

101937

TK 26
4478

蒸 汽 轮 机

蔡颐年 (主编)

西安交通大学出版社

内 容 提 要

本书以发电用汽轮机为主要对象，系统地讨论其基本工作原理，并根据有关基本原理对热力循环、变化工况等内容进行了分析。其次从基本原理出发，对核电站的饱和蒸汽轮机、中心热电站的热电汽轮机、船用及其它工业汽轮机的工作特点与设计特点进行了讨论。

本书分为三大部分。第一部分是基本原理；第二部分是汽轮机装置；第三部分则反映汽轮机目前的最新水平，其中较多地引用了国外文献。第一至第六章之后有习题，并附有答案。第六至第九章之后附参考文献。

本书可作为热力涡轮机专业的主要教材或参考书，也可供有关专业工程技术人员系统学习有关汽轮机知识时参考。

蒸 汽 轮 机

主 编 蔡颐年

责任编辑 孙文声

西安交通大学出版社出版

(西安市咸宁路28号)

西安721厂印装

陕西省新华书店发行

各地新华书店经售

开本 787×1092 1/16 印张: 36.75 字数: 620 千字

1988年8月第1版 1988年8月第1次印刷

印数: 1—2,000册

ISBN7-5605-0118-4/TK-17 定价: 4.70元

序

本书曾于1974年10月由西安交通大学以涡轮机教研室的名义内部印行。这几年的教学实践表明,即使在放宽专业的趋向日益明显的今天,一本比较全面、系统的专讲蒸汽轮机(包括它的工作原理、热力设计、装置和应用等各方面问题)的专著也并不是无人问津的,也有一部分从事蒸汽轮机行业的同志对1974年印行的《蒸汽轮机》一书已不复能够买到表示惋惜。在这种情况下,涡轮机教研室审时度势,觉得与其另起炉灶,完全新编一本《蒸汽轮机》,不如驾轻就熟,在原来的《蒸汽轮机》的基础上,将它好好改写一下。这一方面可以收到事半功倍之效,另一方面也有助于纠正出版界长期以来出现的只顾争出新书,而不重视通过不断修改老书以提高质量的做法。我们相信,一本已经有了一段服务历史并经过改进的书,会比一本未经考验的新书更加受到读者的欢迎。这就是我们正式出版《蒸汽轮机》时所怀的信念。

《蒸汽轮机》原书稿由西安交大涡轮机教研室蔡颐年教授完成。本书所遵循的编写总方针和内容的总格局,我们认为大体上仍旧是适合的。各章节内容修改的程度则应根据各自情况的不同而有所差别。

第一、第二两章用一元流的方法讲透平级的原理和单级透平,需要补充修改的部分不多,除了将喷管变工况一节移后一些,使内容衔接更好之外,基本上还是照搬原印本的原样。这两章是由徐廷相和毛增儒两位同志分别完成的。

第三章虽然也属于基本原理,但十年以来,由于电子计算机的推广,用三元流理论阐述透平级内的流动已有进一步的发展。修改后的第三章,内容包括计算机例题,全面对比了手算与机算的数据,以及可控涡流型和其它流型。这一章是由孙弼同志完成的。

第四章的修改及补充由程代京同志完成。和第一、二两章的情况类似,属于透平基本原理部分,不需要大改,主要是补充了反击式多级透平的热力设计。我们觉得原印本中几乎将全部篇幅讨论冲击式透平的做法,在新形势下显得有点片面,不单在国际上反击式透平仍然占据重要位置,就连我国的汽轮机制造业,也从冲击式透平垄断的状况转到冲击式和反击式并存的局面了。

第五章内容,据学生反映,原印本的不足之处主要在于喷管配汽的工作原理显得不够具体,不易为初学者所接受。在这次出版中由王璧玉同志加进去一个实例的计算,希望解决这个问题。关于调节级的变工况计算,则补充了特性计算部分。另外,又补充了变工况计算用的电算程序框图。

第六章的修改也是由王璧玉同志负责的。主要是删掉一些与工程热力学课程有重复的部分和关于加热器系统的结构与布置方面的内容。主要目的是想强调给水预热抽汽系统作为蒸汽透平装置的一个组成部分的地位,避免给人一种过多地从电站角度讨论循环问题的印象。

汽轮机的应用部分,在结构上作了较大的调整。原印本中仅有“大功率汽轮机”和“特殊汽轮机”两章,在统编教材“汽轮机装置”中则是三章。现在分为“电站汽轮机”、“热电联产汽轮机”和“工业汽轮机及船舶汽轮机”等三章,依次成为本书的第七、第八、第九章,统由蔡颐年同志负责改写。

“电站汽轮机”一章主要是更新了几个大功率机组的实例，并删掉原印本第八章中关于结构部分的内容；对核电站汽轮机的写法也略有变更；个别错误得到更正。

“热电联产汽轮机”是根据原印本第九章的一部分内容改写的。其中供暖汽轮机一节则是为了反映新兴的区域供暖工业的出现而新增加进去的。

原印本中“特殊透平”关于工业汽轮机的叙述，在工业汽轮机大大发展了的今天，显得很不够了。因此新版中作了较多的修改。相应地，对变转速透平的工作原理也作了补充。原印本中的船舶汽轮机部分则基本上原封未动地搬入新版。

