

高等学校教材

汽 轮 机 原 理

华中工学院 翦天聪 主编

水利电力出版社

高等学校教材
汽轮机原理
华中工学院 葛天聪 主编

*

水利电力出版社出版
(北京三里河路6号)
新华书店北京发行所发行·各地新华书店经售
水利电力出版社印刷厂印刷

*

787×1092毫米 16开本 26印张 589千字 1插图
1986年6月第一版 1986年9月北京第二次印刷
印数6331—13780册 定价4.30元
书号 15143·5952

前 言

本书是根据1982年在武昌华中工学院召开的高等学校热能动力类专业教材编审委员会及1983年在杭州浙江大学召开的高等学校热能动力类专业汽轮机编审小组扩大会议所拟定的《汽轮机原理》教材的编写大纲编写的。

全书共分七章，主要内容有汽轮机的工作原理，多级汽轮机的工作过程及热力设计，汽轮机的变工况计算，凝汽设备，供热式汽轮机，汽轮机主要零部件的强度与振动计算和汽轮机的调节系统。

本书着重阐述了汽轮机的工作原理和设计方法，同时根据生产实际日益发展的需要，编写了叶栅实验及其应用，扭叶片的几种常用流型的特性分析，变工况核算，多压凝汽器，供热式汽轮机经济性的分析，机组振动和功频电液调节等内容。由于另外编写了与本书相配的《汽轮机习题集》，所以本书中不再附有计算例题和习题。

本书第一、二、四、五章由华中工学院翦天聪同志编写，并担任主编；第三章由华中工学院张晓梅同志编写；第六、七章由南京工学院曹祖庆同志编写。全书由山东工业大学裘烈钧同志主审。

在编写过程中曾得到兄弟院校及有关电厂的大力支持，谨向有关同志致谢。

由于水平有限，书中难免出现缺点和错误，请读者批评和指正。

编 者

一九八五年八月

目 录

前言

绪 论	1
第一章 汽轮机级的工作原理	4
第一节 概述	4
第二节 汽轮机的工作过程	7
第三节 级的轮周效率与最佳速度比	26
第四节 汽轮机级通流部分主要尺寸的确定	40
第五节 叶栅试验与叶栅损失	49
第六节 汽轮机级内损失和级效率	58
第七节 长叶片级	73
第二章 多级汽轮机	91
第一节 多级汽轮机的工作过程	91
第二节 重热现象与重热系数	93
第三节 焓降分配与级数的确定	95
第四节 多级汽轮机的损失	97
第五节 汽轮机及其装置的效率	107
第六节 多级汽轮机的热力设计	109
第七节 多级汽轮机的轴向推力及其平衡计算	119
第八节 汽轮机的极限功率和提高单机容量的途径	124
第九节 多级汽轮机的范例	126
第三章 汽轮机在变工况下的工作	131
第一节 喷嘴在变工况下的工作	131
第二节 汽轮机级的变动工况	137
第三节 多级汽轮机的变动工况	146
第四节 汽轮机的调节方式和调节级的变工况	156
第五节 凝汽式汽轮机的工况图	172
第六节 变工况下的热力核算	176
第七节 蒸汽初终参数的波动对经济性的影响	190
第四章 供热式汽轮机	206
第一节 供热式汽轮机的热经济性	206
第二节 背压式汽轮机	210
第三节 一次调节抽汽式汽轮机	212
第四节 两次调节抽汽式汽轮机	216
第五节 调节抽汽式汽轮机主要参数的选择	222
第五章 汽轮机的凝汽设备	224
第一节 凝汽设备的任务和工作原理	224

第二节	凝汽器的类型	225
第三节	蒸汽在凝汽器内的凝结过程及其压力的确定	227
第四节	凝汽器内空气对蒸汽凝结的影响	230
第五节	抽气器	232
第六节	凝汽器的变工况	235
第七节	多压凝汽器	238
第六章	汽轮机零件强度与振动	241
第一节	概述	241
第二节	叶片的弯曲应力与拉伸应力	244
第三节	有围带或拉金叶片组的弯曲应力	253
第四节	叶根与轮缘应力	256
第五节	叶片的材料与许用应力	263
第六节	叶片振动现象及有关概念的说明	265
第七节	单个叶片的自振频率计算	270
第八节	叶片组的自振频率计算	280
第九节	叶片振动特性的安全准则与调频	284
第十节	叶轮的强度分析	291
第十一节	叶轮、主轴的材料及其许用应力	301
第十二节	轮系的振动与安全评价	303
第十三节	转子的临界转速	310
第十四节	机组的振动	313
第十五节	汽缸法兰与法兰螺栓	321
第七章	汽轮机的调节	330
第一节	一般说明	330
第二节	典型的汽轮机调速系统简介	333
第三节	调速系统的转速感受机构	338
第四节	调节系统的传动放大机构	342
第五节	配汽机构	358
第六节	调速系统静态特性	364
第七节	汽轮机的保安装置	378
第八节	调速系统的动态特性	383
第九节	中间再热机组的调节	390
第十节	供热式汽轮机的调节	395
第十一节	功频电液调节	402

绪 论

汽轮机是一种以蒸汽为工质,并将蒸汽的热能转换为机械功的旋转机械,是现代火力发电厂中应用最广的原动机。它具有单机功率大、效率高、运转平稳和使用寿命长等优点。无论是在常规的火电厂还是在核电站中,都采用以汽轮机为原动机的汽轮发电机组。由于汽轮机也能变速运行,所以还可用它直接驱动各种泵、风机、高炉鼓风机、压气机和船舶的螺旋桨等。汽轮机的排汽和中间抽汽可用以满足生产和生活上供热的需要,这种既供电又供热的供热式汽轮机,具有较高的热经济性。在工业生产过程中的有余能和余热的地方,还广泛地应用着不同类型的各种工业汽轮机,以充分发挥热能多次合理利用的优点,提高了生产的综合效益。所以,到目前为止,汽轮机无论在生产电能还是供应热能方面,都发挥着极其重要的作用。

