



火力发电厂节能技术丛书

中国电力企业联合会科技服务中心 合编
华中科技大学能源与动力工程学院

汽轮机设备及系统节能



中国电力出版社
www.cepp.com.cn



火力发电厂节能技术丛书

中国电力企业联合会科技服务中心 合编
华中科技大学能源与动力工程学院

汽轮机设备及系统节能



中国电力出版社
www.cepp.com.cn

本书是《火力发电厂节能技术丛书》之一。

本书以火力发电厂汽轮机设备及系统为对象，论述其工作过程中可能存在的能量损失及以节能为目标的运行优化技术和改造措施，并给出了参考案例和经济性分析方法。全书共分九章，包括汽轮机通流部分改造，汽封及系统改造，进、排气结构优化与改造，凝汽系统改造，汽轮机调峰运行节能，多机组负荷优化分配，供热汽轮机运行节能与改造和大型汽轮机快速冷却问题等。

本书可供从事火电机组设计、运行工作的工程技术及管理人员使用，也可供高等院校相关专业师生参考。

图书在版编目 (CIP) 数据

汽轮机设备及系统节能/中国电力企业联合会科技服务中心，华中科技大学能源与动力工程学院编. —北京：中国电力出版社，2008.3

(火力发电厂节能技术丛书)

ISBN 978-7-5083-6715-6

I. 汽… II. ①中…②华… III. 火电厂-蒸汽透平-节能 IV. TM621.4

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2008) 第 014720 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

*

2008 年 3 月第一版 2008 年 3 月北京第一次印刷
787 毫米×1092 毫米 16 开本 11.75 印张 260 千字
印数 0001—3000 册 定价 35.00 元

敬告读者

本书封面贴有防伪标签，加热后中心图案消失
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

火力发电厂节能技术丛书

编 审 委 员 会

主任委员：李玉生

副主任委员：（按姓氏笔画为序）

刘传柱 刘建明 安洪光 祁智明 何 勇

周怀春 侯国立 赵 平 韩大伟 靳东来

委 员：（按姓氏笔画为序）

马国林 王彤音 石朝夕 毕诗方 吴玉鹏

李文学 陈 刚 陈汉平 罗发青 席志红

郭云高 陶洪才 高 伟 黄树红 曾汉才

主 编：周怀春

副 主 编：（按姓氏笔画为序）

王 坤 张小平 张燕平 杨 涛

参 编：（按姓氏笔画为序）

于 斐 马洪波 叶 涛 吴立增 张兴营

张春伟 张聘亭 李永生 李建兰 李昱彤

汪致远 陈汉平 陈 刚 陈 兵 岳 乔

姚斯亮 祝 宪 贺国强 席志红 郭云高

高 伟 黄树红 曾汉才

审 稿：（按姓氏笔画为序）

马永真 周世祥 雍双春 靖长财

前言

“建设节约型社会，实现可持续发展”已经被明确为我国的基本国策。资源与环境的压力，迫切要求各领域(尤其是产能和耗能单位)落实国家既定的发展目标。随着一次能源转换为电能的比重、电能占终端能源消费量的比重不断提高，电力行业固有的资源密集型、资源紧缺性的特点，使电力行业成为我国环境资源工作的关键所在，建设节约型电力企业的重任摆在了所有电力工作者的面前。

电力工业是技术密集型工业，能量的转换和传输是一个关联性强、比较复杂的系统，因而节能工作实施的效果往往不能通过单独的一个环节来认定，也不能片面强调节约而忽略安全。之前电力企业在某些节能工作方面的“谨慎”态度，一定程度上也说明了推动电力行业节能的工作的艰巨性和复杂性。因此，电力行业节能工作应该遵循科学、系统、实践、推广的规律，既不能畏难不前，也不能求快冒进。

为了有效地配合电力企业节能工作的开展，发挥电力行业技术服务部门的作用，中国电力企业联合会科技服务中心在认真分析了电力企业节能工作特点的基础上，联合华中科技大学，有针对性地组织编写了《火力发电厂节能技术丛书》(以下简称《丛书》)，分为《锅炉机组节能》、《汽轮机设备与系统节能》、《热力系统节能》、《节能与控制》四个分册。《丛书》突出强调三个方面：

1. 实用性：强调应用、借鉴和参考价值。建立以电力企业生产过程中涉及的能量转换原理、能量传输过程为依据，以节能分析为展开线索，以节能手段为落脚点的三重结构。
2. 开放性：强调聚集全行业的智慧和经验。《丛书》的编写不局限于某几个人的思路，而是面向电力行业所有相关人员，并长期向电力行业开展电力节能案例征集工作。
3. 长期性：强调在完善总结的基础上，与时俱进地跟踪反映电力节能技术的发展。随着认识水平的提升、技术的进步，会产生很多新的、实用的节能措施和手段，《丛书》将根据电力行业的节能技术的进展情况适时再版。

