

74
西安电力学校 编著



下 册

大功率汽轮机设备及运行

574

72.574

97

大功率汽轮机设备及运行

下 册

西安电力学校 编著



水利电力出版社

101719

内 容 提 要

本书是一本从运行角度出发,综合论述大功率汽轮机组的结构、工作原理、热力性能、调节保护、辅机设备以及运行维护等问题的书籍。主要介绍国产125MW、200MW、300MW中间再热机组,也兼顺到高参数的100MW等机组,此外,在分析讨论中也涉及了部分国外机组。全书共分四篇:汽轮机本体,汽轮机调节、保护和供油系统,汽轮机辅助设备和热力系统,汽轮机运行和维护。本书分上、下册出版,下册包括了后两篇的内容。

本书可供火力发电厂从事汽轮机运行、检修工作的技术人员和工人使用,也可供大中专院校汽轮机专业师生参考。

2760/30-02

大功率汽轮机设备及运行

下 册

西安电力学校 编著

*

水利电力出版社出版

(北京三里河路6号)

新华书店北京发行所发行·各地新华书店经售

水利电力出版社印刷厂印刷

*

787×1092毫米 16开本 15.75印张 358千字 1插图

1986年1月第一版 1986年1月北京第一次印刷

印数0001—2610册 定价3.20元

书号 15143·5750

目 录

第三篇 汽轮机辅助设备及热力系统

第十章 汽轮机的凝汽设备	327
第一节 凝汽设备的一般概念	327
第二节 凝汽器的工作过程及空气的影响	337
第三节 凝汽器的热力特性	342
第四节 抽气设备	348
第五节 凝汽设备的运行监视	356
第六节 凝汽器胶球清洗	359
第七节 凝结水系统和凝结水泵的汽化调节	364
第十一章 给水回热加热设备和系统	366
第一节 给水回热加热的经济性	366
第二节 回热加热器	368
第三节 回热加热器的保护装置	376
第四节 回热加热系统介绍	389
第五节 回热加热系统的运行与维护	393
第十二章 给水除氧设备和系统	397
第一节 除氧器的工作原理和结构	397
第二节 除氧器的运行	407
第三节 大型给水泵的结构与运行	412
第四节 前置泵与液力联轴器	420
第十三章 再热机组的旁路系统	424
第一节 旁路系统的功能和容量	424
第二节 旁路系统的型式	426
第三节 旁路系统的控制	430
第十四章 拖动给水泵的小汽轮机	431
第一节 概述	431
第二节 给水泵汽轮机的工作条件与性能特点	435
第三节 给水泵汽轮机示例	440
第四节 给水泵汽轮机的调节	443

第四篇 汽轮机组的运行维护

第十五章 汽轮机组的起动与停止	452
第一节 凝汽式汽轮机冷态起动通则	454
第二节 单元制机组的起动	464

第三节	直流炉单元机组的启动	475
第四节	热态、半热态启动	484
第五节	停机	492
第六节	停机后的强制冷却	500
第七节	起停过程中汽缸转子的相对膨胀及其控制	504
第八节	转子在反复热应力作用下的疲劳损耗问题	508
第十六章	汽轮机组的正常运行维护	514
第一节	参数变化对汽轮机运行的影响	515
第二节	汽轮机组的振动	522
第三节	轴向推力和轴向位移	529
第四节	通流部分的结垢和清洗	531
第五节	并列机组间负荷的经济分配	539
第六节	变压运行	544
第十七章	汽轮机典型事故及其预防措施	553
第一节	叶片的损伤和断落	553
第二节	油系统着火	557
第三节	大轴弯曲	559
第四节	推力瓦烧毁	562
第五节	汽轮机严重超速	565
第六节	汽轮机进水进冷汽	569
附 录		573

第三篇 汽轮机辅助设备及热力系统

第十章 汽轮机的凝汽设备

凝汽器、抽气器、凝结水泵、循环水泵以及这些部件之间的连接管道等习惯上称为汽轮机的凝汽设备。

第一节 凝汽设备的一般概念

一、凝汽设备的功用和真空的形成

提高汽轮机装置的经济性，主要有两个路径，即提高汽轮机的相对内效率 η_i 和提高汽轮机装置的循环热效率 η_c 。前者由改善汽轮机结构和通流部分来实现；后者则由提高蒸汽的初参数、降低背压、采用回热及中间再热等来实现。其中，降低排汽压力是提高循环热效率的有效方法之一。如图10-1所示：蒸汽初参数 $p_0=9\text{ata}$ 、 $t_0=535^\circ\text{C}$ 的高压机组，排汽压力 p_c 由1ata降低到0.05ata时，可用热降 H_0 由243kcal/kg增加到337kcal/kg，循环热效率 η_c 由31.0%提高到42.3%。

但是，汽轮机排汽压力并不一定越低越好。因为随着排汽压力的降低，蒸汽的比容增大，汽轮机的末级叶片和排汽缸尺寸要相应增大，例如初参数为9ata、500℃时，排汽压力若从0.05ata降到0.04ata，则末级叶片通流截面将增加23%，从而大大增加了排汽缸的尺寸，使制造成本提高。若不增加末级通流截面，则余速损失将增大，功率并不一定会增加。此外，降

