

138728

TK264.1,
1223

大型电站凝汽器

张卓澄 主编

机械工业出版社

(京) 新登字054号

本书介绍现代大型火电站、核电站凝汽器的热力设计方法、步骤和冷却管束水模型试验研究等基本知识；冷却管和管板的腐蚀、选材及密封连接；多压凝汽器、凝汽器除氧和附加流体排入凝汽器等近代凝汽器研制发展中的特殊问题。书中以冷却管振动和管板强度为重点详细论述凝汽器主要零部件的结构强度并给出实例。本书还扼要介绍凝汽器热力性能试验中热力参数的测量，凝汽器运输、组合和安装的技术要求以及凝汽器运行中气密性、水密性的监督和脏物的清理、清洗等问题。

本书供从事汽轮机电站系统与设备设计、制造、运行和管理的工程技术人员阅读，亦可供大专院校有关专业师生参考。

大型电站凝汽器

张卓澄 主编

*

责任编辑：蒋克 王正琼 版式设计：王颖
封面设计：肖晴 责任校对：熊天荣
责任印制：王国光

*

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南街一号)

邮政编码：100037

(北京市书刊出版业营业许可证出字第 117 号)

北京市密云县印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 787×1092¹/₁₆·印张 24³/₄·字数 605 千字

1993年3月北京第1版·1993年3月北京第1次印刷

印数 001—800 定价：25.50 元

*

ISBN 7-111-03315-9/TK·131

前 言

凝汽器是凝汽式汽轮机的主要辅助设备，是汽轮机组（汽轮机装置）的重要组成部分。随着汽轮机单机功率的不断增大，凝汽器的尺寸重量越来越大型化。随着直流锅炉和核动力装置的兴起和发展，与之配套的汽轮机组凝汽器的重要性也大为提高了。20多年来，包括我国在内的世界各国动力设备研制部门，广泛深入地开展了凝汽器的研究试验设计工作，取得了许多新成果，发表了一系列包括专著在内的凝汽器文献资料，使凝汽器的设计制造技术提高了一大步。为了适应我国电力事业发展的需要，提高凝汽器设计、制造、运行水平，我们根据多年来从事船舶、核电及大型火电站汽轮机组凝汽器研究、试验、设计经验以及所收集、积累的有关资料，编写了本书。全书共分十章，各章内容简介如下：

第一章叙述凝汽器的任务、分类和凝汽器压力等基本知识，介绍国内外大型凝汽器的典型构造和特性数据，并从凝汽器发展的角度阐述凝汽器设计的基本原则。

第二、第三章讨论凝汽器的热力设计和管束的水模型试验研究。第二章详细介绍目前国内外凝汽器工程热力计算采用的总传热系数各种经验公式，并通过实例计算对这些公式进行分析比较，论述变工况计算和冷却水阻力计算方法。该章还概述了国内已广泛推广应用的凝汽器优化热力设计的两种方法。第三章简略介绍前苏联、日本、法国和西门子公司（BBC）凝汽器管束水模型试验研究的原理系统、设备和方法，详细汇集国内外大型凝汽器典型的管束结构型式。该章还阐述了凝汽器详细热力计算的原理及方法；讨论了模型凝汽器传热性能试验研究方法的实例及其对改进凝汽器设计的意义。

第四章论述凝汽器关键零部件冷却管和管板的腐蚀与选材以及密封连接形式，并提供了相当丰富的国内外信息和数据。该章还专门介绍了钛冷却管和钛管板在核电、大型火电站采用海水冷却的凝汽器中推广应用的发展概况，并深入分析了冷却管与管板的两种密封连接形式（胀接与封焊）以及多种管板结构型式的选择问题。

第五章至第七章分别论述多压凝汽器、凝汽器除氧和附加流体排入凝汽器等近代凝汽器研制发展中出现的三个专门课题。

第八章以冷却管振动问题为重点，论述大型凝汽器主要零部件的结构强度，还以附录形式译出了管板强度设计方面的国外最新规范和资料。第九章介绍凝汽器热力性能试验中流体的压力、温度、流量以及某些特殊参数的测试方法和测试设备。第十章阐述大型凝汽器的运输、组合和安装，并在概要介绍抽气设备的基础上说明汽轮机组真空系统的气密性和凝汽器运行中热力性能参数的监督。该章还论述了凝汽器的水密性检验和泄漏处的查找、凝汽器脏污的清理以及凝汽器的反冲洗和胶球清洗。

本书采用的图、表及数据，部分取自国内外有关文献资料或标准，其中少量仍沿用法定计量单位。对此，本书已加注换算系数，供读者参考。

本书可供从事汽轮机电站系统与设备设计、制造、运行和管理的工程技术人员阅读，亦可供大专院校有关专业师生参考。

本书由张卓澄主编。下列人员参加了部分章节的编写工作：魏武（第四章），陈文德（第七章），贺秉初（第一章），杨德镛（第十章），肖福田（第五章）。全书由沈杏初主审，周润楠参加了审阅工作。本书编写过程中得到姚福生的大力支持和积极帮助，在此表示感谢。书中不妥或错误之处，请读者批评指正。

