

高等学校教材

汽轮机装置

(修订本)

西安交通大学 蔡颐年 王璧玉 编

GAODENG XUE
XIAO JIAO CAI

机械工业出版社

对时，则可有选择地阅读各章后面所附之主要参考文献。所列文献在目录中的次序大体上是与该章所讨论内容的先后相一致的。如果读者要求得到一个比本书内容更加简单些的关于汽轮机装置的梗概，则可略去目录中标有*号的部分。

本书对名词术语的使用原则是在尽量统一的前提下也容许同物异名的存在。例如在采用“汽轮机”一词的同时，并不排斥国际通用名词“透平”，这对在某些情况下区别汽轮机装置和汽轮机本体这两个概念就具有相当明显的优点，还不提照顾原有的习惯问题；又如在一般地采用“凝汽设备”这一名词的前提下，还用“冷凝器”一词来翻译 Condenser，这比“凝汽器”一词读来更为顺口。

本书由西安交通大学热力涡轮机教研室蔡颐年教授主编，第三章和第六章由俞茂铮同志编写，第五章由王璧玉同志编写。全书由上海机械学院热力涡轮机教研室王乃宁同志主审。在此，对审稿人提出的宝贵意见和给予的支持表示谢意。书中的不妥或错误之处，望请读者指正。

1980年8月27日

新 版 序

本书第一版以《蒸汽轮机装置》命名作为热力轮机专业的全国高等学校试用教材于1982年由机械工业出版社出版。当时该书的前言已对此书编写的目的、读者对象、主要内容等方面作了详尽的说明。时隔五六载，原机械工业部动力机械类专业教材编审委员会轮机教材编审小组根据历年使用情况，决定将该书进行必要的修改后作为全国高等学校教材。原作者经过一年多认真地考虑和修改完成了初稿，并将篇幅由原来的文稿 25 万字缩减为 20 万字以期更加符合教学大纲的要求。1987年6月由主审人主持召开了审稿会，作者又根据出席代表的有益建议和修改意见作了进一步的增删。现就新、旧两版主要内容更动说明如下：

全书由原来的六章改为五章，删去了原第六章工业汽轮机。关于工业汽轮机的基本概念与现在的第五章合并，而将驱动给水泵汽轮机放在第四章中，以求更好地配合电站汽轮机的内容。

第一章增加了电站汽轮机的旁路系统的内容及有关蒸汽循环参数的技术数据。删去超出教学大纲深度要求的有关内容。

第二章保持原书以喷管配汽方式为主的变工况内容，再增加节流与旁通配汽方式的基本原理及变工况特性。

第三章冷凝器传热系数的有关图表及公式均采用最新资料，并对多压冷凝器部分增添了新内容。

第四章增加了冷凝式给水泵汽轮机的内容，删去原书中过多的有关结构的内容。

第五章增加了供暖汽轮机装置和工业汽轮机的基本概念，删去原书 § 5-5 湿蒸汽热电透平等内容。

本书采用的物理量符号、单位及其表示方法均按国家标准局 1986 年发布的标准(GB3100—86)进行改正。

本书作者与原书相同，全书改编工作由西安交通大学王璧玉副教授协助原书主编蔡颐年教授进行，俞茂铮副教授负责修改第三章及第五章中工业汽轮机的内容。本书仍由上海机械学院王乃宁教授主审。

在此，对主审人及出席审稿会的全体代表，以及热诚关心本书修改工作的教师们所提出宝贵的改进意见，谨致感谢。书中有不妥或错误之处，希读者给予帮助和指正。

1987年12月

前 言

本书是依据1978年高等学校一机部对口专业座谈会精神和同年有关高等工业学校共同商定的“蒸汽轮机装置”教学大纲编写的全国试用教材。

汽轮机装置在理论上已比较成熟，在生产上已得到充分应用和发展。有关汽轮机装置热力循环及汽轮机的一般工作原理已在先修课“工程热力学”及“透平原理”中论述过，本书则在教学大纲规定的理论体系内，讨论现代汽轮机装置总体系统及其主要设备的实际应用特点、工作原理及变工况性能、计算方法、总体结构及发展趋势等问题。全书共分六章，各章内容及相互关系说明如下：

第一章讨论电站汽轮机装置热力循环。其中删除了传统的与《工程力学》内容相重复的材料，如关于卡诺循环、郎肯循环以及提高循环热效率一般途径等问题的讨论，而直接以给水回热抽汽循环作为现代汽轮机装置的基本热力循环进行比较详尽的分析，并在此基础上展开关于中间再热回热循环、湿蒸汽透平循环和小汽轮机驱动给水泵循环的讨论。

第二章讨论蒸汽透平及其装置的变工况问题，对透平本体的变工况和汽轮机装置的变工况分别进行阐述，而又力求说明两者之间的相互关系。对于前者，以“透平原理”课程中的有关理论为基础，分析讨论了蒸汽透平本体的变工况原理及其特点，还对合理的变工况近似计算程序作了必要的说明并给出一个比较完整的计算实例。对于装置的变工况，则分析了装置各部分的变工况特性，并讨论了将各部分的变工况计算组织在一套完整的装置变工况计算程序之中的问题。另外，还给出几种典型装置的变工况计算结果，并通过对具体数据的分析说明一些一般的规律。

第三章讨论汽轮机的凝汽设备。除了对传统的水冷表面式冷凝器的传热学理论、现代化结构、变工况计算等问题进行分析讨论之外，还增加了有关空气冷却凝汽设备的论述，并从现代汽轮机装置发展的具体条件和主要方向出发特别讨论了凝汽设备由水冷向空冷发展的必要性。此外，对各种空冷凝汽设备方案的应用特点也有所介绍。

本书后三章分别论述现代陆用蒸汽透平在中心发电站、中心热电站以及工业汽轮机装置等三个领域中的应用。这三章内容的一个共同目的是阐明汽轮机及其装置在满足各应用领域所提出的不同要求的过程中所表现出来的巨大的潜在适应能力。

第四章以现代蒸汽透平的基本发展方向，即单机功率的不断增长为中心线索讨论了常规透平、核能透平以及尖峰负荷透平在发展中出现的一系列问题是怎样解决的。这些问题的圆满解决又关系到汽轮机装置的进一步发展。第五章在着重论述中心热电站透平基本工作原理的同时，较详细地阐明了采用汽轮机装置联合供热供电对于节约能源的重大意义以及热电透平的新发展。第六章主要对变转速透平的工作原理和变工况特性、工业汽轮机的系列化问题以及驱动给水泵用的小透平的工作特点作了分析，后者是对第一章中最后一节内容的必要补充。

本书可作为热力涡轮机专业相应课程的基本教材，也可供有关专业工程技术人员参考。为了使读者能更多地了解现代汽轮机技术的发展，书中较多地引用了国外文献和外国的汽轮机设计实例。如果读者在本书提供的主要线索之外希望对某些问题作进一步的了解或有所查

