行安定性分析, 控制一次应力和二次应力的合成应力变化范围不大于三倍的基本许用应力, 这样可以保证管道处于安定状态。

对于循环温差较大, 运行压力较高, 大管径的管道, 当热胀变形不能释放时, 极易出现循环塑性变形。在直埋管道设计中, 应防止管道的循环塑性变形。

(3) 低循环疲劳破坏。应力集中通常发生在管线中的弯头、三通、大小头及折角等处。在温度变化过程中, 应力集中在管道结构不连续处产生的峰值应力, 会引起管道的疲劳破坏。由于温度变化频率低, 故也称为低循环疲劳破坏。对于疲劳分析, 应对峰值应力的变化范围进行疲劳分析, 根据城市热网的温度变化规律, 控制峰值应力的变化范围不大于六倍的基本许用应力。弯头、三通、大小头及折角等处的疲劳破坏是直埋热网破坏的最主要方式。

(4) 高循环疲劳破坏。车辆质量通过车轮和土壤, 可作用在车行道下管道上, 使管道局部截面产生椭圆化变形, 相应地会产生应力集中。由于车辆荷载出现频率高, 故也称为高循环疲劳破坏。对于高循环疲劳破坏, 也应进行疲劳分析, 但通常通过覆土深度加以控制。对于规定的覆土深度 ($0.8 \sim 1.2 \text{ m}$), 一般不会出现高循环疲劳破坏; 而当覆土深度不能保证时, 总可以通过设置保护结构, 如在车行道下设置过街套管或设置混凝土保护板, 来避免两循环疲劳破坏。由于高循环疲劳破坏仅出现在管线的个别断面上, 并且总可以采取措加以解决, 故在管线设计时, 一般不考虑高循环疲劳破坏。

(5) 整体失稳。直埋管道在运行工况下的轴向压力最大, 由于压杆效应, 可能会引起管线的整体失稳。当温升较高, 而热胀变形又不能完全释放时, 温升作用全部转化为很高的轴向压力, 极易出现整体失稳破坏; ①当埋深较浅时, 极易产生整体纵向失稳;

②当管线附近平行开沟时，又极易产生整体水平失稳。

对于整体失稳，应按杆件受压失稳模型进行稳定分析，其中压力来自于温度变形不能完全释放，而管道自重、土壤作用力是阻止管道失稳的因素。在直埋管道设计中，应防止管道的整体失稳出现。

(6) 局部失稳。从管道局部看，管道属于薄壁壳体，在轴向压力作用下，管壁也存在受压局部失稳的问题。大量的试验表明，局部失稳的可能性，随着管壁增厚而减小，但随着钢管平均半径增大而增加，因此，对于运行温度较高且管径较大的热网，应特别注意局部失稳问题。对于局部失稳或局部屈曲，应接受压薄壁壳体模型进行稳定性分析。然而，针对我国的情况，管材管壁较厚，在通常的热网温度下，管径不大于 D_n500 的管道一般不存在局部失稳问题。

(7) 阀门的破坏。当直埋管网中使用阀门时，在高轴向内力的作用下，由于阀门的材料及结构不同于钢管，阀门会产生不同于管道的破坏方式。此外，阀门的较大变形也可导致阀门不能正常工作。为了防止阀门破坏或失效，直使阀门承受轴向力和压力满足产品的要求。我国现暂无直埋管道中阀门的标准，阀门生产厂家一般没有给出阀门所能承受的最大轴向力数据，阀门通常按公称压力选用，经常会出现阀门被拉坏的现象，因此，阀门也是直埋热网中的一薄弱部件，在管网设计中，应特别注意。

5. 直埋热水管道系统的设计原则

(1) 直埋管道系统是由下列部件组成的：①管道（直管）；②弯头（包括定线时自然形成和设计时人为设置的补偿弯管）；③方向变化管段（弹性弯曲或折角）；④三通；⑤大小管；⑥阀门；⑦补偿器和固定墩。

(2) 直埋管道系统的设计原则，就是根据给定的管径和管网走向，通过采取一定技术措施，使预制保温管系统中的管道及管道附件，在相应设计条件下，都能满足相应标准中的强度条件，从而使预制保温管系统处于安全状态。

对于管径不大于 D_n500 的直埋热网，在管道系统设计时，只需注意下列破坏方式：①直管段的循环塑性破坏和整体失稳破坏；②管网中弯头、折角、三通和大小头，以及阀门薄弱部件产生的破坏。

(3) 技术措施包括：①与有关部门协调，进行管网定线的调整，充分地利用弯管进行补偿；②合理地设计管件结构，如三通的加强，来提高管件的抗破坏能力；③合理地布置补偿器和固定墩，来保护管网的危险部件。

四、直埋热水管道系统的安装方式

直埋管道中的应力是热胀变形不能完全释放而产生的。因此，通过选择不同的安装方式，可以改变热胀变形的大小和变形的释放程度，进而改变管道的应力水平。热胀变形的大小与零应力状态对应的温度有关，零应力状态温度的提高，可降低热胀变形的大小。根据此温度是否等于安装时的环境温度，管道可分为：

(1) 冷安装：零应力状态对应的温度等于安装时的环境温度。

(2) 预应力安装：零应力状态对应的温度等于预热温度。

变形的释放程度与补偿装置的设置有关，当设置补偿装置时，补偿装置吸收了附近管道的热胀变形，使附近一定范围内管道的热胀变形得到释放。根据热胀变形能否释放，管道又可分为：①无补偿安装，两固定墩之间或远离补偿装置而处于锚固状态的管道（锚固段），其热胀变形不能被补偿装置所吸收，如图 7-1-6 所示。②有补偿安装，补偿装置附近处于滑前状态的管道（滑动段），其热胀变形能被补偿装置所吸收，如图 7-1-6 所示。

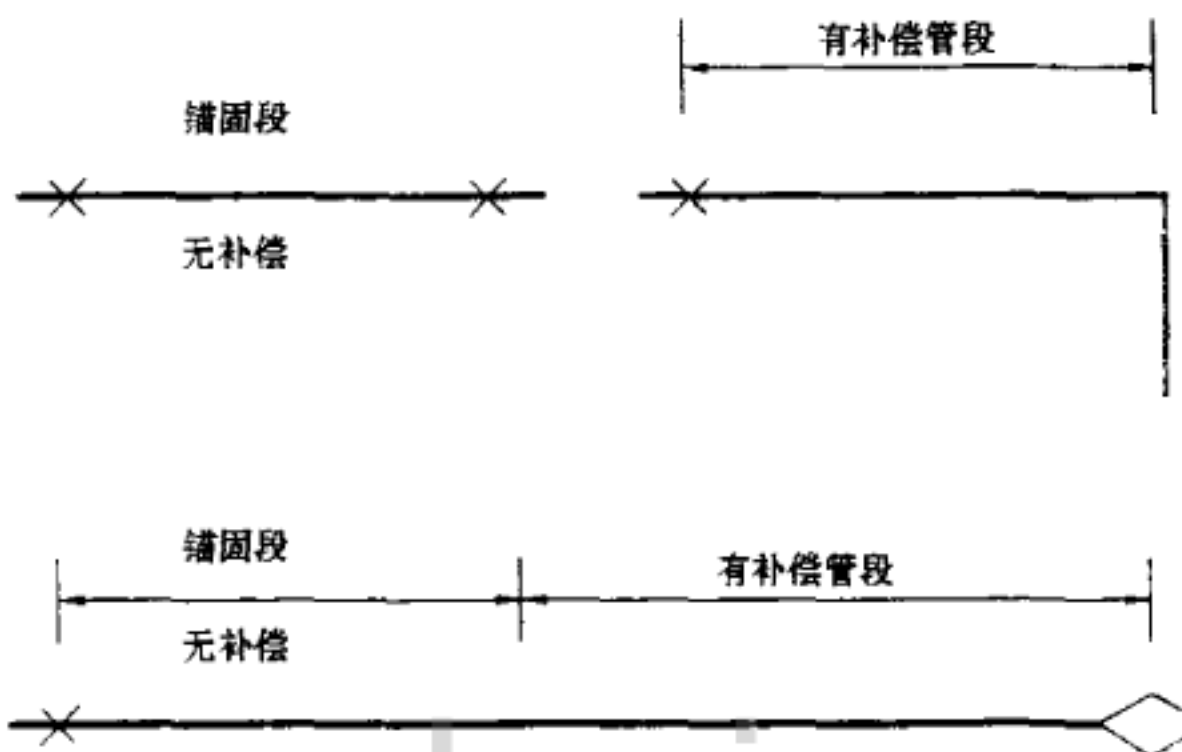


图 7-1-6 无补偿与有补偿安装

1. 无补偿冷安装

管道回填时，既不进行预应力，也不进行补偿，温度变化时管段处于不动的锚固状。无补偿冷安装是最简单和最经济的安装方式，但运行工况下管道承受较高压力。在满足强度条件时，管段应优先采用这种安装方式。

2. 有补偿安装

当管段中设置补偿装置（弯管补偿器或波纹管补偿器）时，补偿装置附近处于滑动状态的管段属于有补偿安装，由于设置弯管补偿器或波纹管补偿器，必然增加补偿装置的投资，对于波纹管补偿器，还增加了管网的事点。因此，应避免在整个管网中都采用有补偿安装方式，但在管网设计中，局部管段采用这种安装方式还是比较安全经济的。

3. 预应力安装

预应力安装方式，实质上是改变管道的安装温度，使之等于预热温度，当管道温度等于预热温度时，管道应力为零，而当管道温度恢复至环境温度时，使管道产生预应力效果。可以通过预热的方式和采用一次性补偿器的方式来实现预应力安装方式。

(1) 预热方式是管道在回填前进行预热，加热到顶热温度时进行回填，立即可产

生预应力效果。采用预热方式时，应具备预热热源，同时现场条件允许管沟敞口。

(2) 采用一次性补偿器的方式时，管道安装后可立即回填。在首次加热过程中，当补偿管段的热胀变形量达到在预热温度下的自由膨胀变形量时，就可焊接该一次性补偿器。通过多次温度变化，使应力均匀分布，从而达到预应力效果。采用一次性补偿器的方式，不需要预热热源，并且只需补偿器附近的管沟敞口，但是增加了一次性补偿器的费用。

4. 补偿状态及安装方式

(1) 影响温度应力的因素。直埋管道中的应力是温度和内压作用共同产生的，但两者所占比例有很大不同。一般地讲，温度产生较大的温度应力，而内压产生较小的内压应力；因此，温度应力决定了直埋供热管道的应力状态。

直埋供热管道的温度应力取决于：温度变化产生的热胀冷缩变形的大小和温度变化产生的热胀冷缩变形的释放程度。

热胀冷缩变形对应的温度变化由下面两个温度确定：管线整体焊接时的管道温度是温度变化的始点，以及运行工况下的管道温度是温度变化的终点。

设计供水温度与管线整体焊接时的管道温度之差，是管道受热膨胀时的最大温升变化。

管道的热胀冷缩变形的释放取决于：管段中是否设置补偿装置（补偿器或补偿弯管）和所计算的管道是否处在补偿装置的作用范围内。

(2) 补偿状态。

1) 摩擦长度。在温度变化时，设置补偿装置的管道将产生向补偿装置释放热胀冷缩变形的趋势。然而，由于土壤摩擦阻力的约束作用，管道热胀冷缩变形的释放只能出现在靠近补偿装置的有限长度的管段内，该管段的长度即为补偿装置的作用范围。

在升温过程中，管段能够向补偿装置释放热胀变形的最大长度，称为摩擦长度。

摩擦长度取决于下列因素：①补偿装置型式（补偿器或补偿弯管）；②影响土壤摩擦力大小的覆土深度；③运行条件（主要是设计供水温度）；④安装方式。

显然，在最大摩擦长度内，管道热胀变形的释放程度有所不同，靠近补偿装置的管道变形释放程度较大，该处管道截面的应力相应较小，远离补偿装置的管道变形释放程度较小，该处管道截面的应力相应较大。图 7-1-7 给出了道轴向力变化曲线。

2) 有补偿管段和无补偿管段。在补偿装置摩擦长度之内的管段中，管道的热胀变形都得到一定的释放，管道将产生滑动，该管段称为滑动段。由于补偿装置对滑动段内管道的热胀变形起到了补偿作用，滑动段也称为有补偿管段。如图 7-1-8 所示。

在补偿装置摩擦长度之外的管段和无补偿装置的管段中，管道的热胀变形完全不能释放，管道处于锚固状态，该管段称为锚固段。由于补偿装置对锚固段内管道的热胀变形起不到补偿作用，锚固段也称为无补偿管段。

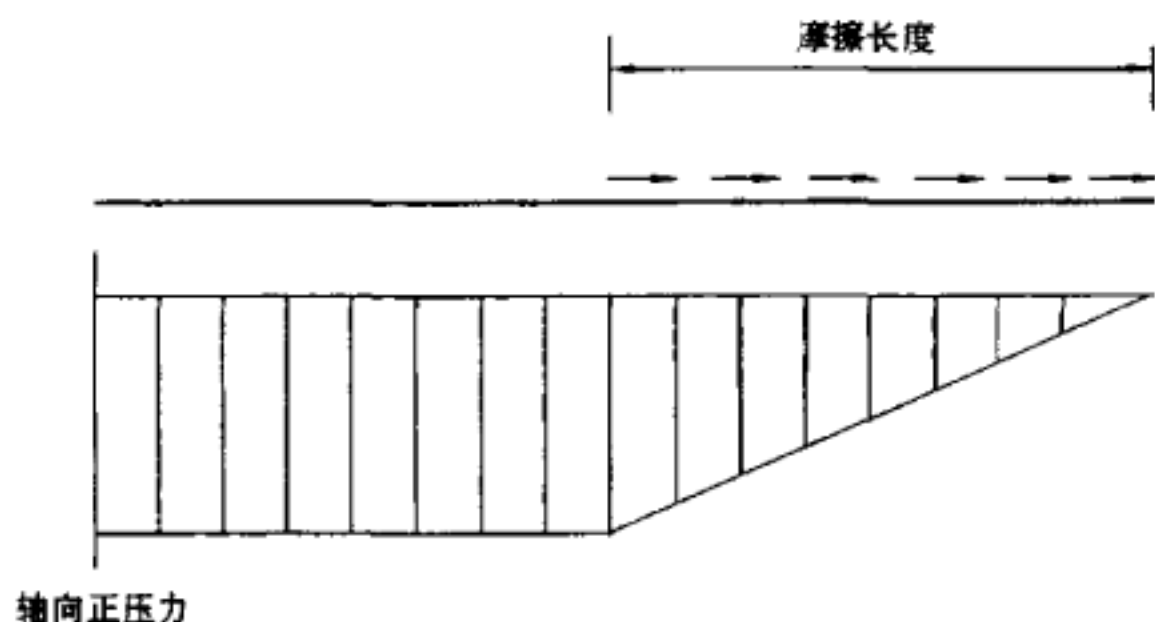


图 7-1-7 管道轴向力变化曲线

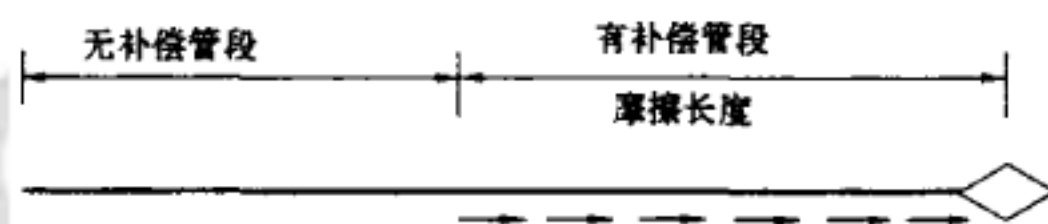


图 7-1-8 有补偿与无补偿管段

3) 有补偿管段和无补偿管段的形成方式。

a. 补偿装置自然形成的有补偿和无补偿管段。直管两端的补偿装置间距大于两倍的摩擦长度时，在两端分别形成两个不相连的长度等于摩擦长度的有补偿管段，其余部分为无补偿管段，有补偿和无补偿管段的分界点称为锚固点。可以看出，两个锚固点间为无补偿管段，而锚固点和补偿装置间为有补偿管段。见图 7-1-9 所示。

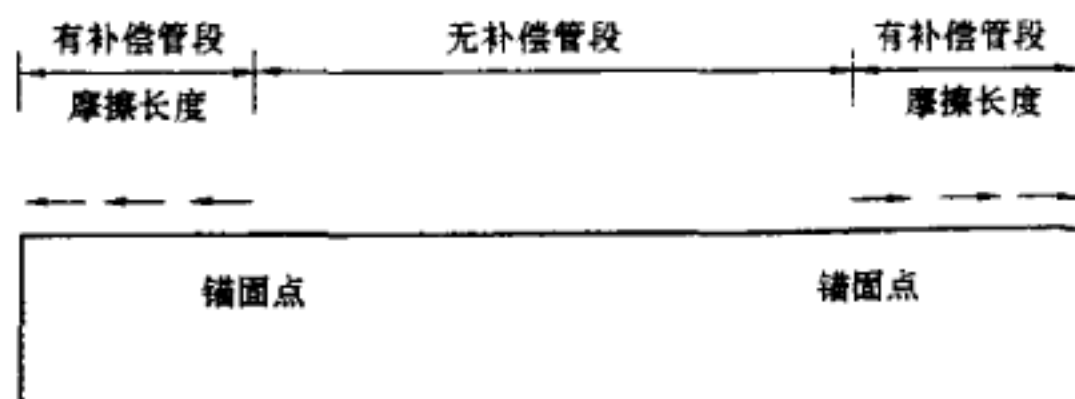


图 7-1-9 有补偿与无补偿管段的形成方式

直管两端的补偿装置间距小于或等于两倍的摩擦长度时，将形成两个相连的长度相等的有补偿管段，而没有无补偿管段出现。有补偿管段的长度等于两补偿装置间距之半，两个有补偿管段的分界点称为驻点。这时，在直管段中，仅存在一个驻点，驻点和补偿装置间为有补偿管段。

b. 固定墩控制下的有补偿和无补偿管段。当管道上设置固定墩时，固定墩处的点称

为固定点。当两固定墩间没有设置任何补偿装置时，两固定墩间的管道形成无补偿管段。当固定墩与某一端补偿装置的间距小于或等于摩擦长度时，固定点和该补偿装置间的管道全部处于有补偿管段，而没有无补偿管段出现，此时，有补偿管段的长度受固定点控制。对于另一侧管段，当固定墩与该侧补偿装置的间距小于或等于摩擦长度时，则管道也将全部处于有补偿管段，否则，只在靠补偿装置端形成长度等于摩擦长度的有补偿管段，而锚固点和固定点的管道为无补偿管段，如图 7-1-11 所示。

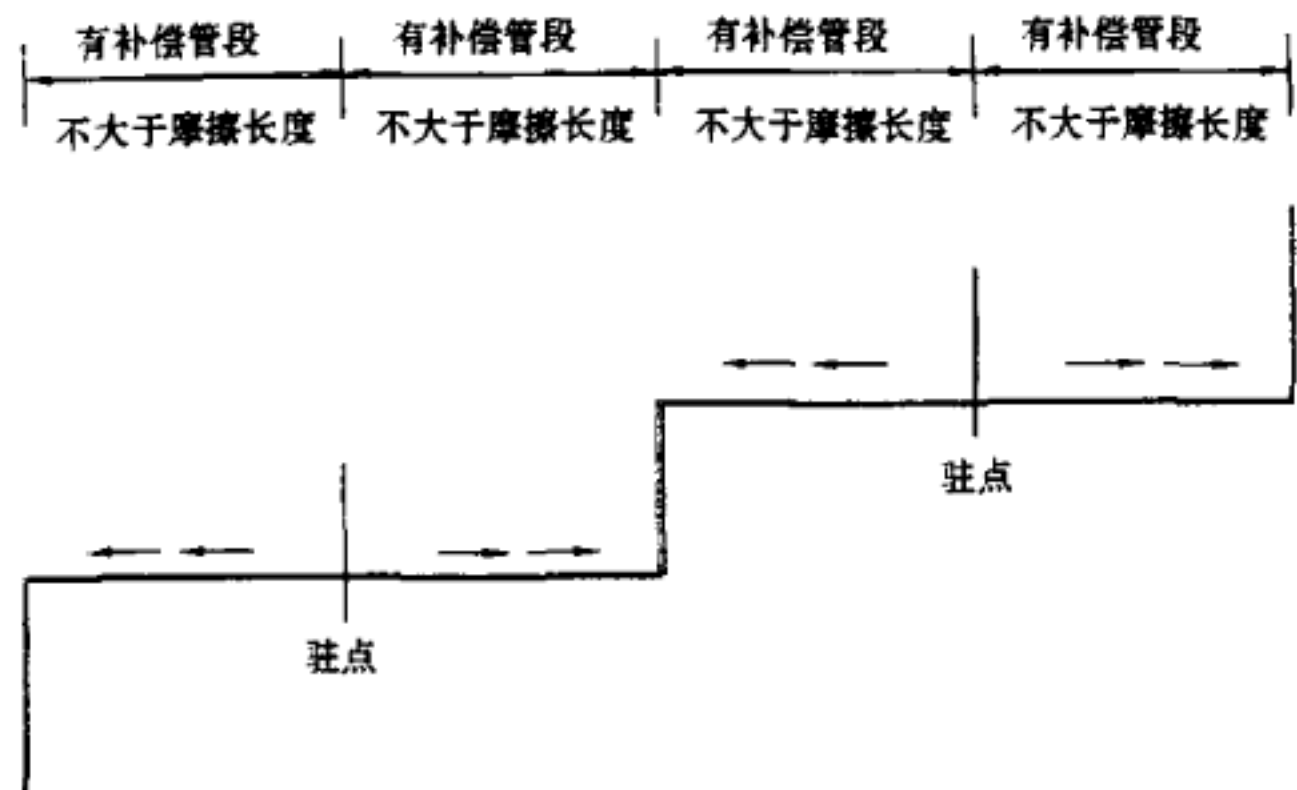


图 7-1-10 仅存在由驻点形成的有补偿管段



图 7-1-11 固定墩控制下无补偿管段

5. 安装方式分类及选择

(1) 安装方式分类。根据整体焊接管线时的管道温度是否等于回填时的环境温度，安装方式可分为：①冷安装，整体焊接管线时的管道温度等于回填时的环境温度。②预应力安装，整体焊接管线时的管道温度高于回填时的环境温度。

1) 冷安装方式。管线焊接和沟槽回填等安装过程都在冷态条件下进行。在冷态的环境温度下，管道处于零应力状态。在运行工况下，由于温升较大，锚固段的应力和内力，以及滑动段中补偿装置处的位移量都较大。

2) 预应力安装方式。管道从环境温度到焊接温度间的热胀变形提前释放。在此之后,当管道温度等于环境温度时,管道处于拉应力状态,而产生预应力效果。在运行工况下,由于一定量的热胀变形提前释放,锚固段的应力和内力,以及滑动段中补偿装置处的位移量都有较大程度的下降。

根据管线焊接与管沟回填的先后顺序,预应力安装可以分为预热安装方式和采用一次性补偿器安装方式:

a. 预热方式。管道在回填前进行预热,当管道被加热到预热温度时,焊接管线,然后进行回填。在预热安装方式中,热胀变形的释放是在敞口条件下进行的,可在管段中立即产生均匀分布的预应力效果。

b. 一次性补偿器方式。管线中设置一次性补偿器,用以吸收从环境温度到预期的预热温度的热胀变形。管道焊接后,除一次性补偿器附近的管线外,其余部分的管沟可立即回填。在首次加热过程中,当一次性补偿器的补偿量达到补偿管段所要提前释放的热胀变形量时,就可焊接该一次性补偿器,实现管线的整体焊接。在一次性补偿器安装方式中,释放热胀变形的过程是在管沟已回填的情况下进行的,热胀变形将受到土壤摩擦力的限制,焊接一次性补偿器时的实际预热温度要高于预期的预热温度,并只有通过多次温度变化后,才能达到整个管线预应力均匀分布的效果。

(2) 冷安装方式的选择。在冷安装方式中,根据管道与补偿装置的位置关系,管道可能处于锚固状态,也可能处于滑动状态,换言之,采用冷安装方式的热网管段又分为无补偿管段和有补偿管段。

形成有补偿管段的补偿装置可以是:管道定线时自然形成的补偿弯管;人为设计的L型、Z型和U型补偿弯管;补偿器。

1) 只有定线时自然形成的补偿弯管。由于没有人为设计的补偿器和补偿弯管,以及补偿器所需的检查室和补偿弯管所多占的线位,这种冷安装是最简单和最经济的安装方式。但是,由于自然形成的补偿弯管往往间距过大,这样,通常会出现无补偿管段。尽管无补偿管段承受较高应力和内力作用,但是在通常条件下,管道的应力均能满足强度要求。当管道满足下列条件,应优先采用这种冷安装方式:

- a) 设计供水温度不大于 130°C ;
- b) 覆土埋深不小于 1m ;
- c) 高程变化平缓;
- d) 公称直径不大于 500mm 。

然而,对于整个供热管网而言,所有管段都能满足上述条件是很困难的。在设计中,上述条件不能满足的无补偿管段可能会出现下列问题:

- a) 设计供水温度过高时,直管可能产生整个横截面内的循环塑性变形破坏;
- b) 浅埋的管道和随地形在高程上变化剧烈的管道,可能产生整体失稳;
- c) 大管径的管道,可能产生局部皱结破坏;
- d) 无补偿管段中的管件及管道附件,如三通、折角和阀门等,也可能产生局部皱

结和疲劳破坏。

2) 人为地设置补偿弯管和补偿器。对于出现上述问题的无补偿管段, 在设计中可在局部管段中, 人为设置补偿弯管和补偿器, 使之形成有补偿管段, 以降低应力和内力的作用, 同时也就避免上述问题出现。

但是, 人为地设置补偿弯管和补偿器解决上述问题的同时, 也带来了新的问题: 人为设计增加的补偿装置, 降低了管网的经济性; 当采用补偿器时, 补偿器会取代管道, 而成为管网的危险点, 这又会增加管网的事故概率。因此, 在管网设计中, 应尽量减少补偿装置的设置, 更应避免使整个管网都处于有补偿管段中。

(3) 预应力安装方式的选择。采用预应力安装的热网管段也可分为无补偿管段和有补偿管段。在预应力安装中, 由于一部分热胀变形的提前释放, 即使是无补偿管段, 其应力和内力水平也都降低很多, 故除自然形成的补偿弯管外, 一般不再需要人为设置补偿器和补偿弯管。因此, 在采用预应力安装方式的热网中, 通常允许出现较大范围的无补偿管段。在管网设计中, 对于冷安装中的无补偿管段所出现的整体纵向失稳和局部皱结, 除了采用人为地设置补偿弯管和补偿器的方法加以解决外, 还可采用预应力安装方式加以解决。但值得注意的是, 由于预应力安装方式不能降低应力变化幅度, 故不能解决冷安装中的无补偿管段所出现的循环塑性变形破坏。

