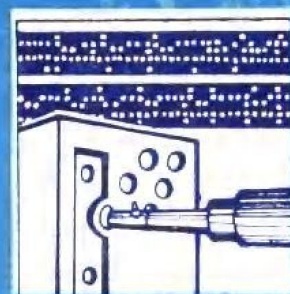
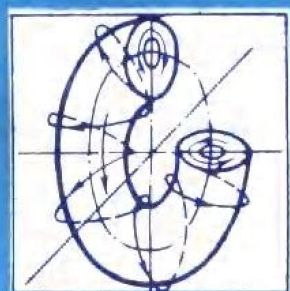


高等学校试用教材



蒸汽轮机装置

西安交通大学蔡颐年 主编



机械工业出版社

蒸汽轮机装置

西安交通大学蔡颐年 主编

*

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南街一号)

(北京市书刊出版业营业许可证出字第 117 号)

沈阳市第二印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 $787 \times 1092^{1/16}$ ·印张 $16^{3/4}$ ·字数404千字

1982年2月沈阳第一版·1982年2月沈阳第一次印刷

印数 00,001—3,000·定价1.75元

*

统一书号: 15033·5081

前 言

本书是依据一九七八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。

蒸汽轮机装置是一种理论上比较成熟，生产上得到充分应用和发展的科学技术。有关蒸汽轮机装置热力循环及蒸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，讨论现代蒸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：

第一章讨论电站蒸汽轮机装置热力循环。其中删除了传统的与《工程热力学》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蒸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蒸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，并从现代蒸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蒸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蒸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蒸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蒸汽轮机技术的发展，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蒸汽轮机装置的梗概, 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; 又如一般在一般地采用“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。

一九八〇年八月二十七日

目 录

第一章 电站汽轮机装置的热力循环

* § 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、最优化的焓升分配	9
*三、采用不同型式加热器的回热抽汽系统	12
四、回热抽汽系统计算实例	14
§ 1-3 中间再热回热抽汽循环	17
一、中间再热的效果及影响	17
二、最佳给水焓升的理论分配	19
三、中间再热回热抽汽汽轮机装置的计算	21
§ 1-4 回热系统损失分析	26
一、压降损失和端差损失	27
*二、布置损失	28
*三、焓升分配损失	30
四、透平汽封漏汽等项目 对回热系统的影响	31
§ 1-5 湿蒸汽循环	32
一、湿蒸汽的工作范围和热力学性质	33
*二、湿蒸汽的流动 Wilson 线	34
*三、透平级内的湿蒸汽流	37
四、透平级的湿汽损失	38
五、湿蒸汽循环举例	39
§ 1-6 采用小透平驱动给水泵的蒸汽循环	40
*一、电站经济性方面的考虑	41
二、抽汽点及冷凝器要求	42
三、实际系统举例	43
参考文献	44
本章主要符号	45

第二章 蒸汽透平及其装置的变工况

§ 2-1 调节级的变工况特性与计算要求	47
一、喷管配汽调节级的结构和工作原理	47
二、实际调节级喷管组的变工况及计算	49
*三、旁通配汽调节级	51
§ 2-2 中间级变工况特性	53
一、中间级的压力流量理论关系	53
二、级组的 p_i - G 曲线	56

三、调节级对中间级的影响	58
§ 2-3 末级的变工况特性及计算	60
一、变工况特性	60
二、简化计算方法	60
三、背压透平的简化计算	62
*四、节流配汽透平和旁通配汽透平	62
§ 2-4 透平变工况计算示例	63
一、1500千瓦透平变工况计算	63
二、节流配汽透平变工况计算	68
§ 2-5 汽轮机装置变工况原理	72
一、回热抽汽工况与纯冷凝工况	72
二、加热器变工况特性	74
三、背压的变化	77
四、变工况计算步骤	78
§ 2-6 装置变工况计算实例	79
一、N25-35机组变工况计算结果	79
*二、中间过热机组的变工况计算结果	81
参考文献	84
本章主要符号	84

