

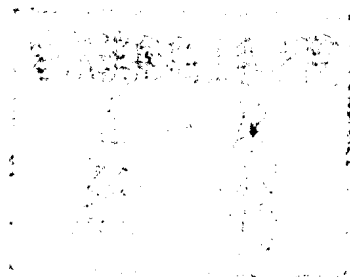
365827

21.4  
07

# 电厂热力系统节能分析原理

## —— 电厂蒸汽循环的函数与方程

马芳礼 著



水利电力出版社

## 序 言

电厂蒸汽循环的设计和计算，传统上是采用热平衡法进行的，这种方法既复杂、繁琐，又没有清楚的物理概念，不能指出循环中某一参数改变后对整个循环经济性的影响，因而难以指导实际热电厂的节能分析。

马芳礼同志积数十年在实际工程设计中和理论教学上的经验，根据热力学第二定律，创造出一整套在理论上坚实、在应用上方便的蒸汽循环分析方法，首次提出用循环不可逆性来定性分析、用循环函数式来定量计算蒸汽循环的经济性，并应用到实际工程中去，创立了各种凝汽式和供热式汽轮机的循环方程式，以及辅助汽水循环的分析通用式。在循环不可逆性分析的指导下，马芳礼同志还利用循环函数式创立了汽轮机循环真实而不是近似的最佳加热分配计算法。

以上的成就，不仅在理论上更新了蒸汽循环的分析方法，而且在实际工作中为汽轮机循环设计、为热电厂经济运行和节能分析提供了最好的工具。在蒸汽循环分析的领域里，不仅在国内，而且在国际上也是第一次有这样严谨而完整的论述。因此，我们非常愿意向读者推荐，并且建议高等院校、汽轮机制造厂、蒸汽电厂设计和运行的有关专业人员，学习和掌握这个理论和方法。

中国电机工程学会理事长 张凤祥  
能源部电力规划设计总院院长 汤蕴琳

1989年5月24日

# 目 录

序言

绪论 ..... 1

## 第一篇 汽轮机循环的不可逆性与函数式

第一章 汽轮机循环的不可逆性 .....	12
第一节 热力学第二定律与不可逆过程 .....	12
第二节 熵增原理及不可逆性 .....	14
第三节 朗肯循环的不可逆性 .....	20
第四节 回热循环的不可逆性 .....	23
第五节 再热循环的不可逆性 .....	27
第二章 汽轮机循环的循环功和循环效率 .....	29
第一节 无再热的回热循环 .....	29
第二节 有再热的回热循环 .....	33
第三节 有热量收益或损失的循环 .....	35
第四节 汽轮机循环的热经济指标 .....	37
第三章 汽轮机循环的函数式 .....	40
第一节 汽轮机循环函数式的存在及其意义 .....	40
第二节 “加热单元” .....	41
第三节 “单元进水系数”和“单元抽汽系数” .....	43
第四节 “单元进水系数”的通用式 .....	44
第五节 汽轮机循环的函数式 .....	49
第六节 汽轮机循环函数式的应用(一) .....	50
第七节 汽轮机循环函数式的应用(二)——采用串联独立抽汽冷却器提高大型汽轮机组的热效率 .....	63

## 第二篇 无再热汽轮机的方程式

第四章 有调节抽汽汽轮机的方程与动力特性 .....	83
第一节 单项特性系数与基本方程 .....	83
第二节 综合特性系数与动力特性方程 .....	85
第三节 综合特性系数的意义和作用 .....	86
第四节 综合特性系数的计算式 .....	87
第五节 C50-8.82/1.274型汽轮机的方程与动力特性 .....	88
第六节 C50-8.82/0.98型汽轮机的方程与动力特性 .....	96
第七节 C50-8.82/0.118型汽轮机的方程与动力特性 .....	100

第八节	CC50-8.82/1.274/0.118型汽轮机的方程与动力特性	108
第九节	热电厂节能的分析计算与经济指标	115
第十节	抽汽式汽轮机的工况图	121
第五章	辅助汽水循环的分析计算	125
第一节	做功系数 $W_x$ 的通用式	125
第二节	汽轮机进汽系数与锅炉进水系数	127
第三节	锅炉进水系数 $\alpha_x$ 的通用式	128
第四节	辅助汽水循环中热量转化的规律	150
第五节	多元辅助循环(一): 锅炉排污系统的辅助循环	151
第六节	多元辅助循环(二): 减压减温供汽的辅助循环	159
第六章	无再热汽轮机的方程式与热力计算	168
第一节	N100-8.82型汽轮机的方程式与热力计算	169
第二节	CC50-8.82/1.274/0.118型汽轮机的热力计算	177

### 第三篇 大型再热式汽轮机的方程式

第七章	大型再热式汽轮机循环分析研究的指导原则	184
第一节	大型再热式汽轮机的主循环与辅助循环	184
第二节	大型再热式汽轮机的方程式与综合特性系数	185
第三节	再热蒸汽多耗系数与再热蒸汽量方程式	185
第八章	亚临界压力300MW汽轮机的方程式与热力计算及其热力系统节能潜力	188
第一节	亚临界压力300MW汽轮机主循环的计算	188
第二节	亚临界压力300MW汽轮机辅助循环的计算	190
第三节	用方程式综合亚临界压力300MW汽轮机的主、辅循环	201
第四节	亚临界压力300MW汽轮机热力系统的节能潜力	207
第九章	超高压200MW凝汽供暖两用机组的性能与节能分析	215
第一节	200MW两用汽轮机的最大供热能力和相应的发电出力	215
第二节	200MW两用机组最大供热工况热耗率和节能分析	218
第三节	给水温度变化的辅汽循环的分析计算	222
第四节	热电联产的重要技术经济指标	232
第五节	抽汽压力降低对提高两用机组节能效益的定量分析计算	233
第六节	两级抽汽加热提高两用机组的节能效益	236
第七节	两用机组热电厂兼供工业用汽的最佳供热方式	240
第八节	有厂用抽汽或补充水的汽轮机组热耗率	242

### 第四篇 汽轮机循环的最佳加热分配

第十章	无再热汽轮机循环的最佳加热分配	251
第一节	混合式加热器循环的最佳加热分配	251
第二节	综合式加热器循环的最佳加热分配	260
第十一章	有再热汽轮机基本循环的最佳加热分配	273