进行预应力安装, 可采用两种不同的方法来实现:

1) 预热安装。采用预热安装, 可立即产生预应力效果, 但安装时应具备预热热源, 同时现场条件允许管沟敞口。对于敷设在城市郊区的输送管线和敷设在市区内现场条件允许管沟敞口的管线, 预热安装是可考虑选用的一种预应力安装方式。

2) 一次性补偿器安装方式。采用一次性补偿器安装方式, 需通过多次温度变化, 才能达到预应力效果。尽管增加了一次性补偿器的费用, 但安装时不需要预热热源, 同时大部分管沟可立即回填。对于市区内敷设的管线, 可考虑采用这种预应力安装方式。

五、管道强度计算

在直埋热力管网中, 直管段占有相当大的比例, 合理地进行直管段的强度设计对整个热网安全经济的运行具有重要意义。在直管段的强度设计中, 应采取一定的措施, 防止直管段中的管道出现下列破坏: ①温度变化产生的应力变化导致的循环塑性变形; ②运行温度下高的轴向压力导致的管线整体失稳。

1. 强度条件

(1) 循环塑性变形。直埋管道处于两向应力状态: 内压产生环向拉应力 F_h ; 热胀变形不能完全释放所产生轴向压应力。

采用最大剪应力强度理论 (第三强度理论), 满足安定性条件的总应力变化应满足

$$\Delta\sigma_j = \Delta\sigma - \Delta\sigma \leq 3 [\sigma]_j^t$$

$$\Delta\sigma_h = \sigma_h = \frac{p_s r_n}{\delta}$$

式中 $\Delta\sigma_j$ ——在运行与停运工况间的总应力变化, Pa;
 $\Delta\sigma_h$ ——环向拉应力的变化, 因停运时内压为零, 实际就是 σ_h , Pa;
 $\Delta\sigma$ ——轴向压应力的变化, 与运行和停运时的轴向力分布有关, Pa;
 $[\sigma]_j^t$ ——管材在计算温度下的基本许用应力, Pa;
 p_s ——计算压力, Pa;
 r_n ——钢管内壁半径, m;
 δ ——钢管壁厚, m。

(2) 整体失稳。按北欧标准 TC107, 避免整体失稳的垂直荷载 Q 应满足式

$$Q \geq \frac{\gamma_s N_z^2}{EI} f_0$$

式中 Q ——作用在管道上单位长度的垂直分布荷载, N/m;
 γ_s ——安全系数;
 N_z ——运行工况下的管道最大轴向力, N;
 E ——钢管的弹性模量, Pa;
 I ——管道截面的惯性矩, m²;
 f_0 ——初始扰度, m。

初始扰度 f_0 可按下式计算, 且最小值为 10mm

$$f_0 = \frac{\pi}{200} \sqrt{\frac{EI}{N_z}}$$

而垂直荷载 Q 包括下列三部分

$$Q = C_w + G + 2S_F$$

式中 G_w ——每米管长的土层重量, N/m;
 G ——每米管长的预制保温管自重 (包括介质及保温材料在内), N/m;
 S_F ——静土压力造成的剪切力, N/m。

2. 强度设计与计算

(1) 无补偿安装管段的存在条件。管道采用无补偿安装时, 应满足安定性的应力验算条件, 即

$$\Delta\sigma_j = E\alpha [T_1 - T_2] + (1 - \nu) \sigma_h \leq 3 [\sigma]_j^t$$

式中 α ——钢管的线膨胀系数, m/(m·℃);
 T_1 ——管道工作循环最高温度 (运行温度), ℃;
 T_2 ——管道工作循环最低温度, ℃;

ν ——泊松比。

利用上式，可得出无补偿安装的最大允许工作循环温差

$$(T_1 - T_2)_{\max} = \frac{1}{E\alpha} \{3 [\sigma]_t - (1 - \nu) \sigma_h\}$$

当钢管管材采用 Q235 钢号时，在不同压力工况下， D_n500 预制保温管进行无补偿安装的最大允许工作循环温差不同。在相同压力下，随着管径减小，内压环向应力减小，相应的最大允许工作循环温差也会增加，因此，只要实际循环温差不大于上表所列中的最大允许工作循环温差，管径不大于 D_n500 的管道都可进行无补偿安装。当实际循环温差大于 $(T_1 - T_2)_{\max}$ 时，锚固段是不安定的，这时，必须通过设置补偿装置消除锚固段，即必须采用有补偿安装方式。除此以外，还应保证在运行工况下的升温轴向力满足整体稳定性的要求。在运行工况下无补偿安装管段的升温轴向力可表示为

$$N_z = -EA\alpha (T - T_0) + A\omega_h$$

式中 N_z ——运行工况下锚固段的最大轴向力（负号表示压力），N；

A ——钢管的横截面积， m^2 ；

T_0 ——管道安装温度，当采用预热时，为预热温度， $^{\circ}C$ 。

(2) 有补偿安装管段的长度限制。当安定性强度条件允许锚固段存在时，当然也就允许滑动段存在，即对滑动段长度不加任何限制。当安定性强度条件不允许锚固段存在时，滑动段的长度将受到安定性强度条件的限制。根据安定性强度条件，应力变化应满足

$$\Delta\sigma_j = \frac{2F_j L + p_s A_j}{A} + \sigma_h \leq 3 [\sigma]_t$$

利用上式，可得滑动段最大长度

$$L_{\max} = \frac{(3 [\sigma]_t - \sigma_h) A - p_s A_j}{2F_j}$$

式中 L ——固定墩与补偿器的距离，m；

$L_{\max}$ ——滑动段最大长度，m；

A_j ——补偿器的有效面积， m^2 ；

F_j ——计算摩擦阻力，N/m， $F = 0.8F_{\max}$ ， $F_{\max}$ 为最大摩擦阻力，N/m。

从安全的角度，计算摩擦阻力应取最大摩擦阻力 $F_{\max}$ ，而实际上，随着运行次数的增加，摩擦阻力可能下降至最小摩擦阻力 $F_{\min}$ ，但这样又可能不安全，故取 $0.8F_{\max}$ 。

(3) 单一锚固段的强度设计。在运行工况下，固定墩处的内力（负号表示压力）始终为

$$N = -EA\alpha (T_1 - T_0) + A\omega_h$$

固定墩处的内力实际上就是固定墩单侧推力。

(4) 存在滑动段的强度设计。在运行工况下，对于较长的管段，仅补偿器附近的

管道处于滑动状态，而其余部分在滑动段的摩擦阻力作用下处于锚固状态，这时，管道中同时存在锚固段和滑动段，此时滑动段的长度称为摩擦长度，其大小为

$$L_F = \frac{EA\alpha (T_1 - T_0) - A\omega_h - A_j p_s}{F}$$

式中 F ——不同工况下（不同摩擦系数）的轴向摩擦阻力，N/m。

当固定墩到补偿器的距离小于摩擦长度时；整个管段都将产生滑动，这时只有滑动段存在；否则，仅发生在靠近补偿器的摩擦长度范围内，管道中同时存在滑动段和锚固段。

很显然，摩擦长度与摩擦阻力有关，对应于最大摩擦阻力 $F_{\max}$ 的称为最小摩擦长度 $L_{F\min}$ ；对应于摩擦阻力 $F_{\min}$ 的称为最大摩擦长度 $L_{F\max}$ ；滑动段起点轴向式补偿器的设计膨胀量为

$$\mu = \alpha (T_1 - T_0) L - \frac{\omega_h L}{E} - \frac{F_{\min} L^2}{2AE} - \frac{p_s A_j L}{AE}$$

式中 $F_{\min}$ ——最小摩擦阻力，N/m；

L ——固定墩与补偿器的距离（当管段两端对称设置补偿器时，取两补偿器间距之半），m，当 $L > L_{F\max}$ 时，取 $L = L_{F\max}$ ；

$L_{F\max}$ ——最大摩擦长度，mm。

在选择补偿器时，还应将计算的膨胀量乘以 1.1~1.2 的安全系数。由于摩擦阻力随着运行次数变化，这可能导致固定墩处内力的变化，即固定墩单侧推力的变化 c

最大单侧推力（负号表示压力）为

$$N_{\max} = - (F_{\max} L + P_s A_j)$$

式中 L ——固定墩与补偿器的距离（m），当 $L > L_{F\min}$ 时，取上 $L = L_{F\min}$ ；

$L_{F\min}$ ——最小摩擦长度，m。

最小单侧推力（负号表示压力）为

$$N_{\min} = - (F_{\min} L + P_s A_j)$$

式中 L ——固定墩与补偿器的距离，m。

当 $L > L_{F\max}$ 时，取 $L = L_{F\max}$ ，在上两式中，给出的仅是固定墩的单侧推力，为了计算固定墩的设计推力，还要对两侧推力进行合成。

3.直埋管道设计

由于弯头上危险点处的环向应力和轴向应力都为拉应力，而径向应力（最小主应力）近似为零，当采用第三强度理论时，弯头处的总应力就是环向应力，它包括弯矩产生的环向应力和内压产生的环向应力两部分。

采用简化疲劳分析时，弯头处总应力的变化幅度及其强度条件可表示为

$$\Delta\sigma_j = \beta \frac{\Delta M \gamma'_n}{I'} + \Delta\sigma'_h \leq 6 [\sigma]$$

$$\beta = \frac{1.8}{\lambda^{\frac{2}{3}}}$$

$$\lambda = \frac{R\delta'}{\gamma'_p}$$

式中 $\Delta\sigma_j$ ——弯头处总应力的变化幅度, Pa;

$\Delta\sigma'_h$ ——弯头处环向拉应力的变化, 实际就是运行工况下的环向拉应力, Pa;

ΔM ——弯头处的弯矩变化, Nm;

β ——疲劳试验应力加强系数;

λ ——弯管尺寸系数;

R ——弯头的弯曲半径, m;

γ'_p ——弯头处的钢管平均半径, m;

γ'_w ——弯头处的钢管外壁半径, m;

γ'_n ——弯头处的钢管内壁半径, m;

I' ——弯头上钢管的惯性矩, m⁴;

δ ——弯头处的钢管壁厚, m。

(1) 计算方法。强度计算中, 可以采用有限单元法或弹性抗弯铰解析法进行计算。采用有限单元法时, 将弯头看成有限个柔性变大的直管单元; 而采用弹性抗弯铰解析法时, 将弯头简化为弹性抗弯铰。

采用弹性抗弯铰解析法时, 为简化公式, 通常忽略管臂两端点的剪力, 这时, 弯管的臂长应满足下式

$$L_i \geq \frac{2.3}{k} \quad (i = 1, 2)$$

$$k = \sqrt{\frac{CD_k}{4EI}}$$

下面的计算采用了这种经过简化的弹性抗弯铰解析法。

(2) 固定墩处升温轴向力的计算。

1) 摩擦长度。在摩擦力的作用下, 升温时弯头两侧产生位移的管道存在一极限滑动长度 (即摩擦长度)。当固定墩到弯头的距离 (即弯臂长度) 小于摩擦长度时, 整个弯臂都将产生滑动; 否则, 滑动仅发生在靠近弯头的摩擦长度范围内。弯管管段摩擦长度可按下式计算

$$L_f = \sqrt{Z^2 + \frac{2Z}{F} [EA\alpha (T_1 - T_0) + P_s A_0 - A\alpha t_1]} - Z$$

$$Z = \frac{Atg^2 \frac{\varphi}{2}}{2k^3 I (1 + C_M)}$$

$$C_M = \frac{1}{1 + KkR\varphi \frac{I}{I'}}$$

式中 A_0 ——弯臂上钢管的流通面积, m²;

φ ——弯头的转角, rad;

K ——柔性系数;

F ——不同工况下(不同摩擦系数)的轴向摩擦阻力(N/m)。

同直管的摩擦长度一样, 摩擦阻力的变化导致弯管摩擦长度的变化。最大摩擦阻力 $F_{\max}$ 对应的是最小摩擦长度 $L_{F\min}$, 最小摩擦阻力 $F_{\min}$ 对应的是最大摩擦长度 $L_{F\max}$ 。

2) 固定墩处升温轴向力。这里仅分析弯臂对称的情况, 不同轴向摩擦阻力工况下固定墩处管道的升温轴向力(对固定墩的单侧推力)

$$N = FL + [EA\alpha (T_1 - T_0) + p_s A_0 - A\omega_h - 0.5FL] \left(1 + C_M + \frac{Atg^2 \frac{\alpha}{2}}{2k^3 IL} \right) - p_s A_0$$

式中 L ——固定墩到弯头的距离(弯臂长度), 当 $L > L_F$ 时, 取 $L = L_F$ 。

弯管在固定墩处的轴向力由三部分组成: 右侧第一项表示管臂上的土壤摩擦力; 第二项表示另一弯臂上的土壤侧向压缩反力, 数值上等于弯臂在弯头处的轴向内力; 第三项表示弯头处内压产生的盲板力。

当首次升温时, 管道上作用着最大摩擦阻力 $F_{\max}$, 可能出现最大升温轴向力 $N_{\max}$; 多次运行后, 变成最小摩擦阻力 $F_{\min}$, 可能出现最小升温轴向力 $N_{\min}$ 。

(3) 弯头弯矩变化及最大弯臂长度。

1) 收缩长度。在升温时, 摩擦阻力阻止了管道向弯头的自由滑动, 同时形成了产生滑动的摩擦长度; 而降温过程中, 反向摩擦阻力也会阻止管道背向弯头的自由收缩, 使反向收缩的管道也存在一极限滑动长度, 相应可称为收缩长度。降温过程中, 不同轴向摩擦阻力工况下弯管的收缩长度可按下式计算

$$L'_F = \sqrt{Z^2 + \frac{Z}{F} [EA\alpha (T_1 - T_2) + p_s A_0 - A\omega_h]} - Z$$

同摩擦长度一样, 收缩长度也存在最大收缩长度 $L'_{F\max}$ 和最小收缩长度 $L'_{F\min}$ 。

2) 弯头处弯矩变化。不同轴向摩擦阻力工况下, 弯头处弯矩变化为

$$\Delta M = [EA\alpha (T_1 - T_2) + p_s A_0 - A\omega_h - FL] C_M tg \frac{\alpha}{2} / k \left[1 + C_M + \frac{Atg^2 \frac{\alpha}{2}}{2k^3 IL} \right]$$

式中 L ——固定墩到弯头的距离(弯臂长度), 当 $L > L'_F$ 时, 取 $L = L'_F$ 。

将 ΔM 代入弯头强度条件中, 可计算出弯头处总应力的变化幅度。从不利的角度, 摩擦阻力达到稳定的最小值 $F_{\min}$ 时, 总应力的变化幅度最大, 故应以 $F_{\min}$ 和 $L'_{F\max}$ 作为强度设计的依据。

3) 最大安装弯臂长度的计算。当 $L = L'_{F\max}$ 时, 弯头处弯矩和应力变化达到最大值, 即使弯管的弯臂长度再增加, 弯矩和应力变化也不会再增加。若此时满足弯头的强度验算条件, 说明任意弯臂长度的弯管管段都能满足强度条件, 或者说, 对最大安装弯臂长

度没有任何限制。

否则，根据强度验算条件，存在一满足强度条件的最大弯臂长度，可按下式计算

$$L_{b\max} = \frac{B - \sqrt{B^2 - \frac{2C_M F_{\min} A \Delta M_{\max} \lg^3 \frac{\varphi}{2}}{k^2 I}}}{2C_M F_{\min} \lg \frac{\varphi}{2}}$$

其中 $B = [EA\alpha (T_1 - T_2) + p_s A_0 - A\alpha\omega_h] C_M \lg \frac{\varphi}{2} - k\Delta M_{\max} (1 + C_M)$;

$$\Delta M_{\max} = \frac{I}{R'} (3 [\sigma]_j - 0.5\delta_h)$$

(4) 固定墩设计。

1) 固定墩推力的计算原则。固定墩通常承受两侧管道的作用力，固定墩的合成推力（作为固定墩结构设计的依据）应是两侧管道单侧推力的代数和。

由于摩擦阻力的不断变化，以及两侧管道在变化的摩擦阻力工况中所处的状态不同，两侧管道单侧推力不一定与摩擦阻力成比例变化。因而，难以明确地看出：最不利的工况（即两侧作用力的代数和为最大的工况）出现在哪一次管道循环运行次数上，亦即在摩擦阻力为哪一个 F_i （由 $F_{\max}$ 至 $F_{\min}$ ）的工况上。因此，必须对每次循环的工况计算两侧管道的代数和，然后才能确定出在哪一状况下其合成推力为最大的设计值。另外，在计算合成推力时，还应考虑在单侧推力较小的一侧乘以不均匀抵消系数。对于处在滑动段的固定墩，摩擦阻力和位移产生的反作用力乘以 0.8；对于处在锚固段的固定墩，热胀变形不能释放而产生的作用力乘以 0.9。

2) 固定墩设计

a. 固定墩稳定性验算。

抗滑移条件为

$$K_h = \frac{K_z E_p + f_1 + f_2 + f_3}{E_a + T} \geq 1.3$$

抗倾覆条件为

$$K_q = \frac{K_z E_p X_2 + (G + G_1) \frac{d}{2}}{E_a X_1 + T (H_0 - h_2)} \geq 1.5$$

土壤承载条件为

$$\sigma_{\max} \leq 1.2f$$

其中

$$E_p = \frac{1}{2} \rho g b h (h_1 + H_0) \lg^2 \left(45 + \frac{\varphi}{2} \right)$$

$$E_a = \frac{1}{2} \rho g b h (h_2 + H_0) \lg^2 \left(45 - \frac{\varphi}{2} \right)$$

上式中 K_h ——抗滑移系数;
 K_q ——抗倾覆系数;
 E_p ——被动土压力, N;
 E_a ——主动土压力, N;
 α ——填土密度, kg/m^3 ;
 g ——重力加速度, 9.8m/s^2 ;
 $\sigma_{\max}$ ——固定墩底面对土壤的最大应力, Pa;
 f ——地基承载力设计值, Pa;
 f_1, f_2, f_3 ——固定墩底面、侧面和顶面与土壤的摩擦力, N;
 T ——管道对固定墩的推力, N;
 K_z ——固定墩被动土压力折减系数, 可取 0.4~0.7;
 G ——固定墩自重, N;
 G_1 ——固定墩上部覆土质量, N;
 b, d, h ——固定墩几何尺寸 (宽、厚、高), m;
 h_1, h_2, h_0 ——固定墩顶面、管扎中心和底面至地面的距离, m;
 X_1 ——主动土压力作用点至固定墩底面的距离, m;
 X_2 ——被动土压力作用点至固定墩底面的距离, m;
 ϕ ——回填土的内摩擦角, 对于砂土, 取 30° 。

4. 直埋蒸汽管道设计的理论基础

直埋蒸汽管道由于温度、压力比较高, 所以结构形式与热水管道有本质的区别, 热水管道为三位一体的结构, 而蒸汽管道要求工作钢管与保温层和外套管脱开, 因此, 直埋蒸汽管道的设计与热水管道的设计方法有一定区别, 但是理论基础 (例如管道膨胀量的计算) 基本相同, 蒸汽管道的设计方法与地沟管道的设计大体相同, 在目前的施工条件下采用常规有补偿敷设方式。

对于采用抽真空系统的“钢套钢”直埋蒸汽管道, 抽真空管段长度的设计可以按照管径的大小选择, 通常每 0.5~1.0km 设置为一段真空管段。

5. 热力管道的热损失计算

(1) 单管直埋热损失计算。当热力管道埋在土壤中时, 土壤是有一定热阻的。热流从热媒通过管壁、保温层和土壤传到地表面, 然后散失到大气中。一条埋设在土壤内的有保温的热力管道, 土壤热阻的计算公式如下

$$R_{tr} = (1/2\pi\lambda_{tr}) \ln \{ (2h_{dl}/d_w) + ((2h_{dl}/d_w)^2 - 1)^{1/2} \}$$

$$h_{dl} = h + (\lambda_{tr}/\alpha)$$

式中 R_{tr} ——包括从土壤到空气的外热阻在内的土壤热阻, $^\circ\text{C}/(\text{W/m})$;
 λ_{tr} ——土壤的导热系数, $\text{W/m} \cdot ^\circ\text{C}$;
 d_w ——保温层外径, m;

h_{dl} ——当量埋设深度, m;

h ——从地表面到管中心线的埋设深度, m;

α ——地表面的空气的放热系数, $W/m \cdot ^\circ C$;

λ_{tr}/α ——代替土层外热阻的当量土壤厚度, m。

当埋设深度足够大时, 上式可以简化为以下形式也不致引起显著的误差 (当 $2h/d=2$ 时, 误差为 5%)

$$R_{tr} \approx (1/2\pi\lambda_{tr}) \ln (4h_{dl}/d_w)$$

直埋在土壤内的有保温热力管道的热损失可以按下面公式来计算

$$Q = (1 + \beta) (t_r - t_w) / \{ \sum [1 / (2\pi\lambda_i)] \ln (d_{iw}/d_{in}) + R_{tr} \}$$

式中 t_r ——热媒平均温度, $^\circ C$;

t_w ——外部空气温度, $^\circ C$;

λ_i ——第 i 像温层导热系数, $W/m \cdot ^\circ C$;

d_{iw} ——第 i 保温层外径, m;

d_{in} ——第 i 保温层内径, m;

β ——附加损失系数 (阀门、支架、补偿器等未保温部分)。

在计算时如果不考虑外热阻, 这时可以用热力管道埋深处的土壤温度代替外部空气温度。

(2) 双管平行直埋热损失计算。如果两条热力管道平行地敷设, 则每条管道的温度场就会增加, 热流就会相互影响。如果第一条热力管道的温度比第二条管道高, 则第二条管道的热损失就将减少。而当两者的温差很大时, 一般第二条管道就可以看作没有热损失。

为了考虑平行敷设的热力管道的相互影响, 可以引用一个假设的附加热阻 R_f 。双管平行直埋的附加热阻可按式计算

$$R_f = [1 / (2\pi\lambda_{tr}) \ln [1 + (2h/b)^2]]^{1/2}$$

式中 b ——两条管道中心线之间的水平距离。

对第一条和第二条管道的热损失可按式计算

$$Q_1 = [(t_1 - t_w) R_2 - (t_2 - t_w) R_f] / (R_1 R_2 - R_f^2)$$

$$Q_2 = [(t_2 - t_w) R_1 - (t_1 - t_w) R_f] / (R_1 R_2 - R_f^2)$$

总热损失等于第一条和第二条管道的热损失之和, 即

$$Q = (1 + \beta) (Q_1 + Q_2)$$

式中 t_1, t_2 ——第一条与第二条管道内的热媒温度, $^\circ C$;

t_w ——外部温度，取为热力管道中心线处的土壤自然温度，℃；
 R_1, R_2 ——第一条与第二条热力管道的热阻（包括保温与土壤的热阻），

第三节 直埋管道应用

一、高密度聚乙烯外护管聚氨酯泡沫塑料预制直埋保温管

北京豪特耐集中供热设备有限公司是中国集中供热行业中的具有国际水准的预制直埋保温管供应商，生产高密度聚乙烯外护管聚氨酯泡沫塑料预制直埋保温管和钢外护管预制直埋真空保温管。1998~2002 年公司承接了国内 30 余个重点市政和国外政府金融组织贷款的大型集中供热项目，直埋供热管道近几年在我国大量应用的实践证明，供热管道的直埋敷设具有多方位的社会经济效益，主要表现在以下几个方面：

1. 热损耗低，节约能源

由于热水直埋保温管采用聚氨酯硬质泡沫做保温层，其导热系数比其他过去常用的管道保温材料低的多（见表 7-1-3），某工程应用北京豪特耐集中供热设备有限公司生产的高密度聚乙烯外护管聚氨酯泡沫塑料预制直埋保温管，在采暖季进行热流密度的测试，共测试了两种管径 Dn125 和 Dn800 的管道，选择管道运行温度接近设计温度和平均温度两个时间进行测试，测试结果见表 7-1-2。

表 7-1-2 热流密度测试结果

供热管道	供水管			回水管	
	D _s 125	D _s 800	D _s 800	D _s 800	D _s 800
钢管温度 (℃)	93.4	76.5	76.5	48.8	48.8
外表温度 (℃)	12	18.8	18.8	15.7	15.7
环境温度 (℃)	10.3	15.5	15.5	15.5	15.5
保温厚度 (mm)	39	56	56	53.5	53.5
保护层厚 (mm)	3.5	14	14	14	14
热流密度 (W/m ²)	65	27.5	27.5	13.5	14.5
导热系数 (W/m·℃)	0.034	0.033	0.033	0.028	0.030
导热系数平均值	0.033			0.029	

表 7-1-2 中列出了热流密度的测试条件和测试结果，同时还计算了不同工况下保温材料的导热系数。鉴于实际条件下难以测得保温材料内表面温度，计算中按钢管表面温度与保护层外表面温度之差作为传热温差，厚度按保温材料与保温层厚度之和计算，所以导热系数并非聚氨酯的导热系数，而是保温材料和保护层的复合导热系数。

表 7-1-3 聚氨酯硬质泡沫与常用保温材料导热系数比较表

材料名称	导热系数 λ 值, kcal/(mhc)	材料名称	导热系数 λ 值, kcal/(mhc)
聚氨酯硬质泡沫	0.013 ~ 0.033	泡沫混凝土	0.11 ~ 0.34
石棉毡	0.1	水泥矿渣棉	0.07 ~ 0.087

从表 7-1-3 可以看出, 聚氨酯硬质泡沫塑料较其他保温材料的保温效果提高约 4~9 倍。

聚氨酯硬质泡沫吸水率很低, 吸水率低的原因是由于聚氨酯硬质泡沫的闭孔率高达 92% 左右。低导热系数和低吸水率加上保温层外面防水性能好的高密度聚乙烯, 克服了传统的地沟敷设供热管道“穿湿棉袄”状况, 大大减少了供热管道的整体热损耗。据大量工程测试, 聚氨酯保温管与其他保温材料保温的管道热损失比较, 大约可以降低损失 40%~60%。聚氨酯硬质泡沫保温管较沥青珍珠岩、水泥珍珠岩瓦做保温材料的保温管热损失小 2.5~4 倍。因“沟埋”管道大量使用非聚氨酯保温材料做保温层, 因此直埋与沟埋相比较, 汉因保温材料不同或是否抽真空热损耗和折合煤耗的平均比例为 1: 2.5, 即直埋较沟埋减少热损失或减少煤耗量约为 40%。每年全国供热耗标煤约 1.28 亿 t, 如果按能降低耗煤 20% 计算, 则全国每年可节煤 2560 万 t, 可为国家节约大量能源。

2. 工程造价低

据有关部门测算和对部分单应工程统计, 一般情况可以降低工程造价 10%~20%。主要体现在砌沟的土建费和开挖土方量上。

3. 防腐、绝缘性能好, 使用寿命长

高密度聚乙烯外壳, 钢外护管(带三层 PE 防腐)等均具有良好的防腐、绝缘和机械性能, 所以工作钢管外表面很难受到外界空气和水的侵蚀, 只要管道内部水质处理好, 据国外资料介绍保温管道使用寿命可以达 50 年以上。国内保温管标准规定, 使用寿命也可达 30 年。比传统的地沟敷设供热管道使用寿命高 2~3 倍。