相信在大家的关注和支持下，随着时间的推移、认识的加深、经验的积累，《丛书》一定会为电力企业的节能工作发挥积极的作用。

《丛书》的编写得到了各电力集团公司和发电企业的大力支持和指导，在此表示衷心的感谢！

由于水平所限、时间仓促，又加上电力节能技术是一个围绕实践、应用发展起来的跨专业、跨学科的技术汇总和研究，因而《丛书》疏漏、错误之处在所难免，敬请广大读者批评指正！

《火力发电厂节能技术丛书》编委会

2008年1月

分册前言

汽轮机设备及系统是火电站、核电站的重要组成部分，承担了将蒸汽的热能转换为机械能的任务。随着全社会对节能减排的重视和关注，如何减少汽轮机设备及系统的能量损失，并提高工作效率，是所有从业人员所面临的挑战。国内外发电企业以节能为目标，从运行优化和节能改造两个方面进行了许多有益的尝试，并已取得了很好的效果。

本书作为《火力发电厂节能技术丛书》之一，对汽轮机设备及系统的优化运行和节能改造技术进行了较为系统的论述，包括汽轮机设备及系统节能技术的理论基础、近年来成功的改造经验和优化运行实践，并辅以大量典型案例及其技术经济性分析。书中所列举的改造实例均来自公开发表的文献资料。在此谨向本书所引用文献的全体作者致以衷心的感谢！

本书由王坤、杨涛、黄树红主编，张聘亭、姚斯亮等参与编写。北京国华电力技术研究中心有限公司总工程师靖长财审阅全书，并提出宝贵意见，在此表示衷心的感谢。

在本书编写过程中，中国电力企业联合会科技服务中心的席志红先生、郭云高先生，华中科技大学能源与动力工程学院周怀春教授、高伟教授、韩守木教授、张燕平副教授给予了有力指导和大量帮助，在此表示诚挚的谢意！

由于水平所限，加之时间仓促，疏漏之处在所难免，恳请读者批评指正。

编者 量 2008年1月

《丛书》

《丛书》

《丛书》

《丛书》

《丛书》

会委编《丛书木技论专飞串发代火》

目 录

前言	1
分册前言	
第一章 汽轮机及其能量损失	1
第一节 汽轮机的级	1
第二节 多级汽轮机	3
第三节 汽轮机损失	5
第四节 多级汽轮机的经济性	9
第五节 凝汽设备与系统	12
第二章 汽轮机通流部分改造	17
第三章 汽封及系统改造	28
第一节 汽封结构节能改造	28
第二节 轴封系统改造与节能	34
第四章 汽轮机进、排汽结构优化	44
第一节 进汽结构优化	44
第二节 排汽结构优化	46
第五章 凝汽系统节能	51
第一节 凝汽器节能优化	51
第二节 冷却塔节能与节水	73
第六章 汽轮机调峰运行与节能	80
第一节 火电厂调峰方式介绍	80
第二节 两班制启停调峰	81
第三节 低负荷调峰	81
第四节 最佳调峰方式的确定	83
第五节 汽轮机变负荷优化运行	90
第六节 热电厂的调峰优化运行	106
第七章 多机组负荷优化分配与节能	110
第一节 负荷优化配合理论与方法	110
第二节 其他案例	123
第八章 供热汽轮机节能	136

第一节	供热汽轮机的特点.....	136
第二节	供热汽轮机节能改造案例.....	137
第三节	纯凝汽式机组改供热机组.....	141
第四节	热、电、冷三联供改造.....	154
第九章	大型汽轮机快速冷却问题	161
第一节	大型汽轮机快速冷却技术简介.....	161
第二节	快速冷却案例.....	162
参考文献	174
1
3
2
0
15
71
88
88
4E
44
44
40
12
21
53
80
80
81
81
88
90
100
110
110
153
158

汽轮机及其能量损失

汽轮机又称蒸汽透平，是将蒸汽的热能转换成机械功的一种旋转式原动机，主要用作发电用，也可直接驱动各种泵、风机、压缩机和船舶螺旋桨等，还可以利用汽轮机的排汽或中间抽汽满足生产和生活上的供热需要。与其他形式的原动机（如蒸汽机、汽油机、柴油机、燃气轮机等）相比，汽轮机具有单机功率大、热经济性好、运行安全可靠及使用寿命长等优点。

汽轮机种类很多，并有不同的分类方法。按工作原理分，有冲动式汽轮机、反动式汽轮机和速度级汽轮机。按热力特性分，有凝汽式、背压式和抽汽式等类型。凝汽式汽轮机排出的蒸汽流入凝汽器，排汽压力低于大气压力，因此具有良好的热力性能，是最为常用的一种汽轮机；背压式汽轮机的排汽压力大于大气压力的汽轮机；抽汽式汽轮机是能从中间级抽出蒸汽供热的汽轮机。