低排汽压力，还需要加大凝汽器冷却面积，增加循环水量和厂用电，使辅助设备的投资和运行费用增加。所以，应经过一系列的热力计算和技术经济比较来确定合理的排汽压力。

工程上降低排汽压力最有效的方法是将汽轮机的排汽进行凝结。所以，除了专门用途的背压式汽轮机外，一般汽轮机都设置有凝汽设备。国产大功率汽轮机的排汽压力，一般选取0.05~0.07ata，而不采用更低的数值。

凝汽设备是汽轮机装置的一个重要组成部分，它的功用在于把汽轮机的排汽凝结成凝结水，以在汽轮机排汽口建立并维持高度真空，使蒸汽在汽轮机中膨胀到尽可能低的压力，增加蒸汽在汽轮机中的可用热降，提高装置的循环热效率。此外，凝汽器还起着一级真空除氧的作用。

凝汽器的真空在机组启动时是靠抽气器抽出其中的空气建立的，此时所能达到的真空

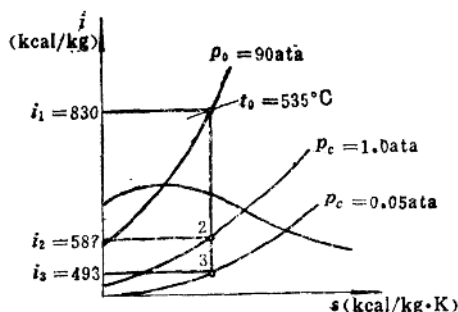


图 10-1 汽轮机工作过程线

值较低,只能满足汽轮机组起动冲转对真空的要求。当乏汽排入凝汽器后,则凝汽器内的真空主要是由乏汽在凝汽器内凝结形成的,例如,0.05绝对大气压下,一公斤蒸汽的体积比一公斤水的体积要大两万多倍,所以当蒸汽凝结成水后,其体积骤然缩小,于是原来被蒸汽充满的空间就形成了真空。此时抽气器的作用是抽出系统漏入的空气和不凝结的气体,以维持真空。

实际上,运行中凝汽器真空的形成是个动态平衡过程,即蒸汽不断进入并不断被凝结,漏入的空气和不凝结气体不断地被抽出。因此,蒸汽凝结的速度(增快或减慢)、进入凝汽器中的蒸汽量的变化等,都会导致平衡破坏,使凝汽器真空相应地发生变化。

近代高压和超高压锅炉对给水品质有很严格的要求,为了保证凝结水的质量,都采用表面式凝汽器来完成排汽凝结的任务。所以,本章仅讨论表面式凝汽器。

二、凝汽器的结构

表面式凝汽器主要是由外壳、水室、管板、隔板、铜管、热井(包括除氧装置)、支架等部件组成。随着机组容量的增大,凝汽器的结构尺寸和重量也随之增大。因此,大型机组凝汽器不再制成为一个整体,而是采用分散组合的办法,以便于运输起吊和安装。

(一) 外壳

凝汽器在工作时,它的外壳要承受外部大气压力与内部高度真空之间的压力差,以及大量冷却水的重量,所以凝汽器的外壳必须有足够的强度。国产大功率汽轮机凝汽器的外壳,都采用钢板焊接结构。外壳钢板的厚度一般为10~15mm,为了增加刚度,在凝汽器喉部内侧装有纵向及横向支撑,外部焊有用槽钢作的加强肋条。国产50MW以下机组的凝汽器外壳,大都做成圆形壳体(图10-2, a); 100MW以上的机组,由于机组容量的增大,汽轮机排汽口的增多,为简化制造工艺、便于运输并能充分利用汽轮机的下部空间,凝汽器的外壳多作成方形(图10-2, b)或矩形(图10-2, c),多矩形壳体凝汽器。在同样冷却面积情况下,方形或矩形壳体凝汽器与圆形壳体凝汽器相比,其高度可降低约10%,宽度缩小约12.5%。

(二) 水室

水室位于凝汽器外壳内的两端,内侧为管板,外侧为可拆卸的盖板。水室盖板上开有人孔,便于进行检查和检修。

水室的内部结构随冷却水的流程而有所不同,图10-3(a)为用于国产300MW机组的N-15000-1型凝汽器,冷却水为双进双出的单流程系统,所以凝汽器两端水室内没有水平隔板;图10-3(b)、(c)分别为与国产100MW机组和125MW机组配用的N-6815-1型和N-7000-1型凝汽器,冷却水为双进双出的双流程系统,为了冷却水能够往返两个流程,在凝汽器进水侧水室中装有水平隔板。

为保证水室严密,水平隔板的一端焊在管板上(图10-4)另一端的上下边缘均焊有法兰3,在法兰的凹槽中加有起密封作用的长方形橡皮带5,水室外盖4与法兰之间用螺栓紧固,由于水平隔板是与管板焊在一起的,因此橡皮带被压紧在外盖内侧上,起到阻止水流向外漏的作用。

凝汽器水室的结构形状应尽量避免水在进入铜管时发生涡流,涡流不仅会增大能量

消耗还会引起进水端铜管的冲击腐蚀。图10-5(a)所示的水室结构形状较差，容易产生涡流，而图10-5(b)所示的水室结构形状就比较合理，为国产300MW机组凝汽器所采用。