这次出版由于篇幅的限制，删去了原印本中有关冷凝器的一章内容，但本书后面三章并不避免提到冷凝器的问题。我们希望这样做不会过份影响全书的连贯性。

新版的另一特点是根据各自的具体内容补充了习题和参考文献。这样不仅可以帮助读者理解和掌握全书的内容，并且在他们认为需要时，向他们提供继续进行研究的条件。各章所附的符号表也希望能发挥一些良好的作用。

全书交稿前的校对工作以及出版过程中的业务联系都是由王新军、王璧玉同志具体负责完成的。

本书稿由西安交大涡轮机教研室沈祖达副教授和向一敏教授担任审阅，他们认真负责地就书中提法上和观点上一些值得商榷的地方提出了宝贵的意见。本书作者尊重评审人的这些意见，作了必要修改。

编者志于西安交大

1986年11月

目 录

第一章 透平级工作原理

1.1 概论	(1)
1.1.1 级的分类	(1)
1.1.2 级的主要问题及研究方法	(1)
1.1.3 分析透平级一元流理论的基本条件	(2)
1.2 喷管和动叶通道中的流动过程和通流能力	(3)
1.2.1 基本公式	(3)
1.2.2 实际的流动过程	(5)
1.2.3 喷管的通流能力及流量系数	(7)
1.2.4 动叶通道中的流动过程和通流能力	(10)
1.2.5 级内流动公式归纳	(12)
1.3 喷管变工况	(14)
1.3.1 收缩喷管的变工况	(14)
1.3.2 缩放喷管的变工况	(16)
1.3.3 喷管斜切部分中的气流膨胀和偏转	(19)
1.3.4 三种喷管的应用特点	(21)
1.4 透平级的轮周功及轮周效率	(22)
1.4.1 速度三角形和轮周功	(23)
1.4.2 轮周功率, 环量系数	(25)
1.4.3 轮周效率及轮周损失	(26)
1.4.4 最佳速比 $\left(\frac{u}{c_1}\right)_{d0}$ 与最大轮周效率 $(\eta_u)_{max}$ 的关系	(28)
1.4.5 轮周效率曲线及速比选择	(31)
1.4.6 流动损失对 η_u 的影响	(32)
1.5 辐流级的能量转换	(33)
1.5.1 轮周功	(34)
1.5.2 反动度和气流相对速度	(35)
1.5.3 轮周效率	(36)
1.5.4 容氏离心辐流级	(37)
1.6 叶栅气流特性	(39)
1.6.1 几何参数和空气动力参数	(39)
1.6.2 叶栅损失及叶栅实验	(41)

1.6.3 压力分布曲线	(43)
1.6.4 型面损失	(44)
1.6.5 端部次流损失	(48)
1.6.6 出口气流角度 $\alpha_1(\beta_2)$	(50)
1.6.7 M 数对叶栅特性的影响	(52)
1.6.8 环形叶栅及其损失	(54)
1.7 叶栅试验数据的应用	(55)
1.7.1 试验数据的表达方式	(55)
1.7.2 数据应用方法	(57)
1.7.3 轮周效率计算	(60)
1.7.4 计算实例	(61)
1.7.5 叶栅面积比关系式	(64)
习题	(68)

第二章 单(速度)级蒸汽透平

2.1 单级蒸汽透平概述	(69)
2.1.1 基本要求和主要特征	(69)
2.1.2 类型及结构	(70)
2.1.3 损失, 功率和效率	(74)
2.2 双列复速级的通流部分和轮周效率	(76)
2.2.1 叶栅特性数据	(76)
2.2.2 通流部分结构参数	(76)
2.2.3 轮周效率	(79)
2.3 摩擦损失, 鼓风损失和弧端损失	(81)
2.3.1 叶轮摩擦损失	(81)
2.3.2 鼓风损失	(83)
2.3.3 弧端损失	(84)
2.4 级效率(相对内效率) η_{oi}	(85)
2.4.1 ξ_f , ξ_v 和 ξ_e 对 η_{oi} 的影响	(85)
2.4.2 双列复速级 η_{oi} 试验曲线	(86)
2.4.3 最佳部分进汽度 e_{op}	(87)
2.5 双列复速级蒸汽透平的热力计算	(89)
2.5.1 初步计算	(89)
2.5.2 轮周效率计算	(90)
2.5.3 级效率及内功率计算	(92)
2.5.4 机械损失及有用功率	(92)
2.5.5 其它计算项目	(93)

2.6 汽封装置	(93)
2.6.1 曲径式汽封的工作原理	(93)
2.6.2 曲径式汽封漏汽量	(95)
2.6.3 长管比拟与孔口法精确解	(98)
2.6.4 设计数据	(100)
2.6.5 炭精汽封和水环汽封	(103)
习题	(104)