目 录

第一章 电站汽轮机装置的热力循环	1
* § 1-1 循环分类和循环的工作特点	1
§ 1-2 回热抽汽给水预热循环	3
一、回热抽汽循环的简化理论模型	4
二、最优化的比焓升分配	9
*三、采用不同型式加热器的回热抽汽系统	10
四、回热抽汽系统计算实例	11
§ 1-3 回热系统损失分析	15
一、压降损失和端差损失	16
二、布置损失	17
三、比焓升分配损失	18
§ 1-4 中间再热回热抽汽循环	19
一、中间再热的效果及影响	19
二、最佳给水比焓升的理论分配	21
三、中间再热回热抽汽汽轮机装置的计算	22
* § 1-5 电站汽轮机的旁路系统	26
§ 1-6 湿蒸汽循环	30
一、湿蒸汽的工作范围和热力学性质	30
*二、湿蒸汽的流动 Wilson 线	32
三、湿蒸汽循环举例	34
§ 1-7 采用小汽轮机驱动给水泵的蒸汽循环	36
一、电站经济性方面的考虑	36
二、抽汽点及冷凝器要求	38
三、实际系统举例	39
参考文献	40
第二章 汽轮机及其装置的变工况	42
§ 2-1 调节级的变工况特性与计算要求	42
一、喷管配汽调节级的结构和工作原理	42
二、实际调节级喷管组的变工况及计算	44
§ 2-2 中间级变工况特性	46
一、中间级的压力流量理论关系	47
二、级组的 p_2 - q_m 曲线	49
三、调节级对中间级的影响	51
§ 2-3 末级的变工况特性及计算	53
一、变工况特性	53
二、简化计算方法	53
§ 2-4 节流配汽汽轮机和旁通配汽汽轮机	55
一、节流配汽汽轮机	55

二、旁通配汽汽轮机	56
§ 2-5 汽轮机变工况计算示例	57
一、1500kW 汽轮机变工况计算	57
二、节流配汽汽轮机变工况计算	63
§ 2-6 汽轮机装置变工况原理	67
一、回热抽汽工况与纯冷凝工况	67
*二、加热器变工况特性	70
三、背压的变化	72
四、变工况计算步骤	73
§ 2-7 装置变工况计算实例	74
一、N25-35机组变工况计算结果	74
二、中间再热机组的变工况计算结果	76
参考文献	80
第三章 汽轮机的凝汽设备	81
§ 3-1 凝汽设备的任务及工作原理	81
一、任务及工作要求	81
二、冷凝器的工作过程及类型	82
三、表面式冷凝器的结构形式	84
§ 3-2 冷凝器压力数值的确定	85
一、冷凝器压力的测量	85
二、冷凝器内压力的确定方法	86
三、冷凝器的最佳压力	87
四、空气对冷凝器压力的影响	88
§ 3-3 冷凝器的传热系数	90
一、热阻、传热系数、单位面积热负荷	90
二、冷却面积计算与总体传热系数	92
§ 3-4 冷凝器的热力设计及结构设计	95
一、热力计算中的各种因素	95
二、热力计算举例	99
*三、冷凝器管子的固装与管束布置	101
*§ 3-5 空气泵	104
一、蒸汽喷射泵	105
二、水喷射泵	107
§ 3-6 冷凝器的变工况	108
*§ 3-7 多压冷凝器	111
§ 3-8 空气凝汽系统	114
一、空气凝汽系统的类型及发展	114
二、干冷却塔的工作特性	118
参考文献	119
第四章 大功率汽轮机	120
§ 4-1 中心电站汽轮机组的发展	120
§ 4-2 设计因素分析	124
一、进汽流量、绝热比焓降	124

二、排汽容积流量	126
三、转速	128
§ 4-3 热力特性	130
一、效率	130
二、配汽方式与变工况	132
三、滑压配汽	134
§ 4-4 核电站汽轮机	138
一、应用条件和基本类型	138
二、PWR 和 BWR 核电站汽轮机装置	139
三、湿蒸汽汽轮机热力设计特点	141
§ 4-5 尖峰负荷机组	144
一、尖峰负荷大功率汽轮机	145
二、辐流式尖峰负荷汽轮机	147
* § 4-6 驱动中心电站给水泵汽轮机	149
一、工作条件	149
二、参数变化规律	150
三、配汽方法	152
四、结构示例	153
参考文献	154
第五章 中心热电站汽轮机装置及工业汽轮机	155
§ 5-1 热电联合生产基本原理	155
一、热电比与效率	155
二、调节抽汽汽轮机装置的经济性	157
* 三、供热装置中的热水分级加热	160
§ 5-2 背压式汽轮机装置	162
一、供应蒸汽的背压式汽轮机装置	162
* 二、区域供热背压式汽轮机	164
三、背压式汽轮机的结构及设计特点	164
§ 5-3 一次调节抽汽式汽轮机装置	166
一、装置及工作原理	166
二、工况图	169
§ 5-4 供暖汽轮机装置	171
一、供暖汽轮机装置及效率	171
二、热力特性及结构特点	174
三、供暖汽轮机工况图的特点	176
* § 5-5 两次调节抽汽式汽轮机装置	177
一、工作原理及热力系统	177
二、工况图	178
三、设计特点及结构特点	179
§ 5-6 工业汽轮机	183
一、工业汽轮机的应用、类型及发展	183
二、工业汽轮机的结构及设计特点	185
参考文献	193

第一章 电站汽轮机装置的热力循环

热力循环在工程热力学课程中已有系统的分析和讨论。在本课程中，主要是研究现代电站汽轮机装置中实际应用着的几种热循环的具体设计问题。为了使整个探讨更深入，可从基本热力学理论的角度来分析问题，从工程技术的观点来论述。

* § 1-1 循环分类和循环的工作特点

现代电站汽轮机装置大致应用着四种热力循环系统：1) 简单回热抽汽给水预热循环系统；2) 中间再热回热抽汽循环系统；3) 湿蒸汽循环系统；4) 小汽轮机给水泵中间再热回热抽汽循环系统。工程热力学中的加诺循环只能作为汽轮机装置热力循环的对比极限，而没有实际应用。从前在往复式蒸汽机装置中应用的郎肯循环，在汽轮机装置中也不再应用了。关于蒸汽燃气联合装置热力循环的论述，不在本课程范围之内，而且就其蒸汽装置部分的循环来看，也无非是上述四种系统中的一种而已。至于蒸汽热电装置的循环系统，则将在本书第五章中论述。

如果暂时抛开上述四种汽轮机装置热力循环的细节特点不问，而专门就它们的主要共同性来分析，可以将蒸汽动力装置的要素表示如图 1-1 所示。图中表示了一个蒸汽动力装置的四个最主要的设备，即锅炉、汽轮机、冷凝器和给水泵。四个之中，锅炉是产生高温高压蒸汽的设备，汽轮机是利用蒸汽对外作功的设备，冷凝器是工质的低温放热源，这三者是动力生产设备；最后一个设备给水泵，是在整个装置中消耗一部分动力来完成热力循环中的压缩过