第一节	有再热汽轮机基本循环最佳加热分配的定性分析 .....	273
第二节	有再热汽轮机基本循环的函数式 .....	274
第三节	有再热汽轮机基本循环最佳加热分配方程式 .....	280
第四节	有再热汽轮机基本循环的最佳再热压力 .....	288
第五节	有再热汽轮机基本循环最佳加热分配方程式的数值解及其变化规律 .....	289
第十二章	有再热汽轮机带独立抽汽冷却器循环的最佳加热分配 .....	291
第一节	独立抽汽冷却器可以提高循环的热经济性并改变它的最佳加热分配 .....	291
第二节	上海汽轮机厂300MW汽轮机有独立抽汽冷却器循环的函数式 .....	291
第三节	上海汽轮机厂300MW汽轮机有独立抽汽冷却器循环的第一单元进水系数 $d_{\sigma_1}$ 与循环吸热量 $Q_1$ 的函数式的推导 .....	292
第四节	上海汽轮机厂300MW汽轮机有独立抽汽冷却器循环的最佳加热分配方程式 .....	294
第五节	串联一级抽汽冷却器循环的最佳加热分配方程式 .....	298
第六节	再热汽轮机有串联独立抽汽冷却器循环最佳加热分配方程式的数值解及其变化规律 .....	300
第七节	汽轮机循环最佳加热分配变化规律的综述和总结 .....	301
主要参考文献	.....	303
后记	.....	304

# 绪 论

## 第一部分 著者对电厂热力系统存在问题进行研究以及本书前期准备工作的简要情况

(一)近代大型电厂的热力系统,无论是化石燃料的电厂或是核能电厂,实际上是将热能转变为动力(电力),都是以汽轮机循环为中心的蒸汽动力厂循环,英文为Steam Power Plant Cycles,可译为蒸汽电厂循环或电厂蒸汽循环。因此,电厂热力系统实际上是蒸汽电厂循环在中国的通俗名称。

电厂热力系统设计、计算与运行的主要目标应是在保证生产安全前提下节省电厂能源。电厂热力系统的设计工作必须一方面能对电厂某项节能技术措施是否确实可行作出正确的定性分析判断,另一方面应能对该项节能技术措施可节省多少燃料迅速作出准确的定量计算。

著者于1940年毕业于清华大学(当时的西南联合大学)机械工程系动力工程组,1945年开始从事电厂热力系统方面工作,特别是1950年以后在电力工业部门从事火力发电厂设计、教学、科研工作期间,深深体会到电厂热力系统虽已近代化,但是它的设计工作仍沿用传统的方法,其质量和进度都不能满足电厂建设的需要,尤其与电厂节能工作需要的矛盾更为突出。改进热力系统,提高汽轮机循环的热经济性,降低机组热耗率,国际上已有几十年甚至近百年的经验,但是汽轮机循环节能定性分析原理与节能定量计算方法都还存在问题。定性分析方面的主要问题是还未能从热力学理论中提纲挈领地抓住一条规律,把每个环节串联起来。定量计算方法的主要矛盾是还没有找到热力系统计算的函数式和方程式,因而计算繁杂、准确性差。

(二)热力学第二定律指出,减少循环或减少同一循环中某一过程的不可逆性可以提高循环的热效率。因此,分析比较不同循环或同一循环某一过程不同组成的不可逆性,可以鉴别不同循环或不同过程的热经济性高低。也就是说,不可逆性分析可以成为该循环或过程是否节能的定性分析的判据。

什么是不可逆性?不可逆性表示某一不可逆循环(或过程)距离可逆循环(或过程)的程度,也就是表示不可逆循环(或过程)损失的作功能力或因损失的作功能力转化为工质向冷源排出废热。可见,循环不可逆性的分析比较,实际上是循环冷源损失的分析比较。对循环冷源损失多少的分析比较,当然可以判断不同循环或过程热经济性的高低。

如何衡量循环不可逆性或冷源损失的大小和多少?熵增原理指出,孤立系统熵增 $\Delta S_{\text{系}}$ 的多少可以衡量孤立系统内热力过程不可逆性的大小;同样,孤立系统内不可逆过程

损失的作功能力或增加的冷源损失（即废热）的多少也是以 $\Delta S_{\text{系}}$ 的大小为代表，因不可逆过程增加的冷源损失 $\Delta Q_c$ 等于冷源热力学温度 $T_c$ 乘以 $\Delta S_{\text{系}}$ ，因 $T_c$ 可以当作常量，所以 $\Delta S_{\text{系}}$ 的大小可以衡量冷源损失在孤立系统内不可逆过程中增加多少。因此可以说，孤立系统的熵增就是它内部过程不可逆性或冷源损失增加量的同义语。它随着热交换过程平均温差的变化而变化，或者说，它随着流体流动过程压力降的变化而变化。因此，采取措施减少热交换过程的平均温差或流动过程的压力降，都可以减少孤立系统的熵增和不可逆性，或是减少冷源损失的总和，以此提高过程或循环的热经济性。

（三）1960年以前，著者在东北电力设计院负责技术领导工作期间，常为电厂热力系统设计和计算的质量与进度不能满足工作需要的突出矛盾所困扰。为了解决该矛盾，1957年秋，著者结合吉林热电厂扩建工程设计工作的需要，找到了调节抽汽式汽轮机特性方程的最初雏形。在1962年6月中国电机工程学会北京市分会的年会上，发表了论文《有调节抽汽汽轮机的特性方程》，方程中的变量——凝汽量 $D_k$ 、工业抽汽量 $D_{II}$ 和采暖抽汽量 $D_T$ 不仅有它们的进汽系数 $a_k$ 、 $a_{II}$ 、 $a_T$ 和电功系统 $W_k$ 、 $W_{II}$ 、 $W_T$ 等单项特性系数，而且已推导出了 $II$ 级工业抽汽和 $T$ 级采暖抽汽的综合特性系数，如进汽多耗系数 $a_{IIk}$ 、 $a_{Tk}$ ，电功率减少系数 $P_{IIk}$ 、 $P_{Tk}$ ，以及凝汽减少系数 $k_{II}$ 、 $k_T$ 等。

有了这个特性方程式，热电厂热力系统的计算大为简化，但是方程式中各项变量的各项特性系数，无论是单项特性系数或是综合特性系数，它们的计算仍使用传统的热平衡方法，仍很繁琐。

结合热力发电厂教学工作，著者对电厂热力系统继续进行研究，在1963年找到了蒸汽回热循环的函数式，先后在1963年10月中国机械工程学会北京市分会动力工程专业会议与1964年中国机械工程学会动力工程专业分会哈尔滨年会上发表了论文《蒸汽回热循环的函数式》。