汽轮机装置的热经济性用汽轮机热耗率或热效率表示。汽轮机热耗率是每输出单位机械功所消耗的蒸汽热量，热效率是输出机械功与所耗蒸汽热量之比。一座汽轮发电机总功率为 1000MW 的电站，每年约需耗用标准煤 230 万 t。如果热效率绝对值能提高 1%，每年可节约标准煤 6 万 t。因此，提高汽轮机的热效率对节约能源有重大意义，一直以来受到高度重视。

第一节 汽轮机的级

在轴流式汽轮机中，由一系列喷嘴叶栅（静叶栅）和其后紧邻的一系列动叶栅所构成的热功转换基本单元称为汽轮机的级。叶栅是一圈叶片沿圆周方向排列而成的结构。叶栅内部为蒸汽流动通道，如图 1-1 所示。冲动式汽轮机级的喷嘴叶栅一般安装在固定不动的隔板上；动叶栅安装在叶轮的外缘上，随叶轮和轴一起转动。

在汽轮机每一级内，蒸汽将首先在喷嘴叶栅内完成自身热能到动能的转换，然后蒸汽的动能将在动叶叶栅内通过冲动作用或反动作用，将自身的动能传递给汽轮机转子。反动度是描述蒸汽在动叶叶栅内膨胀程度的指标。在现代汽轮机设计中，一般都会考虑使级具有一定的反动度，让蒸汽在流经动叶栅时，也进行一定的膨胀。这主要是为了改善蒸汽在动叶栅气道内的流动状态，减少流动损失。

根据反动度的大小，可以将级分为纯冲动级、反动级、冲动级等类型。

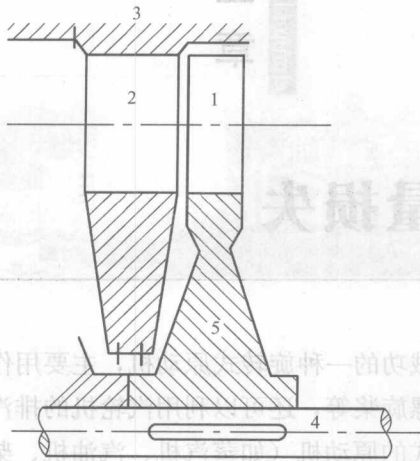


图 1-1 汽轮机级示意图

- 1—动叶栅；2—喷嘴叶栅；3—汽缸；
- 4—汽轮机轴；5—叶轮

一、纯冲动级

反动度为零的级称为纯冲动级。它的特点是蒸汽只在喷嘴中膨胀，将级的理想焓降全部集中在喷嘴中转变成为动能，然后进入动叶栅改变方向，同时将动能转换成转子旋转的机械能。动叶采用等截面流道，叶型对称弯曲。

1. 单列纯冲动级

图 1-2 为只有一列动叶栅的纯冲动级中喷嘴和与之配合的工作叶片的纵断面图，图 1-2 中也示出了蒸汽压力和速度的变化曲线。

由于工作叶片前后压力相同，因此叶轮与汽缸之间的径向间隙可设计得大些。即使这样，这些间隙的漏汽损失也还是很少的。从理论上讲，纯冲动级不存在轴向推力，但实际设计较大容量的冲动式汽轮机带有一定比例的反动度，具备了反动作用原理的本质特征，所以存在轴向推力，有必要进行平衡。纯冲动级的做功能力大，但效率比较低。

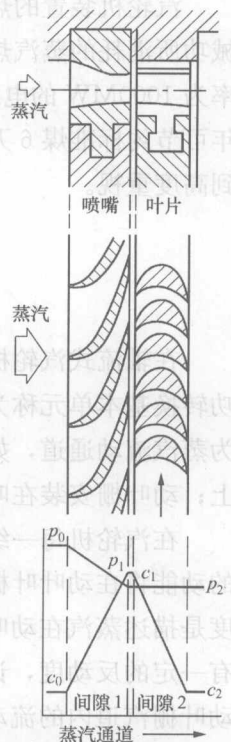
2. 双列速度级

一般的冲动级上只有一个叶轮，如果希望汽轮机的第一级内新蒸汽压力和温度都有很大下降，就需要使蒸汽在喷嘴内产生较大的焓降，而这些焓降所导致的较大蒸汽速度难以在一列动叶栅中被全部利用。因此，在双列速度级中，蒸汽的速度能在第一列工作叶片中只能被部分利用起来，在通过一系列固定的导向叶片改变方向后，进入第二列工作叶片（见图 1-3），剩余的速度能继续转变成转轮的机械能。