第三章 汽轮机的凝汽设备

§ 3-1 凝汽设备的任务及工作原理	86
一、任务及工作要求	86
二、冷凝器的工作过程及类型	87
三、表面式冷凝器的结构形式	89
§ 3-2 冷凝器压力数值的确定	90
一、冷凝器压力的测量	90
二、冷凝器内压力的确定方法	91
三、冷凝器的最佳压力	93
四、空气对冷凝器压力的影响	94
§ 3-3 冷凝器的传热系数	95
一、热阻、传热系数、单位面积热负荷	95
二、冷却面积计算与总体传热系数	98
§ 3-4 冷凝器的热力设计及结构设计	101
一、热力计算中的各种因素	101
二、热力计算举例	105
*三、冷凝器管子的固装与管束布置	107
* § 3-5 空气泵	110

一、蒸汽喷射泵	110
二、水喷射泵	112
§ 3-6 冷凝器的变工况	113
一、冷凝器特性曲线	113
二、冷凝器变工况计算示例	114
* § 3-7 多压冷凝器	115
§ 3-8 空气凝汽系统	118
一、空气凝汽系统的类型及发展	118
二、干冷却塔的工作特性	121
*三、技术经济比较	123
参考文献	124
本章主要符号	125

第四章 大功率汽轮机

§ 4-1 电站汽轮机的发展	126
§ 4-2 设计因素分析	139
一、进汽流量、绝热降	139
二、排汽容积流量	141
三、转速	143
§ 4-3 热力特性	146
一、效率	146
二、配汽方式与变工况	147
三、滑压配汽	150
§ 4-4 主要结构	153
一、总体结构	153
二、汽缸	156
三、动叶片及转子	159
§ 4-5 核电站汽轮机	161
一、应用条件和基本类型	162
二、饱和蒸汽核电站汽轮机装置	163
三、湿蒸汽透平热力设计特点	166
四、湿蒸汽透平结构	167
*五、过热蒸汽核电站汽轮机	171
* § 4-6 尖峰负荷机组	173
一、尖峰负荷大功率汽轮机	173
二、辐流式尖峰负荷汽轮机	176
参考文献	180
本章主要符号	181

第五章 中心热电站汽轮机及其装置

§ 5-1 热电联合生产基本原理	182
一、热电比与效率	182
二、调节抽汽透平装置的经济性	184
*三、供热装置中的热水分级加热	187

§ 5-2 背压式汽轮机装置	188
一、供应蒸汽的背压透平装置	189
*二、区域供热背压透平	190
三、背压式汽轮机的结构及设计特点	191
§ 5-3 一次调节抽汽式汽轮机装置	192
一、工作原理	192
二、工况图	195
三、热力系统	197
*四、一次调节抽汽透平的新发展	198
§ 5-4 两次调节抽汽式汽轮机装置	202
一、工作原理及热力系统	202
二、工况图	203
三、设计特点及结构特点	204
四、调节抽汽背压透平	208
* § 5-5 湿蒸汽热电透平	209
一、基本概念	209
二、经济因素	210
三、供热抽汽对湿蒸汽透平的影响	211
四、热电透平设计方案探讨	212
参考文献	214
本章主要符号	214

第六章 工业汽轮机

§ 6-1 概述	216
一、工业汽轮机的应用、类型及发展	216
二、工业汽轮机的结构及设计特点	217
§ 6-2 转速与极限功率的关系	224
* § 6-3 工业汽轮机的系列化	227
一、单级工业汽轮机的系列化	227
二、多级工业汽轮机的系列化	229
§ 6-4 驱动用工业透平的变工况	231
一、内特性	231
二、外特性	238
*三、工业汽轮机级变工况特性的相似计算法	243
§ 6-5 驱动中心电站给水泵用汽轮机	247
一、凝汽式给水泵汽轮机	247
*二、背压式给水泵汽轮机	252
§ 6-6 变转速工业汽轮机变工况计算实例	253
参考文献	255
本章主要符号	256

