

第九章 凝汽设备

编写单位 上海电站辅机厂

编写人 袁仲伊

主审人 周锡生

常用符号表

A ——凝汽器冷却面积(m^2)	轮机排汽量(kg/s)
壳体板不支承跨距(mm)	G'_s ——给水泵驱动汽轮机排汽量(kg/s)
热井中蒸汽空间高度(m)	G_{se} ——当量排汽量(kg/s)
法兰外缘尺寸(mm)	g ——重力加速度(m/s^2)
A_k ——法兰垫片面积(mm^2)	g_s ——单位冷却面积蒸汽负荷($kg/(m^2 \cdot s)$)
A_0 ——分配管上开孔总面积(mm^2)	h_c ——凝结水比焓(kJ/kg)
B ——梁的宽度(mm)	h_d ——疏水或疏汽的比焓(kJ/kg)
法兰外缘尺寸(mm)	h_s ——进入凝汽器的蒸汽比焓(kJ/kg)
计算用系数	主汽轮机排汽比焓(kJ/kg)
C ——计算传热系数用系数	h'_s ——给水泵驱动汽轮机排汽比焓(kJ/kg)
壁厚修正系数	I ——惯性矩(cm^4)
板厚附加量(mm)	K ——总体传热系数($W/(m^2 \cdot K)$)
法兰外缘尺寸(mm)	强度计算用系数
计算汽阻用系数	振动系数
c ——冷却水比热容($kJ/(kg \cdot ^\circ C)$)	管子轴向刚度(N/mm)
C_n ——冷却水在水室接管中的流速(m/s)	K_0 ——基本传热系数($W/(m^2 \cdot K)$)
C_w ——冷却水在冷却管中的流速(m/s)	L ——中间支承隔板跨距(mm)
D ——热井深度(m 或 mm)	分配管小孔到凝汽器内部件的最小安全距离(mm)
管径系数($1/m$)	l ——冷却管长度(mm)
D_n ——水室接管内径(m)	抽气器喷管出口至扩压管进口距离(mm)
d_1 ——冷却管内径(mm)	m ——冷却倍率
d_2 ——冷却管外径(mm)	N ——冷却管根数
d_b ——螺栓公称直径(mm)	n_b 、 n_s ——安全系数
E ——材料弹性模量(MPa)	p ——强度计算时设计压力(MPa)
螺栓中心尺寸(mm)	抽气口的绝对压力(MPa)
F ——凝汽器进汽口面积(m^2)	P_a ——汽-气混合物中空气分压力(kPa)
汽轮机排汽口面积(m^2)	P_c ——凝汽器压力(kPa)
螺栓中心尺寸(mm)	P_s ——汽-气混合物中蒸汽分压力(kPa)
f ——管束外围管子之间蒸汽通流面积(m^2)	进入蒸汽的饱和压力(kPa)
冷却管横向振动固有频率(Hz)	P_w ——抽气器抽气压力(MPa)
G_a ——漏入凝汽器的空气量(kg/s)	Q ——凝汽器热负荷(kW)
抽气器抽出空气量(kg/h 或 g/s)	R ——半径(mm)
G_d ——进入凝汽器的疏水或疏汽量(kg/s)分配管的冷水流量(t/h)	气体常数($kJ/(kg \cdot K)$)
分配管上小孔所通过的水量(t/h)	多压凝汽器计算用系数
G_j ——抽气器工作蒸汽或工作水量(kg/s)	R_s ——汽侧的放热热阻($m^2 \cdot K/W$)
G_m ——分配管小孔的汽-气或汽-水混合物流流量(t/h)	R_t ——管壁的热阻($m^2 \cdot K/W$)
凝汽器中抽出的汽-气混合物量(kg/s)	R_w ——水侧的放热热阻($m^2 \cdot K/W$)
G_s ——进入凝汽器的蒸汽量(kg/s 或 t/s), 主汽	T ——管板厚度(mm)

t ——冷却管节距(mm)	β_s ——计算总体传热系数时的冷却水流程数的修正系数
螺栓节距(mm)	
环境温度(°C)	β_t ——计算总体传热系数时的冷却水的温度修正系数
t_c ——凝结水温度(°C)	ΔP_c ——汽阻(kPa)
t_s ——蒸汽凝结温度(°C)	Δp ——凝汽器水阻(MPa)
进入凝汽器的蒸汽温度(°C)	真空计汞柱高度(mmHg)
凝汽器压力对应的饱和温度(°C)	Δp_1 ——冷却水在冷却管中的摩擦损失(MPa)
中间支承隔板的厚度(mm)	Δp_2 ——冷却水在冷却管管端的压力损失(MPa)
t_{w1} 、 t_{w2} ——冷却水进、出口温度(°C)	Δp_3 ——冷却水在水室中的压力损失(MPa)
v_s ——蒸汽比体积(m ³ /kg)	δp_1 ——冷却水在每米冷却管中的摩擦损失(MPa)
v_m ——汽-水混合物比体积(m ³ /kg)	Δt ——冷却水温升(°C)
V ——真空度(%)	Δt_m ——对数平均温差(°C)
W ——冷却水流量(kg/s 或 m ³ /s)	δ ——冷却管壁厚(m 或 mm)
z ——流程数	δt ——传热端差(°C)
α_m ——蒸汽表面传热系数[W/(m ² ·K)]	δt_c ——凝结水过冷度(°C)
α_w ——管壁到冷却水的表面传热系数[W/(m ² ·K)]	η_p ——管板填充系数
α_s ——汽-气混合物表面传热系数[W/(m ² ·K)]	η_2 、 η_3 ——过热水闪蒸百分比(%)
β_c ——计算总体传热系数时的清洁系数	λ ——冷却管热导率[W/(m·K)]
β_d ——计算总体传热系数时的负荷修正系数	摩擦阻力系数
β_m ——计算总体传热系数时的冷却管材料、壁厚修正系数	ρ ——冷却水密度(kg/m ³)
β_w ——计算总体传热系数时的冷却水流速、管径修正系数	汽-气混合物密度(kg/m ³)
	ρ_s ——蒸汽密度(kg/m ³)

汽轮机的凝汽设备是凝汽式汽轮机装置的重要组成部分。它的作用是将凝汽式汽轮机的排汽凝结成水,形成并保持所要求的真空。其工作性能直接影响到整个装置的热经济性和运行可靠性。因此,很多国家都投入了巨大的人力物力进行了大量的有关传热、结构和可靠性方面的研究,一些主要生产厂商都发展了自己的计算机软件,用于开发新产品,并十分重视自己的产品在电厂中运行情况的反馈和研究,使凝汽器日趋完善。

我国目前已成功地设计生产了火电 600MW 和核电 300MW 汽轮机组用的大型凝汽设备,其性能和可靠性都已达到了较高的水平。

本章将主要介绍凝汽设备中的主要部件——凝汽器及其抽气设备。着重介绍现代电厂中用得最为广泛的、以水为冷却介质的表面式凝汽器的结构和热力设计。对空冷式凝汽设备也加以讨论。凝汽设备中的凝结水泵和循环水泵等参阅本篇第十六章。

第一节 概 论

一、凝汽设备的任务

(一) 设备的组成

图 4-9-1 是最简单的以水为冷却介质的凝汽设备示意图,它包括凝汽器、循环水泵、凝结水泵、抽气设备以及带动这些泵的动力机械和连接管道。冷却水由循环水泵不断地送入表面式凝汽器的冷却管中,汽轮机的排汽引入凝汽器后在冷却管外凝结成水,蒸汽凝结时放出的热量被冷却水带走;凝结水由凝结水泵从凝汽器热井中抽出作为锅炉给水,抽气设备用来抽除凝汽器中的不可凝结气体,使凝汽器保持所需的真空。各设备互相协调地工作,使凝汽设备正常运行。

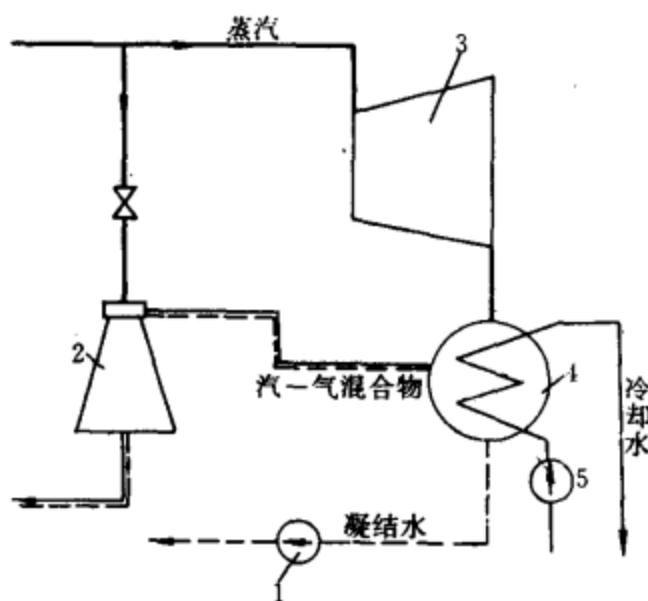


图 4-9-1 凝汽设备示意图

1—凝结水泵 2—抽气设备 3—汽轮机

4—凝汽器 5—循环水泵

(二) 设备的任务

从传热学观点看,凝汽设备是一种热交换设备,它采用水或空气作为冷却介质,将汽轮机排汽凝结成水并带走蒸汽凝结时放出的热量。从热力学观点

看,凝汽设备在蒸汽动力装置的热力循环中起着冷源的作用。凝汽设备必须完成的基本任务是使汽轮机排汽凝结成水,回收洁净的凝结水作为锅炉的给水,并在汽轮机排汽口建立并保持所需的真空。

对于现代大型凝汽设备,除了凝结主汽轮机的排汽以外,往往还要凝结给水泵驱动汽轮机的排汽和汽轮机的旁路排汽,并对进入凝汽器的各种疏水和补充水进行减温减压或加热除氧。为了提高汽轮机装置的经济性,对现代凝汽设备提出了如下越来越高的要求:

(1) 凝汽器应具有高的传热系数,以保证良好的传热效果;使汽轮机在一定条件下具有较低的运行背压,提高蒸汽动力装置的热效率。

在汽轮机进汽温度不变的条件下,排汽温度每降低 10°C ,装置效率可提高 3.5% 左右;凝汽器压力每改变 1kPa,汽轮机功率将平均改变 1%~2%;

(2) 凝汽器对凝结水应具有良好的回热作用,以使凝结水出口温度 t_c 尽可能不低于凝汽器压力 P_c 对应的饱和温度 t_s ,以减少汽轮机回热抽汽,降低热耗。

$\delta t_c = t_s - t_c$ 称为凝结水的过冷度。在朗肯循环中,凝结水每过冷 1°C ,大约要增加热耗 0.5%。另外,由于凝结水的过冷,凝结水含氧量也会加大。在现代大型凝汽器中,凝结水过冷度一般不超过 $0.5\sim 1^{\circ}\text{C}$;

(3) 蒸汽在凝汽器冷却管之间的流动阻力(汽阻)要小,以降低汽轮机排汽口的压力和减小凝结水过冷度;

(4) 尽可能减少与空气一起被抽气设备抽出的未凝结蒸汽,以降低抽气设备尺寸和耗功;