由于电能日益广泛地被应用,电气化的程度已成为国民经济现代化的重要标志之一。电力工业为国民经济各个领域和部门提供电能,它的发展直接影响着工农业建设的速度。因此在能源建设上必须超前发展电力工业。譬如,在美、苏两国的发电量达到3000亿kW·h左右以后的二十年中,美国国民经济发展速度与电力增长速度之比为1:2,苏联为1:1.28,日本近三十年来为1:1.12,我国从执行第一个五年计划以来的三十年里为1:1.73。由此可见,发展电力工业之重要。

现代电能生产是高度集中的规模极大的工业性生产,并且电厂容量和单机容量在逐渐地增大,目前运动中的最大机组容量已达1300MW。所以提高单个机组和电厂的效率的意义是非常大的。长期以来,人们为了提高汽轮机和电厂的效率做了大量的研究和试验工作,取得了很显著的效果。虽然自1884年英国的Charles Parsons制成了世界上第一台实用的反动式汽轮机以来已有一百年的历史,但是汽轮机发展较快的年代还是本世纪四十年代后的四十几年里,尤其是最近二十年来,发展特别迅速。这几十年中汽轮机主要的技术发展有以下几个方面:

1. 采用大容量机组

由于大容量机组的电厂经济性高、单位功率机组成本低以及安装工期短等原因,现代电厂都采用目前可能生产的最大容量机组。如法国生产的600MW机组的热耗比125MW机组的热耗降低了276.3kJ/(kW·h),每年可节约大约四万吨标准煤;采用大容量机组可以减少新建电站数目,加快电力建设的速度,如日本建设2×600MW机组电厂与建设5×250MW机组电厂相比,工期缩短21个月(由66个月缩短为45个月),缩短工期32%;大容量机组的造价低,如苏联的800MW机组的单位容量成本比500MW机组的低17%,1200MW机组的单位容量成本比800MW机组的低15%~20%,采用500MW机组的电站单位造价比采用200MW机组的电站的低15%。可见采用大容量机组的优越性。

但是,增加汽轮机容量会受到材料的允许强度和电力系统容量等因素的限制,如单缸

凝汽式汽轮机由于材料强度的缘故，最大功率约为125MW。在容量为1000MW以下的电力系统中，最经济的单机容量约为系统容量的10%~30%等。

2. 提高蒸汽初参数

火力发电的热效率随主蒸汽压力和温度的上升而提高。也可以说，火力发电的效率是随耐高温金属材料的水平而提高的。如美国和日本等国的机组由于采用了初压16~24.5 MPa、初温535~565℃的主蒸汽参数后，热效率可达38%~40%。所以制造以高效率为目标的超高温、高压设备也是一项重要的任务。如日本将于1984年投运的700MW和1000MW机组的蒸汽参数为：初压为24.12MPa，初温和再热温度分别为538℃和566℃。

3. 采用联合循环系统提高效率

为了减少传热温差损失，提高循环上限温度，随着高温金属材料的开发和燃气轮机效率的提高，采用燃气/蒸汽联合循环，以提高火力发电的效率，已经受到各国的重视。现在世界上已有约20000MW机组以联合循环方式进行发电，它们的使用性能得到了很高的评价，其中包括各种供热式汽轮机和工业汽轮机的应用，大大地提高了机组的热经济性。

4. 提高机组的运行水平

电站和机组的容量增大、参数提高必然使其零部件增多、尺寸增大、热应力相应变化增大。因此也相应地增加了事故因素、使其安全可靠性能降低。为了提高机组的运行、维护和检修水平，以增强机组运行的可靠性，一般在保安、报警和监测系统中应用了电子装备。为了提高机组运行的经济性，还采用了各种最优运行方式，如推广在低负荷范围内的变压运行和滑参数启停等运行方式，都取得了良好的效果。

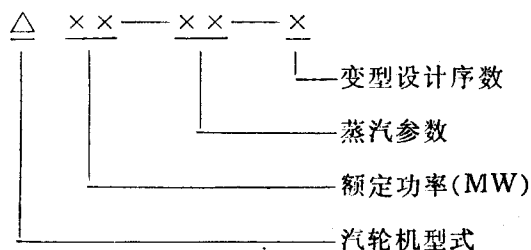
目前，在汽轮机制造业中，美国和苏联都发展得比较快。美国的汽轮机制造业主要集中在通用电气公司（简称GE）和西屋电气公司（简称WH）。苏联生产汽轮机的工厂主要有列宁格勒金属工厂（简称JIM3）和哈尔科夫汽轮机厂（简称XTF3）。JIM3工厂在苏联是生产汽轮机的最大的工厂，它主要生产200~1200MW凝汽式汽轮机和60~200MW供热式汽轮机。除了美国和苏联外，日本生产汽轮机的企业主要有三家：即株式会社日立制作所（简称日立）、东京芝浦电气株式会社（简称东芝）和三菱重工株式会社（简称三菱）。它们都是综合性的机械制造企业，是日本重型发电设备的三大支柱，每年生产能力各为4000~5000MW。

瑞士的勃朗、鲍威利公司（简称BBC）是一家跨国公司，也是目前生产汽轮机的大型公司之一。它在西德、法国和瑞典都有子公司。BBC公司年产发电设备的总容量为10000MW，其中瑞士BBC本部为3000MW，法国子公司为3000MW，西德子公司为4000MW。特别是BBC公司曾为美国制造了世界最大容量的双轴1300MW汽轮发电机组，现在已在美国投运使用。