附录 国际单位制与工程

单位制的换算	258
--------	-----

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力循环的具体设计问题。为了使整个探讨建立在更加严格的基础上，也不避免从基本热力学理论的角度来分析问题，但主要还是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

现代火力发电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蒸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

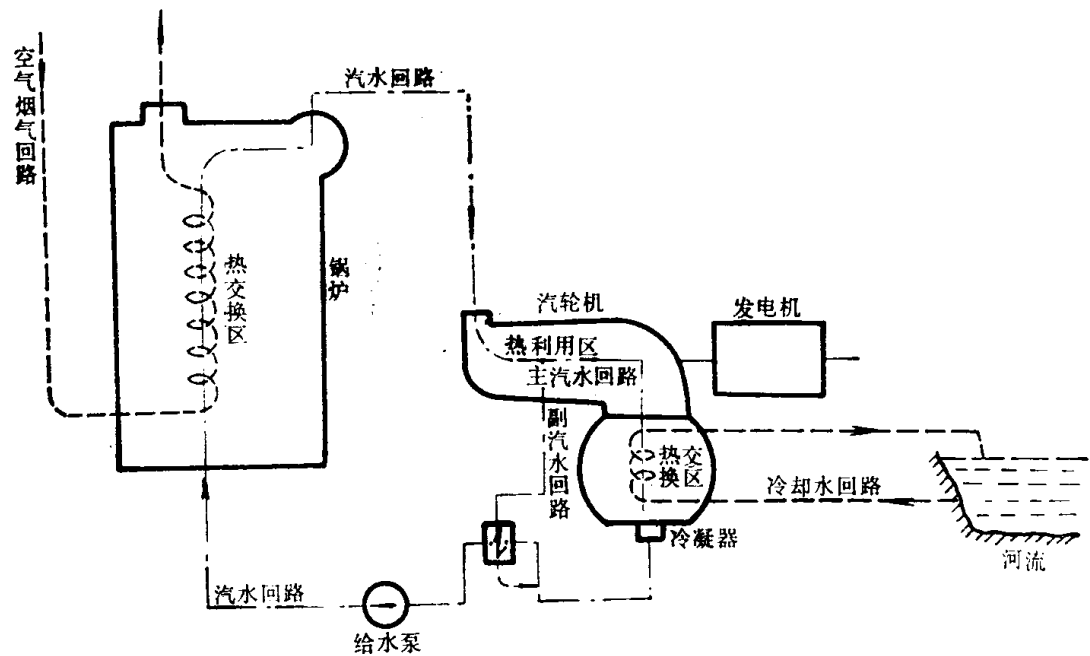


图1-1 蒸汽动力装置及其三个封闭回路示意

四个最主要的设备，即锅炉、汽轮机、冷凝器和给水泵。四件之中，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，最后一件设备给水泵在整个装置中是消耗一部分动力来完成热力循环中的压缩过

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，热量的交换简单地说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就是为了造成烟气（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明过的。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，叫作汽水回路，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，则不论是直接风冷或间接风冷，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