速度级的焓降大，但效率较低，常用于单级汽轮机和中、小型多级汽轮机的第一级。速度级多数是双列的，少数是三列的，可以部分地进汽冲动，也可以全周进汽冲动。

二、反动级与冲动级

反动度 $\Omega=0.5$ 的级称为反动级（见图 1-4），其蒸汽在喷嘴和动叶中的理想焓降相等。因为蒸汽在动叶栅中的膨胀程度较大，所以动叶栅内的流动效率比纯冲动级高，但动叶顶部漏汽量也比纯冲动级大。虽然反动级的效率高于冲动级，但其整级的理想焓降较小，所以现代冲动式汽轮机中广泛采用具有一定反动度的冲动级，简称为冲动级。一般取这种级的反动度 $\Omega=0.05\sim 0.20$ 。冲动级的做功能力比反动级的大，效率又比纯冲动级的高，所以得到了广泛应用。图 1-2 纯冲动级示意图



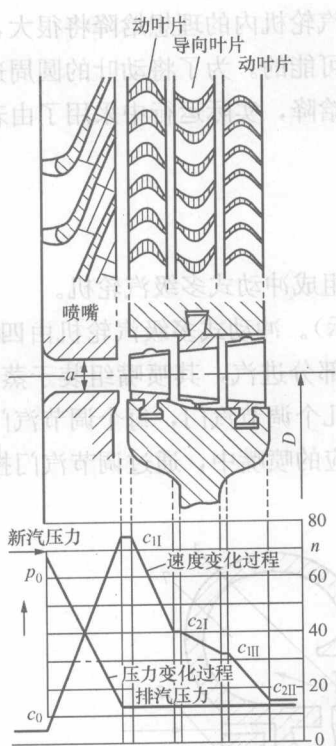


图 1-3 速度级示意图



图 1-4 反动级示意图

三、调节级

通汽面积能随负荷改变而改变的级称为调节级。调节级在运行时，可以通过改变第一级喷嘴面积的方法调节进汽量，从而达到调节汽轮机负荷的目的。中、小型汽轮机常用复速级作为调节级，而大型汽轮机常用单列冲动级作为调节级。

第二节 多级汽轮机

为了提高汽轮机设备的经济性，可以采用包括改进各级叶片的叶型设计（以减少流动损失）和降低阀门及进排汽管损失等措施，以获得尽可能高的级内效率；也可以通过提高汽轮机的进汽参数，降低其排汽压力的方式，以获得尽可能高的循环效率。

根据热力学原理，新蒸汽参数越高，热力循环的热效率也越高。早期汽轮机所用新蒸汽压力和温度都较低，热效率低于 20%。现代大型汽轮机通常采用新蒸汽压力为 24MPa、新蒸汽温度和再热温度为 535~565℃ 的超临界参数，或新蒸汽压力为 16.5MPa、新蒸汽温度和再热温度为 535℃ 的亚临界参数。使用这些汽轮机的电站热效率约为 40%。另外，汽轮机的排汽压力越低，蒸汽循环的热效率就越高。如果采用过低的排汽压力，就需要增大冷却水流量或增大凝汽器冷却面积，同时末级叶片也较长。凝汽式汽轮机常用的排汽压力为

0.005~0.008MPa。

随着进汽参数的提高和排汽压力的降低，蒸汽在汽轮机内的理想焓降将很大，这样大的理想焓降要在一个冲动级内进行能量转换显然是不可能的。为了将动叶的圆周速度限制在材料所允许的范围内，同时又能有效地利用较大的焓降，实际运行中采用了由若干个级组成的多级汽轮机。

一、冲动式多级汽轮机的通流部分

如果将冲动式单级叶轮一个接一个连接起来，就组成冲动式多级汽轮机。

冲动式多级汽轮机通流部分示意图（如图 1-5 所示）。冲动式多级汽轮机由四级组成，第一级为调节级，其余三级为压力级。调节级一般为部分进汽，其喷嘴组装于蒸汽室中。从锅炉来的新蒸汽，经过自动主汽门流入依次开启的几个调节汽门，每个调节汽门控制一个喷嘴组。当新蒸汽从调节汽门流出来便进入与其对应的喷嘴中，通过调节汽门控制进汽量，以满足外界负荷的需求。