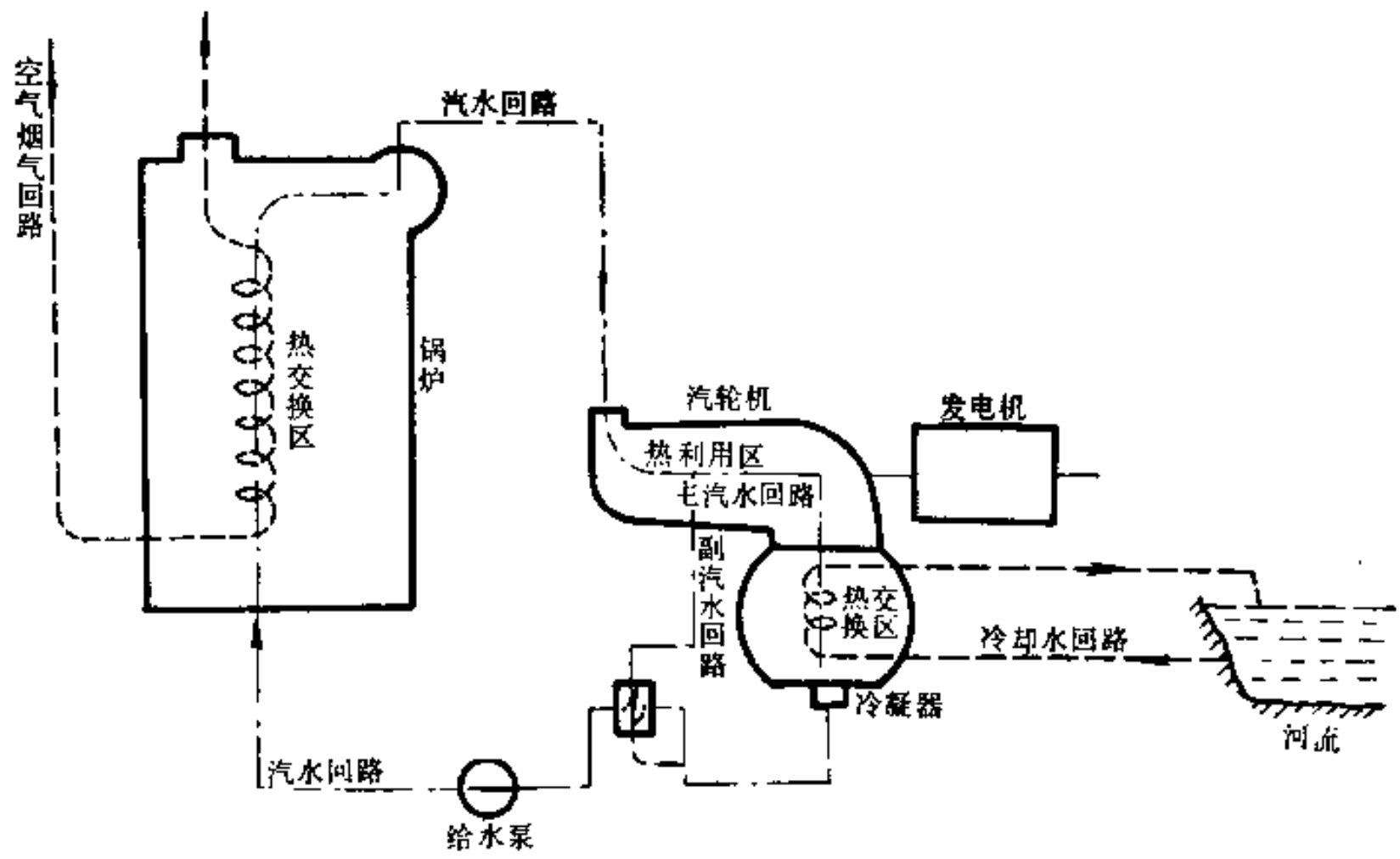


图1-1 蒸汽动力装置及其三个封闭回路示意

程的设备。无论装置中其它机械设备如何多样，它们基本上都是服务于锅炉、汽轮机和冷凝器三大件的。

锅炉和冷凝器都是热交换器，前者在热力循环的高温端工作，后者在低温端工作。在锅炉中，简单地说，热量的交换是从烟气到水和水蒸汽，在冷凝器中，热量的交换是从水蒸汽到冷却水。锅炉的附属设备主要是为了造成烟气(包括燃料)的流动，以便完成烟气与水及蒸汽之间的热交换过程。冷凝器的附属设备主要是为了使冷却水流动，以便吸收蒸汽所释放的热量。

由图 1-1 可以看到，一般蒸汽动力装置中由不同的工质所构成的三个封闭循环回路。

第一个回路是热力学中已经说过的。汽轮机接受了由锅炉来的高温、高压蒸汽的一部分热能，并将它转变为自己的机械功，从而降低了蒸汽的温度和压力。这种状态下的蒸汽，由汽轮机出来在冷凝器中经过热交换而凝结成水，再由给水泵加压后送入锅炉，经过燃料加热又变成蒸汽。这样就构成一个将锅炉、汽轮机、冷凝器和给水泵联系起来的封闭回路，称作汽水回路，它是汽轮机动力装置中的主要回路。如果象图 1-1 表示的那样，装置是按照给水预热循环工作的，则给水预热设备实际上构成一个副汽水回路，与主汽水回路结合在一起。

第二个回路是锅炉燃烧过程中的工质——空气和烟气——所构成的。空气进入锅炉后参加了燃料的燃烧过程，并产生了烟气，高温的烟气因热量的一部分传给了水和水蒸汽，而降低了温度并由烟囱排出锅炉进入大气，同时，大气中的空气又不断地进入锅炉参加燃烧。这也可看作是一个封闭回路，当然，必须将整个大气层看作这个封闭回路的一部分。

第三个回路是冷凝器中的冷却水所构成的。如图 1-1 所示的是以天然河流作为冷却水源时所构成的封闭回路。如果以冷却塔或冷却池代替自然河流，也同样构成一个封闭回路。如果装置采用风冷冷凝器，则不论是直接或间接风冷，不断在冷却设备中流通着的空气也构成一个封闭回路，此时整个大气层也看作为这个封闭回路的一部分。

在同一个动力装置中，具有三个不同工质的封闭回路，这是蒸汽动力装置的一大特点。这种装置之所以复杂，在很大程度上正是因为它有这样三个封闭的工质流动回路。与其它一些动力装置进行对比，可帮助我们更加看清汽轮机装置的这一特点。图 1-2 表示了开式循环燃气轮机装置(图 a)、废气增压内燃机装置(图 b)和冲击式水轮机装置(图 c)三种单回路动力装置。在燃气轮机装置中，空气通过压气机在燃烧室内使燃料燃烧之后生成燃气，进入燃气轮机做功，燃气轮机的排气经过大自然的作用，又变为空气进入压气机，构成一个封闭回路。在内燃机中，排气带动增压器，将空气压入内燃机中燃烧做功，也构成一个封闭回路。水轮机装置中回路的封闭环节，也是靠大自然的力量完成的。水轮机排出的水的位能很低，但是由于吸收了太阳的热能蒸发成云，经风吹往水库，以雨水的形式落下，又成为高位能的水，再引入水轮机做功。

这些单回路动力装置比三回路的蒸汽动力装置简单得多。虽然内燃机的结构较复杂，但这是它本体机构上的复杂而不是装置上的复杂。

回路的多少并不仅限于影响一个动力装置的复杂程度，实际上，它更深刻地影响着装置的运行性能。一般说来，在单回路装置中，一种设备的某一主要参数的变化会影响整个装置中其他设备的工作特性。在图 1-2 a 的燃气轮机装置中，压缩机进口空气温度的变化会使燃烧室和燃气轮机的工作条件都受到影响，而燃气轮机转速的变化又会通过机械连接而直接影响压缩机。在图 b 的内燃机装置中，虽然废气增压器与内燃机本体之间没有机械连接，但同

