



普通高等教育“十二五”规划教材

能源动力类专业

汽轮机原理

(少学时)

谢诞梅 戴义平 王建梅 编
刘先斐 张恒良 杨毅

行业
精品



中国电力出版社
CHINA ELECTRIC POWER PRESS



普通高等教育“十二五”规划教材

TK26
1011-3

能源动力类专业

汽轮机原理

(少学时)

谢诞梅 戴义平 王建梅 编
刘先斐 张恒良 杨毅
于达仁 主审



中国电力出版社
CHINA ELECTRIC POWER PRESS

内 容 提 要

本书为普通高等教育“十二五”规划教材，适用于少学时教学。

本书阐述汽轮机的工作原理和基本结构。主要包括：汽轮机级的工作原理、多级汽轮机、汽轮机的变工况、凝汽设备及系统、汽轮机零件强度与振动、汽轮机调节及保护系统、特种汽轮机等。

本书在着重介绍汽轮机经典理论的同时，力求反映汽轮机技术领域的最新技术与发展，培养学生运用现代理论与方法解决工程实际问题的能力。

本书可作为普通高等院校能源动力类、核工程与核技术专业的汽轮机原理教材，也可供相关专业师生和工程技术人员参考。

图书在版编目 (CIP) 数据

汽轮机原理：少学时/谢诞梅等编. —北京：中国电力出版社，2012.8

普通高等教育“十二五”规划教材

ISBN 978-7-5123-3463-2

I. ①汽… II. ①谢… III. ①蒸汽透平—高等学校—教材
IV. ①TK26

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2012) 第 209525 号

中国电力出版社出版、发行

(北京市东城区北京站西街 19 号 100005 <http://www.cepp.sgcc.com.cn>)

航远印刷有限公司印刷

各地新华书店经售

*

2012 年 11 月第一版 2012 年 11 月北京第一次印刷

787 毫米×1092 毫米 16 开本 13.25 印张 322 千字 1 插页

定价 25.00 元

敬 告 读 者

本书封底贴有防伪标签，刮开涂层可查询真伪

本书如有印装质量问题，我社发行部负责退换

版 权 专 有 翻 印 必 究



前 言

为了加强教材建设，切实贯彻教育部《关于进一步加强高等学校本科教学工作的若干意见》的精神，中国电力出版社组织编写了普通高等学校“十二五”教材规划。为适应学科发展和高等学校教学改革的要求，特组织编写适应少学时的规划教材。

汽轮机原理是能源与动力工程专业的一门重要必修课。本书取材力求保证汽轮机知识体系的系统性和完整性，同时尽量体现近年来国内外汽轮机设备的设计、制造和运行的最新成果，如超（超）临界汽轮机、双压凝汽器等技术。本书重点讲述以下内容：汽轮机级的工作原理、多级汽轮机、多级汽轮机结构、汽轮机的变工况、凝汽设备及系统、汽轮机的振动、汽轮机调节及保护系统、特种汽轮机等的的基本理论和基础知识。为便于复习，每章都附有思考题。

本书由谢诞梅、戴义平、王建梅、刘先斐、张恒良、杨毅等编写。

本书由哈尔滨工业大学于达仁教授主审。于教授教学科研任务繁忙，仍然认真审阅并提出了很多中肯的修改意见，在此表示衷心的感谢。

由于时间仓促，加之编者水平所限，书中疏漏之处在所难免，恳请读者批评指正。

编 者

2012年7月

目 录

前言	
绪论	1
第一章 汽轮机级的工作原理	5
第一节 汽轮机级的分类	5
第二节 蒸汽在喷嘴中的流动	9
第三节 蒸汽在动叶中的流动	14
第四节 速度比和轮周效率的关系	18
第五节 级的通流部分尺寸的确定	23
第六节 级内损失和级效率	30
第七节 级的热力计算过程	40
思考题	45
第二章 多级汽轮机	46
第一节 多级汽轮机结构	46
第二节 多级汽轮机的工作特点	62
第三节 多级汽轮机的轴向推力及其平衡	67
思考题	70
第三章 汽轮机的变工况	71
第一节 喷嘴的变工况特性	71
第二节 级组的变工况特性	75
第三节 汽轮机的变工况特性	78
第四节 主蒸汽参数变化对汽轮机运行的影响	83
思考题	88
第四章 凝汽设备及系统	89
第一节 凝汽系统的组成、作用及类型	89
第二节 凝汽器内压力的确定及其影响因素	92
第三节 表面式凝汽器传热系数计算	96
第四节 抽气设备	100
第五节 供水系统	103
第六节 凝汽器的胶球清洗装置	105
第七节 空气冷却凝汽系统	106
思考题	110
第五章 汽轮机零件强度与振动	111
第一节 概述	111
第二节 叶片的强度	112

第三节	叶片的振动·····	120
第四节	转子的强度·····	134
第五节	转子的振动·····	142
第六节	汽轮机动静平衡试验·····	147
第七节	汽缸、隔板的强度·····	156
思考题	·····	159
第六章	汽轮机调节及保护系统·····	160
第一节	汽轮机调节系统的基本原理·····	160
第二节	典型国产机械液压调节系统·····	165
第三节	DEH 调节系统 ·····	167
第四节	液压控制系统·····	172
第五节	汽轮机的保护系统·····	178
第六节	供油系统·····	184
思考题	·····	187
第七章	特种汽轮机·····	189
第一节	核电厂汽轮机·····	189
第二节	工业汽轮机·····	194
第三节	船舶汽轮机·····	200
思考题	·····	205
参考文献	·····	206

