



电力科技专著出版资金资助项目

电站凝汽器热力性能 数值仿真及其应用

汪国山 著



中国电力出版社

www.cepp.com.cn



电站凝汽器热力性能 数值仿真及其应用

汪国山 著

电力科技专著出版资金资助项目



中国电力出版社
www.cepp.com.cn

内 容 提 要

全书共分8章,第1章简述凝汽器的任务,介绍凝汽器的常规工程设计方法;第2章全面介绍凝汽器性能的数值模拟方法,包括物理模型、数学方程组以及数学方程组的离散化和求解方法;第3章利用两台实验凝汽器和两台电站凝汽器的运行数据对凝汽器性能数值模拟方法进行考核,并讨论了部分因素对数值模拟结果的影响;第4章介绍了对国内外的一些不同类型凝汽器管束型式的数值模拟结果;第5章分析了凝汽器壳水侧空间的布置对凝汽器性能的影响;第6章对凝汽器管侧或壳侧工作条件的变化导致凝汽器的工况性能的改变进行了数值模拟;第7章提供了四台国内电站凝汽器的技术改造案例,它们具有一定的代表意义和参考价值;第8章是笔者多年来对凝汽器性能研究工作的一些感悟。附录简要介绍了凝汽器热力性能仿真软件。

本书可供从事凝汽器设计、运行管理和热力试验工作的生产、技术人员阅读和参考,也可供大专院校有关专业师生参考。

图书在版编目(CIP)数据

电站凝汽器热力性能数值仿真及其应用/汪国山著.

北京:中国电力出版社,2009

ISBN 978-7-5083-9505-0

I. 电… II. 汪… III. 发电厂-蒸汽冷凝器-热能-计算机仿真 IV. TK264.1

中国版本图书馆CIP数据核字(2009)第179497号

中国电力出版社出版、发行

(北京三里河路6号 100044 <http://www.cepp.com.cn>)

北京市同江印刷厂印刷

各地新华书店经售

*

2010年2月第一版 2010年2月北京第一次印刷

787毫米×1092毫米 16开本 8.75印张 210千字

印数 0001—3000册 定价 20.00元

敬告读者

本书封面贴有防伪标签,加热后中心图案消失
本书如有印装质量问题,我社发行部负责退换

版 权 专 有 翻 印 必 究



前言

电站凝汽器热力性能数值仿真及其应用

凝汽器是凝汽式汽轮机的主要辅助设备，其热力性能对汽轮机装置运行的经济性和安全可靠都具有重大的影响。随着汽轮机单机容量的不断提高，凝汽器的尺寸和质量越来越大，而且伴随着直流锅炉和核动力装置在电力工业中的应用和发展，对与之配套的电站凝汽器的性能提出了更高的要求。近 30 多年来，世界各国动力设备的研究与生产部门，广泛而深入地开展了对凝汽器的研究工作，并取得了许多成果，将凝汽器的设计制造水平提高了一大步。电站凝汽器工程技术的核心在于管束设计和布置，优化的管束结构和布置将使凝汽器具有优良的热力性能，从而大大提高汽轮发电机组的经济性和安全可靠。

从 1992 年起，笔者开始从事凝汽器热力性能数值模拟方面的研究工作，当时国内的电站凝汽器设计与制造单位基本上还处于测绘和仿制国外凝汽器的阶段，凝汽器的管束设计和壳侧空间布置在相当大的程度上是凭经验进行的。多年来，笔者从加强工程适用性和改进计算精度等方面坚持推进凝汽器性能数值模拟的研究工作，并取得突破性进展。其间，笔者与自己当年研究生时期的导师俞茂铮教授和姚秀平教授一起，将各个阶段的凝汽器性能模拟研究成果在国内企业推广应用，从而使国内凝汽器工程设计人员逐步摆脱了基本依靠经验设计的状况，显著提高了凝汽器的设计技术水平，取得了巨大的经济和社会效益。将凝汽器热力性能仿真技术应用于凝汽器的工程设计，有助于国内凝汽器制造企业消化和吸收从国外引进的凝汽器技术，还可以对现有凝汽器产品进行技术改造，为凝汽器新产品的研制提供依据。

同一时期，国内各电站凝汽器设计生产厂家纷纷通过引进国外的大型电站凝汽器设计、制造和安装技术来提升自身的产品等级，其产品和技术来源包括 Foster Wheeler、Senior、TEI、KWU、B-D、ABB、Alstom，以及日立、东芝等公司，从而实现了国内凝汽器产品的更新换代。

与汽轮机本体相比，作为给其配套的凝汽器，长期以来没有得到人们应有的重视。目前，国内企业在凝汽器领域的科研与技术力量依然薄弱，与国外在凝汽器领域投入的研究资源和取得的成果相比，差距仍甚。为了促进我国电站凝汽器设备的技术进步，笔者谨尽自己绵薄之力，将自己在上海交通大学工作期间关于凝汽器性能数值模拟方面的多年研究成果编纂成稿，与国内同行共享，旨在对国内凝汽器工程设计和技术进步有所裨益。

由于笔者水平以及时间上的原因，书中可能会存在不妥或错误之处，敬请智者勘误指正。在此，对此书有过帮益的湖南省电力试验研究院的朱晓星先生表示衷心感谢！



目录

电站凝汽器热力性能数值仿真及其应用



前言

1 凝汽器作用和工程设计方法	1
1.1 凝汽器作用和性能要求	1
1.2 凝汽器管束布置基本原则	7
1.3 凝汽器工程热力计算	9
2 数值模拟方法	13
2.1 数值模拟方法发展历程	13
2.2 多孔介质物理模型	15
2.3 主要简化和假设	16
2.4 控制方程组和补充关系式	18
2.5 边界条件	21
2.6 微分方程离散化和求解过程	21
3 数值方法考核	27
3.1 数值模型考核	27
3.2 影响计算结果因素讨论	43
4 各种类型管束热力特性	50
4.1 带状管束	50
4.2 卵形管束	58
4.3 教堂窗型管束	66
4.4 山谷型管束	71
4.5 小型凝汽器管束	81
4.6 管束内部蒸汽通道	86
5 凝汽器壳水侧空间结构布置	90
5.1 主蒸汽通道设置	90
5.2 双流程凝汽器的冷却水流道布置	91
5.3 热负荷轴向分布	93
5.4 凝汽器喉部结构影响	97
5.5 凝汽器特性全三维数值模拟	100