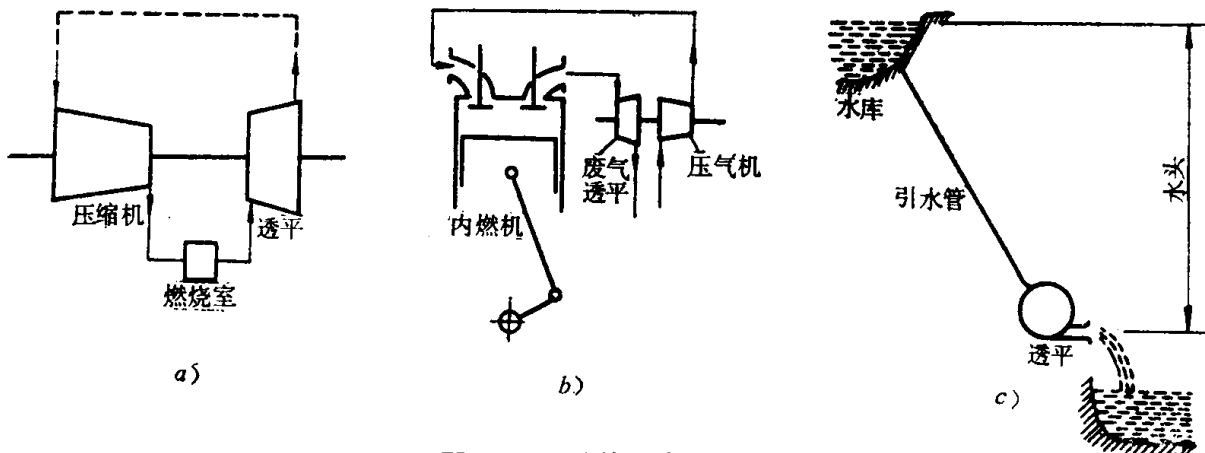


图1-2 三种单回路动力装置

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透平做功，透平排出的气体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，排气进入废气透平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。透平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，由风吹往水库，以雨水的形式落下，又成为高位能的水，再引入透平做功。

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，一种设备的某一个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1-2a)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透平的工作条件都受到影响，而透平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透平发出动力的大小。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透平所发出的功率大小。

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透平所发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（透平）之间没有机械的连结，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透平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，满足所谓透平滑压运行的要求。

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蒸汽轮机装置这样一门课程的基本内容。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源设备原理的内容，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，就必需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二十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叫作给水预热循环。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

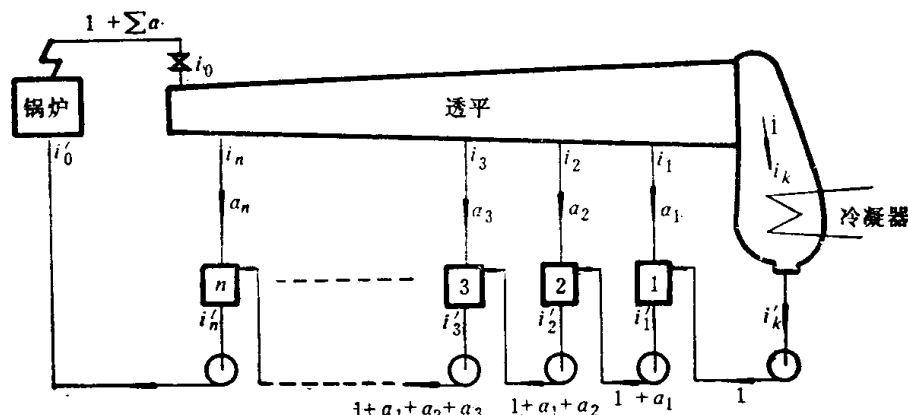


图1-3 n 级混合式加热器的回热抽汽系统

器。各水泵的耗功都忽略不计。从透平各抽汽点到相应加热器之间的管道流动阻力也忽略不计。

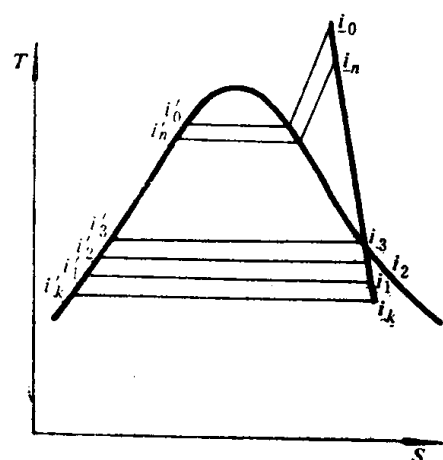


图1-4 回热抽汽系统的 $T-S$ 图

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 年发表的论文进行的。

与每公斤排汽量相应的透平进汽量

在图 1-3 中，第 1 号加热器的热平衡关系式可以写为

$$\alpha_1 (i_1 - i'_1) = 1 \cdot (i'_1 - i'_k)$$

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焓升为 $R = i_n' - i_k'$ ，而通过每一个加热器所得的焓升都是 $r = R/n$ ，即焓升分配相等。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，我们发现，在任何一条实际的透平过程曲线上，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抽汽。图 1-5 是这一情况的图

