

# 工业供热与管道工程学

## 课程设计任务书

编 写      孙 军

南 京 林 业 大 学

# 课程设计任务书

## （一）课程设计目的

课程设计是“工业供热与管道工程学”课程的主要教学环节之一，通过课程设计，可以了解供热管网设计的主要内容、程序和基本原则，学习管网设计计算的基本方法和基本步骤，巩固课程学习阶段所学的基本知识，并运用这些知识分析解决工程实际问题。

## （二）课程设计题目

“工厂蒸汽供热系统室外管网的水力计算”

## （三）已知条件

### 1.热源

热源为蒸汽锅炉，供应饱和蒸汽，平均供汽压力为2.3MPa（表压力，下同）。

### 2.供汽管路

采用方形补偿器，热源出口和各分支管路上均设置截止阀。各用户的同时使用系数为1。

### 3.凝结水回收系统

采用余压回水，热源处设置闭式凝结水箱，通过排汽和补汽，使水箱压力始终维持在0.005MPa。

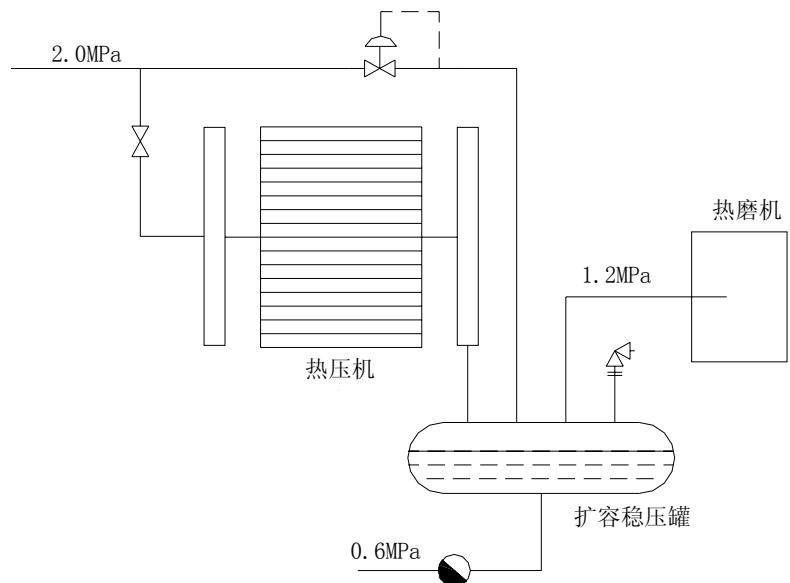


图1-1 用户2管道连接系统

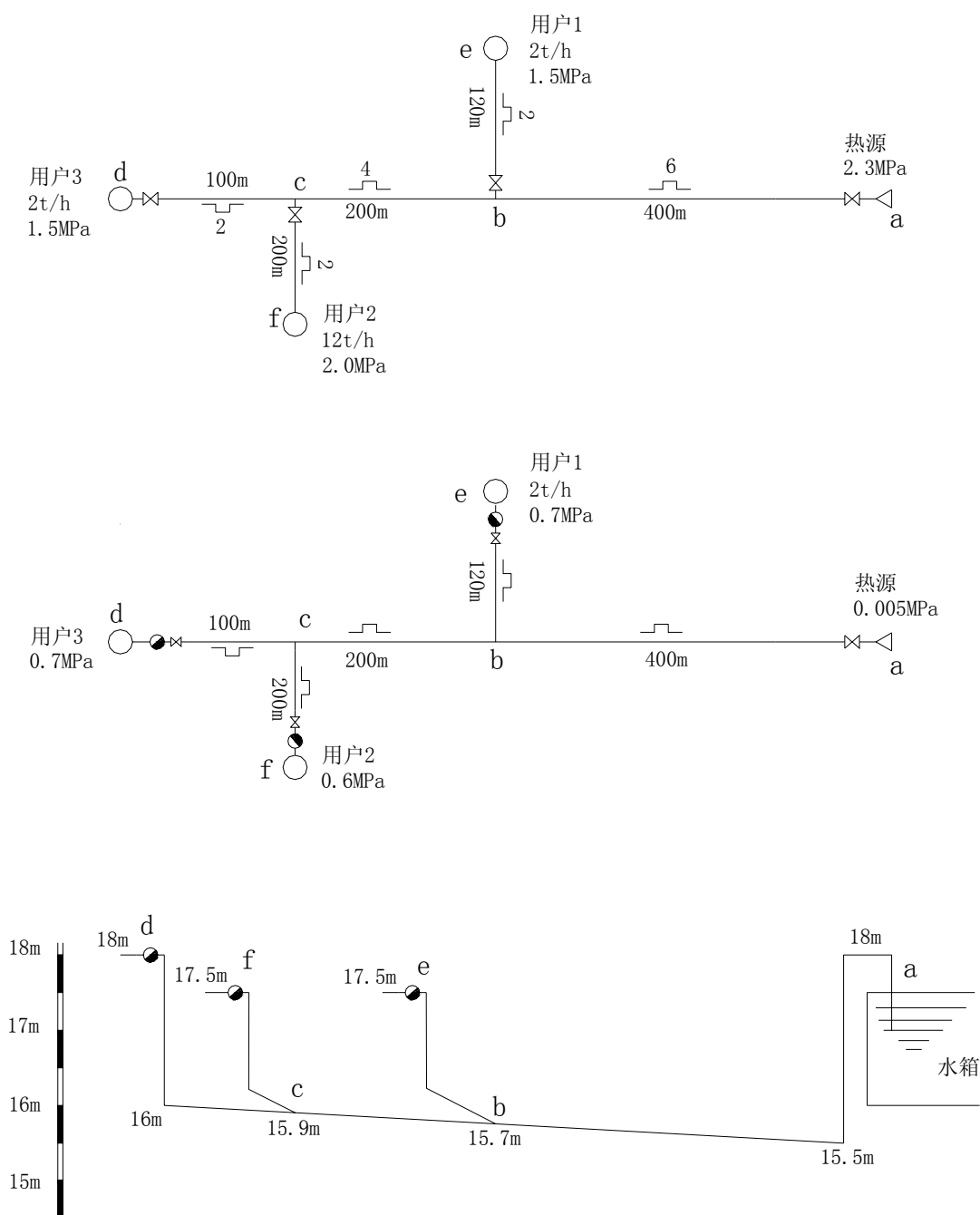


图1-2 室外供热管网平面布置与纵剖面布置

#### 4.热用户

##### (1) 用户 1

为间接加热用户，用汽量为 2t/h，换热器进汽压力为 1.5MPa，换热器流动阻力为 0.1MPa，疏水器出口压力为 0.7MPa，所有凝结水均进入凝结水回收系统。

##### (2) 用户 2

有两台用热设备(见图 1-1)，其中热压机为间接加热设备，用汽量为 8t/h，进汽压力为 2.0MPa，流动阻力为 0.1MPa，所有凝结水均进入稳压扩容罐。热磨机为直接加热设备，用汽量为 4t/h，进汽压力为 1.2MPa，无凝结水排放。连接稳压扩容罐的疏水器的出口压力为 0.6MPa，凝结水均进入凝结水回收系统。

##### (3) 用户 3

为间接加热用户，用汽量为 2t/h，换热器进汽压力为 1.5MPa，换热器流动阻力为 0.1MPa，疏水器出口压力为 0.7MPa，所有凝结水均进入凝结水回收系统。

室外供汽管网和余压凝水管网的平面布置与纵剖面布置见图 1-2。

#### (四) 课程设计与要求

##### 1. 设计内容

###### (1) 室外供汽管网的水力计算

计算各计算管段的蒸汽流量，采用“分段平均密度法”确定各计算管段的管径，确定各蒸汽用户的实际进汽压力。

###### (2) 室外余压凝结水回收管网的水力计算

计算各计算管段的凝水流量，采用“全程平均密度法”确定各计算管段的管径和凝水实际流速，确定各疏水器的实际背压。

##### 2. 设计要求

各计算管段都要有详细的计算步骤和计算说明，最后要求分别制作供汽管网和凝结水回收管网设计计算汇总表。课程设计计算书必须采用 16K 纸书写，并加装封面进行装订(封面格式见附录)。

# 工业供热与管道工程学

## 课程设计指导书

编 写      孙 军

南 京 林 业 大 学

## 课程设计指导书

### （一）供热管网水力计算的基本原理

蒸汽供热系统的管网由供汽管网和凝结水回收管网组成。蒸汽供热系统管网水力计算的主要任务主要有以下三类：

（1）按已知热媒（蒸汽或凝结水）流量和压力损失，确定管道的直径。

（2）按已知热媒流量和管道直径，计算管道的压力损失，确定管路各进出口处的压力。当供汽管路输送过热蒸汽时，还应计算用户入口处的蒸汽温度。

（3）按已知管道直径和允许压力损失，计算或校核管道中的流量。

根据水力计算的结果，不仅能分别确定蒸汽供热系统的管径、流量、压力以及温度，还可进一步确定汽源的压力和温度、凝结水回收系统的型式以及凝结水泵的扬程等。

本指导书主要阐述水力计算的基本原理、凝结水管网的水力工况、上述第一类计算的基本方法、基本步骤及典型计算示例。至于上述第二类和第三类计算，由于与第一类计算原理相同、方法相似，因此未作详细说明。

#### 1. 供热管网水力计算的基本公式

在管路的水力计算中，通常把管路中流体流量和管径都没有改变的一段管子称为一个计算管段。任何一个供热系统的管路都是由许多串联或并联的计算管段组成的。

当流体沿管道流动时，由于流体分子间及其与管壁间存在摩擦，因而造成能量损失，使压力降低，这种能量损失称为沿程损失，以符号“ $\Delta p_y$ ”表示；而当流体流过管道的一些附件（如阀门、弯头、三通、散热器等）时，由于流动方向或速度的改变，产生局部漩涡和撞击，也要损失能量使压力降低，这种能量损失称为局部损失，以符号“ $\Delta p_j$ ”表示。因此，管路中每一计算管段的压力损失，都可用下式表示：

$$\Delta p = \Delta p_y + \Delta p_j = Rl + \Delta p_j \quad \text{Pa} \quad (2-1)$$

式中： $\Delta p$  —— 计算管段的压力损失，Pa；

$\Delta p_y$  —— 计算管段的沿程损失，Pa；

$\Delta p_j$  —— 计算管段的局部损失，Pa；

$R$  —— 每米管长的沿程损失，又称为比摩阻，Pa/m；

$L$  —— 管段长度，m。

比摩阻可用流体力学的达西·维斯巴赫公式进行计算：

$$R = \frac{\lambda}{d} \frac{\rho v^2}{2} \quad \text{Pa/m} \quad (2-2)$$

式中： $\lambda$  —— 管段的摩擦阻力系数；

$d$  —— 管子内径，m；

$v$  —— 热媒在管道内的流速，m/s；

$\rho$  —— 热媒的密度，kg/m<sup>3</sup>。

热媒在管内流动的摩擦阻力系数值取决于管内热媒的流动状态和管壁的粗糙程度。在室外管网中，蒸汽和热水的流动状态大多处于阻力平方区，其摩擦阻力系数与管内热媒的流动状态无关，仅取决于管壁的粗糙程度，即：

$$\lambda = f(\varepsilon) \quad (2-3)$$

$$\varepsilon = \frac{K}{d}$$

式中： $\varepsilon$  —— 管壁的相对粗糙度；

$K$  —— 管壁的当量绝对粗糙度，m。

管壁的当量绝对粗糙度与管材种类、使用年限以及使用状况（如流体对管壁的腐蚀和水垢沉积等）有关，对室外供热管路，可采用如下推荐值：

过热蒸汽 ——  $K = 0.0002 \sim 0.0001 \text{ m}$ ；

蒸汽管路 ——  $K = 0.0002 \text{ m}$ ；

凝结水管 ——  $K = 0.0005 \sim 0.001 \text{ m}$ ；

热水管路 ——  $K = 0.0005 \text{ m}$ 。

对于管径大于或等于 40 mm 的管道，阻力平方区的摩擦阻力系数  $\lambda$  可用希弗林松公式计算：

$$\lambda = 0.11 \left( \frac{K}{d} \right)^{0.25} \quad (2-4)$$

室外供热管路的热媒质量流量  $G$  通常以 t/h 作为单位表示。热媒流量与流速的关系式为：

$$v = \frac{1000G}{3600 \frac{\pi d^2}{4} \cdot \rho} = \frac{10G}{9\pi d^2 \rho} \quad \text{m/s} \quad (2-5)$$

将式（2—4）的摩擦阻力系数  $\lambda$  和式（2—5）的流速  $v$  代入式（2—2），可得出更方便的计算公式：

$$R = 6.88 \times 10^{-3} K^{0.25} \frac{G^2}{\rho d^{5.25}} \quad \text{Pa/m} \quad (2-6)$$

或

$$d = 0.378 \frac{K^{0.0476} \cdot G^{0.381}}{(\rho R)^{0.19}} \quad \text{m} \quad (2-7)$$

或

$$G = 12.06 \frac{(\rho R)^{0.5} \cdot d^{2.625}}{K^{0.125}} \quad \text{t/h} \quad (2-8)$$

式（2—4）至式（2—8）是计算管路流速  $v$ 、流量  $G$ 、管径  $d$  和比摩阻  $R$  的基本公式。在工程设计中，为了简化繁琐的计算，通常利用水力计算图表进行计算。水力计算图表是在特定的当量绝对粗糙度  $K_0$  和特定的密度  $\rho_0$  条件下编制的，如管壁的当量绝对粗糙度  $K$ 、热媒密度  $\rho$  与制表条件不符时，应根据式（2—4）至式（2—8）进行修正。

计算管段的局部损失可按下式计算：

$$\Delta p_j = \sum \zeta \frac{\rho v^2}{2} \quad \text{Pa} \quad (2-9)$$

式中： $\zeta$  —— 管段中各局部阻力系数之和；

其余符号同前。

在供热系统网路的水力计算中，还经常采用“当量长度法”，将管段的局部损失折合为该管段 $l_d$ 米长度的沿程损失来计算，即：

$$\sum \zeta \frac{\rho v^2}{2} = R l_d = \frac{\lambda}{d} \frac{\rho v^2}{2} l_d$$

由此可得当量长度的定义式

$$l_d = \frac{d}{\lambda} \sum \zeta \quad \text{m} \quad (2-10)$$

将式（2—4）代入上式，得：

$$l_d = \frac{d}{\lambda} \sum \zeta = 9.1 \frac{d^{1.25}}{K^{0.25}} \sum \zeta \quad \text{m} \quad (2-11)$$

教材“供热工程（新1版）”（以下简称“教材”）附录9—2出了热媒流过供热系统管路一些管件和附件的局部阻力系数 $\zeta$ 值和 $K = K_0 = 0.5 \text{ mm}$ 时的局部阻力当量长度值，这些数值都是通过实验方法确定的。

如管道的实际当量绝对粗糙度 $K_{sh}$ 与局部阻力当量长度表中采用的 $K_0$ 不同时，根据上式，应对 $l_d$ 进行修正：

$$l_{d,sh} = \left( \frac{K_0}{K_{sh}} \right)^{0.25} l_{d,0} \quad \text{m} \quad (2-12)$$

式中： $l_{d,0}$  —— 相应于表中条件 $K_0$ 下的局部阻力当量长度，m；

$l_{d,sh}$  —— 相应于实际条件 $K_{sh}$ 下的局部阻力当量长度，m。

当采用当量长度法进行水力计算时，管段水力计算的基本公式（2—1）可改写为：

$$\Delta p = R l + \Delta p_j = R l + R l_d = R (l + l_d) = R l_{zh} \quad \text{Pa} \quad (2-13)$$

式中： $l_{zh}$  —— 管段的折合长度，m。

表 2—1 局部阻力当量长度百分数

热 媒	管道伸缩补偿器型式		
	套管或波形补偿器	光滑的方形补偿器	焊接方形补偿器
蒸 汽	0.3 ~ 0.4	0.5 ~ 0.6	0.7 ~ 0.8
热水、凝结水	0.2 ~ 0.3	0.3 ~ 0.4	0.5 ~ 0.7

