



350MW超临界压力空冷供热机组技术丛书

汽轮机设备及运行

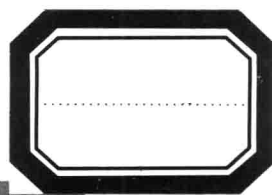
宁夏电力公司教育培训中心 编
国电电力武威发电有限公司



中国电力出版社
CHINA ELECTRIC POWER PRESS



350MW超临界压力空冷供热机组技术丛书



汽轮机设备及运行

宁夏电力公司教育培训中心
国电电力武威发电有限公司 编



中国电力出版社
CHINA ELECTRIC POWER PRESS

内 容 提 要

本书全面、系统地介绍了汽轮机原理、结构、系统、调节原理及运行的基本知识；以 350MW 超临界压力空冷供热机组为研究对象，重点阐述了汽轮机本体设备、汽轮机 DEH 调节原理、火电厂热力系统及其设备、汽轮机运行及维护、热电厂经济指标及节能管理技术，并对直接空冷系统作了简单介绍。本书特别介绍了节能及指标管理方面的知识，为火力发电厂技术人员经济管理提供了计算及分析依据。

本书适合火力发电厂工程技术人员阅读，可作为火力发电厂生产人员上岗培训、转岗培训、技能鉴定和继续教育等培训教材，也可供一般工程技术人员或高等院校、高职高专相关专业师生参考使用。

图书在版编目 (CIP) 数据

汽轮机设备及运行/宁夏电力公司教育培训中心，国电电力武威发电有限公司编. —北京：中国电力出版社，2013.9

(350MW 超临界压力空冷供热机组技术丛书)

ISBN 978 - 7 - 5123 - 4636 - 9

I. ①汽… II. ①宁… ②国… III. ①火电厂—汽轮机运行
IV. ①TM621.4

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2013) 第 143526 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>)

汇鑫印务有限公司印刷

各地新华书店经售

*

2013 年 9 月第一版 2013 年 9 月北京第一次印刷

787 毫米×1092 毫米 16 开本 18.5 印张 436 千字 7 插页

印数 0001—2000 册 定价 48.00 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

编 委 会

主 任 唐 平 张彦祥

副主任 白能武 王波海 郑超英 王 亮
朱学兵

成 员 张莉君 尹正伏 曹中枢 杨新勇
姜纪宁 冯晓峰

编 写 组

组 长 张梅有 于献宇

副组长 马全福 武丽萍 徐 玲

成 员 杨慧丽 李学智 尚文科 王 潇
黄文东 王国彬 白如斌 郑朝宁
夏朝湘 焦晓东 陈 林 田继春
张天文 杨志华

前 言

进入 21 世纪,随着国民经济的飞速发展,工农业生产和人民生活水平的提高及城镇化进程的加快,我国城市民用及工业用热量不断增加,兼顾到供热及机组设备利用率之间的平衡,超临界及超超临界压力火力发电机组已成为我国电力建设的发展趋势,350MW 超临界压力机组已成为我国供热的主力机组。因此,现场有关工程技术人员及机组运行维护人员急需了解和掌握超临界压力空冷供热机组的结构、系统和运行知识。为了满足火力发电机组运行维护的需要,编写了这套《350MW 超临界压力空冷供热机组技术丛书》。

本套丛书包括《锅炉设备及运行》、《汽轮机设备及运行》、《电气设备及运行》、《电厂化学设备及运行》、《热工控制》五个分册,由宁夏电力公司教育培训中心和国电电力武威发电有限公司组织编写。

《汽轮机设备及运行》共由八章组成,其中第一章由宁夏电力公司教育培训中心张梅有和国电电力武威发电有限公司王潇编写;第二章、第三章、第八章由宁夏电力公司电力科学研究院李学智编写;第四章由宁夏电力公司电力科学研究院李学智和国电电力武威发电有限公司夏朝湘编写;第五章由宁夏电力公司教育培训中心张梅有编写;第六章由宁夏电力公司教育培训中心白能武编写;第七章由宁夏电力公司教育培训中心张梅有和国电电力武威发电有限公司于献宇编写。本书由张梅有统稿并担任主编,朱学兵担任主审。

在本书的编写过程中,得到了有关方面的大力支持,在此表示衷心的感谢!

由于作者水平有限,书中难免存在不妥之处,敬请读者批评指正。

编 者
2013 年 2 月

目 录

前言

第一章 汽轮机本体设备	1
第一节 汽轮机概述	1
第二节 汽轮机工作原理	3
第三节 汽轮机技术规范及说明	8
第四节 汽轮机静止部分	15
第五节 汽轮机转动部分	23
第二章 汽轮机 DEH 调节系统	35
第一节 汽轮机调节基础	35
第二节 汽轮机 DEH 数字电液调节系统概述	43
第三节 汽轮机 DEH 数字电液调节系统的控制部件	58
第四节 EH 供油系统设备及运行	86
第三章 汽轮机润滑油系统	96
第一节 汽轮机润滑油系统概述	96
第二节 润滑油系统的主要设备及运行	98
第三节 汽轮机顶轴油系统	104
第四节 小汽轮机润滑油系统	105
第四章 发电机密封油系统	109
第一节 发电机密封油系统运行概述	109
第二节 发电机密封油系统的主要设备	112
第三节 发电机密封油系统的运行维护	114
第五章 热力系统及其设备	116
第一节 主蒸汽、再热蒸汽系统	116
第二节 旁路系统	118
第三节 轴封系统及其设备	124
第四节 辅助蒸汽系统	125
第五节 回热加热系统及其设备	128
第六节 除氧器	149
第七节 给水系统及其设备	160