(5) 冷却水在凝汽器中的流动阻力要小,以降

低循环水泵的耗功；

(6) 凝汽器应具有良好的除氧性能，防止凝结水管道和设备的腐蚀；

(7) 凝汽设备应有较大的稳定工作范围，以适应汽轮机的变工况要求；

(8) 凝汽器的总体结构和布置方式应便于制造、安装和维修；

(9) 提高真空系统的气密性，减少空气漏入量，保证凝汽器的传热性能；

(10) 抽气设备应与凝汽器相匹配，保证充分抽除凝汽器中的不可凝结气体。

二、凝汽器压力

凝汽器压力是指管束第一排管子以上不超过300mm处凝汽器壳体内的绝对静压力。习惯上，人们常把汽轮机背压和凝汽器压力当作一回事，事实上，两者之间存在着为克服汽轮机排汽室和凝汽器喉部流动阻力的压力差。虽然现代汽轮机排汽室和凝汽器喉部的设计都应用了扩压原理，基本上能消除这个压力差，但两者的概念是不同的。

(一) 凝汽器中真空的形成

为了充分利用蒸汽的热能，提高蒸汽动力装置的循环效率，凝汽器都处于真空下工作。在凝汽器中，蒸汽的凝结总是在饱和状态下进行的，蒸汽的压力与凝结温度保持着一一对应的关系。由于凝汽器一般利用温度接近于当地气温的冷却介质(水或空气)不断地把蒸汽放出的潜热带走，将汽轮机排汽冷却到冷却介质出口温度稍高的温度下凝结成水(而现代凝汽器的凝结温度一般在60℃以下)，因而在凝汽器中形成了与凝结温度相对应的高度真空，冷却介质温度越低，凝汽器中的真空就越高。

在凝汽器中，如果所凝结的蒸汽是纯净的，那就会形成与凝结温度所对应的饱和压力。而实际上，由于空气的漏入，如果不把这些漏入的不可凝结的气体及时抽走，凝汽器中的压力会逐渐升高而最终等于大气压力。所以，为了保持凝汽器的真空，必需由抽气设备不断地抽走漏入凝汽器中的不可凝结气体。

在凝汽器正常工作条件下，漏入的空气量与汽轮机排汽量相比是很小的，所以在不断抽除不可凝结气体的条件下，凝汽器中的压力实际上仍然可以认为等于凝结温度相对应的饱和压力这样一个高度真空。

(二) 凝汽器压力的确定

在蒸汽的凝结过程中，蒸汽和冷却水温度沿着冷却面积的变化如图4-9-2所示。沿着冷却面积，冷却水温度由 t_{w1} 上升到 t_{w2} 。在主凝结区，蒸汽温度为凝汽器压力对应的饱和温度 t_s ，并基本保持不变，只是到了空气冷却区，由于空气相对含量的增加，蒸汽分压力降低，使饱和温度明显下降。

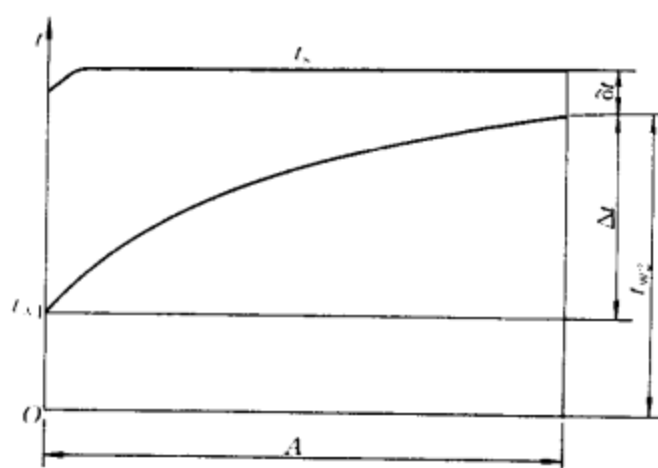


图4-9-2 蒸汽凝结过程中蒸汽和冷却水的温度沿冷却面积的变化

由图4-9-2和热平衡知道，凝汽器压力 P_s 相应的饱和温度

$$t_s = t_{w1} + \Delta t + \delta t$$

$$\approx t_{w1} + \frac{520}{m} + \delta t \quad (^\circ\text{C}) \quad (4-9-1)$$

$$m = \frac{W}{G_s}$$

式中 t_{w1} ——冷却水进口温度(℃)；

m ——冷却倍率；

W ——冷却水流量(kg/s 或 m^3/s)；

G_s ——进入凝汽器的蒸汽量(kg/s 或 t/s)；

Δt ——冷却水的温升(℃)；

δt ——传热端差(℃)。

传热端差 δt 与冷却面积、热负荷及传热系数有关，在一定的热负荷和传热系数条件下， δt 随冷却面积的增加而减小，当传热面积无限大时，其传热端差 $\delta t=0$ ，则凝汽器压力只与冷却水进口温度 t_{w1} 和冷却倍率 m 有关。这一关系表示成如图4-9-3所示的凝汽器所能达到的极限压力。但事实上，凝汽器不可避免地存在着传热端差，凝汽器压力总是高于这一理想情况下的压力。

对现代凝汽器，冷却倍率 m 值一般在45~90范围内。单流程、直流供水凝汽器，可选取较大的 m ；多流程、循环供水凝汽器，则选取较小的。设计传热端差一般在3~10℃范围内。多流程凝汽器可取 δt

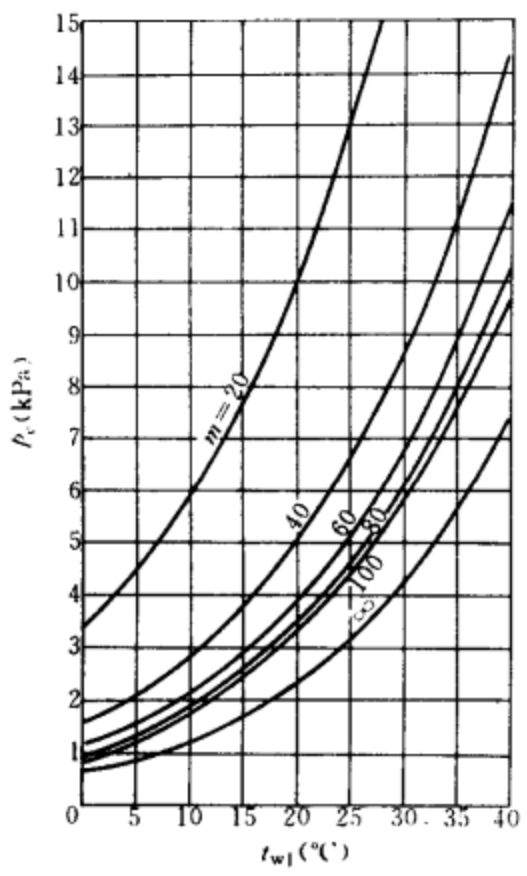


图 4-9-3 凝汽器极限压力

$\Delta t = 4.5 \sim 6.5^\circ\text{C}$ ，单流程凝汽器可取 $\Delta t = 7 \sim 9^\circ\text{C}$ ，最低传热端差不得低于 2.8°C 。

(三) 凝汽器压力的测量

凝汽器压力一般可用水银真空计测得，如图 4-9-4 所示。测点应布置在凝汽器壳体距管束第一排

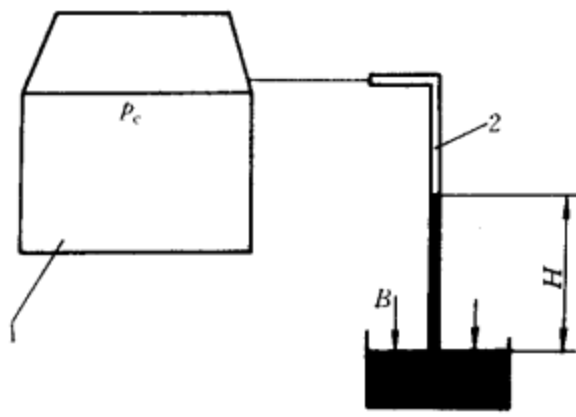


图 4-9-4 测量凝汽器压力示意图

1—凝汽器 2—水银真空计

管子以上不大于 300mm 处。一次仪表可用图 4-9-5 所示的网笼探头或导流板静压计，这种测量头可以测得正确的静压力。在运行中，凝汽器压力的测量一般都用壳体(或喉部)壁开孔或内部的开孔管测量，测点布置时应避免汽流速度和涡流的影响。

凝汽器压力应以法定单位 kPa 来计量，但各国在习惯上有多种计量方法，为了熟悉各种计量方法之间的关系，下面介绍几种常见的计量方法。

1. 汞柱高度计量绝对压力

$$P_c = B - H \quad (\text{mmHg})^{\ominus} \quad (4-9-2)$$

式中 B ——当时当地大气压力(mmHg)；

H ——真空计读数(mmHg)。

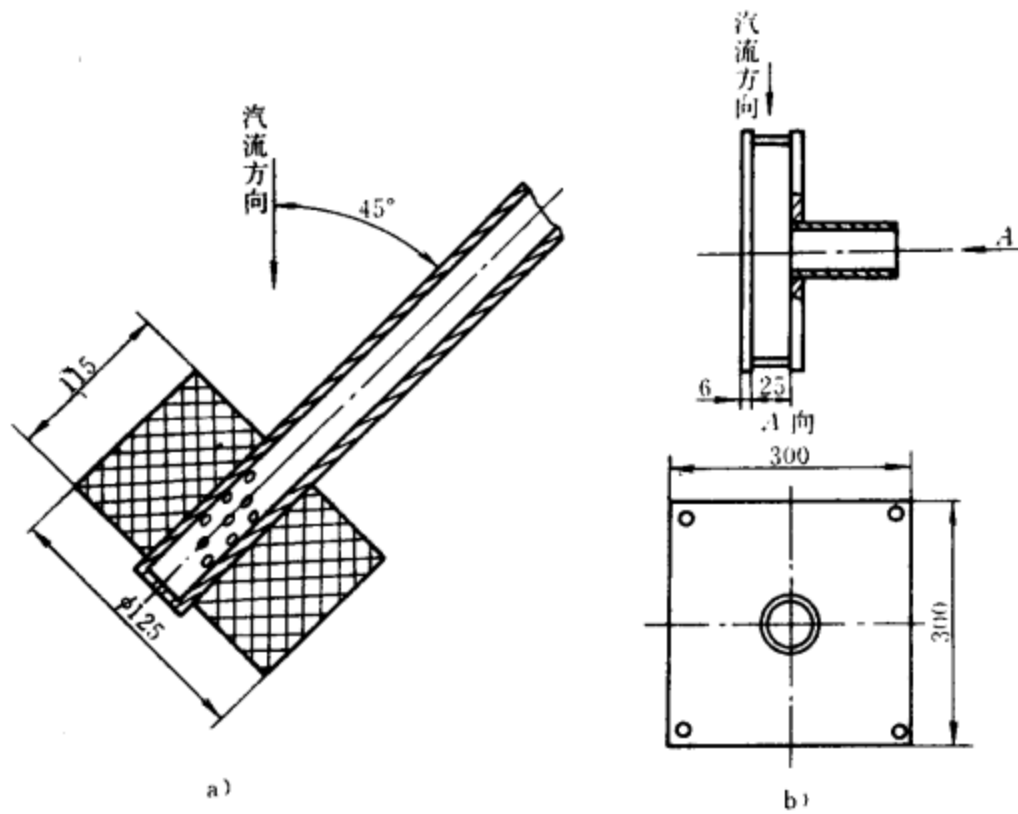


图 4-9-5 凝汽器压力测量头

a)网笼探头 b)导流板静压计

\ominus mmHg 为非法定单位， $1\text{mmHg} = 0.133\text{kPa}$ 。

将 B 、 H 折合到 0°C 时的汞柱高度,并用 B_0 、 H_0 表示,则

$$P_c = B_0 - H_0 \quad (\text{mmHg}) \quad (4-9-3)$$

$$B_0 = \frac{B}{1 + (\alpha - \beta)t} \quad (\text{mmHg})$$

$$H_0 = \frac{H}{1 + (\alpha - \beta)t} \quad (\text{mmHg})$$

式中 α ——水银的线膨胀系数, $\alpha = 0.0001815$;
 β ——标尺的线膨胀系数,对黄铜 $\beta = 0.000019$,对钢 $\beta = 0.000011$;
 t ——环境温度($^\circ\text{C}$)。