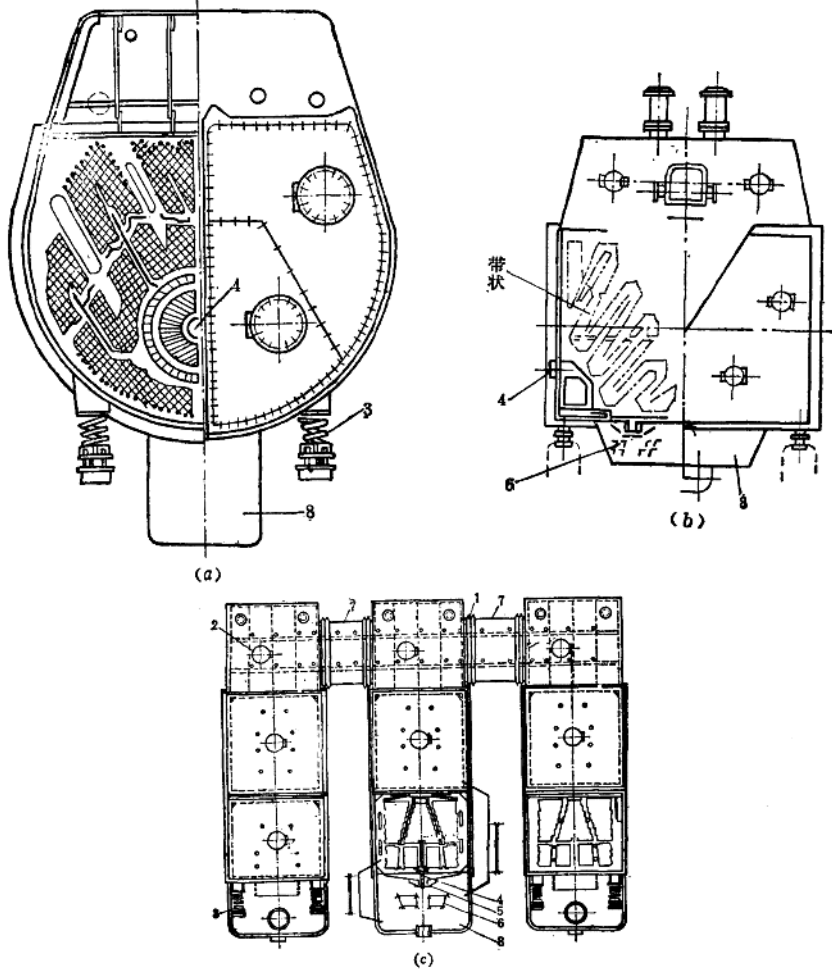


图 10-2 凝汽器外壳型式
(a)圆形外壳；(b)方形外壳；(c)矩形外壳
1—补偿器(伸缩节)；2—人孔；3—弹簧支座；4—抽空气管；5—淋水装置；6—溅水装置；7—蒸汽
连管；8—热水井

(三)管板

管板的作用是固定铜管，并将凝汽器的汽侧与水侧隔开。管板通常由钢板制成，厚度约30~35mm。为了防止管板弯曲变形引起铜管固定处松动、漏水，常在两块管板之间或在外壳与管板之间，加设支撑螺栓，以增强管板的刚性。

管板与凝汽器外壳的连接，既要考虑到铜管与外壳的相对热膨胀，又要考虑汽侧与水侧的密封性能，国产100MW以上机组的凝汽器把汽侧与水侧焊接成为一个整体，在后水室

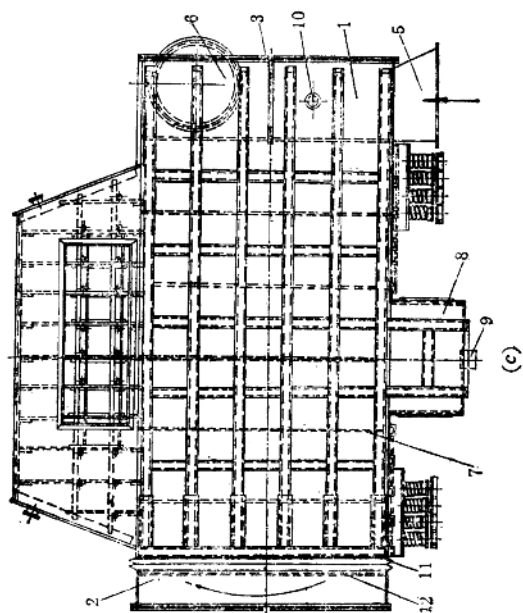
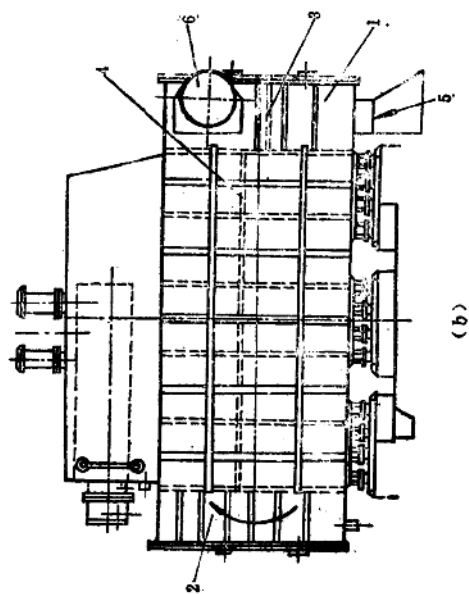
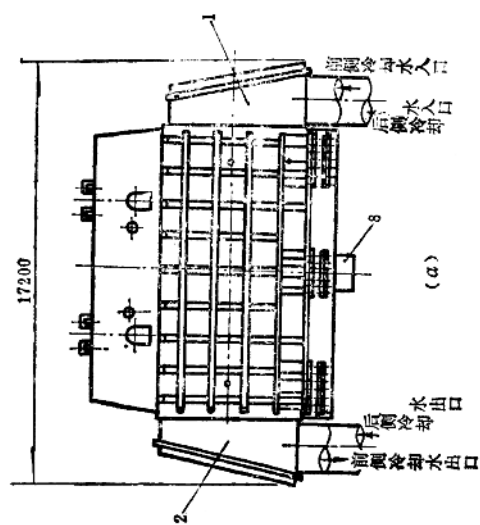