在进行估算时，局部阻力的当量长度 $l_d$ 可按管道实际长度 $l$ 的百分数来计算，即：



$$l_d = \alpha_j l \quad \text{m} \quad (2-14)$$

式中:  $l$  —— 管道的实际长度, m;

$\alpha_j$  —— 局部阻力当量长度百分数, %。见表 2—1。由于管道越短, 局部阻力所占

百分数越大, 因此, 短管取表中低值, 长管取高值。

## 2. 供热管路的资用压力的计算

由于流体流动时不可避免地会产生流动阻力, 因此, 要维持流体的流动, 系统就必须提供等值的作用力, 用以克服流动阻力。这种维持流体流动所需要的作用力就称为资用压力 (或称作用压力)。资用压力可以来自于流体自身的重力、压力, 也可以来自于泵与风机等机械提供的外力。

任何管路的资用压力都可以根据流体力学中的伯努利方程式求出。

设流体流过某一管段 (图 2—1), 根据伯努利方程式, 可列出断面 1 和 2 之间的能量方程式为:

$$p_1 + Z_1 \rho g + \frac{v_1^2 \rho}{2} = p_2 + Z_2 \rho g + \frac{v_2^2 \rho}{2} + \Delta p_{1-2} \quad \text{Pa} \quad (2-15)$$

式中:  $p_1$ 、 $p_2$  —— 端面 1、2 的压力, Pa;

$Z_1$ 、 $Z_2$  —— 端面 1、2 的管中心线离某一基准面 O—O 的位置高度, m;

$v_1$ 、 $v_2$  —— 端面 1、2 的流体平均速度, m/s;

$\rho$  —— 流体的密度, kg/m<sup>3</sup>;

$g$  —— 重力加速度, 为 9.81m/s<sup>2</sup>;

$\Delta p_{1-2}$  —— 流体流经管段 1—2 的压力损失, Pa。

由于维持流体流动的资用压力应等于流体的流动阻力 (压力损失), 因此, 资用压力为:

$$\Delta p_{1-2} = (p_1 - p_2) + (Z_1 - Z_2) \rho g + \left( \frac{v_1^2 \rho}{2} - \frac{v_2^2 \rho}{2} \right) \quad \text{Pa}$$

对于蒸汽管路来说,  $(Z_1 - Z_2) \rho g$ 、 $\left( \frac{v_1^2 \rho}{2} - \frac{v_2^2 \rho}{2} \right)$  两项与  $(p_1 - p_2)$  相比, 可以忽略不计, 蒸汽管路的资用压力  $\Delta p_{1-2}$  就等于管段始末两端截面的压力差, 即:

$$\Delta p_{1-2} = (p_1 - p_2) \quad \text{Pa} \quad (2-16)$$

对于凝结水管路和热水管路来说, 与  $(p_1 - p_2)$  相比,  $\left( \frac{v_1^2 \rho}{2} - \frac{v_2^2 \rho}{2} \right)$  一项可以忽略不计, 但  $(Z_1 - Z_2) \rho g$  则不能忽略不计, 因此, 凝结水管路和热水管路资用压力  $\Delta p_{1-2}$  的计算公式为:

$$\Delta p_{1-2} = (p_1 - p_2) + (Z_1 - Z_2) \rho g \quad \text{Pa} \quad (2-17)$$

在凝结水管网和热水管网中的水力计算中, 有时会遇到管路中设有凝结水泵或循环水

泵的情况，这时，在式（2—15）的左端还应加上水泵提供的外加压力 $p_B$ ，而管路的资用压力则变为：

$$\Delta p_{1-2} = (p_1 - p_2) + (Z_1 - Z_2)\rho g + p_B \quad \text{Pa} \quad (2-18)$$

式中： $p_B$  —— 水泵提供的外加压力，Pa。

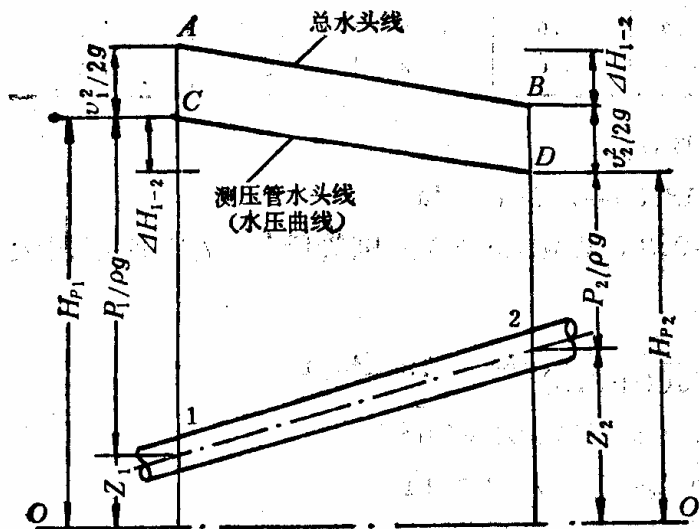


图 2—1 总水头线与测压管水头线

### 3. 水压图

水压图是分析凝结水管网和热水管网水力工况的重要工具，下面介绍水压图的基本概念。

设凝结水或热水的密度为  $\rho$ ，将伯努利方程式（2—15）两边同除以  $\rho g$ ，得：

$$\frac{p_1}{\rho g} + Z_1 + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + Z_2 + \frac{v_2^2}{2g} + \Delta H_{1-2} \quad \text{mH}_2\text{O} \quad (2-19)$$

上式就是用水头高度形式（单位为 $\text{mH}_2\text{O}$ ）表示的伯努利方程式。

水头又称压头。式（2—19）中， $\frac{p}{\rho g}$ 、 $Z$ 、 $\frac{v^2}{2g}$  分别称为静压水头、位置水头和速度水头；静压水头和位置水头之和  $\left(\frac{p}{\rho g} + Z\right)$  称为测压管水头；三项压头之和  $\left(\frac{p}{\rho g} + Z + \frac{v^2}{2g}\right)$

称为总水头。 $\Delta H_{1-2}$  称为流体流经管段 1—2 的压头损失。

压头损失  $\Delta H_{1-2}$  与压力损失  $\Delta p_{1-2}$  之间的关系为：

$$\Delta H_{1-2} = \frac{\Delta p_{1-2}}{\rho g} \quad \text{mH}_2\text{O} \quad (2-20)$$

如图 2—1 所示,将管段中各断面的总水头高度连接起来的曲线称为总水头线(图中曲线 AB),断面 1 与 2 的总水头差值,就是流体流经管段 1—2 的压头损失  $\Delta H_{1-2}$ 。

将测压管水头高度连接起来的曲线称为测压管水头线(图中曲线 CD)。在凝结水或热水管路中,将各管段的测压管水头线顺次连接起来的曲线,就称为凝结水或热水管路的水压曲线。

绘制水压曲线的作用主要有以下几点:

(1) 利用水压曲线,可表示出各管段的压力损失值。将式(2—17)改写成以压头表示的形式:

$$\Delta H_{1-2} = \left( \frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} \right) - (Z_1 - Z_2) = \left( \frac{p_1}{\rho g} + Z_1 \right) - \left( \frac{p_2}{\rho g} + Z_2 \right) \quad \text{mH}_2\text{O} \quad (2-21)$$

因此可以认为:管道中任意两点的测压管水头高度之差就等于水流过该两点之间的管道压力损失值。

(2) 利用水压曲线,可以确定凝结水管路中凝结水泵和热水管路中循环水泵的扬程。将式(2—18)改写成以压头表示的形式:

$$H_B = \frac{p_B}{\rho g} = \left( \frac{p_2}{\rho g} - \frac{p_1}{\rho g} \right) - (Z_2 - Z_1) + \Delta H_{1-2} \quad \text{mH}_2\text{O} \quad (2-22)$$

式中:  $H_B$  —— 水泵的扬程,  $\text{mH}_2\text{O}$ 。

(3) 根据水压曲线的坡度,可以确定管段的单位管长的平均压降的大小。水压曲线越陡,管段的单位管长的平均压降就越大。

(4) 利用水压曲线,可以确定管道中任何一点的压力(压头)值。管道中任意点的压头就是等于该点测压管水头高度和该点所处的位置标高(位置水头)之间的高差( $\text{mH}_2\text{O}$ )。例如图 2—1 中点 1 的压头就等于  $(H_{p,1} - Z_1) \text{mH}_2\text{O}$ 。

由于热水管路系统是一个水力连通器,因此,只要已知或固定管路上任意一点的压力,则管路中其它各点的压力也就已知或固定了。

#### 4. 供热管网中热媒的最大流速

考虑到经济因素以及运行的可靠性,供热管网中,热媒的流速一般不得大于表 2—2 规定的数值,通向个别用户的支管中的流速上限值可在表 2—2 数值的基础上上浮 30%。在计算管径时,若考虑到热负荷发展,流量有增加的可能性,则宜选取较低的流速;如管道的允许压力损失较大,则宜选取较低的流速;表中流速范围的较小值适用于小管径,较大值适用于大管径。但应注意,流速过大时,不仅会导致压力损失增加,而且也可能出现管道振动、水击等现象;流速也不能过小,如流速过小,则不仅使需要的管径加大,使投资增加而不经济,而且由于管道散热相对增加,会造成过热蒸汽温度下降、饱和蒸汽凝结量增多,难以满足用户对蒸汽参数和蒸汽品质的要求。因此,供热系统中热媒的流速以接近表中数值为好。

表 2—2 供热管网中热媒允许最大流速

热媒种类	管道公称直径 (mm)	允许最大流速 (m/s)
过热蒸汽	32 ~ 40	30 ~ 35
	50 ~ 80	35 ~ 40
	100 ~ 150	40 ~ 50
	$\geq 200$	50 ~ 60
饱和蒸汽	32 ~ 40	20 ~ 25
	50 ~ 80	25 ~ 30
	100 ~ 150	30 ~ 35
	$\geq 200$	35 ~ 40
热水和凝结水	32 ~ 40	0.5 ~ 1.0
	50 ~ 100	1.0 ~ 2.0
	$\geq 150$	2.0 ~ 3.0
废 汽	$\leq 150$	20
	$\geq 200$	30

## (二) 供汽管路的水力计算

### 1. 供汽管路水力计算的基本方法和主要步骤

供汽管路第一类水力计算的的任务主要是确定供汽管路各管段的管径，以满足各热用户对蒸汽流量和使用参数的要求。现将供汽管路水力计算的基本方法和主要步骤简述如下：

(1) 首先应根据供热管网总平面图绘制供汽管路的水力计算简图，图上应注明各热用户的计算热负荷（或计算流量），蒸汽使用参数，各管段的几何展开长度，阀门、补偿器等管道附件的类型和数量。

(2) 根据各热用户的计算流量，确定供汽管路各管段的计算流量。各热用户的计算流量，应根据各热用户的蒸汽参数及其计算热负荷，按下式确定：

$$G' = \frac{Q'}{r} \quad \text{t/h} \quad (2-23)$$

式中：G —— 热用户的计算流量，t/h；

Q —— 热用户的计算热负荷，GJ/h；

r —— 用汽压力下的汽化潜热，kJ/kg。

供汽管路中各管段的计算流量是由该管段所负担的各热用户的计算流量之和来确定的。但对供汽管路的主干线管段，还应根据具体情况，乘以各热用户的同时使用系数。

(3) 确定供汽管路主干线及其允许平均比摩阻。主干线应是从热源到某一热用户的平均比摩阻最小的一条管线。可按下式求得主干线的平均比摩阻 $R_{p,j}$ ：

$$R_{p,j} = \frac{\Delta p}{(1 + \alpha_j) \Sigma l} \quad \text{Pa/m} \quad (2-24)$$

式中： $\Delta p$  —— 供汽管路主干线的资用压力（始端与末端的蒸汽压力差），Pa；

$\Sigma l$  —— 主干线长度，m；

$\alpha_j$  —— 局部阻力当量长度占主干线长度的比例系数，可选用表 2—1 中的数值。

一般而言，管线长度越长、热用户要求的蒸汽压力越高，其允许平均比摩阻越小。

## (4) 进行主干线管段的水力计算

① 通常从主干线起始管段（即与热源出口相连的管段）开始进行水力计算，这时热源出口蒸汽的参数为已知，该管段始端压力 $p_s$ 可认为是热源出口的蒸汽压力。但由于不知道该管段的末端蒸汽压力，因而无法确定该管段中蒸汽的平均密度。为此，先假设该管段的末端蒸汽压力 $p_m$ ，假设的 $p_m$ 值，可按允许平均比摩阻根据下式确定：

$$\begin{aligned} p_m &= p_s - R_{p,j} \cdot l (1 + \alpha_j) = p_s - \frac{\Delta p}{(1 + \alpha_j) \sum l} l (1 + \alpha_j) \\ &= p_s - \frac{\Delta p}{\sum l} l = p_s - \frac{(p_s - p_z)}{\sum l} l \end{aligned}$$

即

$$p_m = p_s - \frac{(p_s - p_z)}{\sum l} l \quad (2-25)$$

式中： $p_m$  —— 管段末端蒸汽压力，MPa；

$p_s$  —— 管段始端蒸汽压力，MPa；

$p_z$  —— 主干线终端（通常是热用户）蒸汽压力，MPa；

$\sum l$  —— 从管段始端到主干线终端的总长度，m；

$l$  —— 该管段的长度，m。

并按下式求出该管段蒸汽的平均密度 $\rho_{p,j}$ ：

$$\rho_{p,j} = \frac{\rho_s + \rho_m}{2} \quad \text{kg/m}^3 \quad (2-26)$$

式中： $\rho_s$  —— 计算管段始端压力 $p_s$ 下的蒸汽密度，kg/m<sup>3</sup>；

$\rho_m$  —— 计算管段末端压力 $p_m$ 下的蒸汽密度，kg/m<sup>3</sup>。

② 根据该管段假设的蒸汽平均密度 $\rho_{p,j}$ 和按式（2-24）确定的允许平均比摩阻 $R_{p,j}$ 值，将此 $R_{p,j}$ 值换算为蒸汽管路水力计算表 $\rho_0$ 条件下的允许平均比摩阻值 $R_{0,p,j}$ ，用于查表。根据式（2-6）可得：

$$R_{0,p,j} = \frac{\rho_{p,j}}{\rho_0} R_{p,j} \quad \text{Pa/m} \quad (2-27)$$

“教材”附录 11—1 给出了蒸汽管道水力计算表，该表是按 $K=0.2\text{mm}$ 、蒸汽密度 $\rho=\rho_0=1\text{kg/m}^3$ 编制的，因此

$$R_{0,p,j} = \frac{\rho_{p,j}}{1} R_{p,j} = \rho_{p,j} \cdot R_{p,j} \quad \text{Pa/m} \quad (2-28)$$

③ 根据计算管段的计算流量和水力计算表 $\rho_0$ 条件下得出的 $R_{0,p,j}$ 值，按水力计算表，选择蒸汽管道的标准直径 $d$ 、比摩阻 $R_0$ 和蒸汽在管道内的流速 $v_0$ 。查表时，从表中选出的比摩阻 $R_0$ 应接近于（最好略小于）允许平均比摩阻值 $R_{0,p,j}$ （这就是采用“允许”一词的来由）。由查表得到的 $R_0$ 和 $v_0$ 可分别称为查表比摩阻和查表流速。

