

高等学校教材

汽轮机原理

东南大学 康松 杨建明 胥建群 编著

中国电力出版社

封面设计 杨晓东

ISBN 7-5083-0372-5



9 787508 303727 >

ISBN 7-5083-0372-5/TK · 60

定价: 18.00 元

高等学校教材

汽轮机原理

东南大学 康松 杨建明 胥建群 编著

中国电力出版社

内 容 提 要

本书根据“少而精”的原则,重点阐述了汽轮机工作的基本原理,包括汽轮机热力工作原理、汽轮机零件强度和调节,以及汽轮机运行。主要内容有汽轮机级的工作原理、多级汽轮机、汽轮机在变工况下的工作、汽轮机凝汽设备、汽轮机主要零件强度、汽轮机调节系统和汽轮机运行。

本书为高等学校热能工程专业本科“汽轮机原理”课程的教科书,也可供有关专业的师生及工程技术人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

汽轮机原理/康松,杨建明,胥建群编著. -北京:中国电力出版社,2000

高等学校教材

ISBN 7-5083-0372-5

I. 汽… II. ①康…②杨…③胥… III. 蒸汽透平-理论-高等学校-教材 N. TK261

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2000) 第 35616 号

中国电力出版社出版、发行

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

北京丰源印刷厂印刷

各地新华书店经售

*

2000年9月第一版 2003年8月北京第三次印刷

787毫米×1092毫米 16开本 14.75印张 334千字

印数6601—9600册 定价18.00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

随着教育改革的深入，电厂热能动力工程专业已并入扩大了的热能工程专业，原专业得到了淡化，根据热能工程专业的教学计划，“汽轮机原理”课程仍为专业必修课，但课时已从原来的 80 学时减少为 50 学时，原教材已不适合学生使用。为此，根据新的教学计划重新编写《汽轮机原理》一书。

全书保留了原教材编写的传统结构，除绪论外共分七章，它们是汽轮机级的工作原理，多级汽轮机，汽轮机在变工况下的工作，汽轮机的凝汽设备，汽轮机零件的强度，汽轮机调节保护系统，以及汽轮机启停与寿命评估。

本书是热能工程专业学生课堂教学使用的教科书。本书依据“少而精”的原则，力图使学生掌握有关汽轮机的基本原理，为后续课程的学习和今后钻研汽轮机技术打下基础。

本书绪论，第一、二、四章由康松编写，并负责统稿，第三、七章由胥建群编写，第五、六章由杨建明编写。

在编写过程中，参考了有关兄弟院校和企业的诸多文献、资料等，在此谨致谢意。

由于水平所限，书中难免出现缺点、错误，敬请读者批评、指正。

编者

1999 年 12 月

目 录

前言	
绪论	1
第一章 汽轮机级的工作原理	6
第一节 蒸汽在级内的流动	6
第二节 级的轮周效率和最佳速度比	16
第三节 叶栅尺寸的确定	27
第四节 扭叶片级的基本概念	31
第五节 级内各项损失和级效率	34
第二章 多级汽轮机	48
第一节 多级汽轮机的优越性及其特点	48
第二节 汽轮机进汽、排汽损失和热力过程线	55
第三节 多级汽轮机的轴向推力及其平衡	61
第四节 轴封及其系统	65
第三章 汽轮机在变工况下的工作	74
第一节 渐缩喷嘴的变工况	74
第二节 级与级组的工况变化	77
第三节 汽轮机的配汽方式和调节级的变工况	85
第四节 工况变动时各级比焓降、反动度的变化	99
第五节 轴向推力的变化	104
第六节 凝汽式汽轮机的工况图	106
第七节 蒸汽初终参数的波动对功率的影响	108
第四章 汽轮机的凝汽设备	113
第一节 凝汽设备的组成及作用	113
第二节 凝汽器内压力的确定及其影响因素	115
第三节 凝汽器的变工况	118
第四节 多压凝汽器	125
第五节 抽气设备	131
第五章 汽轮机零件的强度	134
第一节 汽轮机零件强度计算的内容与方法	134
第二节 动叶片的静强度计算	135
第三节 叶片振动与调频	143
第四节 汽轮机转子的振动	160
第六章 汽轮机调节保护系统	167
第一节 汽轮机调节保护系统的任务和系统组成	167
第二节 汽轮机调节系统的静态特性	173