我国解放前没有生产汽轮机的制造工厂。在电厂中安装的各种汽轮机都是国外制造的。1955年，上海汽轮机厂制造了第一台汽轮机，功率为6000kW，安装在淮南电厂，一直正常运行。在此后短短的三十年中，我国已经生产了50MW，100MW，125MW，200MW和300MW等容量的凝汽式汽轮机，分别在全国各地的电站中使用。我国生产汽轮机的主要工厂有哈尔滨汽轮机厂、上海汽轮机厂和东方汽轮机厂。除了这三个大型工厂之外，

还有北京重型电机厂、青岛汽轮机厂和武汉汽轮发电机厂等若干中小型汽轮机厂。还有以生产工业汽轮机为主的杭州汽轮机厂和以生产燃气轮机为主的南京汽轮发电机厂。

我国生产的汽轮机所采用的系列标准及型号已经统一。汽轮机产品型号的表示方法是：



汽轮机型号的意义如表0-1所示：

表 0-1 国产汽轮机型式的代号表

代 号	型 式	代 号	型 式
N	凝 汽 式	CB	抽汽背压式
B	背 压 式	H	船 用
C	一次调节抽汽式	Y	移 动 式
CC	两次调节抽汽式		

示例：

N50-8.82●：50MW凝汽式汽轮机—蒸汽初压8.82MPa；N200-12.75/535/535；200MW凝汽式汽轮机（具有中间再热）—蒸汽初压12.75MPa/蒸汽初温535℃/中间再热温度535℃；

CC12-3.43/0.98/0.118；12MW两次调节抽汽式汽轮机—蒸汽初压3.43MPa/高压抽汽压力0.98MPa/低压抽汽压力0.118MPa；

B25-8.82/0.98；25MW背压式汽轮机—蒸汽初压8.82MPa/背压0.98MPa；

CB25-8.82/1.47/0.49；25MW抽汽背压式汽轮机—蒸汽初压8.82MPa/抽汽压力1.47MPa/背压0.49MPa。

● 此为采用我国新的计量单位——法定计量单位的表示法，按旧有的工程单位制，该型号应为N50-90，即蒸汽初压为90kgf/cm²，两者间的换算为：90kg·f/cm² = 90 × 9.8 × 10³ Pa = 8.82MPa。

第一章 汽轮机级的工作原理

第一节 概 述

多级汽轮机是由在同一轴上的若干汽轮机级串联组合而成，汽轮机级由喷嘴叶栅和与它相配合的动叶栅所组成，它是汽轮机作功的基本单元。当具有一定温度和压力的蒸汽通过汽轮机级时，首先在喷嘴叶栅中将蒸汽所具有的热能转变成为动能，然后在动叶栅中将其动能转变为机械能，从而完成汽轮机利用蒸汽热能作功的任务。

蒸汽的动能转变为机械能，主要是利用蒸汽通过动叶栅时，发生动量变化对该叶栅产生冲力，使动叶栅转动作功而获得的。因此机械能的数量将决定于工作蒸汽的质量流量和速度变化量，质量流量越大，速度变化量越大，作用力也越大。这种作用力一般可分为冲动力和反动力两种形式。当汽流在动叶汽道内不膨胀加速，而只随汽道形状改变其流动方向时，汽流改变流动方向对汽道所产生的离心力，叫做冲动力，这时蒸汽所作的机械功等于它在动叶栅中动能的变化量，这种级叫做冲动级，如图1-1所示。

当蒸汽在动叶汽道内随汽道改变流动方向的同时仍继续膨胀、加速，即汽流不仅改变方向，而且因膨胀使其速度也有较大的增加，则加速的汽流流出汽道时，对动叶栅将施加一个与汽流流出方向相反的反作用力，这个作用力叫做反动力。依靠反动力推动的级叫做反动级。

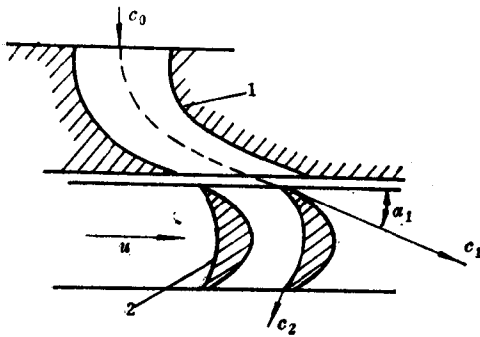


图 1-1 冲动级汽道中蒸汽流动情况
1—喷嘴；2—动叶

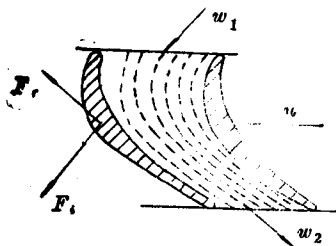


图 1-2 蒸汽在动叶汽道内膨胀时对动叶的作用力

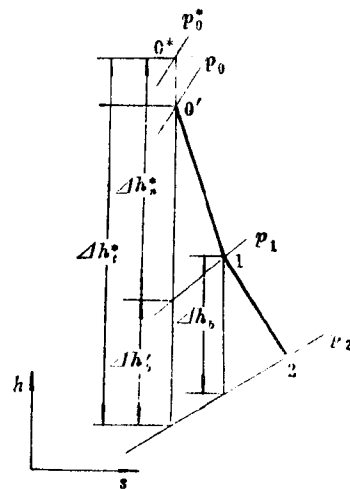


图 1-3 确定级的反动度用的热力过程示意图

但是一般的情况下，蒸汽在汽道中一方面将其在静叶栅内所获得的动能转换为动叶栅上的机械功，在动叶栅上施加冲动力；另一方面，在动叶栅中继续膨胀，对动叶栅产生一个反作用力。这时动叶栅不仅受到汽流的冲动力，同时也受到汽流的反作用力的作用。所以它是在这两个力(图1-2)的合力作用下，使动叶栅旋转而产生机械功的。