6	凝汽器变工况运行特性	104
6.1	壳侧条件的影响	104
6.2	管侧条件的影响	105
6.3	半负荷运行方式影响	106
7	凝汽器改造	111
7.1	国产 N200 电站凝汽器	112
7.2	引进型 N300 电站凝汽器	116
7.3	宝钢 N350 电站凝汽器	120
7.4	国产 N-560- I 型凝汽器	123
8	结束语	125
附录	电站凝汽器热力性能仿真软件简介	127
参考文献	130

1 凝汽器作用和工程设计方法

1.1 凝汽器作用和性能要求

电站凝汽器是指为汽轮机配套的、蒸汽在水平冷却管管外凝结放热、冷却水在管内流动吸热的表面式凝汽器。

凝汽设备是凝汽式汽轮机装置的一个重要组成部分，其工作的好坏直接影响汽轮发电机组运行的热经济性和可靠性。凝汽设备一般由凝汽器、循环水泵、抽气器（或真空泵）和凝结水泵等设备以及它们之间的连接管道和附件组成，它们共同组成了蒸汽动力装置的“冷端”。

1.1.1 凝汽设备任务和凝汽器工作过程

一、凝汽设备任务

最简单的凝汽设备示意如图 1-1 所示。汽轮机的排汽进入凝汽器 1，循环水泵 2 不断地把冷却水送入凝汽器，吸收蒸汽凝结放出的热量，蒸汽被冷却并凝结成水，凝结水被凝结水泵 3 从凝汽器底部抽出，送往锅炉作为锅炉给水。

在凝汽器中，蒸汽和凝结水是两相共存的，蒸汽压力是凝结温度所对应的饱和压力。只要冷却水温不高，在正常条件下，蒸汽凝结温度也不高（一般为 30℃ 左右），30℃ 左右的蒸汽凝结温度所对应的饱和压力为 4~5kPa，大大低于大气压力，形成高度真空。此时，处于负压的凝汽设备及管道接口并非绝对严密，外界空气会漏入。为了避免这些在常温条件下不凝结的空气在凝汽器中逐渐积累造成凝汽器中的压力升高，一般采用抽气器不断地将空气从凝汽器中抽出以维持凝汽器内真空。

由此可知，凝汽设备的主要任务是：在凝汽式汽轮机组的热力循环中，凝汽设备起着冷源的作用，它将汽轮机排入凝汽器的蒸汽凝结下来，从而在汽轮机的排汽口建立起尽可能高的真空；同时，凝汽设备为锅炉提供过冷度很低的凝结水，以减少将它加热到锅炉中饱和温度所需要的热量以及降低凝

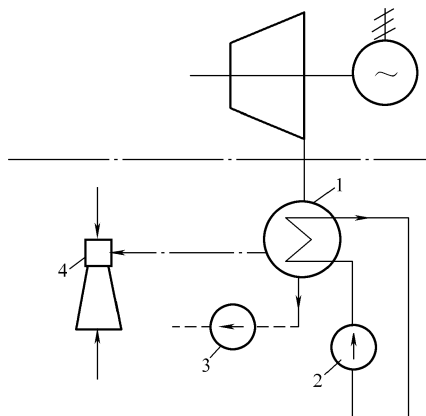


图 1-1 最简单凝汽设备示意

1—凝汽器；2—循环水泵；
3—凝结水泵；4—抽气器

水所吸收的空气和其他不凝结性气体的含量。

二、凝汽器结构形式及工作过程

从凝汽设备所起的作用、设备的尺寸与质量、设备的建造费用等各方面看，其中凝汽器是最主要的组成部分，它对整个凝汽式汽轮机组的投资建设和经济、安全运行具有决定性的影响。

目前火电厂广泛使用表面式凝汽器。图 1-2 是表面式凝汽器的结构简图。凝汽器的外壳 1 通常呈圆柱形或椭圆柱形，大功率汽轮机的凝汽器则为矩形。外壳两端连接着端盖 2、3 和管板 4，端盖和管板之间形成水室。18 为凝汽器的喉部，又称上壳体，是接受汽轮机排汽的进口部分。数目甚多的冷却水管 5 装在管板上，形成主凝结区。冷却水从进水口 11 进入凝汽器，沿箭头所示方向流经冷却水管 5 后从出水口 12 流出。汽轮机的排汽从进汽口 6 进入凝汽器，蒸汽和冷的管壁接触开始凝结成水，所有凝结水最后聚集在热井 7 中，然后由凝结水泵排走。

如图 1-2 所示，同一股冷却水在凝汽器内转向前后两次流经冷却水管的凝汽器，称为双流程凝汽器。同一股冷却水不在凝汽器内转向的凝汽器，称为单流程凝汽器。

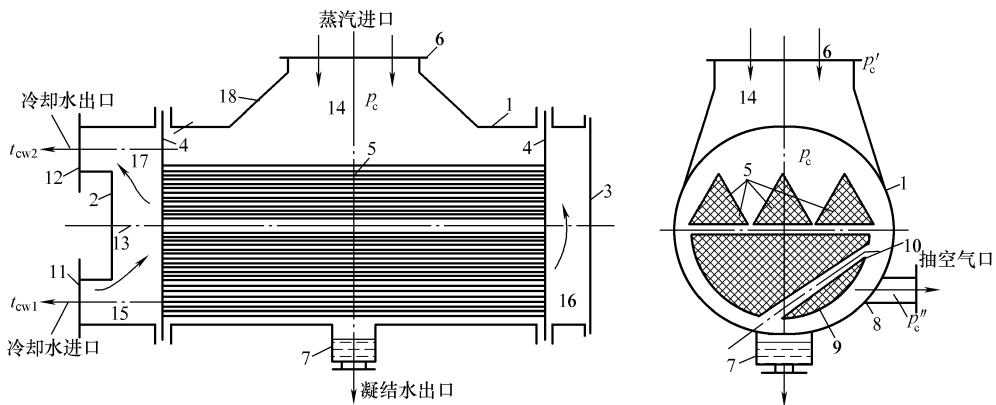


图 1-2 表面式凝汽器结构简图

- 1—外壳；2—水室端盖；3—回流水室端盖；4—管板；5—冷却水管；6—蒸汽入口；
7—热井；8—空气抽出口；9—空气冷却区；10—空气冷却区挡板；11—冷却水进水管；
12—冷却水出口管；13—水室隔板；14—凝汽器汽侧空间；15~17—水室；18—喉部