第三节	汽轮机调节系统的动态特性	178
第四节	汽轮机液压调节系统	181
第七章	汽轮机启停与寿命评估	198
第一节	汽轮机的合理启动方式	198
第二节	冷态滑参数启动	201
第三节	滑参数停机	211
第四节	汽轮机寿命管理	214
参考文献		230

绪 论

一、汽轮机简介

汽轮机是以蒸汽为工质的旋转式热能动力机械，与其他原动机相比，它具有单机功率大、效率较高、运转平稳和使用寿命长等优点。

汽轮机的主要用途是作为发电用的原动机。在使用化石燃料的现代常规火力发电厂、核电站及地热发电站中，都采用以汽轮机为动力的汽轮发电机组。汽轮机能变速运行，可用来直接驱动各种泵、风机、压缩机和船舶螺旋桨等。汽轮机的排汽或中间抽汽还可用来满足生产和生活上的供热需要。在生产过程中有余能、余热的工厂企业中，还可应用各种类型的工业汽轮机（包括发电、热电联供、驱动动力用），使不同品位的热能得以合理有效地利用。

汽轮机必须与锅炉（或其他蒸汽发生器）、发电机（或其他被驱动机械），以及凝汽器、加热器、泵等机械设备组成成套装置，共同工作。具有一定压力和温度的蒸汽可来自锅炉或其他汽源，经主汽阀和调节汽阀进入汽轮机内，依次流过一系列环形安装的喷嘴栅（或静叶栅）和动叶栅而膨胀做功，将其热能转换成推动汽轮机转子旋转的机械功，通过联轴器驱动其他机械，如发电机。膨胀做功后的蒸汽由汽轮机的排汽部分排出。在火电厂中，其排汽通常被引入凝汽器，向冷却水放热而凝结，凝结水再经泵输送至加热器中加热后作为锅炉给水，循环工作，如图 0-1 所示。

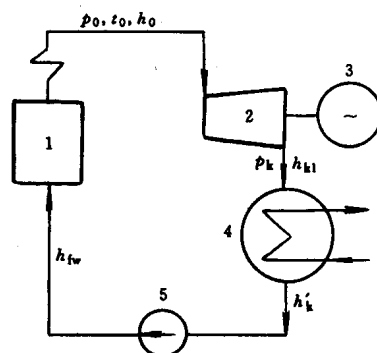


图 0-1 蒸汽动力装置简图

1—锅炉；2—汽轮机；3—发电机；
4—凝汽器；5—给水泵

二、汽轮机的分类及型号编制方法

（一）汽轮机的分类

1. 按工作原理分

喷嘴栅（或静叶栅）和与其相配的动叶栅组成汽轮机中最基本的工作单元“级”，不同的级顺序串联构成多级汽轮机。蒸汽在级中以不同方式进行能量转换，便形成不同工作原理的汽轮机，即冲动式汽轮机和反动式汽轮机。