第三章 长叶片轴流级

3.1 透平级内的空间气流	(106)
3.1.1 物理模型简述	(106)
3.1.2 气体动力学基本方程	(109)
3.1.3 简化模型和流型计算	(111)
3.2 等环流流型透平级	(113)
3.2.1 气流特性	(113)
3.2.2 参数沿径向的变化规律	(115)
3.2.3 流动损失的影响	(117)
3.3 等 α_1 角流型、等密流流型	(118)
3.3.1 等 α_1 角流型	(118)
3.3.2 等密流流型	(119)
3.3.3 三种流型比较	(121)
3.4 用完全径向平衡方程计算的透平级	(123)
3.4.1 准正交 y 向的气流平衡方程	(123)
3.4.2 用完全径向平衡方程求解透平级的气动参数	(124)
3.4.3 几个迭代计算过程	(125)
3.5 受控涡流流型、混合流型、中间流型、直叶片级	(128)
3.5.1 受控涡流流型	(128)
3.5.2 混合流型和中间流型	(129)
3.5.3 直叶片级	(130)
3.6 计算实例	(132)
习题	(135)

第四章 多级透平原理

4.1 多级蒸汽透平概要	(137)
4.1.1 透平级的叠置	(137)
4.1.2 多级透平工作过程	(138)

4.1.3 多级透平的特殊问题	(139)
4.2 内效率及重热系数 α	(140)
4.2.1 α 的性质	(140)
4.2.2 重热系数曲线	(141)
4.2.3 $T-s$ 图和重热系数的计算	(143)
4.3 余速利用	(146)
4.3.1 余速利用与透平工作过程	(146)
4.3.2 余速利用对透平级 η_u 的影响	(148)
4.4 级间漏汽	(149)
4.4.1 冲动式透平	(149)
4.4.2 反击式透平	(152)
4.5 湿蒸汽级的能量转换	(153)
4.5.1 湿蒸汽在级内的流动	(153)
4.5.2 湿汽损失计算	(156)
4.6 轴向推力及其平衡	(158)
4.6.1 冲动级叶轮上的轴向推力	(158)
4.6.2 转子上的推力及其平衡	(159)
4.7 热力设计原理	(161)
4.7.1 主要参数之间的关系	(161)
4.7.2 一定转速下的透平极限功率	(164)
4.7.3 巴森斯 (Parsons) 数	(166)
4.7.4 设计实例	(169)
4.8 冲动式透平热力计算结果示例	(171)
4.9 反动式透平热力设计	(175)
4.9.1 反动式透平的通流形状	(176)
4.9.2 焓降分配和级数确定	(176)
4.10 反动式透平热力计算结果示例	(180)
习题	(188)

第五章 透平变工况特性

5.1 变工况问题概要	(190)
5.2 级组的变工况特性	(191)
5.2.1 级组中的压力流量关系	(192)
5.2.2 级组的 p_i-G 曲线	(194)
5.2.3 h_s 和 Ω 的变化规律	(197)
5.3 级组变工况详细计算	(200)
5.3.1 初参数已知的情况	(200)

5.3.2 终参数已知的情况	(202)
5.3.3 级组计算程序	(204)
5.4 透平变工况	(205)
5.4.1 调节级变工况特性	(205)
5.4.2 调节级变工况特性计算	(212)
5.4.3 中间级和末级	(215)
5.5 透平变工况计算示例	(219)
5.5.1 1500kW 透平变工况计算	(219)
5.5.2 节流配汽透平变工况计算	(224)
5.6 蒸汽透平变工况计算程序框图简介	(228)
5.6.1 关于计算方法的几点说明	(228)
5.6.2 计算程序主要框图	(230)
习题	(233)

第六章 电站汽轮机装置的热力循环

6.1 回热抽汽给水预热循环	(237)
6.1.1 回热抽汽循环的简化理论模型	(237)
6.1.2 最优化的焓升分配	(243)
6.1.3 回热循环的汽耗量、汽耗率及热耗率	(245)
6.2 给水回热加热器及其连接系统	(247)
6.2.1 混合式加热器	(247)
6.2.2 表面式加热器	(249)
6.2.3 回热加热器的连接系统	(250)
6.3 回热系统损失分析	(254)
6.3.1 压降损失和端差损失	(255)
6.3.2 布置损失	(256)
6.3.3 焓升分配损失	(258)
6.4 热力系统的热平衡计算及示例	(259)
6.5 中间再热回热抽汽循环	(266)
6.5.1 中间再热的效果及影响	(267)
6.5.2 中间再热循环采用给水回热的特点	(269)
6.6 电站蒸汽轮机的热力设计	(270)
6.6.1 回热抽汽式汽轮机的热力设计	(270)
6.6.2 中间再热汽轮机的热力设计	(273)
6.7 汽轮机装置的变工况	(275)
6.7.1 回热抽汽工况与纯冷凝工况之间的联系	(275)
6.7.2 加热器变工况特性	(276)

6.7.3 变工况计算步骤	(278)
6.8 装置变工况计算实例	(279)
6.8.1 N25-35 机组变工况计算结果	(280)
6.8.2 中间过热机组的变工况计算结果	(282)
6.9 湿蒸汽循环及小透平驱动给水泵的蒸汽循环	(284)
6.9.1 湿蒸汽的工作范围和热力学性质	(284)
6.9.2 湿蒸汽循环举例	(286)
6.9.3 采用小透平驱动给水泵的蒸汽循环	(287)
习题	(290)