有了蒸汽回热循环的函数式，调节抽汽式汽轮机特性方程中各变量的单项特性系数与综合特性系数的计算都可以用函数式进行，使计算工作量大为减少。因此，著者在1982年第2期《电机工程学报》上比较完整和系统地发表了论文《抽汽式汽轮机热力特性的系数和方程——热电厂节能分析的原理和方法》。该文介绍了热电厂一种新的分析原理和方法，可以表示热电厂供热、供电负荷与进汽量、凝汽量、电功率之间的相互关系，不仅使计算简捷、准确，而且可以解决以往传统计算未能解决的技术问题。各项热力特性系数，尤其是单位供热或供汽的“进汽多耗”、“电功减少”、“凝汽减少”等综合性热力特性系数，是指导热电厂设计或经济运行的重要的热经济指标。

（四）前已指出，电厂热力系统实际上是蒸汽动力厂循环，因此研究电厂热力系统应该以“循环分析”为基础。“循环分析”有两重意义：一是将电厂热力系统看作一个由许多不同作用的汽、水流混合组成的综合热力循环，它可以被分解为由主凝结水组成的主凝结水循环与由工业抽汽、采暖抽汽、厂用抽汽、电厂补充水、汽轮机汽封或阀杆漏汽、锅炉排污水等组成的辅助汽水循环。这些汽、水循环的共同特点是，它们的凝结水都经过有关的各级回热抽汽在给水加热器中加热后由主给水泵送进锅炉。这些汽、水循环所作的功包括它本身和向它加热的各级回热抽汽在汽轮机内流动所作的功。整个电厂或机组循环所作

的总功, 等于上述主、辅汽水循环作功的总和。假若以 $D_x$ 表示上述主、辅汽水流中某一汽或水的流量(kg/h), 并以 $n_x$ 表示每1kg该汽或水在循环中所作的电功(kJ/kg), 那么整个电厂或机组的总电功率应为 $P = \sum D_x n_x$  kW。这个方程式称为电功率方程式。计算上述电厂热力系统中的 $n_x$ 或 $n_H$ 、 $n_T$ 、 $n_K$ 等数值, 使用传统的热平衡计算方法是先计算每1kg $D_x$ 的循环中的凝汽量 $\alpha_k$  kg与各级回热抽汽量 $\alpha_1$ 、 $\alpha_2$ 、 $\dots$ 、 $\alpha_n$  kg, 然后计算 $\alpha_k$ 与各级回热抽汽在汽轮机中的焓降的总和, 1kg工质在循环中所作的功为

$$W_0 = \alpha_k(i_0 - i_k) + \sum \alpha_n(i_0 - i_n)$$

式中 $i_0$ 、 $i_k$ 、 $i_n$ 表示汽轮机新汽、凝汽及各级回热抽汽的焓(kJ/kg)。计算 $\alpha_k$ 、 $\alpha_1$ 、 $\alpha_2$ 、 $\dots$ 、 $\alpha_n$ 要求解 $(n+1)$ 个联立方程式, 因此 $n_x$ 与 $P$ 的计算很复杂繁琐, 而且热力系统构成和热力系统原始数据的任何变化都将引起重复全部计算。

著者提出了 $W_0$ 计算的新方法。根据热力循环的基本原理,  $W_0$ 等于工质在循环中的吸热量 $Q_1$ 减去工质在循环中的放热量 $Q_2$ , 即

$$W_0 = Q_1 - Q_2 = (i_0 - \bar{t}_1 + \alpha_R \Delta i_R) - \alpha_k(i_k - \bar{t}_k)$$

式中 $\bar{t}_1$ 、 $\bar{t}_k$ 表示锅炉进水与汽轮机凝结水的焓,  $\alpha_R \Delta i_R$ 表示1kg $D_x$ 的循环中再热蒸汽量 $\alpha_R$ 自蒸汽再热器吸收的热量(1kg再热蒸汽吸收 $\Delta i_R$  kJ)。这个 $W_0$ 的计算式应用了循环分析, 这是循环分析的另一个重要方面, 只要知道 $\alpha_k$ 这一个数值, 而不需要知道 $\alpha_1$ 、 $\dots$ 、 $\alpha_n$ 等的数值, 具体计算中只有一个乘积 $\alpha_k(i_k - \bar{t}_k)$ , 比前列求焓降总和的计算式大大简化了。 $\alpha_k$ 称为回热循环凝汽的排汽系数, 是1kg汽轮机进汽中的凝汽量。知道了 $\alpha_k$ 的数值后, 不仅可以计算1kg凝汽回热循环功 $W_0$ , 而且可以计算凝汽回热循环效率 $\eta_i$ 的数值, 因为

$$\eta_i = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{W_0}{Q_1} = 1 - \frac{\alpha_k(i_k - \bar{t}_k)}{Q_1}$$

在知道汽轮机蒸汽初、终参数和再热参数以后,  $\alpha_k$ 是 $\eta_i$ 式中唯一的未知数。

(五) 正如本书第三章第一节“汽轮机循环函数式的存在及其意义”中指出的, 汽轮机循环的某一负荷工况, 有一定的蒸汽流量流过汽轮机; 在这个流量流过时, 汽轮机的蒸汽流动有一定的流动过程线, 各级回热抽汽和汽轮机的排汽以及它们的凝结水的焓, 都有一定的数值, 它们是该工况热力特性的表现, 因此是工况参数。汽轮机循环在某一工况的排汽系数 $\alpha_k$ 也有一定的数值, 也是可以表示工况特性的工况参数。工程热力学指出, 状态参数的一个数学特性一定是其它状态参数的单值函数。既然排汽系数 $\alpha_k$ 是汽轮机循环的工况参数, 那么, 它一定是汽轮机循环中其它工况参数的函数。

如果找到了上述以汽轮机循环的工况参数表示的 $\alpha_k$ 的函数式, 也就找到了循环功、循环效率或汽轮机热耗率的循环参数表示的函数式, 因为它们的计算式中除汽轮机初、终参数与再热参数外, 只有 $\alpha_k$ 一个未知变量。这样, 有了 $\alpha_k$ 的函数式, 也就有了汽轮机循环的函数式。