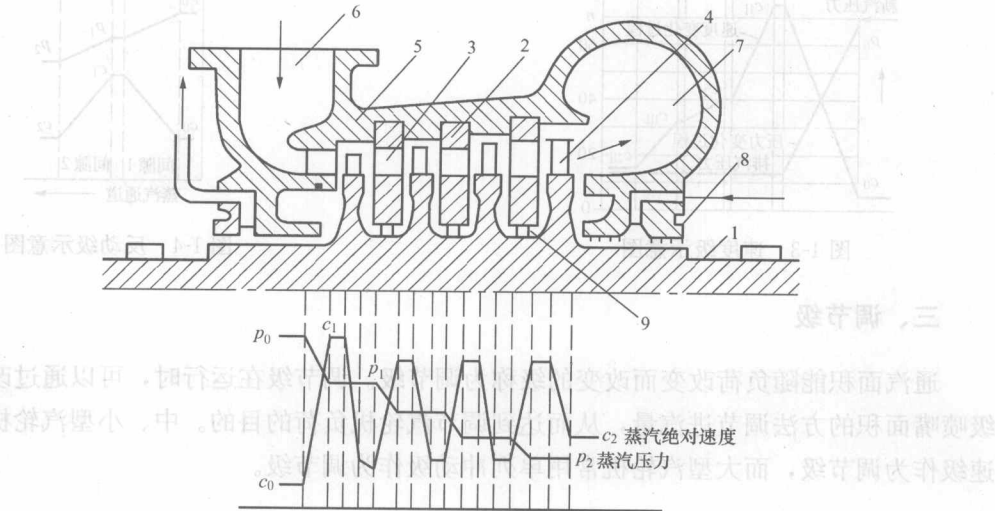


图 1-5 冲动式汽轮机通流部分示意图

1—转子；2—隔板；3—喷嘴；4—动叶栅；

5—汽缸；6—蒸汽室；7—排汽管；8—轴封；9—隔板汽封

二、反动式多级汽轮机的通流部分

反动式多级汽轮机通流部分示意图（如图 1-6 所示）。反动式多级汽轮机共四级。与冲动式多级汽轮机相比，反动式多级汽轮机采用了鼓形转子，蒸汽在静叶栅汽道和工作叶栅汽道中都发生焓降。因为反动式汽轮机动叶片前后蒸汽压差较大，所以动叶片上将产生很大的轴向推力。为了减少轴向推力，高压端轴封设有平衡活塞，经连接管与汽轮机排汽室相通，使平衡活塞上作用一个与汽流的轴向推力相反的平衡力。当平衡活塞的面积选择适当时，可较好地平衡轴向推力。

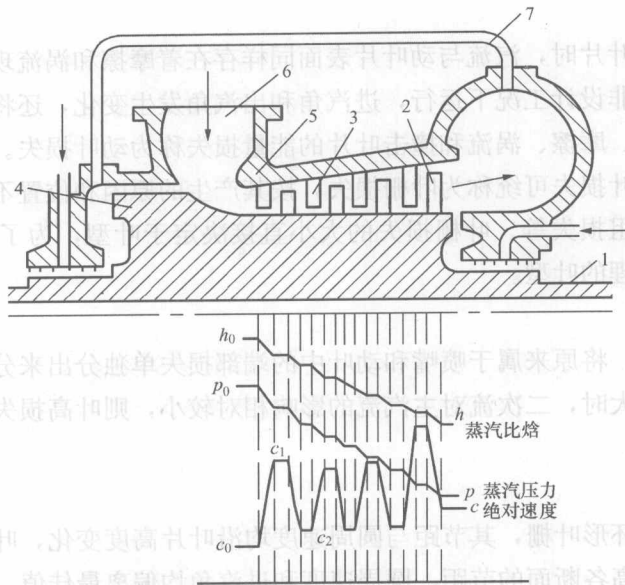


图 1-6 反动式汽轮机通流部分示意图

1—鼓形转子；2—动叶栅；3—静叶栅；4—平衡活塞；

5—汽缸；6—蒸汽室；7—连接管

第三节 汽轮机损失

汽轮机并不能把蒸汽的理想焓降全部转变成为转轴上的机械功，因为在实际的能量转换过程中，各种损失的存在使得汽轮机级发出的有效功减少。

汽轮机的损失一般可分汽轮机内部损失和外部损失。

一、汽轮机内部损失

汽轮机内部损失是指直接影响蒸汽热力状态的各种损失，如喷嘴损失、叶片损失、余速损失、叶高损失、扇形损失、摩擦鼓风损失、部分进汽损失、漏汽损失、湿气损失、进汽机构的节流损失及排汽管压力损失等。应该指出，并不是每一级都同时存在这些损失的。如在全周进汽的级中就不存在部分进汽损失；在叶片较长而又不采用扭叶片的级中，才有扇形损失；采用轮鼓的反动式汽轮机就不用考虑叶轮摩擦损失；不在湿汽区工作的级就没有湿汽损失等。

1. 喷嘴损失

在实际热力过程中，蒸汽流经喷嘴时将发生膨胀，此时蒸汽的热能将转换为其自身流动的速度能。由于汽流与喷嘴面之间的摩擦及流动中的涡流现象等均将导致不可逆损失，称为喷嘴损失。喷嘴损失的存在使得级内实际焓降比理想情况下有所减少。喷嘴损失与喷嘴高度、叶型、汽道形状、表面粗糙度和前后压力等因素有关，与喷嘴高度关系最为密切。在强度允许的条件下，应尽量采用宽度较小或较窄的喷嘴。