第七章 中心发电站汽轮机

7.1 电站汽轮机的发展	(293)
7.2 设计因素分析	(296)
7.2.1 进汽流量、绝热降	(296)
7.2.2 排汽容积流量	(298)
7.2.3 转速	(301)
7.3 热力特性	(303)
7.3.1 效率	(303)
7.3.2 配汽方式与变工况	(304)
7.3.3 滑压配汽	(306)
7.4 核电站汽轮机	(310)
7.4.1 湿蒸汽透平	(311)
7.4.2 过热蒸汽核电站汽轮机	(314)
7.5 尖峰负荷机组	(315)
7.5.1 尖峰负荷大功率汽轮机	(315)
7.5.2 辐流式尖峰负荷汽轮机	(318)

第八章 热电联合生产汽轮机

8.1 热电汽轮机的节能原理	(324)
8.1.1 一般热电汽轮机	(324)
8.1.2 调节抽汽汽轮机的经济性	(326)
8.1.3 供暖汽轮机的经济性	(328)
8.2 背压式汽轮机装置	(331)
8.2.1 供应蒸汽的背压透平装置	(331)
8.2.2 区域供热背压透平	(333)
8.2.3 背压式汽轮机的结构及设计特点	(333)
8.3 一次调节抽汽式汽轮机装置	(335)

8.3.1 工作原理	(335)
8.3.2 工况图	(337)
8.3.3 热力系统	(339)
8.4 两次调节抽汽式汽轮机装置	(341)
8.4.1 工作原理及热力系统	(341)
8.4.2 工况图	(342)
8.4.3 设计特点及结构特点	(344)
8.5 供暖透平	(347)
8.5.1 区域供暖的要求	(347)
8.5.2 供暖透平装置	(348)
8.5.3 供暖透平装置举例	(349)
8.5.4 供暖透平的抽汽工况图	(350)

第九章 工业汽轮机与船舶汽轮机

9.1 概论	(354)
9.1.1 工业汽轮机的应用及类型	(354)
9.1.2 工业汽轮机的结构及设计特点	(355)
9.2 工业汽轮机的系列化	(360)
9.2.1 单级工业汽轮机的系列化	(390)
9.2.2 多级工业汽轮机的系列化	(363)
9.3 驱动用工业透平的变工况	(364)
9.3.1 内特性	(365)
9.3.2 外特性	(372)
9.3.3 工业汽轮机级变工况特性的相似算法	(377)
9.4 电站给水泵汽轮机	(381)
9.4.1 凝汽式给水泵汽轮机	(381)
9.4.2 背压式给水泵汽轮机	(385)
9.5 船舶汽轮机	(386)
9.5.1 机组的总体结构和布置	(386)
9.5.2 经济性、热系统	(388)
9.5.3 透平结构及设计特点	(390)
9.5.4 变工况与汽缸功率分配	(393)
9.5.5 倒航透平	(396)
9.6 舰用汽轮机装置	(398)
9.6.1 装置	(398)
9.6.2 巡航级组、旁通配汽	(400)
9.6.3 结构示例	(402)
9.6.4 核动力军舰汽轮机装置	(406)

第一章 透平级工作原理

1.1 概 论

蒸汽透平通流部分是透平的主体，它一般是由若干个工作条件基本相同、结构上大体类似的工作单位按照一定的次序配置而成的。每一个这样的工作单位叫做一个“透平级”。透平级又是由静子和转子及相应的通流部分构成的。透平级的工作过程在一定程度上代表着整个蒸汽透平的工作过程。所以，对于蒸汽透平工作原理的研究总是从透平级开始。

1.1.1 级的分类

蒸汽透平级依靠具有热能（表现为一定的压力和温度）的蒸汽流经其通流部分时所产生的轮周向推力推动叶轮旋转而对外作出机械功。按照蒸汽由级的进口到出口总的流动方向的不同，可以将蒸汽透平级分为轴流式和辐流式两种。绝大多数蒸汽透平都采用轴流式。因此这种级是我们下面主要的研究对象。按照蒸汽在级内的喷管（或静叶）叶栅中和动叶栅中能量转换具体情况的不同，又可将轴流式透平级分为冲动级、反动级、带反动度的冲动级和复速级等几种。

在冲动级（或称冲击级）中，蒸汽通过时应该将可能放出的热能在它流经喷管时全部放出，并转换为蒸汽的动能；而在高速蒸汽流经动叶时，只有蒸汽动能到透平机械功的转换过程，不再有热能减小。在反动级（或称反击级）中，蒸汽的热能释放大体上是先后在静叶（即喷管）和动叶中各完成一半。在带反动度的冲动级中，蒸汽的热能释放大部分在喷管中实现，小部分在动叶中实现。在复速级中，由喷管出来的高速汽流的巨大动能依次在两圈或两圈以上的动叶中转变为转子的机械功。新式的复速级一般也设计成带有一些反动度，也就是说，通流蒸汽除了在喷管中放出热能以外，在通过各排动叶以及转向导叶时也都放出一定量的热能并相应地产生压力和温度的下降。