④ 根据该管段假设的平均密度 $\rho_{p,j}$ ，将从水力计算表中得出的 $\rho_0$ 条件下的查表比摩阻

值 $R_0$ 和查表流速 $v_0$ 值, 换算为在 $\rho_{p,j}$ 条件下的实际比摩阻 $R_{sh}$ 和实际流速 $v_{sh}$ 。

类似于式(2—27), 可得:

$$R_{sh} = \frac{\rho_0}{\rho_{p,j}} R_0 \quad \text{Pa/m} \quad (2-29)$$

如水力计算表的 $\rho_0 = 1 \text{ kg/m}^3$ , 则

$$R_{sh} = \frac{1}{\rho_{p,j}} R_0 \quad \text{Pa/m} \quad (2-30)$$

流速可根据式(2—5)按下式换算:

$$v_{sh} = \frac{\rho_0}{\rho_{p,j}} v_0 \quad \text{m/s} \quad (2-31)$$

如水力计算表的 $\rho_0 = 1 \text{ kg/m}^3$ , 则

$$v_{sh} = \frac{1}{\rho_{p,j}} v_0 \quad \text{m/s} \quad (2-32)$$

⑤ 按所选的管径, 在“教材”附录 9—2 中查出该管段各管件和附件的局部阻力当量长度值, 计算管段的局部阻力总当量长度 $l_d$ , 并按下式计算该管段的实际压力降:

$$\Delta p_{sh} = R_{sh} (l + l_d) \quad \text{Pa} \quad (2-33)$$

⑥ 确定该管段的实际末端压力 $p_m'$

$$p_m' = p_0 - \Delta p_{sh} \quad (2-34)$$

式中:  $p_0$  —— 该管段始端压力。

⑦ 根据该管段的始端压力和实际末端压力, 确定该管段中蒸汽的实际平均密度 $\rho'_{pj}$

$$\rho'_{p,j} = \frac{\rho_s + \rho'_m}{2} \quad \text{kg/m}^3 \quad (2-35)$$

式中:  $\rho'_m$  —— 实际末端压力下的蒸汽密度,  $\text{kg/m}^3$ 。

⑧ 验算该管段的实际平均密度 $\rho'_{pj}$ 与原假设的蒸汽平均密度 $\rho_{pj}$ 是否相等。如两者相等或差别很小, 且实际流速 $v_{sh}$ 不大于表 2—2 中的规定值, 则该管段的水力计算过程结束。否则, 则应重新假设, 即将本次计算所得的密度 $\rho'_{pj}$ 作为假设的蒸汽平均密度 $\rho_{pj}$ , 然后按步骤②~⑧再进行计算, 直到两者相等或差别很小为止。

⑨ 按上述步骤①~⑧, 依次进行主干线其余各管段的水力计算。计算时, 每一管段的始端压力均采用相连的上一管段的末端压力。

(5) 供汽分支管的水力计算。供汽管路主干线所有管段依次进行水力计算结束后, 即可用分支线与主干线节点处的蒸汽压力, 作为分支线的始端蒸汽压力, 按主干线水力计算的步骤和方法进行水力计算。

## 2. 供汽管路水力计算示例

下面以某工厂区蒸汽供热管网为例, 按上述方法和步骤进行水力计算。

供热管网的平面布置图见图 2—2。设锅炉在额定工况下稳定运行，输出的热媒为饱和蒸汽，干度为 1，表压力为 1.0MPa（以下所述压力均指表压力，查水蒸汽表时，应采用绝对压力，即将表压力加上大气压力，本例中，大气压力取 0.1MPa）。图 2—2 中已标出各用户系统所要求的蒸汽表压力及流量、各管段展开长度、阀门和方形补偿器的个数。阀门采用截止阀。主干线不考虑同时使用系数。

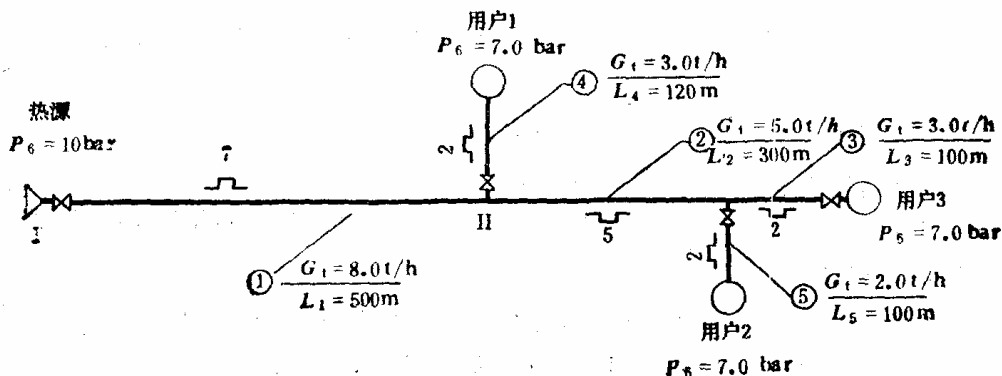


图 2—2 某工厂区蒸汽供热管网

（1）首先确定供汽管路主干线及其允许平均比摩阻。由于各终端用户所要求的压力均相同，所以长度最长的管线，即从锅炉出口到用户 3 的管线为主干线。

根据（2—24）

$$R_{p,j} = \frac{\Delta p}{(1 + \alpha_j) \sum l} = \frac{(1.0 - 0.7) \times 10^6}{(1 + 0.5)(500 + 300 + 100)} = 222.2 \text{ Pa/m}$$

式中， $\alpha_j$ 选用表 2—1 中的估算数值，取  $\alpha_j = 0.5$ 。

（2）进行主干线管段的水力计算

1) 先计算与锅炉出口相连的管段 1。

将管段 1 的编号、蒸汽流量和实际展开长度分别列入表 2—3 的第 1~3 栏。

管段 1 的始端压力等于锅炉出口蒸汽压力，即  $p_s = 1.0 \text{ MPa}$ 。末端蒸汽压力  $p_m$ ，按平均比摩阻，根据式（2—25）进行假设：

$$p_m = p_s - \frac{(p_s - p_z) p}{\sum l} l = 1.0 - \frac{(1.0 - 0.7)}{900} \times 500 = 0.833 \text{ MPa}$$

查饱和水和饱和水蒸汽表，得： $p_s = 1.0 \text{ MPa}$  时， $\rho_s = 5.630 \text{ kg/m}^3$ ， $p_m = 0.833 \text{ MPa}$  时， $\rho_m = 4.814 \text{ kg/m}^3$ 。

根据式（2—26）计算该管段假设的平均密度：

$$\rho_{p,j} = \frac{\rho_s + \rho_m}{2} = \frac{5.630 + 4.814}{2} = 5.222 \text{ kg/m}^3$$

将  $p_s$ 、 $\rho_s$ 、 $p_m$ 、 $\rho_m$  和  $\rho_{p,j}$  分别列入表 2—3 的第 4 ~ 8 栏。

2) 根据式（2—28），将  $R_{p,j}$  值换算为蒸汽管路水力计算表  $\rho_0 = 1 \text{ kg/m}^3$  条件下的允许

平均比摩阻值 $R_{0,p,j}$ ，即

$$R_{0,p,j} = \rho_{p,j} \cdot R_{p,j} = 5.222 \times 222.2 = 1160.3 \quad \text{Pa/m}$$

将 $R_{0,p,j}$ 值列入表 2—3 的第 9 栏。

3) 根据管段 1 的计算流量 $G' = 8 \text{ t/h}$ 和 $R_{0,p,j} = 1160.3 \text{ Pa/m}$ ，从“教材”附录 11—1 供汽管路水力计算表中选择蒸汽管道的直径 $d$ 、比摩阻 $R_0$ 和蒸汽在管道内的流速 $v_0$ 。必须指出的是，由于各种管材都是按标准化、系列化生产的，因此查表时，不能用内插法确定管径，只能选用在 $G' = 8 \text{ t/h}$ 条件下， $R_0$ 与  $1160.3 \text{ Pa/m}$  最接近的管径，本例中选用的公称直径为 $D_N150$ ，相应的比摩阻及流速值为：

$$R_0 = 1107.4 \text{ Pa/m} ; \quad v_0 = 126 \text{ m/s}$$

将 $R_0$ 、 $v_0$ 和管径 $D_N$ 值分别列入表 2—3 的第 10~12 栏。

4) 根据该管段假设的平均密度 $\rho_{p,j}$ ，将从水力计算表中查表得出的比摩阻值 $R_0$ 和流速 $v_0$ 值，换算为在 $\rho_{p,j}$  条件下的实际比摩阻 $R_{sh}$ 和实际流速 $v_{sh}$ 。根据式 (2—30) 和式 (2—32) 可得：

$$R_{sh} = \frac{1}{\rho_{p,j}} R_0 = \frac{1}{5.222} \times 1107.4 = 212.06 \quad \text{Pa/m}$$

$$v_{sh} = \frac{1}{\rho_{p,j}} v_0 = \frac{1}{5.222} \times 126 = 24.13 \quad \text{m/s}$$

将 $R_{sh}$ 和 $v_{sh}$ 分别列入表 2—3 的第 13、14 栏。

5) 根据选用的管径 $D_N150 \text{ mm}$ ，按“教材”附录 9—2，求出管段 1 的当量长度 $l_d$ 值及其折算长度 $l_{zh}$ 值，并计算管段 1 在假设平均密度条件下的实际压力降。

管段 1 的局部阻力组成有：1 个截止阀，7 个方形补偿器（锻压弯头）。查“教材”附录 9—2 得：

$$l_{d,0} = 24.6 + 7 \times 15.4 = 132.4 \quad \text{m}$$

由于蒸汽管道的实际当量绝对粗糙度 $K_{sh}$ 一般为  $0.2 \text{ mm}$ ，与“教材”附录 9—2 中采用的 $K_0 = 0.5 \text{ mm}$ 不同，因此，应根据式 (2—12)，对 $l_{d,0}$ 进行修正：

$$l_{d,sh} = \left( \frac{K_0}{K_{sh}} \right)^{0.25} l_{d,0} = \left( \frac{0.5}{0.2} \right)^{0.25} \times 132.4 = 166.5 \quad \text{m}$$

管段 1 的折算长度  $l_{zh} = l + l_{d,sh} = 500 + 166.5 = 666.5 \quad \text{m}$

管段 1 在假设平均密度条件下的实际压力降按式 (2—25) 计算：

$$\Delta p_{sh} = R_{sh} (l + l_d) = 212.06 \times 666.5 = 141338 \text{ Pa} \approx 0.141 \text{ MPa}$$

将 $l_{d,sh}$ 、 $l_{zh}$ 及 $\Delta p_{sh}$ 值分别列入表的第 15~17 栏。

6) 确定管段 1 在假设平均密度条件下的实际末端压力 $p_m'$

$$p_m' = p_s - \Delta p_{sh} = 1.0 - 0.141 = 0.859 \quad \text{MPa}$$

将 $p_m'$  值列入表的第 18 栏。

7) 根据管段 1 在假设平均密度条件下的实际末端压力 $p_m'$ ，查出相应的末端蒸汽密



度  $\rho_m' = 4.940 \text{ kg/m}^3$ 。再根据式 (2-35) 求出管段 1 中蒸汽的实际平均密度  $\rho'_{pj}$ 。

$$\rho'_{p,j} = \frac{\rho_s + \rho_m'}{2} = \frac{5.630 + 4.940}{2} = 5.285 \text{ kg/m}^3$$

将  $\rho_m'$  及  $\rho'_{pj}$  值分别列入表的第 19、20 两栏。

8) 验算该管段的实际平均密度  $\rho'_{pj}$  与原假设的蒸汽平均密度  $\rho_{pj}$  是否接近。由于原假设的蒸汽平均密度  $\rho_{pj} = 5.222 \text{ kg/m}^3$ ，与计算所得的实际平均密度  $\rho'_{pj}$  相比，其相对误差为：

$$\frac{\rho_{p,j} - \rho'_{p,j}}{\rho'_{p,j}} = \frac{5.222 - 5.285}{5.285} = -1.19\%$$

在工程设计中，这样的相对误差可以说是比较低的，可以认为原假设的蒸汽平均密度  $\rho_{pj} = 5.222 \text{ kg/m}^3$ ，已接近真实值；且计算所得的实际流速  $v_{sh} = 24.13 \text{ m/s}$ ，也符合表 2—2 的要求，因此可以结束管段 1 的计算。

作为示例，这里要求平均密度相对差值的绝对值应小于 1%，因此管段 1 需要重新进行计算。

重新计算时，通常都以计算得出的蒸汽平均密度，作为该管段的假设蒸汽平均密度，将  $p_s$ 、 $\rho_s$ 、 $p_m'$ 、 $\rho_m'$  和  $\rho'_{pj}$  分别列入表 2—3 的第 2 行第 4~8 栏。再重复以上计算方法，一般重复一次或两次，就可满足的计算要求。

管段 1 得出的计算结果，列在表 2—3 上。第二次假设的平均蒸汽密度  $\rho_{pj} = 5.285 \text{ kg/m}^3$ ，计算后的蒸汽平均密度  $\rho'_{pj} = 5.288 \text{ kg/m}^3$ 。两者差别很小，计算即可停止。

计算结果得出，管段 1 末端蒸汽表压力为  $0.860 \text{ MPa}$ ，以此值作为管段 2 的始端蒸汽表压力值，按上述计算步骤和方法进行其它管段的计算。主干线的水力计算结果见表 2—3 所列。用户 3 入口处的蒸汽表压力为  $0.724 \text{ MPa}$ ，稍有富裕。

主干线水力计算完成后，即可进行分支线的水力计算。下面以通向用户 1 的分支线 4 为例，进行水力计算。

1) 根据主干线的水力计算，主干线与分支线节点的蒸汽表压力为  $0.860 \text{ MPa}$ ，即分支线 4 的始端蒸汽表压力  $p_s = 0.860 \text{ MPa}$ ，在表 2—2 中已查得  $\rho_s = 4.945 \text{ kg/m}^3$ 。始端蒸汽表压力  $p_m = 0.70 \text{ MPa}$ ， $\rho_m = 4.161 \text{ kg/m}^3$ 。

根据式 (2—35) 计算该管段假设的平均密度：

$$\rho_{p,j} = \frac{\rho_s + \rho_m}{2} = \frac{4.945 + 4.161}{2} = 4.553 \text{ kg/m}^3$$

分支线 4 的允许平均比摩阻为

$$R_{p,j} = \frac{\Delta p}{(1 + \alpha_j) \sum l} = \frac{(0.86 - 0.7) \times 10^6}{(1 + 0.5) \times 120} = 888.8 \text{ Pa/m}$$

2) 根据式 (2—28)，将  $R_{p,j}$  值换算为蒸汽管路水力计算表  $\rho_0 = 1 \text{ kg/m}^3$  条件下的允许平均比摩阻值  $R_{0,p,j}$ ，即

$$R_{0,p,j} = \rho_{p,j} \cdot R_{p,j} = 4.553 \times 888.8 = 4046.7 \text{ Pa/m}$$

3) 根据管段 4 的计算流量  $G' = 3\text{t/h}$  和  $R_{0,pj} = 4046.7 \text{ Pa/m}$ ，从供汽管路水力计算表中选择合适的管径。

在  $G' = 3\text{t/h}$  条件下， $R_0$  与  $4046.7\text{Pa/m}$  最接近的公称直径为  $D_N150$ ，相应的比摩阻及流速值为

$$R_0 = 3743.6 \text{ Pa/m}; \quad v_0 = 58 \text{ m/s}$$

4) 根据该管段假设的平均密度  $\rho_{pj}$ ，将从水力计算表中查表得出的比摩阻值  $R_0$  和流速  $v_0$  值，换算为在  $\rho_{pj}$  条件下的实际比摩阻  $R_{sh}$  和实际流速  $v_{sh}$ 。根据式 (2-30) 和式 (2-32) 可得：

$$R_{sh} = \frac{1}{\rho_{p,j}} R_0 = \frac{1}{4.553} \times 3743.6 = 822.23 \text{ Pa/m}$$

$$v_{sh} = \frac{1}{\rho_{p,j}} v_0 = \frac{1}{4.553} \times 58 = 12.74 \text{ m/s}$$

5) 根据选用的管径  $D_N80\text{mm}$ ，按“教材”附录 9—2，求出管段 4 的当量长度  $l_d$  值及其折算长度  $l_{zh}$  值，并计算管段 1 在假设平均密度条件下的实际压力降。

管段 4 的局部阻力组成有：1 个截止阀，1 个三通分流，2 个方形补偿器。查“教材”附录 9—2 得：

$$l_{d,0} = 10.2 + 3.82 + 2 \times 7.9 = 29.82 \text{ m}$$

对  $l_{d,0}$  进行修正：

$$l_{d,sh} = \left( \frac{K_0}{K_{sh}} \right)^{0.25} l_{d,0} = \left( \frac{0.5}{0.2} \right)^{0.25} \times 29.82 = 37.5 \text{ m}$$

管段 4 的折算长度  $l_{zh} = l + l_{d,sh} = 120 + 37.5 = 157.5 \text{ m}$

管段 4 在假设平均密度条件下的实际压力降按式 (2-33) 计算：

$$\Delta p_{sh} = R_{sh} (l + l_d) = 822.23 \times 157.5 = 129501 \text{ Pa} \approx 0.130 \text{ MPa}$$