（1）冲动式汽轮机。主要由冲动级组成，在级中蒸汽基本上在喷嘴栅（或静叶栅）中膨胀，在动叶栅中只有少量膨胀。

（2）反动式汽轮机。主要由反动级组成，蒸汽在汽轮机的静叶栅和动叶栅中都有相当程度的膨胀。

2. 按热力特性分

（1）凝汽式汽轮机。汽轮机的排汽在低于大气压力的真空状态下进入凝汽器凝结成水。

若将蒸汽在汽轮机某级后引出再次加热，然后再返回汽轮机继续膨胀做功，这就是中间再热凝汽式汽轮机。

(2) 背压式汽轮机。汽轮机的排汽压力大于大气压力，排汽直接供热用户使用，而不进入凝汽器。当排汽作为其他中、低压汽轮机的工作蒸汽时，又称前置式汽轮机。

(3) 抽汽式汽轮机。从汽轮机中间某级后抽出一定的可以调整参数、流量的蒸汽对外供热，汽轮机的排汽进入凝汽器。可分为一次调整抽汽式汽轮机和两次调整抽汽式汽轮机。

(4) 抽汽背压式汽轮机。具有调整抽汽的背压式汽轮机，调整抽汽和排汽都分别供热用户。

(5) 多压式汽轮机。汽轮机的进汽不止一个参数，在汽轮机的某中间级前又引入其他来源的蒸汽，与原来的蒸汽混合共同膨胀做功。

3. 按主蒸汽压力分

(1) 低压汽轮机：主蒸汽压力为 0.12~1.5MPa。

(2) 中压汽轮机：主蒸汽压力为 2~4MPa。

(3) 高压汽轮机：主蒸汽压力为 6~10MPa。

(4) 超高压汽轮机：主蒸汽压力为 12~14MPa。

(5) 亚临界压力汽轮机：主蒸汽压力为 16~18MPa。

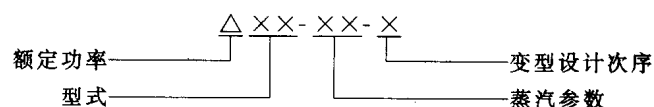
(6) 超临界压力汽轮机：主蒸汽压力大于 22.1MPa。

(7) 超超临界压力汽轮机：主蒸汽压力大于 32MPa。

此外，按汽流方向可分为轴流式、辐流式和周流（回流）式汽轮机；按汽缸数目可分为单缸、双缸和多缸汽轮机；按用途可分为电站汽轮机、工业汽轮机和船用汽轮机；按布置方式可分为单轴、双轴汽轮机；按工作状态可分为固定式和移动式（如列车电站）汽轮机等。

(二) 汽轮机的型号及蒸汽参数表示方式

汽轮机型号的组成为



汽轮机型式代号如表 0-1 所示。

表 0-1 汽 轮 机 型 式 代 号

代 号	型 式	代 号	型 式	代 号	型 式
N	凝汽式	CC	两次调整抽汽式	Y	移动式
B	背压式	CB	抽汽背压式	HN	核电汽轮机
C	一次调整抽汽式	CY	船用		

汽轮机蒸汽参数表示方式见表 0-2，表内示例中功率的单位为 MW，蒸汽压力的单位为 MPa，蒸汽温度的单位为 $^{\circ}\text{C}$ 。

表 0-2

蒸汽参数表示方式

型 式	参数表示方式	示 例
凝汽式	-蒸汽初压-	N50-8.83
凝汽式 (具有中间再热)	-蒸汽初压/蒸汽初温/再热温度-	N300-16.7/538/538
抽汽式	-蒸汽初压/高压抽汽压力/低压抽汽压力-	CC12-3.43/0.98/0.12
背压式	-蒸汽初压/背压-	B25-8.83/0.98
抽汽背压式	-蒸汽初压/抽汽压力/背压-	CB25-8.83/1.47/0.49

三、汽轮机的发展

自 1883 年首台单级冲动式汽轮发电机组投运以来,汽轮机已有一百多年的历史。目前,在发电汽轮机中已有瑞士制造的双轴 1300MW、前苏联制造的单轴 1200MW 火电汽轮机和法国制造的 1500MW 核电汽轮机等。汽轮机是在高压、高温、高转速下工作的一种大型精密动力机械,它的制造和发展涉及到许多工业部门和学科领域,汽轮机的制造水平是一个国家科学技术和工业技术发展的标志之一。

随着电力需求的迅速增长和电网容量的不断扩大,汽轮机在向着高参数、大容量方向发展的同时,提高汽轮机的经济性、安全可靠性和自动化水平始终是汽轮机发展的中心。与火电汽轮机一样,供热汽轮机及工业汽轮机也正向高参数、大功率、高转速、多品种的方向发展。所有这些发展方向,都是以现代工业技术为基础,相互影响,相互促进,水平得到很大提高。

增大单机功率可提高汽轮机的经济性,降低机组的热耗率;增大单机功率可减小单位功率的材料消耗和制造工时;同时可节约电厂占地面积,减少机组运行人员,进而降低电厂建设投资和运行费用。

增大单机功率的同时,势必提高汽轮机的进汽参数。目前,300WM 及以上容量的汽轮机均采用亚临界或超临界压力,甚至是超超临界压力。在相同容量条件下,超临界压力汽轮机的经济性可提高大约 2%。

随着汽轮机单机功率的不断增大,汽轮机的热力系统、调节保护系统、监测控制系统等都进一步复杂化,对机组运行水平的要求也相应提高,不仅汽轮机的经济性,而且其安全可靠性和自动控制水平都有了长足发展。

核电是一种安全、可靠、清洁的能源。从 70 年代起,核电站的发展很快,不少国家核电所占比重很大,如法国、比利时和瑞典的核电站发电量已占其本国总发电量的一半以上,美国核电站的装机容量占世界首位。根据国际原子能机构的预测,到 2000 年核电站的发电量将占世界总发电量的 20%。