2. 动叶损失

当蒸汽流经动叶片时，汽流与动叶片表面同样存在着摩擦和涡流现象。此外，蒸汽进入叶片时，如果在非设计工况下运行，进汽角和出汽角发生变化，还将发生蒸汽对叶片的内弧和背弧的撞击。摩擦、涡流和撞击叶片的能量损失称为动叶损失。

喷嘴损失和动叶损失可统称为叶栅损失，按其产生的原因和位置不同又可分为叶型损失、叶端损失和波阻损失等。叶栅损失的大小直接决定于叶型，为了减小损失、提高效率，应尽量采用合理的叶型。

3. 叶高损失

为了便于分析，将原来属于喷嘴和动叶中的端部损失单独分出来分析计算，称为叶高损失。叶片高度较大时，二次流对主汽流的影响相对较小，则叶高损失较小；反之，短叶片的叶高损失就大。

4. 扇形损失

汽轮机叶栅是环形叶栅，其节距与圆周速度均沿叶片高度变化，叶高越大，变化越显著，因而叶栅沿叶高各断面的节距、圆周速度和进汽角均偏离最佳值，即平均直径处的设计值，增加了流动损失。此外，在等截面直叶片级的轴向间隙中，还会产生径向流动损失。这些损失统称为扇形损失，它与径高比的平方成反比。

5. 余速损失

当蒸汽离开动叶片时，其出口速度并不为零，这部分速度所代表的动能在本级中无法被利用。这项损失称为余速损失。对于多级汽轮机的前面级，上一级排汽动能可以部分地被下一级所利用，称为余速利用。这是多级汽轮机比单级汽轮机效率高的主要原因之一。

通常在讨论级内损失时，一般将喷嘴损失、叶片损失和余速损失之和统称为轮周损失。

6. 叶轮摩擦损失

叶轮摩擦损失的产生原因是蒸汽的黏性，在转动的叶轮表面和静止不动的隔板或汽缸之间形成了速度差，产生内摩擦，从而损失一部分能量。另外，靠近叶轮侧的蒸汽，由于受离心力的作用，产生了径向流动，隔板或汽缸处的蒸汽因速度较小，自然向中心流动，填补叶轮处蒸汽径向流动所造成的空隙，这样就形成叶轮两侧的蒸汽涡流，同时也增加摩擦阻力，消耗叶轮部分有用功，如图 1-7 所示。

叶轮摩擦损失与蒸汽比体积、级的容量成反比。

因此，汽轮机高压部分各级的摩擦损失比低压段各级的大。有时低压级由于比体积大，这项损失甚至可以忽略不计。此外，叶轮摩擦损失系数也随级的速度比的增加而急剧增大，随级的流量减小而增大。

7. 部分进汽损失

部分进汽损失由鼓风损失和斥汽损失两部分组成。

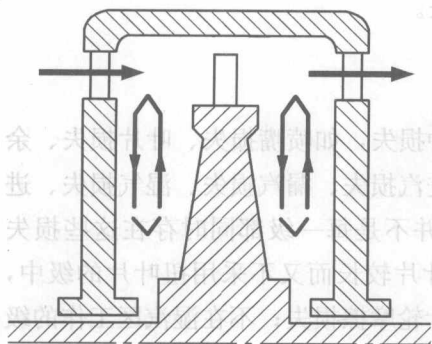


图 1-7 摩擦鼓风损失示意图

鼓风损失是由于级的部分进汽度小于1所引起的。在部分进汽的级中，只是在装有喷嘴的弧段才有蒸汽通过动叶汽道。当动叶进入到无喷嘴的弧段时，因为在这个弧段里，轴向间隙里已经充满了停滞的蒸汽，所以动叶旋转时，动叶两侧就与这些停滞的蒸汽摩擦，产生摩擦损失。同时，叶轮产生鼓风作用，将非工作蒸汽从叶轮的一侧鼓到另一侧，消耗一部分有用功，形成鼓风损失。实验证明，鼓风损失仍是动叶两侧的摩擦损失引起的。

部分进汽损失与部分进汽度的关系很密切，部分进汽度越小，损失越大。为了减小这项损失，除应选择合适的部分进汽度外，还可以采用加防护罩的方法，把不装喷嘴弧段部分的动叶两侧用护套罩起来，护套壁面与动叶之间只有较小的间隙，使动叶只在护套内的少量蒸汽中转动，减小了鼓风作用，使鼓风损失大为减小。部分进汽时蒸汽流动示意如图1-8所示。