6) 确定管段 4 在假设平均密度条件下的实际末端压力  $p_m'$

$$p_m' = p_0 - \Delta p_{sh} = 0.860 - 0.130 = 0.730 \text{ MPa}$$

7) 根据管段 4 在假设平均密度条件下的实际末端压力  $p_m'$ ，查出相应的末端蒸汽密度  $\rho_m' = 4.309 \text{ kg/m}^3$ 。再根据式 (2-35) 求出管段 4 中蒸汽的实际平均密度  $\rho'_{pj}$ 。

$$\rho'_{p,j} = \frac{\rho_s + \rho_m'}{2} = \frac{4.945 + 4.309}{2} = 4.627 \text{ kg/m}^3$$

8) 验算该管段的实际平均密度  $\rho'_{pj}$  与原假设的蒸汽平均密度  $\rho_{pj}$  是否接近。由于原假设的蒸汽平均密度  $\rho_{pj} = 4.553 \text{ kg/m}^3$ ，与计算所得的实际平均密度  $\rho'_{pj}$  相比，其相对差值为：

$$\frac{\rho_{p,j} - \rho'_{p,j}}{\rho'_{p,j}} = \frac{4.553 - 4.627}{4.627} = -1.60\%$$

由于相对误差偏大，因此需重新计算。计算过程及结果均列入表 2—3。最后求得到达

用户 1 的蒸汽表压力为 0.733 MPa，满足使用要求。

按同样方法和步骤进行通向用户 2 分支管线的管段 5 的水力计算，计算过程及结果也列入表 2—3。最后求得到达用户 2 的蒸汽表压力为 0.716 MPa，满足使用要求。

### 3. 供汽管路水力计算的其它方法

通过上述计算示例，能清楚地了解蒸汽管网水力计算的基本方法和步骤，在此基础上，下面再进一步阐述在实际工程设计中，常采用的一些其它计算方法。

#### (1) 全程平均密度法

在蒸汽供热管网中，从热源到热用户之间，随着压力不断降低，饱和蒸汽的密度也不断降低，因此，各管段的蒸汽平均密度各不相同。上述示例中，采用逐段进行水力计算，对每一段先假设一个平均密度，根据假设的平均密度进行水力计算，然后进行校核、重算，直至计算所得的管段蒸汽平均密度与预先假设的平均密度基本相符后，才再进行下一管段的水力计算。这种分段平均密度法，由于每一段的蒸汽平均密度与该管段蒸汽的真实密度比较接近，因而计算的准确度较高。为了使计算更准确，还可以将每一计算管段再按一定的长度（例如 50m）进一步细分为若干小管段，对各小管段逐次进行计算。

用分段平均密度法进行水力计算尽管准确度较高，但计算较为繁琐，如组成管线的计算管段数较多，则计算工作量更大。

在实际工程设计中，为了简化计算，也可以采用全程平均密度法，即：将整个主干线视为一个计算管段，以整个主干线始端和末端的假设蒸汽平均密度进行水力计算，计算过程中，对主干线各管段不进行验算，只验算最终得到的主干线实际平均密度与预先假设的主干线平均密度是否基本相符。这样做的依据是：确定室外管网的管径时，不能单纯从水力计算的精确性出发，还要考虑许多的实际问题。例如，在设计供汽管路时，各用户的热负荷值不一定准确，设计热负荷与实际热负荷之间肯定存在差异；另外，由于生产规模有可能会扩大，用汽量会不断增加，因而在设计供汽管网时，应考虑在管网寿命期限内，留有必要的扩展余地，但扩展供热的程度却难以准确预计。因此，在室外供汽管网水力计算中，可以适当降低计算的准确度，而采用比较简便的计算方法。

仍以图 2—2 所示某工厂供热系统为例，采用全程平均密度法进行主干线的水力计算。

主干线的始端压力为  $p_s = 1.0\text{MPa}$ ，始端密度为  $\rho_s = 5.630\text{kg/m}^3$ ，终端压力为  $p_m = 0.7\text{MPa}$ ，终端密度为  $\rho_m = 4.161\text{kg/m}^3$ ，因此可预先假设整个主干线的平均蒸汽密度为：

$$\rho_{p,j} = \frac{\rho_s + \rho_m}{2} = \frac{5.630 + 4.161}{2} = 4.896 \text{ kg/m}^3$$

主干线的允许平均比摩阻为：

$$R_{p,j} = \frac{\Delta p}{(1 + \alpha_j) \sum l} = \frac{(1.0 - 0.7) \times 10^6}{(1 + 0.5)(500 + 300 + 100)} = 222.2 \text{ Pa/m}$$

换算为蒸汽管路水力计算表  $\rho_0 = 1\text{kg/m}^3$  条件下的允许平均比摩阻值  $R_{0,p,j}$ ，得

$$R_{0,p,j} = \rho_{p,j} \cdot R_{p,j} = 4.896 \times 222.2 = 1088 \text{ Pa/m}$$

表 2—3 供汽管路水力计算表（分段平均密度法）

管段 编号	蒸汽 流量 $G'$ t/h	实际 长度 $l$ m	假设表压力和密度					$\rho_0=1\text{kg/m}^3$ 条件下			公称 直径 DN mm	平均密度 $\rho_{p,j}$ 条件下		当量 长度 $l_d$ m	折合 长度 $l_{zh}$ m	实际 压力降 $\Delta p_{sh}$ MPa	实际表压力和密度		
			始端 压力 $p_s$ MPa	始端 密度 $\rho_s$ kg/m <sup>3</sup>	末端 压力 $p_m$ MPa	末端 密度 $\rho_\mu$ kg/m <sup>3</sup>	平均 密度 $\rho_{pj}$ kg/m <sup>3</sup>	允许 比摩阻 $R_{0,pj}$ Pa/m	查表 比摩阻 $R_0$ Pa/m	查表 流速 $v_0$ m/s		实际 比摩阻 $R_{sh}$ Pa/m	实际 流速 $v_{sh}$ m/s				末端 压力 $p_m'$ MPa	末端 密度 $\rho_\mu'$ kg/m <sup>3</sup>	平均 密度 $\rho_{pj}'$ kg/m <sup>3</sup>
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
主干线 1	8.0	500	1.000	5.630	0.833	4.814	5.222	1160.33	1107.4	126	150	212.064	24.13	166.5	666.5	0.1413	0.8587	4.940	5.285
		500	1.000	5.630	0.859	4.940	5.285	1174.33	1107.4	126	150	209.536	23.84	166.5	666.5	0.140	0.860	4.945	5.288
2	5.0	300	0.860	4.945	0.740	4.358	4.652	1033.59	1127	113	125	242.282	24.29	84.8	384.8	0.093	0.767	4.491	4.718
		300	0.860	4.945	0.767	4.491	4.718	1048.34	1127	113	125	238.872	23.95	84.8	384.8	0.092	0.768	4.496	4.721
3	3.0	100	0.768	4.496	0.700	4.161	4.329	961.793	1313.2	106	100	303.385	24.49	46.3	146.3	0.0444	0.7236	4.279	4.388
		100	0.768	4.496	0.724	4.279	4.388	974.903	1313.2	106	100	299.305	24.16	46.3	146.3	0.0438	0.7242	4.279	4.388
分支线 4	3.0	120	0.860	4.945	0.70	4.161	4.553	4046.71	3743.6	158	80	822.227	34.70	37.5	157.5	0.130	0.730	4.309	4.627
		120	0.860	4.945	0.73	4.309	4.627	4112.43	3743.6	158	80	809.086	34.15	37.5	157.5	0.1274	0.7326	4.319	4.632
5	2.0	100	0.768	4.496	0.7	4.161	4.329	1962.25	1666	105	80	384.891	24.26	37.5	137.5	0.0529	0.7151	4.235	4.365
		100	0.768	4.496	0.715	4.235	4.365	1979.01	1666	105	80	381.631	24.05	37.5	137.5	0.0525	0.7155	4.235	4.365

注：局部阻力当量长度

管段 2 — 1 个直流三通、5 个方形补偿器、1 个异径接头。 $l_{d, sh} = 1.26 (4.4 + 5 \times 12.5 + 0.44) = 84.8 \text{ m}$

管段 3 — 1 个直流三通、1 个异径接头、1 个截止阀、2 个方形补偿器。 $l_{d, sh} = 1.26 (3.3 + 0.33 + 13.5 + 2 \times 9.8) = 46.3 \text{ m}$

管段 5 — 同管段 4。 $l_{d, sh} = 37.5 \text{ m}$

表 2—4 供汽管路水力计算表（全程平均密度法）

管段 编号	蒸汽 流量 $G'$ t/h	实际 长度 $l$ m	假设表压力和 密度		$\rho_0=1\text{kg/m}^3$ 条 件下			公称 直径 DN mm	平均密度 $\rho_{p,j}$ 条件下		当量 长度 $l_d$ m	折合 长度 $l_{zh}$ m	实际 压力降 $\Delta p_{sh}$ MPa	末端 压力 $p_m'$ MPa	平均 密度 $\rho_{p,j}'$ kg/m <sup>3</sup>
			始端 压力 $p_s$ MPa	平均 密度 $\rho_{p,j}$ kg/m <sup>3</sup>	允许 比摩阻 $R_{0,p,j}$ Pa/m	查表 比摩阻 $R_0$ Pa/m	查表 流速 $v_0$ m/s		实际 比摩阻 $R_{sh}$ Pa/m	实际 流速 $v_{sh}$ m/s					
1	2	3	4	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	20
主干线			1.000	4.896										0.7	
1	8.0	500	1.000	4.896	1087.9	1107	126	150	226.18	25.7	166.5	666.5	0.1508	0.8492	
2	5.0	300	0.849	4.896	1087.9	1127	113	125	230.19	23.1	84.8	384.8	0.089	0.760	
3	3.0	100	0.760	4.896	1087.9	1313	106	100	268.22	21.7	46.3	146.3	0.0392	0.7208	4.948
主干线			1.000	4.948										0.72	
1	8.0	500	1.000	4.948	1099.4	1107	126	150	223.81	25.5	166.5	666.5	0.1492	0.8508	
2	5.0	300	0.850	4.948	1099.4	1127	113	125	227.77	22.8	84.8	384.8	0.088	0.762	
3	3.0	100	0.762	4.948	1099.4	1313	106	100	265.4	21.4	46.3	146.3	0.0388	0.7232	4.954

注：局部阻力当量长度

管段 1 — 1 个截止阀，7 个方形补偿器（锻压弯头）。查附录 得：

$$l_{d,sh}=1.26(24.6+7\times15.4)=166.5\text{ m}$$

管段 2 — 1 个直流三通、5 个方形补偿器、1 个异径接头。

$$l_{d,sh}=1.26(4.4+5\times12.5+0.44)=84.8\text{ m}$$

管段 3 — 1 个直流三通、1 个异径接头、1 个截止阀、2 个方形补偿器。

$$l_{d,sh}=1.26(3.3+0.33+13.5+2\times9.8)=46.3\text{ m}$$

对主干线的三个管段来说，可采用相同的 $R_{0,p,j}$ 值及各管段的计算流量，分别从“教材”附录 11—1 供汽管路水力计算表中选择合适的管径，并计算各管段的实际流量和压力降，在此过程中，对各管段不进行验算。最后求出主干线的实际终端压力、终端密度和主干线的实际平均密度 $\rho'_{pj}$ ，此时再对预先假设的主干线平均密度 $\rho_{pj}$ 进行验算。假设的主干线平均密度 $\rho_{pj}$ 的相对误差为：

$$\frac{\rho_{p,j}-\rho'_{p,j}}{\rho'_{p,j}}=\frac{4.896-4.948}{4.948}=-1.05\%$$

如需要更准确的结果，则可假设整个主干线的平均蒸汽密度为 $\rho_{pj}=4.948\text{kg/m}^3$ ，重新进行计算。

主干线的初次计算及重新计算过程见表 2—4。将表 2—4 与采用分段平均密度法的计算表 2—3 进行比较可以看出,采用全程平均密度法使计算过程大为简化,其计算结果与采用分段平均密度法的计算结果非常接近,且其准确度已能满足工程设计的一般要求。

## (2) 允许流速法

在供汽管路的设计计算中,一般来说,主干线末端压力(即热用户所要求的蒸汽压力)往往是已知的,而对于主干线始端来说,则会出现以下两种情况,一种是锅炉的设置方案已确定,或供热系统直接采用现有锅炉作为热源,这时主干线的始端压力也为已知值,在这种情况下,水力计算的任务是以允许比摩阻作为主要依据,选择合适的管径,以满足各热用户对蒸汽流量和压力的要求,上述示例即属这种情况。工程设计中,还会遇到另一种情况,即锅炉尚未选定,或热电厂汽轮机抽汽压力(或背压)尚未确定,需要根据供汽管网水力计算的结果,来最终确定这些热源所必须保证的蒸汽出口最低压力值,显然,选择的管径越大,热源所需要的蒸汽出口压力越低,管径越小,则热源所需出口压力越高。这种情况下的水力计算通常采用“允许流速”法,即以管道中蒸汽的流速,作为选择管径的主要依据。蒸汽流速可根据表 2—2 确定,以不大于表 2—2 规定的最高流速为基本原则,如热源可提供的出口蒸汽压力较高,则可选较高的流速值,以使管径减小,管网投资降低;如管网在寿命期内需要扩大供热能力,则设计时,可选用较低的流速,当供热能力需要扩大时,则可适当提高蒸汽流速,增加管网送气量,当然,设计时进入各热用户的蒸汽压力必须留有一定的富裕量,否则,主干线提速后所增加的压降会使原用户处的供汽压力降低,影响原用户的供热。

采用允许流速法进行水力计算时,由于主干线初始压力通常未知,因此一般是从压力为已知值的主干线末端开始计算,既可以采用主干线全程平均密度法(需假设主干线始端蒸汽压力),也可以采用分段平均密度法(需假设各管段始端蒸汽压力),从水力计算表中选择管径后,应对假设的平均密度进行验算,同时还需检查管段的实际流速是否超过表 2—2 所规定的数值。

下面仍以图 2—2 所示的某工厂区供热管网为例,说明用允许流速法进行主干线水力计算的主要步骤。

假设热源压力未知,需要根据水力计算的结果来确定。

1) 已知主干线末端压力为 $p_m=0.7\text{MPa}$ ,设始端压力为 $p_s=1.4\text{MPa}$ ,查水蒸汽表可得相应的蒸汽密度为 $\rho_m=4.161\text{kg/m}^3$ , $\rho_s=7.593\text{kg/m}^3$ ,根据式(2—26)计算主干线假设的平均密度:

$$\rho_{p,j} = \frac{\rho_s + \rho_m}{2} = \frac{7.593 + 4.161}{2} = 5.877 \quad \text{kg/m}^3$$

2) 选择各管段的允许流速。管内最大允许流速与管径有关,现管径待定,故只能先设一假定流速值,然后再行校验。由于假设的始端压力较高,主干线始、末端压差较大,所以可选用较大的流速。根据表(2—2),设主干线各管段的蒸汽流速均为 $v_{y,x}=30\text{m/s}$ 。将 $v$ 值换算为蒸汽管路水力计算表 $\rho_0=1\text{kg/m}^3$ 条件下的允许流速值 $v_{0,y,x}$ :

$$v_{0,y,x} = \rho_{p,j} \cdot v_{y,x} = 5.877 \times 30 = 176.3 \quad \text{m/s}$$

3) 根据各管段的计算流量 $G'$ 和允许流速值 $v_{0,y,x}$ ,从“教材”附录 11—1 供汽管路水

力计算表中选择蒸汽管道的直径 $d$ 、比摩阻 $R_0$ 和流速 $v_0$ 。从表中选出的流速 $v_0$ 应接近于（最好略小于）允许流速值 $v_{0,y,x}$ 。

4) 根据假设的平均密度 $\rho_{p,j}$ ，将从水力计算表中查表得出的各管段的比摩阻值 $R_0$ 和流速 $v_0$ 值，换算为在 $\rho_{p,j}$ 条件下的实际比摩阻 $R_{sh}$ 和实际流速 $v_{sh}$ 。检查各管段的实际流速 $v_{sh}$ 是否超过表 2—2 所规定的数值，如超过规定值，则需重新选择大一号的管径。