著者于1963年找到了 $\alpha_k$ 函数式, 因而在1963年的北京机械工程学会和1964年的中国机械工程学会动力工程分会上发表了有关蒸汽回热循环的函数式的论文。为找 $\alpha_k$ 的函数式, 要建立“加热单元”、“单元进水系数”等新概念, 可以将任何汽轮机循环划分为几个独立的“加热单元”, 并推导出“单元进汽系数” $d_0$ 的通用式。可以很容易证明循环的排汽系



数等于循环中各“加热单元”的“单元进汽系数” $d_{c_i}$ 的连乘积，即 $\alpha_k = d_{c_1} d_{c_2} \cdots d_{c_n}$ ，这些 $d_{c_i}$ 的计算式的连乘就是 $\alpha_k$ 的函数式，就是汽轮机循环的函数式。

有了 $\alpha_k$ 的函数式，不仅简化了 $\alpha_k$ 、 $W_0$ 和 $\eta_i$ 的计算，而且利用 $\alpha_k$ 的函数式求它对各级回热加热器的出口焓 $\bar{t}_1$ 、 $\bar{t}_2$ 、 $\cdots$ 、 $\bar{t}_n$ 的偏导数，可以求解汽轮机回热循环的最佳 $\bar{t}_1$ 、 $\bar{t}_2$ 、 $\cdots$ 、 $\bar{t}_n$ ，得到了它的最佳加热分配 $r_0 = \bar{t}_0 - \bar{t}_1$ ， $r_1 = \bar{t}_1 - \bar{t}_2$ ， $\cdots$ ， $r_n = \bar{t}_n - \bar{t}_k$ 。在本书的第二章中论证了 $\alpha_k$ 表面上是1kg汽轮机进汽中的凝汽量，实质上它是汽轮机回热循环给水回热过程不可逆性或熵增的集中表现。最佳加热分配的物理意义就是给水回热过程不可逆损失最小。由 $\alpha_k$ 的函数式求出的最佳加热分配就是使给水回热过程的不可逆损失（或冷源损失）为最小，使 $\alpha_k$ 为最小，也就是循环效率 $\eta_i$ 为最大。

$\eta_i$ 最大或 $\alpha_k$ 最小的条件就是求出回热循环的最佳加热分配，也就是回热循环的不可逆性或冷源损失已达到了最小值。

由上可见， $\alpha_k$ 是回热循环不可逆性的集中表现与 $\alpha_k$ 有函数式这两个推导论证，一是回热循环定性分析论断，一是 $\alpha_k$ 与 $\eta_i$ 有了定量计算的函数式，因此上述有关 $\alpha_k$ 的两个发现，统一了回热循环的定性分析与定量计算，在理论分析和定量计算两个方面彻底解决了回热循环的最佳加热分配问题。美国与苏联现有的求解最佳加热分配的原理方法只能求得混合式加热器循环的近似解，它们简化了抽汽放热量 $Q$ 的变化，其解只是著者创立的以实际综合式循环函数式求解出的最佳加热分配的近似值，详见本书第四篇“汽轮机循环的最佳加热分配”中的有关内容。

（六）以循环不可逆性（或冷源损失）分析为汽轮机循环节能定性分析的判据，以循环函数式为汽轮机循环节能定量计算的工具。著者研究了大型汽轮机循环的计算和节能问题，撰写了一系列论文，除上述《抽汽式汽轮机热力特性的系数和方程——热电厂节能分析的原理和方法》以外，还有《大型汽轮机循环的函数及其最佳参数（即最佳加热分配）方程》、《汽轮机与电厂的方程式》、《带独立冷却器的再热机组的最佳分配》、《采用串联独立冷却器加大给水加热焓升提高大型汽轮机循环的热效率》、《大型汽轮机循环的函数及其热经济性分析》。上述六篇论文概括为《电厂蒸汽循环的函数与方程——电厂热力系统节能分析原理和方法的革新》，曾获我国1985年科学技术进步二等奖。

（七）本书是以上述六篇论文的内容为核心写成的，定名为《电厂热力系统节能分析原理——电厂蒸汽循环的函数与方程》。本书自1985年开始执笔，于1989年二季度完稿。而写作的准备工作实则始于1980年初。1980年6月初到7月初，原电力建设总局委托电力建设研究所举办热力系统设计计算学术研究会，参加会议的有大专院校、汽轮机制造厂、研究所和电力设计院共28个单位，42位代表。会上由著者系统全面地介绍了著者20多年来在电厂热力系统方面进行研究所取得的成果。第一部分是循环分析的理论及函数式，相当于本书第一篇的内容；第二部分是抽汽式汽轮机的动力特性方程、辅助汽水循环的综合特性系数与电厂循环的方程，相当于本书第二、三篇的内容；第三部分是汽轮机循环的最佳参数与最佳加热分配，相当于本书的第四篇内容。

会后，大家将著者有关热力系统研究的成果简称为“循环的函数与方程”，或简称“循环函数法”。自1980年至1986年著者到各省市电机工程学会、电力设计院、电力中心

试验研究所和西安热工研究所等单位先后二十多次讲授“循环函数法”，并在实践中不断丰富、完善“循环函数法”的内容。

## 第二部分 本书的内容要点与对电厂 热力系统节能的分析

(一) 本书主要介绍定量计算使用的函数与方程，但是在定性分析的指导下确定的数值变化是有规律的。节能定性分析与定量计算二者是统一的、不可分的事物的两个侧面。因此，为掌握电厂热力系统节能技术的变化规律，不仅要掌握定性分析的理论，还要熟悉定量计算中使用的函数与方程。

本著作的第一章讨论了汽轮机循环的不可逆性，简要复习热力学第二定律、熵增原理与不可逆性以及有关的基本概念，如作功能力、废热与冷源损失等，然后介绍如何运用它们分析朗肯循环和蒸汽回热再热循环的不可逆性，为以后分析大型汽轮机循环的冷源损失打下理论基础。

(二) 本书第二章首先回顾了无再热汽轮机回热循环的传统计算式。著者根据热力循环的基本原理，循环功 $W_0$ 等于循环的吸热量 $Q_1$ 减去循环的放热量 $Q_2$ ，提出循环功的新的计算式。新的计算式不仅简化了计算，并指出了在给定循环初、终参数（包括再热蒸汽参数）的条件下，减少 $\alpha_k$ 可以减少 $Q_2$ ，可以增加 $W_0$ ，为提高循环效率明确了具体目标。

