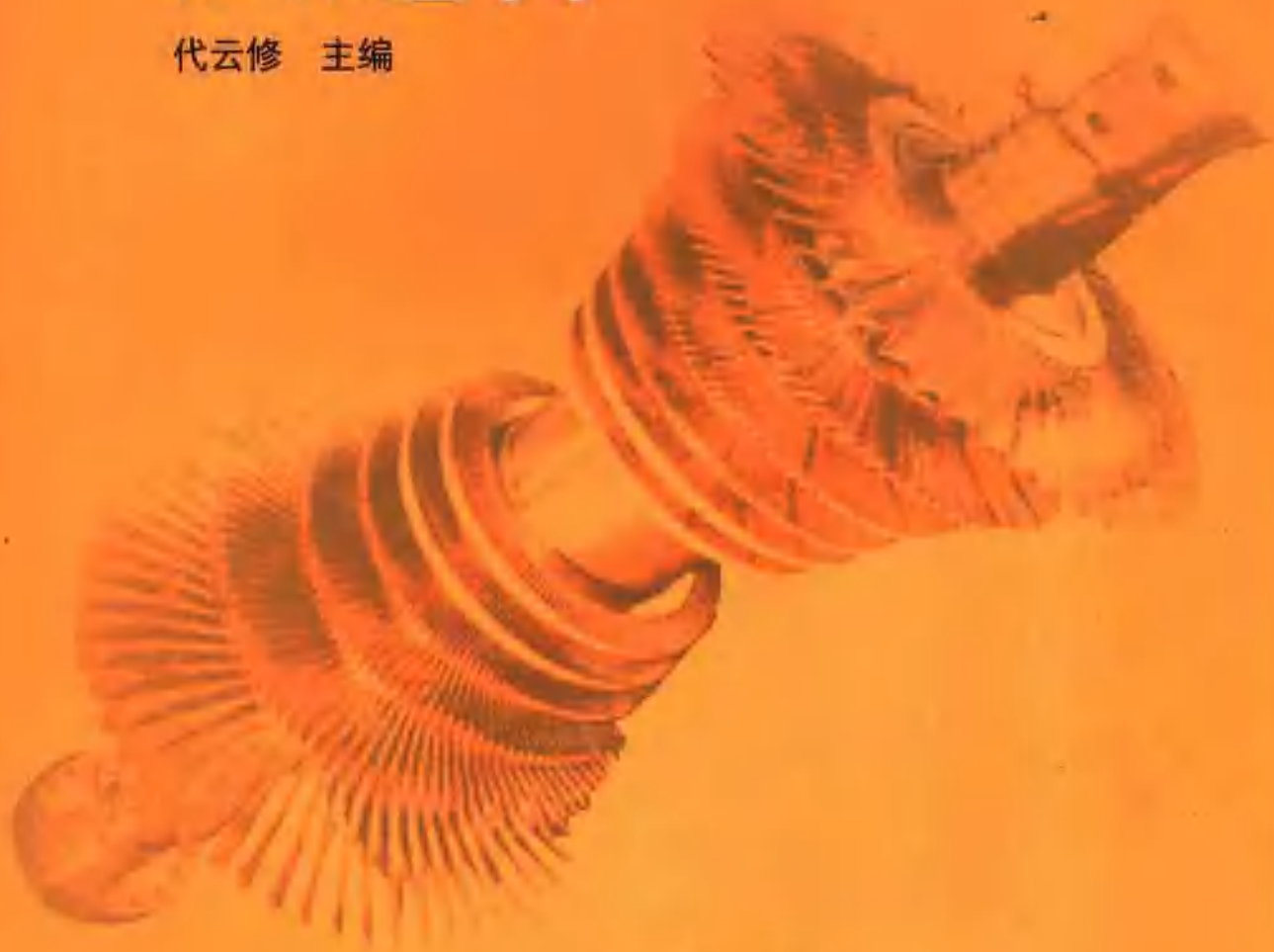




教育部职业教育与成人教育司推荐教材
职业教育电力技术类专业教学用书

汽轮机设备 及运行

代云修 主编



中国电力出版社
<http://jc.cepp.com.cn>



教育部职业教育与成人教育司推荐教材
职业教育电力技术类专业教学用书

汽轮机设备 及运行

主编 代云修
编写 程翠萍 刘玉文
主审 孙为民 张 磊 马桂芹



中国电力出版社
<http://jc.cepp.com.cn>

内 容 提 要

本书主要讲述汽轮机的工作原理、汽轮机的构造、凝汽设备、汽轮机的调节保护及供油系统、汽轮机运行的一般知识。

本书可以作为大、中专院校培养高、中级技术应用型人才的教材及参考书，也可以作为电厂运行及检修人员的培训教材使用。

图书在版编目 (CIP) 数据

汽轮机设备及运行/代云修主编. —北京: 中国电力出版社, 2005

教育部职业教育与成人教育司推荐教材

ISBN 7-5083-3044-7

I. 汽... II. 代... III. 火电厂-汽轮机运行-成人教育: 高等教育-教材 IV. TM621.4

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2005) 第 011417 号

中国电力出版社出版、发行

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

北京市铁成印刷厂印刷

各地新华书店经售

*

2005 年 6 月第一版 2006 年 8 月北京第二次印刷

787 毫米×1092 毫米 16 开本 20 印张 428 千字

印数 3001—6000 册 定价 26.00 元

版 权 专 有 翻 印 必 究

(本书如有印装质量问题, 我社发行部负责退换)

前言

本书为教育部职业教育与成人教育司推荐教材，是根据教育部审定的电力技术类专业主干课程的教学大纲编写而成的，并列入教育部《2004~2007年职业教育教材开发编写计划》。本书经中国电力教育协会和中国电力出版社组织专家评审，又列为全国电力职业教育规划教材，作为职业教育电力技术类专业教学用书。

本书体现了职业教育的性质、任务和培养目标；符合职业教育的课程教学基本要求和有关岗位资格和技术等级要求；具有思想性、科学性、适合国情的先进性和教学适应性；符合职业教育的特点和规律，具有明显的职业教育特色；符合国家有关部门颁发的技术质量标准。本书既可以作为学历教育教学用书，也可作为职业资格和岗位技能培训教材。