编者

1990年10月

目 录

第一章 概论	1	§ 2-6 优化热力设计	57
§ 1-1 凝汽设备的任务及组成	1	一、优化热力设计的主要任务	57
§ 1-2 凝汽器压力(真空度)	2	二、凝汽器最佳压力	59
一、凝汽器压力的确定	2	三、优化热力设计的“最大收益法”	59
二、凝汽器压力的量度	3	四、优化热力设计的“最低总年运行 费用法”	64
三、漏气量及其对凝汽器压力的影响	4	第三章 管束的设计和试验研究	69
四、凝汽器壳侧阻力	5	§ 3-1 管束设计基本原理	69
§ 1-3 凝汽器分类	7	§ 3-2 国外水模型试验研究简介	71
§ 1-4 大型凝汽器总体构造	8	一、前苏联水模型试验研究	72
一、国产大型机组凝汽器	8	二、日本水模型试验研究	77
二、国外引进大型机组凝汽器	17	三、西门子公司(BBC)水模型试验研究	79
三、德国电站联盟公司大型机组凝汽器	22	四、法国水模型试验研究	79
四、法国阿尔斯通一大西洋公司大型 核发电机组凝汽器	24	§ 3-3 大型凝汽器管束的基本类型	79
五、前苏联大型机组凝汽器	24	一、带状管束	79
§ 1-5 凝汽器的基本设计原则	27	二、外围带状管束	84
第二章 热力设计	30	三、教堂窗管束	86
§ 2-1 概述	30	四、岛状管束	86
一、凝汽器热力设计的任务	30	五、管束类型的选用	86
二、热平衡方程式	30	§ 3-4 凝汽器详细热力计算	88
三、对数平均温差	31	§ 3-5 凝结水膜对传热影响的模拟 试验研究	92
四、两种类型的热力计算方法	31	§ 3-6 模型凝汽器传热性能试验研究	94
§ 2-2 总传热系数	32	一、试验系统和模型凝汽器构造	94
一、美国传热学会(HEI)公式	32	二、试验项目和试验方法	96
二、别尔曼公式	33	三、试验结果及其分析	96
三、分部计算关系式	34	第四章 冷却管、管板及其密封连接	99
四、总传热系数各种计算公式的比较	36	§ 4-1 冷却管腐蚀与选材	99
§ 2-3 工程热力计算	37	一、引言	99
一、原始数据和条件	37	二、冷却水水质和流速	99
二、计算步骤	38	三、腐蚀概念	101
三、计算实例	38	四、腐蚀破坏类型	103
四、利用电子计算机进行工程热力计算	43	五、冷却管选材	106
§ 2-4 变工况	44	六、冷却管防腐保护措施的基本原理	109
一、概述	44	七、冷却管技术条件	111
二、变工况因素分析	45	§ 4-2 大型电站凝汽器的常用冷却管	112
三、变工况核算的方法和实例	46	一、品种牌号及基本性能	112
§ 2-5 冷却水阻	54		

二、磨损腐蚀和 APF 管	115	除氧	188
三、污染海水腐蚀和 AP 青铜管	120	三、凝汽器内凝结水除氧的特点	189
四、沉积腐蚀与生物腐蚀和钛管	122	§ 6-2 凝汽器除氧能力的研究	190
五、常见防腐保护措施及其选用	131	§ 6-3 凝汽器除氧热井的结构型式	192
六、国外冷却管标准主要技术内容比较	131	§ 6-4 凝汽器除氧试验研究	197
§ 4-3 钛冷却管在大型电站凝汽器中 的应用	131	§ 6-5 凝汽器除氧的设计原则	199
一、采用钛冷却管的优越性	131	第七章 附加流体排入凝汽器的研究 与设计	200
二、钛冷却管应用中的主要问题	133	§ 7-1 概述	200
三、国外电站凝汽器钛冷却管应用概况	138	一、运行经验	200
四、国内电站凝汽器钛冷却管应用概况	141	二、美国电力研究所的研究报告	201
§ 4-4 管板腐蚀与选材	143	三、处理附加流体排入问题的主要原则	201
§ 4-5 冷却管与管板的胀接	144	四、排入附加流体的状态、参数、能级 和排入方式	202
一、胀接的机理和方法	144	五、附加流体排入凝汽器的位置	203
二、胀紧程度的评定	146	六、排入附加流体的流量及温度的控制	204
三、影响胀接质量因素的分析	148	§ 7-2 附加流体在排入集管节流孔上的 均匀分配	204
§ 4-6 冷却管与管板的封焊	152	一、冷水	205
一、封焊的应用	152	二、饱和水或过热水	208
二、钛冷却管封焊试验研究主要结果	152	三、蒸汽	208
三、钛冷却管封焊施工技术要求	157	四、汽水混合物	208
§ 4-7 胀接和封焊及管板型式的选用	159	§ 7-3 附加流体从集管节流孔排出后的 安全扩散	210
一、凝汽器水密性要求	159	一、关于能级限制的基本概念及 经验数据	210
二、关于胀接和封焊及管板型式的评述	159	二、冷水的扩散	212
三、全钛凝汽器冷却管与管板的连接 形式及管板型式的选择	163	三、饱和水或过热水的扩散	212
四、无泄漏凝汽器的设计制造	164	四、蒸汽的扩散	215
第五章 多压凝汽器	165	五、汽水混合物的扩散	216
§ 5-1 多压凝汽器的原理和选用	165	§ 7-4 附加流体排入凝汽器的设计导则 和实例	216
一、工作原理	166	一、冷水	216
二、经济效益分析	167	二、饱和水或过热水	221
三、多压凝汽器的选用	169	三、闪蒸汽水混合物	226
§ 5-2 多压凝汽器的布置和结构特点	171	四、饱和蒸汽或过熟蒸汽	228
一、多压凝汽器的布置	171	§ 7-5 旁路蒸汽排入装置	238
二、隔压密封措施	174	一、旁路蒸汽排放系统	238
三、凝结水的输送和回热	176	二、旁路蒸汽排入装置的典型结构及 试验研究	240
四、抽气设备和真空破坏阀的布置	176	三、旁路蒸汽排入装置设计计算实例	245
§ 5-3 多压凝汽器的热力计算	177	§ 7-6 凝汽器喉部内附件的布置及流动	
§ 5-4 国外多压凝汽器的应用	183		
第六章 凝汽器除氧	188		
§ 6-1 凝结水除氧的任务和原理	188		
一、电站热力系统中凝结水除氧的任务	188		
二、凝结水除氧的基本原理——热力			