减少 $\alpha_k$ 可以提高循环效率这个论断，与热力学第二定律关于减少循环的不可逆性，提高循环效率的定性分析的结论是一致的。前者是后者（定性分析结论）在回热循环中的具体化，是定性分析（减少循环不可逆性）表现为定量分析（减少 $\alpha_k$ ）。减少 $\alpha_k$ 相当于减少循环的不可逆性。这是逻辑的推理，在第二章从循环废热的分析可以证明。在第二章还论证了减少回热过程的不可逆性（或熵增），集中表现为减少 $\alpha_k$ ，这从物理意义上说明了减少 $\alpha_k$ 可以提高循环效率的数学分析的实质。

给定回热级数和给水温度，各级加热器给水焓升 $r_1$ 、 $r_2$ 、 $\dots$ 、 $r_n$ 有一最佳组合。这一最佳组合使回热过程的不可逆性或冷源损失为最小，它集中表现为 $\alpha_k$ 最小。最佳加热分配的实质就是回热过程的不可逆性为最小。

绪论的第一部分已指出，著者于1963年找到了回热循环效率的函数式—— $\alpha_k$ 的函数式。函数式是事物规律的数学表现形式，有了它就掌握循环效率变化的规律，不仅可计算循环效率及有关的热经济指标，而且利用它对回热循环各加热器出口焓的偏导数，可列出回热循环最佳加热分配方程式。在定性分析的指导下，结合某一具体类型汽轮机循环最佳加热分配的数值解，可探索归纳出该类型回热循环最佳分配数值变化的规律。详见第四篇有关章节的论述。

循环不可逆性或循环冷源损失分析与循环的函数式是著者在汽轮机节能分析方面的两项创新，一是定性分析原理，一是定量计算工具，是本书的两项基础理论和核心内容。因

此，第一篇的第一章和第三章阐述这两项基础理论，其余各篇、章的内容则是它们的应用、派生、发展和丰富。

(三) 第三章告诉读者，对任何无再热或有再热的汽轮机回热循环，都可以简便地引出它的函数式。首先要建立“加热单元”或简称“单元”的概念(这个概念是著者自 J.K.Salisbury 著《Steam Turbines and Their Cycles》一书中“Heater Group”一词引来的)。任何回热循环都可以划分为几个(通常是 2~4 个)“加热单元”；其次是建立“单元进水系数”的概念和熟悉它的通用计算式。对如何建立具体的“加热单元”详见第三章的第二、三、四节。第三章第六、七节分别介绍了汽轮机循环函数式在无再热 100MW 汽轮机和有再热 300MW 汽轮机中的运用并阐述了如何使用不可逆性分析上述两个汽轮机回热循环的节能潜力。

(四) 电厂热力系统不是一个简单的蒸汽循环，而是一个很复杂的、既有吸热又有排热的循环工作的热动力装置。还要继续以循环分析为基础，本着既分析又综合地研究事物的方法，找出矛盾，分清主次，将实际的热力系统分解为以汽轮机凝结水循环为主循环和以其它辅助汽水循环为辅助循环，由主凝结水循环和许多辅助汽水循环共同组成的综合循环就是电厂热力系统。第二、三章研究了主凝结水循环的循环功和循环函数式，研究了没有其它汽或水流进流出的一个工质封闭的循环，没有考虑汽轮机自身的辅助用汽，也未考虑全厂性辅助用汽水。对于主汽循环来说，供热用的有调节抽汽汽轮机的 II 级生产抽汽及 T 级采暖抽汽也是辅助用汽。任何辅助用汽，流进或流出给水回热主系统，首先引起各级回热抽汽量的变化，在维持电功不变的情况下，将引起汽轮机进汽量和凝汽量的变化；或在进汽量不变的情况下，将引起电功和凝汽量的变化。要像分析主汽循环一样，把任何一项辅助用汽或水流进流出给水回热系统——无论是流经全部回热加热器还是流经部分回热加热器——当作一个工质封闭的循环写出它的“排汽”或“进汽”系数的函数式。也可以像列出主凝汽循环热经济指标(见第二章第四节)那样列出任一辅汽(或水)  $x$  循环的热经济指标等基本系数。

上述主、辅循环的各项热经济指标，事实上都是一些系数或称循环的热力特性系数。有了这些系数与物理变量并科学地组合在一起就有了电厂热力系统或汽轮机循环的方程式。

为了便于研究，书中研究了无再热有调节抽汽供应 II 级生产抽汽或供应 T 级采暖抽汽以及同时供应 II 级和 T 级抽汽的供热汽轮机的方程式。

(五) 第四章研究有调节抽汽供热汽轮机的动力特性与方程，它比凝汽式汽轮机要复杂得多：后者只有进汽量  $D_0$ 、凝汽量  $D_k$  与电功率  $P$  三个物理变量，它们之间有比例关系，已知其中一个量就可以计算其它两个量，而前者还有 II 级生产抽汽  $D_{II}$  或 T 级采暖抽汽  $D_T$ ，甚至兼有  $D_{II}$  与  $D_T$  的变量，它们之间的关系不是简单的比例关系，必须已知其中两个甚至三个量才能求解未知量，要通过这些变量组成的方程式才能求解。第四章所列方程式中的综合特性系数，既包含了单项循环特性系数  $a_{II}$ 、 $n_{II}$ 、 $d_k$  又“扬弃”了它们，是特性系数由低级到高级，由简单到复杂的转化，具体表现了主循环与辅助循环的关系和差异，是电厂热力系统或循环内部矛盾和联系的反映，因此综合特性系数和由它们组织起来的方程式更

具体更深刻地显示了电厂热力系统的动力特性。

由综合特性系数组成的动力特性方程，把热电厂的复杂热力系统或循环的计算简化为汽轮机进汽量、电功率或凝汽量的凝汽循环部分加上或减去该物理量的 $\Pi$ 级抽汽循环部分，而且把每一物理量分解为其构成的凝汽循环部分加上或减去 $\Pi$ 级生产抽汽循环的附加部分。由此可知，综合特性系数与动力特性方程不仅简化了热电厂的计算，而且为热电厂节能分析提供了很好的工具。它们可以指导热电厂的经济运行和设计，并作为经济运行和设计的指标和判据，是目前热电厂节能分析的一种新的重要手段。

兼有生产和采暖的二次调节抽汽式汽轮机，其动力特性比一次调节抽汽式汽轮机复杂得多，掌握它的动力特性，对热电厂节能运行更为重要。经著者对C50-8.82/1.274、C50-8.82/0.98、C50-8.82/0.118及CC50-8.82/1.274/0.118型几种供热式汽轮机的具体计算，得到证实：“以热定电”运行比“以电定热”运行更节能，所以抽汽式汽轮机应以“以热定电”方式运行，除非在电网缺电时，方可以“以电定热”的方式运行。