本书由山东省电力学校高级讲师代云修担任主编，并编写了第四、六、七章；绪论、第一、三章由山东省电力学校程翠萍编写；第二、五章由山东省电力学校刘玉文编写。

全书由郑州电力高等专科学校孙为民副教授和山东省电力学校张磊、马桂芹两位副教授主审，特别是孙为民教授为本书的编写提出了许多宝贵意见，在此表示感谢。

成人专科教育起步较晚，教学改革有待深入，对教材应该怎样编写，教与学两方面有哪些要求，我们虽然作了一些研究，但是由于缺乏足够的感性认识，加上时间仓促，书中难免有缺点或错误，恳请读者提出宝贵意见。

编者

2005年元月

目 录

前言	
绪论	1
第一节 引言	1
第二节 汽轮机的基本工作原理	2
第三节 汽轮机的分类和型号	6
复习思考题	8
第一章 汽轮机的工作原理	9
第一节 蒸汽在喷管中的流动	9
第二节 蒸汽在动叶中的流动	15
第三节 速度比与轮周效率的关系	21
第四节 级内损失和级效率	26
第五节 多级汽轮机	35
复习思考题	42
习题	42
第二章 汽轮机本体结构	44
第一节 汽缸的结构和热膨胀	44
第二节 喷管组及隔板的结构	60
第三节 汽封和轴封系统	68
第四节 轴承	75
第五节 动叶片	85
第六节 叶片的振动	89
第七节 转子	96
第八节 联轴器和盘车装置	101
复习思考题	107
第三章 汽轮机的变工况	109
第一节 喷管的变工况	109
第二节 级与级组的变工况	112
第三节 调节方式及其对变工况的影响	119
第四节 蒸汽参数变化对汽轮机工作的影响	127
复习思考题	131
第四章 汽轮机的调节系统	132
第一节 汽轮机调节系统的任务与型式	132
第二节 液压调节系统	133
第三节 液压调节系统的特性试验和调整	144

第四节	电液调节系统的工作原理	148
第五节	电液调节系统的主要装置	155
第六节	电液调节系统的典型调节工况	162
第七节	汽轮机的保护系统	163
第八节	供油系统	170
第九节	600MW 汽轮机的调节系统介绍	172
第十节	供热式汽轮机的调节	187
复习思考题	195
第五章	汽轮机的凝汽设备	197
第一节	凝汽设备的任务及组成	197
第二节	表面式凝汽器的结构和分类	199
第三节	凝汽器的热力特性	209
第四节	抽气器	213
第五节	凝汽器的运行与监督	219
第六节	凝汽器的清洗	226
复习思考题	231
第六章	汽轮机运行	232
第一节	汽轮机启停时的热状态	232
第二节	汽轮机的启停机方式	234
第三节	汽轮机启动前的准备工作	236
第四节	冷态额定参数启动方式	239
第五节	滑参数启动	248
第六节	热态启动	249
第七节	额定参数停机	250
第八节	滑参数停机	253
复习思考题	254
第七章	汽轮机的几种典型事故处理	255
第一节	汽轮机正常运行中的维护	255
第二节	汽轮机重大事故的处理原则	256
第三节	汽轮机动静部分摩擦及大轴弯曲	258
第四节	汽轮机水击	259
第五节	汽轮机叶片损坏与脱落	261
第六节	汽轮机超速	263
第七节	汽轮发电机轴瓦乌金熔化或损坏	265
第八节	汽轮机真空下降	267
第九节	油系统着火	268
第十节	汽轮发电机甩负荷	269
第十一节	供热机组的热负荷变化	271
复习思考题	272
参考文献	273

绪 论

第一节 引 言

汽轮机是以蒸汽为工质，将蒸汽的热能转化为转子旋转的机械能的动力机械。它具有单机功率大、转速高、效率高、运转平稳和使用寿命长等优点，因而在现代工业中得到了广泛的应用。

汽轮机的主要用途是在热力发电厂中做驱动发电机的原动机。在以煤、石油、天然气为燃料的火力发电厂以及核电站和地热电厂中，大多采用汽轮机作原动机，其发电量占总发电量的 80% 左右。在热电厂中，还可以用汽轮机的排汽或中间抽汽来满足生产和生活的供热需要，这种既供热又发电的热电合供汽轮机，在热能的综合利用方面具有较高的经济性。此外，汽轮机还能应用于其他工业部门，例如直接驱动各种泵、风机、压缩机和船舶螺旋桨等。在生产过程中有余热、余能的各种工厂企业中，可以利用各种类型的工业汽轮机，使不同品位的热能得到合理有效的利用，从而提高企业的节能和经济效益。

自 1883 年瑞典工程师拉瓦尔制造成第一台汽轮机以来，汽轮机已有一百余年的历史。近几十年来，汽轮机发展尤为迅速。其发展的主要特点是：

(1) 单机功率不断增大。增大单机功率不仅能迅速地发展电力生产，而且还具有下列优点：

1) 降低机组单位功率的成本。单机功率越大，单位功率的成本越低。例如，国产 200MW 机组的单位功率成本比 6 千 kW 机组的单位功率成本降低了约 27%。

2) 提高机组的热经济性。单机功率越大，机组的热经济性越高。200MW 的汽轮机的热耗率仅为 12MW 汽轮机的 68%，降低了约 32%。

3) 加快电站的建设速度。例如安装 5 台 25MW 机组的工期约为 66 个月，安装两台 600MW 的机组，其工期约为 45 个月，后者明显比前者缩短工期约 32%。

此外增大单机功率，还可以减少电站的占地面积，减少运行及检修人员，降低运行费用等。

(2) 蒸汽初参数提高。增大单机功率后适宜采用较高的蒸汽参数，当今世界上 300MW 及以上容量的机组均采用亚临界压力 (16 ~ 18MPa) 或超临界压力 (23 ~ 26MPa)，甚至采用超超临界压力 (26 ~ 32MPa)。蒸汽初温度多采用 535 ~ 600℃。