为了说明汽轮机某一级中，蒸汽在动叶汽道内膨胀程度的大小，常用级的反动度 Ω 表示，它等于蒸汽在动叶汽道内膨胀时所降落理想焓降 Δh_b 和整个级的滞止理想焓降 Δh_t^* 之比。级的理想焓降 Δh_t 是指蒸汽在汽轮机级内按等熵过程膨胀时所具有的焓降，当假想汽流被等熵地滞止到初速等于零的状态参数(称之为滞止参数)时，蒸汽以这个参数为初参数，在级内等熵膨胀所具有的焓降，称为级的滞止理想焓降 Δh_t^* 。按此定义，同样有喷嘴和动叶的理想焓降 Δh_n 和 Δh_b 及其滞止理想焓降 Δh_n^* 和 Δh_b^* ，如图1-3所示，一般级的反动度可用 Ω_m 表示为：

$$\Omega_m = \frac{\Delta h_b}{\Delta h_t^*} \approx \frac{\Delta h_b}{\Delta h_n^* + \Delta h_b} \quad (1-1)$$

式中， Ω_m 称为平均反动度，是指在级的平均直径截面上的反动度，它由平均直径截面上喷嘴和动叶中的理想焓降所确定。平均直径是动叶顶部和根部处叶轮直径的平均值。显然

$$\Delta h_n^* = (1 - \Omega_m) \Delta h_t^*$$

$$\Delta h_b = \Omega_m \Delta h_t^*$$

同样，对动叶不同截面可以求得相应的反动度，如用根部或顶部截面的理想焓降计算，就可求得级的根部或顶部反动度。一般级的反动度沿动叶高度是不相同的，但对较短的直叶片级来说，由于变化不大，均用平均反动度表示级的反动度。

根据蒸汽在汽轮机级的通流部分中的流动方向，汽轮机级可分为轴流式与辐流式两种。电站用汽轮机绝大多数采用轴流式级。若按照蒸汽在级的动叶内不同的膨胀程度，又可将轴流式级分为冲动级和反动级两种。它们的工作特点是：

一、冲动级

冲动级有三种不同的形式：

(一) 纯冲动级

反动度 $\Omega_m = 0$ 的级称为纯冲动级，它的特点是蒸汽只在喷嘴叶栅中膨胀，在动叶栅中不膨胀而只改变其流动方向。因此动叶栅进出口压力相等，即 $p_1 = p_2$ 、 $\Delta h_b = 0$ 、 $\Delta h_n^* = \Delta h_t^*$ 。纯冲动级的作功能力较大，效率较低。一般蒸汽离开动叶栅时仍具有一定的速度 c_2 ，由于其动能 $\frac{c_2^2}{2}$ 未被利用，故是汽轮机级的一项损失，称为余速损失，余速损失是汽轮机级的一项主要损失。

(二) 带反动度的冲动级

为了提高汽轮机级的效率，冲动级也具有一定的反动度，通常取 $\Omega_m = 0.05 \sim 0.20$ ，这时蒸汽的膨胀大部分在喷嘴叶栅中进行，只有一小部分在动叶栅中继续膨胀。因此， $p_1 > p_2$ ， $\Delta h_n > \Delta h_b$ 。它具有冲动级作功能力大和反动级效率高的特点，所以得到广泛应用。