考虑到 0°C 时 $1\text{kPa} = 7.503\text{mmHg}$, 所以

$$P_c = \frac{B_0 - H_0}{7.503} \quad (\text{kPa}) \quad (4-9-4)$$

2. 真空度

真空度 V 为真空计读数与大气压力的比值,以百分比表示为

$$V = \frac{H_0}{B_0} \times 100 \quad (\%) \quad (4-9-5)$$

$$\text{或 } V \approx \frac{H}{B} \times 100 \quad (\%)$$

绝对压力与真空度的关系为

$$P_c = \frac{B_0}{7.503} \left(1 - \frac{V}{100}\right) \quad (\text{kPa}) \quad (4-9-6)$$

3. 汞柱高度计量凝汽器真空

真空计读数 H 即为凝汽器真空。

在我国,习惯用绝对压力表示,日本习惯用汞柱高度来计量真空;而美国用英寸汞柱计量绝对压力。

(四) 凝汽器压力的合理选取

从理论上讲,降低凝汽器压力,由于汽轮机可利用更大的热降而改善热循环效率。图 4-9-6 表示了

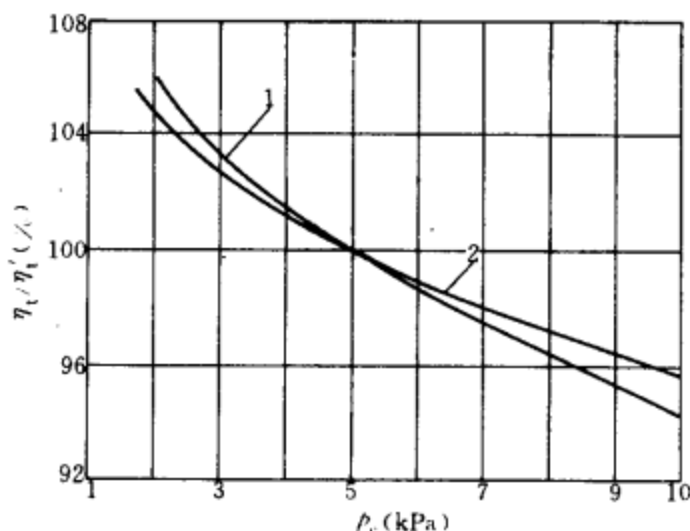


图 4-9-6 凝汽器压力对循环效率的影响
 1—3.5MPa, 435 $^\circ\text{C}$ 2—9MPa, 535 $^\circ\text{C}$

凝汽器压力对两台不同进汽参数的汽轮机朗肯循环热效率的影响程度。但事实上,这并非总是有利的,凝汽器压力降低到一定数值后再继续下降,反而会使电厂运行的经济性减小。

在一定的冷却水温度下,为了要降低凝汽器压力,要么增加冷却水流量,从而增加循环水泵的耗功;要么加大凝汽器的冷却面积,增加制造成本。另一方面,由于汽轮机背压的降低,使排汽容积增加,就得采用更长的叶片,增加排汽面积,使低压缸加大,增加造价。考虑到这些问题,如果设备的年折旧费和运行维修费用超过了因背压降低而得到的汽轮机年运行收入的增加量,采用更低的压力是不可取的。所以,最佳凝汽器压力与制造和运行的具体条件有关。必须通过全面的技术经济论证才能确定。

我国电厂凝汽器压力一般在 4~7kPa 之间。不同冷却水温下凝汽器压力范围如表 4-9-1 所列。对造价便宜、直流供水的凝汽器,其压力可以取得低些;反之,要取得高些。

表 4-9-1 电厂凝汽器压力范围

冷却水温度 ($^\circ\text{C}$)	10	15	20	25	27	30
凝汽器压力 (kPa)	3~4	4~5	5~6	6~7	7~8	8~10

三、凝汽器的类型

电厂凝汽器按蒸汽凝结方式可分为 2 大类,即混合式凝汽器和表面式凝汽器。

(一) 混合式凝汽器

在混合式凝汽器中,蒸汽和冷却水直接接触而被凝结。图 4-9-7 表示了两种早期使用的混合式凝汽器,为了增加蒸汽和冷却水的接触面积,采用了喷嘴或淋水盘结构。

结构简单、传热效率高、造价便宜是混合式凝汽器的突出优点。但它有一个致命的缺点,即凝结水和冷却水混合,因而该水不能作为现代锅炉的给水。所以在现代电厂中一般不采用混合式凝汽器。但随着空冷式凝汽设备的推广,在间接空冷系统中混合式凝汽器又得到了应用,并发展了一些结构新颖的混合式凝汽器。

另外,在一些不必回收凝结水的场合,例如地热电厂和一些热力试验设备,结构简单的混合式凝汽器仍是一种很好的提供真空条件的设备。

(二) 表面式凝汽器

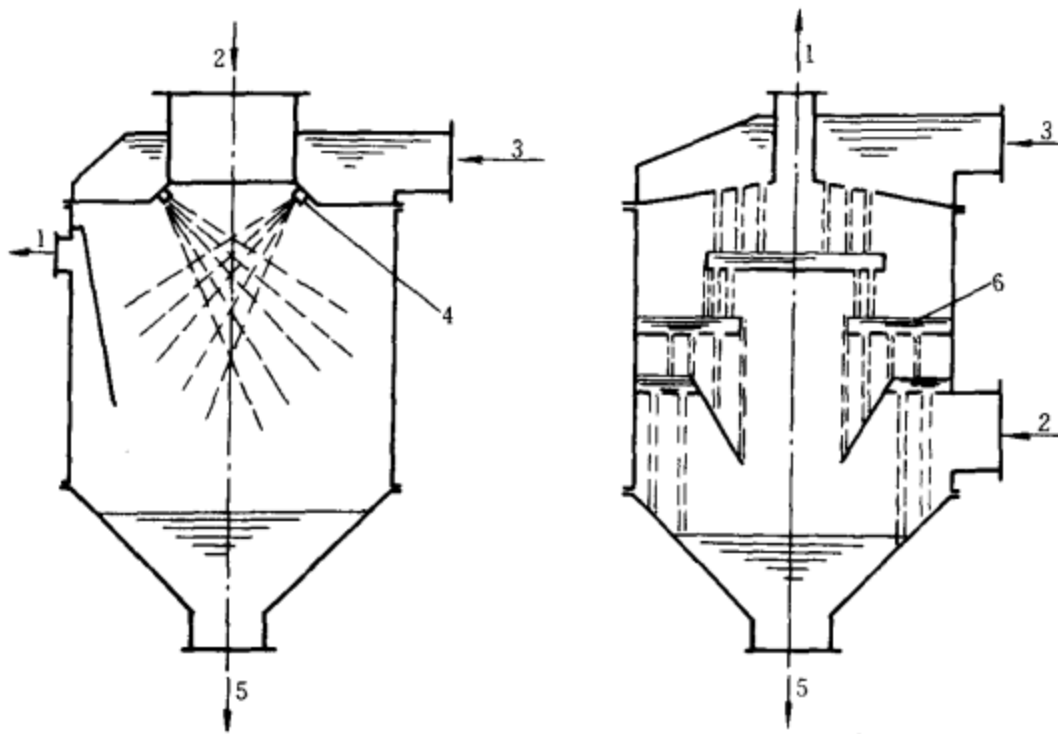


图 4-9-7 混合式凝汽器简图

1—空气抽出口 2—排汽进口 3—冷却水进口
4—喷嘴 5—冷却水和凝结水出口 6—淋水盘

在表面式凝汽器中，蒸汽和冷却水不直接接触，通过冷却管表面进行热交换而被凝结，可以得到纯净的凝结水作为锅炉给水。表面式凝汽器在现代电厂中得到了最广泛的应用，也是本章讨论的重点。

四、凝汽器的布置

凝汽器相对于汽轮机的布置方案主要取决于汽

轮机低压排汽缸和汽轮机基础的设计，也与汽轮机房的设计有关。另外还要考虑疏至凝汽器的疏水要求、工地条件和冷却水的供应条件等。为了得到最佳布置方案，必须进行对比。

图 4-9-8 表示了相对于汽轮机的几种凝汽器布置方案。其中凝汽器在汽轮机下面的纵向布置和横

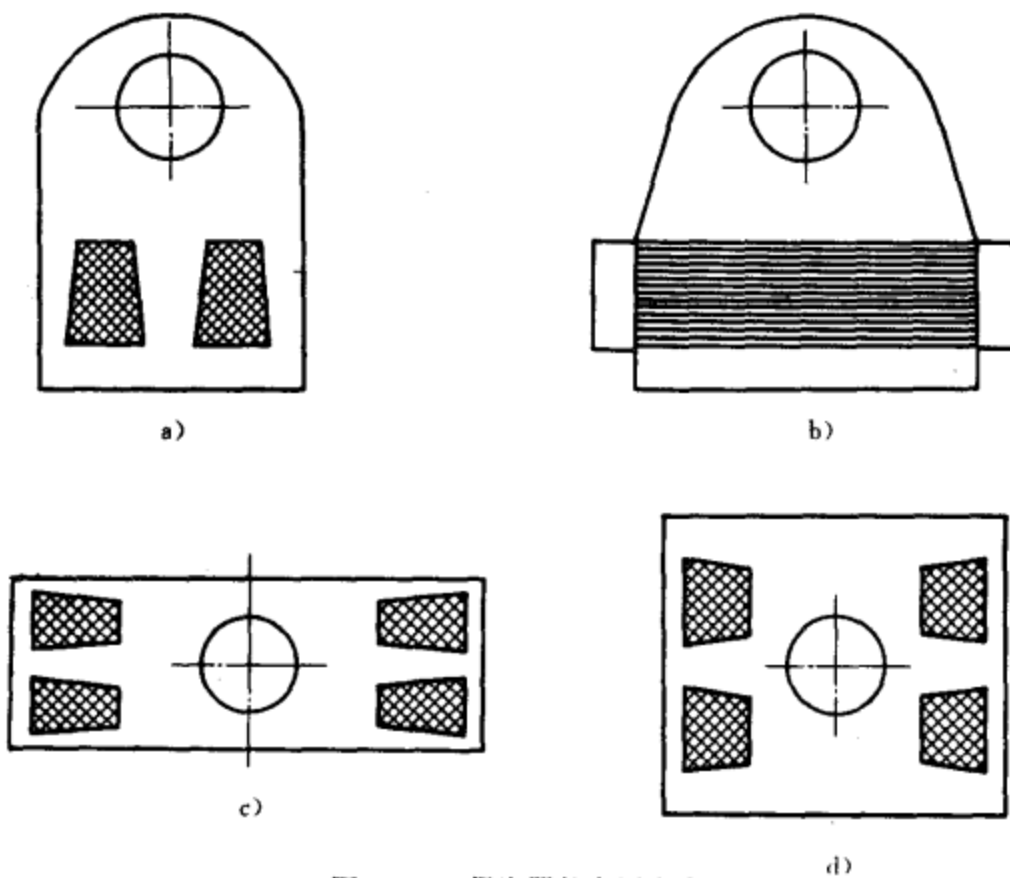


图 4-9-8 凝汽器的布置方案

a)纵向布置 b)横向布置 c)侧向布置 d)周向布置

向布置方案用得最为广泛；侧向和周向布置方案可大大降低汽轮机运行层的高度，减少厂房的投资，低压缸至凝汽器的排汽损失也较小，但有资料介绍，由于某些事故使凝结水水位过高时有可能危及汽轮机的安全，所以此方案没有得到广泛的推广。某些小型汽轮机组上有采取轴向布置的方案。