(3) 普遍采用一次中间再热。采用中间再热后，可以降低排汽湿度，提高机组的内效率、热效率和运行的可靠性。

(4) 采用燃气—蒸汽联合循环，以提高电厂的效率。

(5) 采用机、炉、电集控和程控提高电站的自动化水平。

(6) 发展核能电站汽轮机。原子能电站投资较高，但是运行费用较低，而且功率越大，相对的投资和运行费用越小。发展核电，是解决能源不足的主要途径。

我国是一个发展中的国家，解放前没有自己的汽轮机制造工业，电厂的运行、检修水平很低。新中国建立后，汽轮机制造工业才得到发展，从 1955 年制成第一台 6000kW 凝汽式汽

轮机起,在短短的几十年中,已经生产了1.2万kW、2.5万kW、5万kW、10万kW、12.5万kW、20万kW、30万kW及60万kW以上的各种类型的汽轮机。除建立了哈尔滨、上海和东方汽轮机制造厂外,还建有南京、北京、武汉、杭州及青岛等一批中小型汽轮机制造厂,这些工厂正在为发展我国的汽轮机制造工业做出贡献。在电厂中,由于技术水平不断提高,技术管理不断加强,规章制度逐步完善,使汽轮机设备的检修质量和运行水平都得到了提高,充分发挥了设备的潜力,因而大大提高了设备运行的可靠性和降低了发电成本。

第二节 汽轮机的基本工作原理

来自锅炉的过热蒸汽,进入汽轮机后,依次经过一系列环形配置的喷管和动叶,将蒸汽的热能转化为汽轮机转子旋转的机械能。蒸汽在汽轮机中,以不同方式进行能量转换,便构成了不同工作原理的汽轮机。

一、冲动式汽轮机

(一) 冲动作用原理

由力学可知,当一运动物体碰到另一个静止的或运动速度较低的物体时,就会受到阻碍而改变其速度,同时给阻碍它运动的物体一个作用力,这个作用力称为冲动力。冲动力的大小取决于运动物体的质量和速度变化,质量越大,冲动力越大;速度变化越大,冲动力也越大。若阻碍运动的物体在此力作用下,产生了速度变化,则阻碍物体就做了机械功。

在汽轮机中,如图0-1(a)所示,蒸汽在喷管中加速膨胀,压力降低,速度增加,蒸汽的热能转化成动能。高速气流冲击叶片,由于气流运动方向改变,产生了对叶片的冲动力,推动叶片旋转做功,将蒸汽的动能转变成轴旋转的机械能。这种利用冲动力做功的原理,称为冲动作用原理。

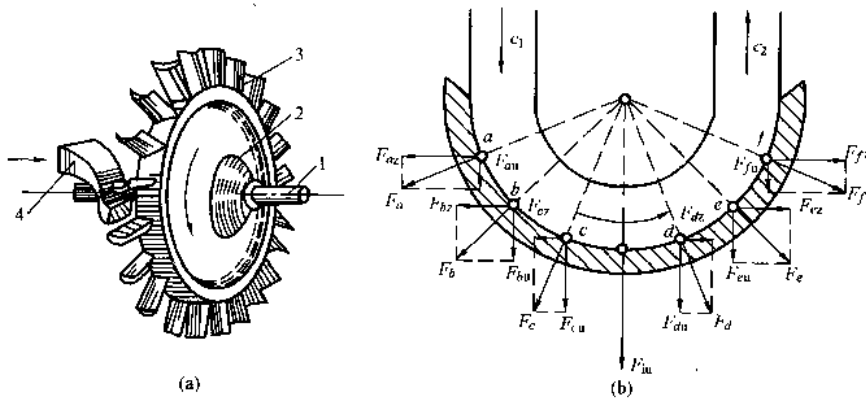


图0-1 单级冲动式汽轮机

(a) 结构简图; (b) 冲动作用原理

1—轴; 2—叶轮; 3—叶片; 4—喷管

现以半圆形叶片为例,说明高速气流流经动叶时,对叶片产生冲动力的原理,如图0-1(b)所示。假设气流的流动为理想流动,从喷管中喷出的高速气流,以 c_1 的速度进入叶片,做匀速圆周运动,最后以 c_2 的速度(c_2 与 c_1 大小相等,方向相反)流出流道。因为

汽流微团受流道约束而运动，所以每一微团都直接或间接地受到流道内弧表面的弹力作用，这个弹力就是汽流微团作圆周运动的向心力。与此同时，根据牛顿第三定律，叶片内弧表面受到汽流微团的压力作用，此压力在效果上属离心力。图 0-1 (b) 中 F_a, F_b, \dots, F_f 分别表示汽流微团作用在 a, b, \dots, f 各点的压力，这些压力 F_i 都可以分解为沿圆周运动方向的周向力 $F_{i\omega}$ 和沿转轴方向的轴向力 F_{iz} 。将作用于叶片上的全部周向力相加，其合力为 $F_\omega = \sum F_{i\omega} > 0$ 。而轴向力由图上左右对称点可见，大小相等，方向相反，故其轴向合力为零，即 $F_z = \sum F_{iz} = 0$ 。因而所有水平方向的分力的合力 F_ω 就是作用在叶片上圆周方向的作用力，即为冲动力，它推动叶轮旋转做功。如果叶片旋转的速度为 u ，则在单位时间内汽流周向力所做的功为 $P = F_\omega u$ 。这就是冲动作用原理。

实际上，由于汽轮机结构方面的要求，从喷管喷出的汽流方向是与叶片运动方向成一角度的，因而动叶的形状不能做成半圆形，使蒸汽推动叶轮旋转的作用力减小，但其工作原理仍然是相同的。