绪 论

汽轮机 (steam turbine) 又称“蒸汽透平”, 是一种以蒸汽为工质的旋转式原动机, 被广泛用于现代火力发电厂和核电厂。与如水轮机 (water turbine)、燃气轮机 (gas turbine)、风力机 (wind turbine) 等相比较, 汽轮机具有运行平稳、单机功率大、效率高、使用寿命长等优点。汽轮机还可作为带动各种泵、风机、压缩机等的原动机。

汽轮机的连续安全经济运行既决定了发电厂 (火力与核动力) 的经济效益, 也具有广泛的社会效益。为了保证汽轮机安全经济地运行, 并适应外界负荷的变化, 每台汽轮机都配有调节保护装置和其他辅助设备 (如凝汽设备、回热加热设备等)。汽轮机本体及其附属设备由管道和阀门连成整体, 统称汽轮机设备。汽轮机与发电机的组合称为汽轮发电机组。

一、汽轮机的发展

汽轮机最早出现在大约公元前 120 年, 也就是埃及人希罗 (Hero) 所描述的利用蒸汽反作用力而旋转的圆球 (图 0-1)。其原理是: 将水装入金属锅 1 中, 加热水使其蒸发, 将蒸汽用导管送入圆球, 然后用排汽管 4 和 5 喷出, 圆球则沿蒸汽喷出的反方向旋转。这是反动式汽轮机的雏形。

最早的冲动式汽轮机的雏形由意大利人布兰卡提出, 它将叶片安装在叶轮上, 利用高速汽流冲击叶片, 从而使叶轮旋转, 如图 0-2 所示, 这种叶轮称之为布兰卡轮。

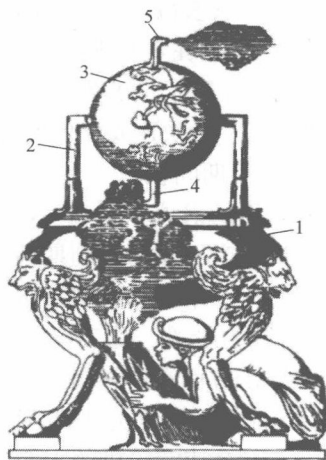


图 0-1 反动式汽轮机雏形

1—金属锅; 2—导管; 3—圆球; 4、5—排汽管

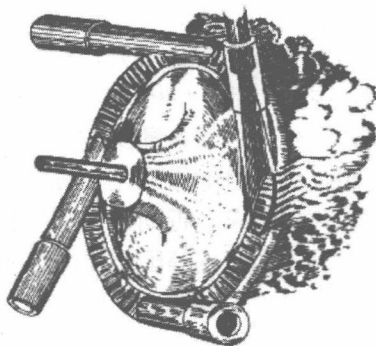


图 0-2 冲动式汽轮机雏形

单级冲动式汽轮机是 1883 年由瑞典工程师拉瓦尔发明制造的, 其主要参数是: 进汽压力为 1.034MPa , 进汽温度为 204.4°C , 排汽压力为 6.8kPa , 转速为 $25\,000\text{r/min}$, 功率为 3.73kW 。

多级反动式汽轮机、速度级和多级冲动式汽轮机分别出现在 1884、1896 年和 1902 年。

由于这些汽轮机的汽流方向均与转轴的轴线方向一致, 所以也称为轴流式汽轮机。1912 年, 瑞士人制成了反动式辐流式汽轮机, 如图 0-3 所示。1930 年, 德国西门子公司将辐流式高压级与任何一种普通的轴流式低压级结合, 制成了一种能采用较高参数的汽轮机 (如图 0-4 所示多级轴流式汽轮机)。