特性研究.....246	§ 9-1 概述.....317
一、概述.....246	一、热力性能试验的内容、目的和任务...317
二、喉部流动特性试验研究原理.....247	二、热力性能试验的测试计算原则.....317
三、喉部流动特性试验研究的结果及其 应用.....248	三、热力性能试验注意事项.....318
第八章 大型凝汽器主要零 部件结构	§ 9-2 压力测量.....319
强度.....255	一、凝汽器压力(真空度)测量的原理 和要求.....319
§ 8-1 概述.....255	二、凝汽器压力(真空度)的测量仪表 和读数修正.....321
§ 8-2 冷却管.....256	三、凝汽器其它压力的测量.....325
§ 8-3 管板.....257	§ 9-3 温度测量.....325
§ 8-4 支承隔板.....259	§ 9-4 流量测量.....330
§ 8-5 冷却管振动.....260	§ 9-5 特殊参数测量.....332
一、前言.....260	一、管束热负荷分布的测量.....332
二、美国传热学会(HEI)标准关于预防 汽流激振的经验公式.....262	二、凝汽器蒸汽侧压损的测量.....335
三、预防汽流激振的其他经验公式.....264	三、冷却管壁温的测量.....335
四、预防汽流激振各种经验公式的应用 实例和比较.....265	第十章 凝汽器的组装与运行.....338
五、冷却管振动试验研究.....268	§ 10-1 凝汽器运输组合方式.....338
§ 8-6 冷却管热应力和壳体膨胀节.....276	§ 10-2 大件运输组合法及板件运输组 合法.....339
一、冷却管热应力的近似计算.....276	§ 10-3 大型凝汽器安装.....342
二、不同运行条件下冷却管热应力的 变化和分布.....277	§ 10-4 抽气设备概论.....345
三、冷却管热应力的危害性和壳体 膨胀节.....279	一、射汽抽气器.....345
§ 8-7 壳体.....280	二、射水抽气器.....347
一、作用、组成和形状.....280	三、机械离心式真空泵.....351
二、结构和材料.....283	§ 10-5 汽轮机组真空系统的气密性.....352
三、壁厚计算.....284	一、气密性的重要意义.....352
§ 8-8 水室.....284	二、气密性评定.....353
一、形状.....284	三、真空系统漏气点的查找.....355
二、水室流动特性试验研究.....285	§ 10-6 凝汽器热力性能的运行监督.....357
三、材料与典型结构.....288	一、概述.....357
四、壁厚计算.....288	二、凝汽器真空度下降原因的综合分析...357
五、水室衬胶.....289	三、凝结水的过冷度和含氧量.....358
§ 8-9 法兰螺栓连接和焊接连接.....291	四、电子计算机在凝汽器热力性能监督 中的应用.....359
§ 8-10 大型凝汽器的连接和固定.....293	§ 10-7 凝汽器水密性的检验和泄漏处的 查找.....366
附录 1 管板强度设计.....301	§ 10-8 凝汽器的脏污及其清理方法.....369
附录 2 管板受力分析和利用梁一条法的 管板强度计算.....308	一、机械脏污.....369
附录 3 凝汽器焊接.....312	二、生物类脏污.....370
第九章 凝汽器热力性能试验.....317	三、盐类脏污.....372
	§ 10-9 凝汽器的反冲洗.....374

§ 10-10 凝汽器的胶球清洗.....	376	四、提高胶球回收率的措施	383
一、胶球清洗的基本原理	376	五、胶球清洗装置运行注意事项	384
二、胶球清洗装置的系统及其主要设备	376	六、胶球清洗的经济效果	385
三、冷却水二次滤网	382	参考文献	386

第一章 概 论

§ 1-1 凝汽设备的任务及组成

在现代大型电站凝汽式汽轮机组的热力循环中，凝汽设备起着冷源的作用，其主要任务是将汽轮机排汽凝结成水并在汽轮机排汽口建立与维持一定的真空度。

凝汽设备包括凝汽器、冷却水泵、凝结水泵及抽气器（图1-1），其中凝汽器是最主要的组成部分。经由冷却水泵抽来的具有一定压力的冷却水，流过凝汽器的冷却水管（以下简称冷却管），把蒸汽凝结成水时放出的热量带走，而凝结水从凝汽器底部通过凝结水泵抽出，送往锅炉或蒸汽发生器继续使用。

汽轮机排汽在凝汽器内的凝结过程基本上是等压过程，其绝对压力值取决于蒸汽凝结时的饱和温度，此温度决定于冷却水温度（大致在 $0\sim 30^{\circ}\text{C}$ 范围）以及冷却水与蒸汽之间的传热温差（一般约为 $10\sim 20^{\circ}\text{C}$ ）。考虑到大气压力下蒸汽的饱和温度为 100°C ，因此凝汽器是在远低于大气压力下即较高真空条件下工作的。

既然凝汽器要在真空条件下工作，所以必须利用抽气器在凝汽器开始工作时将其壳侧空气抽出以建立真空，并且将凝汽器工作过程中从真空系统不严密处漏入的空气以及夹带在汽轮机排汽中的空气不断地抽出，以维持真空。

根据汽轮机工作原理，凝汽器的真空度对汽轮机装置的效率、功率有重大影响。然而必须指出：不能根据蒸汽凝结后比容急剧减小的现象，就认为仅仅是由凝汽器建立与维持真空度，因而一旦真空度未达到要求便只从凝汽器上找原因。实际上，凝汽设备的其它三项设备（抽气器，冷却水泵，凝结水泵）的选型、设计是否正确，与凝汽器的匹配是否合理，工作状况是否正常等，都对凝汽器的真空度有很大影响。另一方面，也不能把凝汽器真空度的建立与维持看成仅仅是抽气器的事，因为确定抽气器工作效果的重要条件之一就是凝汽器抽出来的汽气混合物的参数（诸如混合物的流量、组成比例、温度等），而这些参数主要取决