(二) 单级冲动式汽轮机

在汽轮机中，一系列喷管（静叶栅）和其后的动叶片，组成将蒸汽的热能转换成机械能的基本工作单元，称为汽轮机的级。只有一个级的汽轮机称为单级汽轮机。图 0-2 为单级冲动式汽轮机工作原理简图。蒸汽在喷管中产生膨胀，压力由 p_0 降至 p_1 ，流速则从 c_0 增至 c_1 ，将热能转换为动能；在动叶通道中，蒸汽按冲动作用原理给动叶片以冲动力，推动叶轮旋转做功，将蒸汽的动能转变成转子的机械能，蒸汽离开动叶后速度降至 c_2 ，此速度称为余速，它所携带的动能称为余速动能损失。由于蒸汽在动叶通道中不膨胀，而只改变运动方向，所以动叶前后的压力相等，即 $p_1 = p_2$ 。

单级汽轮机由于功率较小，在火力发电厂中一般不用来驱动发电机，通常用来带动某些功率不大的辅机，如汽动油泵等。

(三) 速度级汽轮机

在单级汽轮机中，当喷管中焓降较大时，喷管出口的蒸汽速度很高，则蒸汽离开动叶的速度 c_2 也很大，将产生较大的余速损失，降低了汽轮机的经济性。为了减少这部分损失，可像图 0-3 所示那样，在第一列动叶后安装一系列导向叶片，使蒸汽在导向叶片内改变运动方向后再进入装在同一叶轮上的第二列动叶中继续做功。这样，从第一列动叶流出的汽流所具有的动能又在第二列动叶中加以利用，使动能损失减少。这种将蒸汽在喷管中膨胀产生的动能分次在动叶中利用的级，称为速度级。