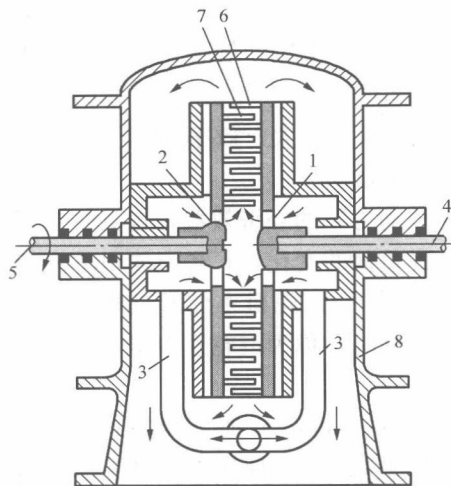


图 0-3 反动式辐流式汽轮机

1、2—叶轮；3—新蒸汽管；
4、5—轴；6、7—叶片；8—汽缸

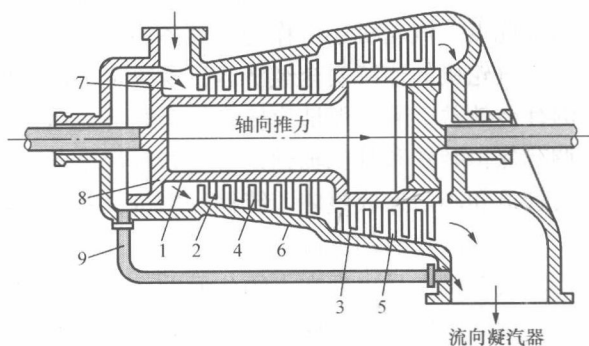


图 0-4 多级轴流式汽轮机

1—轮鼓；2、3—动叶片；4、5—静叶片；6—汽缸；
7—环形蒸汽管；8—平衡活塞；9—连通管

进入 20 世纪 40 年代以后, 汽轮机的发展非常迅速, 蒸汽参数进一步提高, 结构日趋完善, 单机功率连续攀升。1957 年, 世界上第一台超临界机组在美国投入运行, 其参数为 31MPa/621℃/621℃, 功率为 125MW。之后, 超临界机组经历了快速发展、谨慎发展和大力发展的反复过程。其中, 1967~1976 年的 10 年期间, 是一个快速发展的时期。但到了 20 世纪 70 年代, 超临界机组的订货急剧下降, 1980~1989 年期间仅有 7 台超临界机组投运。究其原因, 主要包括: 单机容量增大过快, 早期超临界机组的锅炉事故偏多, 可用率低及维修费用高; 另外, 由于大量核电机组的迅速投产, 以及当时尚不具备带周期性负荷能力等原因, 使得超临界机组不能适合市场需要。随着制造技术、设计水平和材料技术的发展, 加上能源危机和环保要求, 近期, 超临界机组进入了大力发展的阶段。除美国和日本外, 俄罗斯、德国、瑞士和捷克等国家都在超临界机组的设计和制造方面有所建树。

目前, 世界上最大的 3000r/min 单机、单轴火电厂汽轮机容量为 1200MW, 而最大的 1500r/min 核电厂汽轮机容量为 1550MW。用于 3000r/min 全速汽轮机的末级动叶长度已经达到 1415mm, 目前正在开发 1675~1830mm 的叶片。

经过 100 余年的发展, 汽轮机已广泛用于燃煤发电、核能发电、蒸汽—燃气联合循环发电、地热发电和太阳能集热发电等领域。世界上著名的汽轮机生产厂有通用公司 (GE)、西屋公司 (WH)、西门子公司 (SIEMENS)、阿尔斯通公司 (Alstom)、日立公司 (Hitachi)、东芝公司 (Toshiba)、三菱公司 (Mitsubishi), 以及列宁格勒金属工厂 (LMZ) 等。

我国 1955 年开始生产第一台中压 6MW 汽轮机, 20 世纪 70 年代开始生产超高参数、具有中间再热的 125、200MW 和亚临界 300MW 汽轮机。进入 21 世纪, 随着我国电力工业步

入快速发展轨道,国内三大汽轮机制造厂,通过引进国外先进技术(上海汽轮机厂采用西门子、西屋公司的技术,哈尔滨汽轮机厂采用三菱技术,东方汽轮机厂采用日立技术),在汽轮机设计、制造等方面有了长足的进步,生产出 600MW 等级和 1000MW 超(超)临界汽轮机。2004 年 11 月,首台国产超临界机组在河南沁北电厂正式投入运行,汽轮机为哈尔滨汽轮机厂生产;2006 年 11 和 12 月,国产 1000MW 超超临界机组分别在浙江玉环电厂和山东邹县电厂正式投入商业运行,汽轮机分别为上海汽轮机厂和东方汽轮机厂生产。而北重阿尔斯通(北京)电气设备有限公司则采用阿尔斯通公司技术,其生产的 600MW 超临界汽轮机也已投入运行。

到 2010 年底,我国电力总装机容量超过 9.6 亿 kW,各大电网的主力机组为 600MW 或 1000MW 的机组,其中由汽轮机驱动的燃煤和核电机组占 70%以上。

核电厂汽轮机与普通火电厂汽轮机,两者无论在理论、结构,还是在设计、运行等方面均基本类似。所不同的是火电厂汽轮机一般采用过热蒸汽,而核电厂汽轮机则采用饱和蒸汽;另外,由于核电厂采用核燃料,给核电厂汽轮机带来一些特殊问题。本书重点介绍火电厂汽轮机的内容。

二、汽轮机的分类和型号

1. 汽轮机的分类

根据汽轮机的工作原理、热力过程特性、蒸汽参数的不同,可对汽轮机进行分类。

(1) 按工作原理分类。

1) 冲动式汽轮机。(大部分)由冲动级组成的汽轮机称为冲动式汽轮机。在冲动式汽轮机中,蒸汽主要在喷嘴中膨胀,在动叶中仅有少量膨胀。因此,汽轮机主要依靠蒸汽冲击力做功。

2) 反动式汽轮机。由反动级组成的汽轮机称为反动式汽轮机。在反动式汽轮机中,蒸汽在喷嘴和动叶中的膨胀程度基本相同。由于反动级不宜做成部分进汽,故反动式汽轮机的调节级采用单列冲动级或双列速度级。

(2) 按热力过程特性分类。

1) 凝汽式汽轮机。进入汽轮机的蒸汽除少量从轴封泄漏和抽出加热锅炉给水外,其余蒸汽在能量转换后全部排入凝汽器。

2) 背压式汽轮机。排汽压力大于大气压力的汽轮机。由于其排汽可供工业或生活使用,使蒸汽的热能得到充分利用,热经济性最好。当其排汽供中低压汽轮机使用时,称为前置式汽轮机。

3) 调整抽汽式汽轮机。从汽轮机的某级后抽出部分一定压力的蒸汽对外供热,排汽仍排入凝汽器。由于热用户对供热量和供热压力有一定的要求,需要对供热抽汽压力进行自动调节(回热抽汽压力无需进行调节),故称这类汽轮机为调整抽汽式汽轮机。

4) 中间再热式汽轮机。进入汽轮机的蒸汽膨胀到某一压力后,将其全部抽出,送往锅炉再热器进行再加热,再热后的蒸汽又返回汽轮机继续膨胀做功,最后排入凝汽器。

5) 混压式汽轮机。采用两种压力不同的蒸汽进行能量转换,压力较高的蒸汽从调节级前引入,而压力较低的蒸汽从某一中间级引入,两股蒸汽混合,继续膨胀做功。该类汽轮机的效率通常比较低。