在凝汽器壳体右下侧有空气抽出口 8。为了减轻抽气器的负荷，空气与少量蒸汽的混合物在从凝汽器抽出之前，要再进一步冷却以减少蒸汽含量，并降低蒸汽和空气混合物的比体积。为此，把一部分冷却管束（为全部管数的 8%~10%）用挡板 10 与其他管束隔开，形成了空气冷却区 9。由于不断地通过抽气口 8 抽出空气，所以凝汽器中正在凝结的蒸汽就和空气一起向抽气口流动。蒸汽刚进入凝汽器时，所含的空气量不到排汽量的万分之一，凝汽器总压力可以用蒸汽分压力代替，直至蒸汽空气混合物进入空气冷却区，蒸汽的分压力才明显减小，蒸汽和空气的质量流量在同一数量级上。

要维持蒸汽和空气混合物以一定速度向抽气口流动，抽气口 8 处相对于凝汽器入口应保持较低的压力降，此压差称为凝汽器的汽阻。汽阻越大，凝汽器内的压力 p_c 也越高，经济性越低，故应尽量减小汽阻。大型机组的凝汽器设计汽阻为 0.3~0.4kPa。

根据空气抽出口的位置不同，现代凝汽器结构形式分为汽流向心式 [见图 1-3 (a)] 与汽流向侧式 [见图 1-3 (b)] 两大类。随着单机功率增大，凝汽器尺寸和冷却水管数量大大增加。

为了加大管束四周的进汽周界、减短汽流路径、减小汽阻，出现单壳体中有多个管束模块的凝汽器，如图 1-3 (c) 所示。管束模块可以有两个到十几个，平行布置于矩形外壳内，在每个管束模块中都设有空气冷却区。

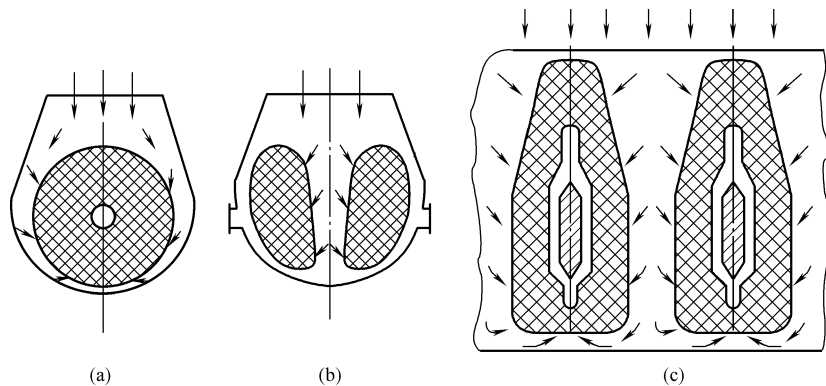


图 1-3 凝汽器的结构形式示意

(a) 汽流向心式；(b) 汽流向侧式；(c) 多管束模块

凝汽器中冷却水的阻力称为水阻，它由冷却水管内的沿程阻力、冷却水由水室进出冷却水管的局部阻力与水室中的流动阻力（包括由循环水管进出水室的局部阻力）三部分组成。水阻越大，循环水泵耗电越大，因此应尽量减少水阻。双流程凝汽器的设计水阻较大，为 49~78kPa，而单流程凝汽器的水阻较小。

1.1.2 凝汽器压力与传热

一、凝汽器压力

凝汽器压力通常泛指凝汽器汽侧蒸汽凝结温度对应的饱和压力，但是实际上凝汽器汽侧各处压力并不相等。JB/T 3344—1993《凝汽器性能试验规程》规定：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'_c 表示，如图 1-4 所示，而凝汽器计算压力是指离凝汽器管束第一排冷却水管约 300mm 处的蒸汽绝对压力（静压），用 p_c 表示，如图 1-5 所示。对汽轮机而言，排汽压力指 p'_c ，但从凝汽器的角度出发，凝汽器的压力指的却是 p_c 。显然， p'_c 和 p_c 之差 $\Delta p'_c$ 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常装设抽汽管道、低压加热器、蒸汽导流元件等，其阻力不容忽视。

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。如图 1-5 所示，凝汽器中的绝对压力为

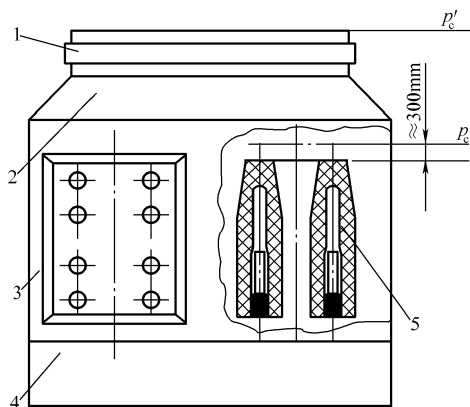


图 1-4 凝汽器压力的定义

1—喉部直段；2—喉部斜段；3—壳体；
4—热井；5—管束

$$p_c = 133.3(B - H) \quad (1-1)$$

式中 B ——当地当时大气压的汞柱高度，mm；

H ——真空计中汞柱高度，mm。

凝汽器的真空度 V 是指大气压力和凝汽器压力的差值 H 与大气压力 B 之比，通常用百分数表示，即

$$V = \frac{H}{B} \times 100 \quad (1-2)$$

p_c 与 V 的换算关系为

$$p_c = 133.3B \left(1 - \frac{V}{100}\right) \quad (\text{Pa}) \quad (1-3)$$

式 (1-1) ~ 式 (1-3) 中， 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，这在工程计算中是允许的。