(六) 热电联产为什么节能？热电联产节能的实质是什么？

利用背压式汽轮机的排汽供热，排汽的热量被用热设备所利用，减少了排汽的全部冷源损失。单位排汽供热节约的热量就是 $i_k - \bar{t}_k = q_k$ ， $i_k$ 表示排汽的焓， $\bar{t}_k$ 表示排汽凝结回水或补充水的焓。

利用抽汽供热，也减少了排汽的部分冷源损失。过去教科书定性地理解抽汽供热节能的原因是冷源损失减少了，但不知道它们之间的定量关系，即不知道单位抽汽供热减少了多少冷源损失，因而过去热电联产节能的计算不能与冷源损失定量地联系起来。

单位抽汽供热究竟减少了多少冷源损失？综合动力特性系数与动力特性方程中的凝汽减少系数 $k_H$ 或 $k_T$ 已回答了这个问题。因此这两个系数是抽汽供热节能的重要指标（详见第四章第9节）。

(七) 第五章研究了供热抽汽以外的辅助汽水循环的分析计算。首先按照送进主给水回热系统的是“汽”或“水”以及它们的来源是否来自汽轮机而将辅助汽水循环加以分类。

辅助汽水循环分析计算的原则是：不论是哪一类辅助循环，都要把它当作一个封闭的循环来研究，不考虑其它汽水流进或流出所研究的辅助循环，都要根据循环吸热量 $Q_1$ 减去循环放热量 $Q_2$ ，等于循环功的原理计算辅助循环的循环功，即 $W_x = Q_1 - Q_2$ ，根据循环的具体情况写出类似 $T$ 级抽汽循环的进汽系数 $a_T$ 与 $W_T$ 的以 $x$ 为下标的辅助循环的 $a_x$ （或 $a_x = 1/a_x$ ）与 $W_x$ （ $W_{ix} = W_x/a_x$ ）的计算式或函数的具体形式，进而得到 $a_{xh}$ 、 $n_{xh}$ 、 $k_x$ 辅助循环三个综合特性系数的计算式。

第五章第一节推导和讨论了辅助循环做功系数 $W_x$ 的通用式。第二节指出了在辅助用汽是否来自汽轮机的辅助循环的汽轮机进汽系数与锅炉进水系数的异同。第三节因汽或水送进主系统的四类不同地点分别推导了锅炉进水系数的通用式。第四节推导论证了辅助汽水循环中热量转化普遍适用的规律：辅助循环多耗的热量加上它减少的冷源损失之和恒等于循环的放热量。它的数学式 $a_{xi}(i_0 - \bar{t}_1) + k_x(i_k - \bar{t}_k) = (i_x - \bar{t}_k)$ 可以校核 $a_{xh}$ 、 $k_x$ 的正确性。第五和第六节分别研究了电厂中比较复杂的辅助循环：锅炉排污系统与减压或

减温供汽系统。

第六章具体讨论了N100-8.82型和CC50-8.82/1.274/0.118型汽轮机的方程式与热平衡图。

(八)第七章简要概括了前六章研究汽轮机循环的主要结论,并把它们推广应用到再热汽轮机循环,作为分析研究大型汽轮机循环的指导原则。第八、第九两章分别研究了引进美国西屋电气公司技术由我国自行制造的300MW汽轮机与国产超高压凝汽采暖两用机组的方程式并分析它们的节能潜力。

(九)在定量计算任一汽轮机循环时,首先将主循环划分为各加热单元,列出各单元进水系数 $d_{G_n}$ 的通用式,写出 $\alpha_k = d_{G_1} d_{G_2} \cdots d_{G_n}$ 的函数式,进行主循环各项热经济指标或动力特性系数 $\alpha_k$ 、 $a_k$ 、 $W_{0,k}$ 、 $n_{0,k}$ 、 $d_k$ 、 $k_k$ 的计算,然后对每一辅助汽水循环,具体分析它的回热加热循环如何完成一个封闭循环,正确地写出它的 $a_x$ (或 $\alpha_k$ )和 $W_x$ (或 $W_{0,x}$ )等于 $(Q_1 - Q_2)$ 的计算式,再计算它的综合特性系数 $a_{x,k}$ 、 $n_{x,k}$ 、 $k_x$ 、 $a_{xR,k}$ 、 $a_{xR,k}$ 。有了这些综合特性系数,可列 $D_0$ 、 $D_1$ 、 $D_2$ 、 $\cdots$ 、 $D_n$ 、 $D_R$ 、 $D_k$ 、 $P$ 和热耗率 $HR$ 的方程式,就可求出某一工况的 $D_0$ 、 $D_1$ 、 $D_2$ 、 $\cdots$ 、 $D_n$ 、 $D_R$ 、 $D_k$ 、 $P$ 各物理量的总量,也可求出它们各自的辅助汽水的分量。

(十)如何检验上述各物理量计算的正确性?

(1)用传统热平衡方法计算的 $HR$ 的数值, $HR = [D_0(i_0 - \bar{t}_1) + D_R \Delta i_R] / P$ ,校核用方程式 $HR = HR_{(主)} + \Sigma HR_{k(辅)}$ 所求得的数值。

(2)传统热平衡方法由 $D_0$ 计算得到的 $D_1$ 与 $D_2$ 和 $D_R = D_0 - D_1 - D_2$ (若高压缸有一级回热抽汽)校核由方程式 $D_R = d_k \alpha_{R(主)} P + \Sigma a_{xR,k} D_x$ 求得的数值。

(3)用传统热平衡方法由方程式求得的 $D_0$ 和 $D_k$ 计算得到的各级回热抽汽量 $D_1$ 、 $D_2$ 、 $\cdots$ 、 $D_n$ ,然后验算 $D_0 - (D_1 + D_2 + \cdots + D_n) = D_k$ 所得的 $D_k$ 的数值要与由 $D_k$ 方程式求出的相同。

(4)在进行每一辅助循环计算时,要用辅助循环中热量转化的规律——循环多耗的热量 $q_{x,k} = a_{x,k}(i_0 - \bar{t}_1 + \Delta \bar{t}_F + \alpha_R \Delta i_R)$ 加上循环减少的冷源损失 $k_x(i_x - \bar{t}_k)$ 等于循环的放热量 $(i_x - \bar{t}_x)$ 来校验 $a_{x,k}$ 与 $k_x$ 计算的正确性。