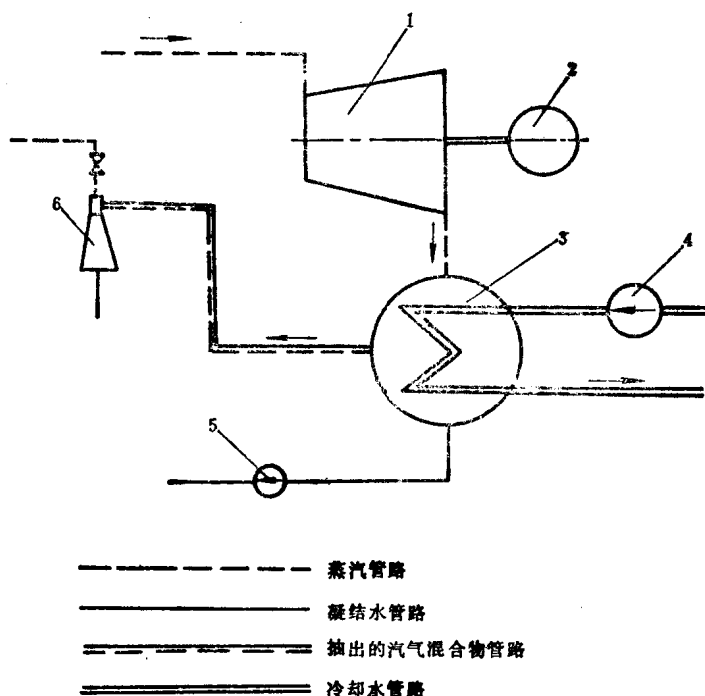


图 1-1 凝汽设备原理系统图

1—汽轮机 2—发电机 3—凝汽器 4—冷却水泵
5—凝结水泵 6—抽气器

于凝汽器本身的工作状况。总之，凝汽设备各组成部分的工作特性和工作效果是相互影响、相互制约的。

综上所述，凝汽器的任务可以完整地归结为：

- 不断地将汽轮机排汽凝结成水；
- 不断地将纯净的凝结水抽出作为给水继续使用；
- 不断地将排汽凝结时放出的热量带走；
- 不断地将聚集在凝汽器内的空气抽出；
- 在汽轮机排汽口建立与维持一定的真空度。

应当指出，在凝汽设备所包含的四项设备中，从设备所起的作用、设备的尺寸重量及布置、设备的建造费用等各方面看，凝汽器是最主要的，因而凝汽器是整个汽轮机组的重要设备之一。

从传热学角度看，凝汽器是一种固定管板管壳式直管换热器。从压力容器角度看，凝汽器的管侧（或称冷却水侧，包括冷却管、管板、水室等）属低级压力容器，壳侧（或称汽侧）属真空容器。因此，凝汽器的设计制造可参照换热器和压力容器的参考资料以及有关标准和规定。

由于凝汽器，特别是大型电站凝汽器的尺寸重量特别大（例如与火电站300MW汽轮机配套的凝汽器的干重达300多吨），发生在凝汽器壳侧的流体动力现象、凝结换热现象十分复杂，加之由于近来新型动力设备（直流锅炉、核电汽轮机等）的出现以及冷却水源的限制和冷却水的污染，因此大型凝汽器同一般换热器、压力容器相比，在设计、制造、安装、运行等方面都有自己的特点和特殊规律。本书旨在充分论述这些特殊性问题。

§ 1-2 凝汽器压力（真空度）

一般真空容器设备的真空度，是根据该设备为实现某种工艺过程所必需的工作条件而确定的。然而在汽轮机排汽口建立与维持一定的真空度，却是凝汽器乃至凝汽设备本身的主要任务。凝汽器压力（真空度）是表征凝汽器工作特性的主要指标。

一、凝汽器压力的确定

通常泛指凝汽器压力是凝汽器壳侧蒸汽凝结温度对应的饱和压力。但是实际上凝汽器壳侧各处压力并不相等。我国“凝汽器性能试验规程”〔1〕规定：所谓凝汽器压力，是指凝汽器入口截面上的蒸汽绝对压力（静压），用 P'_s (Pa) 表示；所谓凝汽器计算压力，是指离凝汽器管束第一排冷却管约300mm处的蒸汽绝对压力（静压），用 P_s (Pa) 表示（图1-2）。对汽轮机而言，感兴趣的是汽轮机背压，即 P'_s ，但从凝汽器角度，

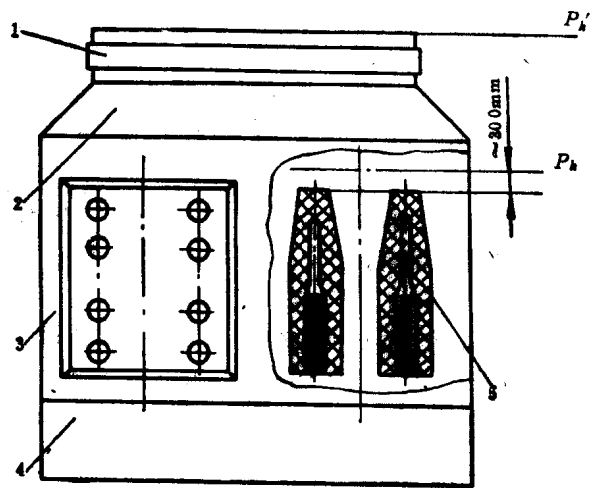


图1-2 凝汽器压力的定义

1—喉部直段 2—喉部斜段 3—壳体 4—热井 5—管束

关心的却是 P_k 。显然, P_i 与 P_k 之差 ΔP_i 决定于凝汽器喉部的阻力和扩压情况。现代大型凝汽器喉部内装设抽汽管道、低压加热器 (简称低加)、蒸汽导流元件等, 该阻力不容忽视。本书后面的叙述一律采用凝汽器计算压力 P_k , 并简称为凝汽器压力。