一般汽轮机低压缸的支承有如图 4-9-9 所示的横向侧支承和纵向侧支承 2 种。若汽轮机有 2 个或更多的排汽缸，而基础设计成纵向侧支承(如图 4-9-9a 所示)，这为凝汽器提供了一个连续的空间，凝汽器就可以自由地选择单壳或多壳、纵向或横向布置在汽轮机的下面，也可以采用侧向或周向布置。图 4-9-9b 表示了 1 台双排汽缸汽轮机的横向支承基础，为了使汽缸的挠度限制在一定的范围内，中间必须布置支柱(或墙)，将空间分隔成分离的 2 部分；凝汽器只能设计成双壳体横向布置，而且凝汽器的外形尺寸受到了限制，给设计带来了一定的困难。

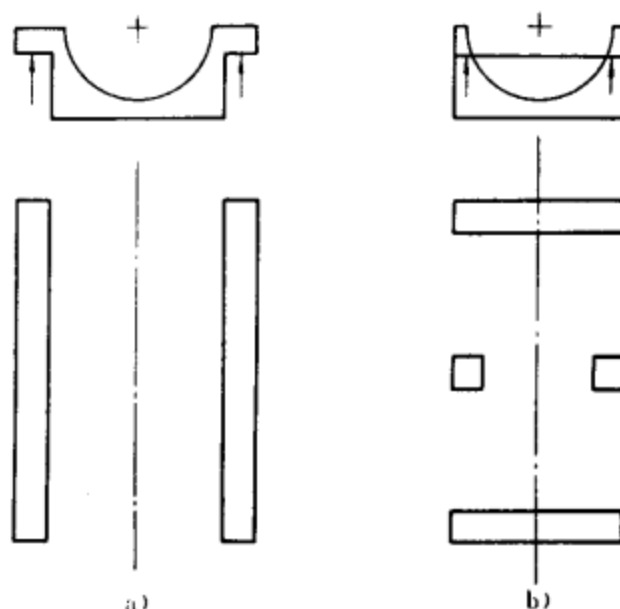


图 4-9-9 汽轮机低压缸的支承
a)纵向侧支承 b)横向侧支承

凝汽器的布置方案一般由电力设计院确定，但凝汽器设计时必须了解汽轮发电机组的基础设计和在厂房中的布置情况，以便在确定凝汽器外形尺寸时参考。

第二节 表面式凝汽器的构造

一、结构型式

凝汽器的抽气点可以布置在凝汽器壳体的不同部位。相应于不同的抽气点位置，就产生了凝汽器中不同的汽流流动方向。按照汽流的流动方向，凝汽器

结构型式可以分成汽流向下式、向上式、向侧式和向心式 4 种(见图 4-9-10)。其中汽流向下式和向上式由于性能差而被淘汰；汽流向侧式和向心式在现代大型凝汽器中得到广泛的应用。

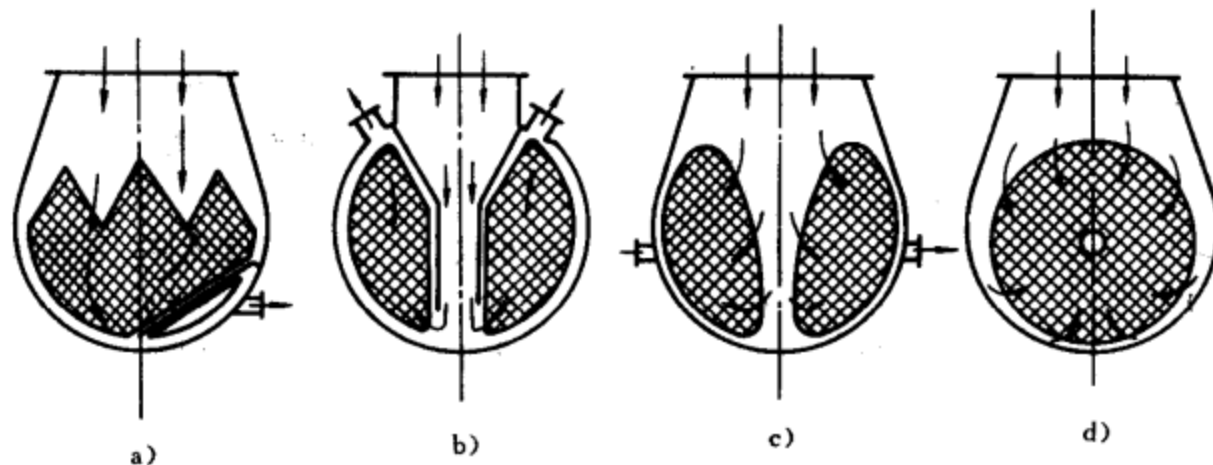


图 4-9-10 凝汽器的构造

a)汽流向下式 b)汽流向上式 c)汽流向侧式 d)汽流向心式

(一) 汽流向侧式

汽流向侧式凝汽器(见图 4-9-10c)的抽气口布置在壳体的两侧，管束分成 2 部分，中间有一个蒸汽通道，它为凝结水的回热提供了条件。蒸汽向两侧流动，管束进汽面积大，路径短，汽阻小。

应该指出，早期的向侧式凝汽器仍然没有放弃

在汽空间多布置冷却面积的指导思想，因而汽阻、过冷度仍较大。近代向侧式凝汽器，管束密度大大减小，性能优良，使汽流向侧式凝汽器至今仍得到广泛的应用。

(二) 汽流向心式

汽流向心式凝汽器(见图 4-9-10d)，是一种在现

代机组,特别是大型机组中用得十分广泛的凝汽器。

汽流向心式凝汽器,由于管束四周进汽,通流面积大,进汽速度低,路径短,因而汽阻较小。而且,管束中的汽流通道逐渐缩小,能使汽流速度比较均匀,并保持较高的水平,传热系数保持在一定的范围内。

但汽流向心式凝汽器的管束下部不易与蒸汽接触,如设计不当,使热负荷不均匀,不能充分发挥整个冷却面的作用。所以,在设计时要特别注意管束之间和管束与壳体之间的蒸汽通道宽度,以及管束与热井中水位之距离。

二、国内外凝汽器结构简介

(一) 100MW 机组的凝汽器

图 4-9-11 为哈尔滨汽轮机厂、东方汽轮机厂生产的 N-6815 型凝汽器结构简图。其技术规范为:

型式	双壳体、双流程
凝汽器压力	4.9kPa
冷却面积	6815m ²
凝汽量	71.39kg/s
冷却水进口温度	20℃

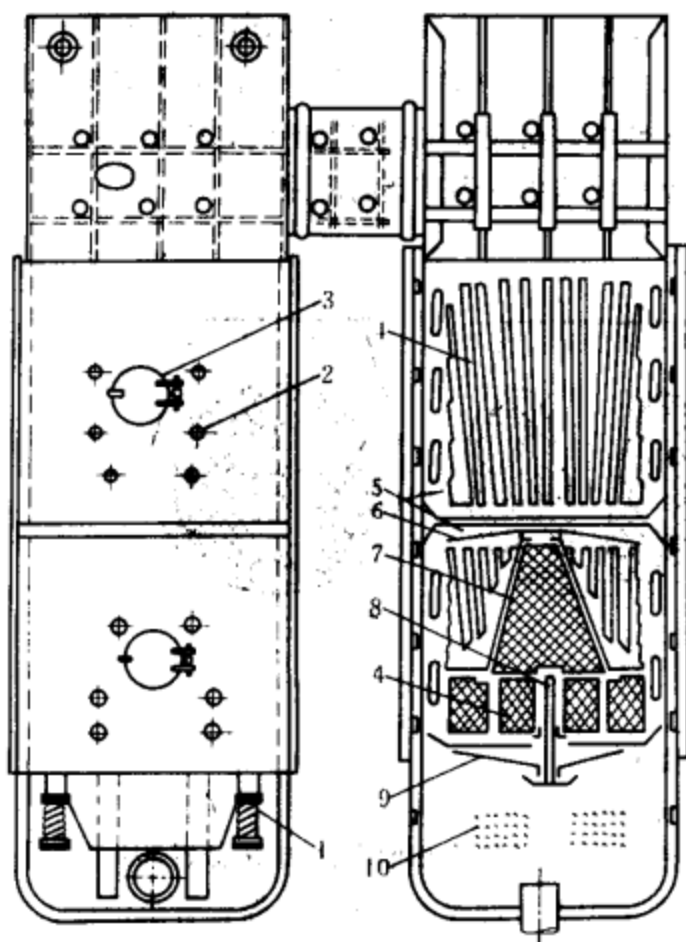


图 4-9-11 N-6815 型凝汽器

- 1—弹簧支座 2—固定螺栓 3—人孔 4—主管束
5—中间支承隔板 6—挡水板 7—空气冷却区
8—排气管 9—淋水盘 10—溅水角钢

冷却水量	4.28m ³ /s
冷却管尺寸	φ25×1, l=8470mm
冷却管数量	10336
冷却管材料	HAL77-2
水阻	0.048MPa
凝汽器自重	152.7t

该凝汽器横向布置,由 2 个结构相同的矩形壳体组成,每个壳体与汽轮机的一个排汽口相连。2 个壳体的喉部用带有补偿器的、通流面积为 4.44m² 的蒸汽连通管道相连,以适应半边运行的需要,并保证两个壳体的工况一致。

该凝汽器为全焊接结构。水室与壳体焊成一体,后水室与壳体之间有双波节壳体补偿器,以补偿凝汽器壳体和冷却管的热膨胀差。每个壳体中布置一个向心辐射状管束,在管束中央的下部有一个空气冷却区,由挡板与主凝结区隔开。抽气口布置在空气冷却区的上部,经前水室引出。冷却管两端胀接在前后管板上,中间由 5 块支承隔板支承,每块支承隔板管孔中心相对于管板孔中心依次抬高 3、5、7mm,使冷却管形成一定的拱度。凝汽器下部有淋盘式除氧装置,由集水板、淋水盘和溅水角钢组成。全部凝结水经集水板通过淋水盘的孔以柱状滴下,借下边的四排溅水角钢溅散,以达到凝结水充分回热除氧的目的,析出的空气由排气管引入空气冷却区。