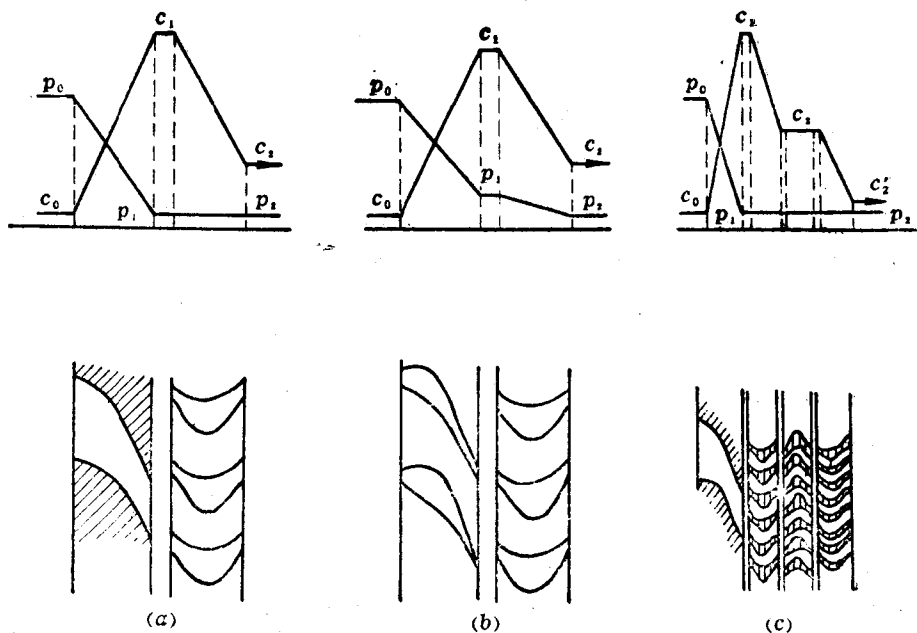


图 1-4 冲动级中蒸汽压力和速度变化示意图

(三) 复速级

复速级是由喷嘴静叶栅、装于同一叶轮上的两列动叶栅和第一列动叶栅后的固定不动的导向叶栅所组成。蒸汽在喷嘴中膨胀加速后，在第一列动叶栅中只将其中一部分动能转变

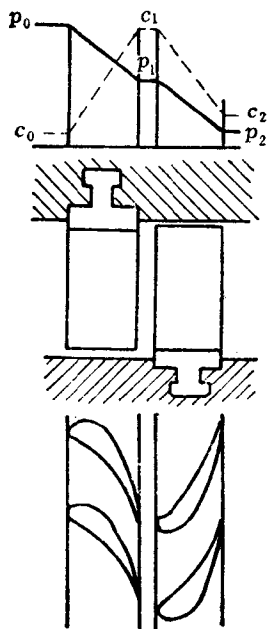


图 1-5 反动级中蒸汽压力和速度变化示意图

为机械功，因而从第一列动叶栅流出的蒸汽速度 c_2 还相当大。为了使这部分汽流的动能不致全部的损失掉，可以装置一组固定的导向叶栅，它的作用是改变汽流的方向，使之与第二列动叶栅进汽方向相符，于是蒸汽进入第二列动叶栅内继续做功。因此，复速级的做功能力比单列冲动级要大。通常在一级内要求承担很大焓降时才采用复速级。为了改善复速级的效率，也采用一定的反动度，使蒸汽在各列动叶栅和导向叶栅中也进行适当的膨胀。

图1-4表示蒸汽流经各种冲动级时，其压力和速度的变化情况。图中表明了蒸汽在各冲动级的喷嘴叶栅、导向叶栅和动叶栅出口处的压力和速度的数值的差异。

二、反动级

反动度 $\Omega_m = 0.5$ 的级叫做反动级。蒸汽在反动级中的膨胀一半在喷嘴叶栅中进行，另一半在动叶栅中进行，即 $p_1 > p_2$ ， $\Delta h_b = \Delta h_n = 0.5 \Delta h_t$ 。由于蒸汽在动叶栅中膨胀加速，给动叶栅一个与冲动力相比，不可忽略

的反动力，所以它是在冲动力和反动力的合力的作用下，使叶轮转动做功的。反动级的效率比冲动级高，但作功能力较小。

图1-5表示反动级中蒸汽压力和速度变化的情况，比较图1-4与图1-5可知，对于相同理想焓降的级来说，反动级的速度变化幅度要比冲动级小。

此外，按照汽轮机级的工作特性还可将其分为速度级和压力级。速度级有双列和多列之分，它是以利用蒸汽流速为主的级，所以级的焓降选用得较大，喷嘴出口处的蒸汽流速较大，为了在一级内充分利用其热能，常采用复速级的型式。压力级是以利用级组中合理分配的压力降或焓降为主的级，是单列冲动级或反动级。在采用喷嘴调节的汽轮机中，因为第一级的通流面积是随负荷变化而变化的，所以喷嘴调节汽轮机的第一级又称为调节级。中小容量机组调节级一般采用复速级，大容量汽轮机则多用单列冲动级。

第二节 汽轮机的工作过程

一、基本方程式

蒸汽在叶栅通道中流动具有实际流体三元流动性质，各点的流动参数受到外界有规律的扰动的影响。所以，实际上它是有粘性、非连续和非定常的三元流动。但为了分析方便，略去了蒸汽的粘性，并作以下的假设：

(1) 蒸汽在叶栅通道中的流动是稳定流动，即流动过程中，任何一点的蒸汽参数均不随时间变化。当汽轮机功率和蒸汽参数变化不大时，可以近似地认为是稳定流动。

(2) 蒸汽在叶栅通道中的流动是一元流动，即在叶栅中汽流参数只沿流动方向变化，而在其垂直截面上是不变的。

(3) 蒸汽在叶栅通道中的流动是绝热流动，即在叶栅中蒸汽与外界没有热交换。由于蒸汽流过叶栅的时间极短，且叶栅一般是成组布置的，各个叶片中蒸汽参数相同，彼此之间没有热交换是可以实现的。

通过这样的简化，略去次要因素的影响，强调主要因素的作用，便于了解级的工作过程的重要规律，并能分析区别实际情况和理想化情况之间的差异，在实际计算中应根据实际条件选择应用。例如当设计计算相对高度较小的叶栅时，运用以上这些假定进行计算可以得到满意的精确性。但对深入研究叶栅的流动特性，特别是对相对高度较大的叶栅的计算时，还必须根据不同的实际情况，采取更合理的方法。不过，即使在目前，汽轮机的研究中在许多方面仍有赖于简单明了的一元流动理论。

在汽轮机级的热力计算中所用到的可压缩流体的一元流动基本方程是：

(一) 连续方程式

对于稳定流动来说，单位时间内流过流管各截面的蒸汽量是相等的。与可压缩性流体一样，蒸汽的稳定流动连续方程式为：

$$G = \rho c A \quad (1-2)$$

式中 G ——单位时间的蒸汽质量流量 (kg/s)；

A ——管道内任一横截面积 (m²)；

c ——垂直于截面 A 的蒸汽速度 (m/s);

ρ ——截面 A 上的蒸汽密度 (kg/m³)。

连续方程式也可用微分形式表示为

$$\frac{dA}{A} + \frac{dc}{c} + \frac{d\rho}{\rho} = 0 \quad (1-3)$$

它们表明了稳定流动中, 汽流的流通面积、汽流速度和蒸汽密度相互之间的关系。

(二) 运动方程式

运动方程式是作用于汽流上的力和蒸汽流动速度变化之间的关系式。如图1-6所示, 在汽流中沿流动方向任意截取一个微段, 若不计该微段的重力作用, 则作用于这微段上的压力、阻力和汽流运动的加速度之间的关系, 可根据牛顿第二定律写成:

$$Ap + \left(p + \frac{dp}{2}\right)dA - (p + dp)(A + dA) - dR = dG \frac{dc}{dt}$$