图 0-3 还表示出蒸汽在速度级中压力和速度的变化规律，蒸

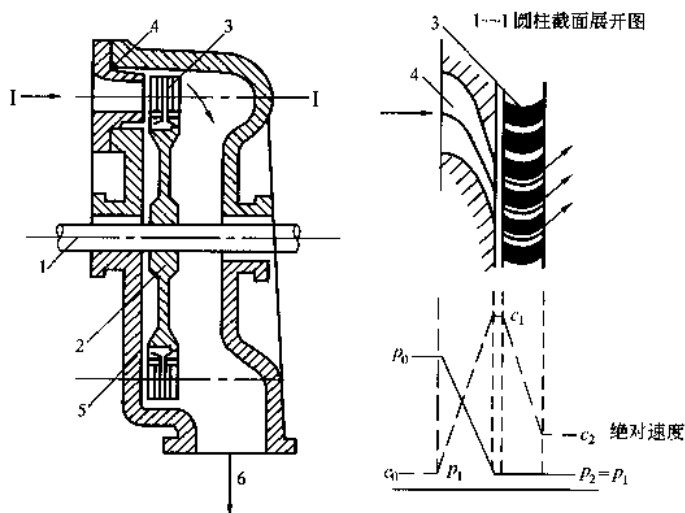


图 0-2 单级冲动式汽轮机示意图

1—轴；2—叶轮；3—动叶片；4—喷管；5—汽缸；6—排汽口

汽在动叶和导向叶片中均不产生膨胀，因此第二列动叶后的压力等于喷管后的压力。

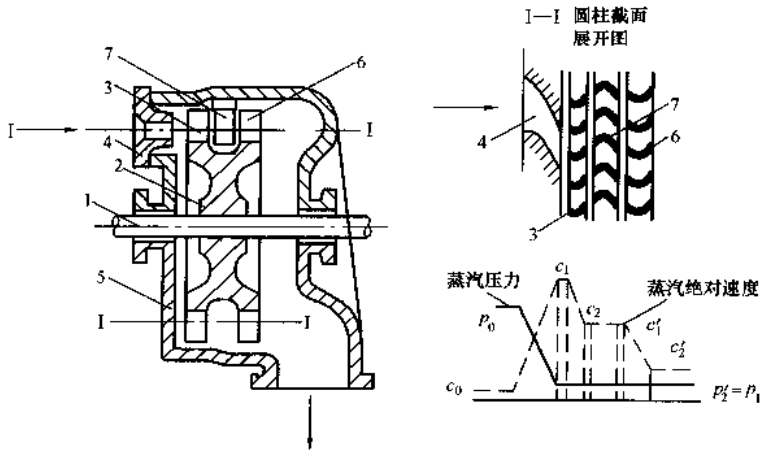


图 0-3 速度级汽轮机工作原理简图

- 1—轴；2—叶轮；3—第一列动叶；
4—喷管；5—汽缸；6—第二列动叶；7—导向叶片

(四) 多级冲动式汽轮机

随着汽轮机向高参数、大功率和高效率方向发展，单级汽轮机已不能适应需要，产生了多级汽轮机。由若干个冲动级依次叠置而成的多级汽轮机，称为多级冲动式汽轮机。

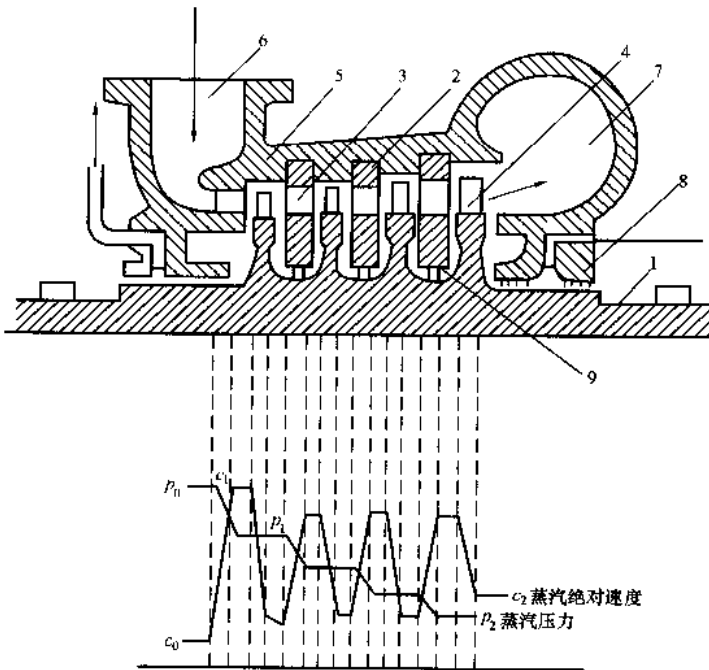


图 0-4 冲动式多级汽轮机通流部分示意图

- 1—转子；2—隔板；3—喷管；4—动叶片；5—汽缸；
6—蒸汽室；7—排汽管；8—轴封；9—隔板汽封

图0-4所示为一台多级冲动式汽轮机结构示意图，它由四级组成，第一级为调节级，其余三级称为非调节级。所谓调节级和非调节级是按照级的通流面积是否随负荷大小变化来区分的。通流面积能随负荷改变而改变的级称为调节级。这种级由于运行时可以改变通流面积来控制进汽量，从而达到调节汽轮机负荷的目的，所以称为调节级。非调节级是通流面积不随负荷改变而改变的级。新蒸汽由汽室6进入装在汽缸上的第一级喷管并在其中膨胀，压力由 p_0 降至 p_1 ，速度由 c_0 增至 c_1 。此后进入第一级动叶片中做功，汽流速度降至 c_2 ，但压力保持不变。第二级

的喷管装在分为上、下两半隔板上，上、下两半隔板分别装在上、下汽缸中。蒸汽在第二级中的做功是重复第一级的过程。此后进入第三、四级，最后进入凝汽器。整个汽轮机的功率是各级功率之和，所以，多级汽轮机的功率可以做得很大。图0-4还表示出蒸汽在各级中压力及速度的变化情况。

由于流经各级后的蒸汽压力逐渐降低，比容逐渐增大，故蒸汽的容积流量也逐渐增大，为使蒸汽能顺利地流过汽轮机，各级的通流面积应逐级增大，因此喷管和动叶的高度逐级增高。此外，由于隔板两侧有压差存在，为防止隔板与轴之间的间隙漏汽，隔板上装有隔板汽封，同时为防止高压端汽缸与轴之间的间隙向外漏蒸汽和通过低压缸与轴之间的间隙向里漏空气，还分别装有轴封。

多级冲动式汽轮机总体结构特点是汽缸内装有隔板和轮式转子。

二、反动式汽轮机

(一) 反动作用原理

由牛顿第三定律可知，一物体对另一物体施加一个作用力时，这个物体上必然要受到与其作用力大小相等、方向相反的反作用力。例如火箭（见图0-5）就是利用燃料燃烧时产生的大量高压气体从尾部高速喷出，对火箭产生的反作用力使其高速飞行的。这个反动作用力称为反动力，利用反动力做功的原理称为反动作用原理。

反动式汽轮机中，蒸汽在喷管中产生膨胀，压力由 p_0 降至 p_1 ，速度由 c_0 增至 c_1 。汽流流经动叶时，一方面由于速度方向改变而产生一个冲动力 F_1 ；另一方面蒸汽同时在动叶汽道内继续膨胀，压力由 p_1 降到 p_2 ，汽流加速产生一个反动力 F_r ，见图0-6。蒸汽对动叶的上述两种力的合力 F ，推动叶片做功。

反动式汽轮机的特点是，蒸汽的冲动力和反动力同时对动叶片做功，其所做的功等于热能转化为汽轮机转子的机械能的数量。显然，反动式汽轮机是同时利用冲动和反动作用原理工作的。

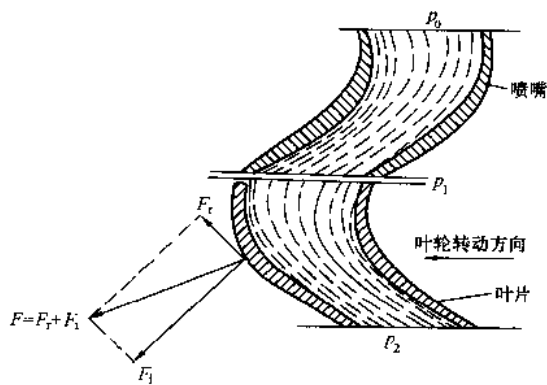


图0-6 蒸汽对反动式汽轮机叶片的作用力

由于反动式汽轮机的叶片前后存在压力差，这个压力差作用在动叶片上会产生一个从高压指向低压的轴向推力。为了减少这个轴向推力，反动式汽轮机不能像冲动式汽轮机那样采用叶轮结构。其总体结构特点是，汽缸内无隔板或装有无隔板体隔板，并采用了鼓式转子，动叶栅直接嵌装在鼓式转子的外缘上；另外，高压端轴封还设有平衡活塞，用蒸汽连接管与凝汽



图0-5 火箭工作原理示意图

(二) 多级反动式汽轮机

反动式汽轮机都是制成多级的。图0-7所示为一台具有四级的反动式汽轮机。它的动叶片直接装在转鼓上，在每列动叶前装有静叶片。动叶片和静叶片的断面形状基本相同，压力为 p_0 的新蒸汽从蒸汽室进入汽轮机后，在第一级静叶栅中膨胀，压力降低，速度增加，然后进入第一级动叶栅，改变流动方向，产生冲动力，在动叶栅中蒸汽继续膨胀，压力下降，汽流在动叶栅中的速度增加，对动叶产生反动力，转子在冲动力和反动力的共同作用下旋转做功。从第一级流出的蒸汽依次进入以后各级重复上述过程，直到经过最后一级动叶栅离开汽轮机。