4. 占地少, 施工快, 有利环境保护

直埋供热管道不需要砌筑庞大的地沟, 只需将保温管埋入地下。因此减少了工程占地, 减少土方开挖量约 50% 以上。大量的工厂化生产和少量的现场接头, 最大程度的提高整个工程的技术质量。

由于不需要大量运输砖、灰、石等建筑材料和土石方, 避免运输过程中排放的废气和尘土飞扬, 有利城镇环境保护。

二、钢外护管预制直埋真空保温管

1. 工程简介

北京豪特耐集中供热设备有限公司钢外护管预制直埋真空保温管道在北京和外地市场都得到了成功的应用, 其中典型的工程实例为北京某蒸汽管网改造工程, 该管网输

送蒸汽压力 1.6Mpa，设计蒸汽温度 300℃，管径为 $D_n500\text{mm}$ 和 $D_n600\text{mm}$ 两种管径。

2.工程施工

该工程的施工分两部分，即管道的安装及管道中真空系统的实现。

(1) 管道安装。由于豪特耐直埋蒸汽管道中采用了滚轮式滚动导向支架，不同于传统的导轨式导向支架，工作钢管在外套钢管内滑动时摩擦系数很低，便于在管道的接头安装施工中对拉外套钢管，因此，大大减少了接头的焊接数量，降低了管道的安装成本，加快了施工速度，在管道接头的安装方法上取得了突破和创新。

(2) 管道抽真空。管道按照设计要求安装完毕以后，利用德国进口真空设备对管道进行了抽真空，外护钢管焊接执行了设计和施工焊接要求，小室防水作得很好，给抽真空工作提供了便利，管道中的真空压力在规定时间内达到了设计压力以下，经过近半年的检测和记录，发现管道中的真空度保持良好，达到了预期的效果。

3.工程总结

该蒸汽管道改造工程中成功地应用了豪特耐钢外护管预制直埋真空保温管道，实现了管道的抽真空，经过实际测算，取得了良好的经济效益，降低了管网的投资，提高了管网的安全性和稳定性，施工速度提高一倍，同时，节约了管道的维护费用，降低了管道的热损失，取得了良好的经济效益和社会效益。

(1) 有效降低了管网的综合投资费用，详见表 7-1-4 经济比较表。

表 7-1-4 经济比较表 (D_n500)

敷设方式	保温材料	导热系数 (W/km)	保温厚度 (mm)	工作钢管 (mm)	保护层材料	管道总造价 (元/m)	结构费用 (元/m)	工程总造价 (元/m)
地沟敷设	岩棉	0.062	180	529×7.0	环氧煤沥青 玻璃丝布	1404	4474	5878
直埋敷设	玻璃棉	0.055	165	529×7.0	钢管 (920×10)	4028	1062	5090

注 1.表中计算价格包含材料及结构费用两部分。

2.表中地沟敷设管道的价格为概算价格，营沟为混凝土方沟，混凝土盖板，管道采用岩棉保温。

3.表中钢套钢管道的计算价格中已经考虑了直埋管道补偿器，固定支架，接头等较地沟敷设增加的费用，计算方法将直埋敷设的补偿器，固定支架，接头等增加的费用分摊到每米管道的价格中。

表 7-1-4 对该工程采用直埋敷设和采用地沟敷设两种情况进行了经济性比较，其中直埋敷设价格为该蒸汽直埋管网施工的决算价格，经过经济性比较发现，采用钢套钢直埋蒸汽管道可以节约工程投资 10% 以上。

(2) 有效降低了管道热损失。经过对该工程管道抽真空过程的观测和记录，得到图 7-1-12，管道热损失随管网真空度变化曲线，由曲线可以看到当管道中真空压力由 1013mbar 降至 9mbar 时，管道的热损失由 75W/m^2 降至 42W/m^2 ，管道中热损失降低了 40%，大大节约管网运行成本。

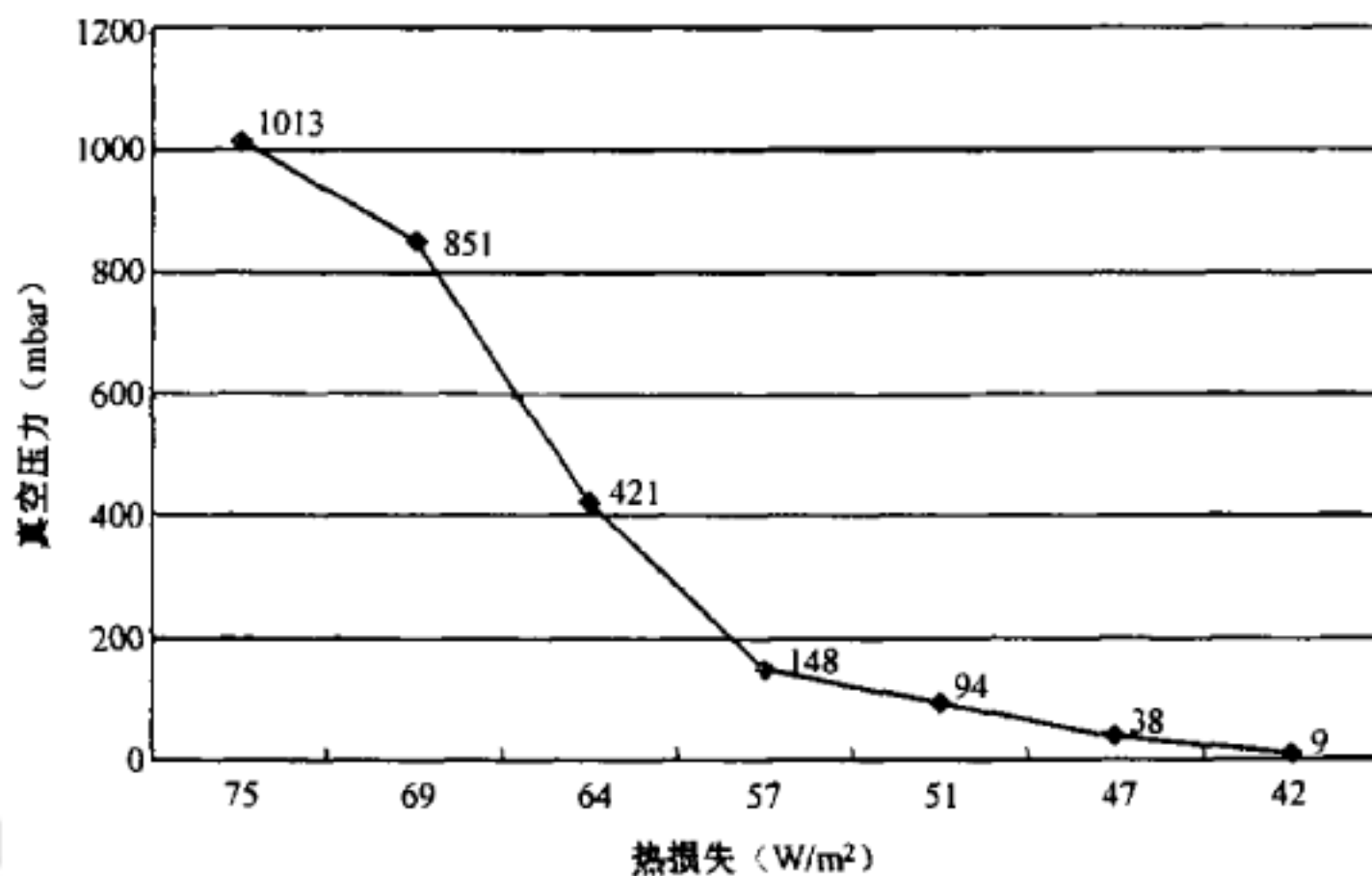


图 7-1-12 管道热损失随管网真空度变化曲线

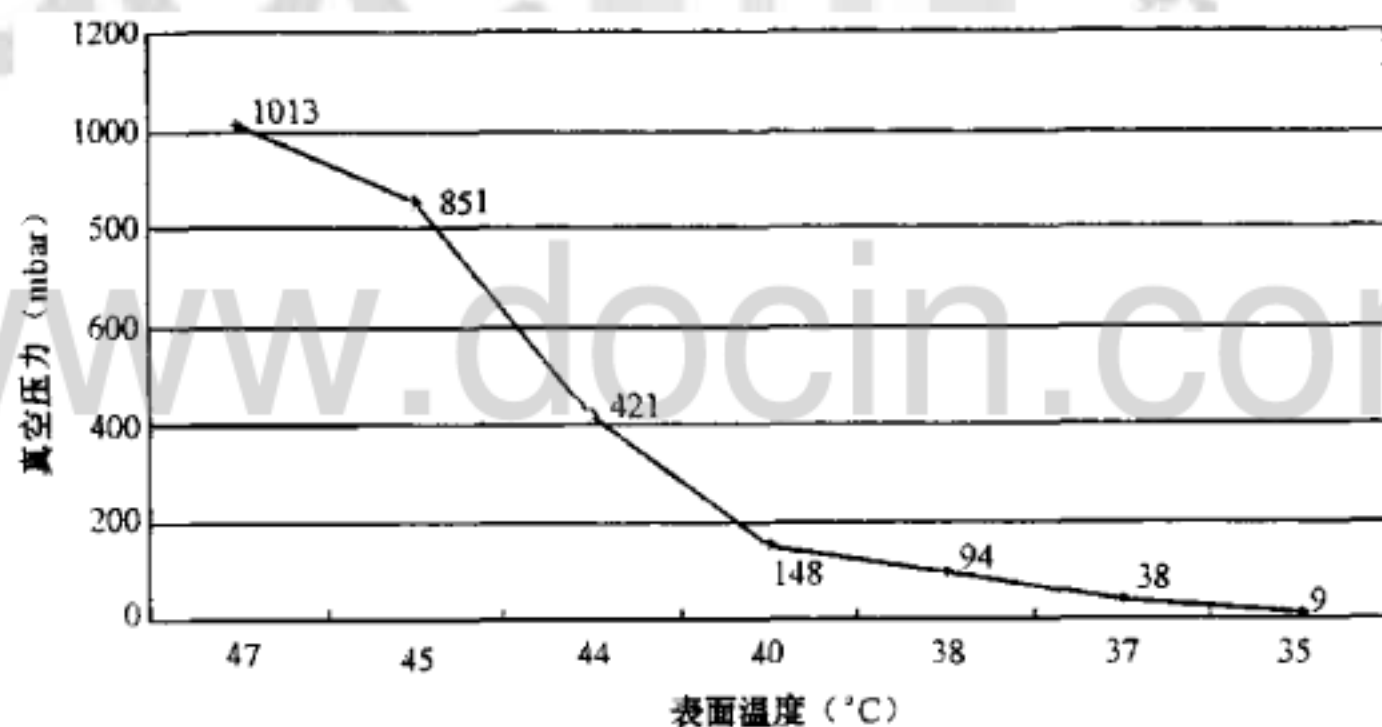


图 7-1-13 管道表面温度随管网真空度变化曲线

(3) 有效降低了管道的表面温度。经过对该工程管道抽真空过程的观测和记录，得到图 7-1-13。管道表面温度随管网真空度变化曲线，由曲线可以看到当管道中压力由 1013mbar 降至 9mbar 时，管道的表面温度由 47℃ 降至 35℃，管道表面温度降低了 12℃。保证了蒸汽管网的安全稳定运行。

总之，直埋供热管道不仅具有传统的地沟敷设供热管道难以比拟的先进技术性能，而且还具有显著的社会经济效益。也是供热节能的有力措施之一。

第二章 新型供热系统节能

随着我国供热技术的发展,以及国外供热设备和技术引进,近年来新建成的供热系统中出现了与以往供热系统不同的型式。这种供热系统型式由于其特有的性能及长处,在欧洲已经被广泛地使用,但是在我国目前应用的还比较少,因此人们对于它的了解也就比较少;本章主要介绍这种新型供热系统的构成、特点及其应用。

第一节 新型供热系统的型式

一、新型供热系统的图式

这里所阐述的供热系统指的是在锅炉房设置热水锅炉作为热源,以锅炉生产的热水为介质向一级热网输送热量,然后通过二级热网将热量输送给热用户的系统。

图 7-2-1 所示为近年来出现的一种新型供热系统的示意图。这个供热系统的热源是热水锅炉,热水锅炉产生的热水通过一级热网的供水管 1 输送到均压罐 15,在一级热网供水管路上设置的附件有安全阀 3、压力表 4、流量控制器 5 和集气罐 6。流量控制器 5 的作用是当锅炉的流量小于规定的最小流量时,流量控制器切断燃烧器的工作,以保护锅炉不受损害。供热系统充水后还会有一些空气残留在系统内,热网中的水在加热过程中也会有空气分离出来,如果不排除,有可能形成气塞,影响系统的正常的运行,集气罐 6 就是供热系统中用于排除空气的附件。从均压罐 15 流出的回水进入一级热网的回水管 2,然后返回热水锅炉。一级热网循环水泵 33 位于回水管路上,在一级热网回水管路上设置的附件有压力开关 14、位于循环水泵 33 前后的阀门 9 和膨胀罐 16。为了保证热水供热系统安全可靠,需要很好地解决热水温度升高后的体积膨胀等问题,膨胀罐 16 的作用是用来贮存热水供热系统加热的膨胀水量。

供给热用户的热水是由二级热网供给的,二级热网的供水管与均压罐 15 相连,二级网路供应的热水在热用户处放出热量后沿二级热网的回水干管返回均压罐 15。图 7-2-1 所示的供热系统是为三个热用户供应热量,其中两个热用户是采暖热用户,另一个

热用户是生活热水热用户。因此由均压罐，热水管路与三个热用户之间分别形成了三个二级热水网路系统。

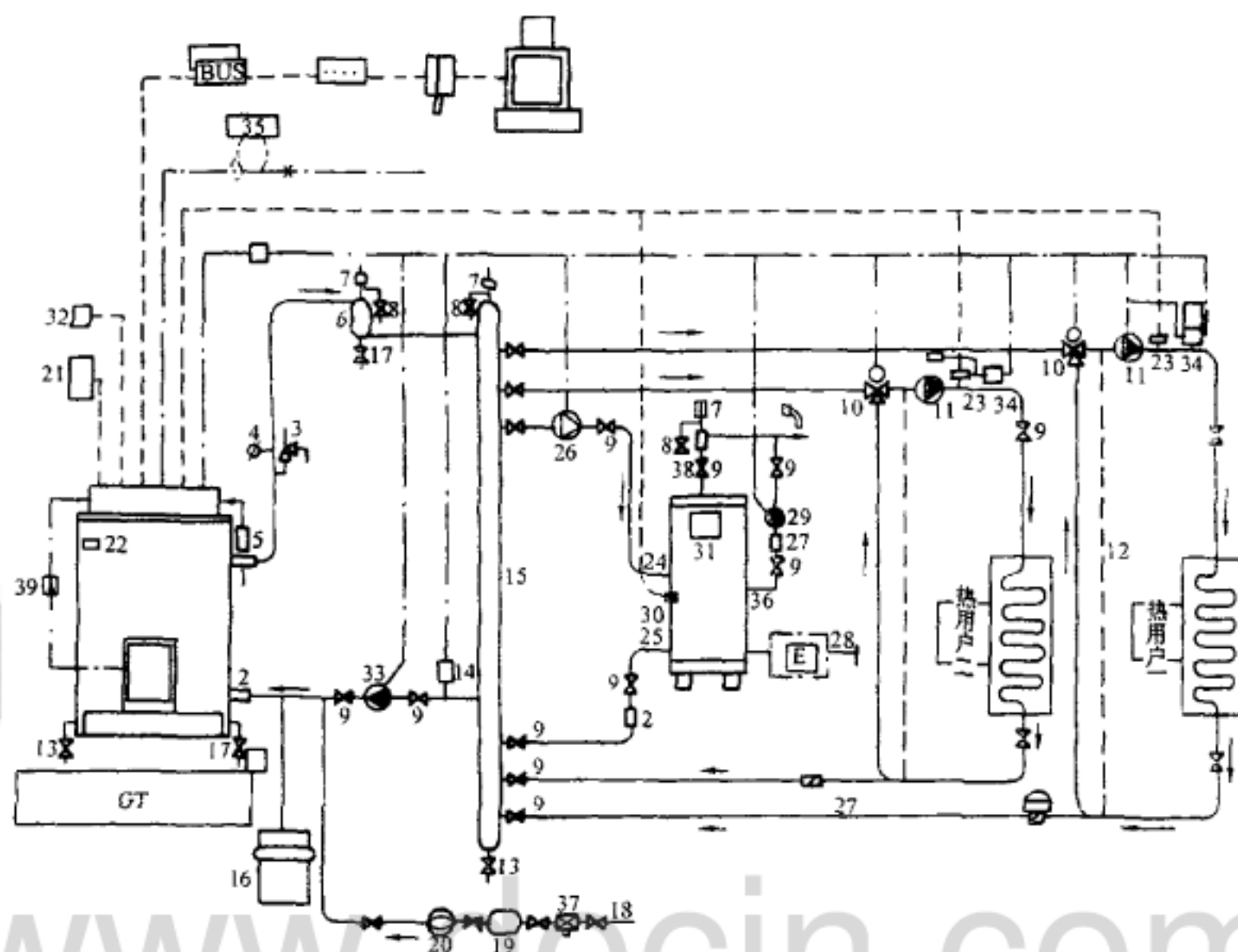


图 7-2-1 新型供热系统示意图

- 1—采暖供水；2—采暖回水；3—安全阀；4—压力表；5—流量控制器；
6—集气罐；7—自动排气阀；8—手动排气阀；9—阀门；10—三通阀；
11—二级网路供热循环泵；12—液压旁通管；13—排污阀；14—压力开关；
15—均压罐；16—膨胀罐；17—泄水阀；18—补水管；19—水处理系统；20—水表；
21—室外温度传感器；22—锅炉出水温度传感器；23—二级网路供水温度传感器；
24—卫生热水换热水箱进水口；25—卫生热水换热水箱出水口；26—卫生热水循环泵；
27—止回阀；28—冷水入口；29—卫生热水环路泵；30—卫生热水温度传感器；
31—卫生热水换热水箱；32—控制器；33—一级网路循环泵；34—限温器；
35—电路断路器；36—卫生热水环路回水；37—断接器；38—卫生热水出水口；39—接触器

第一个二级热网：二级热网为采暖热用户一供热。来自均压罐 15 的二级热网供水经热用户一放出热量，温度降低的回水经二级热网的回水管返回均压罐 15。在这个二级热网上，设有三通混合阀 10、二级热网循环水泵 11、二级热网供水温度传感器 23、限温器 34、位于热用户前后的阀门 9、止回阀 27 和液压旁通管 12。根据供水温度传感器

23 和限温器 34 的作用调整三通混合阀的开度，保证进入热用户的热水温度满足要求，当三通混合阀后的压力值过大时，通过液压旁通管 12 可以分流一部分流量，使压力值降低。通过三通混合阀、液压旁通管 12 与均压罐 15 共同作用稳定二级热网循环水泵入口的压力值。

第二个二级热网：二级热网为采暖热用户二供热。如图 7-2-1 所示，第二个二级热网的构成，及其网路上设置的附件与第一个二级热网是相同的。

第三个二级热网：二级热网为生活热水热用户供热。由二级热网循环水泵 26 将水从均压罐 15 引出，输送到卫生热水换热水箱进口 24，热网水在卫生换热水箱 31 内将热量传给卫生热水后，从卫生热水换热水箱出口 25 流出，经二级热网的回水管返回均压罐 15。

二、新型供热系统的特点

将图 7-2-1 所示的供热系统与常见的供热系统相比较，有如下特点：

（1）在一级热网与二级热网的连接处，没有表面式水—水加热器，没有水喷射器，也没有混合水泵，而是安装了一种新型的装置 15，这种装置称之为均压罐。有关均压罐的运行原理、组成和特点见本章第三节内容。

（2）二级热网与一级热网的连接方式不属于常见的无混合装置的直接连接、装水喷射器或混合水泵的直接连接，也不属于间接（隔绝式）连接。二级热网与一级热网之间是依靠均压罐连接起来。

（3）在这种新型供热系统中可以不设置分水器 and 集水器，各种热用户的供水管和回水管都连接在同一个均压罐上。根据供热系统的大小，以及所连接的热用户的情况，供热系统中也可以设置必要的分水器 and 集水器。

（4）一级热网有主循环水泵，除此之外，在每一个二级热网上还分别单独设置了网路循环水泵。从热网设置水泵的情况看，这种供热系统属于水泵分布式的系统型式。

第二节 设置均压罐的连接方式

在图 7-2-1 所示的新型供热系统中，二级热网与一级热网之间采用了设置均压罐的连接方式。热水供热系统与热用户的连接方式取决于热源型式、热源的位置以及热源或外网在系统入口处所提供的压力大小、供回水管的压力差以及温度等因素。热水供热系统与热用户的连接处通常有热力中心或引入口。热力中心或引入口设置必要的控制、测量、调节部件和仪表以便对整个系统进行调节、控制和管理。热水供热系统供给

热用户的热媒参数，往往不一定能同时满足各个热用户系统的要求，在这种情况下可以借助不同的热用户与热网的连接方式，将热媒引入用户系统内。

一、热用户与热网的常规连接方式

1.直接连接

图 7-2-2 给出了热用户与热网直接连接的方式。当来自外网的水，其设计供水温度不超过规范规定的散热器供暖系统的最高热媒温度，用户引入口处外网的供、回水压差大于热网用户的阻力损失，且回水管测压管水头高于用户的充水高度；高温水时各点压力高于汽化压力时，可以采用这种连接方式；但是压力不能超过该用户的散热器的承受能力。



图 7-2-2 热用户与热网直接连接

1—热用户一；2—热用户二；3—热网；4—热网循环水泵；5—热源

这种连接方式入口的主要设备是出入口阀门和必要的计量仪表，是最简单，造价最低的连接方式。绝大多数低温热水供热系统采用这种连接方式。

当供热系统采用高温水供热，网路设计供水温度超过用户要求的最高热媒温度时，若仍采用直接连接，可以采用装水喷射器的直接连接方式或装混合水泵的直接连接方式。

采用装水喷射器的直接连接方式时，在入口抽引部分较低温度的回水与外网供水混合后再向用户供水。当建筑物用户入口处，热水网路的供、回水压差较小，不能满足水喷射器正常工作所需压差，或设集中泵站将高温水转为低温水，向多幢建筑物供暖时，可采用装混合水泵的直接连接。混合水泵的流量和扬程应满足混水要求，其扬程适当大于用户系统的阻力损失，其流量为混水所需最大回水量。

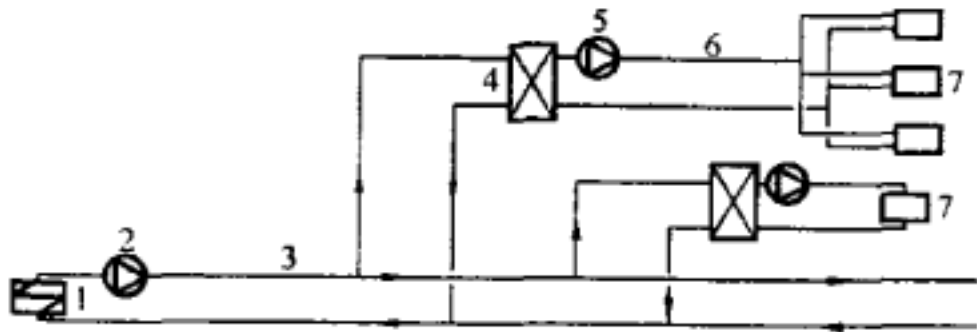


图 7-2-3 热用户与热网间接连接

1—热源；2—一级热水同路循环水泵；3—一级热水网 4—热交换器；

5—二级热水同路循环水泵；6—二级热水网；7—热用户

2.间接连接

图 7-2-3 给出了热用户与热网间接连接的方式。当热网在热用户处提供的压力或温度与用户要求的压力或温度不一致时，可以采用间接连接。这种连接方式在用户引入口或热力站设表面式水—水换热器，热网水不进入用户供热系统，而是通过水—水换热器，把供热系统的回水加热到要求的温度后，返回热网回水干管。经过加热的用户供热系统水，有自己的循环水泵和膨胀水箱，自成系统，其水力工况与热网水力工况互不影响，完全隔绝。

间接连接方式热网的热力工况和水力工况简单，容易控制，常用于大型集中供热热网的热力站以及高层建筑的高区供热系统。但是这种连接方式需要增加换热站内的设备费用，需要运行管理人员和消耗电能。

二、设置均压罐的连接方式

热用户与热网之间除了常规使用的直接连接方式与间接连接方式外，还有一种连接方式就是设置均压罐的连接方式。图 7-2-4 给出了热用户与热网之间设置均压罐的连接方式。

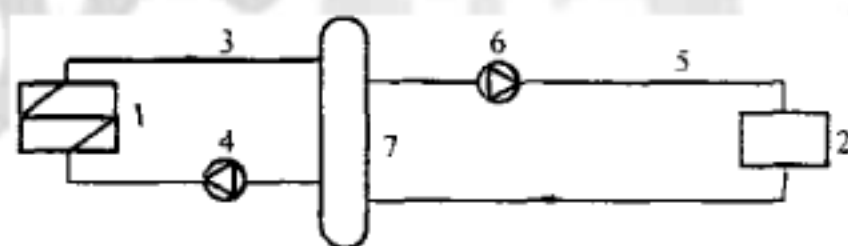


图 7-2-4 一级热水网与二级热水网之间设置均压罐

1—热源；2—热用户；3—一级热水网；4—一级热水网路循环水泵；

5—二级热水网；6—二级热水网路循环水泵；7—均压罐

这种连接方式就是在用户供热系统与热网之间设置均压罐，使用户供热系统与热网分别形成两个系统。如图 7-2-4 所示，一级热网的水从热源水网路循环水泵 4 和一级热网回水管，返回热源 1；二级热网的水从均压罐 7 出来，经二级热水网路循环水泵 6、二级热网供水管，热用户 2 和二级热网回水管，返回均压罐 7。

在这种连接方式中，用户供热系统与热网之间并不是绝对分离，热网水与用户供热系统的水在均压罐处出现了掺混，但是热用户与热网之间的水力工况互不影响。当热网提供的供水温度满足用户要求或高于用户供热系统的供水温度时，均可以采用这种系统。当一级供热网的供水温度与用户供热系统的供水温度相同时，一级热网的水直接供给用户供热系统使用。当一级供热网的供水温度高于用户供热系统的供水温度时，一级热网的供水与来自用户供热系统的回水在均压罐内混合，达到用户要求的供水温度之后，成为用户供热系统的供水。由于均压罐的存在，用户供热系统的水力工况变化不会对一级热网的水力工况产生影响，因此也不会对热网中其他热用户的水力工况产生影响。在设置均压罐的连接方式中，一级热网与用户供热系统中需要分别设置循环水泵，自成系统。