二、凝汽器内压力 p_c 确定

图 1-6 中，曲线 1 表示与凝汽器内压力相对应的饱和蒸汽温度 t_s 的变化， t_s 在主凝结区基本不变，在空冷区下降较多。曲线 2 表示冷却水由进口处的温度 t_{cw1} 逐渐吸热上升到出口处的温度 t_{cw2} ，冷却水温升 $\Delta t = t_{cw2} - t_{cw1}$ 。 t_s 与 t_{cw2} 之差称为凝汽器的传热端差，用 δt 表示，即 $\delta t = t_s - t_{cw2}$ 。主凝结区饱和蒸汽的温度为

$$t_s = t_{cw1} + \Delta t + \delta t \quad (1-4)$$

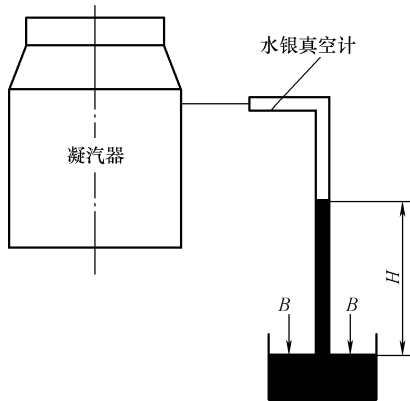


图 1-5 凝汽器压力的测量

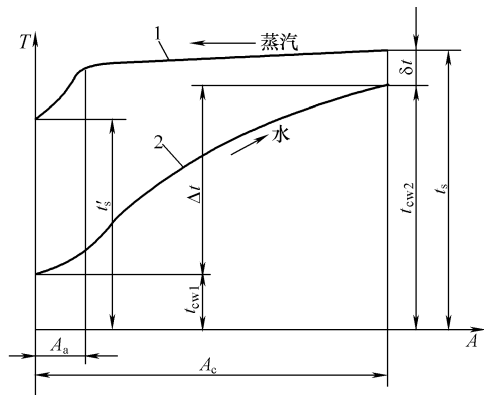


图 1-6 蒸汽和水的温度沿冷却表面的分布
 A_c —凝汽器总传热面积； A_a —空气冷却区面积

由式 (1-4) 求出 t_s 后即可求出 t_s 所对应的饱和压力 p_s ，即为凝汽器的压力 p_c ，并且 t_s 与 t_{cw1} 、 Δt 和 δt 的变化有关。

1. 冷却水进口温度 t_{cw1}

t_{cw1} 主要决定于发电厂处的环境。 t_{cw1} 低， t_s 也低，排汽压力低；反之亦然。发电厂有冷却塔或喷水池时， t_{cw1} 还取决于冷却塔或喷水池工作特性的好坏。

2. 冷却水温升 Δt

根据凝汽器的热平衡方程式

$$\dot{Q} = \dot{m}_s(h_s - h'_c) = \dot{m}_{cw}(h_{cw2} - h_{cw1}) = \dot{m}_{cw}c_{pw}\Delta t = 4.1868\dot{m}_{cw}(t_{cw2} - t_{cw1}) \quad (1-5)$$

式中 \dot{Q} ——凝汽器的传热量, kJ/h;

\dot{m}_s 、 \dot{m}_{cw} ——进入凝汽器的蒸汽量和冷却水量, kg/h;

h_s 、 h'_c ——凝汽器中的蒸汽比焓和凝结水比焓, kJ/kg;

h_{cw2} 、 h_{cw1} ——流出和流入凝汽器冷却水的比焓, kJ/kg。

由式 (1-5) 得

$$\Delta t = \frac{h_s - h'_c}{4.1868 \dot{m}_{cw} / \dot{m}_s} = \frac{h_s - h'_c}{4.1868m} \quad (1-6)$$

式中 m ——凝汽器的冷却倍率, 它表明冷却水量是被凝结蒸汽量的 m 倍。设计时恰当的 m 值应通过综合技术经济性比较后确定, 一般在 50~120 之间。

$h_s - h'_c$ 是 1kg 排汽凝结时放出的汽化潜热, 一般在 2200~2350kJ/kg 之间, 取其平均值, 通常习惯取 $\Delta t \approx \frac{2200}{4.1868m} = \frac{525}{m}$, 可见 Δt 主要取决于冷却倍率。或者说, 当 \dot{m}_s 一定时, 主要取决于冷却水量 \dot{m}_{cw} , 而冷却水量又由循环水泵的容量和运行台数所决定。 \dot{m}_{cw} 减少, Δt 增大, 排汽压力升高, 反之亦然。

3. 凝汽器传热端差 δt

由凝汽器的传热方程可知蒸汽凝结时传给冷却水的热量 Q 为

$$\dot{Q} = kA_c \Delta t_m \quad (1-7)$$

式中 k ——凝汽器的总体传热系数, kJ/(m²·h·°C), 由有关工业标准估算;

Δt_m ——蒸汽和冷却水之间的对数平均传热温差, °C。

Δt_m 可由图 1-6 得出, 由于空冷区传热面积 A_c 较小, 若忽略其凝结温度的降低, 则对数平均温差为

$$\Delta t_m = \frac{t_{cw2} - t_{cw1}}{\ln[(t_s - t_{cw1}) / (t_s - t_{cw2})]} = \frac{\Delta t}{\ln[(\Delta t + \delta t) / \delta t]} \quad (1-8)$$

将式 (1-5)、式 (1-7) 和式 (1-8) 联立求解得

$$\delta t = \frac{\Delta t}{\frac{kA_c}{e^{4.1868\dot{m}_{cw}} - 1}} = \frac{525\dot{m}_s / \dot{m}_{cw}}{\frac{kA_c}{e^{4.1868\dot{m}_{cw}} - 1}} \quad (1-9)$$