1.1.2 级的主要问题及研究方法

透平是一种旋转式的流体动力机械，它的工作原理包括三个方面的主要问题：

1. 蒸汽在通流部分中的能量转换及通流能力问题；
2. 流动效率问题；
3. 变工况特性问题。

透平级既然是透平的基本工作单位，当然也同样有这三个主要问题。在不同类型的透平级中，这三个主要问题的具体情况不同，但不论哪一种透平级，概括起来，不外乎这三方面的问题。

这三个主要问题彼此之间有密切的联系，例如透平级内能量转换的效果在相当大的程度上决定于蒸汽在通流部分中的流动效率；流动效率直接影响通流能力；变工况特性既在能量转换和通流能力问题上也在流动效率上表现出来等等。因此，我们不应该完全孤立地看待这些问题；但是三个问题的相互区别和独立性还是主要的，而且也只有研究了每一个问题的

详细内容的基础上才能具体地理解它们之间的联系。因此,本章以下各节还是依次探讨三个问题,但力求在对个别问题探讨的过程中显示彼此间的内在关系。

在本章中对透平级的第一和第三两个问题都是用一元流动的方法进行分析的。这种方法不但可以充分说明透平级的能量转换过程、通流能力及变工况特性的实质,而且对于大多数蒸汽透平级,特别是对于通流部分相对高度较小的高、中压级还可以提供足够精确的计算结果。通流部分相对高度大的低压级必须应用二元或三元流动的方法去分析才能获得足够精确的计算结果,这种级的能量转换和通流能力问题就另放在单独一章(第三章)中研究。

流动效率的问题用一元有损失流动的方法可以获得计算所需的精确性,但是所用的损失系数需要用一元、二元或三元的实验方法来确定或者用二元或三元的分析方法计算出来。分析通流部分中流动损失的本质也需要应用二元或三元流动的概念。在本章中主要是介绍一些用二元和三元实验方法所得到的叶栅实验数据,并说明如何用一元流动方法把这些叶栅实验数据应用于级的通流部分计算。

1.1.3 分析透平级一元流理论的基本条件

当我们应用一元流动的理论来分析一个轴流式蒸汽透平级时,我们探讨的范围和分析问题的条件可以由图 1.1.1 示意地表示,其中 $Z-Z$ 代表透平级的旋转轴; r_m 是级的通流部分平均圆周截面到 $Z-Z$ 的距离,即平均半径;

0—0、1—1 和 2—2 是三个垂直于轴的横截面 ($Z = \text{常数}$),它们依次代表级的进口、级间和出口处的计算截面; S 代表 0—0 截面到 2—2 截面的轴向距离; q 代表由外面传给级的通流蒸汽的热量; p 和 T 分别代表蒸汽的压力和温度; c 代表计算截面上的蒸汽速度; l 代表蒸汽在叶轮上所作的机械功。

对于图示的透平级,我们主要就是分析一定的蒸汽流量 G 流过 S 这段距离时的热力状态变化和做功情况,全部分析所根据的基本条件可以归纳为以下几条:

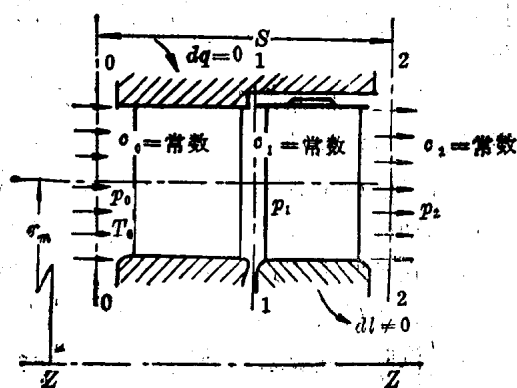


图 1.1.1 透平级探讨范围和条件

1. 级的前后 (0—0 截面到 2—2 截面),特别是喷嘴前后 (0—0 截面到 1—1 截面) 先有压力差存在,即 $p_0 > p_1$ 和 $p_1 \geq p_2$ 。使蒸汽流经整个透平级的正是由于这个压力差的存在。在透平级工作时,这一条件是符合实际情况的。

2. 蒸汽的流动是稳定的。就是说,流量 G 在所考虑的时间间隔内是定值,而且在 0—0、1—1 和 2—2 三个计算截面上,蒸汽的状态参数都不随时间而变化。在透平级中,这一条件也很接近于实际情况。因为透平的工作一般总是稳定的。即使在讨论变工况特性时,所考虑的也是稳定流动,只不过是流量不同于设计值而已。

3. 流动是等熵的或者是绝热的。在分析理想情况下的流动时,假设流动是等熵的;在分析实际有损失的流动时,假设流动是绝热的 ($dq = 0$)。因为轴向距离 S 比较小 (例如从 50 mm 到 100 mm 左右),蒸汽的流动速度 c 很高 (例如 100 m/s),所以蒸汽通过透平级几乎是瞬时的 (0.001 秒数量级)。而且喷嘴和动叶栅一般是成组的或整圈的,相邻叶片的情