核电汽轮机是在火电汽轮机的基础上发展起来的。核电站容量越大,设备投资和燃料费用相对越小,因此核电汽轮机必然是大功率机组并承担基本负荷。虽然核电汽轮机发展的主流是大型化,为多缸、单轴、中间再热凝汽式汽轮机,但功率在 600MW 或以下的中小型核电汽轮机也受到重视,在同一发电容量下,这种中小型核电站的经济性有可能比火电站优越。

目前，在世界上主要的汽轮机制造企业有：美国通用电气公司（GE），美国西屋电气公司（WH），欧洲的 ABB 公司，法国的阿尔斯通—大西洋公司（AA），联邦德国的电站设备联合制造公司（KWU），英国的通用电气公司（GEC），日本的三菱、东芝和日立公司，以及前苏联的列宁格勒金属工厂（ЛМЗ）和哈尔科夫透平发动机厂（ХТТ）等等。

前面提到，根据工作原理的差异，汽轮机有冲动式和反动式之分。长期以来，为了生存，各制造厂（公司）都分别对自己的产品不断进行完善和改造。但从世界装机容量上看，冲动式汽轮机略占上风。此外，冲动式汽轮机的通流效率略优于反动式，在相同轮径和功率条件下，冲动式汽轮机的级数要比反动式的级数少 40% 左右，冲动式汽轮机也具有较好的变负荷适应性能。

利用不同工质的热力特性组成联合循环动力装置可改善整个电厂的经济性，目前发展较成熟，应用较多的是燃气-蒸汽联合循环发电技术。它是利用燃气循环平均吸热温度高，而蒸汽循环平均放热温度低的特点，将燃气轮机和蒸汽轮机联合工作的装置，大大提高了联合装置的热效率。目前，联合循环装置的供电效率已超过 50%，若燃气初温提高到 1550℃，则可达到 55% 以上。而超临界参数大容量汽轮发电机组的供电效率难以超过 40%。

除此以外，燃气-蒸汽联合循环发电装置还具有可靠性高，可解决燃煤发电存在的严重环境污染问题，可节省大量冷却水，投资低，负荷适应性也比较好等优点。因此，燃气-蒸汽联合循环发电装置将会成为 21 世纪的“发电明星”。汽轮机除继续向超临界参数、大容量方向发展外，还将面临燃气-蒸汽联合循环发电装置的挑战。

我国自改革开放以来，电力工业得到了空前发展，全国发电装机总容量和发电量均已位居世界第二，电力工业已进入大机组、大电厂、大电网的发展时期。

电力工业的发展促进了汽轮机制造业的发展。我国自 1955 年生产出第一台 6MW 中压

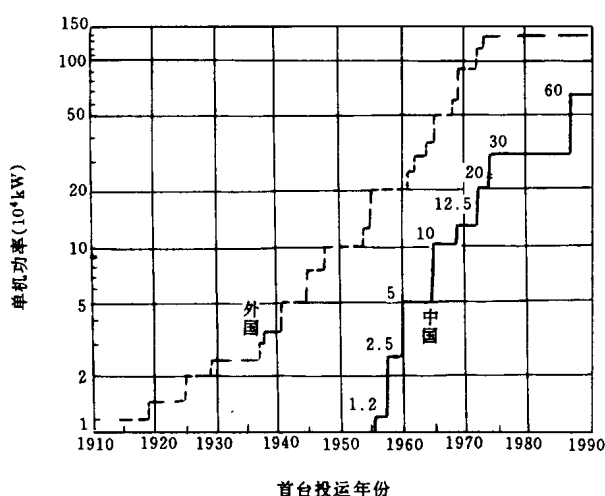


图 0-2 汽轮机单机功率的增长国内外比较

段经历了十多年的漫长路程，影响了我国汽轮机制造水平的进一步提高。

我国将在 300MW 和 600MW 汽轮机的基础上发展 1000MW 级的超临界参数火电汽轮机，以及 600MW 级和 1000MW 级的核电汽轮机，同时积极开发供热机组，重点发展 125

~600MW 的热电联供汽轮机等,可以预见,在不远的将来我国汽轮机的制造水平将达到一个更新的高度,为电力工业的发展作出更大贡献。

我国的汽轮机制造企业主要有:上海汽轮机有限公司、哈尔滨汽轮机厂、东方汽轮机厂,还有北京重型电机厂、青岛汽轮机厂、武汉汽轮机厂,以及杭州汽轮动力集团有限公司、南京汽轮电机厂等。