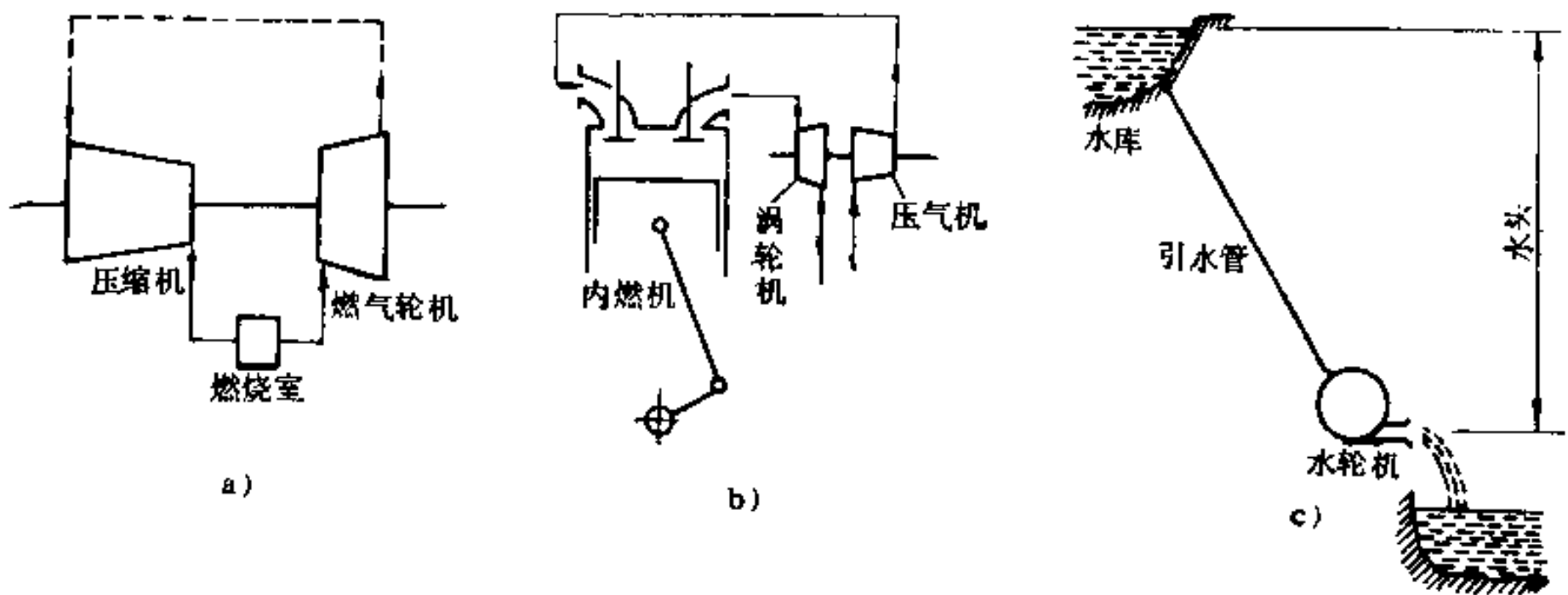


图1-2 三种单回路动力装置

一个空气废气回路已足以使两个主要设备的工作情况互相影响。在图c的水轮机装置中，虽然只有一个产生动力的设备，即水轮机，但水库中水位的高低却直接影响水轮机发出动力的大小。在某些类型的水轮机装置中（主要是低水头大流量装置），排水水位的高低也要影响水轮机所发出的功率的大小。

与此相反，汽轮机动力装置三个独立的封闭回路，却提供了较大的可能性来减少整个装置的主要设备彼此之间的相互影响，这对保持汽轮机装置的主要工作特性的稳定性是有相当好处的。例如，可以调节空气烟气回路和冷却水回路，来保持汽水回路中工质的进口参数和出口参数不变，而同时又保证汽轮机所发出的功率完全适合外界电负荷的变动。另外，承担循环的压缩过程的机械（给水泵）与承担膨胀做功的机械（汽轮机）之间没有机械的连接，这一点也增加了整个装置的运行灵活性。例如采取不变转速的给水泵，可以保持汽轮机进口的蒸汽压力不变；采用变转速的给水泵则可使蒸汽初压按一定规律随负荷而变，满足所谓汽轮机滑压运行的要求。

三回路的汽轮机装置的上述特点，在一定程度上也决定了象“汽轮机装置”这样一门课的基本内容。为了集中力量讨论汽轮机装置，可以将有关装置中的主要设备之一的锅炉的分析完全置于不顾，而并不妨碍我们研究汽轮机装置的变工况问题。本书包括了一章关于汽轮机装置的冷凝设备原理的内容，这一章与其余各章并没有特殊密切的内在联系，基本上是独立的一章，正好反映了冷凝设备在汽轮机装置中的相当独立的地位。但是关于装置中的副汽水回路，也就是给水预热系统的问题，由于它与主汽水回路之间的密切关系，就必须作为“汽轮机装置”课程的主要内容之一来处理，不能看成是逻辑上可有可无的了。

§ 1-2 回热抽汽给水预热循环

利用回热抽汽来预热锅炉给水的办法，自从20年代前后开始应用以来，已经成为汽轮机动力循环的基本构成部分，除了在某些军舰汽轮机装置中不采用给水预热循环之外，其它各种类型的大小汽轮机装置大都采用。本章后面将要分析的三种循环也都带有给水预热系统，所以本节内容也是后面几节内容的基础。

一、回热抽汽循环的简化理论模型

回热抽汽循环在工程热力学中一般称作给水预热循环。工程热力学中关于给水预热循环的理论分析是本章详细建立回热抽汽循环理论模型的基础。通过对理论模型的定量分析，可以帮助我们更深刻地理解对实际的回热抽汽系统进行详细计算得到的大量具体数据之间的内在联系。