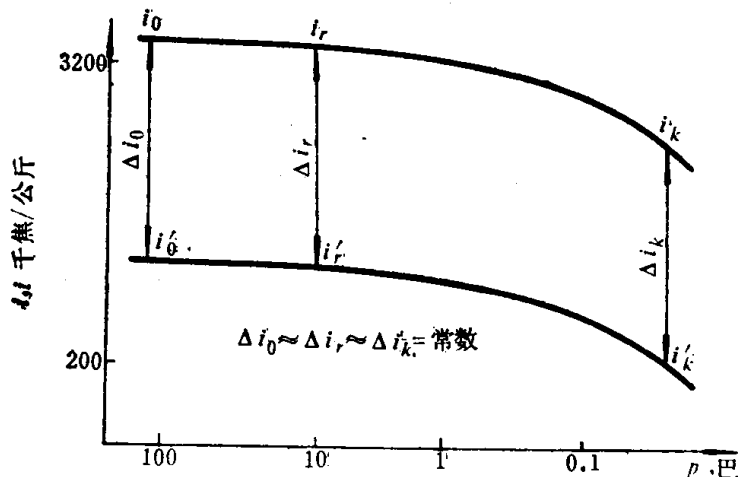


图1-5 实际透平过程曲线上蒸汽的凝结放热

$$\alpha_1 = \frac{i_1' - i_k'}{i_1 - i_1'} = \frac{r}{\Delta i} = \frac{R}{n \cdot \Delta i}$$

$$1 + \alpha_1 = 1 + \frac{R}{n \cdot \Delta i} \quad (a)$$

第 2 号加热器的热平衡关系式为

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

故

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

由式 (a) 和式 (b) 可得

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

用同样的推导可得

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

因此, 所求的透平进汽量可写为 (排汽量为 1)

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

最有利的给水加热范围 R_n (给水总焓升)

根据热力学中关于给水预热循环的理论已经知道, 如果预热系统包括无穷多个加热级, 则给水的最大焓升可以达到 $R_0 = i_0 - i_0'$ 。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焓升 R_n 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

$$q = 1 + \frac{Q_2}{Q_1 - Q_2}$$

其中 Q_1 和 Q_2 分别为进入循环和离开循环的热量 (千焦)。对于图 1-3 所示的热系统, 根据这个公式可将热耗量表示为

$$q = 1 + \frac{i_k - i_k'}{(1 + \sum \alpha)(i_0 - i_n') - (i_k - i_k')} \quad (1-2)$$

上式中的 $i_k - i_k'$, 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 $(1 + \sum \alpha)(i_0 - i_n')$ 为最大。将进入热量 Q_1 改写成下式:

$$\begin{aligned} Q_1 &= (1 + \sum \alpha)[(i_0 - i_0') + (i_0' - i_n')] \\ &= (1 + \sum \alpha)[\Delta i + (1-x)R_0] \end{aligned} \quad (1-3)$$

式中 $R_0 = i_0' - i_k'$ 是给水的最大可能焓升, 而 $x = (i_n' - i_k') / (i_0' - i_k') = R_n / R_0$ 则代表最大可能焓升的一个部分数。为了求出 Q_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:

$$\frac{dQ_1}{dx} = (\Delta i + R_0 - xR_0) \frac{d(1 + \sum \alpha)}{dx} - (1 + \sum \alpha)R_0 = 0 \quad (1-4)$$