凝汽器由 8 个弹簧支座上的 32 个弹簧支承在基础上。

(二) 125MW 机组的凝汽器

图 4-9-12 为上海汽轮机厂设计,上海电站辅机厂生产的 N-7100 型凝汽器结构简图。其技术规范为:

型式	单壳体、双流程
凝汽器压力	4.9kPa
冷却面积	7100m ²
凝汽量	72.72kg/s
冷却水进口温度	20℃
冷却水流量	4.94m ³ /s
冷却管尺寸	φ25×1, l=7500mm
冷却管数量	11900
冷却管材料	HSn70-1A
水阻	0.043MPa
凝汽器自重	145t

该凝汽器横向布置,壳体为矩形结构,前、后水室与壳体焊成一体。管束为带状布置,三角形排列。

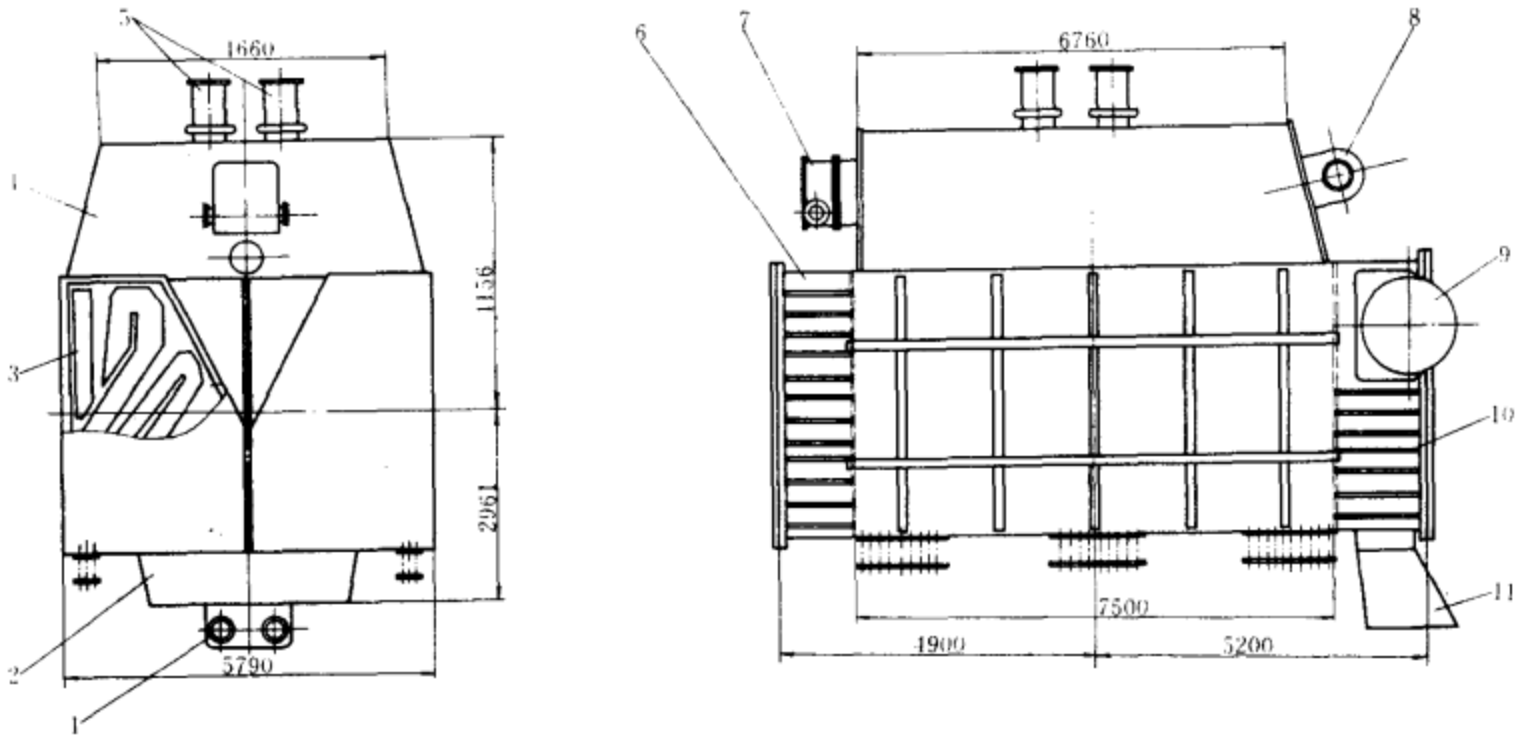


图 4-9-12 N-7100 型凝汽器

1—凝结水出口 2—热井 3—管束 4—喉部 5—抽汽进口 6—后水室 7—低压加热器
8—减温减压装置 9—冷却水出口 10—前水室 11—冷却水进口

两个管束之间有一个宽阔的 V 型中央通道，使蒸汽进入管束的流速均匀，回热性能好。管子两端胀接在前、后管板上，中间有 4 块支承隔板支承，中间隔板管孔中心较管板分别提高 4 和 7mm。抽气口布置在壳体下部的两侧，空气冷却区由挡板与主凝结区隔

开。壳体底部有一个独立的热井，其中装有除氧装置。喉部设有 1 只低压加热器，使抽汽管道的布置简化，压力损失减少。

(三) 200MW 机组凝汽器

图 4-9-13 为北京重型电机厂生产的 200MW 机

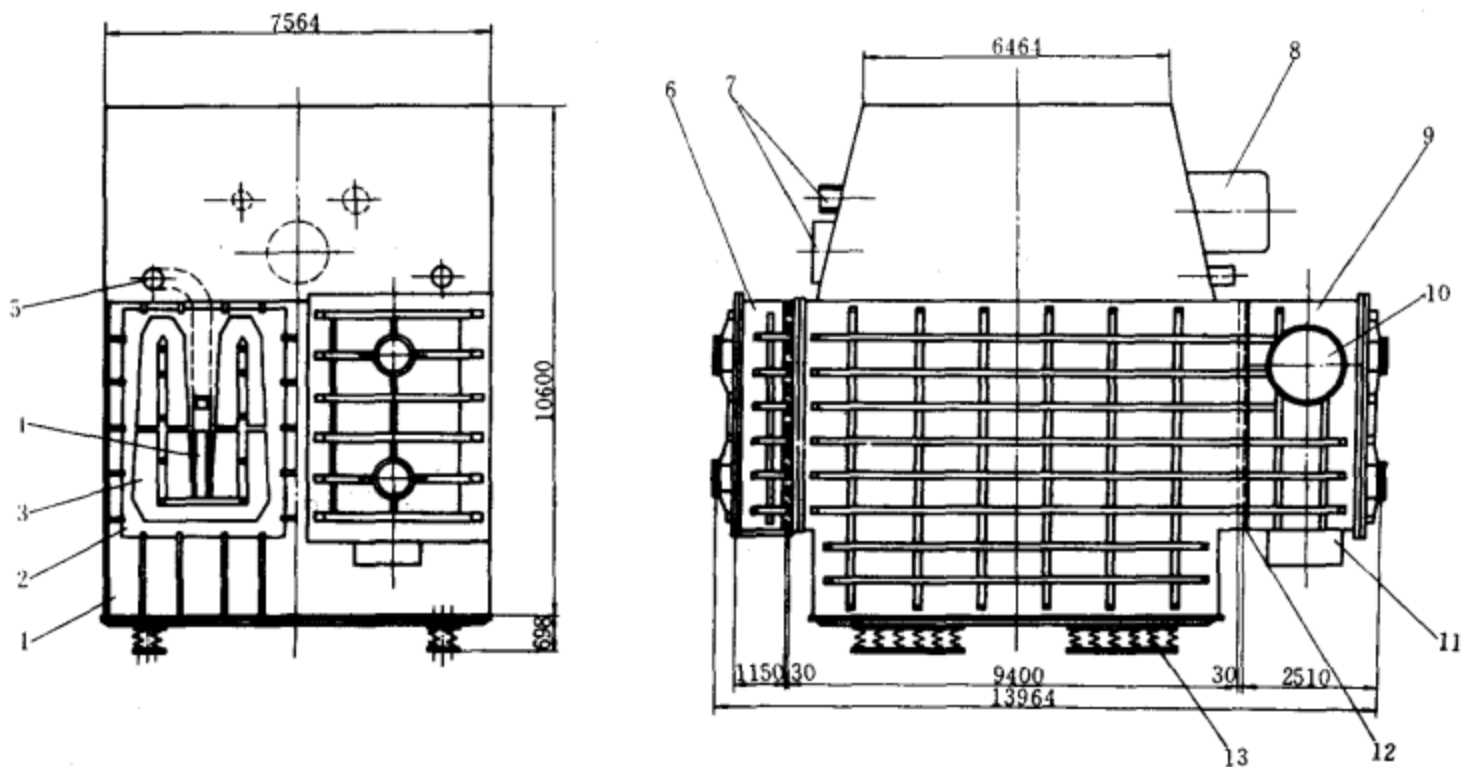


图 4-9-13 N-12586 型凝汽器

1—热井 2—支承隔板 3—管束 4—空气冷却区 5—抽气口 6—后水室
7—抽汽管 8—旁路排放减温减压装置 9—前水室 10—冷却水出口
11—冷却水进口 12—管板 13—弹簧支承

组用的 N-12586 型凝汽器。其技术规范为：

型式	单壳体、双流程
凝汽器压力	6.86kPa
冷却面积	12586m ²
凝汽量	120.75kg/s
冷却水进口温度	20℃
冷却水流量	7.11m ³ /s
冷却管尺寸	φ25×1, l=9470mm
冷却管数量	17132
冷却管材料	H5Sn70-1A B30(空气冷却区)
水阻	0.046MPa
凝汽器自重	304.7t

凝汽器横向布置。壳体为矩形结构，前、后水室与壳体焊成一体，后水室与壳体间装有双波节壳体补偿器，以补偿壳体和冷却管的热膨胀差。凝汽器管束为向心式带状布置，三角形排列，每个管束呈 U

型。未凝结的蒸汽和空气混合物汇聚在管束中间通道后，经独立的空气冷却区再度冷却后被抽出，抽气口布置在靠近前水室的壳体上部。冷却管两端胀接在前、后管板上，中间有 6 块支承隔板支承。冷却管由前管板向后管板向下倾斜。中间支承隔板由管子支撑在壳体侧板上，作为壳体的加强件。凝汽器由壳体底部的 4 组 48 只弹簧支承在基础上。喉部利用支撑管加固，壳体外部还有槽钢加强，保证必要的刚性。前、后水室外都用槽钢加强，以承受冷却水的压力。喉部装有旁路排放减温减压装置。