假定流过凝汽器的冷却水流量无限大, 即冷却水在没有温升的情况下带走热量, 同时假定凝汽器的冷却面积也无限大, 即在蒸汽与冷却水之间没有温差的条件下传热, 还假定可不考虑凝汽器漏入空气的影响, 则蒸汽的凝结温度 t_s ($^{\circ}\text{C}$) 等于冷却水进口温度 t_1 ($^{\circ}\text{C}$), 即

$$t_s = t_1 \quad (1-1)$$

如果认为冷却水流量是有限的, 即冷却水经过凝汽器后, 其温度从 t_1 升高到 t_2 ($^{\circ}\text{C}$), 而其余条件同上所述, 则 t_s 表示为

$$t_s = t_1 + \Delta t_{2-1} \quad (1-2)$$

式中 $\Delta t_{2-1} = t_2 - t_1$ ($^{\circ}\text{C}$) 称为冷却水温升。

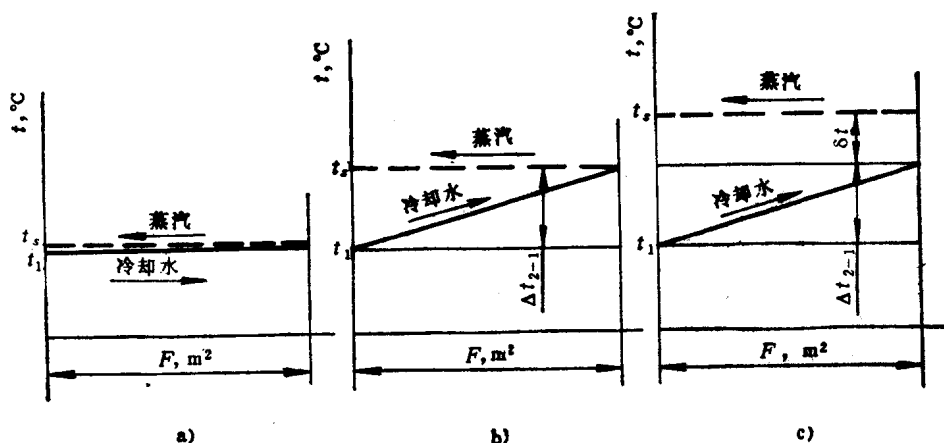


图1-3 蒸汽与冷却水温度随冷却面积的变化

a) 相应于式(1-1) b) 相应于式(1-2) c) 相应于式(1-3)

实际上不仅冷却水流量总是有限的, 凝汽器的冷却面积也总是有限的。在这种情况下, 假定仍不考虑凝汽器漏入空气的影响, 则 t_s 表示为

$$t_s = t_1 + \Delta t_{2-1} + \delta t \quad (1-3)$$

式中 $\delta t = t_s - t_2$ ($^{\circ}\text{C}$) 称为凝汽器的传热端差。

根据以上所述, 图 1-3 示出蒸汽与冷却水的温度随凝汽器冷却面积的变化, 图中把蒸汽与冷却水的流动看成是逆流的。

根据蒸汽凝结温度 t_s 查出其相应的饱和压力 即为凝汽器压力 P_k 。

二、凝汽器压力的量度

大型凝汽器的压力采用水银真空计测量, 测点应布置在离管束第一排冷却水管约300mm处 (详见 § 9-2), 如图1-4所示, 其中 H (读数为 mmHg \ominus) 称为凝汽器真空度。

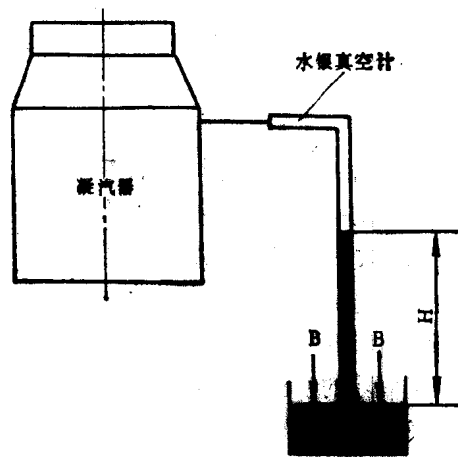


图1-4 凝汽器压力的测量

\ominus 1 mmHg = 133.3 Pa, 以下同

凝汽器压力 P_k (mmHg)为

$$P_k = B - H \quad (1-4)$$

式中 B ——气压计所示水银柱高度, 读数为mmHg;

H ——真空计所示水银柱高度, mmHg。

凝汽器压力 P_k (Pa)一般应表示为

$$P_k = 133.3 (B - H) \quad (1-5)$$

凝汽器的真空度通常用百分数表示为

$$V = \frac{H}{B} \times 100 \quad (1-6)$$

P_k 与 V 的换算关系如下:

$$P_k = B \left(1 - \frac{V}{100} \right) \quad (1-7)$$

或一般表示为

$$P_k = 133.3 B \left(1 - \frac{V}{100} \right) \quad (1-8)$$

上列计算公式中的 B 和 H 均为实际温度条件下的测量值, 没有考虑折算到标准温度 0°C 下的值, 这在工程计算中是容许的。

三、漏气量及其对凝汽器压力的影响

凝汽器内的空气主要是从处于真空条件下的凝汽器、汽轮机的排汽缸以及低压给水加热系统等结构不严密处漏入的。漏气量主要取决于凝汽器等设备的尺寸大小、结构、制造工艺、安装质量和运行情况。真空系统的漏气量难于精确计算, 只能在设计阶段利用经验公式估算, 而在产品实际运行时通过测试进行核查。

大型凝汽器容许的漏气量 G_a (g/s)可按下式〔2〕估算:

$$G_a = \frac{D_k}{25} + 2 \quad (1-9)$$

式中 D_k ——汽轮机排入凝汽器的蒸汽量, kg/s。亦可用下式〔3〕估计真空系统的气密性:

$$G_a = K_1 \left(\frac{D_k}{100} + 1 \right) \quad (1-10)$$

式中 G_a ——抽气器抽除的空气量, kg/h;

D_k ——汽轮机排入凝汽器的蒸汽量, t/h;

K_1 ——气密性系数, 当 K_1 分别为1.0, 2.0和3.5时, 气密性分别定为优、良和中等。

试算结果表明, 对于大型凝汽器, 当 K_1 等于4.5时, 式(1-10)计算结果才与式(1-9)计算结果相近。因此, 从偏于安全角度考虑, 在研究漏气量对凝汽器的影响或是在确定抽气器应抽除的空气量时, 建议采用式(1-9), 式(1-10)适用于判别实际运行条件下真空系统的气密性。