5) 根据选用的管径，按“教材”附录 9—2，求出各管段的当量长度 $l_d$ 值及其折算长度 $l_{zh}$ 值，并计算各管段在假设平均密度条件下的实际压力降。

6) 根据各管段的末端压力 $p_m$ 和管段在假设平均密度条件下的实际压力降 $\Delta p_{sh}$  计算各管段的始端压力 $p_s'$

$$p_s' = p_m + \Delta p_{sh}$$

表 2—5 供汽管路水力计算表（控制流速法）

管段 编号	蒸汽 流量 $G'$ t/h	实际 长度 $l$ m	末端 压力 $p_m$ MPa	假设 平均 密度 $\rho_{p,j}$ kg/m <sup>3</sup>	$\rho_0=1\text{kg/m}^3$ 下			公称 直径 DN mm	平均密度 $\rho_{p,j}$ 下		当量 长度 $l_d$ m	折合 长度 $l_{zh}$ m	实际 压力 降 $\Delta p_{sh}$ MPa	始端 压力 $p_s'$ MPa	平均 密度 $\rho_{p,j}'$ kg/m <sup>3</sup>
					允许 流速 $v_{0,y,x}$ m/s	查表 比摩阻 $R_0$ Pa/m	查表 流速 $v_0$ m/s		实际 比摩阻 $R_{sh}$ Pa/m	实际 流速 $v_{sh}$ m/s					
1	2	3	4	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
主 干 线			0.700	5.877										1.4	
3	3.0	100	0.7	5.877	176.3	3743.6	158	80	636.99	26.9	36.2	136.2	0.087	0.7868	
2	5.0	300	0.787	5.877	176.3	3655.4	177	100	621.98	30.1	66.2	366.2	0.228	1.0145	
1	8.0	500	1.015	5.877	176.3	2891	181	125	491.92	30.8	133.3	633.3	0.312	1.3261	5.696
主 干 线			0.700	5.696										1.326	
3	3.0	100	0.7	5.696	170.9	3743.6	158	80	657.23	27.7	36.2	136.2	0.09	0.7895	
2	5.0	300	0.79	5.696	170.9	3655.4	177	100	641.75	31.1	66.2	366.2	0.235	1.025	
1	8.0	500	1.025	5.696	170.9	2891	181	125	507.55	31.8	133.3	633.3	0.321	1.3464	5.745

注：局部阻力当量长度

管段 1 — 1 个截止阀，7 个方形补偿器（锻压弯头）。查附录 得：

$$l_{d, sh} = 1.26 (18.5 + 7 \times 12.5) = 133.3\text{m}$$

管段 2 — 1 个直流三通、5 个方形补偿器、1 个异径接头。

$$l_{d, sh} = 1.26 (3.3 + 5 \times 9.8 + 0.33) = 66.2\text{ m}$$

管段 3 — 1 个直流三通、1 个异径接头、1 个截止阀、2 个方形补偿器。

$$l_{d, sh} = 1.26 (2.55 + 0.26 + 10.2 + 2 \times 7.9) = 36.2\text{ m}$$

7) 根据主干线在假设平均密度条件下的实际始端压力 $p_s'$ ，查出相应的始端蒸汽密度 $\rho_s'$ 进而求出主干线中蒸汽的实际平均密度 $\rho_{pj}'$ 。

8) 验算主干线的实际平均密度 $\rho_{pj}'$ 与原假设的蒸汽平均密度 $\rho_{pj}$ 是否接近。如相对误差较大，则重新进行计算。

表 2—5 列出了上述采用允许流速法进行水力计算的计算过程和结果，将表 2—5 与采用允许比摩阻法的计算表 2—4 进行比较可以看出，两者均采用全程平均密度进行计算，本例中由于各管段采用的蒸汽流速较高，因而管径均较小，但压降较大，要求主干线始端（即热源出口）的蒸汽压力须达到 1.346MPa 以上。

### （三） 凝结水管路的水力工况和水力计算

#### 1. 概说

蒸汽进入用热设备后，放出汽化潜热而凝结为水，经疏水器排至凝结水管路。由于疏水器通常是间歇性工作，管路中凝结水的流动状态相当复杂，而且压力状况也有很大的变化，因此，为了正确设计凝结水系统，必须要对凝结水管路中各管段内的压力状况和凝结水的状态进行认真分析，才能比较恰当地确定各管段的管径。

凝结水管路中经常是两相流动，除有凝结水外，还混有部分蒸汽，甚至有时还混有一定量的空气。根据凝结水和蒸汽的流速和流量的比例以及工作条件等的不同，凝结水管路中的两相流动还可能呈现不同的流动状态，主要有以下几种（如图 2—3 所示）：

（1）乳状混合物 蒸汽和细滴状的水充满管道截面，呈现为白色的乳状物。当流速很高和凝水大量汽化时才会出现这种现象。

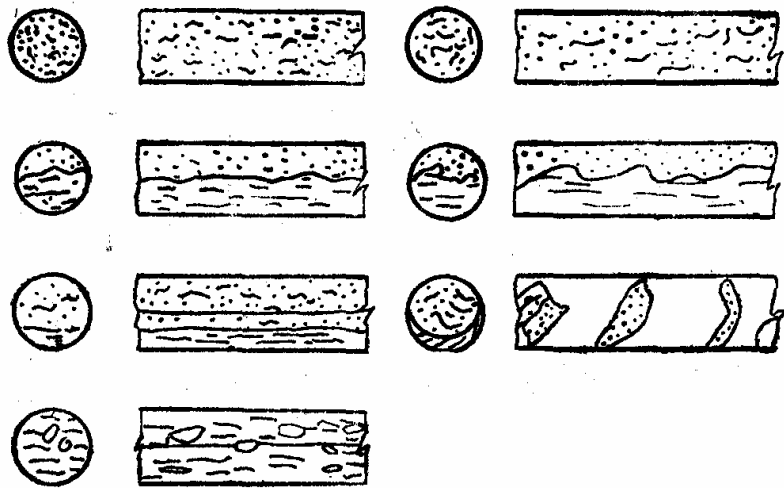


图 2—3 两相流动的几种流动形式

- (a) 乳状混合物； (b) 水膜状； (c) 汽水分层，有微波； (d) 汽水分层，有浪花；  
(e) 汽水分层，水面平静； (f) 汽水充塞； (g) 汽泡状

（2）水膜状 在管道截面中部，有蒸汽挟带少量水滴快速流动，在管壁表面上形成一层薄的水膜，此水膜沿管壁作回转前进的流动。



(3) 汽水分层 当凝水干管的管径大而流速小时可能出现这种现象。蒸汽流速较小时，汽水分界面比较平静，而当蒸汽速度较高时，凝水水面会起波浪。

(4) 汽水充塞 在直径不大的凝水管中，由于积水或者疏水器间歇动作，使得凝结水和蒸汽间隔充满管断面。

(5) 汽泡状 在汽水充塞流动时，如果管道中蒸汽量减少，便出现汽泡状流动。

在进行凝结水管路的水力计算时，通常根据流动状态的不同，将凝结水管路分为满管流动和非满管流动两类，分别采用不同的方法进行计算。

(1) 满管流动管路 当管道全部断面被凝水或乳状的汽水混合物充满时属于满管流动管路。满管流动管路的管径可以根据水力计算的结果确定，水力计算的方法与供汽管路水力计算方法基本相同。

(2) 非满管流动管路 管道横断面不全是水或均匀分布的汽水混合物，而是汽与水分层或分段流动时属于非满管流动管路。对于非满管流动的管路，通常使用根据经验和实验结果制成的管道输送能力表，按管段所承担的热负荷适当选取管径，不再进行细致的水力计算。

## 2. 凝结水管路的水力工况和水力计算

下面以图 2—4 所示的包括各种流动状况的凝结水回收系统为例，分析各种凝结水管

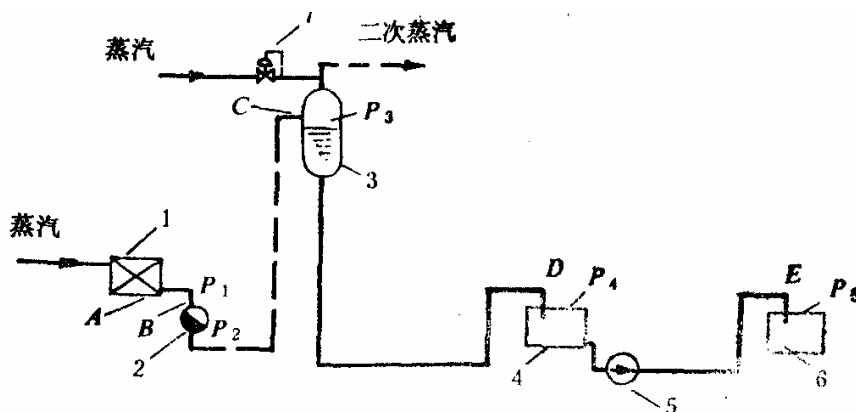


图 2—4 包括各种流动状况的凝结水回收系统示意图

1—用汽设备；2—疏水器；3—二次蒸发器；4—凝水箱；5—凝水泵；6—总凝水箱；7—压力调节阀

路（非满管流动管路、余压回水管路、重力回水管路和加压回水管路）的水力工况，介绍相应的水力计算方法，进行压力状况的分析说明，并介绍各种管路确定管径的具体方法：

### (1) 非满管流动管路

图 2—4 中，由设备出口至疏水器前的这段管路 AB 一般不长，但是由于疏水器是间歇性工作，所以该管段内经常是凝结水和蒸汽交替充塞，甚至有空气夹在其中，因此设计时应按非满管流动考虑。

在设计非满管流动管路时，凝水应向下沿  $i = 0.005 \sim 0.01$  的坡度流向疏水器（或低位凝水箱）。目前，非满管流动管路管径的理论计算方法，是以水力学中靠坡度无压流动的计

算公式为依据，并根据实践经验总结，制订出不同管径在  $i=0.005$  坡度下通过的凝结水量表，然后通过查表进行计算。由于蒸汽在一定压力下的凝结放热量与产生的凝结水量具有确定的对应关系，因此，在设计非满管流动管路时，通常都是根据管路所承担的热负荷大小按表 2—6 来选择管径。

表 2—6 非满管流动管路管径选择表

凝水管径 (mm)	形成凝水时，由蒸汽放出的热量 (kW)		
	表压力低于 0.07MPa 的低压蒸汽		表压力高于 0.07MPa 的高压蒸汽
	水平管段	垂直管段	
15	4.7	7	8
20	17.5	26	29
25	33	49	45
32	79	116	93
40	120	180	128
50	250	370	230
76×3	580	875	550
89×3.5	870	1300	815
108×4	1280	2000	1220
114×4	1630	2420	1570

AB管段内的压力略低于进入用热设备的蒸汽压力，通常在工程上可取疏水器前B点的表压力（疏水器进口表压力） $p_1$ 约为用热设备进汽表压力 $p$ 的（90~95）%。即：

$$p_1 = (0.90 \sim 0.95) p \quad (2-36)$$

工程上，有些用汽设备（如人造板热压机）中蒸汽的流动阻力较大，这时， $p_1$ 可根据设备的产品说明书确定。

#### （2）余压回水管路

与疏水器出口相连的管路（图 2—4 中管段 BC）称为余压回水管路。在余压回水管路中，凝结水是依靠疏水器的出口压力（即余压）输送的，依靠疏水器的余压，既可以将凝结水送入二次蒸发器（见图 2—4）或高位水箱，也可以将凝结水直接送入锅炉房（或凝水分站）的总凝水箱（。为了使凝结水能满管流动，余压回水管路的出口一般都要上翻一定的高度。

余压回水管路中，凝结水并非全呈液态，因为疏水器通常都有一部分漏汽，同时凝结水在流动过程中由于压力的降低也会产生一部分二次蒸汽，所以实际上流动的是汽水混合的乳状物，因而这段管径的确定是相当麻烦的，一方面要知道该管段的资用压力，另一方面还要知道凝结水的状态。

根据式（2—17），可得余压回水管路资用压力的计算公式为：

$$\Delta p = (p_2 - p_3) - H\rho g \quad \text{Pa} \quad (2-37)$$

式中： $p_2$  —— 凝水管始端表压力，即疏水器的凝水出口表压力，Pa；  
 $p_3$  —— 凝水管末端表压力，即二次蒸发器或凝水箱内的凝水表压力，Pa；  
 $H$  —— 疏水器后凝水提升高度，m。提升高度一般不宜大于 5m；  
 $\rho$  —— 凝结水的密度，kg/m<sup>3</sup>；  
 $g$  —— 重力加速度，为 9.81 m/s<sup>2</sup>。

疏水器的出口表压力 $p_2$ ，应当是疏水器的进口表压力 $p_1$ 减去疏水器的工作压差，疏水器的最小工作压差已在教材中阐述，但在设计余压回水管路时，一般不宜采用疏水器的最小工作压差，否则，管路的设计管径偏小，不利于排水，因此，为安全起见，一般取：

$$p_2 = 0.5 p_1 \quad (2-38)$$

同样理由，为了安全运行，凝水管末端表压力 $p_3$ ，也应取二次蒸发器或凝水箱内可能出现的最高表压力。为防止运行时因 $p_3$ 过大而使疏水器来不及疏水，在二次蒸发器或凝水箱上一般应设置安全装置（安全水封或安全阀）。对开式凝结水回收系统，表压力 $p_3 = 0$ 。

在余压回水管路中，由于压力不断降低，凝结水沿途将不断汽化，因此其密度变化非常大（始末两端的密度甚至相差百倍以上），理论上讲，应以始末两端密度的平均值作为水力计算的依据，但在工程实践中，为了在以下两种最不利的情况下，也能使余压回水管路顺畅排水，因此，选用凝结水密度时，通常采用以下偏于安全的处理方法：

最不利情况之一：一般来说，在供热系统冷启动时，余压回水管路中可能充满纯凝水，其密度值最大，由式（2-37）计算的资用压力最小，因而需要的管径也比正常排水时要大。因此，考虑到这一最不利情况，在用式（2-37）计算资用压力时，密度 $\rho$ 应采用管路中可能出现的最大密度值代入，一般可取 $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ 。

最不利情况之二：在余压回水管路的实际运行过程中，经常会出现疏水器或其旁通管漏汽的情况，由于漏汽，使得回水管路中密度降低，因此，以正常工况下的管路平均密度作为水力计算依据所选用的管径，对这种不利工况来说，就嫌小，难以及时排除凝水。所以，目前在设计余压回水管路时，通常都是以管路中凝水密度的最小值，代入式（2-7）中计算管径或利用水力计算表确定管径。这样确定的管径，对于正常运行工况来说有一定的富裕度，而对于疏水器漏汽的不利工况来说，则可以及时排除凝水，比较安全。

由于凝水管路中因降压而产生的二次蒸汽量是沿途不断增加的，在管路末端，蒸汽量达到最大，因此管路末端的凝水密度值就是管路中凝水密度的最小值。管路末端的凝水密度可由下式计算：

$$\rho_x = \frac{1}{v_x} = \frac{1}{x(v_q - v_s) + v_s} \quad \text{kg/m}^3 \quad (2-39)$$

式中： $\rho_x$  —— 汽水混合物的密度，kg/m<sup>3</sup>；  
 $v_x$  —— 汽水混合物的比容，m<sup>3</sup>/kg；  
 $v_s$  —— 凝水比容，m<sup>3</sup>/kg，可近似取 $v_s = 1000 \text{ m}^3/\text{kg}$ ；  
 $v_q$  —— 在凝水管段末端压力 $p_3$ 下的饱和蒸汽比容，m<sup>3</sup>/kg；  
 $x$  —— 管段末端汽水混合物中所含蒸汽的质量百分数。

管段末端汽水混合物中所含的蒸汽来自于两个方面，一是疏水器的漏汽（又称过流蒸

汽), 二是凝水通过疏水器阀孔及凝水管道后, 由于压力下降而产生的二次蒸汽量, 因此

$$x = x_1 + x_2 \quad \% \quad (2-40)$$

式中:  $x_1$  —— 疏水器的漏汽率。根据疏水器类型、产品质量、工作条件和管理水平而异, 一般可取  $x_1 = (1 \sim 3) \%$  ;