(5)最重要的检验或校核计算是计算各级回热抽汽与凝汽在汽轮机内的总焓降(或总内功)是否与电功率 $P$ 的需要相符合,即

$$\left[ \sum_1^n D_n(i_0 - i_n) + D_k(i_0 - i_k) \right] \times \eta_M \eta_G / 3600 = P \quad \text{kW}$$

式中, $\eta_M$ 和 $\eta_G$ 分别表示汽轮机机械效率与发电机效率。

(十一)上面简要地叙述了著者对电厂热力系统节能分析研究的两项基础性的创新:即循环不可逆性(或冷源损失)分析与循环函数式;在这两项基础上发展起来的对汽轮机主、辅循环的分析研究,得到的动力特性系数、特别是综合动力特性系数,即综合循环的各分项热经济指标;由它们组成的汽轮机循环(或电厂循环)动力特性方程。这些是本书的第一、第二、第三篇共九章的内容。

现在简要介绍由循环不可逆性分析和循环函数式两项基础上发展起来的对电厂热力系

统节能分析的另一领域——对汽轮机循环最佳加热分配的研究，包括最佳加热分配的冷源损失定性分析和最佳加热分配方程式以及由它们探索到的最佳加热分配数值变化的规律三个方面，是本书第四篇第十章、第十一章、第十二章的内容。

(十二)第十章第一节混合式循环31-50型、51-50型和N100-8.82型汽轮机最佳加热分配数值解，说明混合式循环最佳加热 $r$ 的数值从高压(或高温)到低压(或低温)是逐渐降低的。第一章第二节减少热交换过程的温差的讨论中指出，当高温物体A传给低温物体B热量 $dQ$ 时，加热器作功能力损失 $dS_{\text{系}} = \frac{\Delta T}{(T_B + \Delta T)T_B} dQ$ 。各加热器不可逆损失为最小的条件是各加热器作功能力损失相同，即 $dS_{\text{系}}$ 相同。在 $dS_{\text{系}}$ 相同的条件下， $\Delta T$ (即 $r$ )是随着 $T_B$ 的减小而减小的。这就是混合式循环最佳加热分配数值变化的规律。

(十三)第十章第二节研究了综合式循环的最佳加热分配。将混合式循环或单元的前几级加热器改为逐级放流疏水的加热器，最后一级仍保留为混合式加热器或带疏水泵的加热器以汇集它前面几级加热器逐级放流的疏水。这样的系统就是综合式循环或单元。实际循环中的除氧器连同向它放流疏水的几级高压加热器或带疏水泵的加热器连同向它放流疏水的几级低压加热器都是综合式单元。对这样的综合式循环或单元，它的最佳加热分配可否应用混合式循环的最佳分配？美国和苏联一律采用混合式循环的最佳分配。但这只能是近似的。那么，综合式循环的最佳分配与混合式循环有何区别？怎样变化？有什么规律？

首先综合式循环的不可逆性与混合式不同，它增加了放流疏水的不可逆损失。对实际应用的综合式循环的最佳加热分配和最佳给水温度的定性分析，第十章第二节得出三点结论。

过去，汽轮机循环节能分析的主要问题是，定性分析未使用熵增原理，定量计算没有函数式，表现在最佳加热分配的分析上就是实际的综合式循环没有通用的函数式，因而也没有通用的最佳加热分配方程式。著者用了很大精力与时间才于1979年找到了第十章第二节中介绍的函数式，进而推导了它的最佳加热分配方程式。它们的内容形式和数值解的变化，完全符合定性分析的三点结论。

有了符合实际的综合式循环函数式的通用形式，才彻底解决了汽轮机的最佳加热分配计算的理论问题。这是汽轮机循环节能分析研究的一项重大突破，本人也因这项成果而深感欣慰。

(十四)第十一章研究了有再热汽轮机，未采用抽汽冷却器的基本循环的最佳加热分配，但近代机组很多采用了有蒸汽冷却器的循环。后者的最佳加热分配问题将在第十二章中研究。

第十一章第一节首先对再热汽轮机基本循环的不可逆性进行了定性分析，预测了它的各级加热器加热的大小。

对于基本循环，高压缸排汽第一级抽汽的过热度在前后各级抽汽中最低，用它加热给水的温差不可逆性最小，应充分利用它加热给水，所以它的加热量要适当大一些，是各级中加热量最大的一级。再热后或中压缸的第一级抽汽，亦即高压缸有一级抽汽的八级的第三级抽汽，它的过热度最高，用它加热给水的温差不可逆性损失最大，应尽量少用它加热

给水, 所以它的加热量应适当小一些, 经验证明, 它是各级中加热量最小的。在实际循环中, 除氧器前两三级放流疏水的高压加热器, 因为它们的加热量要适当地减小一些, 以减少它们逐级放流疏水的不可逆损失, 因而除氧器的加热量应适当加大。经验证明, 它的加热除小于高压缸排汽那一级加热器的加热外, 要大于其他各级的加热。除氧器以后各低压加热器的加热可以随着压力的降低, 加热量可以逐渐减少一些, 其中如有带疏水泵的加热器, 它的加热量可以比它前面放流疏水加热器那一级的加热量稍大一些。

第十一章第二节分别推导了有再热八级和七级回热基本循环的函数式; 第三节推导了它们的最佳加热分配方程式; 第四节研究了最佳再热蒸汽压力的求解。第五节表11-1列出了四类亚临界压力再热式汽轮机回热循环最佳加热分配数值解, 可以看出最佳加热分配后的机组热耗率比制造厂原设计分配的热耗率要小 $13\sim 16\text{kJ}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ , 只有西屋300MW机组热耗率比原分配小 $2.93\text{kJ}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ , 这说明它的设计接近最佳分配。

(十五) 再热提高了循环的平均吸热温度, 提高了循环效率, 但是再热提高了再热以后各级抽汽的过热度, 增加了抽汽加热给水的平均温差和不可逆性, 热交换系统的熵增增加了, 回热效益减小了。因此采用隔开的(isolated)独立抽汽冷却器用主给水冷却抽汽, 降低它的过热度, 增加回热的热经济性, 是提高大型机组热效率的一项行之有效的技术措施。