三、设置均压罐的连接方式与常规连接方式的比较

对于供热系统热用户与热网的连接方式，我国一般采用直接连接和间接连接两种方式。当采用直接连接时，热网的水力工况和热力工况与热用户有着密切的联系，热网的工况发生变化或某一热用户的工况发生变化，都会对其他用户的供热情况产生影响。当采用间接连接方式时，用户系统与热网被表面式水—水换热器隔离，形成两个独立的系统，热用户与热网之间的水力工况互不影响。对于供热系统热用户与热网的连接，多年来主要采用直接连接方式。只有在热网与热用户的压力状况不适应时，才采用间接连接方式，如热网供水管在用户入口处的压力超过该用户散热器的承受能力，或高层建筑采用直接连接影响到整个热水网路压力升高时就得采用间接连接方式。

采用直接连接方式造价比较低，但是各个热用户之间的水力工况、热力工况的变化将会对整个供热网路的水力工况和热力工况产生影响，出现运行水力失调问题。如图 7-2-2 所示，热网供给热用户一和热用户二所需的供暖热量，假定两个热用户的流量都已经调整到规定的数值，这时如果关小热用户一之前的阀门 V21 的开度，将会导致热用户二的流量增加。以往解决这个问题的方法是采用间接连接方式，这样热用户一的流量变化不会对热用户二的流量产生影响，热网水力工况不受热用户的影响，但是供热系统的造价增高。

除了采用间接连接方式解决热网运行水力失调的问题之外，也可以采用设置均压罐的连接方式解决这个问题。如图 7-2-4 所示，热网供给热用户一和热用户二所需的供暖热量，热用户一与热用户二与热网的连接均采用设置均压罐的连接方式，假定两个热用户的流量都已经调整到规定的数值，这时如果关小热用户一之前的阀门 V21 的开度时，对热用户二的流量不会产生影响，热用户二的流量保持不变。在设置均压罐的连接方式系统中，均压罐只不过是一个直径较大的短管，均压罐的占地面积远小于表面式水—水换热器的占地面积，因此这种连接方式与间接连接方式相比较，造价较低，占用空间小，也节省了换热器运行维护和维修的费用。

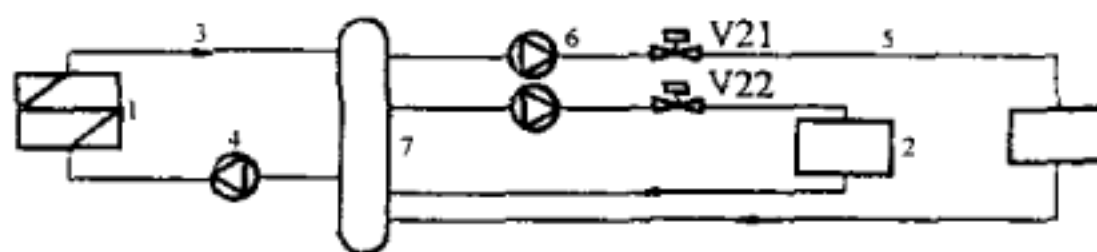


图 7-2-5 热用户与热网之间设置均压罐的连接方式

1—热源；2—热用户；3—一级热水网；4—一级热水网路循环水泵；
5—二级热水网；6—二级热水网路循环水泵；7—均压罐

第三节 均压罐的工作原理

一、均压罐的构成

如图 7-2-6 所示，均压罐是由一根封闭的短管构成，均压罐的直径应比所连接的管道的直径大三倍以上。在均压罐上有与供水管、回水管道相连的几个接口。在均压罐的顶部设有排气阀 1，底部设有排污阀 3。

1. 均压罐与热网管路的连接

一级热网循环的供水管 4 和回水管 5 连接在均压罐的同一侧，二级热网循环的供水管 6 和回水管 6 连接在均压罐的同一侧，一级热网与二级热网循环的连接管分别位于均压罐相对的两侧。不管连接管位于均压罐的哪一侧，供水管都连接在均压罐的上方，回水管都连接在均压罐的下方。另外，一级热网循环供水管 4 的位置应该高于二级热网循环供水管 6 的位置，一级热网循环回水管 5 的位置应该高于二级热网循环回水管 7 的位置。

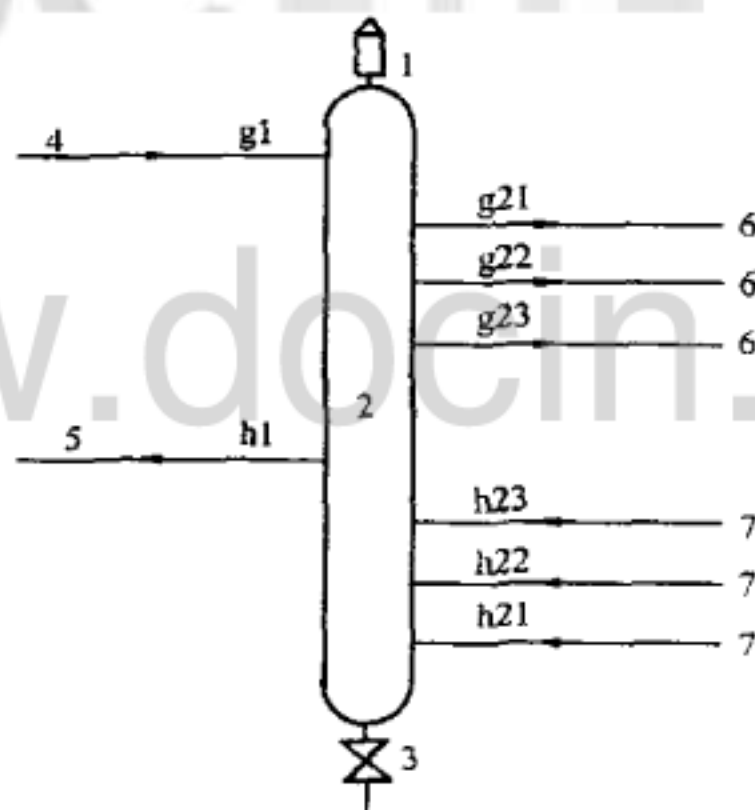


图 7-2-6 均压罐的构成

1—排气阀；2—均压罐；3—排污阀；4—一级热水同路供水管；

5—一级热水网路回水管；6—二级热水网路供水管；7—二级热水网路回水管

如图 7-2-4 所示，一个均压罐可以与四根管道相连，形成一级循环网路系统和二级循环网路系统，在这四根管道中，其中两根管道是供水管，另外两根管道是回水管。一个均压罐也可以与多根管道相接，形成多个二级循环网路系统。图 7-2-6 所示，是一个均压罐与三个二级循环网路相接，管路 $g1$ ，管路 $h1$ 分别为一级循环网路的供水管

和回水管，管路 g21、管路 g22 和管路 g23 分别为三个二级循环网路的供水管，管路 h21、管路 h22 和管路 h23 分别为三个二级循环网路的回水管。管路 g21、管路 h21 与均压罐、热用户和网路循环水泵组成了第一个二级循环网路，同样，管路 g22 和管路 h22 与均压罐、热用户和网路循环水泵组成了第二个二级循环网路，管路 g23 和管路 h23 与均压罐、热用户和网路循环水泵组成了第三个二级循环网路。均压罐也可以连接二级循环网路系统与三级循环网路系统，等等，即均压罐可以将两个不同级别的网路系统连接起来。

2. 均压罐的排气阀和排污阀

因为供热系统启动时留存有空气，水在加热过程中分离出空气，如不排除有可能形成气塞，影响系统的正常运行。均压罐的顶部是空气容易聚集的地方，所以在这里应设置排气阀，以便排除均压罐内的空气。排气阀可以采用手动排气阀，也可以采用自动排气阀。

在均压罐的底部容易沉积污垢，因此在均压罐的底部应该设有排污阀，同时排污阀也可以在供热系统维护或维修时用于排除均压罐内的水。

二、均压罐的运行

根据一级热网的供水流量与二级热网的供水流量的相对大小来区分，均压罐有两种不同的运行状态。在均压罐内部，水的流动方向并不是一定的，它取决于不同网路循环流量的大小。

1. 一级热网的供水流量大于二级热网的供水流量

如图 7-2-7 (a) 所示，当管路 g1 中的流量大于管路 g2 中的流量时，均压罐内的水流方向是至上而下。管路 g1 中的流量是一级热网供水管的流量，管路 g2 中的流量是二级热网供水管的流量。当一级热网供水管中的流量大于二级热网供水管的流量时，在均压罐内，来自一级热网的供水一部分成为二级热网的供水，另一部分供水与二级热网的回水混和，这时二级网热循环的供水温度与一级热网循环的供水温度相同；一级热网循环的回水温度比二级热网循环的回水温度高。

2. 一级热网的供水流量小于二级热网的供水流量

如图 7-2-7 (b) 所示，当管路 g1 中的流量小于管路 g2 中的流量时，均压罐内的水流方向是至下而上。当一级热网供水管中的流量小于二级热网供水管的流量时，在均压罐内，来自一级热网的供水与部分二级热网的回水混和，成为二级热网循环的供水，这时二级热网循环的供水温度低于一级热网循环的供水温度相同；一级热网循环的回水温度与二级热网循环的回水温度相同。

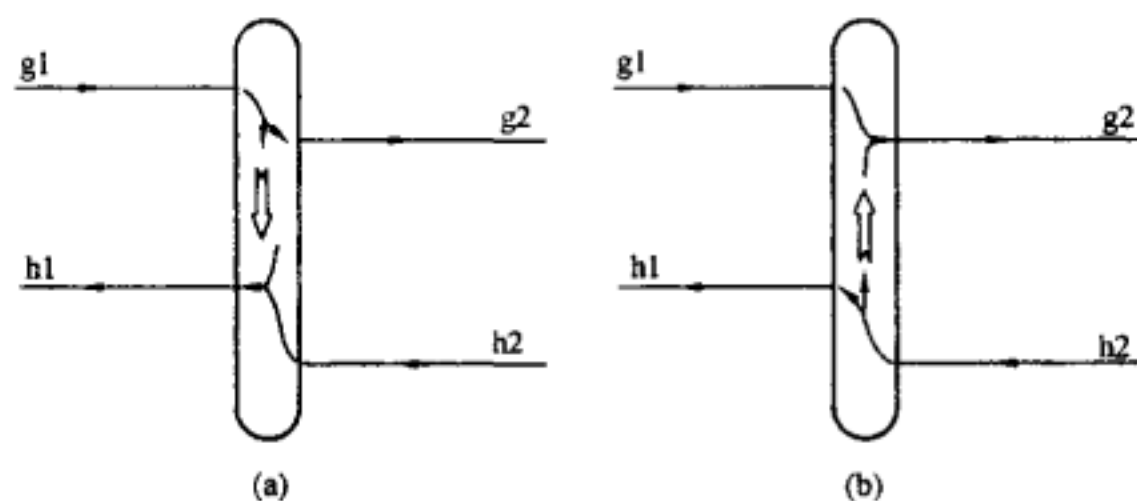


图 7-2-7 均压罐的运行

(a) 管路 $g1$ 中的流量大于管路 $g2$ 中的流量时;

(b) 管路 $g1$ 中的流量小于管路 $g2$ 中的流量时

三、与均压罐相接的热网的循环水量和水温

在供热系统中，由于均压罐的存在使一级热网与二级热网分别形成两个系统，同时均压罐也将两个不同级别的热网连接起来，因此一级热网与二级热网的循环水量和水温之间存在着一定的关系。

1. 为了便于讨论，假设均压罐与四根管道相接，一侧与一级热网的供、回水管道相连，另一侧与二级热网的供、回水管道相连。所谓一级热网与二级热网的流量、供回水温差之间的关系，在这里指的是在均压罐处，与均压罐相接的四根管道的流量及管道内水温之间的关系。

如图 7-28 所示，一级热网的供水流量大于二级热网的供水流量，因此均压罐内水的流动方向是至上而下。

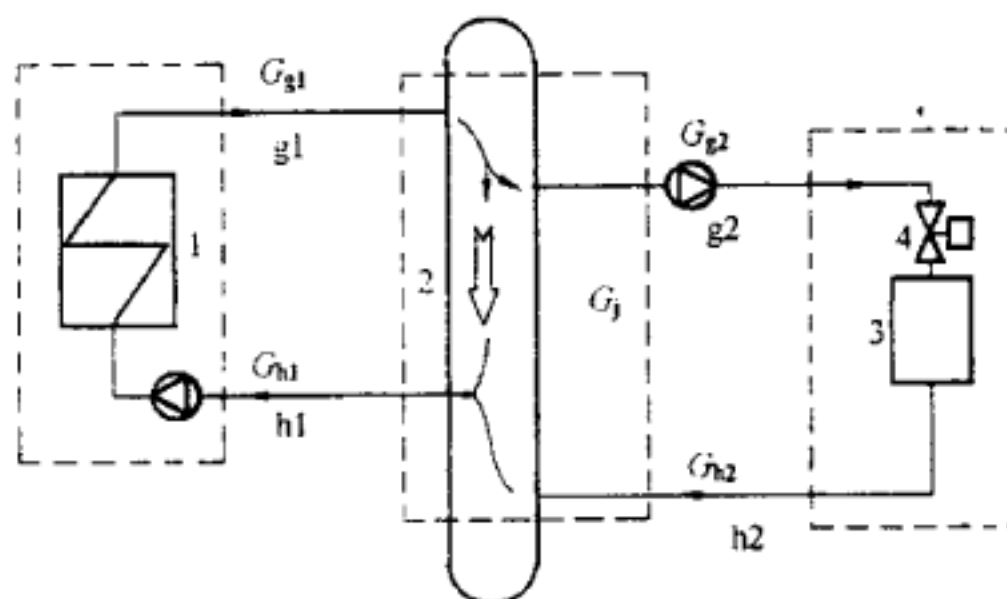


图 7-2-8 设置均压罐的热网

1—热源；2—均压罐；3—热用户；4—阀门

根据均压罐处的热量平衡关系，可以列出下面的热平衡方程式

$$G_{g1} c t_{g1} + G_{h2} c t_{h2} = G_{g2} c t_{g2} + G_{h1} c t_{h1} \quad (7-2-1)$$

式中 G_{g1} ——一级热网供水管内的水流量，kg/s；
 G_{h1} ——一级热网回水管内的水流量，kg/s；
 G_{g2} ——二级热网供水管内的水流量，kg/s；
 G_{h2} ——二级热网回水管内的水流量，kg/s；
 c ——热水的质量比热， $c=4187\text{J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$ ；
 t_{g1} ——一级热网供水管内的水温， $^\circ\text{C}$ ；
 t_{h1} ——一级热网回水管内的水温， $^\circ\text{C}$ ；
 t_{g2} ——二级热网供水管内的水温， $^\circ\text{C}$ ；
 t_{h2} ——二级热网回水管内的水温， $^\circ\text{C}$ 。

而由一级热网热源处的质量守恒关系，可知

$$G_{g1} = G_{h1} = G_1 \quad (7-2-2)$$

由二级热网热用户处的质量守恒关系，可知

$$G_{g2} = G_{h2} = G_2 \quad (7-2-3)$$

将式(7-2-2)和式(7-2-3)代入式(7-2-1)，并整理得

$$G_1 c (t_{g1} - t_{h1}) = G_2 c (t_{g2} - t_{h2}) \quad (7-2-4)$$

$$\frac{G_1}{G_2} = \frac{t_{g2} - t_{h2}}{t_{g1} - t_{h1}} \quad (7-2-5)$$

式中 G_1 ——一级热网的循环水量，kg/s；

G_2 ——二级热网的循环水量，kg/s。

由式(7-2-5)中可以看出，一级热网的供、回水温差与二级热网的供、回水温差之比和一级热网的循环水量与二级热网的循环水量成反比。

同理，当一级热网的供水流量小于二级热网的供水流量时，也可以得到同样的结论。

2. 热用户热负荷变化时热网的循环水量与水温

(1) 二级热网的循环水量与供水温度。当供暖室外温度升高，室外温度为 t'_w 时，热用户的供暖热负荷降低，这时可以关小二级热网上热用户之前的阀门，使通过热用户的水流量减少。

当二级热水网路在稳定状态下运行时，如果不考虑管网沿途热损失，则网路在任一室外温度 t_w 下，二级热网的供热量应等于热用户散热设备的散热量，同时也应等于热用户的热负荷。

根据热平衡原理，列出在供暖室外温度 t_w 下的热平衡方程式

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 \quad (\text{W}) \quad (7-2-6)$$

$$Q_1 = qV (t_n - t_w) \quad (\text{W}) \quad (7-2-7)$$

$$Q_2 = KF (t_p - t_n) \quad (\text{W}) \quad (7-2-8)$$

$$Q_3 = Gc (t_g - t_h) \quad (\text{W}) \quad (7-2-9)$$

式中 Q_1 ——热用户供暖设计热负荷，W；
 Q_2 ——在供暖室外计算温度 t_w 下，热用户散热器的散热量，W；
 Q_3 ——在供暖室外计算温度 t_w 下，二级热网供给热用户的热量，W；
 q ——热用户建筑物的采暖体积热指标， $\text{W/m}^3\text{℃}$ ；
 V ——建筑物的外部体积， m^3 ；
 t_w ——供暖室外计算温度， $℃$ ；
 t_n ——供暖室内温度， $℃$ ；
 t_g ——进入热用户的供水温度，即二级热网的供水温度 t_{g2} ， $℃$ ；
 t_h ——热用户的回水温度，即二级热网的回水温度 t_{h2} ， $℃$ ；
 G ——热用户的循环水量，即二级热网的循环水量 G_2 ， kg/s ；
 F ——散热器的散热面积， m^2 ；
 K ——散热器的传热系数； $\text{W/m}^2 \cdot \text{℃}$ 。

散热器传热系数按下式计算

$$K = a (t_p - t_n)^b \quad (7-2-10)$$

其中

式中 a 、 b ——由实验确定的系数。

所以式 (7-2-8) 可以改写为

$$Q_2 = aF \left(\frac{t_{g2} + t_{h2}}{2} - t_n \right)^{1+b} \quad (7-2-11)$$

当供暖室外温度升高，变为室外温度 t'_w ($t'_w > t_w$) 时，热用户的供暖负荷降低，这时可以关小二级热网上的阀门，使通过热用户的流量减少。此时进入热用户的供热温度不变，仍为 t_{g2} ，而经过热用户的循环水量和热用户的回水温度将发生变化。热用户的循环水量变为 G'_2 ，回水温度变为 t'_{h2} 。以二级热水网路在稳定状态下运行时的参数值为基准，根据热平衡关系，可以得出在室外温度 t'_w 下，二级热网的相对热量等于热用户散热设备的相对散热量，同时也应等于热用户的相对热负荷。

根据 (7-2-6) 式、(7-2-7) 式和 (7-2-11) 式可以推导出如下关系式

$$\left(\frac{t_n - t'_w}{t_n - t_w} \right)^{\frac{1}{1+b}} = \frac{t_{g2} + t'_{h2} - 2t_n}{t_{g2} + t_{h2} - 2t_n} \quad (7-2-12)$$

整理式 (7-2-12), 得到室外温度升高时, 关小二级热网网路阀门后, 二级热网的回水温度为

$$t'_{h2} = 2t_n + (t_{g2} + t_{h2} - 2t_n) \left(\frac{t_n - t'_w}{t_n - t_w} \right)^{\frac{1}{1+b}} - t_{g2} \quad (7-2-13)$$

从式 (7-2-13) 中可以看出, 当室外温度升高 ($t'_w > t_w$) 时, 二级热网的回水温度下降, 即 $t'_{h2} < t_{h2}$ 。

根据式 (7-2-6) 和式 (7-2-9) 可以推导出

$$\frac{t_n - t'_w}{t_n - t_w} = \frac{G'_2 (t_{g2} - t'_{h2})}{G_2 (t_{g2} - t_{h2})} \quad (7-2-14)$$

整理式 (7-2-14), 可以求出当室外温度升高 ($t'_w > t_w$) 时, 二级热网的循环水量变为

$$G'_2 = \frac{(t_n - t'_w) (t_{g2} - t_{h2})}{(t_n - t_w) (t_{g2} - t'_{h2})} G_2 \quad (7-2-15)$$

由式 (7-2-15) 可见, 二级热网的循环水量减少, 即 $G'_2 < G_2$ 。

(2) 一级热网的循环水量与回水温度。根据均压罐处的流量平衡关系, 可以得到

$$G_1 = G_2 + G_j \quad (7-2-16)$$

当室外温度升高 ($t'_2 > t_2$) 时, 二级热网的循环水量减少, 由 G_2 变为 G'_2 , 由于均压罐的调节作用, 使得经过均压罐的流量增加, 流经均压罐的流量由 G_j 变为 G'_j , 一级热网的循环水量保持不变, 即

$$G_2 - G'_2 = G'_j - G_j \quad (7-2-17)$$

$$G'_1 = G'_2 + G'_j = G_1 \quad (7-2-18)$$

由式 (7-2-5) 可以得到

$$\frac{G'_1}{G'_2} = \frac{G_1}{G_2} = \frac{t_{g2} - t'_{h2}}{t_{g1} - t'_{h1}} \quad (7-2-19)$$

整理式 (7-2-19), 得到

$$t'_{h1} = t_{g1} - (t_{g2} - t'_{h2}) \frac{G'_2}{G_1} \quad (7-2-20)$$

将式 (7-2-5) 和式 (7-2-15) 代入式 (7-2-20), 并整理, 得到一级热网回水温度的计算式

$$t'_{hl} = t_{gl} - (t_{gl} - t_{hl}) \frac{t_n - t'_w}{t_n - t_w} \quad (7-2-21)$$

当一级热网的供水流量大于二级热网的供水流量时，在供暖室外温度升高的情况下，根据式（7-2-13）、式（7-2-15）和式（7-2-21）可以求出二级热网的回水温度、二级热网的循环水量和一级热网的回水温度。由于供热系统的二级热网与一级热网之间采用了设置均压罐的连接方式，当通过热用户的水流量改变时，流经均压罐的流量也相应地增加或减少，使一级热网的水流量保持不变，因此热网中某一个热用户流量的变化并没有转移给其他的热用户不会对其他热用户的水力工况产生影响。

同理，当一级热网的供水流量小于二级热网的供水流量时，在供暖室外温度升高的情况下，经推导可以得出二级热网循环水量、二级热网回水温度和一级热网回水温度的计算式与式（7-2-13）、式（7-2-15）和式（7-2-21）相同。

四、均压罐的应用

均压罐可以将两个不同级别的热网连接起来，或者将两个不同级别的供热系统连接起来。因此均压罐可能会出现在热力站中，热力引入口，锅炉房或供热系统的某个位置。以下分析在三种场合下，均压罐的应用和其所起的作用。

1. 热力站

热力站是供热网路与热用户连接的场所，它的作用是根据热网工况和不同的条件，采用不同的连接方式，将热网输送的热媒加以调节、转换，向热用户系统分配热量，以满足用户要求。

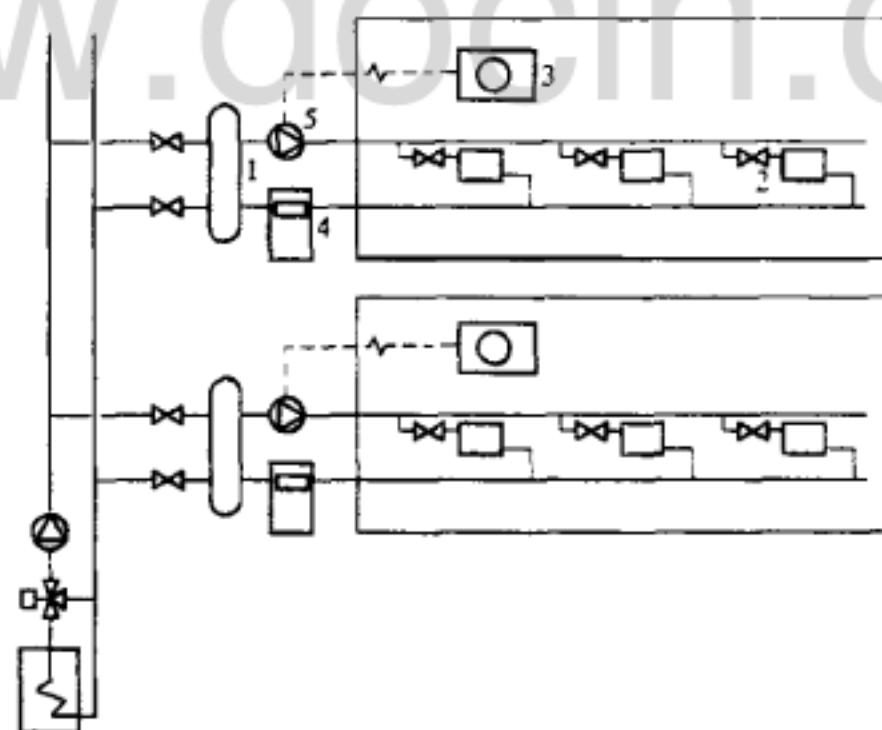


图 7-2-9 均压罐在住宅楼内供热系统中的应用

1—均压罐；2—散热器；3—控制器；4—热表；5—水泵

如果一级热网循环系统的压力或温度与二级热网循环系统的压力或温度相比，其数

值较大时，可以采用间接连接方式，将两个循环系统用热交换器分开。如果一级热网循环系统的压力或温度与二级热网循环系统的压力或温度相差不大时，在热力站中可以采用均压罐，一般情况下，二级热网循环供水温度的最大值与一级热网循环的供水温度相同。

通常二级热网循环的水流量并不是恒定的，当室外温度升高时，供水流量降低，引起回水温度改变。如果热力站中设有用于调节的均压罐，那么可以使一级热网的循环水流量恒定不变，当室外温度升高时，回水温度会升高。热力站中安装了均压罐，室外温度升高时，也可以通过调节使二级循环的流量减少，降低二级热网循环水泵的转速，节约电能。

2.住宅楼内的供热系统

在住宅楼内的供热系统中，可以用均压罐代替平衡阀。均压罐应用于热计量收费的供热系统中，其优点就更明显了。如图 7-2-9 所示，是一个住宅楼内的供热系统示意图。由于安装了均压罐，住宅楼内的每个用户都幸丁以调节户内的供暖温度，而并不影响邻居和其他用户的供暖状况。

3.锅炉房

在锅炉房内，锅炉生产的热热水供给各个热用户所需的热热水，一般是将各个循环系统都与供水分水器 and 回水集水器相连。如图 7-2-10 所示，锅炉生产的热热水流入分水器 2，经分水器 2 的分支供水管分别供给热风供暖热用户、热水供暖热用户和生活热水热用户，经三个热用户的回水管流回集水器 3，再返回锅炉。当热用户所需的供热量减少时，分水器中的分支流量减少，使分水器与集水器之间的压力差减小，导致其他用户的循环流量不太稳定。