由式 (1-9) 可知, 传热端差 δt 与 A_c 、 k 、 \dot{m}_s 、 \dot{m}_{cw} 有关。设计时, \dot{m}_s 一定, \dot{m}_{cw} 主要由冷却倍率 m 确定, k 只能按经验数值取定。因此只有增大 A_c , 才能减小 δt , 增大 A_c 需增加投资, 所以 A_c 要由综合技术经济比较确定。一般 $\delta t = 3 \sim 10^\circ\text{C}$ 。运行时, A_c 一定, 传热系数 k 是影响 δt 的主要因素。 k 越大, δt 越小, t_s 越小, 排汽压力越低。凡影响 k 的因素, 将影响 δt , 因而也影响 t_s 与 p_s (即 p_c)。

1.1.3 凝汽器在蒸汽动力装置中的作用和地位

对于凝汽式汽轮发电机组而言, 凝汽器工作性能的好坏对整个机组的经济和安全运行有其重要影响。

在汽轮机热力循环中, 当主蒸汽参数一定时, 降低汽轮机排汽压力和排汽温度, 可以有效减少冷源损失, 提高循环的热效率。以东方汽轮机有限公司生产的 300MW 汽轮机参数为例, 主蒸汽压力 $p_0 = 16.67\text{MPa}$, 主蒸汽和再热蒸汽温度 $t_0 = t_{rh} = 537^\circ\text{C}$, 再热蒸汽压力 $p_{rh} = 3.665\text{MPa}$, 其热力循环如图 1-7 (a) 所示。循环热效率变化量 $\Delta\eta_t$ 与汽轮机排汽压力

p'_c 间的关系如图 1-7 (b) 所示。若没有凝汽设备, 汽轮机的最低排汽压力是大气压力, 理想循环热效率只有 37.12%。而当 $p_c = 5.0\text{kPa}$ 时, $\eta_t = 45.55\%$, 两者之差的相对值 $\Delta\eta_t/\eta_t = 18.5\%$ 。若运行不当, 使排汽压力比正常值上升 1%, $\Delta\eta_t/\eta_t$ 将降低 1% 以上, 即机组热耗率的相对变化率将增大 1% 以上。相反, 若使汽轮机的排汽温度下降 5°C , 则 $\Delta\eta_t/\eta_t$ 将增大 1% 以上。

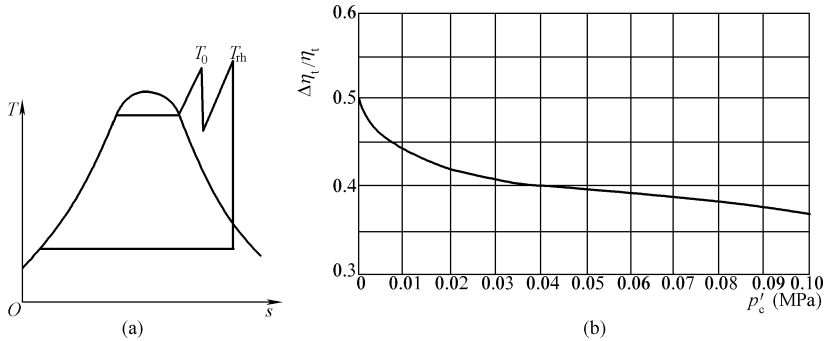


图 1-7 一次中间再热亚临界机组的热力循环与热效率

(a) 热力循环; (b) $\Delta\eta_t/\eta_t-p'_c$ 关系曲线

从循环效率看, 凝汽器真空的好坏即汽轮机组终参数的高低, 对循环效率所产生的影响是和机组初参数的影响是同等重要的。例如, 国产超高压 200MW 机组, 若凝汽器真空下降 0.98kPa, 则循环热效率下降 0.5%~0.7%, 机组热耗约上升 63kJ/kWh; 而机组初压下降 490kPa, 机组热耗才上升 20.93kJ/kWh。由于凝汽器作为给汽轮机本体配套的辅助设备长期不为人们所重视, 其技术发展比较缓慢和滞后, 研究工作开展得比较晚, 因此提高其经济性的潜力远比汽轮机大。

从设备的耗水量看, 据对采用湿式冷却塔 200MW 机组的统计, 凝汽器的用水量占了电厂总用水量的 42.8%~79.5%, 这对位于缺水地区的电厂来说尤其显得突出。从运行安全性看, 根据有关资料对 600MW 以上机组的统计, 凝汽设备故障可使整个机组可用率降低 3.8%^[2]。而且, 这里统计的可用率降低仅仅包括凝汽设备各组件本身直接引起的。如果将因凝汽器冷却管的微小泄漏使凝结水品质恶化而引起锅炉受热面结垢、腐蚀甚至“爆管”事故也计算在内, 这一比例将更大。

从设备投资看, 随着汽轮机单机功率的增大, 凝汽器也逐渐大型化。例如, 某 600MW 机组凝汽器装配好后无水时的质量达 1120t, 其中冷却管材就达到 400 多 t, 冷却管长达 13m, 管子总根数则多达 28 300 根, 冷却面积高达 36 000m², 每个凝汽器的外壳尺寸约为 18m×18m×14m, 这是一个四五层楼房高的庞然大物。因此, 凝汽器所消耗的钢材和冷却管材料 (铜管、不锈钢管或钛管) 消耗量相当可观。

所以, 凝汽器对于整个电厂的设计、布置、安装和运行维护都是一个至关重要的设备。凝汽器的作用可以归结为四个方面:

(1) 凝结作用。凝汽器通过冷却水与乏汽的热交换, 带走乏汽的汽化潜热而使其凝结成水, 凝结水经回热加热而作为锅炉给水循环使用。

(2) 建立并维持一定的真空。这是降低凝汽式汽轮发电机组的终参数、提高电厂循环效率所必需的。

(3) 除氧作用。现代凝汽器，特别是不单设除氧器的燃气—蒸汽联合循环装置中的凝汽器和沸水堆核电机组的凝汽器，都要求有除氧作用，以适应机组的除氧要求。

(4) 回收工质、热量和蓄水的作用。凝汽器能够接收机组启停和正常运行中的疏水，接收机组启停和甩负荷过程中系统的旁路排汽，以回收热量和减少循环工质损失；凝汽器的热井蓄水还可以缓冲机组运行过程中工质流量的急剧变化，增加系统调节的稳定性，确保凝结水泵必要的吸水压头。低真空供热运行时，凝汽器还可以作为一级热网加热器。