理论模型是一个具有 n 个抽汽点和混合式加热器的回热抽汽加热系统，如图 1-3 所示，其中各级加热器中的给水，都由一个小水泵输入下一个压力较高的加热器。各水泵的

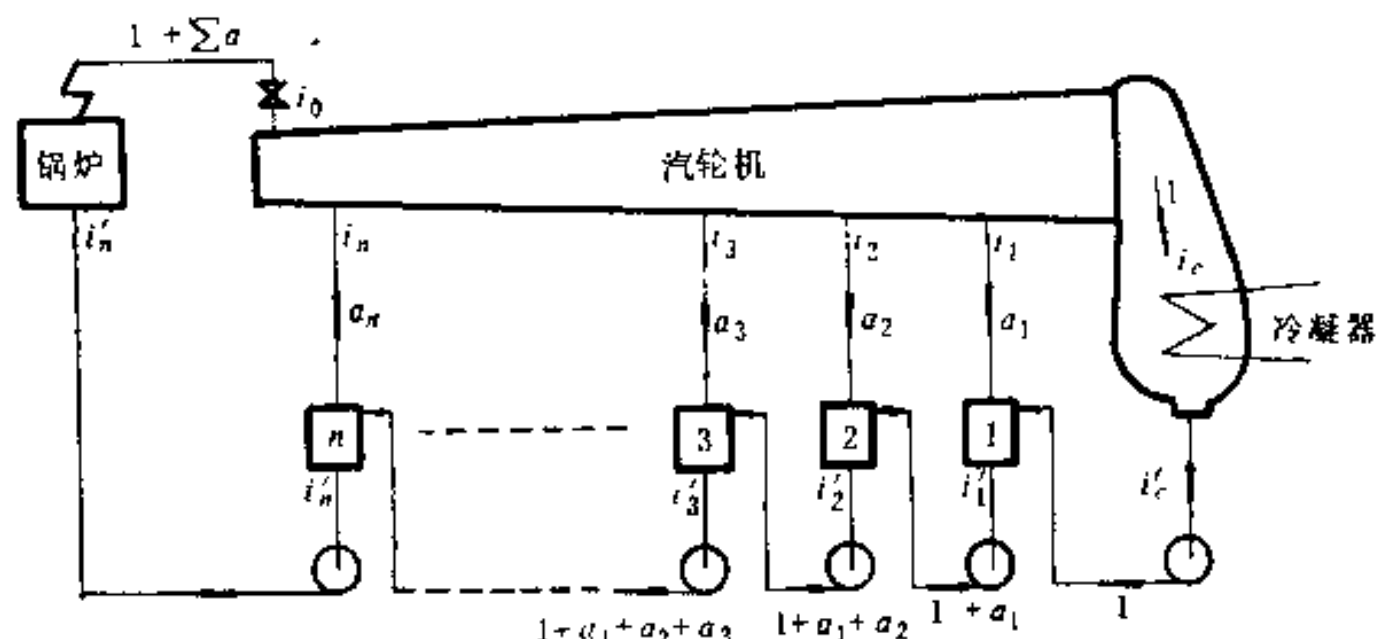


图1-3 n 级混合式加热器的回热抽汽系统

耗功都忽略不计。从汽轮机各抽汽点到相应加热器之间的管道流动阻力也忽略不计。因为采用的都是混合式加热器，所以加热器中没有传热端差。与图 1-3 所示系统相对应的 $T-s$ 图上热力循环由图 1-4 表示。给水通过整个加热系统的总比焓升为 $R = i_n' - i_c'$ ，而通过每一个加热器所得的焓升都是 $r = R/n$ ，即比焓升分配相等。作这一简化假设的意义需要到后面才能看出来。

另外，根据实际观察发现，在任何一条实际的汽轮机过程曲线上，由各点抽出的蒸汽在抽汽点压力下等压放热，而凝结成饱和水的过程中所放出的总热量大体上是相同的，即 $i_r - i_r' \approx \text{常数}$ ，此处下标 r 代表任意一级抽汽，包括进口抽汽和排汽。图 1-5 是这一情况的图解。在所用的理论模型中，把这一简化条件也包括进去。下面的理论分析就是以上述简化模型为对象，按照 Haywood 于 1949 年发表的论文^[2]进行的。

与每公斤排汽量相应的汽轮机进汽量

在图 1-3 中，第 1 号加热器的热平衡关系式可以写为

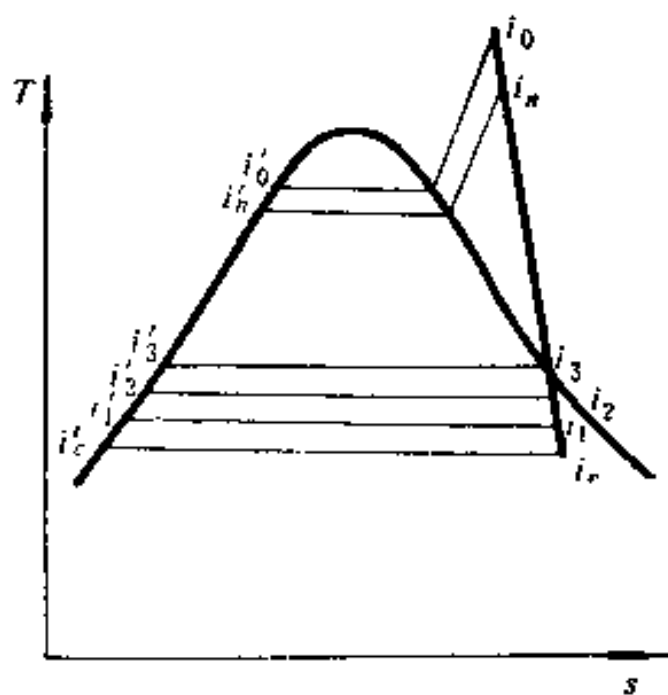


图1-4 回热抽汽系统的 $T-s$ 图

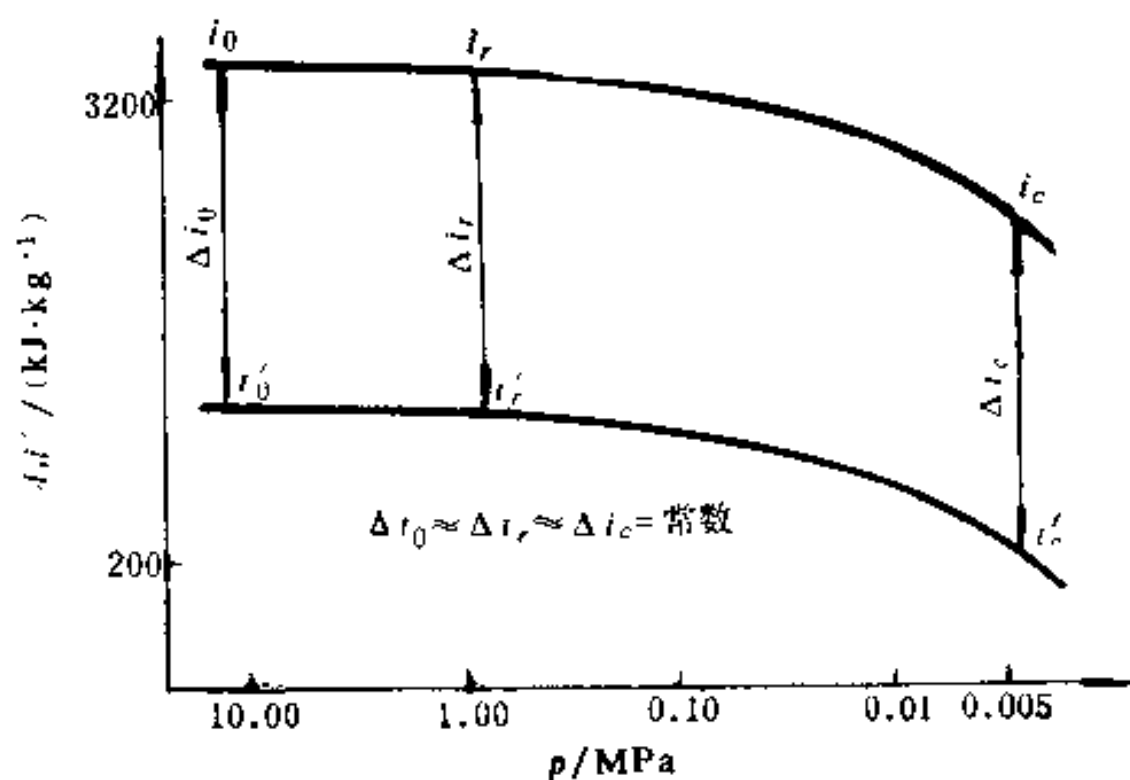


图1-5 实际汽轮机过程曲线上蒸汽的凝结放热

$$\begin{aligned} \alpha_1(i_1 - i'_1) &= 1 \times (i'_1 - i'_0) \\ \alpha_1 &= \frac{i'_1 - i'_0}{i_1 - i'_1} = \frac{r}{\Delta i} = \frac{R}{n \Delta i} \\ 1 + \alpha_1 &= 1 + \frac{R}{n \Delta i} \end{aligned} \quad (a)$$

第2号加热器的热平衡关系式为

$$\alpha_2 \Delta i = (1 + \alpha_1)r = \left(1 + \frac{R}{n \Delta i}\right) \frac{R}{n}$$