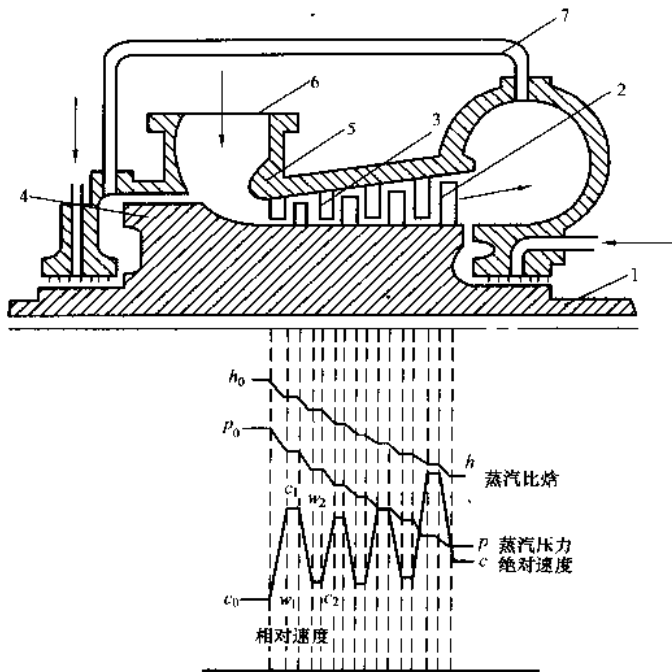


图 0-7 反动式汽轮机通流部分示意图

1—鼓型转子；2—动叶片；3—静叶片；4—平衡活塞；
5—汽缸；6—蒸汽室；7—连接管

器相通，使平衡活塞上产生一个与汽流的轴向力方向相反的平衡力。

第三节 汽轮机的分类和型号

一、分类

汽轮机的类型很多，为便于使用，常按热力过程特性、工作原理、新蒸汽参数、蒸汽流动方向及用途等对汽轮机进行分类。

(一) 按热力过程特性分

(1) 凝汽式汽轮机。进入汽轮机做功的蒸汽，除很少一部分漏汽外，全部排入凝汽器，这种汽轮机称为纯凝汽式汽轮机。为提高效率，近代汽轮机都采用回热抽汽，即进入汽轮机的蒸汽，除大部分排入凝汽器外，有少部分蒸汽从汽轮机中分批抽出，用来加热锅炉给水，这种汽轮机称为有回热抽汽的凝汽式汽轮机，简称为凝汽式汽轮机。

(2) 背压式汽轮机。进入汽轮机做功后的蒸汽在高于大气压力下排出，供工业或生活使用，这种汽轮机称为背压式汽轮机。若排汽供给其他中、低压汽轮机使用时，则称为前置式汽轮机，这种汽轮机常在改造旧电厂时使用。

(3) 调节抽汽式汽轮机。在汽轮机中，部分蒸汽在一种或两种给定压力下抽出，供给工业或生活使用，其余蒸汽在汽轮机内做功后仍排入凝汽器。一般用于工业生产的抽汽压力为 0.5 ~ 1.5MPa，用于生活采暖的抽汽压力为 0.05 ~ 0.25MPa。

(4) 中间再热式汽轮机。新蒸汽在汽轮机前面若干级做功后, 全部引至锅炉内再次加热到某一温度, 然后回到汽轮机中继续做功, 这种汽轮机称为中间再热式汽轮机。

(二) 按工作原理分

(1) 冲动式汽轮机。按冲动作用原理工作的汽轮机称为冲动式汽轮机。近代的冲动式汽轮机, 蒸汽在动叶内部有一定程度的膨胀 (在有一些级中甚至相当大), 但是大部分的膨胀是在喷管中完成的, 但习惯上仍称为冲动式汽轮机。

(2) 反动式汽轮机。按反动作用原理工作 (同时也按冲动作用原理工作) 的汽轮机称为反动式汽轮机, 蒸汽在喷管和动叶中的膨胀程度近似相等。

(三) 按进汽参数的高低分类

- (1) 低压汽轮机。新蒸汽压力小于 1.5MPa。
- (2) 中压汽轮机。新蒸汽压力为 2~4 MPa。
- (3) 次高压汽轮机。新蒸汽压力为 4~6MPa。
- (4) 高压汽轮机。新蒸汽压力为 6~10 MPa。
- (5) 超高压汽轮机。新蒸汽压力为 12~14 MPa。
- (6) 亚临界参数汽轮机。新蒸汽压力为 16~18 MPa。
- (7) 超临界参数汽轮机。新蒸汽压力超过 22.115~26MPa。
- (8) 超超临界参数汽轮机。新蒸汽压力超过 26 MPa。

(四) 按蒸汽的流动方向分

- (1) 轴流式汽轮机。蒸汽主要是沿着轴向流动的汽轮机。
- (2) 辐流式汽轮机。蒸汽主要是沿着辐向 (半径方向) 流动的汽轮机。
- (3) 周流式汽轮机。蒸汽主要是沿着周向流动的汽轮机。

(五) 按用途分类

- (1) 电站汽轮机。在火力发电厂中用于驱动发电机的汽轮机。
- (2) 工业汽轮机。用于工业企业中的固定式汽轮机统称为工业汽轮机, 包括自备动力站发电用汽轮机 (一般是等转速) 和驱动水泵和风机等的汽轮机 (一般是变转速)。
- (3) 船用汽轮机。用于船舶驱动螺旋桨的汽轮机。

除以上分类外, 汽轮机还有一些分类方法, 例如可以按汽缸的数目分为单缸、双缸和多缸的汽轮机; 按汽轮机的轴数分为单轴、双轴和多轴汽轮机等。

二、型号

汽轮机种类很多, 为了便于使用, 通常用一些特定的符号来表示汽轮机的基本特性 (热力特性、功率和蒸汽参数等), 这些符号称为汽轮机的型号。

目前国产汽轮机采用的型号分为三组, 即



第一组用汉语拼音符号表示汽轮机的热力特性或用途, 其意义见表 0-1, 汉语拼音符号后面的数字表示汽轮机的额定功率, 单位为 MW。

表 0-1 汽轮机热力特性或用途的代号表

代号	N	B	C	CC	CB	H	Y
型式	凝汽式	背压式	一次调节抽汽式	二次调节抽汽式	抽汽背压式	船用	移动式

第二组的数字又分为几组，其间用斜线分开，各组数字所表示的意义见表 0-2。表中所用单位：汽压——MPa；汽温——摄氏温度（℃）。

第三组的数字表示设计序号，若为按原型制造的汽轮机，型号默认为 1，可以省略。

表 0-2 蒸汽参数的表示方法

汽轮机类型	蒸汽参数表示方法
凝汽式	新蒸汽压力/新蒸汽温度
中间再热式	新蒸汽压力/新蒸汽温度/中间再热温度
背压式	新蒸汽压力/背压
一次调节抽汽式	新蒸汽压力/调节抽汽压力
二次调节抽汽式	蒸汽压力/高压抽汽压力/低压抽汽压力
抽汽背压式	新蒸汽压力/抽汽压力/背压