(3) 按蒸汽参数分类。

1) 低压汽轮机。主要用于主蒸汽压力小于 1.5MPa、主蒸汽温度小于 360℃,且功率通

常小于或等于 3MW 的机组。

2) 中压汽轮机。主要用于主蒸汽压力为 2~4MPa、主蒸汽温度为 370~450℃，且功率通常小于 50MW 的机组。

3) 高压汽轮机。主要用于主蒸汽压力为 6~10MPa、主蒸汽温度为 480~535℃，且功率通常为 25~100MW 的机组。

4) 超高压汽轮机。主要用于主蒸汽压力为 12~14MPa、主蒸汽温度为 535~550℃，且功率通常大于 100MW 的机组。

5) 亚临界汽轮机。主要用于主蒸汽压力为 16~18MPa、主蒸汽温度为 535~550℃，且功率通常大于 200MW 的机组。

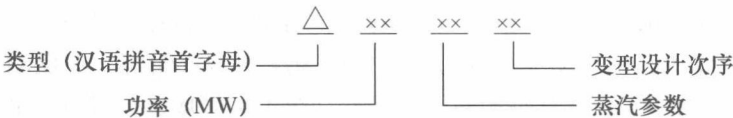
6) 超临界汽轮机。主要用于主蒸汽压力大于 22.5MPa、主蒸汽温度大于 560℃，且功率通常大于或等于 300MW 的机组。

7) 超超临界汽轮机。主要用于主蒸汽压力大于或等于 27MPa、主蒸汽温度大于或等于 600℃，且功率通常大于或等于 600MW 的机组。

此外，按照汽缸的数目可将汽轮机分为单缸、多缸汽轮机；按照布置方式，可将汽轮机分为单轴、双轴汽轮机；按照汽流的流动方向，可将汽轮机分为轴流式和辐流式汽轮机；按照用途，可将汽轮机分为电厂汽轮机、工业汽轮机和船用汽轮机等。

2. 汽轮机的型号

根据国家的有关标准，我国生产的汽轮机所采用的系列标准及型号已经统一，其表示方法如下：



我国汽轮机的型号代号通常用汉语拼音的第一个字母表示，见表 0-1。

表 0-1 汽轮机汉语拼音代号

代号	N	B	C	CC	CB	CY	HN	Y
类型	凝汽式	背压式	抽汽式	二次调整抽汽	抽汽背压式	船用	核电	移动式

我国汽轮机蒸汽参数的表示方法见表 0-2，其中功率单位为 MW，蒸汽压力单位为 MPa，蒸汽温度单位为℃。

表 0-2 汽轮机型号中表示参数的方法

汽轮机类型	蒸汽参数表示方法	示例
凝汽式	主蒸汽压力/主蒸汽温度	N100-8.43/535
中间再热式	主蒸汽压力/主蒸汽温度/再热蒸汽温度	N300-16.7/538/538
一次调整抽汽式	主蒸汽压力/调整抽汽压力	C12-3.43/0.98
两次调整抽汽式	主蒸汽压力/高压抽汽压力/低压抽汽压力	CC50-8.83/0.98/0.147
背压式	主蒸汽压力/排汽压力	B25-8.83/0.98

第一章 汽轮机级的工作原理

汽轮机是以蒸汽为工质, 利用其热能做功的旋转式原动机。与其他类型的原动机相比, 汽轮机具有转速快、效率高、单机功率大、运行安全可靠等特点, 在电力、冶金、化工、航运等领域中获得广泛的应用。

第一节 汽轮机级的分类

一、汽轮机级的概念及工作原理

蒸汽在汽轮机内流动的过程中, 将蒸汽携带的热能转变为动能, 然后再将动能转变为旋转轴所输出的机械功, 即蒸汽在汽轮机内的流动过程中完成热能到机械功的转变。汽轮机中蒸汽流动的通道称为通流部分, 它由一系列叶栅组成, 固定在静止部件上的叶栅称为静叶栅(或喷嘴叶栅), 固定在转动部件上的叶栅称为动叶栅。一系列喷嘴叶栅和其后相邻的一系列动叶栅构成的基本做功单元称为汽轮机的级, 级是蒸汽进行能量转换的基本单元。喷嘴叶栅将蒸汽的热能转变为动能, 动叶栅将蒸汽的动能转化为机械功。汽轮机级的结构如图 1-1 所示。

汽轮机中蒸汽动能到机械能的转换, 一般通过两种不同的工作原理来实现, 即冲动原理和反动原理。

1. 蒸汽的冲动原理

当运动的物体受到另一个静止的或运动速度较低的物体阻碍时, 对阻碍物体产生的作用力, 称为冲动力。运动物体质量越大, 受阻前后的速度矢量变化越大, 则冲动力越大。若在冲动力作用下, 阻碍运动的物体速度发生改变, 则阻碍物体就做出了机械功。在汽轮机中, 当蒸汽在喷嘴中获得高速动能后, 从喷嘴中流出, 进入动叶。高速蒸汽流流过动叶栅时, 其动量发生改变, 从而对动叶栅产生冲动力。

蒸汽在动叶流道中产生的冲动力如图 1-2 所示。冲动力做功的特点是蒸汽在动叶流道中不膨胀, 动叶流道不收缩, 蒸汽仅将喷嘴中获得的动能转变为机械功。

2. 蒸汽的反动原理

当原来静止的或运动速度较小的物体, 在获得加速度时所产生的一个与物体运动方向相反的作用力, 称为反动力。动叶流道前后压差越大, 膨胀加速越明显, 则反动力越大。

蒸汽在动叶流道中产生的反动力如图 1-3 所示。反动力做功的特点是蒸汽在动叶流道中不仅要改变方向, 而且要膨胀加速, 动叶流道为渐缩型。随着反动力的产生, 蒸汽在动叶栅内完成了两种能量转换。即蒸汽在动叶栅内进行膨胀, 将蒸汽的热能转化为蒸汽流动的动能; 同时随着蒸汽的加速流动, 又对动叶栅产生一个反动力, 推动转子转动, 完成动能到机械能的转换。