况几乎完全相同,彼此之间没有热交换。因此,绝热过程实际上是能够实现的。

4. 蒸汽不作为理想气体对待。因此,在计算透平级时,蒸汽的热力学性质都根据蒸汽表或 $i-s$ 图确定而不根据公式 $pv = RT$ 确定。从理论上分析蒸汽的等熵流动过程时,有关公式中的指数 κ 近似地取为一个常数,其值对过热蒸汽取为 1.3,对饱和蒸汽和湿蒸汽取为 1.135;在实际有损失的流动过程中,有关公式中的指数 n 值比 1.3 或 1.135 有所减小,减小的程度决定于损失系数(见后面)的大小,对于某一个已知流动过程, n 仍作为定值看待,这里的 n 是一个多变过程指数,与理想气体的等熵指数 $\kappa = c_p/c_v$ 本质上不是一回事。

在本章中,1.2 节和 1.3 节着重分析透平级内的流动过程和通流能力问题;对于工况变化时喷管通流能力的变化也进行了分析。1.4 节和 1.5 节讨论了透平级内蒸汽动能到机械功的转换,指出了辐流级内能量转换的特点。1.6 节和 1.7 节主要是介绍透平级内的流动效率,给出了利用平面叶栅试验数据进行轴流级计算的方法。

1.2 喷管和动叶通道中的流动过程和通流能力

蒸汽透平级中采用两种喷管,即收缩喷管及缩放喷管(拉伐尔喷管)。这两种喷管的汽流通道一般都是弯曲形的,并且都有一个斜切部分(图 1.2.1)。一定流量的蒸汽在这种喷管中的流动实现了一个热能到动能的转换过程。热力学和流体力学已为这种过程的理论分析建立了基础。本节的目的是以实际喷管的热力设计和计算要求为线索,对这个问题作一扼要分析。

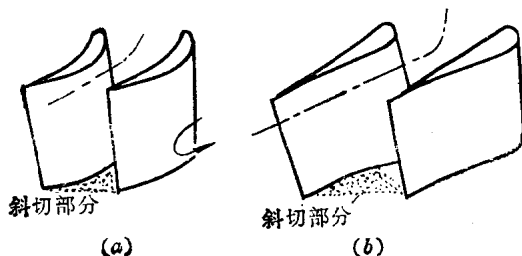


图 1.2.1 收缩喷管(a)和缩放喷管(b)的弯曲通道

1.2.1 基本公式

在进行一个喷管的热力设计时,一般要求根据给定的流量 G 、进口蒸汽参数 (p_0 、 T_0 ; p_0 、 i_0 或 T_0 、 i_0) 和出口压力 p_1 来确定出口截面上蒸汽的另一个状态参数 (i_1 或 T_1) 以及汽流的速度 c_1 和喷管的出口面积 A_1 。在一元流动的条件下, c_1 在整个出口截面上应该被看作均匀的,而且它的方向也是已知的,即它垂直于出口截面。因此,确定速度向量 c_1 时,只需要一个数值。所以,全部未知数总共是三个。为了单值地确定这三个未知数,需要三个独立的方程式。热力学和流体力学提供了所需的方程式,即热力过程方程(或状态方程)、连续方程和能量方程(或伯努利方程)。

热力过程方程 在理想情况下喷管中的蒸汽流动是一个等熵过程,所以可应用下列方程式

$$p_0 v_0^\kappa = p_1 v_1^\kappa = C \quad (1.2.1)$$

连续方程 它可以写成

$$Ac = Gv \quad (1.2.2)$$

对于喷管出口截面来说,连续方程可以写成下列形式:

$$A_1 c_1 = Gv_1 \quad (1.2.2a)$$

一元流动连续方程的微分形式为

$$\frac{dA}{A} + \frac{dc}{c} = \frac{dv}{v} \quad (1.2.3)$$

此式有助于理解气流临界速度和临界截面的出现以及收缩喷管和缩放喷管的区分，但喷管计算所应用的则是它的积分形式，即式 (1.2.2)。

能量方程 一元等熵气流的能量方程有多种形式，以下列形式出现的方程最便于应用于蒸汽喷管：

微分形式

$$di + cdc = 0 \quad (1.2.4)$$

积分形式

$$\frac{c_{1s}^2 - c_0^2}{2} = i_0 - i_{1s} = h_{1s} \quad (1.2.5)$$

因为在进口截面的蒸汽状态和出口截面的压力（或背压） p_1 给定的条件下，可以由蒸汽表或莫利尔图查到 i_0 和 i_{1s} ，所以理想情况下出口截面上的气流速度为

$$c_{1s} = \sqrt{2 \left[(i_0 - i_{1s}) + \frac{c_0^2}{2} \right]} = \sqrt{2(i_0^* - i_{1s})} = \sqrt{2h_{1s}^*} \quad (1.2.6)$$