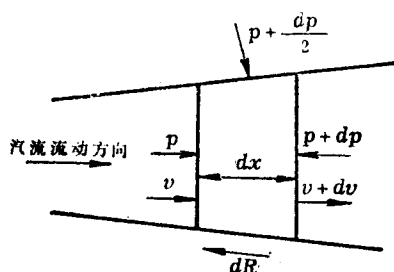


图 1-6 作用在汽流微段上的力

式中 A ——微段的截面积 (m²);

p ——作用在截面 A 上的压力 (Pa);

dR ——作用于微段上的摩擦阻力 (N);

c ——微段的流动速度 (m/s)。

将上式展开、简化并略去二阶微量后得

$$-Adp - dR = dG \frac{dc}{dt} \quad (1-4)$$

令 $dG = A\rho dx$, 并将其代入式(1-4)中后得

$$-\frac{dp}{\rho} - Rdx = cdc \quad (1-5)$$

式中, $R = \frac{dR}{dG}$ 是作用在单位质量汽流上的摩擦阻力, 若流动是无损失的等熵流动, 即 $R = 0$ 。于是一元稳定无损失流动的动量方程为:

$$\boxed{-\frac{dp}{\rho} = cdc} \quad (1-6)$$

式(1-5)与式(1-6)中的负号说明流动过程中的压力和阻力是与流速相反方向变化的。

(三) 能量方程式

对于稳定绝热流动, 汽流进入系统的能量必须等于离开系统的能量。若在流动系统中忽略摩擦力做功和势能等因素, 则系统的能量方程式可写为

$$h_0 + \frac{c_0^2}{2} + q = h_1 + \frac{c_1^2}{2} + AW \quad (1-7)$$

式中 h_0 、 h_1 ——分别为蒸汽进入和流出系统的焓值 (J/kg);

c_0 、 c_1 ——分别为蒸汽进入和流出系统时的速度 (m/s);

q ——每千克质量蒸汽通过系统时从外界吸收的热量 (J/kg);

W ——每千克质量蒸汽通过系统时对外界所作的机械功 (J/kg)。

能量方程式 (1-7) 适用于有摩擦和无摩擦损失两种流动情况, 在绝热流动过程中。

体的摩擦功全部转换为热量,使蒸汽的焓升高。所以在出口端汽流增加与减少的能量相互抵消。

(四) 状态方程式

在计算任何气体问题时,都必须知道该气体的状态。理想气体的状态方程式为:

$$\frac{p}{\rho} = RT \quad (1-8)$$

式中 p —— 绝对压力 (Pa);

ρ —— 气体密度 (kg/m^3);

T —— 绝对温度 (K);

R —— 通用气体常数, $R = 461.76 \text{ (J/(kg} \cdot \text{K))}$ 。

真实气体在低压或高温条件下,即离液体状态的条件越远就越接近于理想气体。一般情况下,过热蒸汽近似于这种状态,但它的 R 值并不是常数,而是随其状态改变略有变化。湿蒸汽的 R 值的变化则较大。由此可见,蒸汽的状态方程式是比较复杂的。因此,通常用由试验数据绘制成的 $h-s$ 图或水蒸汽表来表示蒸汽各个状态参数的关系。近年来,为了适应计算机的需要,也提出了各个状态参数之间的蒸汽状态方程式,但形式比较复杂。

在进行热力计算时,也可以近似地使用理想气体状态方程式,如蒸汽等熵膨胀过程方程式可写成:

$$\frac{p}{\rho^k} = \text{常数} \quad (1-9)$$

式中, k 为绝热指数,它随气体常数 R 值的变化而变。对于过热蒸汽, $k = 1.3$; 对于湿蒸汽, $k = 1.035 + 0.1x$ (其中 x 是膨胀过程初态的蒸汽干度)。同样对蒸汽的绝热过程也可用多变过程方程式 $\frac{p}{\rho^n} = \text{常数}$ (n 为多变过程的指数)表示,即用它表示有损失的蒸汽膨胀过程。

(五) 气态方程式

气体的另一个重要特性是压力波传播速度,也就是音速。根据小压力扰动理论,音速 a 可以表示为:

$$a = \sqrt{\frac{dp}{d\rho}} \quad (1-10)$$

若引用等熵过程状态方程式的微分形式:

$$\frac{dp}{p} - k \frac{d\rho}{\rho} = 0 \quad (1-11)$$

由式 (1-11) 解出 $\frac{dp}{d\rho}$ 后代入式 (1-10), 可得

$$a = \sqrt{\frac{dp}{d\rho}} = \sqrt{k \frac{p}{\rho}} = \sqrt{kRT} \quad (1-12)$$

音速表示可压缩气流在当地的压力与密度变化之间的关系,它标志着工质可压缩性的大小,是流体的一个状态参数。对理想气体来说, $k \left(= \frac{c_p}{c_v} \right)$ 只是绝对温度 T 的函数,它

随温度变化很小。由式(1-12)可知, 音速仅取决于汽流的当地温度, 并随工质温度增高而增加, 且与温度平方根成正比, 与工质的压力无关。

流体的速度 c 与音速 a 的比值叫做马赫数 M , 它是汽流流动状态的另一个重要指标, 即

$$M = \frac{c}{a} \quad (1-13)$$

当 $M = 1$ 时, 即流体速度 c 等于当地的音速 a_{cr} , 这时蒸汽状态称为临界状态, 汽流速度 c 称为临界速度 c_{cr} , 临界状态下的所有参数都称为临界参数如 p_{cr} , ρ_{cr} 等。