哈尔滨汽轮机厂、东方汽轮机厂以及北京重型电机厂还生产与 100MW 机组凝汽器结构相似的 200MW 机组凝汽器，或双壳体，或三壳体，适应不同的低压缸结构。

(四) 300MW 机组凝汽器

图 4-9-14 为上海电站辅机厂生产的 300MW 机组凝汽器。其技术规范如下：

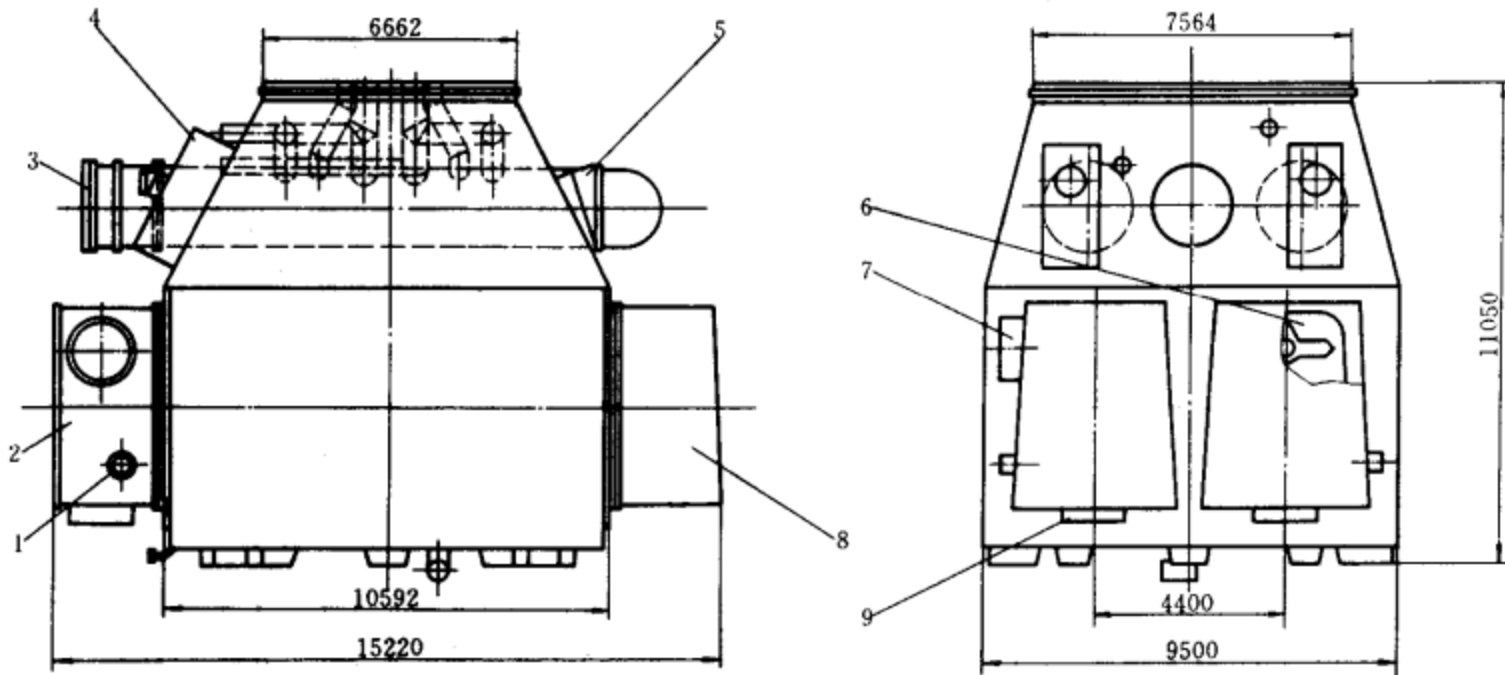


图 4-9-14 N-16000 型凝汽器

- 1—抽气口 2—进出口水室 3—低压加热器 4—旁路排放减温减压装置
5—给水泵驱动汽轮机排汽接口 6—管束 7—冷却水出口
8—返回水室 9—冷却水进口

型式	单壳体、双流程	冷却管数量	19400
凝汽器压力	5.4kPa	冷却管材料	H5Sn70-1A
冷却面积	16000m ²		B30(空气冷却区)
凝汽量	155.3kg/s	水阻	0.049MPa
冷却水进口温度	20℃	凝汽器自重	429t
冷却水流量	8m ³ /s	凝汽器横向布置，壳体为矩形结构。管束采用向心式辐射布置，三角形排列，四周具有 V 型进汽通	
冷却管尺寸	φ25×1, l=10500mm		

道,中间密集。在管束中央有1根开有不均匀小孔的抽气管道,上下两个管束的抽气管道联通,并开口于冷却水进口侧管板与相邻中间支承隔板之间,汽-气混合物在这里绕过小隔板,得到进一步冷却后经进出口水室中的抽气管被抽气装置抽出,抽出口布置在进出口水室侧面。空气冷却区与主管束之间不设挡板。冷却管胀接在两端管板上,中间有11块支承隔板支承,其中心较管板有不同的提高,使冷却管呈上拱形。

凝汽器壳体和喉部都由钢板焊接而成,并用支

撑管加强。进出口水室为矩形结构,外侧用T形钢板加强,返回水室为半圆锥台形。

凝汽器同时接受来自给水泵驱动汽轮机的排汽,进汽位置在喉部。喉部内有1只置在同一壳体内的组合式低压加热器。另有2级抽汽管道从喉部穿过。多级膨胀型旁路排放减温减压装置也布置在喉部。

(五) 600MW 机组凝汽器

图4-9-15为哈尔滨汽轮机厂生产的我国第一台双压凝汽器。其技术规范为:

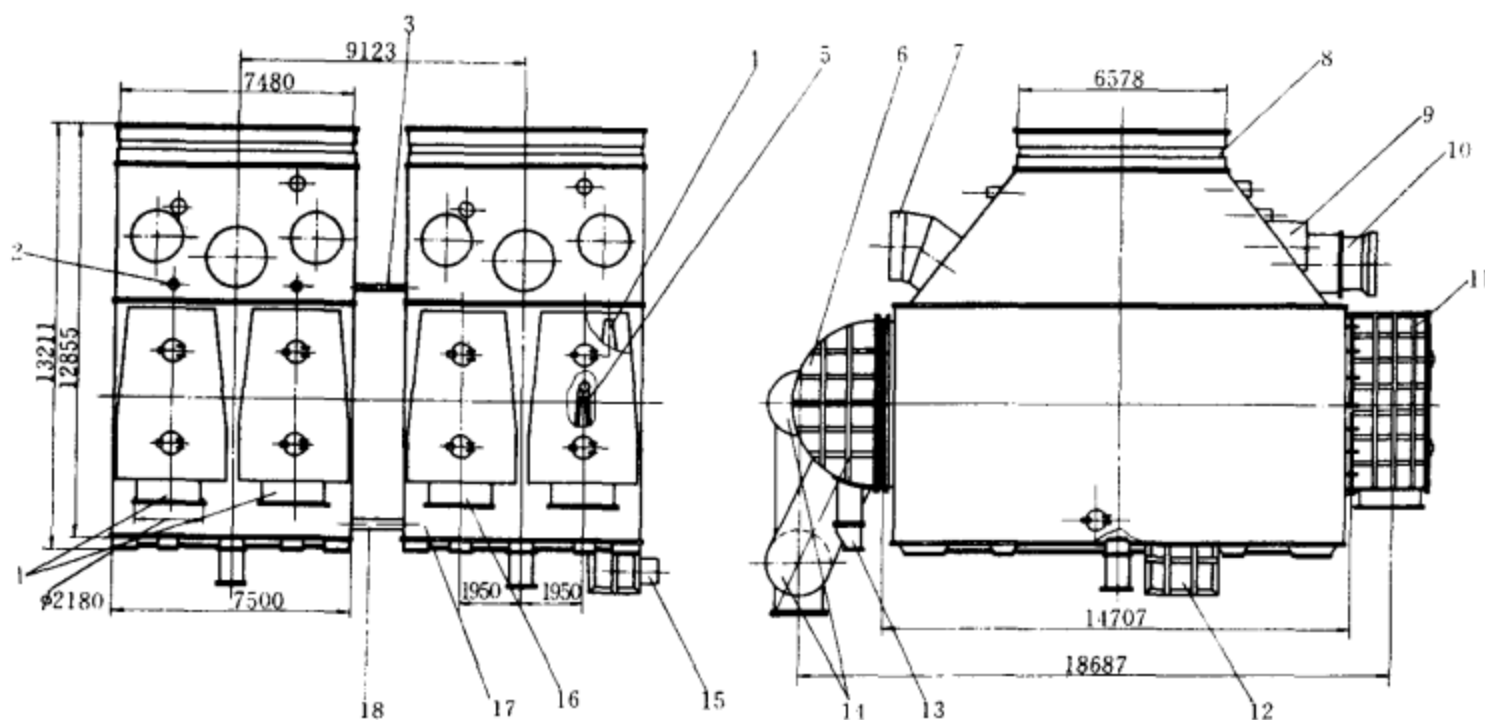


图4-9-15 N-40000型凝汽器

- 1—冷却水进口 2—抽气口 3—抽气连通管 4—管束 5—空气冷却区
 6—后水室 7—给水泵驱动汽轮机排汽接口 8—喉部橡胶膨胀节
 9—减温减压装置 10—低压加热器 11—前水室 12—凝结水集箱
 13—后水室支承 14—冷却水连通管 15—凝结水出口
 16—冷却水出口 17—热井 18—凝结水连通管

型式	双壳体、单流程、双压	水阻	低压侧 0.032MPa
凝汽器压力	低压壳 4kPa 高压壳 5.37kPa		高压侧 0.031MPa 总计 0.063MPa
冷却面积	2×20000m ²	凝汽器自重	1212t
热负荷	722.6MW		
冷却水进口温度	20℃		
冷却水流量	15.867m ³ /s		
冷却管尺寸	φ28.57×1.24, l=14707mm φ28.57×1.65(外围)		
冷却管数量	2×15150		
冷却管材料	H5n70-1A B30(空气冷却区)		

该凝汽器由2个独立的矩形壳体组成,每个壳体与1个汽轮机低压排汽缸相接。冷却水先经低压壳管束流入高压壳管束,低压壳出口温度即为高压壳的进口温度,因而在2个壳体内形成不同的压力区。2个壳体热井水位以下部位有2根连通管相连,使低压壳的凝结水通过连通管进入高压壳,并经淋水盘加热至高压壳内饱和温度,而后与高压壳的凝结水一起抽出。

凝汽器与基础刚性相连,喉部与汽轮机低压缸之间采用橡胶补偿器,用于补偿低压缸与凝汽器的热膨胀变形,并能补偿两壳体间的相对变形。每个壳体底部中心有各自的固定死点。

在喉部,装有7、8号组合式低压加热器,给水泵驱动汽轮机排汽接口和旁路排放减温减压装置。冷却管胀接在两端管板上,中间有13块支承隔板。冷却管以5/1000的斜度安装。壳体与前水室之间装有U形补偿器。

不可凝结气体通过各管束的空冷区抽气管由高压壳流向低压壳,再由抽气设备抽出。抽气口布置在低压壳体上部。管束类似于图4-9-13所示200MW机组凝汽器的U型管束。

在两壳体后水室之间有连通管相接,连通管支承在基础上,并允许自由滑动。连通管上设有补偿器,以补偿壳体之间的热变形。

(六) 国外凝汽器结构简介

世界各国凝汽器的结构型式较多,这里仅介绍几种与国产凝汽器有较大差别,并具有代表性的结构。

图4-9-16为法国Delas-Weir公司生产的凝汽器简图。该公司生产的凝汽器一般都采用单壳体,横向布置。对应于每个低压缸排汽口,凝汽器配置2个“将军帽”型管束。喉部内一般布置上下排列的2级低压加热器,旁路排汽减温减压装置布置在2个排汽口之间的喉部内。壳体的一侧或两侧布置与壳体一体的疏水扩容箱,扩容箱的汽空间与喉部相通,水空间与热井相接,这种结构可接受系统中能量较大的各种疏水(汽),可避免疏水直接冲蚀冷却管,扩容箱中布置有喷水冷却系统,可避免凝汽器壳体热变形。在大型凝汽器的热井中,还装有鼓泡除氧装置,当机组低负荷运行,凝结水含氧量较高时可引入低压鼓泡蒸汽进行鼓泡除氧,保证凝结水含氧量在任何运行工况下都可满足给水含氧量的要求,因而一些电厂系统中可不设单独的除氧器。