显然, 由于空气漏入凝汽器, 凝汽器压力 P_k 应是汽气混合物的总压力, 即

$$P_k = P_s + P_a \quad (1-11)$$

式中 P_s ——蒸汽分压力, kPa;

P_a ——空气分压力, kPa。

若已知 P_k 以及空气相对含量 $\varepsilon = \frac{G_a}{D_k}$ (注意这里的 G_a 及 D_k 应取同一单位), 并假定汽轮机的排汽为干饱和蒸汽, 则可近似地根据理想气体方程式推知:

$$P_s = \frac{P_k}{1 + 0.622 \varepsilon} \quad (1-12)$$

$$P_a = \frac{0.622 \varepsilon P_k}{1 + 0.622 \varepsilon} \quad (1-13)$$

实际上蒸汽在凝汽器内开始凝结时, 空气分压力 P_a 甚微, 完全可以忽略不计。例如某大型凝汽器 $P_k = 0.0049 \text{ MPa}$, $D_k = 153 \text{ kg/s}$, 按式(1-9)估算 $G_a = 8.12 \text{ g/s}$, 则 $\varepsilon = \frac{8.12}{153 \times 10} = 5.3 \times 10^{-5}$, 由此得

$$P_s = \frac{0.0049}{1 + 0.622 \times 5.3 \times 10^{-5}} = 0.0048998 \text{ MPa}$$

甚至当蒸汽已凝结掉99%时, P_k 仍近似等于 P_s , 因为此时 $\varepsilon = \frac{8.12}{153 \times 10^3 \times (1 - 0.99)} = 5.3 \times 10^{-3}$, 由此得

$$P_s = \frac{0.0049}{1 + 0.622 \times 5.3 \times 10^{-3}} = 0.0048839 \text{ MPa}$$

可见, 在凝汽器内蒸汽开始凝结以及以后继续凝结的相当一大部分凝结区里, 可以认为 $P_k = P_s$, 也就是说, 凝汽器压力 P_k 完全可以根据排汽温度 t_s 来确定。当然, 就凝汽器凝结区末尾的极小一部分而言, 例如当蒸汽已凝结掉99.9%和99.99%时, 蒸汽分压力 P_k 将相应分别降低至0.0047436 MPa和0.0036852 MPa, 此时空气分压力 P_a 已占 P_k 中相当可观的份额, 再也不能认为 P_k 等于 P_s 了。

凝汽器压力 P_k 相应的饱和温度 t_s 与凝汽器热井内凝结水温度 t_c ($^{\circ}\text{C}$) 之差称为凝结水过冷度 $\Delta t_{c,s}$, 即

$$\Delta t_{c,s} = t_s - t_c \quad (1-14)$$

为分析空气漏入凝汽器对凝结水过冷度的影响, 特将上列计算结果以及各凝结阶段开始时凝结水的过冷度列于表1-1。

由表1-1可知, 一直到蒸汽已凝结99%时, 空气漏入对凝结水过冷度的影响仍然极小。此后蒸汽继续凝结时, 过冷度逐渐增加, 当蒸汽已凝结99.99%时, 过冷度已相当大。但是由于末尾这部分凝结蒸汽量已很少, 所以对全部凝结水平均过冷度不会有多大影响。由此可见, 空气漏入凝汽器不是使凝结水产生过冷度的主要因素。

四、凝汽器壳侧阻力

以上基于凝汽器压力 P_k 从排汽进口至出口保持不变的假定, 讨论了空气漏入凝汽器对蒸汽分压力 P_k 和空气分压力 P_a 的影响以及对凝结水过冷度的影响。实际上在凝汽器壳侧, 凝汽器压力将从进口处的 P_k 降低至出口处的 P_k' , 其差值

$$\Delta P_k' = P_k - P_k' \quad (1-15)$$

称为凝汽器壳侧阻力, 或称凝汽器蒸汽阻力。

表1-1 空气漏入对过冷度的影响

给定条件: $P_k = 0.0049 \text{ MPa}$, $\epsilon = 5.3 \times 10^{-5}$ (开始凝结时)

凝结阶段	汽气混合物压力 P_k , MPa	蒸汽分压力 MPa		相应于蒸汽分压力的 饱和温度 °C		凝结水温度 t_c , °C	过冷度 $\Delta t_{s-c} = t_s - t_c$, °C
		P_s		t_s			
开始凝结	0.0049	P_s	0.0048998	t_s	32.55	32.55	0
已凝结99%	0.0049	P_s	0.0048839	t_s	32.50	32.50	0.05
已凝结99.9%	0.0049		0.0047436		31.95	31.95	0.60
已凝结99.99%	0.0049		0.0036852		27.60	27.60	4.95

$\Delta P_k''$ 与排汽流过凝汽器管束时的流速密切相关。对于具有上万根乃至几万根冷却管的大型凝汽器管束说来, 该流速的变化情况无疑非常复杂。因此, 无法通过分析计算精确地确定 $\Delta P_k''$, 只能根据同型凝汽器试验资料或运行经验进行估算。参考文献[4]推荐按下式估算凝汽器壳侧阻力:

$$\Delta P_k'' = 1.6 \times 10^{-2} \left(\frac{D_k \sqrt{v_s}}{L d_1 \sqrt{N}} \right)^{2.5} \quad (1-16)$$

式中 D_k ——进入凝汽器的蒸汽量, kg/h;
 v_s ——进入凝汽器的蒸汽比容, m^3/kg ;
 L ——冷却管有效长度, m;
 d_1 ——冷却管外径, mm;
 N ——凝汽器冷却管数, 根。

假设某凝汽器的 $D_k = 550800 \text{ kg/h}$, $v_s = 28.73 \text{ m}^3/\text{kg}$, $L = 10.35 \text{ m}$, $d_1 = 25 \text{ mm}$, $N = 17328$ 根, 代入式 (1-16) 得 $\Delta P_k'' = 1.12 \text{ kPa}$ 。实际上现代大型凝汽器壳侧阻力只有 $0.3 \sim 0.4 \text{ kPa}$ 。因此, 按式 (1-16) 估算的凝汽器特别是大型凝汽器的壳侧阻力是偏高的, 应把它看作是最高限值。