图 10-3 凝汽器水箱结构

(a) 无水平隔板, (b) 有水平隔板, (c) 有水平隔板

1—前水箱; 2—后水箱; 3—水平隔板; 4—铜管; 5—冷却水入口; 6—冷却水出口; 7—隔板; 8—热水井; 9—凝缩水出口; 10—抽气口; 11—膨胀节; 12—管板

与汽侧之间用两个伸缩节连接（见图10-3,c），用以补偿外壳与铜管的纵向热膨胀差和改善管子的振动情况。

（四）隔板

隔板装在两块管板之间，用以支持铜管，防止铜管不正常弯曲并减小铜管在运行中的振动。隔板用20~30mm厚的钢板制成并焊接固定在凝汽器外壳内部，隔板间的距离一般在1~1.5m之间。隔板上的管孔中心与管板上的管孔相对应，且隔板上的管孔中心比管

板上的管孔中心略高一些，使铜管成弯曲形状（图10-6）。这种将铜管预先弯曲的措施不仅能使管子与隔板紧密接触减小振动和补偿铜管工作时的热膨胀和热应力，而且有利于凝汽器放水时将水放净。

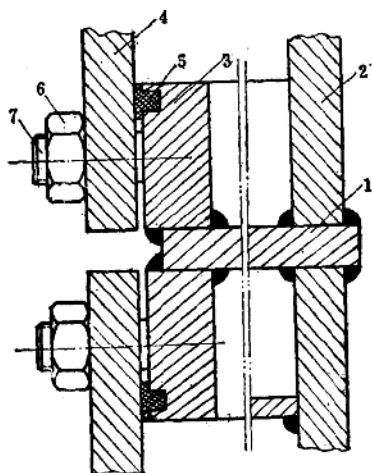


图 10-4 水室水平隔板结构图

1—水平隔板；2—管板；3—法兰；4—水室外壳；5—橡皮带；6—螺帽；7—螺栓

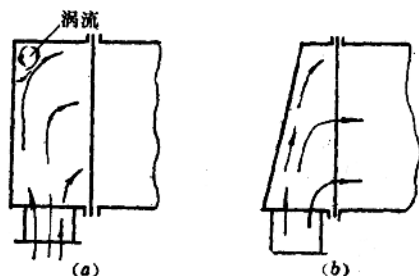


图 10-5 水室结构形状

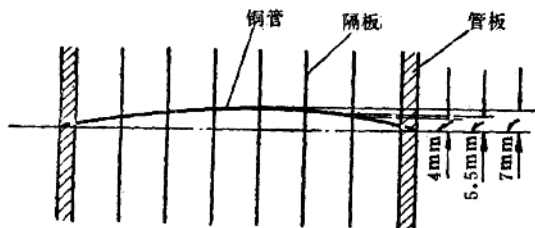


图 10-6 铜管、管板、隔板装置的相对位置

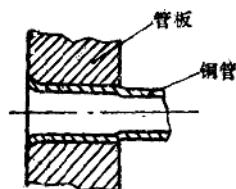


图 10-7 胀管连接法

（五）凝汽器铜管的固定与排列

1. 铜管在管板上的固定方法

国产凝汽器铜管，都是用胀管法（图10-7）把铜管固定在管板上的。随着机组容量的增大，特别是直流锅炉的应用，对凝结水的质量要求更高了。为提高密封性能，更有效地防止冷却水渗入汽侧，目前国内外普遍采用在胀接处增涂密封涂料，如环氧聚酰胺和环氧沥青喷涂；环氧富锌和改性环氧喷镀；多硫橡胶刷镀等。

2. 铜管在管板上的排列方法

凝汽器铜管在管板上的排列方法主要有三种：

(1) 顺列排列法(图10-8,a) 每根管子位于正方形的四个角上, 这种排列方法的优点是汽流途径弯曲较小, 主要用在凝汽器上部, 因为凝汽器进口处蒸汽容积流量大、流速高, 特别需要减小汽流阻力。顺列排列法每根管子所占管板面积为