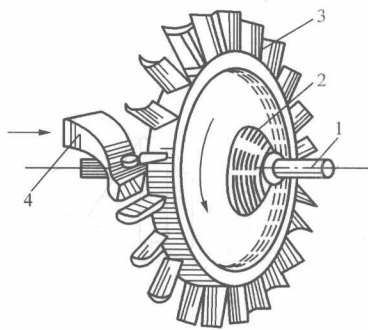


图 1-1 汽轮机级的结构示意图

1—主轴; 2—叶轮; 3—动叶片; 4—喷嘴

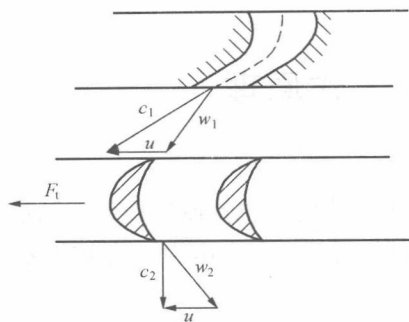


图 1-2 蒸汽流过无膨胀动叶流道

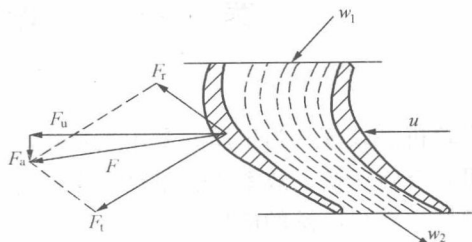


图 1-3 蒸汽在动叶流道内的膨胀

二、反动度和级的类型

蒸汽在级中膨胀的热力过程如图 1-4 所示。一般情况下, 动叶栅是在冲动力和反动力的共同作用下来进行能量转换的。由于冲动原理和反动原理做功方式的不同, 使蒸汽在动叶流道内的膨胀程度不同, 这种差别用反动度 Ω_m 表示, 级的反动度等于蒸汽在动叶栅的理想比焓降 Δh_b 与整级的滞止理想比焓降 Δh_t^* 之比, 即

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

根据蒸汽在汽轮机内能量转换的特点, 可将汽轮机的级分为纯冲动级、反动级、带反动度的冲动级和复速级等几种。它们之间在热力过程方面的差别主要是蒸汽在动叶流道内的膨胀程度, 即反动度 Ω_m 有所不同。

1. 纯冲动级

反动度 $\Omega_m = 0$ 的级称为纯冲动级。蒸汽只在喷嘴叶栅中进行膨胀, 而在动叶栅中蒸汽不膨胀。动叶流道为等截面流道, 当不考虑损失时, 其进出口压力相等, 仅利用冲击力来做功。

纯冲动级中 $p_1 = p_2$, $\Delta h_b = 0$, $\Delta h_n^* = \Delta h_t^*$ 。

2. 带反动度的冲动级

反动度 $\Omega_m = 0.05 \sim 0.2$ 的级称为冲动级。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进行。由于蒸汽在动叶流道中膨胀程度很小, 产生的反动力较小, 所以冲动级主要利用冲动力来做功, 其动叶流道沿汽流方向有一定的收缩。这种级具有冲动级和反动级的特点, 其做功能力高于反动级, 效率又高于纯冲动级。

冲动级中, $p_1 > p_2$, $\Delta h_n > \Delta h_b > 0$ 。

3. 反动级

反动度 $\Omega_m \approx 0.5$ 的级称为反动级。蒸汽的膨胀一半在喷嘴中进行, 一半在动叶中进行, 动叶叶型与喷嘴叶型完全相同。反动级的动叶栅中不仅存在冲动力, 还存在较大的反动力做功, 基本上冲动力和反动力做功各占一半。反动级的流动效率高于纯冲动级, 但做功能力较小。

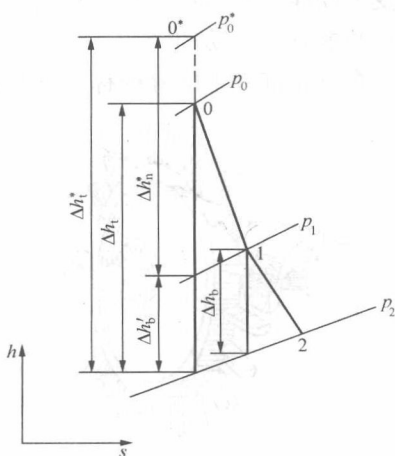


图 1-4 级的热力过程线

反动级中, $p_1 > p_2$, $\Delta h_n \approx \Delta h_b \approx 0.5 \Delta h_1$ 。

4. 复速级

在叶轮上装有两列动叶栅, 并在两列动叶栅之间装有一列固定不动的导向叶栅, 这种级称为复速级, 也称双列速度级。复速级可以是纯冲动式的, 也可以带有一定的反动度, 即蒸汽除了在喷嘴中进行膨胀外, 也可在两列动叶和导叶中进行适当的膨胀。由于复速级采用了两列动叶栅, 其做功能力要比单列冲动级大, 通常适用于承担较大比焓降的级。

相对于速度级, 将由一列喷嘴叶栅和一列动叶栅构成的级称为单列级。根据汽轮机通流部分的变化特点, 又可将汽轮机的级分为调节级和压力级。压力级一般是指调节级后各非调节级。根据蒸汽容积流量的大小和在汽轮机各级中的变化情况, 将压力级分为三种不同的级组: 高压级组、中压级组和低压级组。图 1-5 所示为蒸汽流经各种级的通流部分时, 级内压力和速度的变化曲线。