图4-9-17为瑞士ABB公司生产的凝汽器简图。该公司生产的凝汽器一般也都设计成单壳体、横向布置,并采用该公司开发的系列化、标准化的“教堂窗”型管束。凝汽器根据其热负荷、冷却水量和温升的限制等条件选择不同的标准管束、管束的数量

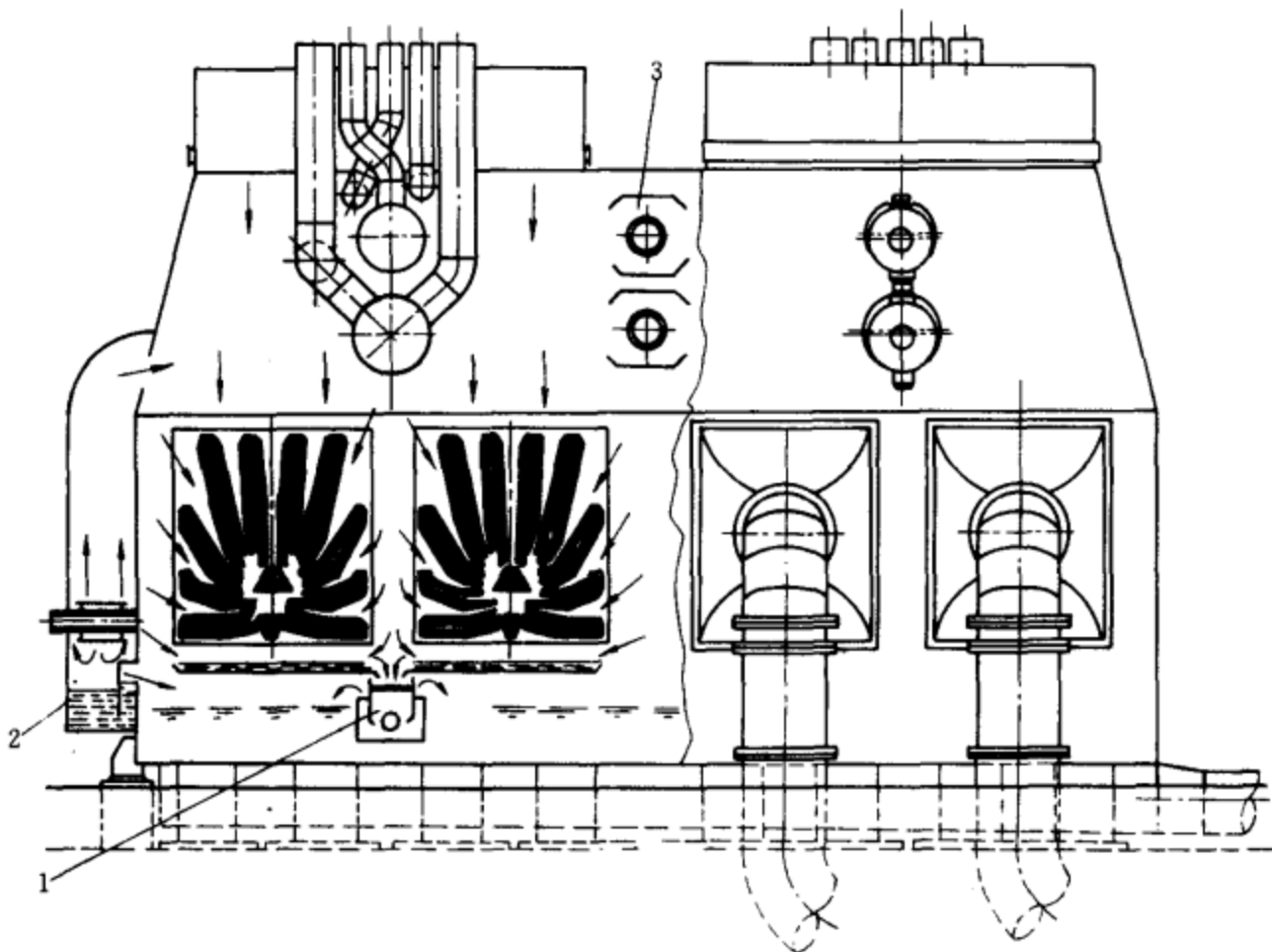


图4-9-16 法国 Delas-Weir 公司凝汽器简图

1—鼓泡除氧装置 2—疏水扩容箱 3—减温减压装置

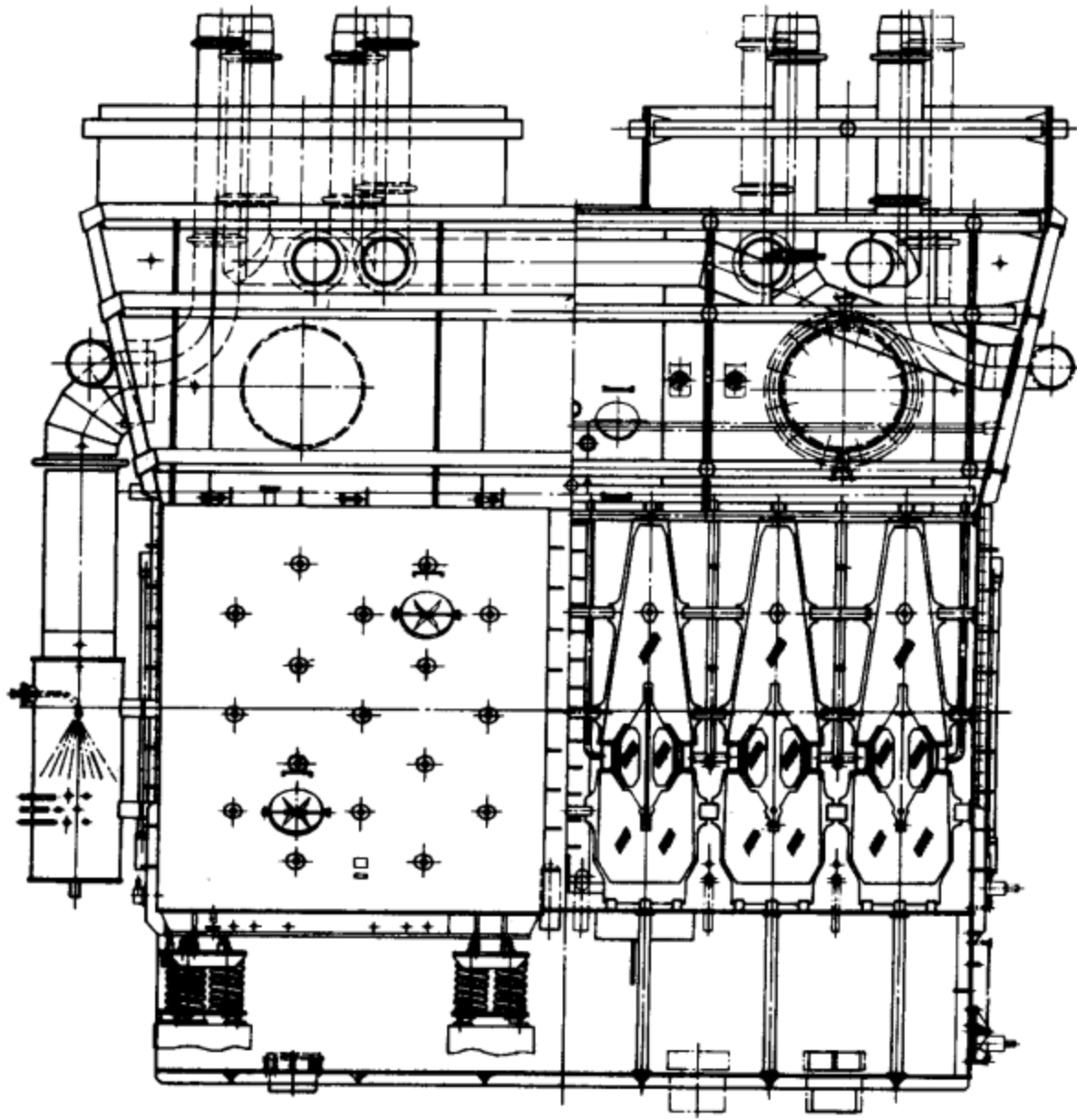


图 4-9-17 瑞士 ABB 公司凝汽器简图

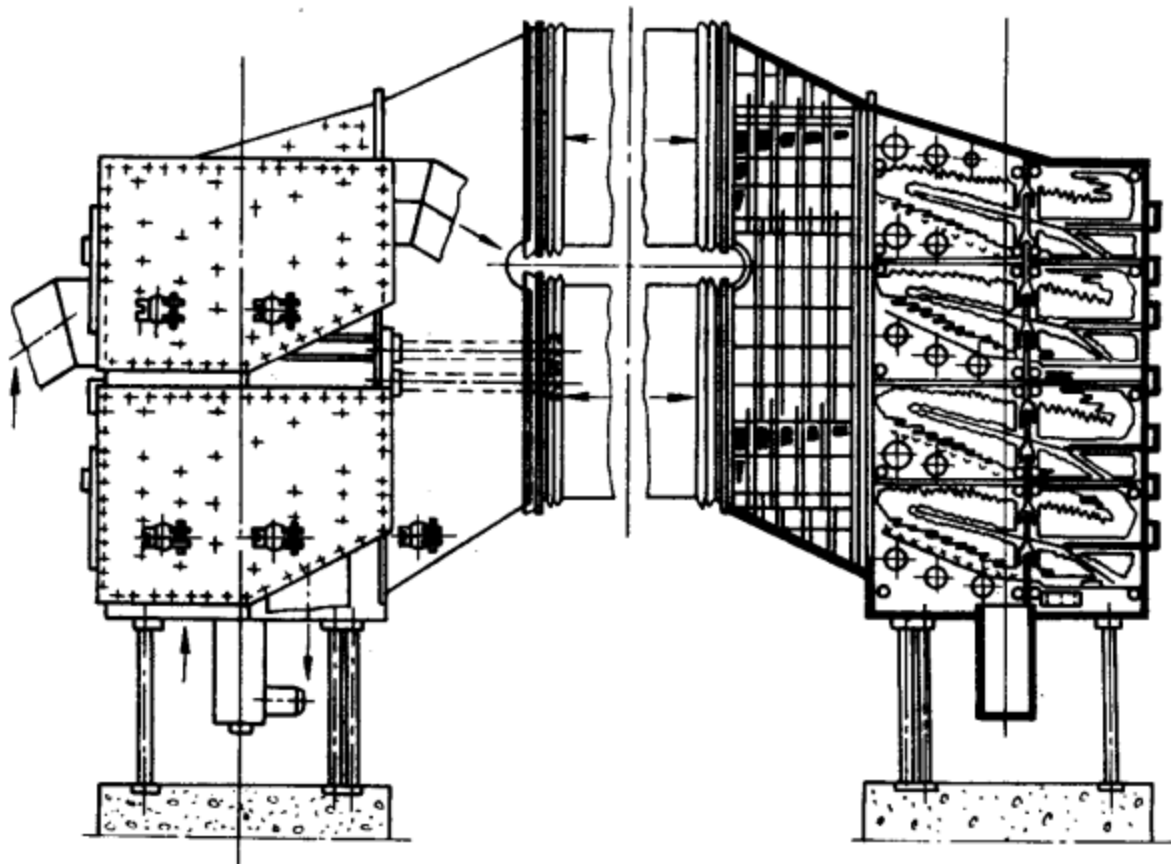


图 4-9-18 前苏联生产的一种侧向布置凝汽器

和冷却管的长度。每个标准型“教堂窗”型管束不能随意增加或减少冷却管的数量及改变其布置。“教堂窗”型管束布置窄长，ABB公司凝汽器一般都采用多管束。

ABB公司凝汽器的喉部内一般不布置低压加热器。如图4-9-55所示的炮弹型二级旁路排放减温减压装置布置在喉部侧面，疏水接口一般布置在壳体的底部和喉部，高温高压疏水(汽)接入单独悬挂式扩容箱，而高压加热器危急疏水直接接入凝汽器壳体底部。