四、“汽轮机原理”的任务和内容

随着教学改革的深入开展,“专业”逐渐淡化,原电厂热能动力工程专业、生产过程自动化专业和热能工程专业已合并为一个专业,即热能工程。专业的教学计划相应作了较大改动和调整,“汽轮机原理”课程已成为新的热能工程专业的一门主要的专业技术基础必修课。通过本课程的学习,使学生掌握汽轮机的基本原理,为学习后续课程和在今后工作中钻研专业技术打下坚实基础。

本教材根据新的热能工程专业教学计划的要求,按照“本科生使用的教科书”这一目标进行编写,它不是有关汽轮机的专业科技书,也不是专业参考书,而是刚接触专业知识的学生使用的教科书,它的读者主要是本专业的学生。

本教材保留《汽轮机原理》一书的传统结构。在内容上,除讨论汽轮机的工作原理外,还包括汽轮机的调节系统,汽轮机主要零部件的强度,汽轮机的运行,以及凝汽设备的工作。

近代大功率汽轮机都是由若干个“级”组成的多级汽轮机,而级的工作过程在一定程度上反映了整个汽轮机的工作过程,所以对汽轮机工作原理的讨论一般总是从汽轮机的“级”开始的。无论是汽轮机,或是其中的一个级,它们的工作原理主要包括蒸汽的能量转换和通流能力、流动效率,以及变工况特性三个问题,这将是本教材在前三章中重点讨论的内容。

考虑到电能生产无法储存的特点,决定了电厂必须根据用户的需要随时改变自己的电产量,也就是当外界用户的用电量变化时,汽轮机的输出功率也必须作相应的变化,以适应外界用户的要求,因此,汽轮机必须配置调节系统,这也是本教材要重点讨论的内容。

大容量汽轮机都是在高压、高温、高转速的恶劣条件下工作,保证设备的安全运行是设计、制造、运行人员的重要职责,因此必须对汽轮机主要零部件的强度等与安全运行直接相关的内容作较深入的讨论。

理论与实践的结合是学习《汽轮机原理》的基本方法。为此,在学习本课程前学生应有一次认识实习,以熟悉汽轮机的主要结构;在学习本课程后,学生应进行一次课程设计,以训练学生综合应用汽轮机原理的能力;在本课程期间,应有一定的习题和思考题,以加强对汽轮机原理的认识。

第一章 汽轮机级的工作原理

近代大功率汽轮机都是由若干个级构成的多级汽轮机。由于级的工作过程在一定程度上反映了整个汽轮机的工作过程，所以对汽轮机工作原理的讨论一般总是从汽轮机“级”开始的，这将有助于理解和掌握全机的内在规律性。“级”是汽轮机中最基本的工作单元。在结构上它是由静叶栅（喷嘴栅）和对应的动叶栅所组成。从能量观点上看，它是将工质（蒸汽）的能量转变为汽轮机机械能的一个能量转换过程。工质的热能在喷嘴栅中（也可以有部分在动叶栅中）首先转变为工质的动能，然后在动叶栅中再使这部分动能转变为机械能。

工质的热能之所以能转变为汽轮机的机械能，是由工质在汽轮机喷嘴栅和动叶栅中的热力过程所形成，因此，研究级的热力过程，也就是研究工质在喷嘴栅和动叶栅中的流动特点和做功原理，以及产生某些损失的原因，并从数量上引出它们相互之间的转换关系，这是本章的主要内容。

第一节 蒸汽在级内的流动

一、基本假设和基本方程式

（一）基本假设

为了讨论问题的方便，除把蒸汽当作理想气体处理外，还假设：

（1）蒸汽在级内的流动是稳定流动，即蒸汽的所有参数在流动过程中与时间无关。实际上，绝对的稳定流动是没有的，蒸汽流过一个级时，由于有动叶在喷嘴栅后转过，蒸汽参数总有一些波动。当汽轮机稳定工作时，由于蒸汽参数波动不大，可以相对地认为是稳定流动。

（2）蒸汽在级内的流动是一元流动，即级内蒸汽的任一参数只是沿一个坐标（流程）方向变化，而在垂直截面上没有任何变化。显然，这和实际情况也是不相符的，但当级内通道弯曲变化不激烈，即曲率半径较大时，可以认为是一元流动。

（3）蒸汽在级内的流动是绝热流动，即蒸汽流动的过程中与外界无热交换。由于蒸汽流经一个级的时间很短暂，可近似认为正确。

考虑到即使用更复杂的理论来研究蒸汽在级内的流动，其结论与汽轮机真实的工作情况也不完全相符，而且推算也甚为麻烦，因此，上述的假设在用一些实验系数加以修正后，在工程实践中也证明是可行的。