如同空气漏入凝汽器一样, 凝汽器壳侧阻力也将导致凝结水过冷。在上例计算中, 该凝汽器壳侧阻力 $\Delta P_k'' = 1.12 \text{ kPa} = 0.00112 \text{ MPa}$, 这表明汽气混合物从进口处的 $P_k = 0.0049 \text{ MPa}$ 降低到出口处的 $P_k' = 0.0049 - 0.00112 = 0.00378 \text{ MPa}$ 。假定不考虑漏入空气的影响, 则 $P_k' = 0.00378 \text{ MPa}$ 相应的蒸汽饱和温度为 28.0°C , 凝结水过冷度达 $32.55 - 28.0 = 4.55^\circ\text{C}$ 。问题在于, 壳侧阻力主要发生在汽流速度较高的管束进口处以及随后的区域里, 就是说主要发生在蒸汽大量凝结区。因此壳侧阻力对凝结水过冷度的影响远比空气漏入的影响大, 壳侧阻力是使凝结水过冷的主要因素。

空气漏入和壳侧阻力, 是使凝汽器在热力计算、管束布置、结构设计等方面产生一系列特点的根本原因, 是决定其运行性能的重要因素, 以上仅仅从确定凝汽器压力及凝结水过冷度的角度简单地讨论了这两个因素, 详细内容将在后面几章阐述。

§ 1-3 凝汽器分类

就蒸汽动力装置的广泛意义而言,作为凝结蒸汽、回收凝结水、建立与维持一定真空度的凝汽器,可按其配置对象分为蒸汽机凝汽器和汽轮机凝汽器,主凝汽器(配置于主机)和辅凝汽器(配置于辅机),固定式(电站)凝汽器和运输式(船舶、机车)凝汽器;按电站汽轮机功率大小的概念,可相应地分为大型、中型、小型凝汽器;按蒸汽凝结的方式,可分为混合式凝汽器和表面式凝汽器。

电站凝汽器仅限于采用表面式凝汽器,其中冷却介质与蒸汽被冷却表面隔开,互不接触,以保证得到适用于锅炉或蒸汽发生器给水的洁净的凝结水。用空气做冷却介质的凝汽器专门称之为空气凝汽器,它适用于缺乏冷却水源的中、小型电站,本书限于论述用水做冷却介质的表面式凝汽器。

有些旧式中、小型凝汽器,其中全部蒸汽都流经管束凝结成水,然后流向凝汽器底部,

表1-2 大型凝汽器分类

分类依据	类别		定义	注
与汽轮机排布位置的关系	1	下向布置	布置在低压缸下面	①
	2	侧向布置	布置在低压缸侧面	
	3	整体布置	与低压缸做成整体	
与汽轮机轴线的关系	1	横向布置	冷却管中心线与汽轮机轴线垂直	②
	2	纵向布置	冷却管中心线与汽轮机轴线平行	
冷却水供水方式	1	直流供水	冷却水一次性使用	③
	2	循环供水	冷却水循环使用	
冷却水进水方式	1	单一制(单道制)	在同一壳体内冷却水通过单根进水管进入一个水室	④
	2	对分制(双道制)	在同一壳体内冷却水通过两根进水管进入带分隔板的一个水室或两个独立的水室	
冷却水流程数	1	单流程	冷却水在管内只流过一个单程就排出	详见 § 2-3
	2	双流程	冷却水在管内流过一个往返才排出	
凝汽器壳体数	1	单壳	采用单个壳体	详见 § 5-2
	2	多壳	采用多个壳体	
凝汽器压力数	1	单压	按单一压力(真空度)设计	详见 § 5-1
	2	多压	按多种压力(真空度)设计	

- ① 世界上绝大多数电站采用下向布置凝汽器。侧向布置凝汽器能节省空间,降低机房高度,整体布置凝汽器可提高汽轮机组的经济性。但是这两种凝汽器的运行维修都不方便,英国、苏联积累了这两种凝汽器的一些设计、运行经验。我国大型电站凝汽器一律采取下向布置形式。
- ② 电站凝汽器采取横向布置还是纵向布置,很大程度上取决于电站汽轮机房设备布置的条件,没有明确的限制条件和优劣之分,实际上两种布置形式都采用。
- ③ 冷却水供水方式完全取决于电站所在地区的水源情况,这也是电站建造可行性论证的一项重要内容。
- ④ 大型电站多数采用对分制凝汽器。随着电站特别是核电站汽轮机单机功率的增长,凝汽器冷却水进水方式已不限于对分制了,出现了在同一壳体内冷却水通过3~6根进水管进入相应的3~6个水室去的凝汽器,分别称为三道~六道制凝汽器。

凝结水没有得到加热作用，过冷度较大，称之为非回热式凝汽器。若有部分蒸汽不流经管束而直接流向凝汽器热井去加热凝结水，减小乃至消除凝结水过冷度，则称之为回热式凝汽器。现代大型电站凝汽器均取这种型式。

综上所述，大型电站凝汽器是一种以水做冷却介质的表面式、回热式凝汽器。大型电站凝汽器还可按其布置、冷却水供水进水方式、总体构造型式等分类如表1-2所列。

此外，结合后面章节的叙述可知，大型凝汽器还能进一步分类：按冷却管排列方式分错列排列、顺列排列、辐向排列凝汽器；按冷却管束类型分带状管束、外围带状管束、教堂窗管束和岛状管束凝汽器；按管束中汽流方向分蒸汽下流式、蒸汽侧流式、汽流向心式及多区域汽流向心式凝汽器（详见第三章）。此外，还可按冷却管材料分铜合金管、铜镍合金管、不锈钢管及钛管凝汽器；按管板结构分普通单管板、带充水密封腔室的单管板及双管板凝汽器（详见第七章）。