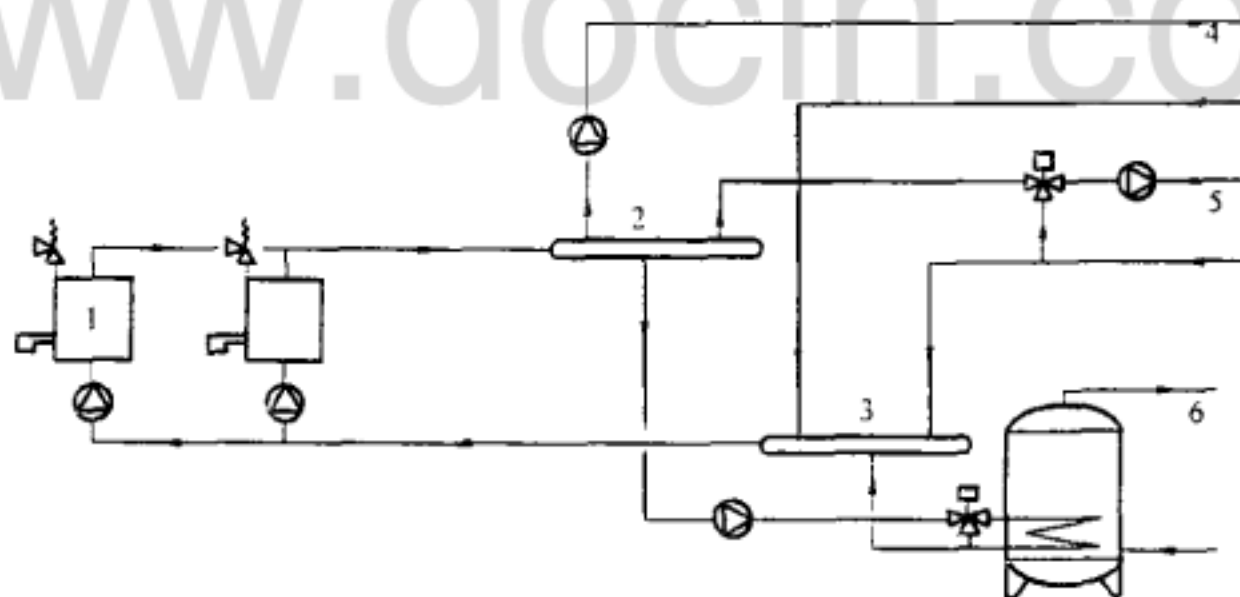


图 7-2-10 热水锅炉供热系统流程示意图

1—锅炉；2—分水器；3—集水器；4—热风采暖供水管；
5—热水采暖供水管；6—生活用水供水管

如果将所有的循环网路都与均压罐相连接，那么供暖或生活热水循环网路的流量变化就不会引起其它循环网路的流量变化，便于对不同循环网路的流量进行调节。如图 7

—2—11 所示，锅炉生产的热水经一级热网循环系统的供水管流入均压罐 2，再经与均压罐相连的一级热网循环系统的回水管返回锅炉；生活热水热用户和热水供暖热用户所需的热水均来自均压罐的二级网路供水管，热用户的回水经二级热网循环系统的回水管返回均压罐 2；如果热风供暖用户的流量基本稳定，该热用户也可以直接通过锅炉水泵供水。在每一个二级热网循环系统中都需要安装一个水泵。

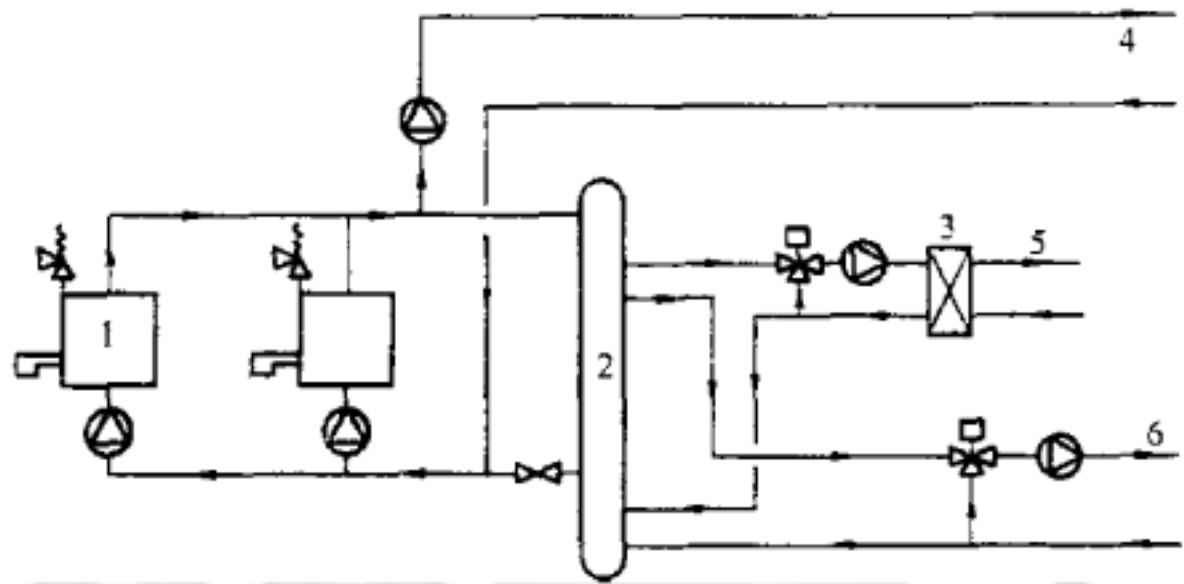


图 7—2—11 设置均压罐的热水锅炉供热系统流程示意图
1—锅炉；2—均压器；3—热交换器；4—热风采暖供水管；
5—生活用水供水管；6—热水采暖供水管

第四节 热网循环水泵的设置及对系统能耗的影响

一、热网循环水泵扬程和流量的确定

1. 一级热网循环水泵

热网中的水泵设置可以有几种型式，例如：①每台锅炉配有相应的回水泵，锅炉的回水泵也是一级热网的循环水泵；②为了保证锅炉的最小流量和温度，每台锅炉安装旁通泵，在一级热网供水干管上安装三通调节阀和主循环水泵。

一级热网循环水泵的设置应根据具体的工程情况，经过技术、经济比较，确定循环水泵的台数和安装位置。

如图 7—2—12 所示，一级热网的热源是两台热水锅炉，每台锅炉有相应的回水泵，锅炉的回水泵也是一级热网的循环水泵。一级热网循环管路由水泵 P1、水泵 P2、锅炉 L1、锅炉 L1、供水管路 CD、回水管路 AB 和均压罐 4 组成。

水泵 P1 的扬程：

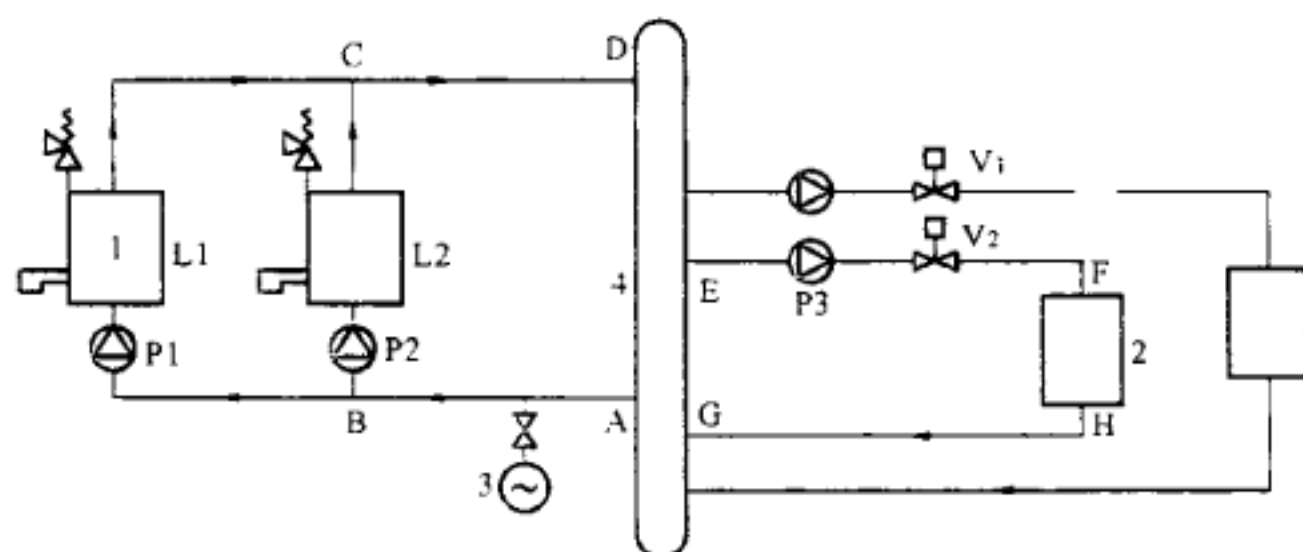


图 7-2-12 热水网路示意图

1—锅炉；2—热用户；3—膨胀罐；4—均压罐

$$H_{P1} = K_1 (H_{AB} + H_{CD} + H_{BC1}) \quad \text{kPa} \quad (7-2-22)$$

式中 H_{AB} ——在一级热网循环水流量下，管路 AB 的沿程损失与局部损失之和，kPa；

H_{CD} ——在一级热网循环水流量下，管路 CD 的沿程损失与局部损失之和，kPa；

H_{BC1} ——在锅炉 L1 的额定流量下，管路 BC（管路上安装锅炉 L1）的压力损失，包括锅炉、阀门和管路的压力损失，kPa。

K_1 ——富裕系数，一般取 $K_1=1.15\sim1.20$ 。

根据式 (7-2-22)，水泵 P1 的扬程为一级热网供、回水干管的压力损失与对应锅炉管路上的锅炉、阀门等局部损失，以及管路沿程损失之和。均压罐的压力损失很小，可以不作为单独一项计算，而采用富裕系数对水泵的扬程值进行附加计算。

水泵 P1 的流量：对应于相应锅炉 L1 的额定流量

$$G_{P1} = 3.6 \times 10^6 \frac{P}{c\Delta t} \quad (\text{kg/h}) \quad (7-2-23)$$

式中 P ——锅炉的功率，kW；

Δt ——锅炉出水与回水的温度差，℃。

按式 (7-2-23) 确定的是一台水泵的流量。在图 7-2-12 中所示的供热网路中，水泵 P1 和水泵 P2 并联工作为一级热网提供循环水。图 7-2-13 是水泵与热水网路的特性曲线，其中曲线 1 代表一台水泵的特性曲线，曲线 2 代表热水网路的水力特性曲线，曲线 3 代表两台相同水泵并联运行的特性曲线。在图 7-2-13 (b) 中，曲线 2 与曲线 3 交于 B 点，B 点是并联水泵运行的工况点，B 点对应的流量是水泵并联后的流量，其对应的扬程也是水泵并联后的扬程。过 B 点作水平线与单台水泵的特性曲线 1 交于 c 点，c 点是并联水泵中一台水泵运行的工况点，扬程 $H_c=H_B$ ， $Q_c=\frac{1}{2}Q_B$ 。在图 7-2-13 (a) 中，曲线 1 与曲线 2 的交点 A 是只有一台水泵运行的工况点，从图 7-2-13 中可以看到， $Q_A>Q_c$ ，可见只开启一台水泵时的流量大于并联水泵中一台水泵的流量。这是因

为并联后，一级热网内总循环水流量加大，水头损失增加，所需压头加大，一般情况下，水泵的压头加大流量减小，所以并联时单台水泵的流量减小了。

需要注意的是，并联后热网总循环水流量比并联前增加了，增加的流量小于系统中一台水泵运行时的流量，也就是说，流量没有增加一倍。并联水泵增加的水流量与热水网路的水力特性曲线形状有关，热水网路的水力特性曲线越平坦，并联增加的流量越大。并联水泵增加的水流量也与水泵的特性曲线形状有关，水泵的特性曲线越平坦，并联增加的水流量越大。

一级热网的总循环水量也可按下式确定

$$G_1 = K'_1 \frac{3600Q}{t_{g1} - t_{h1}} \quad (\text{kg/h}) \quad (7-2-24)$$

式中 Q ——热网的总计算热负荷， W ；

K'_1 ——漏损系数，一般取 $K'_1=1.05\sim 1.10$ 。

2. 二级热网循环水泵

在图 7-2-12 所示的供热系统中有两个二级热网，二级热网为热用户输送热量，其中二级热网循环水泵 P3 的扬程为

$$H_{P3} = K_2 (H_{EF} + H_{GH} + H_h) \quad (\text{kPa}) \quad (7-2-25)$$

式中 H_{EF} ——在二级热网循环水流量下，共水管路 EF 的沿程损失与局部损失之和， kPa ；

H_{GH} ——在二级热网循环水流量下，回水管路 GH 的沿程损失与局部损失之和， kPa ；

H_h ——热用户 2 内部系统的压力损失， kPa 。

K_2 ——富裕系数，一般取 $K=1.15\sim 1.20$ 。

在确定水泵 P3 的扬程时，与确定一级循环水泵相同，均压罐的压力损失不单独计算，而是采用富裕系数对水泵的扬程值进行附加计算。

水泵 P3 的流量为热用户 2 的设计流量，考虑到各种不利因素，经常增加 10% 的贮备量，即二级热网循环水泵流量 $G_2=1.1G$ (G 为热用户 2 的流量)。

二、新型供热系统的热网循环水泵台数的确定

1. 循环水泵的设置对供热系统运行工况的影响

(1) 常见供热系统容易出现热网运行水力失调，能量浪费增大。新型的供热系统与以往常见的供热系统相比较，其中的一个区别就是在一级热网上有主循环水泵，同时在二级热网上也设置了循环水泵，这种供热系统型式实质上是采用水泵分布式的供热系统。

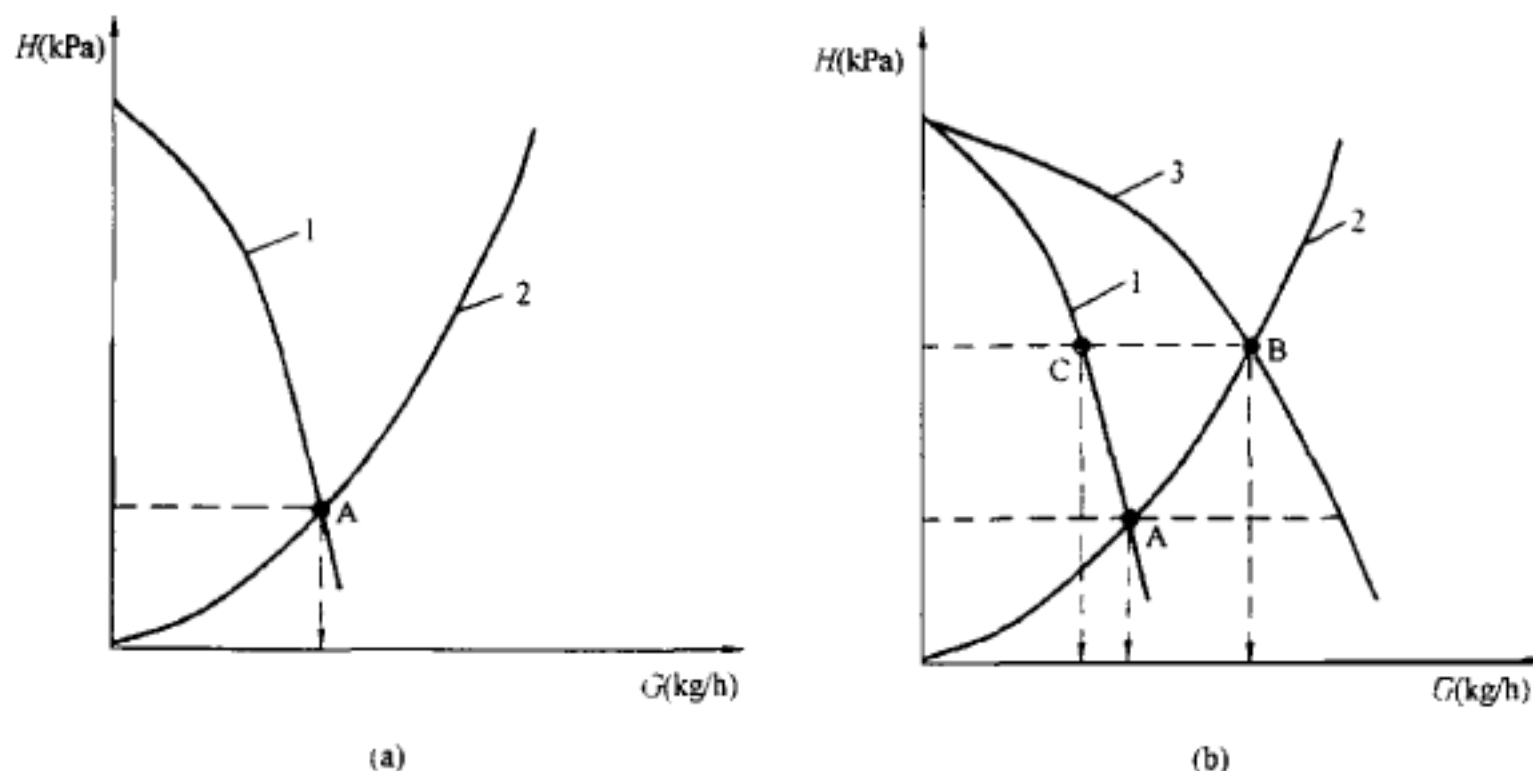


图 7-2-13 水泵与热水网路的特性面

(a) 一台水泵与热水同路的特性曲线；(b) 两台并联水泵与热水网路的特性曲线

常见的供热系统在水泵选择时是以最不利环路所消耗的阻力来确定。循环水泵的扬程需要满足最不利环路热用户所需要的资用压头，因此在离热源较近的热用户处会存在剩余压头，需要在系统正式运行之前进行热网的初调节，以使热网达到水力平衡。当某一热用户的负荷发生变化时，必须重新进行系统的运行调节；如果当这个热用户的流量减少时，势必造成其他一些热用户入口处的服务压头比设计资用压头大，因此必须在这些热用户的管道上设置调节阀，用以消耗掉剩余的压头。常见供热系统在运行时，是采用调节阀消耗掉循环水泵所提供的剩余压头的方法，达到热网运行工况下的水力平衡状态，造成了能量的浪费。

(2) 新型供热系统可以避免热网的运行水力失调。由于新型的供热系统可以在每一个二级热网中都设置自己的循环水泵，因此这种供热系统不会存在当一级热网循环水泵实际扬程不够时，造成有些热用户，特别是末端热用户流量和资用压头不够的现象；同时可以使一级热网的循环水泵扬程降低，由于水泵的电耗与流量和扬程的乘积成正比。所以一级热网的电耗会减少。

新型供热系统一级热网的循环水流量是不变的，根据均压罐的运行原理，可以知道，供热系统是通过均压罐调节一级热网与二级热网的流量差，热网中某一热用户的流量变化对供热系统的其它热用户不会产生影响，因此当供热系统初调节达到热网水力平衡之后，系统运行时，不会由于某一热用户负荷的变化产生热网运行水力失调问题。对于离热源较近的热用户，不必像常见供热系统那样，通过调整阀门的开启度解决系统的运行水力失调问题，节省了通过调节阀消耗的能量损失。

2. 热网循环水泵的台数影响供热系统的能耗

水泵台数的确定需要经过计算及方案的技术、经济比较来确定。

从上面的分析可以看出，采用新型的供热系统可以降低一级热网循环水泵的电耗和调节阀消耗的能量损失；但是如果考虑到二级热网循环水泵的能耗，供热系统的总能耗与常见供热系统相比较可能增加，也可能是减少。如果合理地确定热网循环水泵的台数，可以达到比以往常见供热系统运行更经济的效果，同时热网的运行水力工况也达到比较好的效果，以降低可能发生的水力失调度。以下通过一个简单的供热系统来进行具体分析。

如图 7-2-14 所示，某供热系统负担五个热用户的采暖用热，五个热用户等距离分布，供固水管道总长 4000m，比摩阻 60Pa/m，每个热用户要求的流量均为 30t/h，热用户内部阻力为 50kPa，供热管道的局部阻力为沿程阻力的 30%。

对于这个供热系统的水泵设置可以有几种方案。

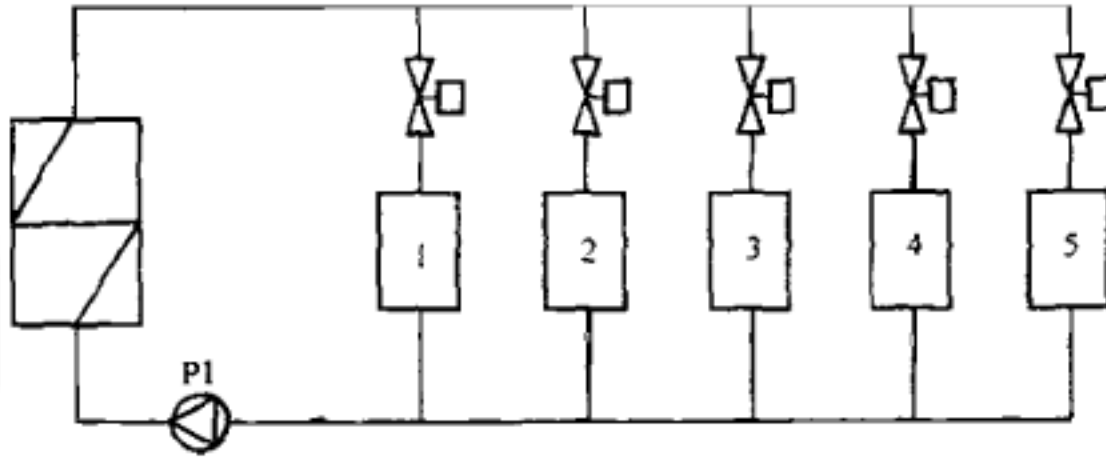


图 7-2-14 热水网路系统示意图（方案一）

（1）方案一：如图 7-2-14 所示，采用常见的供热系统型式，热网与热用户采用直接连接方式。

热网循环水泵 P1 的流量为 150t/h，扬程取最小值 362kPa，循环水泵的效率取 80%，则循环水泵的能耗按下式计算

$$N = \frac{H_{P1} G}{3.6 \times 10^6 \eta_{P1}} \quad (\text{kW}) \quad (7-2-26)$$

式中 G ——热网循环水量，kg/h；

η_{P1} ——水泵的全压效率；

H_{P1} ——水泵的扬程，kPa。

由式（7-2-26）计算得到，按照方案一确定的循环水泵 P1 能耗为 18.85kW。表 7-2-1 列出了供热系统各个热用户调节阀处的有关参数值。

表 7-2-1 中，调节阀消耗的压头比例 = $\frac{\text{阀门消耗压力}}{\text{一级热网的压头}} \times 100\%$

表 7-2-1 热用户调节阀的压头值（方案一）

		热用户 1	热用户 2	热用户 3	热用户 4	热用户 5
方 案 一	一级热网的压头 (kPa)	299.6	237.2	174.8	112.4	50.0
	调节阀消耗压头 (kPa)	249.6	187.2	124.8	62.4	0
	调节阀消耗压头的比例 (%)	83.3	78.9	71.4	55.5	0

从表 7-2-1 中可以看出在距离热源较近的热用户处, 由于热用户需要的资用压头为 50kPa, 而外网提供的服务压头大于 50kPa, 因此剩余的压头依靠调节阀消耗掉, 其中热用户 1 调节阀消耗的压头比例占外网提供压头的 83.3%, 实际上只有外网提供压头的 17.7% 服务于热用户, 能量浪费比较大。提供给热用户 2 的服务压头也只占外网提供压头的 21.1%。在距离热源越近的热用户处, 能量浪费得越大。

(2) 方案二: 如图 7-2-15 所示, 热用户 4 和热用户 5 与一级热网的连接采用设置均压罐的连接方式。五个热用户的供回水温度是相同的。

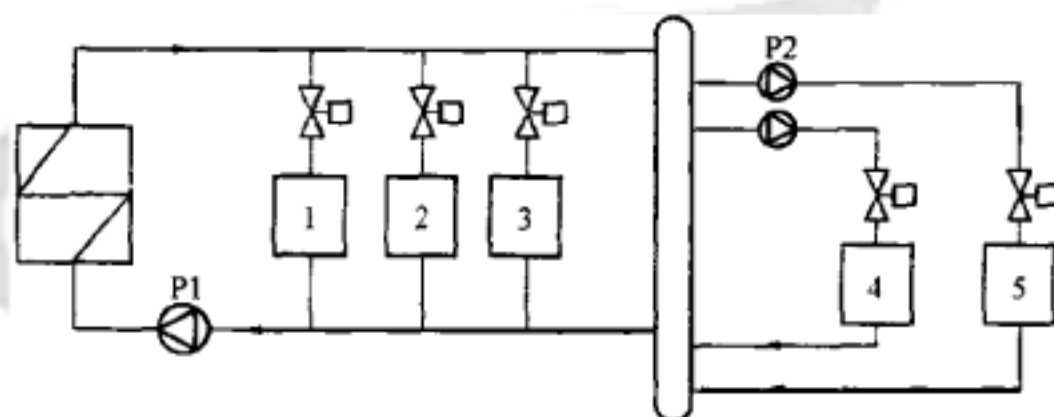


图 7-2-15 热水网路系统示意图（方案二）

在供热系统中, 设置一级热网循环水泵一台, 二级热网循环水泵两台。一级热网循环水泵 P1 的流量为 150t/h, 扬程取最小值 237.2kPa, 循环水泵的效率取 80%, 按式 (7-2-26) 计算出一级热网循环水泵的能耗为 12.3kW。两台二级热网循环水泵相同, 每台水泵 P2 的流量为 30t/h, 扬程取最小值 50kPa, 循环水泵的效率取 52%, 则能耗为 0.8kW。

一级热网与二级热网循环水泵的总能耗为 13.9kW。方案二与方案一相比较, 水泵的运行能耗节省 26.3%。供热系统采用方案二时, 各热用户调节阀处的有关参数值列于表 7-2-2 中。

表 7-2-2 热用户调节阀的压头值（方案二）

		热用户 1	热用户 2	热用户 3	热用户 4	热用户 5
方 案 二	一级热网的压头 (kPa)	174.8	112.4	62.4	0	0
	调节阀消耗压头 (kPa)	124.8	62.4	12.4	0	0
	调节阀消耗压头的比例 (%)	71.4	55.5	19.9	0	0

从表 7-2-1 中可以看出, 在热用户 1 处调节阀消耗的压头比例占外网提供压头的 71.4%, 在热用户 2 和热用户 3 处浪费的能耗压头比例分别为 55.5%、19.9%。与方案一相比较, 采用方案二后, 热用户 1、热用户 2 和热用户 3 调节阀消耗的压头, 以及能