（二）基本方程式

在汽轮机的热力计算中，往往需要应用可压缩流体一元流动方程式，这些基本方程式有：状态及过程方程式、连续性方程式和能量守恒方程式。

1. 状态及过程方程式

理想气体的状态方程式为

$$pv = RT \quad (1-1)$$

式中 p ——绝对压力, Pa;

v ——气体比容, m^3/kg ;

T ——热力学温度, K;

R ——气体常数, 对于蒸汽, $R = 461.5 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

当蒸汽进行等熵膨胀时, 膨胀过程可用下列方程式表示:

$$pv^\kappa = \text{常数} \quad (1-2)$$

其微分形式为

$$\frac{dp}{p} + \kappa \frac{dv}{v} = 0 \quad (1-2a)$$

式中: κ 为绝热指数。对于过热蒸汽, $\kappa = 1.3$; 对于湿蒸汽, $\kappa = 1.035 + 0.1x$, 其中 x 是膨胀过程初态的蒸汽干度。

2. 连续性方程式

在稳定流动的情况下, 每单位时间流过流管任一截面的蒸汽流量不变, 用公式表示为

$$Gv = Ac \quad (1-3)$$

式中 G ——蒸汽流量, kg/s ;

A ——流管内任一横截面积, m^2 ;

c ——垂直于截面的蒸汽速度, m/s ;

v ——在截面上的蒸汽比容, m^3/kg 。

对式 (1-3) 取对数值并微分, 可得连续性方程式的另一形式:

$$\frac{dA}{A} + \frac{dc}{c} - \frac{dv}{v} = 0 \quad (1-4)$$

3. 能量守恒方程式

根据能量守恒定律可知, 加到汽流中的热量与气体压缩功的总和必等于机械功、摩擦功、内能、位能及动能增值的总和。而在汽轮机中, 气体位能的变化以及与外界的热交换常可略去不计, 同时蒸汽通过叶栅槽道时若只有能量形式的转换, 对外界也不做功, 则能量守恒方程可表达为

$$h_0 + \frac{c_0^2}{2} = h_1 + \frac{c_1^2}{2} \quad (1-5)$$

或

$$h_0 - h_1 = \frac{c_1^2 - c_0^2}{2} \quad (1-5a)$$

式中 h_0, h_1 ——蒸汽进入和流出叶栅的比焓值, J/kg ;

c_0, c_1 ——蒸汽进入和流出叶栅的速度, m/s 。

其微分形式为

$$c \, dc + v \, dp = 0 \quad (1-6)$$

对于在理想条件下的流动，没有流动损失，与外界没有热交换，也就是说在比等熵条件下，在叶栅出口处的流动速度为理想速度 c_{1t} ，则

$$h_0 - h_{1t} = \frac{c_{1t}^2 - c_0^2}{2} \quad (1-7)$$

二、蒸汽在喷嘴中的膨胀过程

(一) 蒸汽的滞止参数

理想气体在等比熵过程中的比焓差可表示为

$$h_0 - h_{1t} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} (p_0 v_0 - p_1 v_{1t}) \quad (1-8)$$

根据式 (1-7) 可得

$$\frac{c_{1t}^2}{2} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} (p_0 v_0 - p_1 v_{1t}) + \frac{c_0^2}{2} \quad (1-9)$$

当用下角 0 与 1 分别表示喷嘴进出口处的状态时，则式 (1-9) 表明，蒸汽在喷嘴出口处的动能是由喷嘴进口和出口的蒸汽参数决定的，并和喷嘴进口蒸汽的动能有关。当喷嘴进口蒸汽动能 $c_0^2/2$ 很小，并可忽略不计，喷嘴出口的蒸汽流速仅是热力学参数的函数。若喷嘴进口蒸汽的动能不能忽略不计，那么我们可以假定这一动能是由于蒸汽从某一假想状态 0^* （其参数为 p_0^* 、 v_0^* 、 h_0^* 等）等比熵膨胀到喷嘴进口状态 0（其参数为 p_0 、 v_0 、 h_0 等）时所产生的，在这一假想状态下，蒸汽的初速为零。换言之，参数 p_0^* 、 v_0^* 是以初速 c_0 从 $p_0 v_0$ 等比熵滞止到速度为零时的状态，我们称 p_0^* 、 v_0^* 、 h_0^* 等为滞止参数。若用滞止参数表示则式 (1-9) 可写成

$$\frac{c_{1t}^2}{2} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} (p_0^* v_0^* - p_1 v_{1t}) \quad (1-9a)$$