§ 1-4 大型凝汽器总体构造

一、国产大型机组凝汽器

图 1-5 及图 1-6 示出哈尔滨汽轮机厂设计制造的 N-6815-1 型及 N-11220-1 型凝汽器的

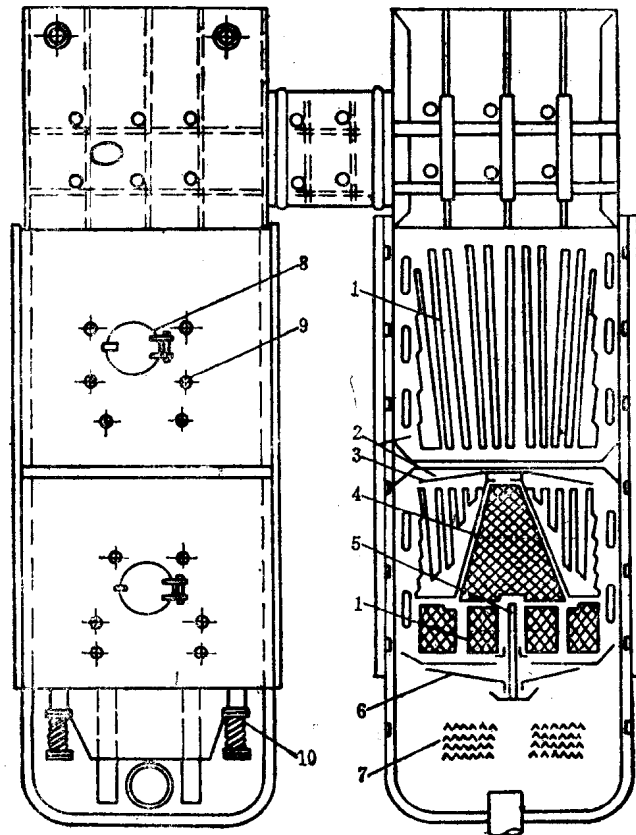


图1-5 N-6815-1型凝汽器构造

- 1—主管束 2—支撑隔板 3—挡水板 4—空气冷却区 5—抽气集管 6—淋水盘
7—溅水角钢 8—水室人孔盖 9—加强条固定螺栓 10—弹簧支承

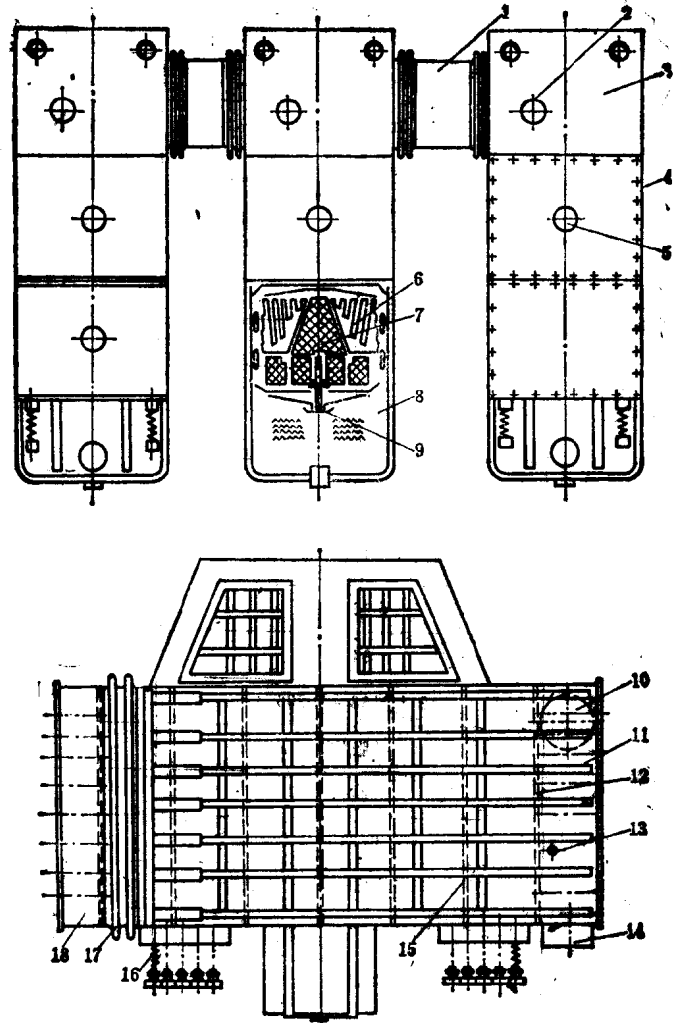


图1-6 N-11220-1型凝汽器构造

- 1—蒸汽连通管 2—喉部人孔盖 3—喉部 4—壳体 5—水室人孔盖 6—主管束
7—空气冷却区 8—热井 9—除氧装置 10—出水接管 11—进出口水室 12—管
板 13—抽气口 14—进水接管 15—支撑隔板 16—弹簧支承
17—波形膨胀节 18—折回水室

总体构造。表 1-3 列出了这两型凝汽器的主要设计特性。

N-6815-1 型凝汽器 (图 1-5) 主要由两个相同的矩形壳体以及各自的水室构成, 壳体之间用通流面积为 4.44m^2 的带膨胀节的连通管相连接, 以适应汽轮机带负荷清洗凝汽器的需要并保证两个壳体工况一致。壳体、管板、水室为全焊接结构。主管束属外圈带状型式, 其冷却管呈辐向排列, 空气冷却区的冷却管为三角形排列。空气集管布置在管束下部, 从进出口水室引出。热井内设有淋水盘式除氧装置。

N-11220-1 型凝汽器 (图 1-6) 的构造与 N-6815-1 型凝汽器基本相同。三个矩形壳体的相邻两个壳体之间用两根通流面积各为 2.65m^2 的连通管连接。管束设有五块支撑隔板, 每块隔板管孔中心相对于端管板的管孔中心依次抬高 3mm 、 5mm 及 7mm , 因此安装后的冷