前面已经得出 $1 + \sum \alpha$ 的表达式 (1-1)。注意式 (1-1) 中的 R 就是现在的 R_0 , 所以有

$$(1 + \sum \alpha) = \left(1 + \frac{x R_0}{n \cdot \Delta i}\right)^n \quad (1-1)_a$$

于是

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

将式 (1-5) 代入式 (1-4) 后得

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

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_n 表示, 则

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

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_n , 给水的总焓升 R_0 必须是最大可能焓升的 $n/n+1$ 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

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

只要将上式中的 x 代以 $x_n = n/n+1$, 就得到最小热耗量 q_n 。因为当 $x = n/n+1$ 时, 有

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

所以

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

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:

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

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_n 小, n 小则 q_n 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

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

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。这时很显然得到的是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， $R_0 = i_0 - i_k$ ，代表透平所作之功，就可看出式 (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的效果的公式。

回热抽汽在热耗率上的效益

回热抽汽系统在热耗率上所显示的绝对效果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

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

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

因为 q_0 是郎肯循环的热耗量，所以 $q_0 - 1$ 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 $(q_0 - q_n)/q_0$ 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：当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果比在低压汽轮机装置中更大。

上面不用 $(q_0 - q_n)/q_0$ 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 $(q_0 - q_n)/(q_0 - 1)$ 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

$$y = \frac{q_0 - q}{q_0 - q_\infty} \tag{1-18}$$

最大的相对效益相应地是

$$y_n = \frac{q_0 - q_n}{q_0 - q_\infty} = \frac{1 + \frac{R_0}{2\Delta i}}{1 + \frac{n}{n+1} \cdot \frac{R_0}{2\Delta i}} \cdot \frac{n}{n+1} = \lambda \cdot \frac{n}{n+1} \tag{1-19}$$

其中

$$\lambda = \frac{1 + \frac{R_0}{2\Delta i}}{1 + \frac{n}{n+1} \cdot \frac{R_0}{2\Delta i}} \tag{1-20}$$

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

$$y_n = \frac{n}{n+1} \tag{1-21}$$

这就是说， n 级回热抽汽系统的最大相对效益 y_n ，与最佳焓升部分数 x_n 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 (1-18) 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

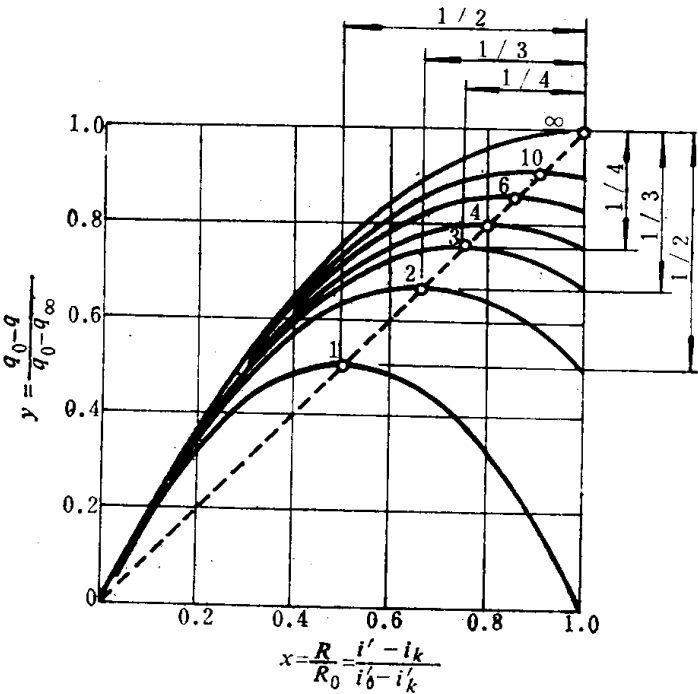


图1-6 各种抽汽次数下的相对效益——给水焓升曲线

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,任何一条曲线在纵坐标线 $x=1$ 上的截距都等于抽汽少一次的曲线的最大纵坐标。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 个加热器必须直接从透平进口抽出蒸汽来加热给水,因而所抽的蒸汽是在透平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。