二、蒸汽在喷嘴中的膨胀过程

喷嘴汽道的作用是使蒸汽所具有的热能在喷嘴中转换为动能, 并使汽流获得一定的方向。由于喷嘴固定不动, 因此蒸汽流过喷嘴时, 不对外做功, 即 $W = 0$ 。若蒸汽在喷嘴汽道中与外界无热交换, 即 $q = 0$, 则由能量方程式(1-7)可得:

$$h_0 + \frac{c_0^2}{2} = h_1 + \frac{c_1^2}{2} \quad (1-14)$$

若蒸汽在喷嘴中的流动为等熵过程, 则

$$h = c_p T = \frac{k_1}{k-1} R T = \frac{k}{k-1} \frac{p}{\rho} \quad (1-15)$$

将 h 值代入式(1-14)则得:

$$\begin{aligned} \frac{c_1^2 - c_0^2}{2} &= h_0 - h_1 = \frac{k}{k-1} \left(\frac{p_0}{\rho_0} - \frac{p_1}{\rho_1} \right) \\ &= \frac{k}{k-1} \frac{p_0}{\rho_0} \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \end{aligned} \quad (1-16)$$

式(1-16)就是蒸汽在喷嘴汽道中热能和动能的转换公式。同样, 若将等熵过程状态方程式 $\frac{p}{\rho^k} = \text{常数}$ 代入动量方程式(1-6)中, 积分后也可以得到与式(1-16)相同的结果。式(1-16)在汽轮机计算中应用较多。

(一) 喷嘴中的汽流速度计算

1. 喷嘴出口的汽流理想速度

当喷嘴前的蒸汽参数 p_0 、 t_0 及初速 c_0 为已知, 且蒸汽按等熵过程膨胀(如图1-7中0-1线所示)时, 则喷嘴出口汽流理想速度 c_{1t} 为:

$$c_{1t} = \sqrt{2(h_0 - h_{1t}) + c_0^2} = \sqrt{2\Delta h_n + c_0^2} \quad (1-17)$$

式中 c_{1t} ——喷嘴出口的汽流理想速度 (m/s);

h_{1t} ——蒸汽等熵膨胀的终焓 (J/kg)。

$\Delta h_n = h_0 - h_{1t}$ 称为喷嘴的理想焓降, 计算时蒸汽焓值均宜在蒸汽的焓熵图中查得, 较为方便。

为了便于计算分析, 将汽流等熵地滞止到初速为零的假想状态 0^* 点, 此时蒸汽参数称为滞止参数, 即喷嘴进口状态由原来具有初速 c_0 的初参数 p_0 、 t_0 和 h_0 的“0”点, 转变为

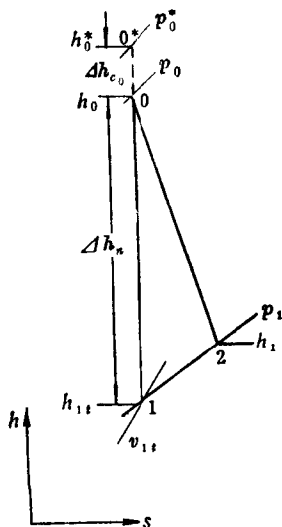


图 1-7 蒸汽在喷嘴中的热力过程

初速为零的滞止参数 p_0^* 、 t_0^* 和 h_0^* 的0*点，于是：

$$h_0^* = h_0 + \frac{c_0^2}{2} \quad (1-18)$$

将 h_0^* 之值代入式(1-17)与式(1-16)后，得喷嘴出口汽流理想速度：

$$c_{1t} = \sqrt{2(h_0^* - h_{1t})} = \sqrt{2\Delta h_0^*} \quad (1-19)$$

或

$$c_{1t} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{p_0^*}{\rho_0^*} \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (1-20)$$

由此可见，当蒸汽初参数为一定时，随着汽流压力 p_1 和焓降 h_{1t} 的降低，汽流速度增加，其热能相应减小且转变为动能，温度亦随蒸汽膨胀而降低。如果汽流绝对温度可以降低到零度，它的热能将全部转换为动能，汽流也将达到最大速度。随温度而变化的音速亦将为零。同理，在汽流的滞止状态下，汽流速度为零时温度最高，因而相应的状态下的音速也最高。随着汽流速度的增加，温度下降，音速也相应的随之下降。虽然音速为零的情况实际上是无法获得的，但却清楚地说明了压力、焓降、汽流截面、汽流流速和当地音速等的变化关系。这个关系示于图1-8。