1.1.4 对凝汽器的性能要求

随着电站单机容量的增大，凝汽器逐渐向大型化发展，其在电站中的作用进一步提高，而且伴随着直流锅炉和核动力装置在电站中的应用和发展，对与之配套的凝汽器的性能提出了更高要求。一般说来，现代大机组凝汽器应满足以下基本要求：

(1) 具有良好的传热性能。蒸汽在凝汽器冷却管束中流动和凝结，使不凝结性气体比例越来越大，传热系数则随之逐步降低。如果能合理地布置凝汽器管束，使蒸汽边凝结边流畅地向抽气口位置流动，这样，不仅可以使管束热负荷分布更加均匀，而且可以有效利用冷却管所有传热面积，提高凝汽器的传热性能。

(2) 具有高度的严密性。凝汽器汽侧压力既低于壳外的大气压力，也低于管内的水侧压力。如果水侧严密性不好，则冷却水就会渗漏入汽侧，恶化了凝结水水质，这对高参数机组的安全运行是极大的威胁。同时，如果汽侧严密性不好，那么空气将漏入汽侧，不仅会恶化汽侧传热、降低凝汽器的真空，还会增加凝结水的过冷度和含氧量。因此，严密性对凝汽器来说是一个最基本的要求。

(3) 具有尽可能小的汽阻。汽阻是蒸汽空气混合物流过凝汽器管束空间的流动阻力损失。这一压力损失不仅会影响凝汽器的运行压力，而且会使凝结水的过冷度和含氧量增大。现代大型凝汽器，通过流道和管束的合理布置，可使蒸汽空气混合物的流动匀滑，负荷分配均匀，汽阻减小到 0.266kPa 以下。

(4) 凝结水具有尽可能小的过冷度和含氧量。由于凝汽器壳侧汽阻和不凝结性气体的影响而造成凝结水的过冷，不仅会降低循环的热经济性（通常，凝结水过冷度增加 1%，煤耗量约增加 0.13%），而且凝结水含氧量的增加，还会加剧设备腐蚀的危险性。现代性能优良的凝汽器，在不采用专门除氧装置的条件下，通过管束的合理布置就可使过冷度达到零。而当管束排列不能达到无过冷要求时，则要采用回热式热井来消除过冷，这时过冷度一般可控制在 0~0.5℃。

(5) 具有较小的水阻。水阻是冷却水在凝汽器冷却管中的流动阻力、进出管子及水室时的局部阻力之和。水阻的大小与循环水泵选择和管道布置有密切关系，应通过技术经济比较来确定。所以，它是冷却系统优化设计中的一个重要参数。

1.2 凝汽器管束布置基本原则

1.2.1 冷却管基本排列方式

管束是凝汽器的核心，管束布置合理与否，直接影响到凝汽器的换热效果、真空度和蒸

汽流动阻力。因此，世界各国对凝汽器的管束设计都十分重视。管束设计包括冷却管本身的排列方式和管束形式的选择。

凝汽器冷却管在管板上的排列是凝汽器结构设计最先遇到的重要问题。把大量冷却管按照一定的规律排列成组，通常称之为管束。在管束的不同区域，冷却管可以有不同的排列方式。

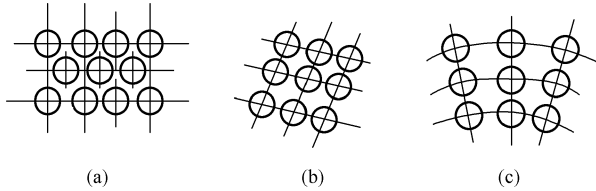


图 1-8 凝汽器冷却管排列方式

(a) 正三角形排列；(b) 转移轴线排列；(c) 辐射型排列

目前，在电站凝汽器的设计中，冷却管的基本排列方式主要有三角形错排和辐射型等，如图 1-8 所示。其中：①三角形排列，又称错排。管子位于正三角形的顶点，管子密集程度最大，所需管板面积最小。这是大中型凝汽器中采用最多的一种排列方法。

这种排列方式的优点是比较紧凑，能方便地适应不同凝结区对蒸汽流速的要求。②转移轴线排列。管子位于菱形的四个角，此时上层管子的凝结水由下层管子的一侧滴下，在下层铜管外表面上凝结水膜只有 1/4 铜管表面上的水膜被加厚，其余 3/4 的铜管表面只有极薄的水膜，对传热和凝结水过冷的影响较少。但这种排列方式，会增加冷却水管在管板上所占的面积。因而当冷却面积相同时，此种排列的凝汽器体积较大，有时用于空冷区，目前已不常见。③辐射型排列。冷却水管位于辐射线与同心圆的交点上。由于蒸汽从外圆向中心流动时，随着蒸汽的凝结量增加，汽流通道也逐渐缩小，流速和热负荷都较均匀，阻力变化不大，而且由于管子沿凝汽器高度方向有所错动，下部管子受滴淋的情况得到改善，传热效果较好，主要用于卵形管束的外围区域和部分船用电站凝汽器的主凝结区。

1.2.2 管束布置的基本原则

基于对凝汽器的上述基本要求，提出了评价凝汽器性能的指标体系，作为电厂和制造厂家考核凝汽器性能的标准。评定凝汽器优劣有真空度、凝结水过冷度、凝结水含氧量、水阻及空冷区排出汽气混合物的过冷度 5 个指标。

空冷区出口的汽气混合物温度，也就是抽气器（或真空泵）的吸入温度，应比凝汽器进口平均压力所对应的饱和温度低 4.16°C 或为平均压力所对应的饱和温度与冷却水入口温度差的 25%。该差值称为汽气混合物的过冷度，这一数值是通过凝汽器空气冷却区的合理设计实现的。