故

$$\alpha_2 = \left(1 + \frac{R}{n \Delta i}\right) \frac{R}{n \Delta i} \quad (b)$$

由式(a)和(b)可得

$$1 + \alpha_1 + \alpha_2 = 1 + \frac{R}{n \Delta i} + \left(1 + \frac{R}{n \Delta i}\right) \frac{R}{n \Delta i} = \left(1 + \frac{R}{n \Delta i}\right)^2 \quad (c)$$

用同样的推导可得

$$1 + \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 = \left(1 + \frac{R}{n \Delta i}\right)^3$$

因此, 所求的汽轮机进汽量可写为(排汽量为1)

$$1 + \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \cdots + \alpha_n = 1 + \Sigma \alpha = \left(1 + \frac{R}{n \Delta i}\right)^n \quad (1-1)$$

最有利的给水加热范围 R_* (给水总比焓升)

根据热力学中关于给水预热循环的理论已经知道, 若预热系统包括无穷多个加热级, 则给水的最大比焓升可以达到 $R_0 = i'_0 - i'_c$ 。现在需要确定的是, 在一个 n 级加热系统中与最大循环效率(即最小热耗率)相应的给水总比焓升 R_* 之值。

由工程热力学已知一个热循环的热耗率 q 一般地可以表达为

$$q = 1 + \frac{\Phi_2}{\Phi_1 - \Phi_2}$$

其中 Φ_1 和 Φ_2 分别为进入循环和离开循环的热流量。对于图 1-3 所示的热系统, 根据这个公式可将热耗率表示为

$$q = 1 + \frac{i_c - i'_c}{(1 + \Sigma \alpha)(i_0 - i'_n) - (i_c - i'_c)} \quad (1-2)$$

上式中的 $i_c - i'_c$, 根据简化条件之一, 是个常数。所以欲使 q 最小, 就必须使进入热量 $(1 + \Sigma \alpha)(i_0 - i'_n)$ 为最大。将进入热流量 Φ_1 改写成下式:

$$\Phi_1 = (1 + \Sigma \alpha)[(i_0 - i'_0) + (i'_0 - i'_n)] = (1 + \Sigma \alpha)[\Delta i + (1 - x)R_0] \quad (1-3)$$

式中, $R_0 = i'_0 - i'_c$ 是给水的最大可能比焓升, 而 $x = (i'_n - i'_c)/(i'_0 - i'_c) = R_*/R_0$ 则代表最大可能比焓升的一个部分数。为了求出 Φ_1 的最大值, 将式(1-3)对此变动的部分数 x 微分, 并令结果等于零:

$$\frac{d\Phi_1}{dx} = (\Delta i + R_0 - xR_0) \frac{d(1 + \Sigma \alpha)}{dx} - (1 + \Sigma \alpha)R_0 = 0 \quad (1-4)$$

前面已经得出 $1 + \Sigma \alpha$ 的表达式(1-1)。注意式(1-1)中的 R 就是现在的 xR_0 , 所以有

$$(1 + \Sigma \alpha) = \left(1 + \frac{x R_0}{n \Delta i}\right)^n$$

于是

$$\frac{d(1 + \Sigma \alpha)}{dx} = \frac{R_0}{\Delta i} (1 + \Sigma \alpha)^{(n-1)/n} \quad (1-5)$$

将式 (1-5) 代入式 (1-4) 后得

$$(\Delta i + R_0 - x R_0) \cdot \frac{R_0}{\Delta i} (1 + \Sigma \alpha)^{(n-1)/n} = (1 + \Sigma \alpha) R_0$$

或者

$$(\Delta i + R_0 - x R_0) = \Delta i + \frac{x R_0}{n}$$

上式确定了与最小热耗率相应的 x 之值。如果 x 的这个特殊值用 x_* 表示, 则

$$x_* = \frac{n}{n+1} \quad (1-6)$$

式 (1-6) 表明, 在 n 级的回热抽汽系统中, 为了得到最小的热耗率 q_* , 给水的总比焓升 R_0 必须是最大可能比焓升的 $n/(n+1)$ 倍。

热耗率与加热级数的关系

由式 (1-2) 和 (1-3), n 级回热抽汽系统的热耗率可写为

$$q = 1 + \frac{\Delta i}{\left(1 + \frac{x R_0}{n \Delta i}\right)^n [\Delta i + (1 - x) R_0] - \Delta i} \quad (1-7)$$

只要将上式中的 x 代以 $x_* = n/(n+1)$, 就得到最小热耗量 q_* 。因为当 $x = n/(n+1)$ 时, 有

$$(1 + \Sigma \alpha) = \left[1 + \frac{R_0}{(n+1) \Delta i}\right]^n \quad (1-8)$$

所以,

$$\begin{aligned} q_* &= 1 + \frac{\Delta i}{\left[1 + \frac{R_0}{(n+1) \Delta i}\right]^n \left[1 + \left(1 - \frac{n}{n+1}\right) \frac{R_0}{\Delta i}\right] \Delta i - \Delta i} \\ &= \frac{1}{\left(1 + \frac{R_0}{(n+1) \Delta i}\right)^{n+1} - 1} + 1 \end{aligned}$$

将上式中的括号项展开并略去 $R_0/[(n+1)\Delta i]$ 的两次以上的高次项 (可以这样作的原因是 $1/(n+1)$ 和 $R_0/\Delta i$ 两者都比 1 小得多), 就得到下列结果式:

$$q_* = 1 + \frac{1}{\frac{R_0}{\Delta i} \left(1 + \frac{n}{n+1} \frac{R_0}{2 \Delta i}\right)} \quad (1-9)$$

在式 (1-9) 中, R_0 和 Δi 都是常数 (当循环的进排汽参数都已给定时), 因此回热抽汽装置的最小热耗率只随抽汽级数 n 而变。由式可见, n 大则 q_* 小, n 小则 q_* 大。但 n 每增加

一个, q_n 减小的百分数却比上一次增加一个时 q_n 减小的百分数下降。

在极限情况下, 当 $n = \infty$ 时, $q_n = q_\infty$ 。由式 (1-9) 可知, 这时的热耗率为

$$q_\infty = 1 + \frac{1}{\frac{R_0}{\Delta i} \left(1 + \frac{R_0}{2\Delta i} \right)} \quad (1-10)$$

这就是理论回热抽汽装置 (无限级数预热) 的最小热耗率的表达式, 它适用于给水比焓升达到最大可能值 R_0 的情况。

另一个极限情况, 在 $n = 0$ 时出现。这时很显然得到按郎肯循环工作的装置, 它的热耗率 q_0 , 根据式 (1-9) 可以写为

$$q_0 = 1 + \frac{\Delta i}{R_0} \quad (1-11)$$

参考图1-5, 并记住在 $\Delta i = \text{常数}$ 的条件下, $R_0 = i_0 - i_c$, 代表汽轮机所作之功, 就可看作式 (1-11) 是与郎肯循环的效率公式完全相符合的。有了各种热耗率表达式, 就可以进而推导代表回热抽汽系统效益的公式。