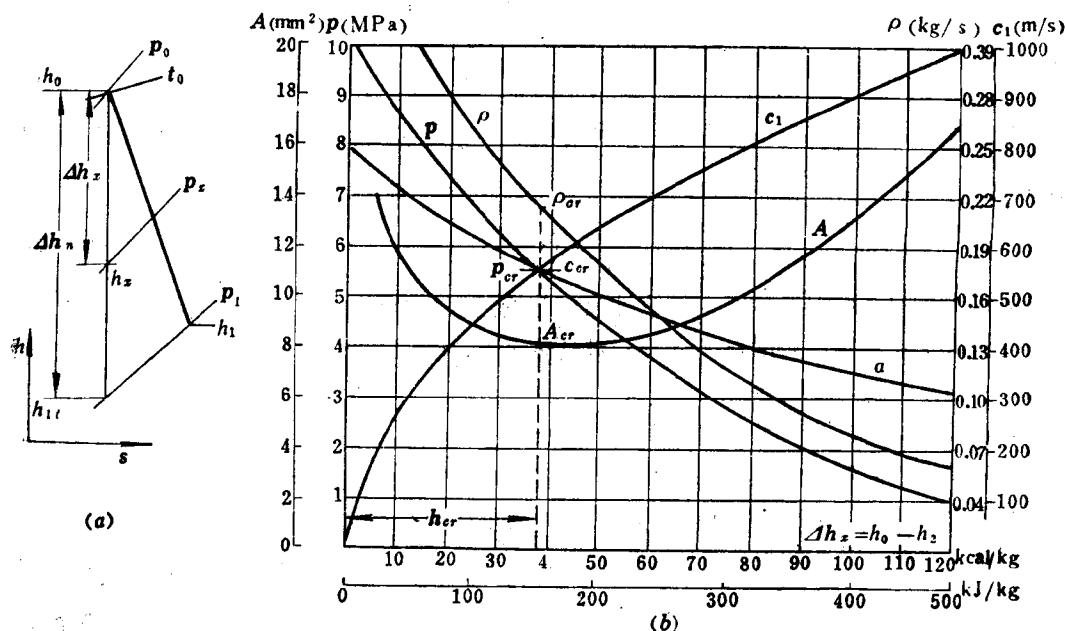


图 1-8 蒸汽在喷嘴中各项参数沿汽道的变化规律

2. 喷嘴中汽流的临界状态

蒸汽在喷嘴中膨胀加速的过程中，由于汽流速度逐渐增加，音速逐渐降低，因此就一定会出现在某一截面上汽流速度等于当地音速的临界状态，即 $M=1$ 。汽流的临界速度 c_{cr} 可如下求得：

首先将式(1-16)改写为

$$\frac{k}{k-1} \frac{p_0}{\rho_0} + \frac{c_0^2}{2} = \frac{k}{k-1} \frac{p}{\rho} + \frac{c^2}{2} = \frac{k}{k-1} \frac{p_0^*}{\rho_0^*} \quad (1-21)$$

将 $a = \sqrt{k \frac{p}{\rho}}$ 代入式 (1-21), 得

$$\frac{c^2}{2} + \frac{a^2}{k-1} = \frac{(a_0^*)^2}{k-1} \quad (1-22)$$

式中 p 、 ρ 、 c 、 a 分别表示喷嘴任一截面的汽压、密度、汽流速度和当地音速。当 $c = a = c_{cr}$ 时, 式 (1-22) 为

$$\frac{k+1}{k-1} \frac{c_{cr}^2}{2} = \frac{(a_0^*)^2}{k-1}$$

即

$$c_{cr} = \sqrt{\frac{2}{k+1}} a_0^* = \sqrt{\frac{2k}{k+1}} \frac{p_0^*}{\rho_0^*} \quad (1-23)$$

由上式可见, 对某一定的汽流, 当喷嘴前蒸汽滞止参数 p_0^* 和 ρ_0^* 确定后, 则其临界速度 c_{cr} 也可以确定。

同时, 由临界速度表达式

$$c_{cr} = \sqrt{k \frac{p_{cr}}{\rho_{cr}}} = \sqrt{\frac{2k}{k+1}} \frac{p_0^*}{\rho_0^*}$$

或

$$\frac{p_{cr}}{\rho_{cr}} = \frac{2}{k+1} \frac{p_0^*}{\rho_0^*}$$

均可确定临界压力比 ε_{cr} 。若汽流为等熵流动过程, 即满足 $\frac{p_0^*}{(\rho_0^*)^k} = \frac{p_{cr}}{\rho_{cr}^k}$ 的关系式, 则根据临界压力比的定义, 临界压力 p_{cr} 与滞止压力 p_0^* 之比, 即可表达如下:

$$\varepsilon_{cr} = \frac{p_{cr}}{p_0^*} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (1-24)$$

由式 (1-24) 可知, ε_{cr} 只与蒸汽性质或等熵过程指数 k 有关, 从而也可看出 p_{cr} 与蒸汽性质 (指数 k) 和蒸汽初压力 p_0^* 有关。对过热蒸汽, $k=1.3$, 则 $(\varepsilon_{cr})_{\text{过热}} \approx 0.546$; 对饱和蒸汽 $k=1.135$, 则 $(\varepsilon_{cr})_{\text{饱和}} = 0.577$ 。

3. 喷嘴出口的汽流实际速度

在喷嘴中实际流动的工质是蒸汽, 由于蒸汽是有粘性的实际气体, 所以在汽流中会产生各种损失, 使汽流所获得的动能减小, 从而喷嘴出口的汽流实际速度 c_1 比理想速度 c_{1t} 小。要精确计算喷嘴中的各项损失是比较困难的, 一般 c_1 之值常用喷嘴的速度系数 φ 乘以 c_{1t} 来求得, 即

$$c_1 = \varphi c_{1t} = \varphi \sqrt{2 \Delta h_{nt}^*} \quad (1-25)$$

喷嘴的速度系数 φ 与喷嘴损失的关系, 可从流动过程中的动能损失 Δh_{nt} 中表示出来。

$$\Delta h_{nt} = \frac{c_{1t}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = (1 - \varphi^2) \frac{c_{1t}^2}{2} = (1 - \varphi^2) \Delta h_{nt}^*$$

$$\xi_n = \frac{\Delta h_{nt}}{\Delta h_{nt}^*} = 1 - \varphi^2 \quad (1-26)$$

ξ 等于喷嘴损失与理想焓降之比, 称为喷嘴的能量损失系数。

由于流动过程是绝热的, 消耗于损失上的动能转变为热量重又加热了蒸汽本身, 所以