$x_2$  —— 凝水通过疏水器阀孔及凝水管道后, 由于压力下降而产生的二次蒸汽量 (百分数),  $\%$  。

根据热平衡原理,  $x_2$ 可按式计算:

$$x_2 = \frac{h_1 - h_3}{\gamma_3} \quad (2-41)$$

式中:  $h_1$  —— 疏水器前  $p_1$  压力下饱和凝水的焓,  $\text{kJ/kg}$  ;

$h_3$  —— 凝水管路末端  $p_3$  压力下饱和凝水的焓,  $\text{kJ/kg}$  ;

$\gamma_3$  —— 凝水管路末端  $p_3$  压力下蒸汽的汽化潜热,  $\text{kJ/kg}$  。

根据式 (2—41), 在不同的  $p_1$  和  $p_3$  下, 可计算出不同的  $x_2$  值 (见 “教材” 附录 11—2)。在不同的凝水管末端压力  $p_3$  和  $x_2$  值下, 按式 (2—39) 计算得出的汽水乳状混合物的密度值, 可见 “教材” 附录 11—3。

由于管壁散热会减少二次蒸汽的生成量, 有些疏水器只能排出过冷凝水, 降压后产生的蒸汽量也比饱和凝水少, 因此, 上述计算得到的密度值  $\rho_x$  值比管段末端的实际密度值要小一些, 由此进行水力计算所得的管径富裕度更大。

余压回水管路允许比摩阻的计算方法与供汽管路的计算方法基本相同, 即:

$$R_{p,j} = \frac{\Delta p}{(1 + \alpha_j) \sum l} \quad \text{Pa/m} \quad (2-42)$$

式中:  $\alpha_j$  —— 局部阻力当量长度占余压回水管路总长度的比例系数。对室内余压回水管道, 取  $\alpha_j = 0.25$ ; 对室外余压凝水管网, 可采用表 (2—1) 中的数据。

对室内余压回水管道, 常可采用 “教材” 附录 11—4 的余压凝水管道水力计算表进行计算。该表的编制条件为:  $\rho = 10 \text{kg/m}^3$ ,  $K = 0.5 \text{mm}$ 。对室外余压凝水管网, 常可采用 “教材” 附录 9—1 室外热水管道的水力计算表, 该表的编制条件为:  $\rho = 958.38 \text{kg/m}^3$ ,  $K = 0.5 \text{mm}$ , 或按理论计算公式进行计算。

在采用水力计算表进行余压凝水系统管道水力计算时, 由于凝水管道的汽水混合物密度和管壁的绝对粗糙度, 不可能刚好与采用的水力计算表中所规定的介质密度和管壁的绝对粗糙度  $K$  相同, 因此, 应如同上一节蒸汽网路水力计算一样, 对查表得出的比摩阻  $R_{bi}$  和流速  $v$  予以修正。

凝水管道的管壁当量绝对粗糙度, 对闭式凝水系统, 取  $K = 0.5 \text{mm}$  ; 对开式凝水系统, 采用  $K = 1.0 \text{mm}$ 。

对于多个疏水器并联工作的余压凝水管网来说, 它的水力计算比较繁琐。如同供汽管网水力计算一样, 需要逐段求出该管段汽水混合物的密度。如前所述, 在余压凝水管网水力计算中, 从偏于设计安全起见, 通常以各管段末端的密度 (即管段中的最小密度) 作为

该管段的汽水混合物的平均密度。对主干线，也可采用全程平均密度法，即以主干线末端的密度作为整个主干线的平均密度。

如同供汽管网水力计算一样，首先进行主干线的水力计算。通常从连接凝结水箱的主干线最后一个管段开始依次进行主干线各管段的水力计算，一直到最不利用户。

主干线末端的二次蒸汽量，应等于各用户凝水中二次蒸汽量之和。若各用户的凝结水量为 $G_i$ ，疏水器的漏汽率为 $x_{1,i}$ ，凝水通过疏水器阀孔及凝水管道后，由于压力下降（直至降到主干线末端压力）而产生的二次蒸汽量（百分数）为 $x_{2,i}$ ，则主干线末端汽水混合物中所含蒸汽的质量百分数可按下式计算：

$$x = \frac{\sum G_i (x_{1,i} + x_{2,i})}{\sum G_i} \quad (2-43)$$

求出 $x$ 后，根据式（2—39）算出主干线末端的汽水混合物的密度，作为主干线各管段的平均密度进行水力计算。

主干线所有管段依次进行水力计算结束后，即可用分支线与主干线节点处的凝水压力，作为分支线的末端凝水压力，按主干线水力计算的步骤和方法进行水力计算，不再赘述。

最后应说明的是，按上述方法计算得出的余压回水管径，对正常运行工况来说是偏大的，但许多余压回水管路的运行情况表明，疏水器或其旁通管的漏汽几乎难以避免，有时其漏汽率甚至达到惊人的地步，因此，适当增加余压回水管径是必要的。

### （3）重力回水管路

在图 2—4 所示的管路 CD 中，从管路始端二次蒸发器（或高位水箱）流出的凝水是表压力 $p_3$ 下的饱和凝水，管路末端的表压力为凝结水箱中的凝水表压力 $p_4$ 。如管中压降（ $p_3 - p_4$ ）过大，凝水仍有可能汽化，这时管路可按上述余压回水管路进行水力计算。例如某企业供汽压力分为高、中、低三级（见图 2—5），其中高压用汽设备排出的高压凝水，在高压二次分离器中分离出二次蒸汽供中压用户使用，排出的中压凝水经凝水管道直接送往锅炉房的总凝结水箱，由于该凝水管道始末两端压差较大，因此，应按余压回水管路选择管径。

如二次蒸发器中的压力 $p_3$ 较低（如：接近于大气压力，二次蒸汽主要用于车间供暖），则二次蒸发器排出的凝水不易汽化，为纯凝水。为了使凝水能满管流动，凝水管在接入凝水箱之前，应向上抬起一定的高度，然后再向下插入凝水箱底部，形成一个回形管。这种情况下，凝水主要靠二次蒸发器中水面与凝水箱回形管顶之间的标高差所形成的重力位能差流动，这时管路则属于重力回水管路。

在确定重力回水管路的资用压力时，应考虑最不利工况，即：二次蒸发器或高位水箱中的表压力 $p_3$ 按高位开口水箱考虑，即其表压力 $p_3 = 0$ ；而凝水箱的压力 $p_4$ ，应采用箱内可能出现的最高值，即安全水封限制的表压力。因此，根据式（2—17），可得重力回水管路资用压力的计算公式为：

$$\Delta p = h\rho g - p_4 \quad \text{Pa} \quad (2-44)$$

式中： $h$  —— 二次蒸发箱（或高位水箱）中水面与凝水箱回形管顶的标高差，m；

$\rho$  —— 管路中凝结水的密度， $\text{kg/m}^3$ 。对不再汽化的凝结水，可近似取 $\rho = 0.001$

$\text{kg/m}^3$ ;

$g$  —— 重力加速度, 为  $9.81\text{m/s}^2$ 。

$p_4$  —— 凝水管末端表压力, 即凝结水箱中的凝水表压力, Pa。

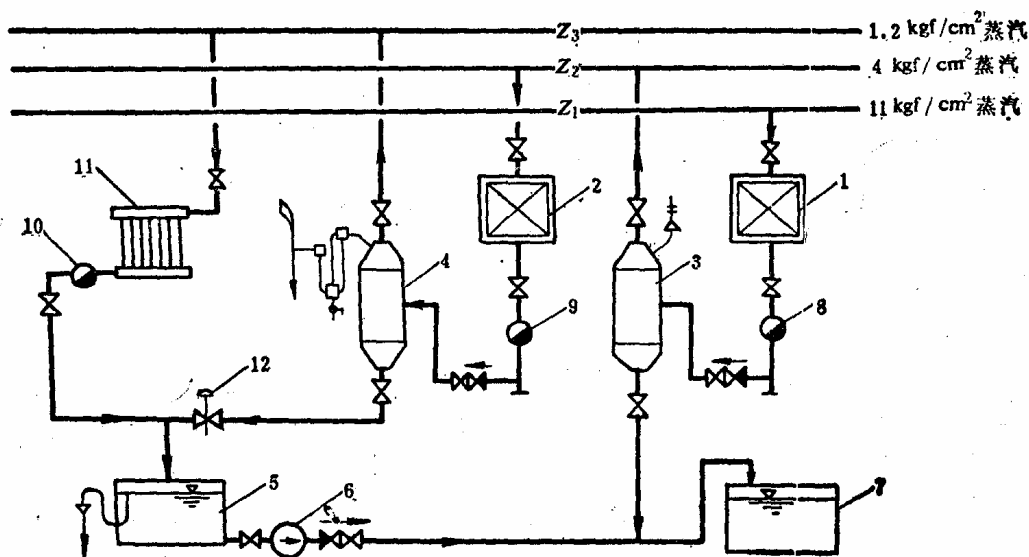


图 2—5 高、中、低压三级供热的凝结水回水系统图

1—高压用汽设备; 2—中压用汽设备; 3—高压二次蒸发器; 4—中压二次蒸发器; 5—凝水分站凝结水箱;  
4—凝结水泵; 7—锅炉房凝结水箱; 8、9、10—高、中、低压疏水器; 11 暖气片; 12—调节阀

通过水力计算选择重力回水管路的管径时, 可按室外热水网路水力计算表 (“教材”附录 9—1) 进行计算。当采用管壁的当量绝对粗糙度  $K$  值不同时, 应注意修正。计算时, 管路局部阻力当量长度占管路总长度的比例系数  $\alpha_j$ , 对室内重力回水管道, 可取  $\alpha_j = 0.25$ ; 对室外余压凝水管网, 可采用表 (2—1) 中的数据。

根据式 (2—44), 可绘制重力回水系统的水压图, 如图 2—6 所示。下面结合水压图对该管段的水力工况作进一步的分析。

1) 在凝水管工作或停止运行时, 为了避免在最不利情况下 (凝水箱表压力为 0, 二次蒸发器压力达到最大值), 用户二次蒸发器中的蒸汽逸入凝水外网, 凝水箱的回形管项与该用户和室外凝水管网干线的连接点 (图 2—6 中的 M 点) 间的标高差应不小于  $10^{-4}p_3(\text{m})$ , 这一高度称为水封高度, 它能阻止压力小于  $p_3(\text{Pa})$  的蒸汽从二次蒸发器中窜入室外管网。

2) 为了更好地保证蒸汽不窜入外网凝水管, 可在二次蒸发器出口处安装多级水封, 形成所谓 “闭式满管流凝结水回收系统” (见图 2—7)。凝水流过多级安全水封后的表压力为零。多级水封的安装高度, 应等于其入口处水压曲线高度, 再加上适当的安全裕度; 同时, 二次蒸发器的高度应略高于水封。

3) 运行期间, 压力  $p_3$  和  $p_4$  经常波动, 二次蒸发器内水面随之上下升降。如不设置多级水封, 则连接二次蒸发器出口的凝水立管会交替为汽水充满, 因此, 该凝水立管可按非

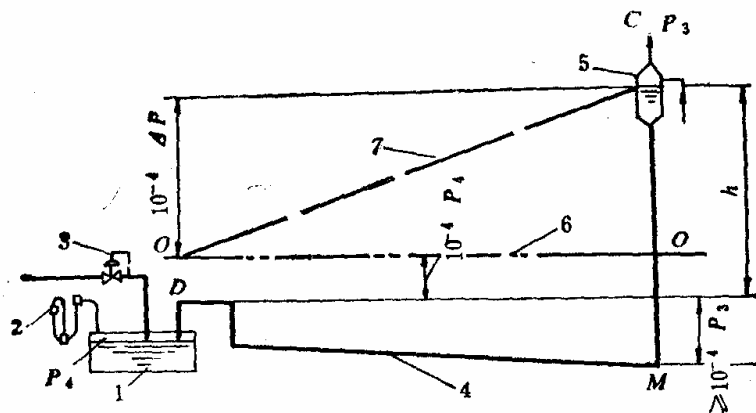


图 2—6 管段 CD 的水压线

- 1—凝水箱；2—安全水封；3—蒸汽补汽的压力调节器；4—外网凝水管线；  
5—二次蒸发器；6—静水压线（线 O—O）；7—水压曲线（线 C—O）

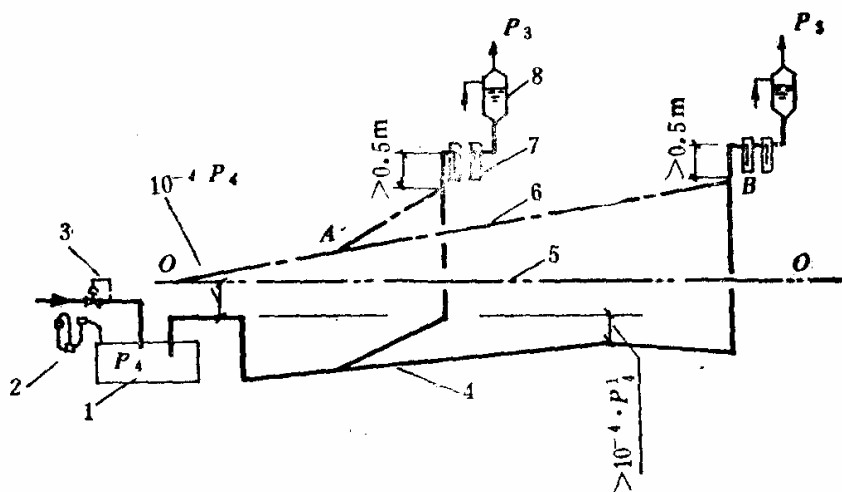


图 2—7 安装多级水封的图式

- 1—凝水箱；2—安全水封；3—压力调节器；4—凝水管网；5—静压力线 O—O；  
6—水压曲线 OAB；7—安全水封；8—二次蒸发器

满管流动状态设计，管径放粗些。

4) 采用闭式凝结水箱时，凝水箱回形管顶与外网凝水管敷设的最高点之间应有一定的标高差（见图 2—7），以避免当凝水泵抽水时凝水箱出现一定的真空度，产生虹吸现象，使部分凝水管道倒吸而不充满整个管道截面。凝水箱可能达到的最大真空度  $p'_4$ ，一般为  $2 \sim 5 \text{ kPa}$ 。此外，为了使整个凝水管路处于正压状态，不产生虹吸现象，还应向凝水箱放

入蒸汽，形成蒸汽垫层，使凝水箱压力保持在 5kPa 以上。

### (3) 加压回水管路

利用外部作用压力输送凝结水的管路，即为加压回水管路。所利用的外部作用压力，在多数情况下是凝结水泵提供的机械动力（如图 2—4 所示中管段DE），也可以是蒸汽压力（如采用疏水增压器）。这种系统中的流动工况为纯凝水满管流动，凝结水的密度可取  $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ 。它可以是开式系统，也可以是闭式系统，取决于凝水箱是否与大气相通。

加压回水管路的水力计算采用“允许流速法”，即根据常用的流速范围（1.0～2.0m/s），并以用户或凝水分站正常工作的凝结水泵的总流量，作为计算流量，利用“教材”附录 9—21 热水网路水力计算表，确定管径和比摩阻。应注意，对开式凝结水回收系统， $K=1.0\text{mm}$ ，因此，利用“教材”附录 9—1 进行水力计算时，应进行 K 值修正。局部阻力通常折算为当量长度计算。

当有多个用户或凝水分站的凝水泵并联向管网输送凝水时，可按上述方法计算各管段的管径和压力损失，计算时，主干线的流量应考虑同时利用系数。然后根据各管段的压力损失绘制凝水管网的水压曲线（见图 2—8）。各用户或凝水泵站的凝结水泵的扬程，可根