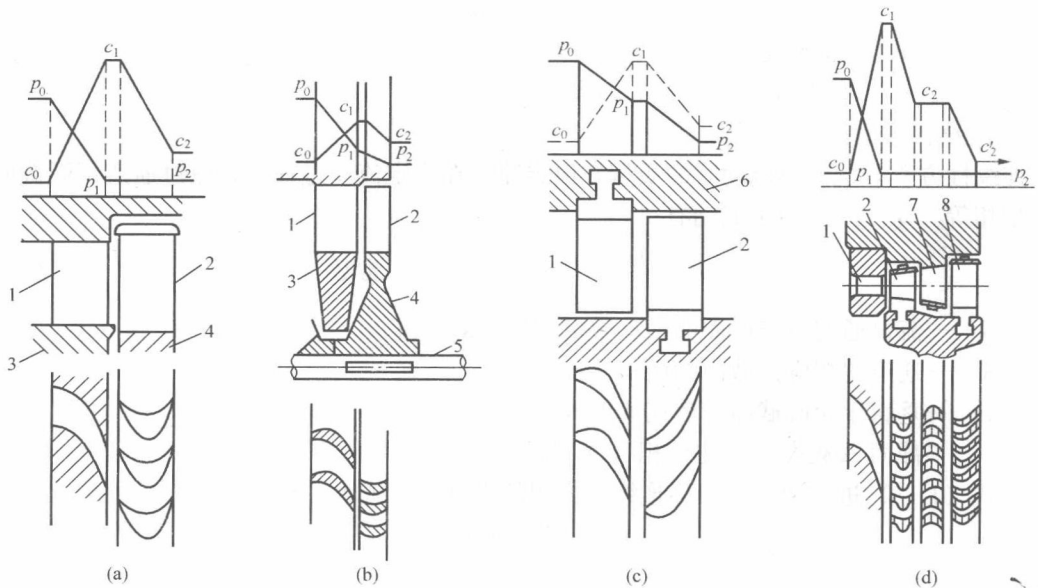


图 1-5 级内蒸汽压力和速度变化示意

(a) 纯冲动级; (b) 冲动级; (c) 反动级; (d) 复速级

1—喷嘴; 2—动叶; 3—隔板; 4—叶轮; 5—轴; 6—静叶持环; 7—导向叶片; 8—第二列动叶

三、汽轮机级内能量转换的特点

蒸汽在汽轮机级内的能量转换过程, 是先将蒸汽的热能在其喷嘴叶栅中转换为蒸汽所具有的动能, 然后再将蒸汽的动能在动叶栅中转换为轴所输出的机械功。由一个级构成的汽轮机称为单级汽轮机, 由若干个级构成的汽轮机称为多级汽轮机。因此, 研究级的工作原理, 就掌握了整个汽轮机工作原理的核心。

蒸汽在汽轮机内的能量转换, 是在喷嘴叶栅和动叶栅内流动的过程中进行的, 研究汽轮机级内的能量转换, 就要研究蒸汽在喷嘴叶栅和动叶栅中的流动特性、做功原理及流动过程中产生的损失等, 并掌握它们之间的数量关系, 了解能量转换的本质。

在实际情况下, 蒸汽在叶栅通道中流动时, 汽流的各项参数沿着三个坐标方向均有变化, 同时又具有不稳定流的性质, 应属于有黏性、非定常的三元流动。但为了便于分析和研

究,通常将叶栅内的流动简化为绝热、稳定的一元流动。简化之后,就可以方便地研究叶栅通道内的能量转换规律。

1. 过程方程

根据工程热力学的基本理论,蒸汽等熵过程的过程方程为

$$pv^{\kappa} = \text{常数}$$

式中 p ——气体压力 (Pa);

v ——气体比体积 (m^3/kg);

κ ——等熵指数。

κ 对水蒸气不是常数,通常取其平均值:过热蒸汽 $\kappa=1.3$;干饱和蒸汽 $\kappa=1.135$;湿蒸汽 $\kappa=1.035+0.1x$,其中 x 为蒸汽干度。

由于蒸汽的实际膨胀做功过程是有损失的绝热过程,称为多变过程,其过程方程为

$$pv^n = \text{常数} \quad (1-2)$$

式中 n ——多变过程指数。

$1 < n < \kappa$,其大小取决于流动损失的大小。

2. 连续性方程

连续性方程表达流体流动时的质量守恒定律。在稳定流动过程中,流过通道不同截面上的流量相等。对于一元稳定流动有

$$G = \frac{Ac}{v} = \frac{A_1 c_1}{v_1} = \frac{A_2 c_2}{v_2} = \text{常数} \quad (1-3)$$

式中 G ——流过通道各横截面的蒸汽质量流量 (kg/s);

A ——通道内相应横截面的面积 (m^2);

c ——垂直于相应截面的汽流速度 (m/s);

v ——截面 A 处蒸汽的比体积 (m^3/kg)。

对式 (1-3) 进行微分,得到连续性方程的微分表达式为

$$\frac{dA}{A} + \frac{dc}{c} - \frac{dv}{v} = 0$$

上式表示一元稳定流动中汽流速度 c 和比体积 v 的变化率与通道截面面积变化之间的关系。在流动过程中,亚声速汽流的速度变化率大于其比体积变化率,通道截面积将随速度的增大而减小;超声速汽流的速度变化率小于其比体积变化率,通道截面积将随速度的增大而增大。