$$f_{\text{顺}} = t_1 t_2 = t^2 \quad (10-1)$$

式中 t ——管距(或称节距), 即相邻两管中心线间的距离。

这种排列方法的缺点是: 上排管的凝结水逐级流至下排管时, 会进一步被冷却, 形成凝结水的过度冷却。

(2) 三角形排列法(图10-8,b) 每根管子位于等边三角形的各顶点, 这种排列方法避免了顺排排列法的缺点, 应用最多, 每根管子所占的管板面积为

$$f_{\Delta} = t t \sin 60^\circ = 0.866 t^2 \quad (10-2)$$

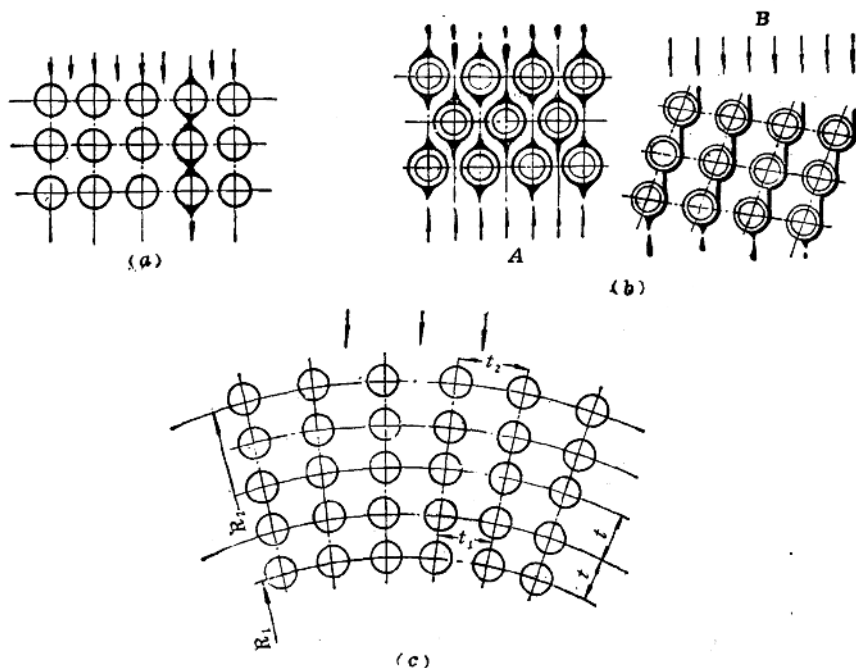


图 10-8 铜管在管板上的排列法

当蒸汽沿图示A方向进入管束时, 管间的通流面积比起沿B方向进入管束时要小些, 因此在蒸汽容积流量很大时, 管子的布置应使蒸汽按B方向进入为宜。

比较式(10-1)和(10-2)可知, 在同一管板面积上, 管距 t 相同时, 顺列排列比三角形排列的管子数少。

(3) 幅向排列法(图10-8,c) 每根管子位于各根幅向中心线和各同心圆的交点

上。这种排列方法使蒸汽进入管束时能在管子中间自由流通，随着蒸汽空气混合物由外周向中心流动，管子之间的通流面积与半径成比例地缩小，即蒸汽在初进入管束时容积流量大，通流面积也大，随着蒸汽的不断凝结，容积流量减小，通流面积亦随之减小，因此汽侧阻力可看作是不变的。

实际上，凝汽器中铜管的排列方法往往不是用单独哪一种，而是用混合排列法，例如在凝汽器的主凝结区多采用幅向或三角形排列法，空气冷却区则多采用三角形或顺列排列法。

3. 铜管管束的布置形式

凝汽器铜管管束的布置，较普遍地采用带状（见图10-2,b）布置形式，这种布置方式是根据需要（即使热负荷分配尽可能均匀）来安排汽流方向的。在汽空间带状管束中装有特定挡板，使汽轮机的排汽凝结水通过挡板和其上的缺口被导流至热水井。这样可以避免凝结水滴流在管子表面，影响热交换；又可减小凝结水的过度冷却。国产50MW机组N-3500-1型；100MW机组N-6815-1型；125MW机组N-7000-1型等凝汽器都采用了这种带状布置形式。

随着机组功率的增大，凝汽器冷却面积也随之增大并要求减小汽阻，带状排列已不能适应要求。因为带条不能过厚、过长，否则容易引起空气的积聚。哈尔滨汽轮机厂生产的与200MW机组配用的N-11220型凝汽器和上海汽轮机厂生产的与300MW机组配用的N-15000-1型凝汽器均采用了幅向块状布置方式（图10-9）。

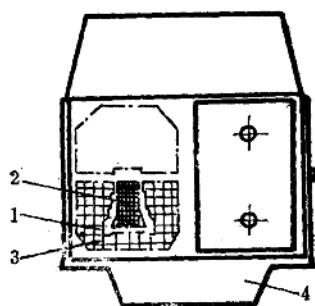


图 10-9 凝汽器管束的块状布置
1—主凝结区；2—空气冷却区；3—块状管束；4—热井

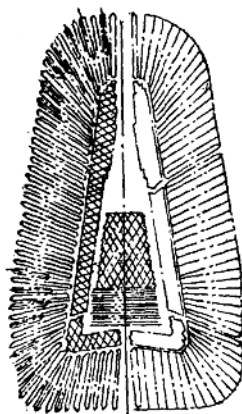


图 10-10 管束的卵状布置

图10-10是为国产大型机组表面式凝汽器新设计的卵状型管束示意图。经试验证明，管束的这种布置形式具有蒸汽向抽气口流动时，流程均匀、短直；蒸汽通道宽、流速低；主凝结区热负荷高且在各区域分布均匀；空气冷却区能较充分地冷却汽、气混合物等优点。东方汽轮机厂生产的N-11220型凝汽器，就采用了这种卵状布置方式。