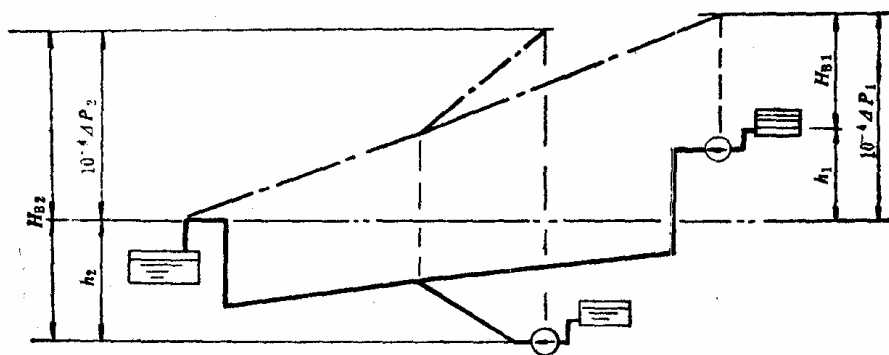


图 2—8 加压回水管路的水压曲线

据水压曲线进行确定。

如选择凝水泵型号后，水泵扬程大于需要值，则要在水泵出口处节流，消耗多余压力，以免影响其它并联水泵的正常工作。

### 3. 凝结水管路水力计算示例

下面以几种不同的凝结水回收方式的水力计算为例，进一步阐述其水力计算的方法和步骤。

【示例 1】图 2—9 所示为一闭式满管流凝水回收系统示意图。用热设备的进汽表压力  $p=0.22\text{MPa}$ ，凝结水计算流量 2.0t/h，疏水器前凝水表压力为  $p_1=0.2\text{MPa}$ ，疏水器后表压力为  $p_2=0.1\text{MPa}$ 。二次蒸发器的蒸汽最高表压力  $p_3=0.03\text{MPa}$ 。疏水器至二次蒸发器之间的管段长度  $l_1=160\text{m}$ 。疏水器后凝水的提升高度  $h=4.0\text{m}$ 。



二次蒸发器下面多级水封出口与凝水箱的回形管标高差 $h = 2.5\text{m}$ 。用户与室外管网的连接点M比回形管顶低 $2\text{m}$ 。二次蒸发器与凝水箱之间的管路计算长度 $l_2=200\text{m}$ 。闭式凝水箱的蒸汽垫层压力 $p_4=5\text{kPa}$ 。

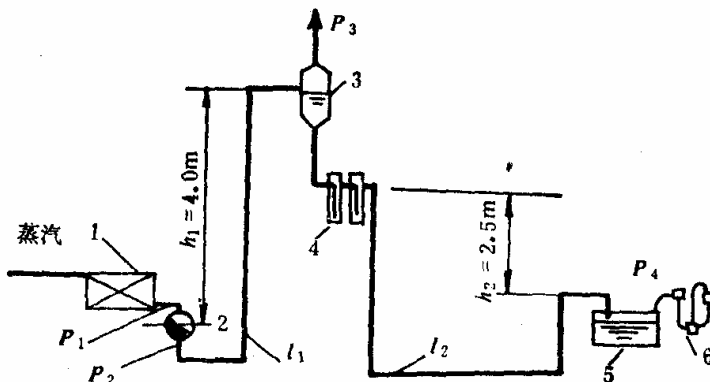


图 2—9 示例 1 示意图

1—用汽设备；2—疏水器；3—二次蒸发器；

4—多级水封；5—闭式凝水箱；6—安全水

分析计算：

(1) 从用汽设备至疏水器之间的凝水管段

查水蒸汽表，当蒸汽压力 $p=0.22+0.1=0.23\text{MPa}$ 时，汽化潜热 $\gamma=2154.4\text{ kJ/kg}$ ，因此，可算出用汽设备的热负荷为：

$$Q = G'\gamma = \frac{2 \times 1000 \times 2154.4}{3600} = 1196.9 \quad \text{kW}$$

查表 2—6，可选用管径为  $108 \times 4$  的无缝钢管，可负担的热负荷为  $1280\text{kW}$ 。

(2) 从疏水器到二次蒸发器的凝水管段（该管段为余压回水管段）

1) 计算余压凝水管段的资用压力

根据式 (2—37)，该管段的资用压力为：

$$\Delta p = (p_2 - p_3) - h_1 \rho g = (0.1 - 0.03) \times 10^6 - 4 \times 1000 \times 9.81 = 30760 \quad \text{Pa}$$

2) 计算该管段的允许平均比摩阻值

根据式 (2—42)，该管段的允许平均比摩阻值为：

$$R_{p,j} = \frac{\Delta p}{(1 + \alpha_j) \sum l} = \frac{30760}{(1 + 0.25) \times 160} = 153.8 \quad \text{Pa/m}$$

式中， $\alpha_j$ 为局部阻力当量长度占余压回水管路总长度的比例系数，对室内余压回水管道，取 $\alpha_j = 0.25$ 。

3) 求余压凝水管中汽水混合物的密度值

查“教材”附录 11—2，得出由于凝水绝对压力从 0.3MPa 降到 0.13MPa 而产生的二次蒸汽量（百分数） $x_2=0.05$ 。设疏水器漏汽率为  $x_1=0.03$ ，则在该余压凝水管的二次含汽量为：

$$x = x_1 + x_2 = 0.08$$

根据式（2—39），可求得汽水混合物的密度为：

$$\rho_x = \frac{1}{v_x} = \frac{1}{x(v_g - v_s) + v_s} = \frac{1}{0.08 \times (1.373 - 0.001) + 0.001} = 9.03 \quad \text{kg/m}^3$$

#### 4) 确定凝水管的管径

首先将平均比摩阻值换算为与“教材”附录 11—4 的水力计算表（ $\rho=10\text{kg/m}^3$ ）相等效的允许比摩阻  $R_{0,p,j}$  值。

$$R_{0,p,j} = \frac{\rho_x}{\rho_0} R_{p,j} = \frac{9.03}{10} \times 153.8 = 138.9 \quad \text{Pa/m}$$

查“教材”附录 11—4，凝水计算流量  $G' = 2.0\text{t/h}$ ，选用管径为  $108 \times 4 \text{ mm}$ ，相应的  $R_0$  及  $v_0$  值为：

$$R_0 = 75.9 \text{ Pa/m}; \quad v_0 = 7.08 \text{ m/s}$$

#### 5) 确定实际的比摩阻 $R_{sh}$ 和流速 $v_{sh}$ 值

$$R_{sh} = \frac{\rho_0}{\rho_x} R_0 = \frac{10}{9.03} \times 75.9 = 84.1 \text{ Pa/m} < 153.8 \text{ Pa/m}$$

$$v_{sh} = \frac{\rho_0}{\rho_x} v_0 = \frac{10}{9.03} \times 7.08 = 7.84 \text{ m/s}$$

选用的管径比较偏于安全。

### （3）从二次蒸发器到凝水箱的室外凝水管路

#### 1) 确定二次蒸发器出口是否需要设置多级水封

前已述及，为了避免在最不利的工况下（即用户和凝水分站的凝结水箱内的表压力  $p_4=0$ ，而二次蒸发器内表压力达到最大值时），二次蒸发器中的蒸汽逸入凝水管网，要求凝水箱的回形管顶与 M 点之间的标高差  $h_3$  应不小于  $10^{-4}p_3$ （m）。具体工程中，当无条件保持所要求的标高差时，则应在二次蒸发器出口安装多级水封。

本例中，已知  $p_3=30\text{kPa}$ ，则应有  $h_3 \geq 10^{-4}p_3 = 10^{-4} \times 30 \times 10^3 = 3\text{m}$ ，工程设计中，通常还要考虑一定的安全裕度，但是本例中  $h_3$  仅有 2m，不能满足要求，所以必须在二次蒸发器出口设置水封。如取多级水封的级数  $n=3$ ，水封安全系数  $\alpha=1.5$ ，则每级水封的高度  $h$  应为：

$$h = \frac{\alpha(p_3 - p_0)}{10n} = \frac{1.5 \times (30 - 20)}{10 \times 3} = 0.5 \text{ m}$$

式中： $p_0$  —— M 点的静压力，kPa；在  $p_4=0$  的最不利情况下， $p_0=10h_3$ 。

#### 2) 计算凝水管路的资用压力和允许平均比摩阻值

管路的允许平均比摩阻值为：

$$R_{p,j} = \frac{\Delta p}{(1+\alpha_j)\sum l} = \frac{19500}{(1+0.4)\times 200} = 69.6 \text{ Pa/m}$$

### 3) 确定该管路的管径

如不考虑二次蒸发器中排出的二次蒸汽量，即以最大凝水量作为计算流量， $G'=2.0\text{t/h}$ 。利用“教材”附录 9—1，按 $R_{p,j}=69.6\text{Pa/m}$ 选取管径。选用管子的公称直径为 $D_N=50\text{ mm}$ 。相应的比摩阻及流速为

$$R=31.9 \text{ Pa/m} < 69.6 \text{ Pa/m} ; \quad v=0.3 \text{ m/s}$$

计算即可结束。

【示例 2】某厂有三个用汽车间 a、b、c，设备进汽压力均为  $3\times 10^5\text{Pa}$ 。管网各管段的长度、凝水计算流量已标在图 2—10 中。在设计室外凝水管网时，为进行方案比较，需分别计算采用余压回水、闭式满管回水（重力回水）两种不同回水方案的管径。

#### [ 方案一 ] 室外管网采用余压回水

室外余压凝水管网平面布置与纵剖面布置见图 2—10。

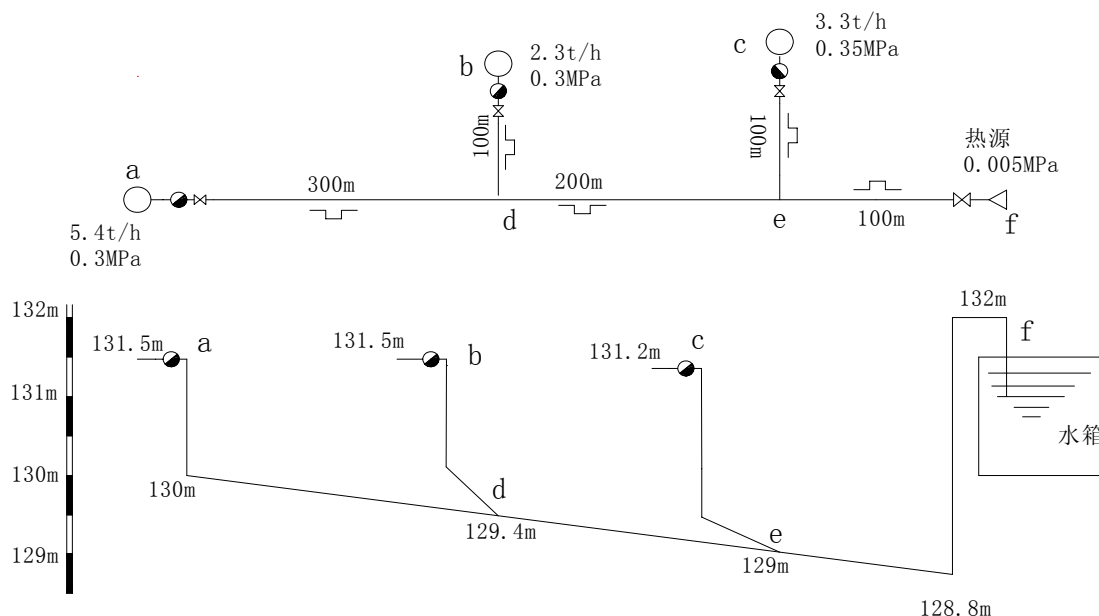


图 2—10 室外余压回水管网

#### (1) 主干线计算

通过比较可知，从用户 a 到总凝水箱的管线 adef 的平均比摩阻最小，应为主干线。

##### 1) 计算主干线管路的二次蒸汽量（百分数）

各车间疏水器前的凝水表压力为：

$$p_{1,a} = 0.95 p_a = 0.95 \times 0.3 = 0.285 \text{ MPa}$$

$$p_{1,b} = 0.95 p_b = 0.95 \times 0.3 = 0.285 \text{ MPa}$$

$$p_{1,c} = 0.95 p_c = 0.95 \times 0.35 = 0.333 \text{ MPa}$$

查水蒸汽表得各用户疏水器前 $p_1$ 压力下饱和凝水的焓为：

$$h_{1,a} = 598.61 \text{ kJ/kg} ;$$

$$h_{1,b} = 598.61 \text{ kJ/kg} ;$$

$$h_{1,c} = 617.04 \text{ kJ/kg} .$$

已知  $p_3=0.005\text{MPa}$ ，查表得： $h_3=422.38\text{MPa}$ ； $\gamma_3=2254.8\text{MPa}$  。

根据式（2—41） $x_2 = \frac{h_1 - h_3}{\gamma_3}$ ，计算 $x_2$ ，得：

$$x_{2,a} = 0.078 ; \quad x_{2,b} = 0.078 ; \quad x_{2,c} = 0.086$$

设疏水器的漏汽率均为 $x_1=0.03$ 。因此，根据式（2—43），主干线末端的二次蒸汽量（百分数）为：

$$\begin{aligned} x &= \frac{\sum [G_i (x_{1,i} + x_{2,i})]}{\sum G_i} \\ &= 0.03 + \frac{5.4 \times 0.078 + 2.3 \times 0.078 + 3.3 \times 0.086}{5.4 + 2.3 + 3.3} = 0.1104 \end{aligned}$$

2) 计算主干线 adef 的全线汽水混合物的大致平均密度

为使计算简单，采用全程平均密度法，并取主干线末端汽水混合物密度作为主干线各管段的平均密度。

查水蒸汽表，凝水箱压力 $p_3$ 下的饱和蒸汽比容为： $v_q=1.64\text{m}^3/\text{kg}$ ， $v_s$ 近似采用  $0.001\text{m}^3/\text{kg}$ ，根据式（2—39）可得：

$$\rho_x = \frac{1}{v_x} = \frac{1}{x(v_q - v_s) + v_s} = \frac{1}{0.1104 \times (1.64 - 0.001) + 0.001} = 5.50 \text{ kg / m}^3$$

3) 计算资用压力及允许平均比摩阻

按式（2—37），取  $p_{2,a} = 0.5 p_{1,a} = 0.5 \times 0.285 = 0.143 \text{ MPa}$ ，得

$$\begin{aligned} \Delta p &= (p_{2,a} - p_3) - H\rho g \\ &= (0.143 - 0.005) \times 10^6 - (132 - 131.5) \times 1000 \times 9.8 \\ &= 133100 \text{ Pa} \end{aligned}$$

按表（2—1），主干线的 $\alpha_j$ 值取等于 0.4，则主干线的平均比摩阻 $R_{p,j}$ 为：

$$R_{p,j} = \frac{\Delta p}{(1 + \alpha_j) \sum l} = \frac{133100}{(1 + 0.4) \times (300 + 200 + 100)} = 158.45 \text{ Pa / m}$$

4) 确定管子的理论管径

按管壁粗糙度 $K=1.0\text{mm}$ ，密度 $\rho_x=5.50\text{kg/m}^3$ ，平均比摩阻 $R_{p,j}=158.45\text{Pa/m}$  以及主干线各管段的计算流量 $G'$ ，由式(2—7)，计算各管段的管子理论内径 $d_l$ ：

$$\begin{aligned}
 d_l &= 0.378 \frac{K^{0.0476} \cdot G'^{0.381}}{(\rho_x R_{p,j})^{0.19}} \\
 &= 0.378 \times \frac{(0.001)^{0.0476}}{(5.50 \times 158.45)^{0.19}} \times G'^{0.381} \\
 &= 0.075 \times G'^{0.381} \text{ m}
 \end{aligned}$$

因此

$$\begin{aligned}
 d_{fe,l} &= 0.075 \times G'^{0.381} = 0.075 \times 11^{0.381} = 0.187 \text{ m} \\
 d_{ed,l} &= 0.075 \times G'^{0.381} = 0.075 \times 7.7^{0.381} = 0.163 \text{ m} \\
 d_{da,l} &= 0.075 \times G'^{0.381} = 0.075 \times 5.4^{0.381} = 0.143 \text{ m}
 \end{aligned}$$

#### 5) 确定管子的实际管径

由于管径规格与计算的理论管径不可能刚好一致，因此，要在管径规格中选用接近的管径。实际选用的管子尺寸为：

$$\text{管段fe: } (D_w \times \delta)_{sh} = 219 \times 6 \quad \text{实际内径 } d_{fe,sh} = 0.207 \text{ m}$$

$$\text{管段ed: } (D_w \times \delta)_{sh} = 219 \times 6 \quad \text{实际内径 } d_{ed,sh} = 0.207 \text{ m}$$

$$\text{管段da: } (D_w \times \delta)_{sh} = 159 \times 4.5 \quad \text{实际内径 } d_{da,sh} = 0.150 \text{ m}$$