耗压头占外网提供压头的百分比均有较大幅度的下降。

(3) 方案三：如图 7-2-16 所示，五个热用户与外网的连接都采用设置均压罐的连接方式。二级热网需要的供水温度与一级热网提供的供水温度相同。

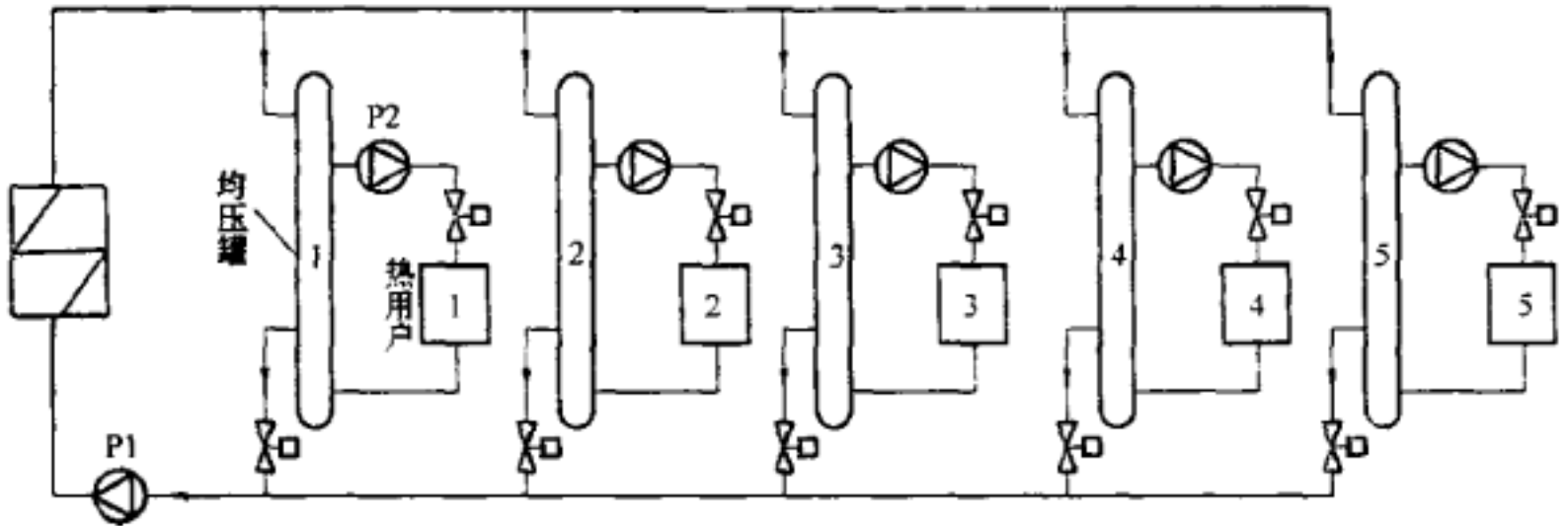


图 7-2-16 热水网路系统示意图（方案三、方案四）

在供热系统中，设置一级热网循环水泵一台，二级热网循环水泵五台。一级热网循环水泵 P1 的流量为 150t/h，扬程取最小值 312kPa，循环水泵的效率取 80%，按式（7-2-26）计算出一级热网循环水泵的能耗为 16.2kW。五台二级热网循环水泵是相同的，水泵 P2 的流量为 30t/h，扬程取最小值 50kPa，二级热网循环水泵的效率取 52%，则能耗为 0.8kW，一级热网与二级热网循环水泵的总能耗为 20.2kW。

方案三与方案一，方案二相比较，实行方案三时，水泵的运行能耗最大。供热系统采用方案三时，如果任何一个热用户的流量发生变化，那么一级热网的循环水流量都不会发生改变。某一热用户的流量改变时，它的一部分流量将转移到相连的均压罐中去，不会影响其它热用户的流量状况。因此供热系统热水网路的水力稳定性高，不易发生供热系统的运行水力失调。在热网管路系统中，将二级热网与一级热网连接起来的各个均压罐之间是并联关系。为了使流经各个均压罐的流量达到设计要求，在热网初调节时需要调整每个均压罐管路上的阀门开启度，距离热源越近的管路上，阀门的开启度越小，以保证满足最不利环路均压罐所需要的资用压头。当初调节进行完毕后，某个二级热网上热用户的热负荷发生变化时，二级热网的流量会发生变化，这时会引起通过均压罐的流量发生变化，而一级热网的流量保持不变，因此也不会导致其它二级热网的水力工况发生变化。

供热系统采用方案三时，一级热网提供的剩余压头是通过均压罐管路上调节阀消耗掉的。表 7-2-3 列出了各个均压罐调节阀处的有关参数值。

表 7-2-3 均压罐调节阀的压头值（方案三）

		均压罐 1	均压罐 2	均压罐 3	均压罐 4	均压罐 5
方 案 三	一级热网的压头（kPa）	249.6	187.2	124.8	62.4	0
	调节阀消耗压头（kPa）	199.6	137.2	74.8	12.4	0
	调节阀消耗压头的比例（%）	80.0	72.3	60.0	19.9	0

从表 7-2-2 中可以看出，与方案一相比较，采用这种方案后，在一级热网中通过调节阀浪费的能耗压头，以及能耗压头占外网提供压头的百分比均有下降。但是比方案二的能耗压头及能耗压头占外网提供压头的百分比增大。

从方案一、方案二和方案三的比较可以看出：方案三供热系统的水泵运行能耗最大，热水网路的水力稳定性最好。

(4) 方案四：五个热用户与一级热网都采用设置均压罐的连接方式，二级热网需要的供水温度与一级热网提供的供水温度不同。

方案四热水网路的示意图与方案三相同，见图 7-2-16。在供热系统中，设置一级热网循环水泵一台，二级热网循环水泵五台。

表 7-2-4 均压罐调节阀的压头值（方案四）

		均压罐 1	均压罐 2	均压罐 3	均压罐 4	均压罐 5
方 案 四	一级热网的压头 (kPa)	301.2	290.4	279.6	268.8	258.0
	调节阀消耗压头 (kPa)	251.2	240.4	229.6	218.8	208.0
	调节阀消耗压头的比例 (%)	83.4	82.8	82.1	81.4	80.6

如果一级热网的供回水温度为 130℃/70℃，二级热网的供回水温度为 95℃/70℃，根据式 (7-2-5) 可知，一级热网循环水泵 P1 的流量下降为 62.5t/h。为了便于分析，假设方案四与方案三的一级热网循环水泵扬程相同，这时水泵 P1 的能耗为 6.8kW。五台二级热网循环水泵是相同的，每台水泵 P2 的流量为 30t/h，扬程取最小值 50kPa，二级热网循环水泵的效率取 52%，则能耗为 0.8kW。

一级热网与二级热网循环水泵的总能耗为 10.8kW。方案四与其他三个方案相比较，实行方案四时，水泵的运行能耗最节省。

与方案三相同，供热系统采用方案四时，一级热网提供的剩余压头也是通过均压罐管路上调节阀消耗掉的，表 7-2-4 出了各个均压罐调节阀处的有关参数值。在计算表 7-2-4 中一级热网的压力值时，需要已知热网管路的比摩阻，需要注意的是，方案四与方案三的供热系统的管路的比摩阻是不同的，管路的比摩阻与流量的关系式为

$$R = 6.25 \times 10^{-2} \frac{\lambda G^2}{\rho d^5} \quad (\text{Pa/m}) \quad (7-2-27)$$

式中 G ——管段的水流量，L/h；

d ——管子的内径，m；

ρ ——水的密度，kg/m³；

λ ——管道内壁的摩擦阻力系数。

由于管路的直径不变，因此比摩阻与流量的平方成正比，于是存在下列关系式

$$R' = R \times \frac{G'^2}{G^2} \quad (\text{Pa/m}) \quad (7-2-28)$$

式中 G ——管段的水流量，L/h；

G' ——流量调节后管段的水流量，L/h；

R ——管段的比摩阻, Pa/m;

R' ——流量调节后管段的比摩阻, Pa/m。

已知一级热网循环水流量为 150t/h 时, 管路的比摩阻 60Pa/m, 当一级热网循环水量为 62.5t/h 时, 根据式 (7-2-28) 可知, 一级热网管路相应的比摩阻为 10.4Pa/m。一级热网循环水的流动阻力比方案三的热水网路流动阻力下降, 因此在选择一级热网循环水泵时, 水泵的扬程, 在满足保证热水网路 and 用户系统内不发生汽化的条件下, 可以小于方案三所确定的水泵扬程值 312kPa。水温在 130℃ 时, 汽化压力为 176kPa, 对于方案四, 一级热网循环水泵扬程的最小值为 234kPa, 因此可以选择小一些的水泵, 以便进一步节省热网循环水泵的总能耗。

3. 新型供热系统的能耗分析

在上述讨论的四个方案中, 在方案二、方案三和方案四中都设置了均压罐, 均压罐的个数和运行参数每个方案各不相同。

(1) 表 7-2-5 列出了四种方案供热网路循环水泵的能耗。表 7-2-5 中各方案的热网循环水泵总能耗相对于方案一节省的能耗按下式计算

$$\text{相对于方案一节省的能耗} = \frac{\text{热网循环水泵总能耗} - \text{方案一热网循环水泵总能耗}}{\text{方案一热网循环水泵总能耗}} \times 100\%$$

从表 7-2-5 中可以看出, 供热系统采用方案三时, 热网循环水泵的总能耗最大; 采用方案四时, 热网循环水泵的总能耗最小, 与方案一相比较可以节省能耗 42.9%。

表 7-2-5 热水网路循环水泵的能耗

	方案一	方案二	方案三	方案四
一级热网循环水泵能耗 (kW)	18.9	12.3	16.2	6.8
二级热网循环水泵能耗 (kW)	0	1.6	4.0	4.0
热网循环水泵总能耗 (kW)	18.9	13.9	20.2	10.8
相对方案一节省的能耗 (%)	0	26.5%	-6.9%	42.9%

(2) 从热网运行的水力工况方面分析, 采用方案三和方案四时, 热网的运行水力工况稳定; 而采用方案一时, 热网的水力稳定性差。从表 7-2-5 中可以发现, 方案三与方案一相比较, 热网循环水泵的总能耗增大 6.9%, 造成循环水泵总能耗大的原因是二级热网需要的供水温度与一级热网提供的供水温度相同, 因此一级热网提供的总流量与二级热网需要的流量之和相等, 整个热水网路需要的水泵扬程和流量与方案一的热水网路基本上相同, 但是方案三采用的是分布式水泵供热的系统形式, 二级热网的小水泵效率通常小于大水泵的效率, 在热网管路各个循环水泵的效率之和下降的情况下, 水泵提供的总扬程和总流量没有降低, 而是保持不变, 将会造成热水网路各个循环水泵的能耗总和增大。

为了使供热管网运行水力工况稳定, 同时降低热网循环水泵的运行能耗, 可以采取使热网的流量降低。在本章介绍的新型供热系统中, 设置了均压罐, 由于均压罐的

运行特点，因此通过它可以使一级热网循环水流量与二级热网循环水流量进行合理的匹配，达到使热网循环水泵的运行总能耗降低的效果。在方案四中采用的流量匹配关系为，当一级热网的供回水温差为 60°C 、二级热网的供回水温差为 25°C 时，一级热网的循环水流量与二级热网的循环水流量之比为 0.42，在方案四选择的一级热网循环水泵与方案三相同的条件下，热网循环水泵总能耗比方案三热水网路循环水泵的总能耗降低了 9.4kW，根据前面的分析，如果合理经济地选择循环水泵，那么供热系统采用方案四时，热网循环水泵的总能耗还有可能进一步减低。

(3) 在表 7-2-6 (a) 中列出了在四个方案中，各个热用户或均压罐管路上阀门消耗的剩余压头值，表 7-2-6 (b) 中列出了这些剩余压头占各处服务压头的比例。从表 7-2-6 (a) 中可以看出，四种方案相比较，方案四在相应各处用调节阀消耗的压头是最大的，调节阀的耗能最大；方案三调节阀的耗能也比较大，方案二的调节阀消耗的压头最小，调节阀的耗能也最小。从表 7-2-6 (b) 中也可以得到同样的结论，采用方案四时，供热管网在相应各处用调节阀消耗的压头占热网服务压头的比例最大；采用方案二时，阀门消耗的压头占热网服务压头的比例最小。

在方案四和方案三中，每个热用户所在的热网都是通过均压罐与一级热网相连接。供热系统采用方案二时，只有部分热用户所在的热网通过均压罐与一级热网相连接。可见，从调节阀耗能的方面分析，热网中采用部分设置均压罐的连接方式，可以降低调节阀消耗的压头损失，热网的水力稳定性得到一定改善，热网的循环水泵总能耗也有一定程度的降低。如果热网中全部采用设置均压罐的连接方式，并且一级热网与二级热网的水流量匹配合理，那么可以降低热网循环水泵的总能耗，提高管网的水力稳定性，但是调节阀消耗的压头比例增大。

(4) 供热管网运行的效果，体现在管网的水力稳定性，供热管网运行的能耗费用主要体现在循环水泵总能耗的大小。不管调节阀的耗能大还是小，整个热网的运行能耗费用仍然是循环水泵运行的能耗费用，所以如果循环水泵的能耗低，热网的运行能耗费用就低；调节阀耗能的高低，只影响循环水泵提供的压头能量在热网中的分配，即影响水泵的能效比。从另一个方面说，如果调节阀的耗能过高，就必须选择较大一些的水泵，这时调节阀的耗能才会影响热网的运行能耗费用。因此，在热水网路设计中，热水管路的稳定性和热网循环水泵的总能耗是需要首先考虑的问题，其次是考虑调节阀的耗能，以使水泵提供的压头尽可能为热用户服务，避免能耗的浪费，提高水泵的能效比。

表 7-2-6 (a) 热用户 (或均压罐) 调节阀消耗的压头

	方案一	方案二	方案三	方案四
热用户 1 (或均压罐 1) 调节阀消耗压头 (kPa)	249.6	124.8	199.6	251.2
热用户 2 (或均压罐 2) 调节阀消耗压头 (kPa)	187.2	62.4	137.2	240.4
热用户 3 (或均压罐 3) 调节阀消耗压头 (kPa)	124.8	12.4	74.8	229.6
热用户 4 (或均压罐 4) 调节阀消耗压头 (kPa)	62.4	0	12.4	218.8
热用户 5 (或均压罐 5) 调节阀消耗压头 (kPa)	0	0	0	208.8

表 7-2-6 (b) 热用户 (或均压罐) 调节阀消耗压头的比例

	方案一	方案二	方案三	方案四
热用户 1 (或均压罐 1) 调节阀消耗压头比例 (%)	83.3	71.4	80.0	83.4
热用户 2 (或均压罐 2) 调节阀节省的消耗压头 (%)	78.9	55.5	72.3	82.8
热用户 3 (或均压罐 3) 调节阀节省的消耗压头 (%)	71.4	19.9	60.0	82.1
热用户 4 (或均压罐 4) 调节阀节省的消耗压头 (%)	55.5	0	19.9	81.4
热用户 5 (或均压罐 5) 调节阀节省的消耗压头 (%)	0	0	0	80.6



第三章 供暖系统防腐与绝热

第一节 管道的除锈与防腐

建筑安装工程中的管道、容器、设备等常因其腐蚀损坏而引起系统的泄漏，即影响生产又浪费能源。对输送有毒介质的管道而言还会造成环境污染和人身伤亡事故。许多工艺设施会因腐蚀而报废，最后成为一堆废铁。金属的腐蚀原因是复杂的，而且常常是难于避免的。为了防止和减少金属的腐蚀，延长管道的使用寿命，应根据不同情况采取相应防腐措施。防腐的方宏很多，如采取金属镀层、金属钝化、电化学保护、衬里及涂料工艺等。在管道及设备的防腐方法中，采用最多的是涂漆工艺。对于明装的管道和设备，一般采用油漆涂料，对于设置在地下的管道，则多采用沥青涂料。

一、管道的除锈

为了提高油漆防腐层的附着力和防腐效果。在涂刷油漆前应清除钢管和设备表面的锈层、油污和其他杂质。

钢材表面的除锈质量分为四个等级。

一级要求彻底除净金属表面上的油脂、氧化皮、锈蚀等一切杂物，并用吸尘器、干燥洁净的压缩空气或刷子清除粉尘。表面无任何可见残留物，呈现均一的金属本色，并有一定粗糙度。

二级要求完全除去金属表面的油脂、氧化皮、锈蚀产物等一切杂物，并用工具清除粉尘。残留的锈斑、氧化皮等引起的轻微变色的面积在任何部位 $100\text{mm} \times 100\text{mm}$ 的面积上不得超过 5%。

一、二级除锈标准，一般必须采用喷砂除锈和化学除锈的方法才能达到。

三级标准要求完全除去金属表面上的油脂、疏松氧化皮、浮锈等杂物，并用工具清除粉尘。紧附的氧化皮、点锈蚀或旧漆等斑点状残留物面积在任何部位 $100\text{mm} \times 100\text{mm}$ 的面积上不得超过 1/3。三级除锈标准可用人工除锈、机械除锈和喷砂除锈方法达到。

四级要求除去金属表面上油脂、铁锈、氧化皮等杂物，允许有紧附的氧化皮、锈蚀

产物或旧漆存在，用人工除锈即可达到。建筑设备安装中的管道和设备一般要求表面除锈质量达到三级。常用除锈的方法有人工除锈、喷砂除锈、机械除锈和化学除锈。

(1) 人工除锈。人工除锈常用的工具有钢丝刷、砂布、刮刀、手锤等。当管道设备表面有焊渣或锈层较厚时，先用手锤敲除焊渣和锈层；当表面油污较重时，先用熔剂清理油污。待干燥后用刮刀、钢丝刷、砂布等刮擦金属表面直到露出金属光泽。再用干净废棉纱或废布擦干净，最后用压缩空气吹洗。钢管内表面的锈蚀，可用圆形钢丝刷来回拉擦。

人工除锈劳动强度大、效率低、质量差，但工具简单，操作容易，适用各种形状表面的处理。由于安装施工现场多数不便使用除锈机械设备，所以在建筑设备安装工程中人工除锈仍是一种主要的除锈方法。

(2) 喷砂除锈。喷砂除锈是采用 $0.35\sim 0.5\text{MPa}$ 的压缩空气，把粒度为 $1.0\sim 2.0\text{mm}$ 的砂子喷射到有锈污的金属表面上，靠砂粒的打击去除金属表面的锈蚀、氧化皮等，除锈装置如图 7-3-1 所示。喷砂时工件表面和砂子都要经过烘干，喷嘴距离工件表面 $100\sim 150\text{mm}$ ，并与之成 70° 夹角，喷砂方向尽量顺风操作。用这种方法能将金属表面凹处的锈除尽，处理后的金属表面粗糙而均匀，使油漆能与金属表面很好的结合。喷砂除锈是加工厂或预制厂常用的一种除锈方法。

喷砂除锈操作简单、效率高、质量好，但喷砂过程中产生大量的灰尘，污染环境，影响人们的身体健康。为减少尘埃的飞扬，可用喷湿砂的方法来除锈。喷湿砂除锈是将砂子、水和缓蚀剂在储砂罐内混合，然后沿管道至喷嘴高速喷出。缓蚀剂（如磷酸三钠、亚硝酸钠）能在金属表面形成一层牢固而密实的膜（即钝化），可以防止喷砂后的金属表面生锈。

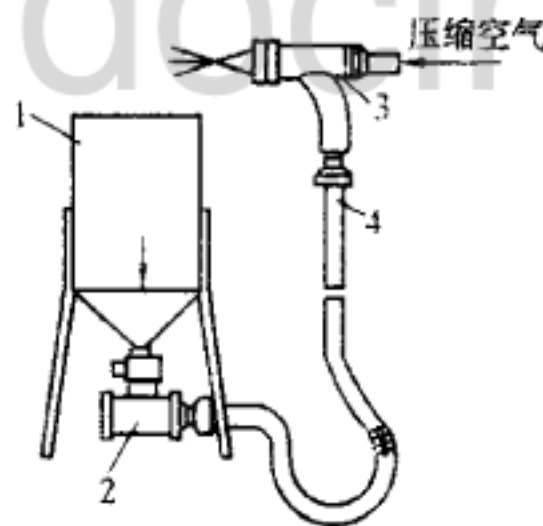


图 7-3-1 喷砂装置

1—储砂罐；2—橡胶管；3—喷枪；4—空气接管

(3) 机械除锈。机械除锈是用电机驱动的旋转式或冲击式除锈设备进行除锈，除锈效率高，但不适用于形状复杂的工件。常用除锈机械有旋转钢丝刷、风动刷、电动砂轮等。图 7-3-2 是一电动钢丝刷内壁除锈机，由电动机、软轴、钢丝刷组成，当电机转动时，通过软轴带动钢丝刷旋转进行除锈，用来清除管道内表面上的铁锈。

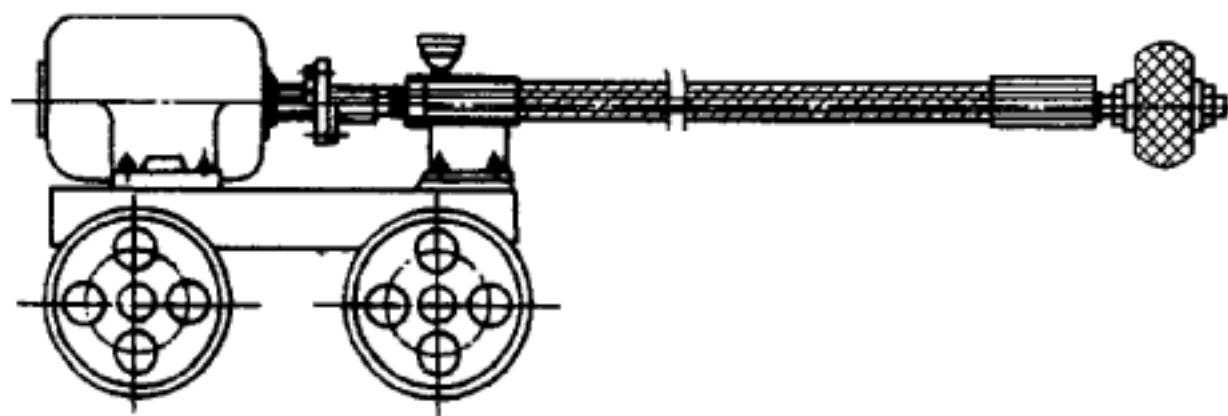


图 7-3-2 电动钢丝刷内壁除锈机

(4) 化学除锈。化学除锈又称酸洗，是使用酸性溶液与管道设备表面金属氧化物进行化学反应，使其溶解在酸溶液中。用于化学除锈的酸液有工业盐酸，工业硫酸，工业磷酸等。酸洗前先将水加入酸洗槽中，再将酸缓慢注入水中并不断搅拌。当加热到适当温度时，将工件放入酸洗槽中，掌握酸洗时间，避免清理不净或侵蚀过度。酸洗完成后应立即进行中和、钝化、冲洗、干燥，并及时刷油漆。

二、管道及设备涂漆

油漆防腐的原理就是靠漆膜将空气、水分、腐蚀介质等隔离起来，以保护金属表面不受腐蚀。常用的管道和设备表面涂漆方法有手工涂刷、空气喷涂、静电喷涂和高压喷涂等。

1. 手工涂刷

手工涂刷是将油漆稀释调合到适当稠度后，用刷子分层涂刷。这种方法操作简单，适应性强，可用于各种漆料的施工；但工作效率低，涂刷的质量受操作者技术水平的影响较大，漆膜不易均匀。手工涂刷应自上而下，从左至右，先里后外，纵横交错地进行，漆层厚度应均匀一致，无漏刷和挂流处。

2. 空气喷涂

空气喷涂是利用压缩空气通过喷枪时产生高速气流将贮漆罐内漆液引射混合成雾状，喷涂于物体的表面。空气喷涂中油漆喷枪（见图 7-3-3 所用空气压力为 $0.2 \sim 0.4\text{MPa}$ ，一般距离工件表面 $250 \sim 400\text{mm}$ ，移动速度 $10 \sim 15\text{m/min}$ 。空气喷涂漆膜厚薄均匀，表面平整，效率高，但漆膜较薄，往往需要喷涂几次才能达到需要的厚度。为提高一次喷膜厚度，可采用热喷涂施工。热喷涂施工就是将漆加热到 70% 左右，使油漆的粘度降低，增加被引射的漆量。采用热喷涂法比一般空气喷涂法可节省 $2/3$ 左右的稀释剂，并提高近一倍的工作效率，同时还能改变涂膜的流平性。

3. 高压喷涂

高压喷涂是将经加压的涂料由高压喷枪后，剧烈膨胀并雾化成极细漆粒喷涂到构件上。由于漆膜内没有压缩空气混入而带进的水分和杂质等，漆膜质量较空气喷涂高，同

时由于涂料是扩容喷涂，提高了涂料粘度，雾粒散失少，也减少了溶剂用量。

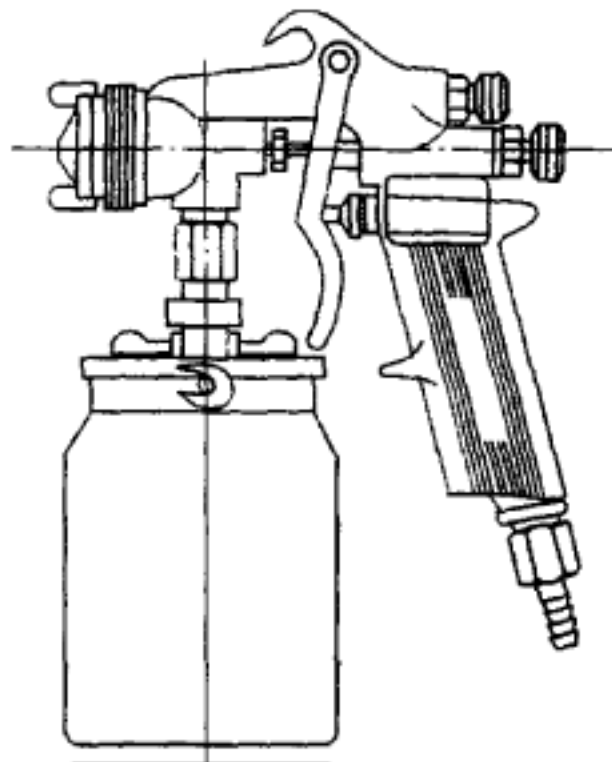


图 7-3-3 油漆喷枪

4.静电喷涂

静电喷涂是使由喷枪喷出油漆雾粒细化在静电发生器产生的高压电场中荷电，带电涂料微粒在静电力的作用下被吸引贴覆在异性带电荷的构件上。由于飞散量减少，这种喷涂方法较空气喷涂可节约涂料 40%~60%。其他涂漆方法滚涂、浸涂、电泳涂、粉末涂法等，因在建筑安装工程管道和设备防腐中应用较少，不再赘述。