滞止参数在 $h-s$ 图上的表示如图 1-1 所示。

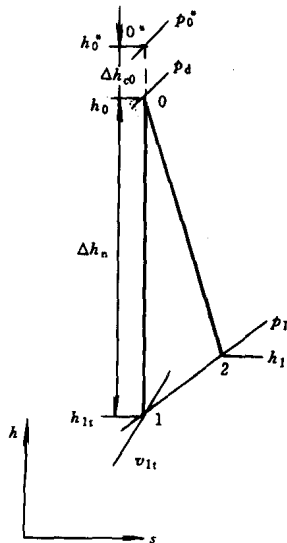


图 1-1 蒸汽在喷嘴中的
热力过程

(二) 喷嘴出口汽流速度

根据式 (1-7)，对于稳定的绝热流动过程（等比熵过程），喷嘴出口蒸汽的理想速度为

$$\begin{aligned} c_{1t} &= \sqrt{2(h_0 - h_{1t}) + c_0^2} = \sqrt{2\Delta h_n + c_0^2} \\ &= \sqrt{2(h_0^* - h_{1t})} = \sqrt{2\Delta h_n^*} \end{aligned} \quad (1-10)$$

式中 h_{1t} ——在理想条件下，喷嘴出口的比焓，J/kg；

Δh_n ——在理想条件下，喷嘴中的理想比焓降， $\Delta h_n = h_0 - h_{1t}$ ，J/kg；

Δh_n^* ——喷嘴中的滞止理想比焓降， $\Delta h_n^* = \Delta h_{c0} + \Delta h_n$ ，J/kg。

若用压力比的形式表示，由式 (1-9a) 可得

$$\begin{aligned} c_{1t} &= \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} p_0^* v_0^* \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0^*} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]} \\ &= \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} p_0^* v_0^* [1 - \epsilon_n^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}]} \end{aligned} \quad (1-11)$$

式中： $\epsilon_n = p_1/p_0^*$ 为喷嘴压力比；是喷嘴出口压力 p_1 与喷嘴进口滞止压力 p_0^* 之比。

(三) 喷嘴速度系数及动能损失

由于蒸汽在实际流动过程中总是有损失的，所以喷嘴出口蒸汽的实际速度 c_1 总是要小于理想速度 c_{1t} ，速度系数正是反映喷嘴内由于各种损失而使汽流速度减小的一个修正值。

$$c_1 = \varphi c_{1t} \quad (1-12)$$

式中： φ 为喷嘴速度系数，是一个小于 1 的数，其值主要与喷嘴高度、叶型、喷嘴槽道形状、汽体的性质、流动状况及喷嘴表面粗糙度等因素有关。由于影响因素复杂，现在还很难用理论计算求解，往往是由实验来决定。图 1-2 表示出渐缩喷嘴速度系数 φ 随喷嘴高度 l_n 的变化关系。

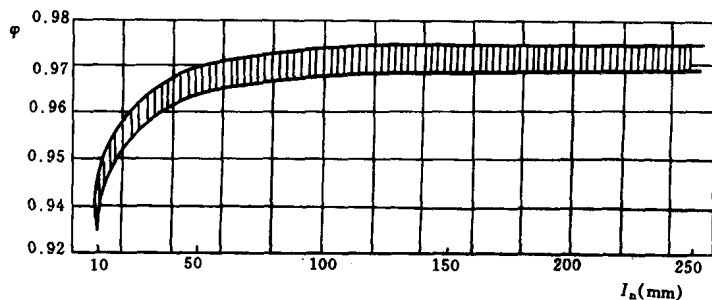


图 1-2 渐缩喷嘴速度系数 φ 随叶片高度 l_n 的变化曲线

蒸汽在喷嘴中的膨胀过程如图 1-1 所示。在其出口，喷嘴的实际汽流速度 c_1 比理想速度 c_{1t} 要小，所损失的动能又重新转变为热能，在等压下被蒸汽吸收，比熵增加，使喷嘴出口汽流的比焓值升高。因此，蒸汽在喷嘴内的实际膨胀过程不再按等比熵线进行，而是一条熵增曲线。根据式 (1-10)，喷嘴出口蒸汽的实际速度可写成

$$c_1 = \sqrt{2(h_0 - h_1) + c_0^2} = \sqrt{2(h_0^* - h_1)} \quad (1-12a)$$

喷嘴中的动能损失 $\Delta h_{n\epsilon}$ 与速度系数 φ 之间的关系可用下式表示：

$$\begin{aligned} \Delta h_{n\epsilon} &= \frac{c_{1t}^2 - c_1^2}{2} = (1 - \varphi^2) \frac{c_{1t}^2}{2} \\ &= (1 - \varphi^2) \Delta h_n^* \end{aligned} \quad (1-13)$$