其中 i_0^* 代表考虑初速 c_0 以后的滞止焓， h_{1s}^* 代表喷管的等熵热降。

能量方程的另外一种微分形式是

$$cdc + vdp = 0 \quad (1.2.7)$$

在热力学中，从能量守恒的观点出发可以建立一般形式的能量方程

$$dq = du + d(pv) + cdc$$

或者

$$dq = du + vdp + pdv + cdc$$

其中 dq 代表由外部加到气流中去的热量。根据热力学第一定律，我们有 $du + pdv = dq$ 。对于喷管来说， $dq = 0$ 。这样，上式就可以简化成式 (1.2.7)。这就是式 (1.2.7) 叫作能量方程的原因。

在流体力学中，从微元体在一元等熵流动中的作用力平衡的观点出发，同样可以建立式 (1.2.7)。所以流体力学将此式叫作一元等熵气流的运动方程也是有充分理由的。

总之，对于一元等熵气体流动而言，式 (1.2.7) 是与式 (1.2.4) 等值的。因此，由热力学可知，在 $dq = du + pdv = 0$ 的条件下，前者的 vdp 就等于后者的 di 。

将式 (1.2.7) 在喷管进口和出口两个截面之间沿气流方向积分就得到

$$\frac{c_{1s}^2 - c_0^2}{2} + \int_0^{1s} vdp = 0 \quad (1.2.8)$$

因为是等熵过程，所以应该用式 (1.2.1) 代入上式的积分号内，积分之后移项从而得到下式

$$\frac{c_{1s}^2 - c_0^2}{2} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} (p_0 v_0 - p_{1s} v_{1s}) = \frac{\kappa R}{\kappa - 1} (T_0 - T_{1s}) \quad (1.2.9)$$

不难看出式 (1.2.9) 是与式 (1.2.5) 等值的，因此利用它也能直接求出喷管出口的气流速度。式 (1.2.9) 应用于燃气透平喷管的计算比较方便，因为燃气比较接近于理想气体。对蒸汽透平喷管，如前面指出的还是用式 (1.2.5) 方便。

在流体力学中, 式 (1.2.8) 和 (1.2.9) 叫作可压缩流体的伯努利积分方程或简称伯努利方程。所以式 (1.2.7) 还有另外一个名称, 即伯努利微分方程。但是在热力学中通常把以上两式统称为能量方程, 而倾向于只有当式 (1.2.8) 应用于不可压缩流体, 即 $v_0 = v_{1s} = v = \text{常数}$ 的情况时才叫作伯努利方程, 即

$$\frac{c_{1s}^2 - c_0^2}{2} = (p_0 - p_1)v = \frac{p_0 - p_1}{\rho} \quad (1.2.10)$$

式中的 ρ 代表密度。

总的说来, 求解蒸汽等熵地流过喷管的问题所用的三个基本公式是式 (1.2.1)、(1.2.2) 和 (1.2.5)。当然, 三个独立方程可以确定任何三个未知数, 只要给定足够的已知数。在设计透平级的喷管时, 一般是用这三个公式来求 c_{1s} 、 A_1 和 v_{1s} (或 i_{1s}) 的。

必须指出, 在设计缩放喷管时, 除了确定出口面积 A_1 外, 还需要确定临界截面 A_{cr} 和相应的汽流临界速度 c_{cr} 。

由热力学已知, 只要将式 (1.2.1) 的微分形式

$$\frac{dp}{p} + \kappa \frac{dv}{v} = 0 \quad (1.2.11)$$

和式 (1.2.3) 与 (1.2.7) 两式相结合, 就可以得到 c_{cr} 和临界压力 p_{cr} , 或临界压力比 $\varepsilon_{cr} = p_{cr}/p_0^*$ 的一般表达式:

$$c_{cr} = a = \sqrt{\kappa p_{cr} v_{cr}} = \sqrt{\frac{2}{\kappa + 1}} \cdot \sqrt{\kappa p_0^* v_0^*} \quad (1.2.12)$$

$$\varepsilon_{cr} = \frac{p_{cr}}{p_0^*} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa + 1}} \quad (1.2.13)$$

对过热蒸汽 $\kappa = 1.3$, $\varepsilon_{cr} = 0.546$, $c_{cr} = 1.063 \sqrt{p_0^* v_0^*}$; 对饱和蒸汽 $\kappa = 1.135$, $\varepsilon_{cr} = 0.577$, $c_{cr} = 1.031 \sqrt{p_0^* v_0^*}$ 。所以, 在流体性质确定以后, c_{cr} 和 ε_{cr} 都只决定于已知的喷管进口参数。因此, 将式 (1.2.2) 应用于临界截面, 就可由 c_{cr} 和 G 来确定 A_{cr} 。这里并没有超出上述三个基本公式的范围。

1.2.2 实际的流动过程

蒸汽在喷管中的实际流动是有损失的。因此, 整个过程虽是绝热的, 但不是等熵的。图 1.2.2 示意地在 $i-s$ 图上表示了蒸汽在喷管中的等熵流动过程 (0^*01_s) 和实际绝热流动过程 (0^*01)。