范例：

(1) N100-8.82/535：表示凝汽式，额定功率为 100MW，新蒸汽压力为 8.82MPa，新蒸汽温度为 535℃。

(2) N300-16.7/537/537：表示带有中间再热的凝汽式，额定功率为 300MW，新蒸汽压力为 16.7 MPa，新蒸汽的温度为 537℃，中间再热蒸汽温度为 537℃。

(3) B50-8.82/0.98：表示背压式，额定功率为 50MW，新蒸汽压力为 8.82MPa，背压为 0.98MPa。

(4) C50-8.82/0.118：表示一次调节抽汽式，额定功率为 50MW，新蒸汽压力为 8.82MPa，调节抽汽压力为 0.118 MPa。

(5) CC12-3.43/0.98/0.118：表示二次调节抽汽式，额定功率为 12MW，新蒸汽压力为 3.43 MPa，高压抽汽压力为 0.98 MPa，低压抽汽压力为 0.118 MPa。

(6) CB25-8.82/1.47/0.49：表示抽汽背压式，额定功率为 25MW，新蒸汽压力为 8.82 MPa，抽汽压力为 1.47 MPa，背压为 0.49 MPa。

复习思考题

1. 解释冲动作用原理和反动作用原理。
2. 按热力过程特性可将汽轮机分为哪几类？
3. 多级冲动式汽轮机和多级反动式汽轮机在结构上有什么区别？
4. 说明下列汽轮机型号的含义：N300-16.7/537/537，CC12-3.43/0.98/0.118。

汽轮机的工作原理

汽轮机是将蒸汽热能转变为转子机械能的动力装置。组成汽轮机的基本做功单元称为汽轮机的级，简称为级。汽轮机的级按其组成有单列级和速度级之分，单列级有一列喷管（静叶）和其后相配套的一列动叶组成，速度级则是由一系列喷管和其后装在同一个叶轮上的两列动叶以及装在汽缸上的一系列导向叶片组成。

喷管和动叶的流道都是由弯曲壁面构成的。由于蒸汽在这些流道中的实际流动情况比较复杂，为了讨论方便，假设蒸汽在喷管和动叶流道中的流动是：

- (1) 稳定流动：即蒸汽在流道中任一点的参数不随时间变化；
- (2) 一元流动：即蒸汽在流道中的参数只沿流动方向变化，而在垂直于流道的方向是相同的。
- (3) 绝热流动：即认为蒸汽在流道中流动速度很高，因而流经流道的时间极短，来不及与壁面产生热量交换。

按照上述假定，即可将蒸汽在喷管和动叶流道中的流动认为是一元稳定绝热流动。这样，不仅简单易懂，而且当用其说明和计算汽轮机中的能量转变过程和变工况特性时，对于大多数汽轮机的级特别是那些相对高度较小的高、中压级来讲已足够精确。考虑到实际汽流的不均匀性，在分析或计算时各个参数均用级的平均直径处的数值来表示。

蒸汽流经级时，将热能转换成机械能，因此，研究级的工作原理就是研究蒸汽流经喷管和动叶时的能量转换过程、特点以及它们之间的数量关系。

第一节 蒸汽在喷管中的流动

喷管是将蒸汽的热能转化为动能的具有特定形状的流道。蒸汽流经喷管时产生膨胀，其压力、温度和焓降低，速度和比容增加，将蒸汽的热能转化为动能。

一、蒸汽在喷管中的膨胀过程

(一) 滞止状态与滞止参数

在汽轮机的多数级中，喷管入口的初速度是不可忽略的，为了便于分析计算，引入滞止状态和滞止参数概念。所谓滞止状态就是假想汽流被等熵滞止到初速度等于零的状态。滞止状态点记为“0*”点，此状态下的参数被称为滞止参数。与喷管入口实际状态参数 p_0 、 t_0 、 h_0 相应的滞止参数为 p_0^* 、 t_0^* 、 h_0^* ，由已知的 p_0 、 t_0 、 h_0 、 c_0 便可求得滞止焓，即

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

在 $h-s$ 图上，从初状态点“0”向上等熵滞止截取 $\frac{c_0^2}{2}$ 数值，即得到“0*”点，进而由 0* 查出 p_0^* 、 t_0^* 数值，见图 1-1。