二、最优化的焓升分配

上面已经推导出在 n 级加热中最佳的给水总焓升为 $R_n = R_0 n / (n+1)$ 。但是总焓升 R_n 如何正确地分配给各级加热器以便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焓升,而 a_{rfg} 是通过加热器 f 时的焓升,于是 $(1-a)r_{fg}$ 是通过加热器 g 时的焓升。进入加热器 f 的给水流量用 $(1 + \sum_1^e \alpha)$ 来表示,则加热器 f 的出口给水流量为 $(1 + \sum_1^f \alpha)$,而加热器 g 的出口给水流量为 $(1 + \sum_1^g \alpha)$ 。

所谓最佳的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 $(1 + \sum_1^g \alpha)$ 最大值相对应的分配。 $(1 + \sum_1^f \alpha)$ 达到最大值是 $(1 + \sum_1^g \alpha)$ 达到最大值的必要条件,因此必须确定能够使 $(1 + \sum_1^g \alpha)$ 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 :

$$\alpha_f = \left(1 + \sum_1^e \alpha\right) \frac{a_{rfg}}{\Delta i}$$

所以

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

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

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

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焓升的最佳分配方法。但是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, 等焓升分配法是最优化的给水焓升分配法。

现在我们放弃图1-5中

$$\Delta i_0 \approx \Delta i_r \approx \Delta i_k = \text{常数}$$

这一简化假设的条件, 再来对图1-3的n级回热抽汽系统的最优化焓升分配问题进行分析

对任意一个加热器 ν 写出的热平衡方程式最后可以化为 (参看前面公式1-22):

$$\left(1 + \sum_1^{\nu} \alpha\right) = \left(1 + \frac{\Delta r_{\nu}}{\Delta i_{\nu}}\right) \left(1 + \sum_1^{\nu-1} \alpha\right) \quad (1-23)$$

其中 $\Delta r_{\nu} = R_{\nu} - R_{\nu-1}$ 。根据C.D. Weir的论文, 式 (1-23) 可写为:

$$\left(1 + \sum_1^{\nu} \alpha_{\mu}\right) = \prod_1^{\nu} \left(1 + \frac{\Delta r_{\mu}}{\Delta i_{\mu}}\right) \quad (1-24)$$

式中下标 μ 表示各符号所代表的是变数。现在令

$$x_{\mu} = 1 + \frac{\Delta r_{\mu}}{\Delta i_{\mu}} \quad (1-25)$$

就得到

$$\left(1 + \sum_1^{\nu} \alpha_{\mu}\right) = \prod_1^{\nu} x_{\mu} \quad (1-26)$$

由任一热循环的热效率 η 的基本定义出发, 可将图1-3所示回热抽汽系统的热效率写为:

$$\eta = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{i_0 - i_k}{\left(1 + \sum_1^n \alpha_{\mu}\right) (i_0 - i_n')} \quad (1-27)$$

在此式中, i_0 是定值, i_n' 在 R_n 按式 (1-6) 确定之后也是一个定值。所以只要分式的分母达到最大值时, η 就是最大。现将分母中的第二项改写为下式:

$$i_0 - i_n' = (i_0 - i_0') \left(1 + \frac{i_0' - i_n'}{i_0 - i_0'}\right)$$

则利用式 (1-26) 后就得到

$$Q_1 = (i_0 - i_0') \prod_1^{n+1} x_{\mu} \quad (1-28)$$

其中

$$x_{n+1} = 1 + \frac{i_0' - i_n'}{i_0 - i_0'} = 1 + \frac{i_0' - i_n'}{\Delta i_0} \quad (1-29)$$