在凝汽器管束中，随着蒸汽的不断凝结，蒸汽空气混合物的容积流量和速度不断下降，而混合物中的空气相对含量则急剧增加，这两个因素导致了局部蒸汽的压力、温度、管束区汽水两侧传热系数和热负荷不断降低。为了充分发挥凝汽器所有传热面积的作用，就必须避免产生严重的空气聚集，降低壳侧汽阻。根据管束工作过程的基本特征以及凝汽器的基本设计要求，合理设计管束的基本原则可以概括为以下几点：

(1) 汽轮机排汽应均匀地流入管束各区段，为此，除了要求管束设计本身合理外，还要求喉部装设必要的导流元件，以保证汽流在流入管束前达到一定的均匀程度。

(2) 在相邻管束模块之间、管束模块与热井之间以及管束模块与凝汽器壳体壁面之间，

应设置宽度适当的蒸汽通道。蒸汽通道应呈明显收缩的态势，以使蒸汽通道中的蒸汽沿途逐渐进入管束流动和凝结。这样，一方面可以使来自凝汽器蒸汽入口的一部分新汽直接流向热井的凝结水表面，把凝结水过冷度降低到最低限度；另一方面可以有效降低凝汽器壳侧汽阻。

(3) 就每个管束模块来说，蒸汽从管束外侧的不同位置流到空冷区或抽气口的路程长度应基本相当，而且此流动路径必须不太长，以最大限度地减小蒸汽流动阻力。

(4) 应尽可能设置与主凝结区隔开的单独空气冷却区。为更有效地冷却空气以及使残余未凝结的少量蒸汽继续冷凝，以增大排出蒸汽空气混合物的过冷度，减少工质损失，应减小抽气器的负荷，必须划出部分冷却水管作为空气冷却区。为了防止意想不到的未经充分凝结的蒸汽从旁路绕过空冷区被直接抽除，以及为了让在空冷区的空气蒸汽混合物保持较高的流速，以排除冷却表面上的不凝结气体和提高空气冷却区的传热效果，空冷区应当与主凝结区隔开。

(5) 为避免从上部管束溅落下来的凝结水增加下部冷却管的水膜厚度并使水膜产生过冷，可在管束中布置引水板，同时引水板的位置和方向，应符合汽流流动规律，以减小流动阻力。

(6) 为使进入管束的蒸汽流速不宜过高，管束的迎汽面处应尽可能有较大的通流面积。这一点可通过在管束中靠外侧开设子进汽通道来实现，蒸汽可以沿着这些管束内的子蒸汽通道深入管束，以提高管束内层管子的热负荷。

(7) 凝结程度极不相同的汽流，如尚未开始凝结的新汽流与已经穿过冷却管排凝结、相对空气含量较高的汽流不应互相掺和。这样可通过开设管束内的子排气通道来实现，将已经过凝结的空气浓度较高的乏汽通过子排气通道引到空冷区。

(8) 应当尽可能减轻管束内的涡流现象，因为在这些区域往往容易产生空气聚集。

(9) 抽气口应远离热井，且它们沿冷却管轴向距离应该大一些，以减小凝结水的过冷度。

必须指出，为了在冷却管的排列与组合时实现上列基本原则，可以采取多种措施和途径。因此，无论是冷却管的排列方式，由抽气口位置决定的汽流在管束中的流向形式，还是冷却管组合成管束的类型，会是多种多样的。

1.3 凝汽器工程热力计算

1.3.1 热力设计内容和步骤

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。凝汽器中能够凝结的蒸汽量主要决定于冷却面积的大小。凝汽器热力设计是在给定的冷却水量 m_{cw} 和入口温度 t_{cw1} 下，确定使给定流量为 m_s 的蒸汽完全凝结所需要的冷却面积、冷却管数、冷却管有效长度以及冷却管管板尺寸等重要结构参数。大型凝汽器的冷却管可达几万乃至十几万根，如何将它们合理地排列和布置在管板上，构成一定形式的管束，并解决抽气口的设计和布置问题，是凝汽器热力设计最为重要的任务。

一、热力计算前若干数据准备

(1) 汽轮机在额定工况下应给出汽轮机背压 p_c 、排汽量 \dot{m}_s 、排汽焓 h_s 和排汽比体积 v_s 等, 作为热力计算的依据。

(2) 汽轮机在冷却水温最高 (我国电力工业规定 33°C) 时, 维持额定冷却水流量, 发出额定出力, 汽轮机应有的背压 p_c^{max} , 则作为热力校核工况。

(3) 根据电站装机地点的气象条件和冷却方式, 给出冷却水进口温度 t_{cw1} 、冷却倍率 m (此值常由凝汽器的供需方共同给定)。

二、热力计算

根据凝汽器压力 p_c 查水蒸气性质表, 得出饱和蒸汽温度 t_s 。在无过冷的情况下, 凝结水温度 t_c 就等于 t_s , 否则, 凝结水温度 $t_c = t_s - \Delta t_c$ 。

在初步设计供水方式和冷却系统时, 给出冷却水进口温度 t_{cw1} 和冷却倍率 m 。

利用式 (1-6) 计算冷却水的温升 Δt , 求出冷却水的出口温度 t_{cw2} , 当 t_{cw2} 能满足环境保护要求时, 则认为冷却水排水方案可行。

根据求得的端差 $\delta t = t_s - t_{\text{cw2}}$, 按式 (1-8) 求得对数平均温差 Δt_m 。

根据电厂冷却水质分析资料和冷凝管的供货标准, 选择合适的冷凝管材料和尺寸 d_2/d_1 。

常规电站中, 冷却水管内的流速 v_{cw} 在 $1.8 \sim 2.2 \text{m/s}$ 内选取。大量经济性分析指出, 对铜合金管 $v_{\text{cw}} = 2.0 \text{m/s}$, 接近经济流速。不锈钢管和钛管流速还可选得高一些, 如 2.5m/s , 初步设计可取 $v_{\text{cw}} = 2.0 \text{m/s}$ 。而在热力计算之后, 再根据冷凝管数和管长再进行调整, 并考虑当堵管 10% 时水速不超过允许值。