3. 能量方程

根据热力学第一定理,一元稳定流动热力系的能量方程为

$$h_0 + \frac{c_0^2}{2} + q = h_1 + \frac{c_1^2}{2} + w \quad (1-4)$$

式中 h_0 、 c_0 ——蒸汽流入热力系时的比焓值 (J/kg) 和流速 (m/s);

h_1 、 c_1 ——蒸汽流出热力系时的比焓值 (J/kg) 和流速 (m/s);

q ——每千克蒸汽与外界交换的热量 (J/kg),从外界吸热 q 为正,对外界放热 q 为负;

w ——每千克蒸汽对外界做的机械功 (J/kg)。

单级冲动式汽轮机级的结构示意图如图 1-6 所示。具有一定温度和压力的蒸汽先在固

定不动的喷嘴流道中膨胀加速, 蒸汽的压力、温度降低, 速度增加, 将蒸汽所携带的部分热能转变为蒸汽的动能。从喷嘴叶栅喷出的高速汽流, 以一定的方向进入装在叶轮上的动叶栅, 在动叶流道中汽流改变速度的方向和大小, 对动叶栅产生作用力, 推动叶轮旋转做功, 通过汽轮机轴对外输出机械功, 完成动能到机械功的转换。

由上述可知, 汽轮机中的能量转换经历了两个阶段: 第一阶段是在喷嘴叶栅中将蒸汽所携带的热能转变为蒸汽具有的动能, 第二阶段是在动叶栅中将蒸汽的动能转变为轴所输出的机械功。

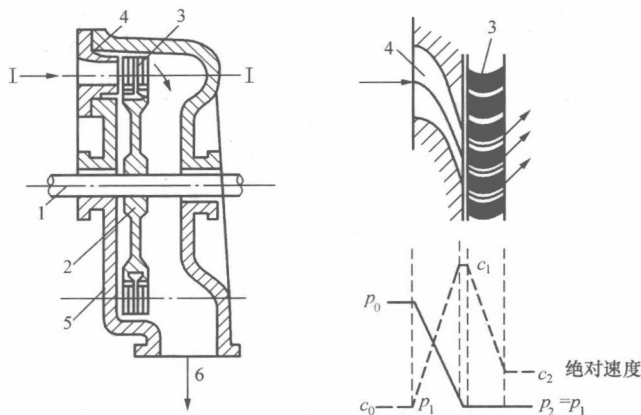


图 1-6 单级冲动式汽轮机级的结构示意图

1—主轴；2—叶轮；3—动叶片；4—喷嘴；5—汽缸；6—排汽口

第二节 蒸汽在喷嘴中的流动

一、蒸汽在喷嘴中的膨胀过程

1. 喷嘴内能量转换的条件

蒸汽在汽轮机级内进行能量转换, 必须具备相应的条件。首先, 蒸汽应具备一定可供转换的能量。汽轮机是利用蒸汽的热能做功, 因此为了使能量转换能够顺利进行, 则要求蒸汽具有一定的可用热能, 即蒸汽需具有足够高的温度和压力, 而且喷嘴叶栅的进口蒸汽压力必须高于其出口蒸汽压力, 即喷嘴进出口应具有一定的蒸汽压差。其次, 进行能量转换的叶栅也需具备有一定的结构条件。如叶栅流道截面积的变化应满足连续流动方程; 叶片的截面应为流线型, 流道应具有良好的几何形状; 流道的壁面应为光滑的表面等, 使流道内的流动损失尽可能小。同时为了在动叶栅内使更多的动能转化为机械功, 则动叶栅结构形式应满足汽流产生冲击力和反动力的要求, 即动叶栅必须是弯曲的渐缩形流道, 且可以绕轴线运动。此外, 喷嘴叶栅喷出的高速汽流应能顺利进入动叶栅, 以减少流动损失, 故喷嘴叶栅也应为弯曲的流道, 如图 1-7 所示。当具备了这样的能量条件和结构条件后, 蒸汽的能量转换才能顺利地在汽轮机的级内完成。

2. 蒸汽在喷嘴叶栅内的能量转换

蒸汽在汽轮机喷嘴中将其所携带的热能转换为其所具有的动能。喷嘴在汽轮机中固定不动, 故不对外做功。由于蒸汽微团通过喷嘴叶栅流道时所需的时间极短, 且叶栅各流道排列

在一起,其散热损失与其转换的能量相比非常小,即可以认为蒸汽在喷嘴中流动时与外界无热交换,故可将该热力过程简化为绝热过程。蒸汽在喷嘴中膨胀的热力过程线如图 1-8 所示。

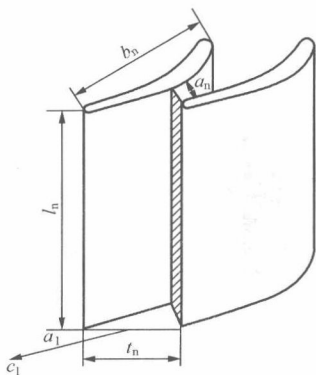


图 1-7 喷嘴流动

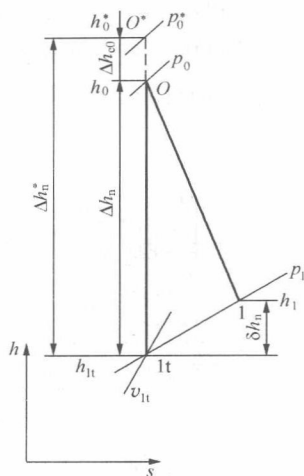


图 1-8 蒸汽在喷嘴中膨胀的热力过程线

若不计流动中的摩擦损失,该能量转换过程为等熵过程,根据能量守恒定理得到喷嘴内的能量转换方程表示为

$$h_0 + \frac{c_0^2}{2} = h_{1t} + \frac{c_{1t}^2}{2} = h_0^*$$

式中 h_0 、 c_0 ——喷嘴叶栅进口蒸汽的比焓值 (J/kg) 和实际流速 (m/s);

h_{1t} 、 c_{1t} ——喷嘴叶栅出口蒸汽的理想比焓值 (J/kg) 和理想速度 (m/s);

h_0^* ——喷嘴叶栅进口蒸汽的滞止比焓值 (J/kg)。

$$\Delta h_n = h_0 - h_{1t} = \frac{c_{1t}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2}$$