因为 i_0 和 i_k 都是定值, 所以吸热量 Q_1 应决定于 $i_1', i_2', \dots, i_n'$, 即

$$Q_1 = Q_1(i_1', i_2', \dots, i_n')$$

而 Q_1 的变化 δQ_1 则为

$$\delta Q_1 = \frac{\partial Q_1}{\partial i_1'} \delta i_1' + \frac{\partial Q_1}{\partial i_2'} \delta i_2' + \dots + \frac{\partial Q_1}{\partial i_n'} \delta i_n' \quad (1-30)$$

式 (1-30) 为一不受约束的方程式, 所以按照函数极值原理, Q_1 达到最大值的条件是 Q_1 对 $i_1', i_2', \dots, i_n'$ 的偏导数为零, 即

$$\frac{\partial Q_1}{\partial i_1'} = \frac{\partial Q_1}{\partial i_2'} = \frac{\partial Q_1}{\partial i_3'} = \dots = \frac{\partial Q_1}{\partial i_n'} = 0 \quad (1-31)$$

对式 (1-31) 中任意一个方程求其偏导数并使之为零,

$$\frac{\partial Q_1}{\partial i_p'} = \frac{\partial}{\partial i_p'} \prod_{\mu=1}^{n+1} x_\mu = \prod_{\mu=1}^{n+1} x_\mu \left(\frac{\partial x_{p+1} / \partial i_p'}{x_{p+1}} + \frac{\partial x_p / \partial i_p'}{x_p} \right) = 0 \quad (1-32)$$

根据式 (1-25) 的定义, 此式中的 $\partial x_p / \partial i_p'$ 可写为

$$\frac{\partial x_p}{\partial i_p'} = \frac{1}{\partial i_p'} \left(1 + \frac{i_p' - i_{p+1}'}{\Delta i_p} \right) = \frac{1}{\Delta i_p'} \left(1 - \frac{\Delta i_p'}{\Delta i_p} \cdot \frac{d \Delta i_p}{d i_p'} \right)$$

或

$$\frac{\partial x_p}{\partial i_p'} = \frac{\psi_p}{\Delta i_p} \quad (1-33)$$

此处的

$$\psi_p = \left(1 - \frac{\Delta i_p'}{\Delta i_p} \cdot \frac{d \Delta i_p}{d i_p'} \right) \quad (1-34)$$

在计算式 (1-32) 中的 $\partial x_{p+1} / \partial i_p'$ 时, 应注意, 给定透平过程曲线上任一点的 i_p 都只决定于该点的压力和饱和水的焓 i_p' 而与 i_{p+1}' 无关。所以

$$\frac{\partial x_{p+1}}{\partial i_p'} = \frac{\partial}{\partial i_p'} \left(1 + \frac{i_{p+1}' - i_p'}{\Delta i_{p+1}} \right) = - \frac{1}{\Delta i_{p+1}} \quad (1-35)$$

现将式 (1-33) 和 (1-35) 所决定的 $\partial x_p / \partial i_p'$ 和 $\partial x_{p+1} / \partial i_p'$ 代入式 (1-32) 就得到

$$- \frac{1}{\Delta i_{p+1} x_{p+1}} + \frac{\psi_p}{\Delta i_p x_p} = 0$$

或

$$\Delta i_{p+1} x_{p+1} = \frac{\Delta i_p x_p}{\psi_p} \quad (1-36)$$

式 (1-36) 是 η 达到最大值的必要条件, 即任意两个相邻的加热器中的 Δi_p 和 x_p 的乘积必须满足的条件: 高一级的 $\Delta i_p x_p$ 应为低一级的 $\Delta i_{p+1} x_{p+1}$ 的 $1/\psi_p$ 倍。另一个必要条件是

$$\sum_{\mu=1}^n \Delta i_\mu = i_n' - i_k' \quad (1-37)$$

即各加热器所分配的焓升之和应等于预热系统的总焓升。式 (1-36) 和 (1-37) 是循环热效率达到最大值的充足和必要条件。符合这两个条件的焓升分配就是最优化的焓升分配。要得到这样的焓升分配必须用迭代计算。