#### 6) 计算管子的实际比摩阻和流速

当计算流量和汽水混合物密度不变，而管径由计算内径 $d_l$ 改变为实际管径 $d_{sh}$ 时，平均比摩阻也将从 $R_{p,j}$ 变为 $R_{sh}$ ，根据式(2-6)，可得

$$R_{sh} = \left( \frac{d_l}{d_{sh}} \right)^{5.25} R_{p,j} = \left( \frac{d_l}{d_{sh}} \right)^{5.25} \times 158.45 \quad \text{Pa/m}$$

通过计算，可得各管段的实际比摩阻为：

$$\text{管段fe: } R_{sh} = 92.94 \quad \text{Pa/m}$$

$$\text{管段ed: } R_{sh} = 45.19 \quad \text{Pa/m}$$

$$\text{管段da: } R_{sh} = 123.29 \quad \text{Pa/m}$$

各管段的实际流速可由式(2-5)计算

$$v_{sh} = \frac{10G'}{9\pi d_{sh}^2 \rho_x} = \frac{10G'}{9\pi d_{sh}^2 \times 5.50} = \frac{0.0707G'}{d_{sh}^2} \quad \text{m/s}$$

计算结果如下：

$$\text{管段fe: } v_{sh} = 18.15 \quad \text{m/s}$$

$$\text{管段ed: } v_{sh} = 12.70 \quad \text{m/s}$$

$$\text{管段da: } v_{sh} = 16.97 \quad \text{m/s}$$

7) 计算各管段的压力损失及管段始端（节点 e、d 和用户 a 疏水器后）的实际压力  
管段 fe 的压力损失为

$$\begin{aligned}\Delta p_{fe} &= R_{sh,fe} l_{fe} (1 + \alpha_j) \\ &= 92.94 \times 100 \times (1 + 0.4) = 13012 \text{ Pa}\end{aligned}$$

管段 fe 始端（节点 e）的实际压力为

$$\begin{aligned}p_e &= p_3 + \Delta p_{fe} + (Z_{m,fe} - Z_{s,fe}) \rho g \\ &= 0.005 \times 10^6 + 13012 + (132 - 129) \times 1000 \times 9.81 \\ &= 47442 \text{ Pa}\end{aligned}$$

式中：\$Z\_{m,fe}\$ —— 管段 fe 末端标高，m；

\$Z\_{s,fe}\$ —— 管段 fe 始端标高，m。

对于管段 ed 和 da，采用同样计算方法，可得：

$$\Delta p_{ed} = 12858 \text{ Pa} ; \quad p_d = 56171 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{da} = 51782 \text{ Pa} ; \quad p_{2,a,sh} = 87373 \text{ Pa}$$

计算结果显示，疏水器后的实际压力 \$p\_{2,a,sh}\$ 小于设计值 \$p\_{2,a}\$ (143000Pa)，设计偏于安全。

主干线水力计算过程和结果的有关数据见表 2—7。

## (2) 分支线计算

### 1) 管段 bd

取疏水器后凝水压力为 \$p\_{2,b} = 0.5p\_{1,b} = 0.5 \times 0.285 = 0.143 \text{ MPa}\$。管段末端压力为 \$p\_d = 56171 \text{ Pa}\$，因此管段 bd 的资用压力为：

$$\begin{aligned}\Delta p &= (p_{2,b} - p_d) - H \rho g \\ &= (143000 - 56171) - (129.4 - 131.5) \times 1000 \times 9.8 \\ &= 107430 \text{ Pa}\end{aligned}$$

管段比摩阻为：

$$R_{p,j} = \frac{\Delta p}{(1 + \alpha_j) \sum l} = \frac{107430}{(1 + 0.4) \times 100} = 767.36 \text{ Pa/m}$$

按上述步骤和方法，可求得 \$x = x\_1 + x\_2 = 0.03 + 0.057 = 0.087\$，\$\rho\_x = 12.69 \text{ kg/m}^3\$，\$d\_l = 0.0653 \text{ m}\$，\$(D\_w \times \delta)\_{sh} = 89 \times 3.5 \text{ mm}\$，实际内径 \$d\_{bd,sh} = 0.082 \text{ m}\$，实际比摩阻 \$R\_{sh} = 232.15 \text{ Pa/m}\$，管段压力损失 \$\Delta p\_{bd} = 32501 \text{ MPa}\$，疏水器后的实际压力 \$p\_{2,b,sh} = 68071 \text{ MPa}\$，凝水流速 \$v\_{sh} = 9.533 \text{ m/s}\$。管段 bd 水力计算过程和结果的有关数据见表 2—7。

### 2) 管段 ce

取疏水器后凝水压力为 \$p\_{2,c} = 0.5p\_{1,c} = 0.5 \times 0.333 = 0.1665 \text{ MPa}\$。管段末端压力为 \$p\_e = 47442 \text{ Pa}\$，因此管段 ce 的资用压力为：

$$\begin{aligned}\Delta p &= (p_{2,c} - p_e) - H\rho g \\ &= (166500 - 47442) - (129 - 131.2) \times 1000 \times 9.8 \\ &= 140618 \text{ Pa}\end{aligned}$$

管段比摩阻为：

$$R_{p,j} = \frac{\Delta p}{(1 + \alpha_j) \sum l} = \frac{140618}{(1 + 0.4) \times 100} = 1004.41 \text{ Pa/m}$$

管段 ce 水力计算过程和结果的有关数据见表 2—7。

表2—7 室外余压回水管网水力计算表

管段	凝水 计算 流量 $G'$ (t/h)	管段 实际 长度 $l$ (m)	局部阻 力折合 长度 比值 $\alpha_j$	管段平 均密度 $\rho_x$ (kg/m <sup>3</sup> )	允许比 摩阻 $R_{pj}$ (Pa/m)	理论 管子 直径 $d_l$ (mm)	选用 管径 $D_w \times \delta$ (mm)	实际 内径 $d_{sh}$ (mm)	实际 比摩阻 $R_{sh}$ (Pa/m)	实际 流速 $v$ (m/s)	实际压 力损失 $\Delta p$ (Pa)	管段始 端压力 $p_s$ (Pa)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
主干线		600	0.4	5.5	158.45							
fe	11	100	0.4	5.5	158.45	187	219×6	207	92.94	18.15	13012	47442
ed	7.7	200	0.4	5.5	158.45	163	219×7	207	45.19	12.7	12858	56171
da	5.4	300	0.4	5.5	158.45	143	159×4.5	150	123.29	16.97	51782	87373
分支线												
bd	2.3	100	0.4	12.69	767.36	65.3	89×3.5	82	232.15	9.53	32501	68017
ce	3.3	100	0.4	8.54	1004.4	76.7	89×3.6	82	707.23	20.33	99012	124872

### (3) 疏水器余压（背压）的运行调节

上述水力计算结果显示，各疏水器的设计余压（背压）分别为：

$$\begin{aligned}p_{2,a} &= 87373 \text{ Pa} \\ p_{2,b} &= 68017 \text{ Pa} \\ p_{2,c} &= 124872 \text{ Pa}\end{aligned}$$

设计时，应在各用户疏水器后的凝水出口处设置调节阀门和压力表（设在调节阀门后面）。凝水管路初次运行时，应用调节阀门逐个调整各疏水器的实际背压，使之接近设计背压；正常运行时，如发现某用户凝水回水不畅，则应适当开大疏水器后的阀门，同时应观察其它用户的回水情况，以免影响其它用户的回水。

### [ 方案二 ] 室外管网采用闭式满管回水（重力回水）

室外闭式满管回水（重力回水）管网平面布置与纵剖面布置见图 2—11。由于在各用户处设置二次蒸发器，分离出一部分二次蒸汽，因此，各用户排往室外凝结水管网的凝水流量均略有减少。各用户二次蒸发器的最高工作压力 $p_3$ 分别为：用户a， $3.5 \times 10^4 \text{ Pa}$ ；用户b， $2 \times 10^4 \text{ Pa}$ ；用户c， $2 \times 10^4 \text{ Pa}$ 。

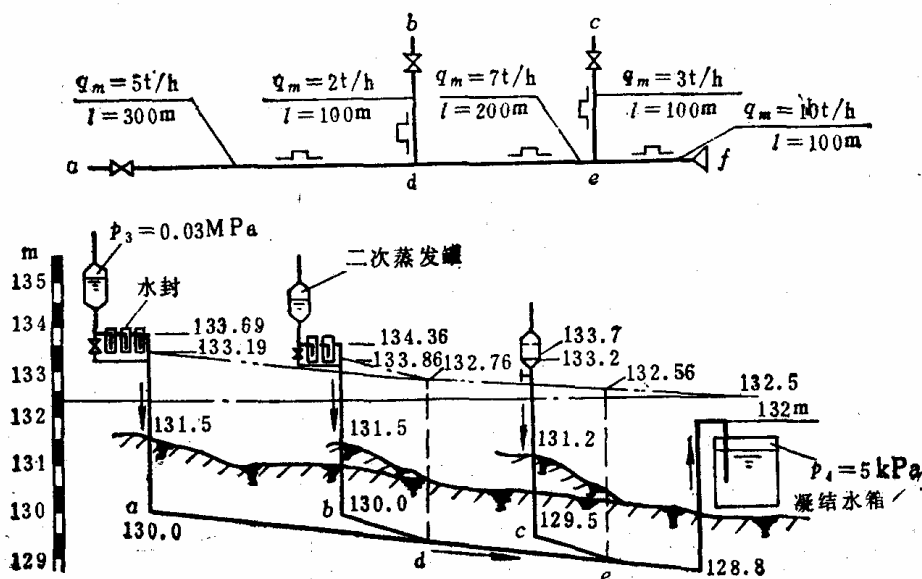


图 2—11 室外闭式满管回水管网

## (1) 确定系统静水压线

由纵剖面图可见，采用闭式凝结水箱，设计工作压力 $p_4=5000\text{Pa}$ ，可能出现的真空度 $p_4'=5000\text{Pa}$ 。凝结水箱上回水管顶的标高为 $132\text{m}$ ，它比凝结水干、支管的最高点 $130\text{m}$ 高出 $2\text{m}$ ，能够防止因凝结水箱中的水被水泵抽吸之后出现真空而使凝结水管网被抽空。

系统静水压线的标高应为 $132.5\text{m}$ ，将其绘于纵剖面图上。

## (2) 决定凝结水主干线的允许平均比摩阻

用户 $a$ 至凝结水箱的管线 $ade$ 为主干线。用户 $a$ 的建筑物地面标高 $131.5\text{m}$ ，预定用户引入口处的二次蒸发箱出口设多级水封。初步定水封引出口水面离建筑物地面 $2.5\text{m}$ ，即标高 $134\text{m}$ ，水压曲线应比多级水封出口水面至少低 $0.5\text{m}$ ，即标高 $133.5\text{m}$ ，按最不利情况，不考虑二次蒸发箱内的蒸汽压力，于是，根据式(2-44)，主干线的资用压力为：

$$\Delta p = h\rho g - p_4 = (133.5 - 132) \times 1000 \times 9.81 - 5000 = 9715 \quad \text{Pa}$$

主干线的允许平均比摩阻为：

$$R_{p,j} = \frac{\Delta p}{(1 + \alpha_j) \sum l} = \frac{9715}{(1 + 0.3) \times 600} = 12.46 \quad \text{Pa/m}$$

## (3). 确定主干线的管径及压力损失

根据各管段的计算流量及允许平均比摩阻，利用“教材”附录9—1热水网路水力计算表查得管径、流速和单位压力降，由于密度和当量绝对粗糙度（闭式满管回水管网腐蚀较轻， $K$ 取 $0.5\text{mm}$ ）与制表条件基本相同，因此，对查表结果可不再修正。将结果列于表2



—8 中。主干线总阻力损失 8853Pa。剩余压力约为 8.9%。

(4) 绘出主干线的水压曲线图

决定了主干线各管段的管径后，可在管网纵剖面图上绘出主干线的水压曲线图，并将各节点的水头标高注在图上。

(5) 确定各分支线的管径及压力损失

计算过程见表 2—8。为了避免用户 b、c 的二次蒸发器安装过高，计算时支线的比摩阻不能选得过大。计算完后，将各用户二次蒸发器出口处的水压曲线标高注在图上，用户 b 出口水压曲线标高为  $132.5\text{m}+0.75\text{m}=133.25\text{m}$ ，用户 c 出口水压曲线标高为  $132.5\text{m}+0.25\text{m}=132.75\text{m}$ 。

表2—8 室外满管回水管网水力计算表

管段 编号	计算 流量 $G'$ (t/h)	管子 长度 $l$ (m)	局部 阻力 比值 $\alpha_j$	管段折 合长度 $l_{zh}$ (m)	管子 直径 $D_w \times \delta$ (mm)	流速 $v$ (m/s)	比摩阻 $R$ (Pa/m)	压力 损失 $Rl_{zh}$ (Pa)	总压力损失 $\Delta p$ (Pa)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
主干线									
fe	10	100	0.3	130	133×4	0.24	6.3	819	$\Delta p_{af} = 8853 \text{ Pa}$
ed	7	200	0.3	260	108×4	0.26	9.9	2574	
da	5	300	0.3	390	89×3.5	0.27	14	5460	
分支线									
bd	2	100	0.3	130	57×3.5	0.3	31.9	4147	$\Delta p_{bf} = 7540 \text{ Pa}$
ce	3	100	0.3	130	76×3.5	0.23	13.2	1716	$\Delta p_{cf} = 2535 \text{ Pa}$

(6) 决定各用户是否安装多级水封，并确定二次蒸发箱或多级水封的安装高度。在不装多级水封时，为了不使蒸汽窜入外网，回形管与用户管线与干管之连接点间的标高差应大于  $10^{-4}p_3$  (m) ( $p_3$ 为用户二次蒸发器的最高工作压力)，为了安全起见，尚应多增加 0.5m的富余量。如果不能满足此高差要求，则应装多级水封阻汽。多级水封出口标高及二次蒸发器中水面标高值列在表 2—9 中，计算是否安装多级水封的结果列在表 2—10 中。

由表 2—9 所列结果可知，二次蒸发器中水面或多级水封出口水面离建筑物地面高度均

表 2—9 多级水封出口标高及二次蒸发器中水面标高值

用 户	引入口处动 水压线标高 (m)	安全高度 (m)	多级水封出口或二次蒸发 器水面安装标高 (m)	建筑物 地面标高 (m)	离地面最低 安装标高 (m)
1	2	3	4	5	6
a	133.39	0.5	133.89	131.5	2.39
b	133.25	0.5	133.75	131.5	2.25
c	132.75	0.5	133.25	131.2	2.05

不超过 3m。由于二次蒸发器的安装高度不宜太高，所以一般作用压力不大，本例中主干线的平均单位压力降为 10~20Pa/m，和目前设计中经常采用的 20~30Pa/m 是一致的。

设计时应注意，为了加大作用压力，进凝结水箱的回形管顶端标高应尽量降低，但不能低得使过多的用户都采用多级水封。

比较余压回水与闭式满管回水（重力回水）两种回水方案，可以发现，由于余压回水管网中有二次蒸汽存在，疏水的密度远低于纯凝水，因此，尽管余压回水的作用压力比闭式满管回水大的多，但计算所得的管径仍要比闭式满管回水大 1~2 级。

表 2—10 是否安装多级水封判断表

用户	用户二次蒸发器的最大蒸汽压力 $10^{-4} p_3$ (m)	回形管顶标高 (m)	用户与管线连接点 a、b、c 的标高 (m)	(3)项与(4)项的标高差 (m)	$10^{-4} p_3 + 0.5$ (m)	措 施
1	2	3	4	5	6	7
a	2.5	132.0	130.0	2.0	3.0	∵ (6)项 > (5)项值 ∴ 均应安装多级水封
b	2.0	132.0	130.0	2.0	2.5	
c	2.0	132.0	129.5	2.5	2.5	

# 课程设计计算书

课 程 名 称	_____
课程设计指导教师	_____
起 始 日 期	_____
结 束 日 期	_____
专 业	能源与动力工程专业
年 级	_____
班 级	_____
学 号	_____
姓 名	_____
课 程 设 计 成 绩	_____
指 导 教 师 签 名	_____