斥汽损失发生在有蒸汽通过的弧段内，因为动叶栅经过不装喷嘴的弧段时，汽道内已经充满了停滞的气体，当动叶进入工作弧段时，喷嘴中流出的高速汽流要排斥并加速停滞在汽道中的蒸汽，从而消耗了工作蒸汽的一部分能量。此外，由于叶轮高速旋转，在喷嘴组出口端与叶轮的间隙中发生了漏汽，而在喷嘴组进入端的间隙中，则将一部分停滞的蒸汽吸入汽道，也形成了损失。这些损失统称为斥汽损失，或称为弧端损失。

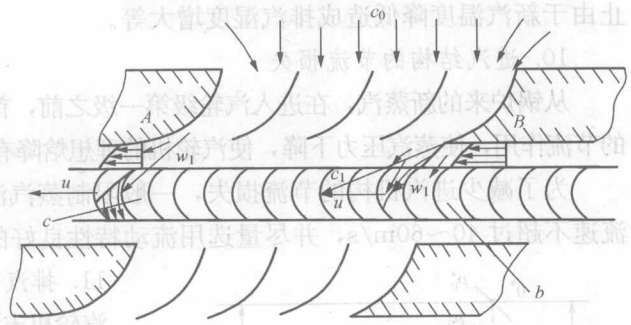


图1-8 部分进汽时蒸汽流动示意图

为了减少部分进汽损失，除了尽量设法减少喷嘴组数外，还应尽可能使两组喷嘴之间的距离不大于喷嘴叶栅的节距，这样，就可以把它们作为一个喷嘴组计算。同时，还应力求使部分进汽度小于0.5，以避免由于通过隔板中分面结构的原因，不得不将喷嘴组再分为两组，使斥汽损失显著地增大。

8. 漏汽损失

由于级的动、静部分之间存在着间隙，和隔板前、后存在着较大的压力差，因而进入喷嘴的蒸汽，总有一部分蒸汽从间隙中漏过，这部分蒸汽不仅不能参与主流做功，而且还干扰主流造成损失，这种损失称为漏汽损失，如图1-9所示。

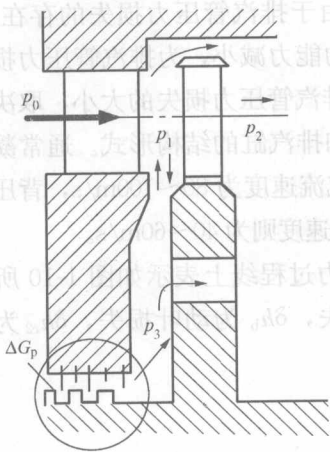


图1-9 漏汽损失示意图

漏汽损失比较复杂，由于冲动级和反动级的结构不同，级内漏汽量的大小和漏汽对级效率的影响也不同，一般来说，反动级的漏汽损失比冲动级大。

级内漏汽量的大小正比于间隙面积和间隙两侧压力差，因此为了减少漏汽损失，应从减少间隙面积和压差着手。

9. 湿汽损失

湿汽损失只发生在低压部分湿蒸汽工作的级中。湿蒸汽含有极微小的水滴，这些水滴不能膨胀做功，减少了蒸汽的做功能力；水滴流速小于汽流的速度，要靠周围蒸汽的携带，消耗了蒸汽的做功能力；同时速度较低的水滴进入动叶时（动叶的圆周速度不变），会引起水滴撞击背弧，产生阻止叶轮旋转的作用，减少叶轮的有用功，造成损失；湿蒸汽在喷嘴中膨胀时，由于气态变化非常快，使蒸汽的一部分来不及凝结成水，汽化潜热没有释放出来，形成过饱和蒸汽（或称过冷蒸汽），致使蒸汽的理想焓降减小，造成过冷损失。这些损失统称为湿汽损失。

降低湿汽损失的措施包括，在运行中应尽量保持汽轮机在额定的新汽温度下运行，防止由于新汽温度降低造成排汽湿度增大等。

10. 进汽结构的节流损失

从锅炉来的新蒸汽，在进入汽轮机第一级之前，首先要经过主汽门和调节汽门，由于阀门的节流作用，使蒸汽压力下降，使汽轮机的理想焓降有所减少，称为进汽结构的节流损失。

为了减少进汽机构的节流损失，一般限制蒸汽流过自动主汽门、蒸汽管道和蒸汽室的流速不超过 $40\sim 60\text{m/s}$ ，并尽量选用流动特性良好的阀门结构等。