4. 铜管的材料

铜管材质的好坏对凝汽器的安全经济运行关系极大。凝汽器铜管的材料应具有良好的

传热性能、足够的机械强度、并能耐腐蚀等特点。凝汽器的管材是按照不同的冷却水质选用的。采用淡水冷却的凝汽器，早期都采用普通黄铜管H68，平均使用寿命约5~7年，以后采用了锡黄铜管HSn70-1，平均使用寿命可达8~9年，但因其耐腐蚀性能不稳定，致使铜管寿命有的很长，可达20年左右，而有的却很短。为了提高铜管的耐腐蚀性能，1968年以来，国内陆续试制成功几种加砷黄铜管，其中有加砷黄铜管H68+As，加砷锡黄铜管HSn70-1+As，还有加砷铝黄铜管HAl70-1.5+As等。

表10-1为国产凝汽器中常用的铜管材料及性能，供参考。

表 10-1 国 产 凝 汽 器 铜 管 材 料

名 称	牌 号	主 要 成 分 (%)				含 有 杂 质 (%)	主 要 性 能
		Cu (铜)	Sn (锡)	Al (铝)	Zn (锌)		
普通黄铜	H68	67.0~70			余 量	0.5	含锌量愈多，强度愈高，塑性愈差。含锌40%以下
铝黄铜	HAl77-2	76.0~79.0		1.75~2.50	余 量	0.3	加入铝可以提高机械强度，和耐腐蚀性，但塑性降低
锡黄铜	HSn70-1 (海军黄铜)	69.0~71.0	1.0~1.5		余 量		加入锡可提高抗腐蚀性能

六十年代以后各国都很重视凝汽器用的管材，做了不少试验研究工作。各国使用的大致情况是：当用淡水作为冷却水时，用海军铜管或含砷海军铜管以英国和日本用的较多，美国也有用的；黄铜管苏联用的较多；铜镍合金管(70%铜、30%镍或90%铜、10%镍)，英国、日本、美国、西德等国均用；不锈钢管美国、日本用得更多。

(六) 凝汽器抽气口的布置方式

为降低被抽出空气的温度、减少随空气一起被抽出的蒸汽量、不使抽气器过负荷，在凝汽器内抽气口附近，专门划出了一簇管束，并用带孔的挡板将其与其它管束分开，称之为空气冷却区，其余管束则称为主凝结区。抽气口位置不同，空气冷却区位置也就不同，汽流在凝汽器内的流向也不同。在汽空间为了避免蒸汽直接短路至抽气口，在可能短路的地方设有挡汽板。

国产凝汽器抽气口的布置方式主要有以下两种：

1. 汽流向侧式

抽气口布置在凝汽器下部的一侧或两侧(见图10-2, b)。从凝汽器上部流入的蒸汽一部分可直接由中间通道流向热井的凝结水面，使凝结水的过冷度减小，这种凝汽器也叫回热式凝汽器。在这种凝汽器中蒸汽向抽气口流动的距离较短，因而汽阻较小。这种布置方式应用较为广泛，国产50MW以下机组的凝汽器抽气口多采用这种汽流向侧式。国产125MW机组N-7000-1型凝汽器抽气口也采用了这种侧向布置的方式。

2. 汽流向心式

如图10-2(a、c)和图10-9所示，排汽进入凝汽器后沿四周通道包围了幅向排列的管束，然后顺着半径方向流向中央抽气口。这种凝汽器的优点是管束下部有足够的通道，蒸

汽可以加热向下流动的凝结水，且凝结水不会与汽、气混合物接触，有利于减少凝结水的过冷度和含氧量。国产100MW、200MW、300MW机组凝汽器抽气口均采用了这种汽流向心式。

(七) 热水井真空除氧装置

图10-11是国产125MW瓦机组N-7000-1型凝汽器热水井除氧装置的示意图，凝结水由入口进入淋水盘2，淋水盘上开有许多5mm的小孔，水自小孔流下形成水帘，击在溅水角钢3上，使水形成更小的水滴，被由中央通道流向热井水面的蒸汽加热，使凝结水的过冷度和含氧量减小。在真空除氧装置上方，有一与空气冷却区连通的空气管，它把自凝结水中分离出来的不凝结气体引向空气冷却区，最后由抽气器抽出。

100MW、200MW机组凝汽器真空除氧装置与125MW机组的基本一样，只是其抽气口在凝汽器中央，热井除氧装置分离出来的不凝结气体，是经一根 $\phi 57 \times 3.5$ mm的抽气管，引向空气冷却区的低压区的。300MW机组凝汽器除氧装置中，热井分离出来的不凝结气体，是由装在除氧装置上方的12根无缝钢管，引入空气冷却区低压区的。