图4-9-18为前苏联生产的一种侧向布置凝汽器。凝汽器布置在汽轮机低压缸的两侧，从而降低了汽轮机运行平台的高度，节省汽轮机房的造价。该凝汽器采用带状管束，每个管束小叶都有一个独立的空气冷却区。

图4-9-19为前苏联生产的一种供热用汽轮机的凝汽器。在两个管束中间布置了一个供热用管束2。热网的回水，首先通过该管束进行预热后，再进入供热用加热器，回收一部分热量。供热用管束一般占管束总面积的15%左右，主管束1仍以冷却水冷却。

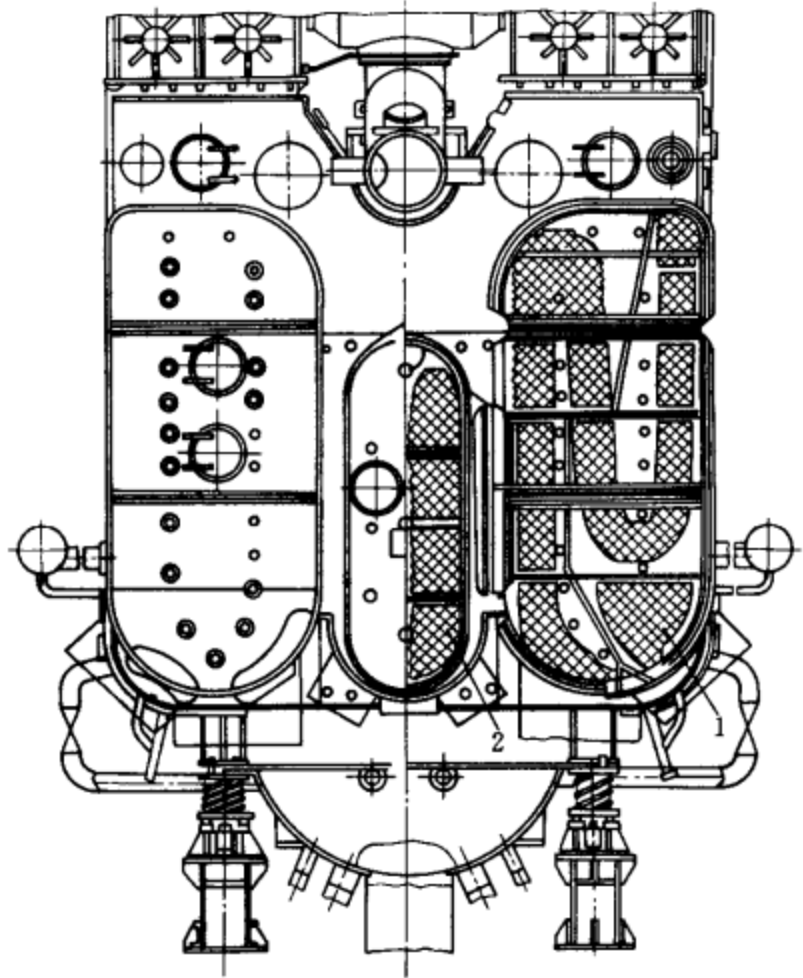


图4-9-19 前苏联生产的一种供热机组凝汽器
1—主管束 2—供热用管束

第三节 表面式凝汽器的热力设计

凝汽器热力设计的任务，是根据给定的设计条件，通过优化计算，确定经济合理的凝汽器冷却面积和其他主要结构尺寸，并给出凝汽器的变工况特性曲线。

凝汽器的设计条件一般有：由汽轮机冷端优化计算确定的凝汽器压力；排入凝汽器的蒸汽量和疏水量及其比焓值，主要是主汽轮机和给水泵驱动汽轮机(如排入主凝汽器的话)的排汽量及其比焓，供水方式和冷却水进口温度的设计值等。此外，根据汽轮机基础尺寸、水质条件、运行和制造经验，以及材料供应等情况，还要对冷却管的材料和规格、冷却水流速、冷却倍率及流程数提出一定的要求，作为热力设计的限制条件或凝汽器优化计算的依据。

一、热力计算

凝汽器的热力计算，是在优化计算的基础上，计算设计工况下凝汽器所需的冷却面积、冷却管的数量和长度，从而最后确定凝汽器的主要尺寸。

凝汽器的热力计算通常以汽轮机额定工况作为设计点，同时必需校核汽轮机的最大工况、冷却水最

高水温工况和旁路排放工况。在一般情况下，以额定工况设计的凝汽器都能适应上述特殊工况，但在大容量(超过70%)旁路排放工况时，有时需适当加大冷却面积。

(一) 冷却面积

凝汽器冷却面积的计算方法一般有详细计算法和总体传热系数计算法两种。

详细计算法建立在管束试验研究的基础上，根据试验研究结果将凝汽器的冷却面积按其传热特点分成若干个区域，分别计算各区域的平均传热系数和传热温差，求出各区域的平均热负荷，最后计算凝汽器的总冷却面积。为此，一些国家开发了计算机程序，进而开发了凝汽器的自动设计系统，只要输入凝汽器设计基本数据就可以得到凝汽器设计的全部资料，如管束排列图、管板钻孔的数控加工卡等。

总体传热系数计算法是目前工程实践中广泛采用的一种方法。该计算法就是将凝汽器看成一个整体，利用总面积的假想平均传热系数来确定冷却面积。

根据热平衡，凝汽器的冷却面积

$$A = \frac{Q \times 10^3}{K \Delta t_m} \quad (\text{m}^2) \quad (4-9-7)$$

式中 Q ——凝汽器的热负荷(kW);

K ——总体传热系数[W/(m²·K)];

Δt_m ——蒸汽和冷却水之间传热对数平均温差(°C)。

由式(4-9-7)计算得到的冷却面积，有时需加上适当的堵管裕量(1%~3%左右)，以保证运行数年后一些管子由于泄漏而被堵塞后，凝汽器仍能满足设计性能。

(二) 热负荷

凝汽器的热负荷，是指凝汽器传给冷却水的热量，也就是由蒸汽、疏水等带入的全部热量减去凝结水带走的热量，即

$$Q = G_s(h_s - h_c) + G'_s(h'_s - h_c) + \sum G_d(h_d - h_c) \quad (\text{kW}) \quad (4-9-8)$$

式中 G_s 、 G'_s ——主汽轮机、给水泵驱动汽轮机的排汽量(kg/s);

h_s 、 h'_s ——主汽轮机，给水泵驱动汽轮机排汽的比焓(kJ/kg);

G_d ——疏水或疏汽量(kg/s);

h_d ——疏水或疏汽的比焓(kJ/kg);

h_c ——凝结水的比焓(kJ/kg)。

因为疏水带入的热量与汽轮机排汽带入的热量相比一般较小，所以，可以忽略不计。

为了便于以后的分析和叙述，把式(4-9-8)写成只考虑主汽轮机排汽的形式：

$$Q = G_s(h_s - h_c) \quad (\text{kW}) \quad (4-9-9)$$

当给水泵驱动汽轮机向主凝汽器排汽时，式(4-9-9)中的 G_s 可以理解为当量排汽量 G_{∞} ，并称之为进入凝汽器的蒸汽量，即

$$G_s = G_{\infty} = \frac{G_s h_s + G'_s h'_s + \sum G_d h_d}{h_s} \quad (\text{kg/s}) \quad (4-9-10)$$

凝汽器的热负荷也可以由冷却水的温升求得。

$$Q = W \rho c (t_{w2} - t_{w1}) = W \rho c \Delta t \quad (\text{kW}) \quad (4-9-11)$$

式中 W ——冷却水流量(m³/s);

t_{w1} 、 t_{w2} ——冷却水的进出口温度(°C);

ρ ——冷却水密度(kg/m³);

c ——冷却水的比热容[kJ/(kg·°C)]。

ρ 、 c 值根据冷却水的含盐量由表 4-9-2 查得。

对于多压凝汽器，热负荷应以每个压力区段分别计算，由低压段流入的凝结水所带的热量也应计入高压段的热负荷中。

表 4-9-2 冷却水的比热容和密度

NaCl 含量 (质量分数)(%)	项 目	温 度 (°C)						
		0	4.5	10	15.5	21	26.7	32
0	c (kJ/(kg·°C))	4.216	4.208	4.195	4.187	4.183	4.178	4.178
	ρ (kg/m ³)	1000	1000	1000	999	998	997	995
0.5	c (kJ/(kg·°C))	4.187	4.178	4.166	4.157	4.153	4.149	4.153
	ρ (kg/m ³)	1004	1004	1003	1003	1002	1000	998
1.0	c (kJ/(kg·°C))	4.157	4.149	4.141	4.132	4.128	4.124	4.124
	ρ (kg/m ³)	1008	1007	1007	1006	1005	1004	1002
1.5	c (kJ/(kg·°C))	4.128	4.120	4.111	4.103	4.103	4.099	4.099
	ρ (kg/m ³)	1011	1011	1011	1010	1009	1007	1005
2.0	c (kJ/(kg·°C))	4.099	4.095	4.082	4.078	4.074	4.074	4.078
	ρ (kg/m ³)	1015	1015	1014	1013	1012	1011	1009
2.5	c (kJ/(kg·°C))	4.074	4.065	4.057	4.053	4.049	4.049	4.049
	ρ (kg/m ³)	1019	1019	1018	1017	1016	1014	1012
3.0	c (kJ/(kg·°C))	4.049	4.040	4.032	4.027	4.027	4.024	4.027
	ρ (kg/m ³)	1023	1022	1022	1021	1019	1018	1016
3.5	c (kJ/(kg·°C))	4.019	4.015	4.007	4.003	4.003	4.003	4.007
	ρ (kg/m ³)	1027	1026	1026	1024	1023	1021	1019
4.0	c (kJ/(kg·°C))	3.994	3.990	3.982	3.977	3.977	3.982	3.986
	ρ (kg/m ³)	1030	1030	1029	1028	1027	1025	1023