5.涂漆的施工程序及要求

涂漆的施工程序一般分为涂底漆或防锈漆、涂面漆、罩光漆三个步骤。底漆或防锈漆直接涂在管道或设备表面，一般涂 1~2 遍，每层涂层不能太厚，以免起皱和影响干燥。若发现有不干、起皱、流挂或露底现象，要进行修补或重新涂刷。面漆一般涂刷调和漆或瓷漆，漆层要求薄而均匀，无保温的管道涂刷一遍调和漆，有保温的管道涂刷两遍调和漆。罩光漆层一般由一定比例的清漆和持磁漆混合后涂刷一遍。不同种类的管道设备涂刷油漆的种类和涂刷次数见表 7-3-1。

表 7-3-1 管道设备涂刷油漆种类和涂刷次数

分 类	名 称	先刷油漆名称和次数	再刷油漆名称和次敦
不保温管道和设备	室内布置管道设备	2 遍防锈漆	1~2 遍油性调和簿
	室外布置的设备和冷水管	2 遍环氧底漆	2 遍醇酸磁漆或环氧磁醮
	室外布置的气体管道	2 遍云母氧化铁酚醛底漆	2 遍云母氧化铁面漆
	油管道和设备外壁	1~2 遍醇酸底漆	1~2 遍醇酸磁漆
	管沟中的管道	2 遍防锈漆	2 遍环氧沥青漆
	循环水、工业水管和设备	2 遍防锈漆	2 遍沥青漆
	排气管	1~2 遍耐高温防锈漆	

续表

分 类	名 称	先刷油漆名称和次数	再刷油漆名称和次数
保温管道设备	介质温度小于 120℃ 的设备和管道	2 遍防锈漆	
	热水箱内壁	2 遍耐高温油漆	
其 他	现场制作的支吊架	2 遍防锈漆	1~2 遍银灰色调和漆
	室内钢制平台扶梯	2 遍防锈漆	1~2 遍银灰色调和漆
	室外钢制平台扶梯	2 遍云母氧化铁酚醛底漆	2 遍云母氧化铁面漆

涂刷油漆前应清理被涂刷表面上的锈蚀、焊渣、毛刺、油污、灰尘等，保持涂物表面清洁干燥。涂漆施工宜在 15~30℃，相对湿度不大于 70%，无灰尘、烟雾污染的环境下进行，并有一定的防冻防雨措施。漆膜应附着牢固、完整，无损坏，无剥落、皱纹、气泡、针孔、流淌等缺陷。涂层的厚度应符合设计文件要求。对安装后不宜涂刷的部位，在安装前要预先刷漆，焊缝及其标记在压力实验前不应刷漆。有色金属、不锈钢、镀锌钢管、镀锌钢板和铝板等表面不宜涂漆，一般可进行钝化处理。

三、埋地管道的防腐

埋地管道腐蚀是由土壤的酸性、碱性、潮湿、空气渗透以及地下杂散电流的作用等因素所引起的，其中主要是电化学作用。防止腐蚀的方法主要是涂刷沥青涂料。

埋地管道腐蚀的强弱主要取决于土壤的性质。根据土壤腐蚀性质的不同，可将防腐层结构分为普通防腐层、加强防腐层和特加强防腐层三种类型，其结构见表 7-3-2。普通防腐层适用于腐蚀性轻微的土壤，加强防腐层适用于腐蚀性较剧烈的土壤，特加强防腐层适用于腐蚀性极为剧烈的土壤。土壤腐蚀性等级及其防护见表 7-3-3。

表 7-3-2 埋地管道防腐层结构

防腐层层次	普通防腐层	加强防腐层	特加强防腐层
1	冷底子油	冷底子油	冷底子油
2	沥青涂层	沥青涂层	沥青涂层
3	外包保护层	加强包扎层	加强包扎层
		(封闭层)	封明层
4		沥青涂层	沥青涂层
5		外保护层	加强包扎层
6			(封闭层)
			沥青涂层
7			外保护层
防腐层不小于 (mm)	3	6	9

注防腐层次从金属表面起。

表 7-3-3 土壤腐蚀性表

电阻测量法 (Ω/m)	>100	$100\sim 20$	$20\sim 10$	<10
腐蚀性	低	一般	较高	高
防腐措施	普通	普通	加强	特加强

为了沥青涂料与钢管表面的粘结力，在涂刷沥青玛蹄脂之前一般要在管道或设备表面先涂刷冷底子油。沥青玛蹄脂温度保持在 $160\sim 180^{\circ}\text{C}$ 时进行涂刷作业，涂刷时冷底子油层应保持干燥清洁，涂层应光滑均匀。沥青涂层中间所夹的加强包扎层可采用玻璃丝布、石棉油毡、麻袋布等材料，其作用是为了提高沥青涂层的机械强度和热稳定性。施工时包扎料最好用长条带呈螺旋状包缠，圈与圈之间的接头搭接长度应为 $30\sim 50\text{mm}$ ，并用沥青粘合紧密，不得形成空气泡和折皱。防腐层外面的保护层多采用塑料布或玻璃丝布包缠而成，其施工方法和要求与加强包扎层相同。保护层可提高整个防腐层的防腐性能和耐久性。防腐层的厚度应符合设计要求，一般普通防腐层的厚度不应小于 3mm ；加强防腐层的厚度不应小于 6mm ，特加强防腐层的厚度应小于 9mm 。

沥青防腐层施工完成后应进行外观检验、厚度检验、粘结力检验和绝缘性能检验等质量检验。

按施工作业顺序连续跟班对除锈、涂冷底子油、涂沥青玛蹄脂、缠玻璃丝布等各个环节进行外观检验。要求各层间无气孔、裂缝、凸瘤和混入杂物等缺陷，外观平整无皱纹。沿管线每 100mm 检查厚度一处，每处沿周围上下左右四个对称点测定防腐层厚度，并取其平均值。大小应满足厚度要求。沿管线每 500m 处或认为有怀疑的地方取点进行粘结力检验。用小刀在防腐层上切出一夹角为 $45^{\circ}\sim 60^{\circ}$ 的切口，然后从角尖撕开防腐层，如果防腐层不成层剥落，只由冷底子油层撕开为合格。绝缘性能检验在管子下沟回填土前用电火花检验器沿全管线进行。检测用的电压：普通防腐层 12kV ，加强防腐层 24kV ，特强防腐层 36kV 。

四、油漆涂层质量等级标准

油漆涂层的质量检验等级标定，目前还没有定量的技术数据指标，只是用目测定性的模糊级别标准，分为四级：

一级：漆膜颜色一致，亮光好，无漆液流挂，漆膜平整光滑，镜面反映好。不允许有划痕和肉眼能看到的疵病，装饰感强。

二级：漆膜颜色一致，底层平整光滑，光泽好，无流挂，无气泡，无杂纹，用肉眼看不到显著的机械杂质和污浊，有装饰性。

三级：面漆颜色一致，无漏漆，无流挂，无气泡，无触目颗粒，无皱纹。

四级：底漆涂后不露金属，面漆涂后不漏底漆。

管道工程一般参照三级精度要求施工。

第二节 管道的绝热施工

一、绝热的概念和意义

(一) 保温绝热与保冷绝热

绝热，俗称保温。工程上分保温绝热和保冷绝热两个方面：保温绝热是减少系统内介质的热能向外界环境传递；保冷绝热是减少环境中的热能向系统内介质传递。

保温绝热层和保冷绝热层，本身无什么区别。但由于热量传递的方向不同和应用的温度范围不同，其使用性质上确产生了质的差别，因此在结构构造上也有所不同，应引起施工作业的重视。

从客观上讲，存在温度场的空间，电同时存在水蒸气的分压力场。伴随热量传递的同时，也有水蒸气的渗流，而且与热量的传递方向相同。但由于应用的温度范围不同，使水蒸气产生的物态变化有了根本的区别。在保冷绝热层内：水蒸气正好处在气态（汽）、液态（水）和固态（冰）的温度变化范围内，随着水蒸气由外向保冷绝热层内渗流，温度越来越低，可能达到露点甚至冰点，因此在保冷绝热层内就会结露和结霜，从而降低绝热效果和破坏绝热层。因此，作为保冷绝热层，必须在绝热层外设防潮隔汽层，阻止水蒸气向绝热层内渗流。而在保温绝热层内：由于介质的温度较高，不存在水蒸气的三态变化。即使发生，也只能发生在间歇工作的系统，或系统的启动、停止等不稳定传热期间，时间较短而随着系统进入稳定运行状态，水蒸气总是处在气态下不会发生上面所述的结露结霜现象，故作为保温绝热层，无须设置防潮隔汽层。但对于室外架空管道，由于要防雨防雪，也要在保温绝热层外设防潮防水层，这样保温绝热层和保冷绝热层构造就基本相同了，统一称为绝热。

(二) 绝热层的作用

绝热层的作用是减少能量损失、节约能源，提高经济效益。保障介质运行参数，满足用户生产生活要求。同时，对于保温绝热层来说，降低绝热层外表面温度，改善环境工作条件，避免烫伤事故发生。对于保冷绝热层来说，可提高绝热层外表面温度，改善环境工作条件，防止绝热层外表面结露结霜。对于寒冷地区，管道绝热层，能保障系统内的介质水不被冻结，保证管道安全运行。

绝热层能否取得上述各项满意效果，关键在于绝热材料选用和绝热层的施工质量。

二、绝热材料的种类和应用

绝热材料，种类繁多，近期有的新材料问世尚无统一分类。工程上不同的绝热材料绝热层采用不同的构造形式，因此施工方法也不同。绝热材料可作如下的分类：

1.绝热材料的铲类

(1) 早期的绝热材料。多为天然矿物和自然资源原材料，如石棉、硅藻土、软木、草绳、锯末…等。这些材料一般经简单加工就可使用，其绝热结构多为涂抹或填充形式。

(2) 看来人工生产的绝热材料：有玻璃棉、矿渣棉、珍珠岩、蛭石…等。这些绝热材料一般为二厂生产原料或预制半成品。其绝热结构多为捆绑和砌筑形式。

(3) 20 世纪 70 年代以来研制开发的绝热材料：有聚苯乙烯泡沫塑料、聚氨酯泡沫塑料、泡沫玻璃、泡沫石棉…等。其绝热层的结构多为喷涂或灌注成型的形式。

2.绝热材料的选用

管道系统的工作环境多种多样，有高温、低温、有空中、地下、有干燥、潮湿…等。所选用的绝热材料要求能适应这些条件，在选用绝热材料时首先考虑热工性能，然后考虑其他主要因素：还要考虑施工作业条件。如：高温系统应考虑材料的热稳定性；振动的管道应考虑材料的强度；潮湿的环境应考虑材料的吸湿性；间歇运行的系统应考虑材料的热容量…等。

在工程上，根据绝热材料适应的温度范围进行绝热材料的应用分类如表 7—3—4 所示，供选用参考。

表 7—3—4 绝热材料应用温度分类

序号	介质温度 (℃)	绝热材料
1	0~250 (常温)	酚醛玻璃棉制品，水玻璃珍珠岩制品，水泥珍珠岩制品，沥青及玻璃棉制品
2	250~350	矿渣棉制品，水玻璃珍珠岩制品，水泥珍珠岩制品，沥青及玻璃棉制品
3	350~450	矿渣棉制品，水玻璃珍珠岩制品，水泥珍珠岩制品，水玻璃蛭石制品，水泥蛭石制品
4	450~600	矿渣棉制品，水玻璃珍珠岩制品，水泥珍珠岩制品，水玻璃蛭石制品，水泥蛭石制品
5	600~800	磷酸盐珍珠岩制品，水玻璃蛭石制品
6	-20~0	酚醛玻璃棉制品，淀粉玻璃棉制品，水泥珍珠岩制品，水玻璃珍珠岩制品
7	-40~-20	聚苯乙烯泡沫塑料，水玻璃珍珠岩制品
8	-196~-40	膨胀珍珠岩制品

三、绝热结构的施工

(一) 绝热结构

绝热结构一般由绝热层、防潮层、保护层等部分组成：

- (1) 防锈层。即管道及设备表面除锈后涂刷的防锈底漆。一般涂刷1~2遍。
- (2) 绝热层。为减少能量损失、起保温保冷作用的主体层。附着于防锈层外面。
- (3) 防潮层。防止空气中的水汽浸入绝热层的构造层，常用沥青油毡、玻璃丝布、塑料薄膜等材料制作。

(4) 保护层。保护防潮层和绝热层不受外界机械损伤，保护层材料应有较高的机械强度。常用石棉石膏、石棉水泥、玻璃丝布、塑料薄膜、金属薄板等制作。

(5) 防腐及识别标志。保护层不受环境侵蚀和腐蚀，用不同颜色的油漆涂料涂沫制成，既作防腐层又作识别标志。

常用的层结构形式有涂抹型、绑扎型和粘贴型，如7-3-4、图7-3-5、图7-3-6所示。

绝热层的施工方法取决于绝热材料的形状和特性。常用的绝热方法有以下几种形式。

(1) 涂抹法绝热。涂抹法绝热适用于石棉粉、碳酸镁石棉粉和硅藻土等不定形的散状材料，把这些材料与水调成胶泥涂抹于需要绝热的管道设备上。这种绝热方法整体性好，绝热层和绝热面结合紧密，且不受被绝热物体形状的限制。

涂抹法多用于热力管道和设备的绝热，其结构如图7-3-4所示。施工时应分多次进行，为增加胶泥与管壁的附着力，第一次可用较稀的胶泥涂抹，厚度为3~5mm，待第一层彻底干燥后，用干一些的胶泥涂抹第二层，厚度为10~15mm，以后每层为15~25mm，均应在前一层完全干燥后进行，直到要求的厚度为止。

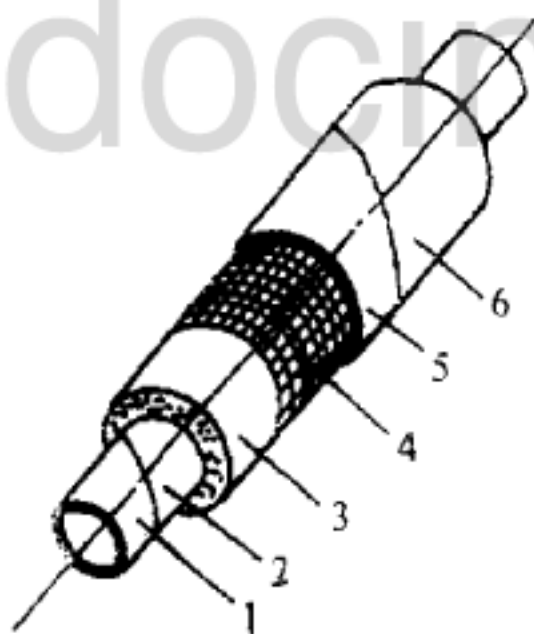


图7-3-4 涂抹法绝热

1—管道；2—防锈漆；3—绝热层；4—铁丝网；5—保护层；6—防腐漆

涂抹法不得在环境温度低于0℃情况下施工，以防胶泥冻结。为加快胶泥的干燥速度，可在管道或设备内通入温度不高于150℃的热水或蒸汽。

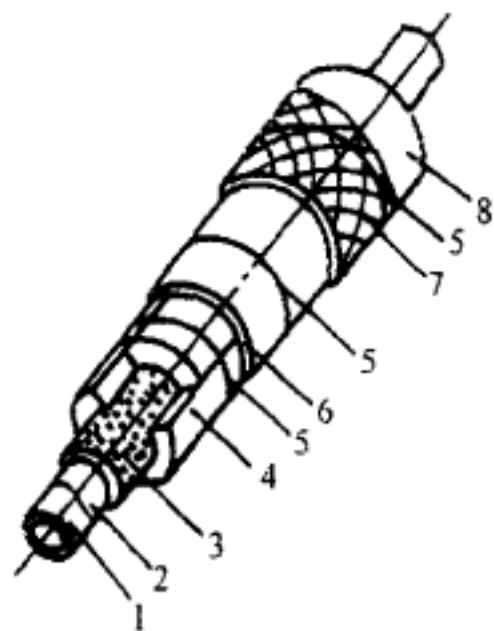


图 7-3-5 绑扎法绝热

1—管道；2—防锈漆；3—胶泥；4—绝热层；
5—镀锌铁丝；6—沥青油毡；
7—玻璃丝布；8—防腐漆

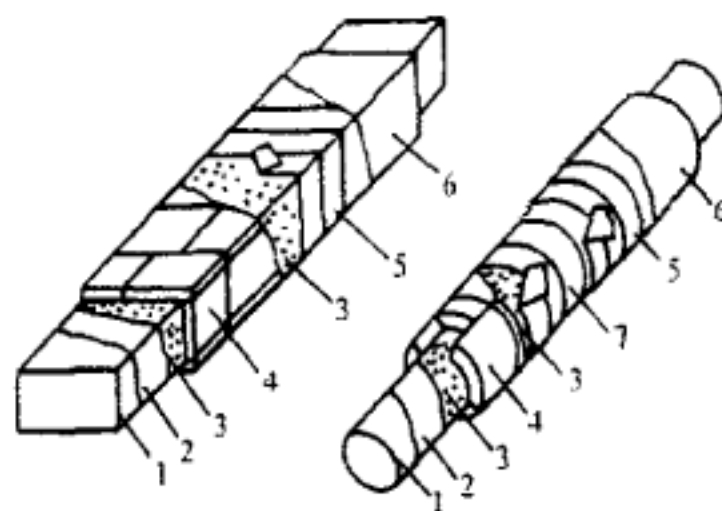


图 7-3-6 粘结法绝热

1—管道；2—防锈漆；3—粘接剂；
4—绝热层；5—玻璃丝；
6—防腐漆；7—聚乙烯薄膜

(2) 绑扎法。绑扎法适用于预制绝热瓦或板块料，用镀锌铁线绑扎在管道的壁面上，是热力管道最常用一种保温绝热方法，其结构见图 7-3-5。为使绝热材料与管壁紧密结合，绝热材料与管壁之间应涂抹一层石棉粉或石棉硅藻土胶泥（一般为 3~5mm 厚），然后再将保温材料绑扎在管壁上。因矿渣棉、玻璃棉、岩棉等矿纤材料预制品抗水性能差，采用这些绝热材料时可不涂抹胶泥而直接绑扎。绑扎绝热材料时，应将横向接缝错开，如绝热材料为管壳，应将纵向接缝设置在管道的两侧。采用双层结构时，第一层表面必须平整，不平整时，矿纤维材料用同类纤维状材料填平，其他材料用胶泥抹平，第一层表面平整后方可进行下一层绝热。

(3) 粘贴法绝热。粘贴法绝热适用于各种加工成型的预制品绝热材料，主要用于空调系统及制冷系统绝热。它是靠粘结剂与被绝热的物体固定的，其结构如图 7-3-6 所示。常用的粘结剂有石油沥青玛蹄脂、聚酯预聚体胶、醋酸乙烯乳胶、酚醛树脂和环氧树脂等，其石油沥青玛蹄脂适应大部分绝热材料的粘结，施工时应根据绝热材料的特性选用。涂刷粘结剂时，要求粘贴面及四周接缝上各处粘结剂均匀饱满。粘贴绝热材料时，应将接缝相互错开，错缝的方法及要求与绑扎法绝热相同。

(4) 钉贴法绝热。钉贴法绝热是矩形风管采用得较多的一种绝热方法，它用保温钉（见图 7-3-7）代替粘结剂将泡沫塑料绝热板固定在风管表面上。施工时，先用粘结剂将保温钉粘贴在风管表面上，然后用手或木方轻轻拍打绝热板，保温钉便穿过绝热板而露出，然后套上垫片，将外露部分扳倒（自锁垫片压紧即可），即将绝热板固定，其结构如图 7-3-8 所示。为了使绝热板牢固的固定在风管上，外表面也应用镀锌皮带或尼龙带包扎。

(5) 风管内绝热是将绝热材料置于风管的内表面，用粘结剂和保温钉将其固定，

是粘贴法和钉贴法联合使用的一种绝热方法，其目的是加强绝热材料与风管的结合力，以防止绝热材料在风力的作用下脱落。其结构如图 7-3-9 所示。

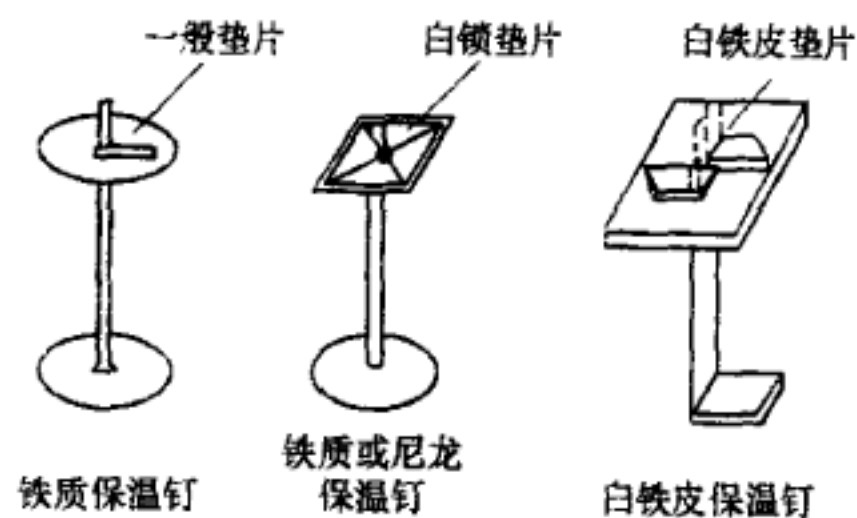


图 7-3-7 保温钉

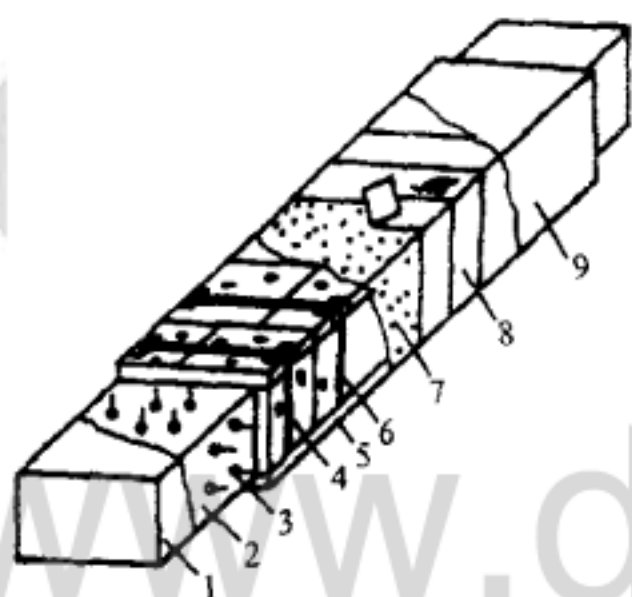
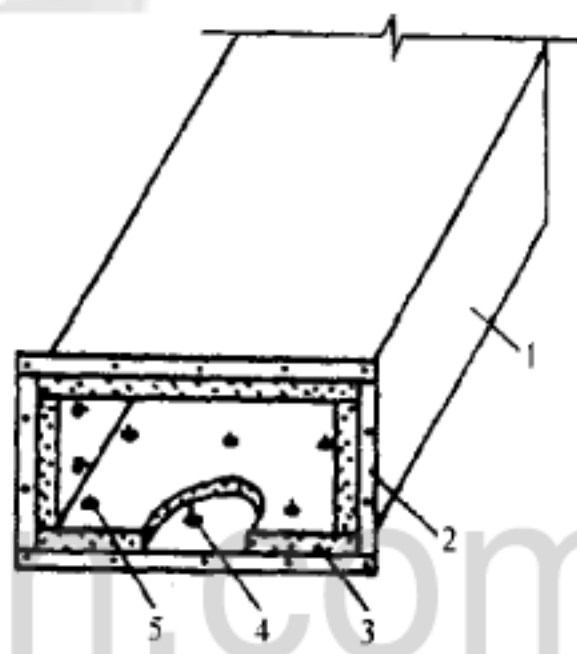


图 7-3-8 钉贴法绝热图

1—风管；2—防锈漆；3—保温钉；4—绝热层；
5—铁垫片；6—包扎带；7—粘接剂；
8—玻璃丝布；9—防腐漆



7-3-9 内绝热

1—风管；2—法兰；3—绝热层；
4—保温钉；5—垫片；

风管内绝热一般采用涂有胶质保护层的毡状材料（如玻璃棉毡）。施工时先除去风管粘贴面上的灰尘、污物，然后将保温钉刷上粘结剂粘贴在风管内表面上，待保温钉贴固定后，再在风管内表面上满刷一层粘结剂后迅速将绝热材料铺贴上，最后将垫片套上。内绝热的四角搭接处，应小块顶大块，以防止上面一块面积过大下垂。管口及所有接缝处都应刷上粘结剂密封。风管内保温一般适用于需要进行消声的场合。

（6）聚氨酯硬质泡沫塑料的绝热。聚氨酯硬质泡沫塑料由聚醚和多元异氰酸酯加催化剂、发泡剂、稳定剂等原料按比例调配而成。施工时，应将这些原料分成两组（A 组和 B 组）。A 组为聚醚和其他原料的混合液，B 组为异氰酸酯。只要两组混合在一起，即起泡而生成泡沫塑料。

聚氨酯硬质泡沫塑料一般采用现场发泡，其施工方法有喷涂法和灌注法两种。喷涂法施工就是用喷枪将混合均匀的液料喷涂于被绝热物体的表面上。为避免垂直壁面喷涂时液料下滴，要求发泡的时间要快一点。灌注法施工就是将混合均匀的液料直接灌注于需要成型的空间或事先安置的模具内，经发泡膨胀而充满整个空间，为保证有足够操作时间，要求发泡的时间应慢一些。

施工操作应注意以下事项：

1) 聚氨酯硬质泡沫塑料不宜在气温低于 5°C 的情况下施工，否则应将液料加热到 $20\sim 30^{\circ}\text{C}$ 。

2) 被涂物表面应清洁干燥，可以不涂防锈层。为便于喷涂和灌注后清洁工具和脱取模具，在施工前可在工具和模具内表面涂上一层油脂。

3) 调配聚醚混合液时，应随用随调，不宜隔夜，以防原料失效。

4) 异氰酸酯及其催化剂等原料均为有毒物质，操作时应戴上防毒面具，防毒口罩，防护眼镜，橡皮手套等防护用品，以免中毒和影响健康。

聚氨酯硬质泡沫塑料现场发泡工艺操作简单方便，施工效率高，没有接缝，不需要任何支撑件，材料导热系数小，吸湿率低，附着力强，可用于 $-100^{\circ}\text{C}\sim +120^{\circ}\text{C}$ 的环境温度。

(7) 缠包法绝热。缠包法绝热适用于卷状的软质绝热材料（如各种棉毡等）。施工时需要将成卷的材料根据管径的大小剪裁成适当宽度（ $200\sim 300\text{mm}$ ）的条带，以螺旋状缠包到管道上[如图 7-3-10（a）所示]，也可以根据管道的圆周长度进行剪裁，以原幅宽对缝平包到管道上[如图 7-3-10（b）所示]。不管采用哪种方法，均需边缠，边压，边抽紧，使绝热后的密度达到设计要求。一般矿渣棉毡缠包后的密度不应小于 $150\sim 200\text{kg/m}^3$ ，玻璃棉毡缠包后的密度不应小于 $100\sim 130\text{kg/m}^3$ ，超细玻璃棉毡缠包后的密度不应小于 $40\sim 60\text{kg/m}^3$ 。如果棉毡的厚度达不到规定的要求，可采用两层或多层缠包。缠包时接缝应紧密结合，如有缝隙，应用同等材料填塞。采用层缠包时，第二层应仔细压缝。