回热抽汽系统在热耗率上的效益

回热抽汽系统在热耗率上所显示的绝对效益, 可以用郎肯系统的热耗率 q_0 和回热抽汽系统的热耗率 q 两者之差来表示:

$$\text{绝对效益} = q_0 - q \quad (1-12)$$

其中 q_0 由式 (1-11) 决定, q 由式 (1-7) 决定。

当 q 达到由式 (1-9) 所决定的最小值 q_n 时, 绝对效益就达到最大值:

$$q_0 - q_n = \frac{\Delta i}{R_0} - \frac{1}{\frac{R_0}{\Delta i} \left(1 + \frac{n}{n+1} \frac{R_0}{2\Delta i} \right)} = \frac{1}{2} \frac{\frac{n}{n+1}}{1 + \frac{n}{n+1} \frac{R_0}{2\Delta i}} \quad (1-13)$$

在式 (1-13) 中如果令 $n = \infty$, 就得到理论回热抽汽系统的最大绝对效益的表达式:

$$q_0 - q_\infty = \frac{1}{2} \frac{1}{1 + \frac{R_0}{2\Delta i}} \quad (1-14)$$

当然式 (1-14) 也可以直接由式 (1-11) 和式 (1-10) 得到。

现在将式 (1-11) 改写为

$$q_0 - 1 = \frac{\Delta i}{R_0} \quad (1-15)$$

用式 (1-15) 依次去除式 (1-13) 和式 (1-14) 就得到

$$\frac{q_0 - q_n}{q_0 - 1} = \frac{1}{2} \frac{\frac{n}{n+1}}{1 + \frac{n}{n+1} \frac{R_0}{2\Delta i}} \frac{1}{\frac{\Delta i}{R_0}} = \frac{1}{1 + \frac{n}{n+1} \frac{2\Delta i}{R_0}} \quad (1-16)$$

$$\frac{q_0 - q_\infty}{q_0 - 1} = \frac{1}{2} \frac{1}{1 + \frac{R_0}{2\Delta i}} \frac{1}{\frac{\Delta i}{R_0}} = \frac{1}{1 + \frac{2\Delta i}{R_0}} \quad (1-17)$$

由于 q_0 是郎肯循环的热耗率, 因此 $q_0 - 1$ 也可以表示郎肯循环热耗率的大小。所以式 (1-16) 和 (1-17) 在一定的意义上可以代替 $(q_0 - q_*)/q_0$ 和 $(q_0 - q_\infty)/q_0$ 被看作是最大绝对效益的百分数, 也就是由郎肯循环改为回热抽汽系统后热效率提高的百分数。

从这两个表达式中看出, $\frac{2\Delta i}{R_0}$ 越小, 热效率提高的百分数就越大。当一个循环的进汽温度不变或变化不大时, 进汽压力越高, Δi 就越小而 R_0 就越大, 因此, $2\Delta i/R_0$ 就越小。于是得到一条重要结论: 给水预热级数相同时, 在高压汽轮机装置中采用回热抽汽, 对降低热耗率的效益比在低压汽轮机装置中更大。

上面不用 $(q_0 - q_*)/q_0$ 和 $(q_0 - q_\infty)/q_0$ 的原因是, 如果用的话, 就不能得到式 (1-16) 和 (1-17) 中等号右方那样简单而有明显物理意义的式子。

此外, 应该注意到在压力提高时, $R_0/2\Delta i$ 随之增加, 因此, 由式 (1-13) 和 (1-14) 所表示的最大绝对效益, 实际上是减小的, 但是, 这时 $q_0 - 1 = \Delta i/R_0$ 也减小了, 所以 $(q_0 - q_*)/(q_0 - 1)$ 及 $(q_0 - q_\infty)/(q_0 - 1)$ 仍然能有所增加。

相对效益

如果以式 (1-14) 所确定的 $q_0 - q_\infty$ 为 1, 则回热抽汽系统的相对效益可以表示为

$$y = \frac{q_0 - q}{q_0 - q_\infty} \quad (1-18)$$

最大的相对效益相应地是

$$y_* = \frac{q_0 - q_*}{q_0 - q_\infty} = \frac{1 + \frac{R_0}{2\Delta i}}{1 + \frac{n}{n+1} \frac{R_0}{2\Delta i}} \cdot \frac{n}{n+1} = \lambda \frac{n}{n+1} \quad (1-19)$$

其中

$$\lambda = \frac{1 + \frac{R_0}{2\Delta i}}{1 + \frac{n}{n+1} \frac{R_0}{2\Delta i}} \quad (1-20)$$

在通常应用的蒸汽压力范围内, $R_0/2\Delta i$ 在 1/6 (低压) 和 1/3 (高压) 之间。这时即使取 n 为 1, 式 (1-20) 也很接近于 1, 而且 n 越大, λ 就越接近于 1。近似地取 $\lambda \approx 1$ 时, 式 (1-19) 就变为

$$y_* = \frac{n}{n+1} \quad (1-21)$$

这就是说, n 级回热抽汽系统的最大相对效益 y_* , 与最佳比焓升百分数 x_* 相同, 第一次近似地单独决定于抽汽次数 n , 而与蒸汽的参数无关。如果以 y 和 x 为纵横坐标轴绘图, 就得到一组曲线如图 1-6 所示, 曲线上标明的数字代表抽汽次数。每一条曲线的顶点都由式 (1-19) 计算出来, 其中右方的分子由式 (1-13) 确定, 分母由式 (1-14) 确定。由于式 (1-6) 和式 (1-21) 的关系, 各曲线的顶点都共同处于一条倾斜度为 1 的直线上, 而各顶点的 $(1 - x)$ 和 $(1 - y)$ 值则构成调和级数。

由图 1-6 看到, 任何一条曲线在与 $x = 1$ 相应的纵坐标线上的截距, 都等于抽汽少一次的曲线的最大纵坐标值。这一事实的物理意义是: 在 n 级抽汽系统中, 使给水得到最大可能

的比焓升 R_0 ，其相对效益和在 $n-1$ 级抽汽系统中使给水得到 $n-1$ 级的最佳比焓升时的最大相对效益相等。这就是说，这时 n 级抽汽系统中的第 n 个加热器的使用效果等于零。事实上，在这种情况下，第 n 个加热器必须从汽轮机进口抽出蒸汽来加热给水，因而所抽的蒸汽是在汽轮机中完全没有作过功的，所以它在增进系统热效率方面的作用为零。

由图 1-6 中曲线还可看出：

1) 循环效益随着回热抽汽级数 n 的增加而增加，但效益提高值又随着 n 的增加而逐渐减小。因此，过多的级数是不利的。

2) 不同回热级数 n ，各有一个最佳给水温度，在此温度下循环效益最大。

3) 回热级数越多，最佳给水温度越高。

实际采用的最有利给水温度，要低于最佳给水温度。这是因为给水温度不但与循环效益有关，而且还影响装置的技术经济性，因此，实际采用的给水温度，需要根据热经济性与装置的技术经济性综合分析比较才能确定。通常给水温度大约为蒸汽初压下饱和水温度的 65%~75%，即 $x = 0.65 \sim 0.75$ 。表 1-1 表示汽轮机的蒸汽初终参数、功率范围、给水回热级数、给水温度的数值，以及这些参数的对应值。