(八) 凝汽器与汽轮机排汽口的连接和支持

凝汽器的喉部与汽轮机排汽口的连接，必须保证严密不漏，同时在机组受热膨胀时，应具有自由膨胀的可能性。否则将会使汽缸发生位移和变形。

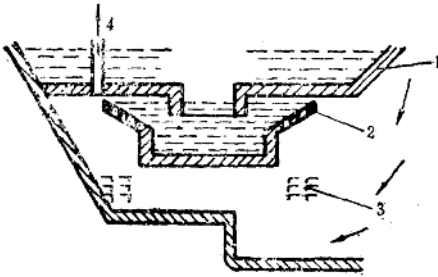


图 10-11 凝汽器真空除氧装置
1—集水板；2—淋水盘；3—溅水装置；4—往空冷区的空气管

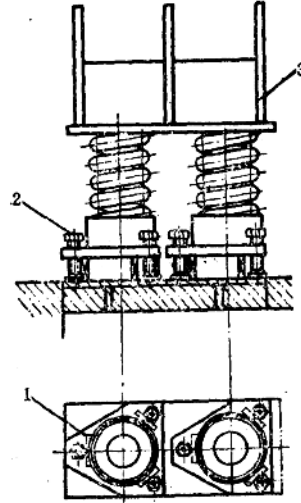


图 10-12 凝汽器支持弹簧座
1—调整压板；2—调整螺栓；3—外壳支架

国产大功率机组主要采用凝汽器喉部与汽轮机排汽口直接相焊的连接方式，同时用支持弹簧来承受凝汽器的重量和补偿热膨胀（图10-12）。凝汽器不带水时的重量由支持弹簧承担。为此，在凝汽器安装时，可借助于调整螺栓，改变弹簧的支承力，并使凝汽器喉部接合面与排汽口对齐，然后施焊。

随着机组容量的增大，凝汽器也愈来愈庞大笨重，支承弹簧的数量随之增多。为此，近年来国外又出现凝汽器采用刚性支承、凝汽器与汽轮机排汽口采用弹性（补偿节）连接

的连接方式。

三、多背压凝汽器

多背压凝汽器从60年代中期开始在国外得到应用。

大容量汽轮机的低压部分，往往设计成多排汽口。多排汽口配有多台凝汽器，这些凝汽器的喉部装有汽侧连通管，当冷却水平均分配至各台凝汽器时，则每台凝汽器内的压力基本上相同，按这种方式运行的凝汽器，叫多排汽口单背压凝汽器。如果全部冷却水串行到各台凝汽器，或在配用一台凝汽器时，各排汽口下的凝汽器被隔板隔开，汽轮机的排汽分别排入凝汽器的各段中，使各排汽口的排汽不相混合，此时由于冷却水依次通过各台凝汽器时的温度不同，使各段的压力（或真空）不同，则相应于各排汽口的背压也不同，这种凝汽器称为多背压式凝汽器。图 10-13 所示是一台单壳体多背压凝汽器，汽轮机有三个排汽口，凝汽器的布置与汽轮机轴线相平行，冷却水为单流程，凝汽器的汽侧被隔板分为三段。在左起第一段内，由于冷却水温较低，故其压力也较低（真空高），成为低压区；冷却水进入第二段时的入口温度就是第一段的出口温度，所以在冷却水量不变的情况下，该段的冷却水温度较高，其压力也就较高（真空较低），成为中压区；在第三段内，冷却水温更高，压力也更高些（真空更低），成为高压区。这样三段的压力就有三个不同的数值。如果多排汽口汽轮机的每一个排汽口配一台凝汽器，冷却水串行通过各台凝汽器，那末各台凝汽器内的压力就会各不相同，这就叫单壳体多背压凝汽器。此外，还可用双壳体或三壳体多背压凝汽器（图10-14）。

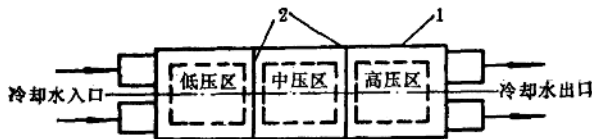


图 10-13 单壳体多压凝汽器

1—外壳；2—中间隔板

表 10-2

单压与多压凝汽器排汽压力计算值

图 号	a	b				c			
多 压 序 号	I	I	II	I + II/2	I	II	III	I·II·III/3	
传热系数为定值	p_c	p_{c1}	p_{c11}	$p_{c \cdot m}$	p_{c1}	p_{c11}	p_{c111}	$p_{c \cdot m}$	
冷却水温 $t = 5^{\circ}\text{C}$	0.0291	0.02464	0.0325	0.02857	0.0234	0.0262	0.0338	0.0285	
$t = 12^{\circ}\text{C}$	0.0383	0.03245	0.04243	0.03744	0.03088	0.037	0.0442	0.03736	
$t = 25^{\circ}\text{C}$	0.0707	0.06057	0.07726	0.06892	0.05756	0.06801	0.07977	0.06845	

在冷却面积、冷却水量和冷却水进口温度相同的条件下，多压凝汽器的平均压力比单压凝汽器的压力低（平均真空高），也就是说采用多压凝汽器可获得较高的经济效益。表

10-2和图 10-15 给出了单压和多压凝汽器排汽压力的计算数值。由计算结果可以看出，压力区愈多，多压凝汽器的平均压力比单压凝汽器的压力愈低，热耗也就减少得愈多。