绝热层外径不大于 500mm 时，在绝热层外面用直径为 $1.0\sim 1.2\text{mm}$ 的镀锌铁丝绑扎间距为 $150\sim 200\text{mm}$ ，禁止以螺旋状连续缠绕。当绝热层外径大于 500mm 时还应加镀锌铁线网缠包。再用镀锌铁丝绑扎牢。

(8) 套筒式绝热。套筒式绝热就是将矿纤材料加工成型的绝热筒直接套在管道上，是冷水管较常用的一种绝热方法，只要将绝热筒上轴向切口扒开，借助矿纤材料的弹性便可将绝热筒紧紧的套在管道上。为便于现场施工，绝热筒在生产厂里多在绝热筒的外表面有一层胶状保护层，因此在一般室内管道绝热时，可不需再设保护层。对于绝热筒的轴向切口和两筒之间的横向接口，可用带胶铝簿粘合，其结构如图 7-3-11 所示。热管内一般通入蒸汽。

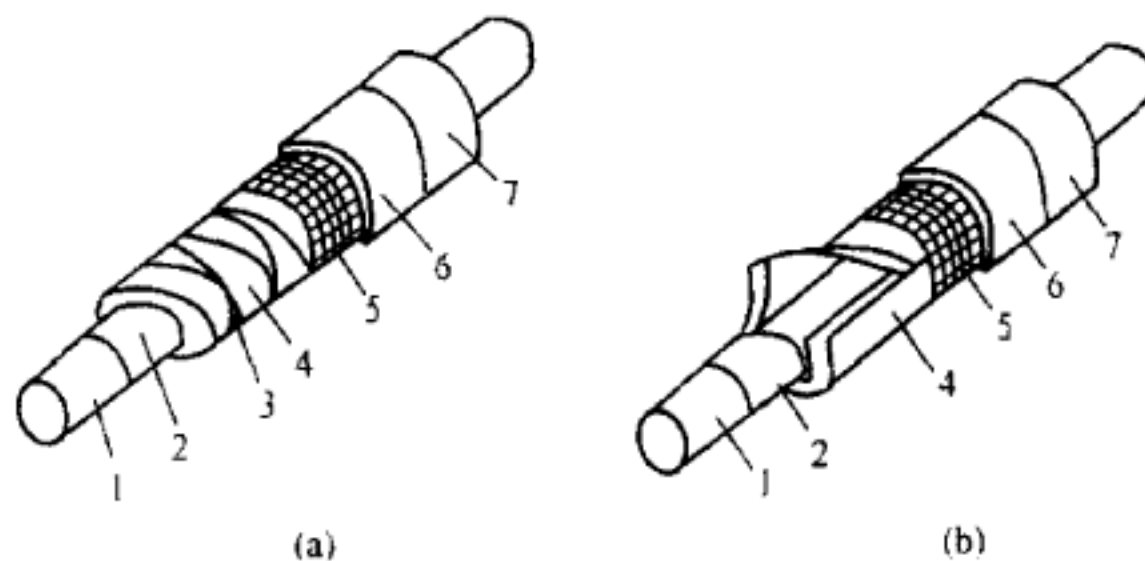


图 7-3-10 缠包法保温

(a) 螺旋缠包; (b) 对缝平包

1—管道; 2—防锈漆; 3—镀锌铁丝; 4—保温层;

5—铁丝网; 6—保护层; 7—防腐漆

(9) 管道伴热保温。为防止寒冷地区输送液体的管道冻结或由于降温增加流体粘度, 有些管道需要伴热保温。伴热保温是在保温层内设置与输送介质管道平行的伴热管, 通过加热管散发的热量加热主管道内的介质, 使介质保持在一定的温度范围内。这种形式的保温作用主要是减少伴热管热量向外的损失。管道伴热保温多采用毡、板或瓦状保温材料用绑扎法或缠包法将主管道和伴热管统一置于保温结构内, 为便于加热, 主管道和伴热管之间缝隙不应填充保温材料。管道伴热保温形式如图 7-3-12 所示。伴热管内一般通入蒸汽。

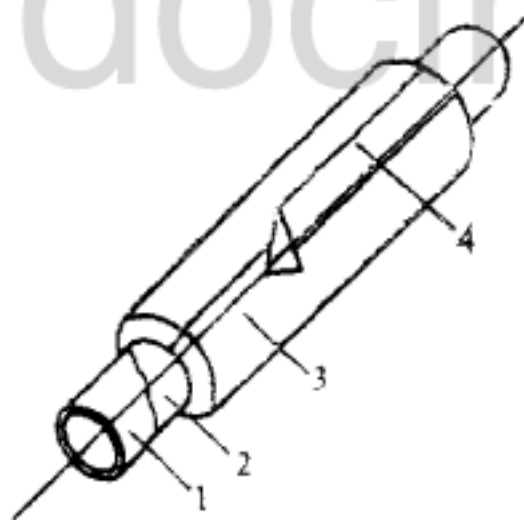


图 7-3-11 套筒式保温

1—管道; 2—防锈漆; 3—保温层; 4—带胶铝箔层

(二) 管道附件保温

管道系统的阀门, 法兰, 三通, 弯管和支、吊架等附件需要保温时可根据情况采用

7-2-13~7-2-10 所示的形式。

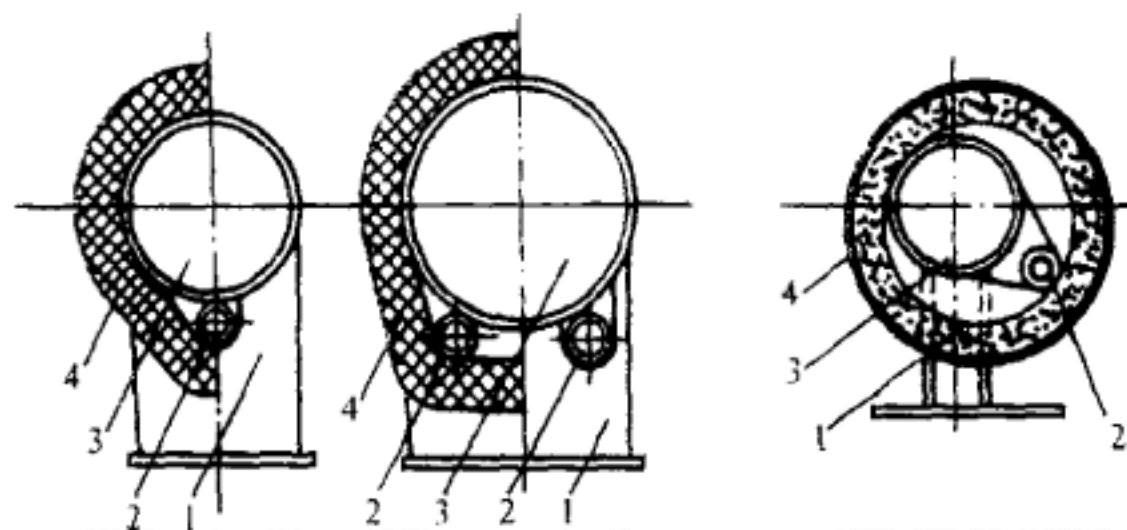


图 7-3-12 管道伴热保温形式示意图

1—管道；2—管道保温层；3—阀门；4—保温层

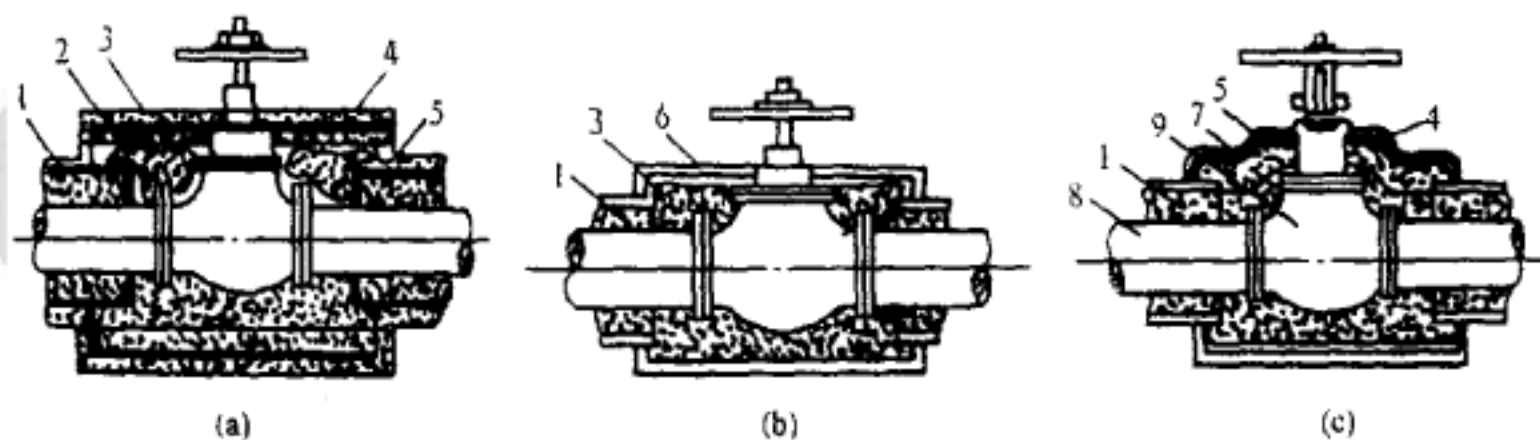


图 7-3-13 阀门保温

(a) 预制管壳保温；(b) 铁皮壳保温；(c) 棉毡包扎保温

1—管道保温层；2—绑扎钢带；3—填充保温材料；4—保护层，
5—镀锌铁丝；6—铁皮壳；7—保温棉毡；8—管道；9—阀门

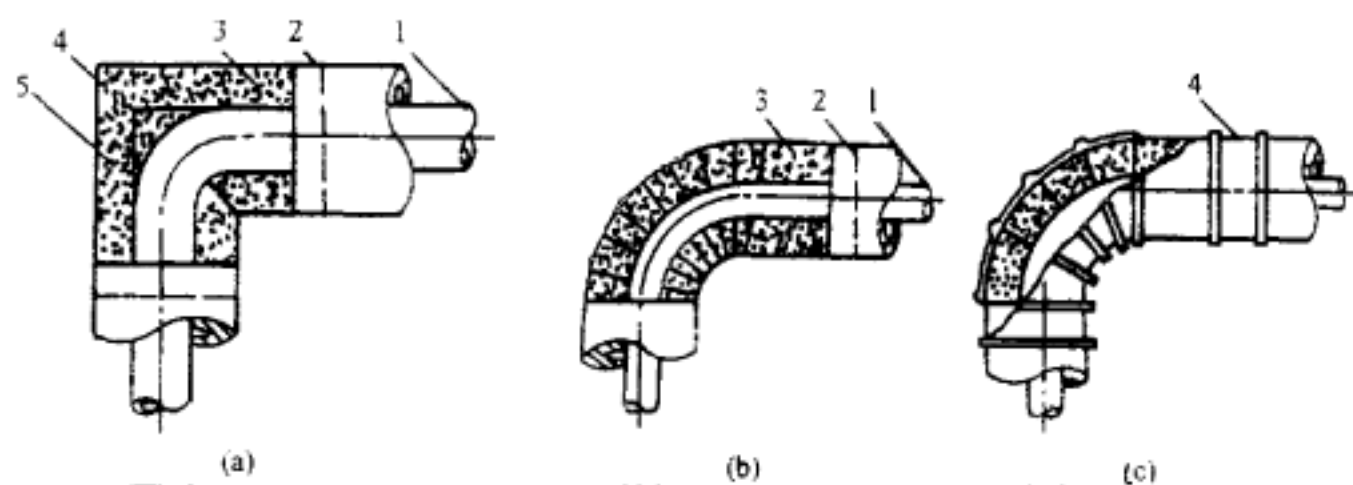


图 7-3-14 弯管保温

(a) 管径小于 80mm；(b) 管径大于 100mm

1—管道；2—镀锌铁丝；3—预制管壳；4—铁皮壳；5—填充保温材料

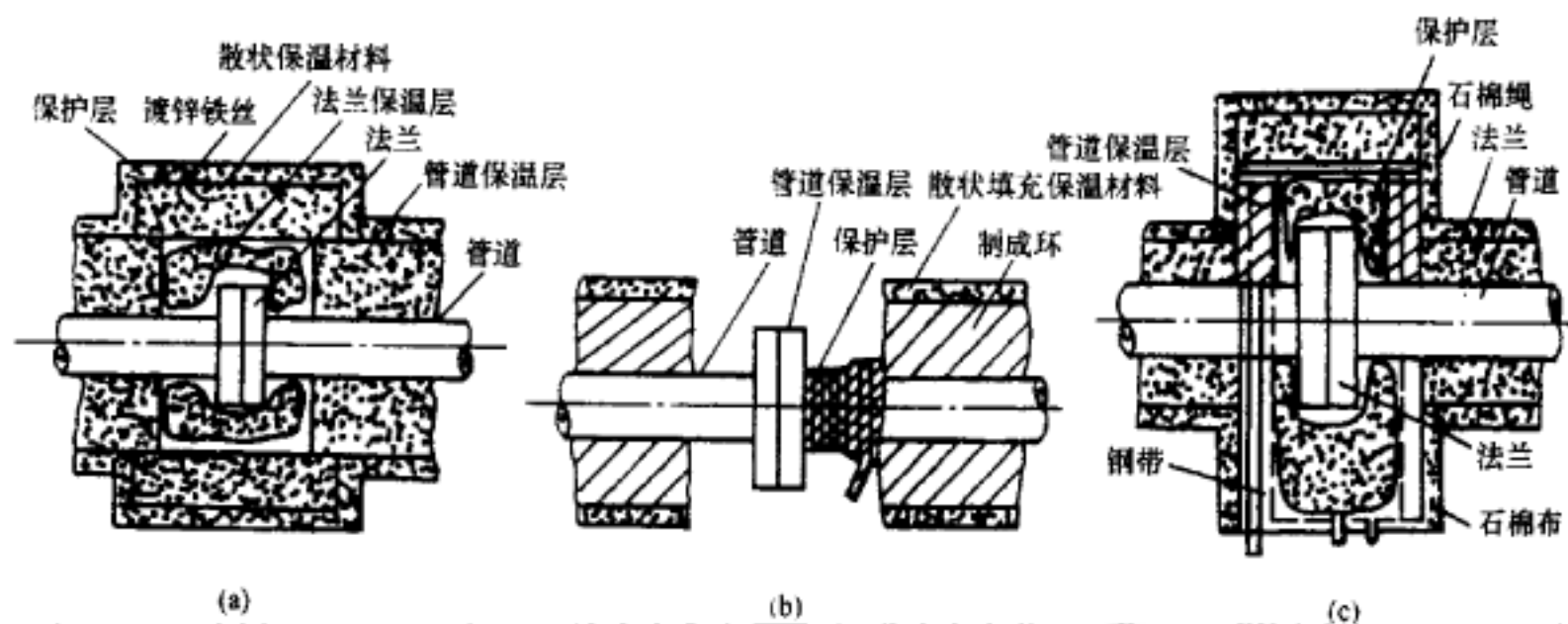


图 7-3-15 法兰保温

(a) 预制管壳保温; (b) 缠绕式保温; (c) 包扎式保温

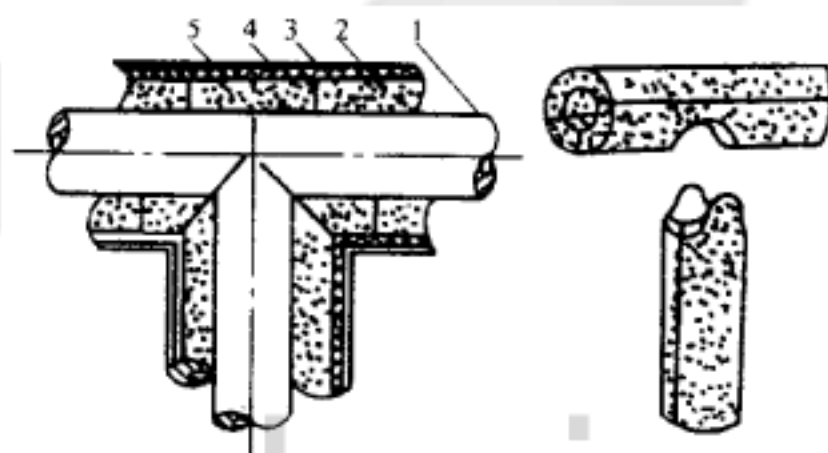


图 7-3-16 三通保温

1—管道; 2—保温层; 3—镀锌铁丝; 4—镀锌铁丝网; 5—保护层

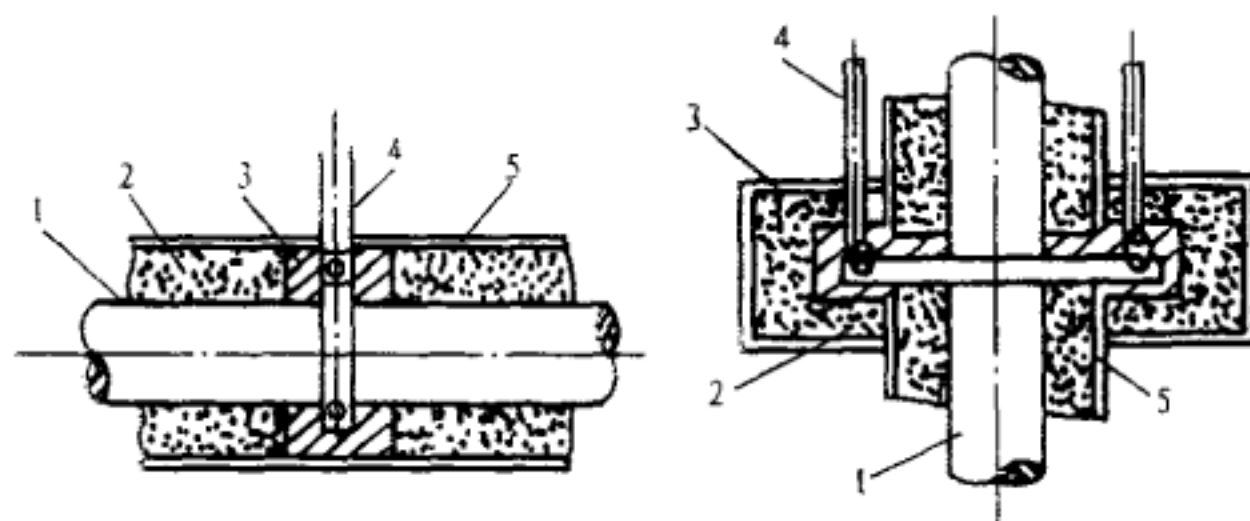


图 7-3-17 吊架保温

1—管道; 2—保温层; 3—吊架处填充散状保温材料; 4—吊架; 5—保护层;

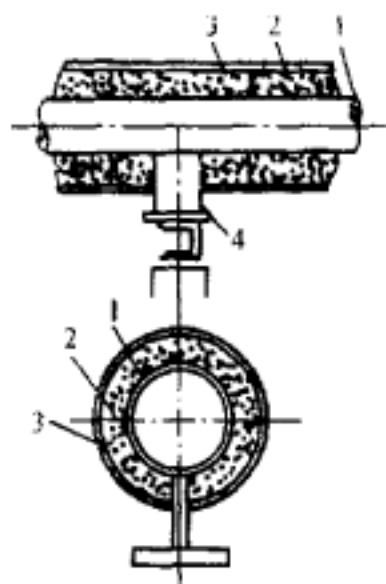


图 7-3-18 活动支托架保温

1—管道；2—保温层；3—保护层；4—支架

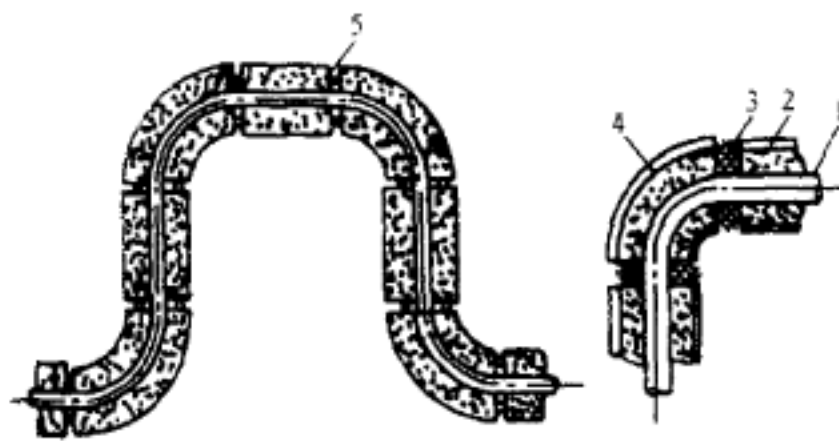


图 7-3-19 方形补偿基保温

1—管道；2—保温层；3—填充层；
4—保护壳；5—膨胀缝

(三) 设备保温

由于一般设备表面积大，保温层不容易附着，所以设备保温时要在设备表面焊制钉钩并在保温层外设置镀锌铁丝网，铁丝网与钉钩扎牢，以帮助保温材料能附着在设备上。设备保温结构如图 7-3-20 所示，具体结构形式有湿抹式、包扎式、预制式和填充式等几种。

湿抹式保温适用于石棉硅藻土等保温材料。涂抹方式与管道涂抹法相同，涂抹完后罩一层镀锌铁丝网，铁丝网与钉钩扎牢。包扎式适用于半硬质板、毡等保温材料，施工时保温材料搭接应紧密。湿抹式和包扎式钉钩间距以 250~300mm 为宜，钉网布置见图 7-3-21。预制式保温材料为各种预制块。保温时预制块与设备表面及预制块之间须用胶泥等保温材料填实，预制块应错缝拼接，并用铁丝网与钉钩扎牢固定。

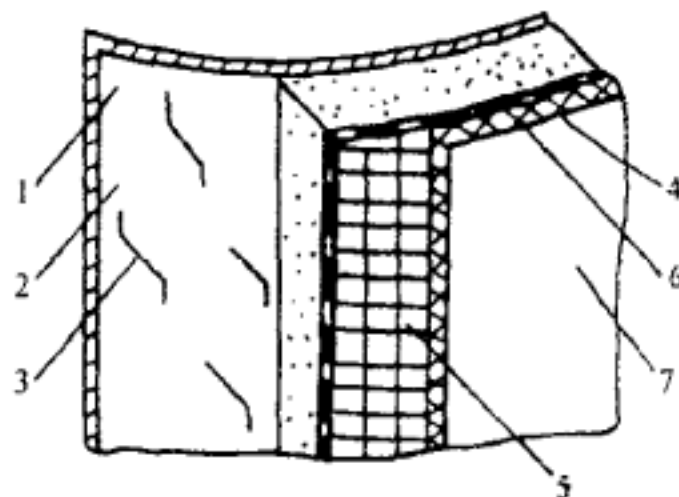


图 7-3-20 设备保温结构

1—设备外壁；2—防锈漆；3—钉钩；4—保温层；
5—镀锌铁丝网；6—保护层；7—防腐层

预制式钉网布置如图 7-3-22 所示。填充式保温多用于松散保温材料。保温时先将铁丝网绑扎到钉钩上，铁丝网与设备外壁的间距（钉钩长度）等于保温层厚度，然后在铁丝网内衬一层牛皮纸，再向牛皮纸和设备外壁之间的空隙填入保温材料。填充式钉网布置如图 7-3-23 所示。

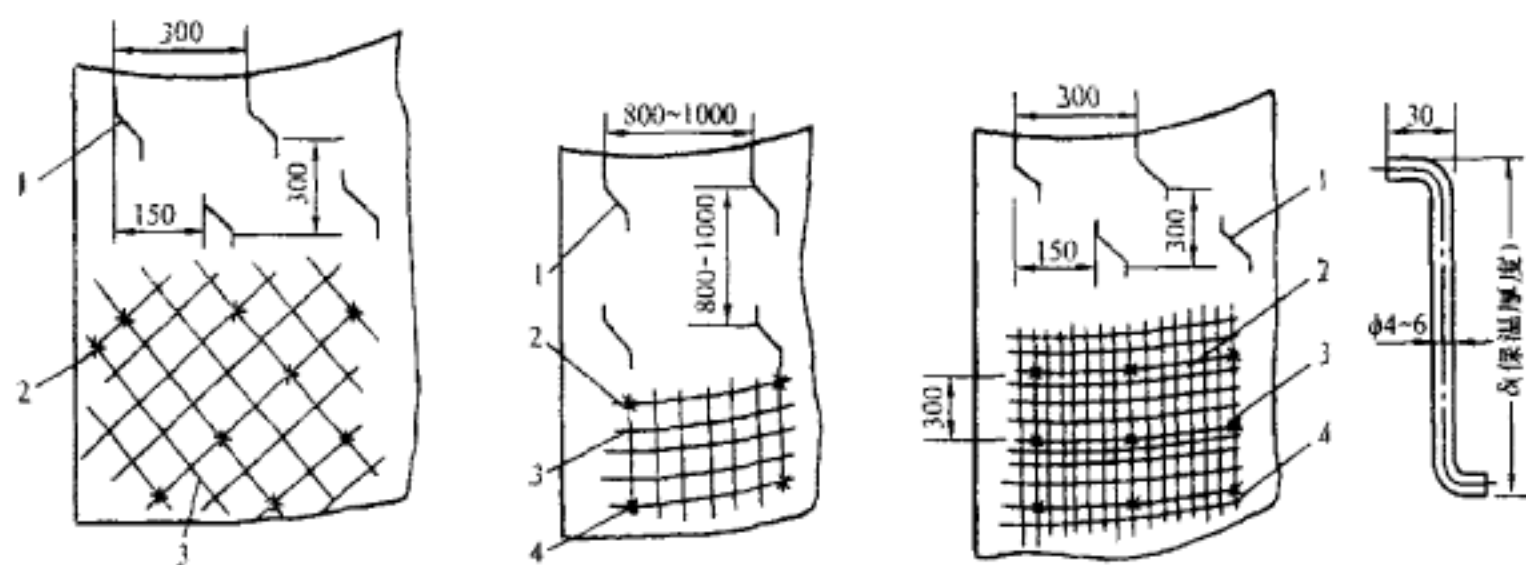


图 7-3-21 湿抹式钉网布置 图 7-3-22 预制式钉网布置 图 7-3-23 填充式钉网布置
 1—钉钩；2—绑扎镀锌铁丝； 1—钉钩；2—铁丝扎环；3— 1—钉钩；2—镀锌铁丝扎环；3—镀锌
 3—镀锌铁丝网 镀锌铁丝网；4—绑扎铁丝 铁丝扎丝；4—镀锌铁丝网

www.docin.com