对等熵流动而言, 过程的终点为 1_s , 相应的焓值为 i_{1s} , 滞止等熵 (理想) 绝热降为 $h_{1s}^* = i_0^* - i_{1s}$, 与此理想绝热降相对应的理想速度 c_{1s} 由式 (1.2.6) 决定。实际过程中存在的流动阻力所产生的热量使喷管内每一个截面的蒸汽在等压下受热而熵值增加, 因此整个过程曲线由 0^*01_s 位置移到右方 0^*01 位置。同时, 由于一部分蒸汽的热能消耗于克服流动阻力, 因而使蒸汽动能减少, 这样, 每一个截面上的汽流速度就都比相应的理论值有所降低。实际速度与理论速度的比值一般用 ϕ 代

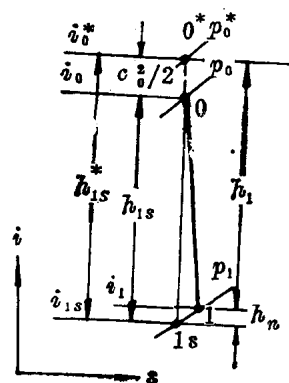


图 1.2.2 $i-s$ 图上喷管流动过程

表, φ 叫作喷管的速度系数。所以喷管出口截面上的汽流速度的计算公式可以写为:

$$c_1 = \varphi c_{1s} = \varphi \sqrt{2 \left[(i_0 - i_{1s}) + \frac{c_0^2}{2} \right]} = \varphi \sqrt{2(i_0^* - i_{1s})}$$

$$= \varphi \sqrt{2h_{1s}^*} \quad (1.2.14)$$

由图 1.2.2 中两个流动过程的对比, 很容易得到下列一些关系:

$$h_1 = i_0^* - i_1 = \frac{c_1^2}{2} = \frac{\varphi^2 c_{1s}^2}{2} = \varphi^2 h_{1s}^*$$

$$h_n = h_{1s}^* - h_1 = (1 - \varphi^2) h_{1s}^* = (1 - \varphi^2) \frac{c_{1s}^2}{2}$$

$$= \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) h_1 = \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) \frac{c_1^2}{2} \quad (1.2.15)$$

不难理解, $\varphi^2 = h_1/h_{1s}^*$ 所表示的是喷管效率, 因为它表示了通过喷管的蒸汽所具有的热能转换成蒸汽动能的百分比。 h_n 很明显地代表了喷管内的能量损失。因此, $1 - \varphi^2 = h_n/h_{1s}^*$ 可以叫作喷管的损失系数。如果用 ζ_n 来代表这个系数, 则

$$\zeta_n = 1 - \varphi^2 \text{ 或 } \varphi = \sqrt{1 - \zeta_n} \quad (1.2.16)$$

这就是喷管的损失系数与速度系数之间的关系。

在应用式 (1.2.2) 来计算 A_1 时, 对等熵过程应该用 c_{1s} 和 v_{1s} 代入该式, 而对实际绝热过程则用 c_1 和 v_1 代入。既然 $c_1 < c_{1s}$, 而 $v_1 > v_{1s}$, 所以实际上需要一个比理想面积大些的 A_1 才能通过给定的流量 G 。

如前所述, 式 (1.2.1) 是代表等熵流动中 p - v 关系的热力过程方程。类似地, 我们可以用下式来代表一个实际的绝热流动过程中的 p - v 关系:

$$p_0 v_0^n = p_1 v_1^n = \text{常数}$$

其中 n 是小于等熵指数 κ 但大于 1 的一个数值。当 $n = \kappa$ 时, 图 1.2.2 中的 01 过程曲线就与 01_s 等熵线相合; 当 $n = 1$ 时, 喷管流动成了等温过程, 01 线将接近于一条水平等焓线。由此可见, n 与 κ 之间的关系必定与喷管的效率 φ^2 有关, 因为 φ^2 的大小就决定了 01 曲线在 i - s 图上的实际位置。

对于给定的喷管, φ 可以视为定值。在这样的条件下, 由热力学基本关系可以推导出 n 与 φ^2 和 κ 的关系式如下:

$$n = \frac{\kappa}{\kappa + \varphi^2(1 - \kappa)} \quad (1.2.17)$$

此式表明, 当 $\varphi^2 = 1$ 时, $n = \kappa$; 当 $\varphi^2 = 0$ 时, $n = 1$ 。

图 1.2.3 是式 (1.2.17) 的图解, 曲线 1 和 2 依次代表过热蒸汽喷管和饱和蒸汽喷管中指数 n 随喷管效率 φ^2 的降低而减小的情况。在 φ^2 的实用范围内基本上是直线规律。

实际汽流中的摩擦力既然使喷管各个截面上的汽流速度减小, 当然也将影响到临界截面的流动情况。从理论上分析, 在临界截面上游一段流程中的阻力应使理论临界截面上的压比 ε_{cr} 升高 (参见式 (1.2.13)),

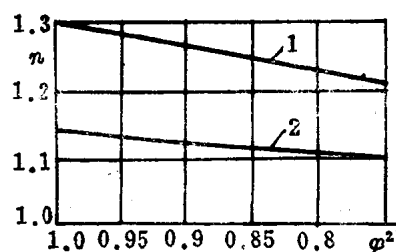


图 1.2.3 n 随 φ^2 而变的规律
曲线 1—过热蒸汽 曲线 2—饱和蒸汽