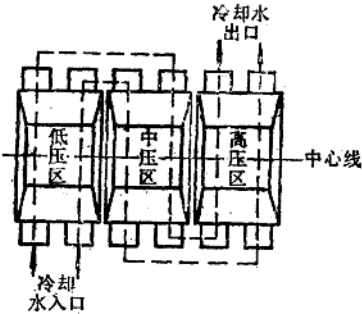


图 10-14 三壳体多压凝汽器

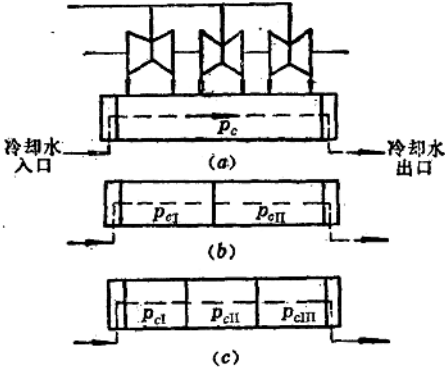


图 10-15 单压与多压凝汽器计算图

表10-3是美国发电厂采用的多压凝汽器的情况，供参考。
在采用多压式凝汽器时，汽轮机各个不同背压的排汽口具有不同的温度，因此，必须采取措施解决其热膨胀的差异问题（例如采用双层低压缸等）。

表 10-3 美国采用多压凝汽器情况

项 目 机组容量 (MW)	凝 汽 器		冷 却 水		分 段 压 力 (kg/cm ²)					
	冷却面积 (m ²)	分压段数	耗水量 (m ³ /h)	温 度 (°C)	1	2	3	4	5	6
113	60300	2	72700	21.2	0.049	0.073				
84.1	46200	2	60000	21.1	0.052	0.073				
76	33500	2	52800	15.6	0.039	0.056				
75.5	31500	2	93000	27.2	0.072	0.084				
57.2	23450	2	42700	10.0	0.027	0.054				
52.3	24000	2	57500	23.3	0.060	0.073				
49.2	19700	2	44400	22.8	0.056	0.077				
81	60402	3	106700	15.6	0.040	0.049	0.061			
60	30400	3	51000	26.7	0.059	0.072	0.086			
59.5	26000	3	59200	11.7	0.032	0.037	0.045			
76	33500	4	52800	15.6	0.034	0.041	0.049	0.60		
76	31600	4	50000	22.2	0.061	0.062	0.076	0.093		
59	40900	6	47700	21.2	0.037	0.041	0.046	0.052	0.058	0.065

第二节 凝汽器的工作过程及空气的影响

一、蒸汽空气混合物在凝汽器内的流动及汽阻

汽轮机的排汽进入凝汽器后，由于空气抽出口处压力最低，排汽将由喉部向空气抽出口流动。流动时管束对汽流产生阻力，使汽流压力沿流程不断降低，如以 p_m 表示凝汽器

喉部汽、气混合物的压力, $p_{\text{气}}$ 表示空气冷却区前的压力, $p_{\text{抽}}$ 表示空气抽出口处的压力(见图10-16), 则

$$p_{\text{喉}} > p_{\text{气}} > p_{\text{抽}}$$

整个凝汽器管束对汽、气混合物的阻力 $4p$ (称之为凝汽器的汽阻)为

$$4p = p_{\text{气}} - p_{\text{抽}} \quad (10-3)$$

显然, 汽阻的存在使凝汽器喉部的压力升高。减小汽阻能使凝汽器喉部压力降低, 即喉部真空提高。

在设计凝汽器时, 应力求使汽阻尽可能地小, 汽阻 $4p$ 主要和凝汽器管子之间的折合汽流速度 $w_{\text{折}}$ 与凝汽器喉部的蒸汽比容 V 有关。其次, 凝汽器的几何尺寸、管子的排列方式、抽气口的位置, 进入凝汽器的蒸汽量等也都会影响汽阻。其关系式为

$$4p = C \frac{w_{\text{折}}^2}{V} \quad (10-4)$$

$$w_{\text{折}} = \frac{D'_0 V}{3600 D_m \left(1 - \frac{d_z}{t_1} \sqrt{\beta} \right)} \quad (10-5)$$

式中 C ——用实验方法对一定结构类型的凝汽器所确定的常数; 管子在管板上按三角形排列的回热式凝汽器, $C = 0.018$; 管子在管板上按混合式排列的回热式凝汽器, $C = 0.012$;

$w_{\text{折}}$ ——凝汽器内管子之间的折合速度;

D'_0 ——需凝汽器凝结的蒸汽数量(kg/h);

$D'_0 = x D_0$ (D_0 表示进入凝汽器中的蒸汽量; x 表示排汽的干度);

V ——凝汽器喉部的蒸汽比容(m^3/kg);

D_m ——凝汽器管板直径(m);

d_z ——冷却水管的外径(mm);

t_1 ——管子节距(mm);

β ——管板填充系数, 一般在0.65~0.72之间。

汽阻主要发生在第一排管束(即汽流进口管束)和空气冷却区。因为蒸汽进入第一排管束前, 蒸汽流量最大, 进入第一排管束时通流面积发生了很大改变, 因而在管子之间汽流速度增大很多, 这一流速可以超过管束前流速的几倍。在原有速度相当大(一般在100m/s左右)的情况下, 这一速度的急剧增大, 使汽流产生撞击、摩擦、涡流, 压力损失增大。所以在蒸汽刚进入管束时的管子应排列得较稀。在空气冷却区, 汽阻增大的主要原因是由于管束排列较密的缘故。

凝汽器中, 汽阻数值通常不超过5 mmHg, 设计合理的凝汽器, 其汽阻可减小至2~3 mmHg, 大型凝汽器的汽阻一般稍大一些。必须指出, 凝汽器中的绝对压力愈低, 被允许的汽阻应该愈小, 因为随着 p_c 的降低, 同一 $4p$ 就与较大的蒸汽温度降落相对应, 这时凝结水的过冷却度就会增大。