(二) 蒸汽在喷管中的膨胀过程

蒸汽在喷管中没有损失的理想流动为一等熵过程，有损失的实际流动为一熵增过程。
蒸汽在喷管中膨胀的热力过程如图 1-2 所示。

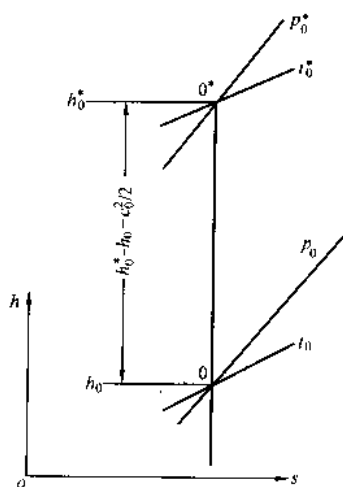


图 1-1 蒸汽滞止状态和滞止参数

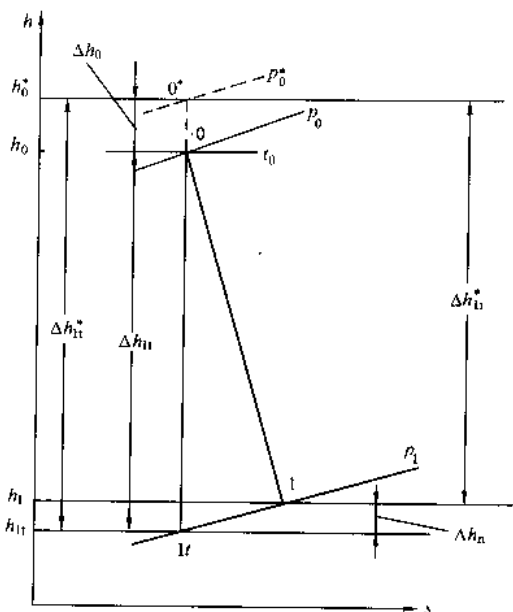


图 1-2 蒸汽在喷管中膨胀的热力过程线

0 点是喷管前蒸汽状态点，0* 点是滞止状态点。初压力 p_0 ，初焓 h_0 的蒸汽，以 c_0 的初速度进入喷管膨胀至 p_1 压力。如果不考虑损失，膨胀沿等熵线 0-1t 进行，喷管出口理想状态点为 1t 点，对应的焓值为 h_{1t} ，喷管的理想焓降为 Δh_{1t} ，喷管的理想滞止焓降为 Δh_{1t}^* 。若考虑损失，膨胀沿 0-1 线进行。1 点在 $h-s$ 图上的准确位置取决于损失的大小。

二、蒸汽在喷管中的流动速度

(一) 喷管出口的理想流动

在已知喷管入口参数和出口压力时，对喷管进行计算。因喷管是不动的，因而蒸汽流经喷管时不对外做功，又因蒸汽在喷管中的理想流动为一等熵过程，则喷管进出口的能量方程式为

$$h_0 + \frac{c_0^2}{2} = h_{1t} + \frac{c_{1t}^2}{2} \quad (1-2)$$

由此知喷管出口的理想速度为

$$c_{1t} = \sqrt{2(h_0 - h_{1t}) + c_0^2} = \sqrt{2\Delta h_{1t} + c_0^2} = \sqrt{2(h_0^* - h_{1t})} = \sqrt{2\Delta h_{1t}^*} \quad (1-3)$$

(二) 喷管出口的实际速度及速度系数

蒸汽在喷管中的实际流动由于摩擦等原因造成一部分能量损失，使得喷管出口蒸汽实际速度 c_1 低于理想速度 c_{1t} ，损失的这部分动能又重新转变成热能被流动的蒸汽吸收，所以出口的焓值升高。实际速度 c_1 的计算式为

$$c_1 = \sqrt{2(h_0^* - h_1)} = \sqrt{2\Delta h_{1t}^*} \quad (1-4)$$

在实际的计算中， h_1 不能事先确定，利用式 (1-4) 计算就有困难，一般采用如下方

法计算。

令 $\varphi = \frac{c_1}{c_{1t}}$ ，称之为喷管的速度系数，表示喷管出口蒸汽速度减小的程度。当 φ 为已知时，喷管出口的实际速度则为

$$c_1 = \varphi c_{1t} = \varphi \sqrt{2\Delta h_{1t}^*} \quad (1-5)$$

喷管速度系数的大小反映了喷管损失的多少，它与喷管损失 Δh_n 的关系为

$$\Delta h_n = \frac{1}{2} c_{1t}^2 - \frac{1}{2} c_1^2 = (1 - \varphi^2) \frac{c_{1t}^2}{2} = \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) \frac{c_1^2}{2} \quad (1-6)$$

φ 值的大小一般由试验来确定， φ 值越大，实际出口速度越高，喷管损失也越小，它主要与喷管高度、表面粗糙度、汽道形状以及流速等许多因素有关。图 1-3 示出了渐缩喷管的 φ 值与喷管出口高度 l_n 的关系曲线。它是喷管宽度 B_n 在 55~80mm 范围内，在不同叶高条件下试验绘制而成的。由图可见， φ 值随喷管出口高度 l_n 的增高而增加，当 l_n 小于 10~12mm 时， φ 值急剧下降。因此，为了减少喷管损失，要求 l_n 不小于 12mm；在满足强度要求条件下，尽量选择窄喷管，以减少损失。 φ 的大小除与喷管高度和宽度密切相关外，还与汽道形状、喷管表面粗糙度、流动速度等诸多因素有关。 φ 值一般在 0.95~0.98 左右，为了计算方便，可取 $\varphi = 0.97$ ，把与 l_n 有关的损失另用经验公式计算。

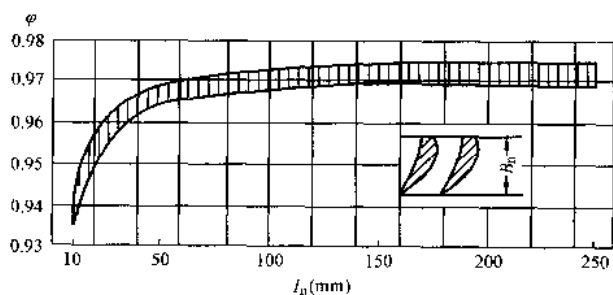


图 1-3 渐缩喷管的速度系数

(三) 流经喷管的流量

当不考虑流动损失时，通过喷管的理想流量为

$$G_m = A_n \frac{c_{1t}}{v_{1t}} \quad (1-7)$$

通过喷管的实际流量为

$$G_n = A_n \frac{c_1}{v_1} \quad (1-8)$$

式中 A_n ——喷管出口截面积；

v_{1t} 、 v_1 ——喷管出口蒸汽的理想比容和实际比容。

另 $\mu = \frac{G_n}{G_m}$ 为流量系数，将式 (1-7) 和式 (1-8) 代入得

$$\mu = \frac{A_n c_1 / v_1}{A_n c_{1t} / v_{1t}} = \frac{c_1}{c_{1t}} \frac{v_{1t}}{v_1} = \varphi \frac{v_{1t}}{v_1} \quad (1-9)$$

由此式可以看出， μ 值不仅与 φ 值有关，还与流动损失时的容积变化有关，即与蒸汽状态有关。图 1-4 给出了喷管和动叶流量系数曲线，流动损失越大， φ 值越低， v_1 与 v_{1t} 相差越大，因而 φ 与 μ 的差别也相应加大。

蒸汽在过热区膨胀时，流动损失转换成热能加热了蒸汽，使 $v_1 > v_{1t}$ ，即 $\frac{v_{1t}}{v_1} < 1$ ，而 φ