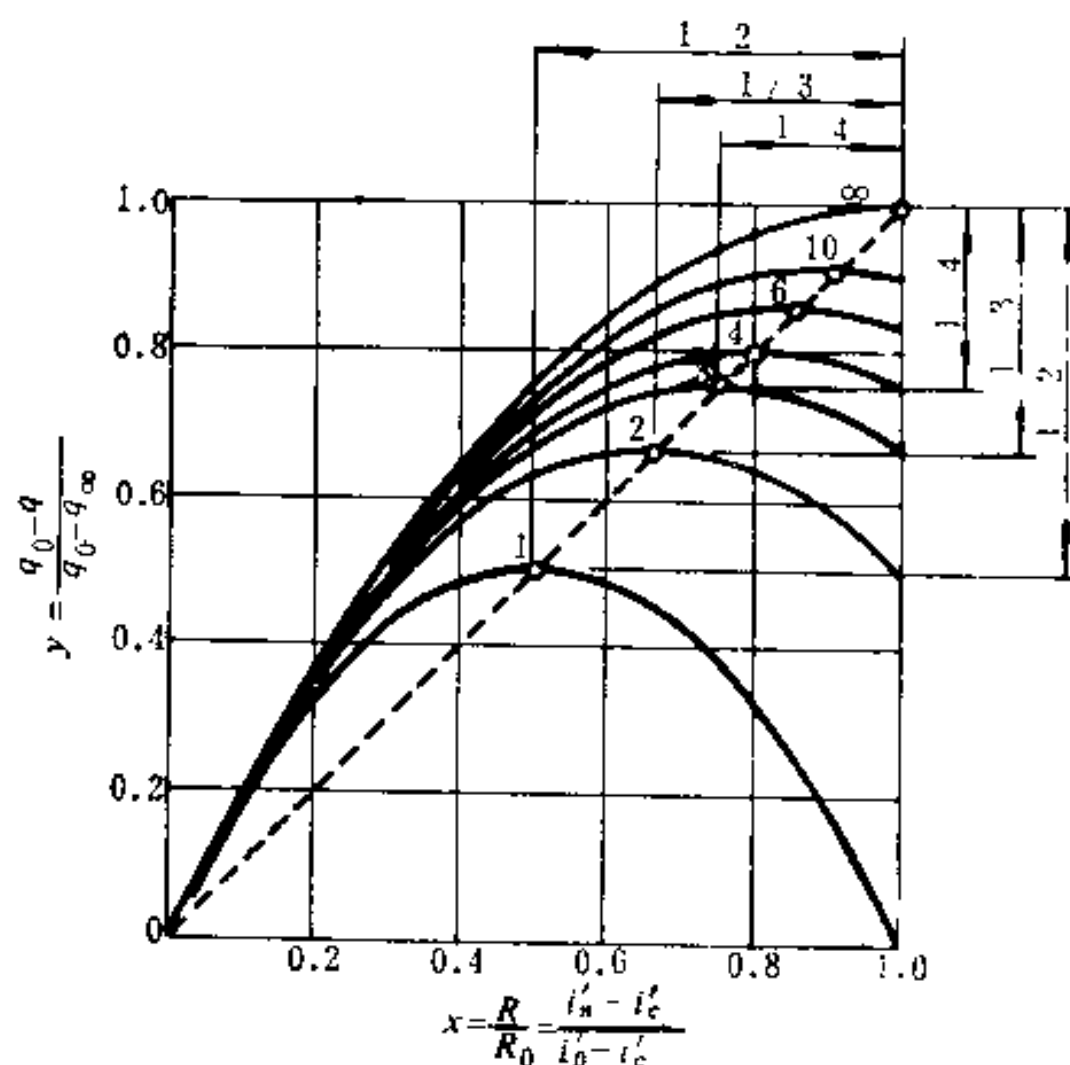


图1-6 各种抽汽次数下的相对效益-给水比焓升曲线

表1-1 汽轮机系列参数值

蒸汽参数	初压/MPa	1.3	2.4	3.5	9.0	13.0	16.2	23.5
	初温/°C	340	390	435	535	535/535	565/565	540/540
	背压/kPa	~7.8	~7.8	7.8	5.1	4.8	3.21	3.13
功率范围/MW		0.75~1.5	2.5~4.5	6~25	50~100	50~200	600	800
回热级数		2	3~4	4~5	5~6	6~7	7~8	7~8
给水温度/°C		104	150	150~170	210~230	230~250	270~275	270~275

二、最优化的比焓升分配

上面已经推导出在 n 级加热中最佳的给水总比焓升为 $R_n = R_0 n / (n + 1)$ 。但是，总比焓升 R_0 如何正确地分配给各级加热器以确保装置热效率最高的问题并没有解决。对于上述简化的理论模型来说，这个问题的答案，可以根据下述推理方法得到。

从系统中任意选取两个相邻的加热器 f 和 g 。设 r_{fg} 是给水通过这两个加热器时的总比焓升，而 αr_{fg} 是通过加热器 f 时的比焓升，于是 $(1 - \alpha)r_{fg}$ 是通过加热器 g 时的比焓升。进入

加热器 f 的给水流量用 $\left(1 + \sum_1^e \alpha\right)$ 来表示, 则加热器 f 的出口给水流量为 $\left(1 + \sum_1^f \alpha\right)$,

而加热器 g 的出口给水流量为 $\left(1 + \sum_1^g \alpha\right)$ 。

所谓最佳的比焓升分配就是与最低热耗率 q 相对应的分配, 也就是与公式 (1-2) 中的 $(1 + \Sigma \alpha)$ 最大值相对应的分配。 $\left(1 + \sum_1^g \alpha\right)$ 达到最大值是 $(1 + \Sigma \alpha)$ 达到最大值的必要条件, 因此必须确定能够使 $\left(1 + \sum_1^g \alpha\right)$ 达到最大的 α 之值。

首先列出这两个加热器的热平衡方程式。

加热器 f :

$$\alpha_f = \left(1 + \sum_1^e \alpha\right) - \frac{a r_{fg}}{\Delta i}$$

所以

$$\left(1 + \sum_1^f \alpha\right) = \left(1 + \sum_1^e \alpha\right) + \alpha_f = \left(1 + \sum_1^e \alpha\right) \left(1 + \frac{a r_{fg}}{\Delta i}\right)$$

加热器 g :

$$\alpha_g = \left(1 + \sum_1^f \alpha\right) - \frac{(1 - a) r_{fg}}{\Delta i}$$

所以

$$\left(1 + \sum_1^g \alpha\right) = \left(1 + \sum_1^f \alpha\right) + \alpha_g = \left(1 + \sum_1^f \alpha\right) \left[1 + \frac{(1 - a) r_{fg}}{\Delta i}\right]$$

即

$$\left(1 + \sum_1^g \alpha\right) = \left(1 + \sum_1^e \alpha\right) \left(1 + \frac{a r_{fg}}{\Delta i}\right) \left(1 + \frac{(1 - a) r_{fg}}{\Delta i}\right) \quad (1-22)$$

然后, 将式 (1-22) 对 a 微分并使结果等于零求解 a , 得到

$$a = \frac{1}{2}$$

这就是说, 当两个相邻加热器中的给水比焓升相同时, $1 + \sum_1^g \alpha$ 就达到最大值。因此, 等焓

升分配是这两个加热器中总比焓升的最佳分配方案。但这两个相邻加热器是从整串加热器中任意选取的, 由此可以作出这样的推论: 整个系统中各个加热器内的给水比焓升相同, 是保证系统热耗率达到最小值的必要条件。换句话说, 对于简化理论模型的回热抽汽系统而言, 等比焓升分配法是最优化的给水比焓升分配法。

*三、采用不同型式加热器的回热抽汽系统

在一个采用 n 级表面式加热器的理论回热抽汽系统中, 如图 1-7 所示, 只要仍旧保留在混合式加热器的 n 级理论系统中的那些简化条件, 另外再增加一个加热器传热端差为零的条