蒸汽在喷嘴中的动能损失 $\Delta h_{n\epsilon}$ 与蒸汽在喷嘴中的滞止理想比焓降 Δh_n^* 之比称为喷嘴的能量损失系数，用 ζ_n 表示。它与速度系数 φ 之间的关系可表示为

$$\begin{aligned} \zeta_n &= \frac{\Delta h_{n\epsilon}}{\Delta h_n^*} = \frac{\frac{1}{2}(c_{1t}^2 - c_1^2)}{\frac{1}{2}c_{1t}^2} \\ &= 1 - \frac{c_1^2}{c_{1t}^2} = 1 - \varphi^2 \end{aligned} \quad (1-14)$$

(四) 喷嘴中的临界条件和喷嘴临界压力比

在喷嘴中，当蒸汽作等比熵膨胀到某一状态时，汽流速度就和当地音速相等，即 $c_{1t} = a$ ，则称这时蒸汽达到临界状态，此时马赫数 $Ma = c_{1t}/a = 1$ ，这一条件称为临界条件。临界条

件下的所有参数均称为临界参数，在右下角以“c”表示，如临界速度 c_{1c} 、临界压力 p_{1c} 等。临界速度为

$$c_{1c} = \sqrt{\frac{2}{\kappa+1}a^2} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1}p_0^*v_0^*} \quad (1-15)$$

式中： κ 是蒸汽的绝热指数。由式 (1-15) 可知，当蒸汽状态确定后，临界速度 c_{1c} 只决定于喷嘴的进口蒸汽参数。

压力比 ϵ_n 和马氏数 Ma 的关系为

$$\epsilon_n = \left(1 + \frac{\kappa-1}{2}Ma^2\right)^{\frac{-\kappa}{\kappa-1}} \quad (1-16)$$

当马赫数 $Ma=1$ 时，可得临界压力比：

$$\epsilon_{nc} = \left(1 + \frac{\kappa-1}{2}\right)^{\frac{-\kappa}{\kappa-1}} = \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (1-17)$$

与上述 κ 值相对应，对过热蒸汽而言，临界压力比 $\epsilon_{nc}=0.546$ ，对于干饱和蒸汽 $\epsilon_{nc}=0.577$ 。

(五) 通过喷嘴的蒸汽流量

在理想情况下，当喷嘴前后的压力比 ϵ_{nc} 大于临界压力比时，根据连续性方程式 $G_{nt}v_{1t}=A_n c_{1t}$ ，可得

$$G_{nt} = A_n \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \left(\epsilon_n^{\frac{2}{\kappa}} - \epsilon_n^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right) \frac{p_0^*}{v_0^*}} \quad (1-18)$$

流经喷嘴的实际流量 G_n 和理想流量 G_{nt} 之比值称为流量系数，用 μ_n 表示，即

$$\mu_n = \frac{G_n}{G_{nt}} \quad (1-19)$$

因此，通过喷嘴的实际流量可由下式求得

$$G_n = \mu_n G_{nt} = \mu_n A_n \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \left(\epsilon_n^{\frac{2}{\kappa}} - \epsilon_n^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right) \frac{p_0^*}{v_0^*}} \quad (1-20)$$

式中： A_n 对于渐缩喷嘴为出口截面，对于缩放喷嘴则为喉部面积， ϵ_n 改用临界压力比 ϵ_{nc} 。

流量系数 μ_n 主要与蒸汽状态及蒸汽在喷嘴内膨胀的程度有关，可根据试验曲线查得，如图 1-3 所示。

当喷嘴前后压力比 ϵ_n 等于或小于临界压力比时，则理想临界流量，根据式 (1-18) 为

$$G_{nct} = A_{nc} \sqrt{\kappa \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}} \frac{p_0^*}{v_0^*}} \quad (1-21)$$

令

$$\alpha = \sqrt{\kappa \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}}$$

得

$$G_{nct} = \alpha A_n \sqrt{\frac{p_0^*}{v_0^*}}$$