用独立冷却器降低过热度将改变加热的最佳分配, 使降低了过热度的那一级或几级抽汽承担较多的加热给水的任务, 即增加给水加热的焓升, 可以减少整个给水加热过程热交换的平均温差和不可逆性, 因而可以进一步提高热经济性。这就是说, 适当加大给水加热的焓升, 可以更好地发挥独立冷却器的热经济性。在这个定性分析的指导下, 著者与孙君秣同志合写了论文《采用串联独立抽汽冷却器和加大给水加热焓升提高大型机组的热效率》(1981年《电力工程学报》第一期), 著者又写了论文《带独立冷却器的大型机组循环的最佳分配》推导了这种循环的函数式和最佳加热分配方程式。第十二章的内容主要引自上述两篇论文。

由于再热级以后第一级抽汽的过热度最高, 如高压缸有一级抽汽的八级回热循环的第三级抽汽与高压缸没有抽汽的七级回热循环的第二级抽汽, 采用独立抽汽冷却器的热经济性较好, 所以首先在这一级采用。很多机组只采用了一级抽汽冷却器, 都是在这一级抽汽上采用的。自著者与孙君秣同志在1981年《电力技术》第九期发表了《国产200MW汽轮机3号高压加热器采用串联独立冷却器提高热效率》的论文后, 哈尔滨汽轮机厂、东方汽轮机厂和北京重型电机厂生产的国产超高压200MW机组都在第三级抽汽采用了串联独立冷却器, 后来东方汽轮机厂生产的亚临界压力的300MW和600MW机组也在第三级抽汽上采用了独立冷却器。

在再热后第一级抽汽采用串联独立冷却器后, 循环的各级加热量都有变化。分析比较循环的不可逆性和实际加热量变化以后主要可归纳如下规律(详见第十二章):

再热后第一级抽汽的过热度很高, 加热给水的温差与不可逆性很大, 在这一级使用独立冷却器, 可以大大减少抽汽加热给水的温差与不可逆性, 因而应加大这一级的焓升(八级回热循环的 $r_3$ 或七级回热循环的 $r_2$ ), 充分利用冷却后的抽汽加热给水并减小其它各

级抽汽的  $\gamma$  与抽汽量。

第十二章第七节（本书的最后一节）综合了第十章、第十一章和第十二章分别研究的无再热汽轮机循环、有再热汽轮机基本循环与有再热带独立抽汽冷却器循环的最佳加热分配，得到它们在数值上的变化规律，可以得到汽轮机循环最佳加热分配变化规律的综述和总结。

东方汽轮机厂1984年2月提出的该厂N300-16.66/537/537型（分缸）供热式汽轮机扩大初步设计热力计算说明书写明：回热系统焓升分配部分参照著者推荐的“关于再热式大型汽轮机组最佳焓升分配规律”进行。

该厂于1984年4月又在《200~600MW亚临界系列初步设计说明书》“系列化设计方案简介”的“回热系统优化设计”中指出：“回热系统优化设计近年来，在水利电力部电力建设研究所马芳礼高级工程师的倡导下已引起各方面的重视。大量计算证明，原来沿用的各级加热器等焓升法改为用循环函数法进行最佳焓升分配在热经济性上收益是比较大的。在亚临界200MW的方案设计中，水利电力部电力建设研究所和西南电力设计院应用循环函数法做了大量工作，对我们亚临界系列的回热系统设计有很大指导意义，其中不少已在这次亚临界系列化设计中采用”。

（十六）由于著者创建的电厂热力系统热经济性定量计算方法“循环函数法”是使用一系列的汽轮机循环的函数式与方程式，都是具体的数学模型，编制计算程序比较方便，东北电力设计院、西北电力设计院、电力建设研究所都编制过热力系统计算程序。1987年3月南京工学院蔡宁生在他的硕士论文《火电厂热力系统热经济计算通用软件的研制》中评论了当时有较大影响的几种热力系统计算方法。经过分析比较后，将“循环函数法”作为研究火电厂热力系统计算通用方法用于IBM-PC机上的通用软件。



# 第一篇 汽轮机循环的不可逆性与函数式

## 第一章 汽轮机循环的不可逆性

电厂热力系统的节能，与其它任何事物一样，有质和量两方面的表现，是矛盾的统一，因而有定性和定量两种分析方法，也是矛盾的统一。电厂热力系统某项技术措施是否可以节能，用理论回答这个问题，是定性分析的论断。在定性分析的指导下，对某项技术措施节约多少燃料进行计算，是定量分析的结果。定量计算的结果，反过来，既可以证实定性分析论断是否正确，又可以作为衡量某项技术措施节能效益大小的判据。因此在电厂节能工作中，定性分析和定量计算，相互验证又互为补充，不可偏废。没有定性分析的指导，就没有定量计算的任务，或是定量计算就没有目的。反之，没有定量计算的证明，定性分析论断是否可靠和值得采用，也得不到最后肯定。

本书是介绍电厂热力系统节能定量分析计算使用的函数式与方程式。鉴于定量分析计算不能脱离定性分析的指导，本书虽然主要是详细介绍定量分析计算的原理和方法，但是也不能不阐明必要的定性分析。

毫无疑问，电厂热力系统节能定性分析的理论基础是工程热力学，特别是热力学第二定律。本书没有必要、也不可能系统地介绍它们。应该指出，某些工程热力学方面的有关书籍，虽然介绍了蒸汽循环热经济性分析的各种原理，但是没有指出关键理论是什么，并把它在分析中贯彻下去，因而使读者不易掌握这种理论，对书中各种原理，反而莫衷一是，遇到问题有时无从下手，陷于困惑境地。根据作者从事电厂热力系统设计及教学40年的经验，体会到这种关键理论是熵增原理与不可逆性，要把它们当作定性分析电厂蒸汽循环的一根红线，在所有节能问题中贯彻到底。因此，有必要在这里先简要复习熵增原理与不可逆性及热力学第二定律，然后介绍如何运用它们分析朗肯循环和蒸汽回热再热循环的不可逆性，为以后分析大型汽轮机循环打下理论基础。

### 第一节 热力学第二定律与不可逆过程

#### 一、自发过程的方向性与热力学第二定律

人类在长期的实践中逐步认识到，自然界的变化是有其规律性的，其中两条最基本的规律是：①在任一变化中物质的能量是守恒的，能量不可能被创造，也不可能被消灭，但可以从一种形态转化为另一种形态。这一规律在热力学领域被称为热力学第一定律。②自然界的变化是有方向性的，与自然变化相反方向的变化是不可能自然发生的。要使自发过