喷嘴出口理想速度为

$$c_{1t} = \sqrt{2(h_0 - h_{1t}) + c_0^2} = \sqrt{2\Delta h_n + c_0^2} = \sqrt{2(h_0^* - h_{1t})} = \sqrt{2\Delta h_n^*} \quad (1-5)$$

式中 Δh_n^* 、 Δh_n ——蒸汽在喷嘴叶栅中的滞止理想焓降和理想焓降 (J/kg)。

蒸汽在喷嘴叶栅中的流动是有损失的,包括黏性气体的摩擦损失,膨胀过程中的不可逆损失等,若考虑到实际流动过程中存在损失,则实际的能量转换方程应表示为

$$h_0 + \frac{c_0^2}{2} = h_1 + \frac{c_1^2}{2} = h_0^*$$

式中 h_1 、 c_1 ——喷嘴叶栅出口蒸汽的实际比焓值 (J/kg) 和实际流速 (m/s)。

蒸汽在喷嘴叶栅内流动时,由于蒸汽是具有一定黏性的实际气体,在流动过程中汽流与流道壁面之间、汽流各部分之间存在碰撞和摩擦,产生损失,称为喷嘴损失 δh_n 。流动损失使喷嘴叶栅出口的实际蒸汽速度小于蒸汽的理想流速。一般将实际速度与理想速度的比值称为喷嘴速度系数,用符号 φ 表示,通过试验求取。 φ 值的大小与喷嘴结构形式及喷嘴压力比有关,一般情况下, $\varphi = 0.95 \sim 0.97$ 。

喷嘴速度系数为

$$\varphi = \frac{c_1}{c_{1t}}$$

喷嘴出口实际速度为

$$c_1 = \varphi c_{1t} = \varphi \sqrt{2\Delta h_n + c_0^2} = \varphi \sqrt{2\Delta h_n^*}$$

喷嘴损失是蒸汽在流道内的摩擦而损耗的动能, 用 δh_n 表示, 即

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

式中 δh_n ——喷嘴损失 (J/kg)。

在绝热条件下, 摩擦产生的热量被蒸汽吸收, 使蒸汽的焓值增加, 喷嘴叶栅出口蒸汽的实际焓值为 $h_1 = h_{1t} + \delta h_n$ 。

喷嘴速度系数 φ 值的大小主要与喷嘴高度 l_n 、叶型、流道表面粗糙度及流速等因素有关, 通常采用试验方法确定。图 1-9 所示为渐缩喷嘴的 φ 值与喷嘴叶高 l_n 的关系曲线。该曲线是喷嘴叶宽 B_n 在 55~80mm 的范围内, 在不同叶高条件下通过试验绘制而成的。图中随喷嘴叶高 l_n 的增加, φ 值逐渐增加, 当 $l_n < 10 \sim 12\text{mm}$ 时, φ 值急剧下降。因此, 为了减少喷嘴损失, 要求 $l_n \geq 12\text{mm}$ 。

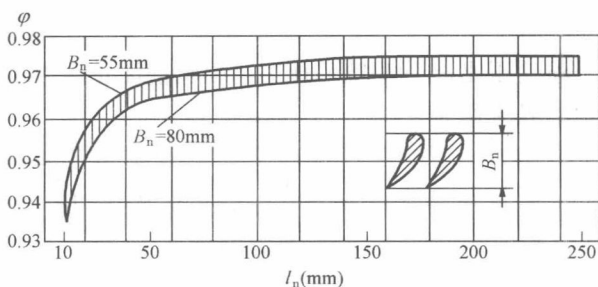


图 1-9 渐缩喷嘴速度系数 φ 随叶片高度 l_n 的变化曲线

二、蒸汽流过喷嘴的流量

1. 喷嘴的理想流量

根据稳定流动连续性方程, 对于具有一定出口面积 A_n 的渐缩喷嘴, 流过喷嘴叶栅的理想流量 G_{nt} 为

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

2. 喷嘴的实际流量

蒸汽在喷嘴内的流动过程存在摩擦损失, 故流过喷嘴的实际流量 G_n 小于理想流量 G_{nt} , 其实际流量为

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

令 $\mu_n = G_n/G_{nt}$ 为喷嘴流量系数, 将式 (1-7) 和式 (1-8) 两式代入得

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

由式 (1-9) 可知, 喷嘴流量系数 μ_n 不仅与 φ 有关, 还与流动损失时的比体积变化有关。由于影响流量系数的因素很多, 一般采用实验的方法求取。如图 1-10 所示, 当喷嘴在过热蒸汽区工作时, 由于喷嘴损失所引起的密度变化较小 ($\rho_1 \approx \rho_{1t}$), 则流量系数近似等于速度系数, 即 $\mu_n \approx \varphi = 0.97$ 。当喷嘴在湿蒸汽区工作时, 由于蒸汽流过喷嘴的时间极短, 有一部分应凝结成水珠的饱和蒸汽来不及凝结, 未能释放出汽化潜热, 出现过冷现象, 从而使