根据冷凝管材和水质, 考虑采用的清洗方式, 选取清洁系数 β_3 。采用清洗装置时, 可取 $\beta_3 = 0.80 \sim 0.85$; 无清洗装置时, 可取 $\beta_3 = 0.65 \sim 0.75$; 对钛管凝汽器可取 $\beta_3 = 0.90$ 。

根据凝汽器有关标准或规范 (如 HEI) 估算凝汽器的整体传热系数 k 。

凝汽器热负荷是指传给冷却水的总热量, 或指主汽轮机、驱动给水泵汽轮机和轴封的排汽, 以及高温疏水等排入凝汽器的热量总和。

根据凝汽器热负荷 Q 、对数平均温差 Δt_m 和总体传热系数 k , 按式 (1-7) 求得传热面积 A_c 。根据冷却面积需要, 要有 10% 的堵管余量, 最终冷却面积可取 $1.10A_c$ 。

按循环倍率 m 和排汽量 \dot{m}_s , 求得冷却水流量 \dot{m}_{cw} 。根据冷却水流速 v_{cw} 、冷凝管径 d_2/d_1 和冷却水流量, 按式 (1-10) 决定每一流程的冷凝管数 n_z , 即

$$\dot{m}_{\text{cw}} = \frac{\pi}{4} \rho_{\text{cw}} d_i^2 n_z v_{\text{cw}} \quad (1-10)$$

式中 n_z —— 流经一个流程的冷却管根数;

d_i —— 冷却管的内径, m。

根据冷却方式、供水系统和冷却水流量, 参照工程基础框架尺寸, 选择冷却水流程数 Z , 由式 (1-11) 决定冷凝管的总管数 n_0 , 由式 (1-12) 确定冷凝管长度 L (指两端管板间的有效长度), 即

$$n_0 = Zn_z = \frac{4\dot{m}_{\text{cw}}Z}{\pi\rho_{\text{cw}}v_{\text{cw}}^2d_i^2} \quad (1-11)$$

$$L = \frac{A_c}{\pi dn_z Z} \quad (1-12)$$

由冷凝管数和管长，参照工程设计经验，进行冷凝管的排列布置和总体外形尺寸设计。如结构与电站布置和系统发生矛盾，可适当调整管内水速、管数和管长，或调整机组运行平台高度和框架尺寸。

进行凝汽器的详细热力计算，可以通过水模型试验、凝汽器工业试验、数值模拟、管束分区计算等方法进行凝汽器的详细热力计算，了解并掌握蒸汽在凝汽器壳侧各区域的流动与传热特性。在此基础上，进一步改善凝汽器内管束的排列和布置，修正工程热力计算结果。

因此，凝汽器的热力计算可以分三步进行：第一步，利用国家或行业标准或经验公式所推荐的总体传热系数公式进行热力计算，确定所需要的凝汽器冷却面积的大小，称为工程热力计算；第二步，根据工程热力计算的结果初步设计出管束；第三步，经过凝汽器的详细热力计算，对凝汽器的管束排列进行优化。通过以上反复多次的试验或计算，逐步得到较为合理的管束结构和较为精确的计算结果。

1.3.2 传热系数的工程估算方法

作为电站凝汽器的运行单位，电站希望在凝汽器投资（主要取决于凝汽器的传热面积）一定的情况下能达到较高的真空度和较小的凝结水过冷度，这样可以让汽轮机多发功率，提高汽轮机装置运行的经济性和安全性；而凝汽器制造单位则希望在用户给定的真空值下减小凝汽器传热面积，以便降低凝汽器制造成本。满足这两个方面的共同要求的唯一办法是，设计和制造出性能优良的凝汽器。要提高大型电站凝汽器性能，其关键在于，合理地布置冷却管束，形成合理的凝汽器壳侧蒸汽流场，减弱乃至消除局部涡流区和孤立的不凝结气体聚集区，从而提高其传热系数，并减小壳侧汽流阻力，降低凝结水过冷度和含氧量，获得优良的换热效果。

目前，凝汽器的工程设计已经积累了较丰富的经验和实验数据。根据这些实验数据，一些国家的研究机构分别制定了凝汽器总体传热系数的计算曲线或经验关系式。这些计算方法有 10 多种，其中影响比较大、应用比较广的有美国传热学会的 HEI 标准^[3]、苏联全苏热工研究所（ВТИ）的别尔曼（Берман）公式^[4]以及英国电气机械制造协会的 BEAMA 公式^[5]等。这些方法的基本思路是：对于清洁管子，在一定的冷却水进口温度、冷却管规格和冷却水流速下，测定凝汽器的平均传热系数 k_0 ，并以此为基础，根据上述条件中的某一条件改变时所得到的试验结果，逐一对这个基本平均传热系数进行相应的修正，从而得到凝汽器的总平均传热系数。这类公式都是分析整理各种形式凝汽器的试验和运行数据而得出的，具有一定的精确度，且计算简便，因而获得了广泛的应用。

在以上这些标准或公式中，HEI 标准不仅在美国使用，其他各国也采用。国际上很多情况下都是按此标准签订合同，我国也多是采用此标准进行凝汽器设计的。HEI 标准规定了凝汽器总平均传热系数的计算公式为

$$k = k_0 \beta_3 \beta_t \beta_m \quad (1-13)$$

式中 k_0 ——平均传热系数，假定其正比于冷却水流速的平方根^[6]，即 $k_0 = C_d \sqrt{v_{cw}}$ （ v_{cw} 是冷却水流速，m/s， C_d 是系数）；

β_3 、 β_t 、 β_m ——管子内壁清洁情况修正系数、冷却水入口温度修正系数以及管材和壁厚修正系数，都可以根据有关图表查取。

在得出总传热系数后，就可以计算出所需的凝汽器传热面积，再适当地考虑一个计算裕