11. 排汽管压力损失

汽轮机末级动叶排出的乏汽由排汽管引至凝汽器。乏汽在排汽管中流动时，因产生摩擦、涡流等也会形成压力降低，即汽轮机末级动叶后压力高于凝汽器压力。此压降并未做功，而是用于克服流动阻力，所以称为排汽管压力损失。由于排汽管压力损失的存在，使蒸汽在汽轮机中的做功能力减小，为排汽管压力损失所引起的焓降损失。排汽管压力损失的大小，取决于排汽缸中的蒸汽速度和排汽缸的结构形式。通常凝汽式汽轮机排汽管中的汽流速度为 $80\sim 100\text{m/s}$ ，背压式汽轮机排汽管中的汽流速度则为 $40\sim 60\text{m/s}$ 。

上述损失在级的热力过程线上表示如图 1-10 所示，其中 δh_n 为喷嘴损失， δh_b 为动叶损失， δh_{c2} 为余速损失， $\sum \delta h$ 为其他损失。

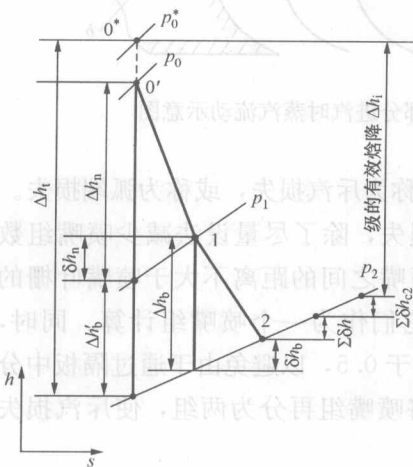


图 1-10 级内各项损失示意图

汽轮机的外部损失

二、汽轮机的外部损失

汽轮机的外部损失是指不影响蒸汽状态的损失，主要是指机械损失和轴端损失。

1. 机械损失

汽轮机运行时，要克服支撑轴承、推力轴承的摩擦阻力及拖动主油泵等消耗的部分有用功，这部分损失称为机械损失。大功率机组的机械损失约占 $0.5\%\sim 1\%$ 。

2. 轴封损失

汽轮机主轴从汽缸两端穿出，轴与汽缸之间存在着间隙，装有端部汽封（也称轴封）。

高压端轴封和低压端轴封用汽不参与做功，造成能量损失，这种损失称为轴端漏汽损失。

三、级的轮周功与最佳速比

蒸汽通过汽轮机的级在动叶片上所做的有效机械功称为轮周功。单位时间内所做的轮周功称为轮周功率。轮周功率是蒸汽对动叶的作用力在圆周方向的分力 F_u 与圆周速度 u 的乘积，这个力越大，汽轮机的功率越大。

$$N_u = F_u \cdot u$$

$$F_u = G(c_1 \cos\alpha_1 + c_2 \cos\alpha_2)$$

式中 F_u ——蒸汽作用在动叶片上的周向分力， $\text{kg} \cdot \text{m}/\text{s}^2$ ；

G ——蒸汽流过动叶的质量流量， kg/s ；

u ——圆周速度， m/s 。

结合速度三角形和余弦定理，轮周功可以用式 (1-1) 表示

$$W_{ul} = \frac{1}{2} [(c_1^2 - c_2^2) + (w_2^2 - w_1^2)] \quad (1-1)$$

为了描述蒸汽在汽轮机级内能量转换的完善程度，通常用各种不同的效率来加以说明。蒸汽在汽轮机级内所作出轮周功 W_{ul} 与它在级内所具有的理想能量 E_0 之比称为级的轮周效率，即

$$\eta_u = \frac{W_{ul}}{E_0} = \frac{\Delta h_u}{E_0} \quad (1-2)$$

在考虑余速损失等因素后，级的轮周效率可用式 (1-3) 表示，即

$$\eta_u = 1 - \zeta_n - \zeta_b - (1 - \mu_1)\zeta_{c2} \quad (1-3)$$

ζ_n 、 ζ_b 、 ζ_{c2} 分别为喷嘴损失、动叶损失和余速损失与级的理想能量之比，称为喷嘴、动叶和余速能量损失系数。

由于喷嘴损失和动叶损失的大小主要取决于叶型，即叶片本身的构造和型线，因此尽量减少余速损失对提高轮周效率具有正面意义。分析动叶进出口速度三角形可知，存在一个最佳的轮周速度与出口蒸汽速度的比例关系，即最佳速度比，用 $(x_1)_{op}$ 表示。在该速比下，余速损失最小。速度比是汽轮机级的一个很重要的特性，其取值直接影响汽轮机的效率和做功能力。对于不同形式的级，其最佳速度比是不相同的。

第四节 多级汽轮机的经济性

一、多级汽轮机的特点

1. 多级汽轮机的重热现象

多级汽轮机的重热现象是指蒸汽在汽轮机内进行能量转换过程中，级内存在的各种损失又重新转变成热能被蒸汽所吸收，前面各级所损失的热能被以后各级作为理想焓降而部分利用的过程。因重热现象而增加的理想焓降占汽轮机理想焓降的百分比称为重热系数。