第八节 凝结水系统及其运行·····	172
第九节 供热系统·····	178
第十节 冷却水系统及其设备·····	184
第六章 空冷系统及抽真空系统·····	190
第一节 空冷系统概述·····	190
第二节 直接空冷系统·····	190
第三节 抽真空系统的作用及组成·····	202
第七章 汽轮机运行·····	205
第一节 汽轮机运行基础知识·····	206
第二节 汽轮机的启动·····	216
第三节 汽轮机的停机·····	227
第四节 汽轮机的配汽方式·····	229
第五节 汽轮机运行工况及对汽轮机安全经济运行的影响·····	231
第八章 节能及指标管理技术·····	240
第一节 电厂节能主要评价指标及管理技术·····	240
第二节 汽轮机专业节能评价指标与技术管理·····	250
第三节 供热机组的管理及电热负荷优化分配·····	264
第四节 单元机组的耗差分析·····	278
第五节 350MW 供热机组的节能措施及效果分析 ·····	282
参考文献·····	285

第一章

汽轮机本体设备

第一节 汽轮机概述

汽轮机是以水蒸气为工质，将蒸汽热能转变成机械能的高速旋转式原动机。与其他热力原动机相比，它具有单机功率大、转速高、运转平稳、效率较高、单位功率制造成本低和使用寿命长等优点，它不仅是现代火电厂普遍采用的发动机，而且还广泛应用于其他行业。在现代火电厂中汽轮机是用来驱动发电机生产电能的，故汽轮机和发电机合称为汽轮发电机组。

一、汽轮机的分类

汽轮机被广泛地应用于国民经济各部门中，由于不同的用户要求不同，生产的汽轮机类型很多。为了便于区分，常按工作原理、热力过程特性、新蒸汽参数等对汽轮机进行分类。

1. 按工作原理分类

根据工作原理不同，可将汽轮机分为冲动式汽轮机和反动式汽轮机。现代火电厂中采用的都是由若干级顺序串联构成的多级汽轮机，来自锅炉的蒸汽依次流过各级，将蒸汽热能转换成机械能。级是汽轮机中最基本的做功单元，在结构上，它由一系列喷嘴叶栅（也称静叶栅）和紧邻其后与之相配合的动叶栅组成。其作用是将蒸汽的热能转变为机械能。

（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，主要由冲动级组成。纯冲动式汽轮机蒸汽仅在喷嘴叶栅（或静叶栅）中膨胀，在动叶栅中不膨胀。近代的冲动式汽轮机，蒸汽在各级动叶栅中都有一定程度的膨胀，但习惯上还是称之为冲动式汽轮机。

（2）反动式汽轮机。按反动作用原理工作的汽轮机称为反动式汽轮机，主要由反动级组成。蒸汽在喷嘴叶栅（或静叶栅）和动叶栅中都进行膨胀，且膨胀程度基本相同。近代的反动式汽轮机常采用冲动级作为第一级，但习惯上还是称之为反动式汽轮机。

2. 按热力特性分类

(1) 凝汽式汽轮机。蒸汽在汽轮机中膨胀做功后, 排汽(乏汽)进入高度真空状态下的凝汽器, 排汽在凝汽器中凝结成水。

(2) 背压式汽轮机。排汽压力高于大气压力, 直接用于供热, 无凝汽器。当排汽作为其他中、低压汽轮机的工作蒸汽时, 称为前置式汽轮机。

(3) 调整抽汽式汽轮机。从汽轮机中间某级后抽出一定参数、一定流量的蒸汽(在规定的压力下)对外供热, 其排汽仍排入凝汽器。根据供热需要, 有一次调整抽汽、二次调整抽汽和多次调整抽汽之分。

(4) 中间再热式汽轮机。蒸汽在汽轮机高压缸膨胀做功后进入再热器, 再次加热后返回汽轮机中低压缸继续膨胀做功。

背压式汽轮机和调整抽汽式汽轮机统称为供热式汽轮机。目前的热电厂均采用调整抽汽式、中间再热汽轮机。

3. 按主蒸汽参数分类

进入汽轮机的蒸汽参数是指进汽的压力和温度, 按不同的压力等级可分为

(1) 高压汽轮机: 主蒸汽压力为 6~10MPa。

(2) 超高压汽轮机: 主蒸汽压力为 12~14MPa。

(3) 亚临界压力汽轮机: 主蒸汽压力为 16~18MPa。

(4) 超临界压力汽轮机: 主蒸汽压力大于 22.15MPa。

(5) 超超临界压力汽轮机: 主蒸汽压力大于 32MPa。

此外, 按汽流方向分类可分为轴流式、辐流式、周流式汽轮机; 按用途分类可分为电站汽轮机、工业汽轮机、船用汽轮机; 按汽缸数目分类可分为单缸、双缸和多缸汽轮机; 按机组转轴数目分类可分为单轴和双轴汽轮机。

二、汽轮机的型号

汽轮机的型号很多, 为了便于使用及识别汽轮机的类别, 通常采用某些特定的符号来表示汽轮机的基本特征, 这种符号组称为汽轮机的型号。

1. 国产汽轮机型号的组成

△XX—□□—☆

△——汽轮机的类型;

XX——汽轮机的额定功率 (MW);

□□——蒸汽参数;

☆——设计次序。

2. 汽轮机形式汉语拼音代号及蒸汽参数表示法

汽轮机形式的汉语拼音代号见表 1-1, 蒸汽参数表示方式见表 1-2。

表 1-1 汽轮机形式的汉语拼音代号

代号	N	B	C	CC	Z	K
形式	凝汽式	背压式	一次调整抽汽式	二次调整抽汽式	中间再热	空冷方式

表 1-2 汽轮机形式的蒸汽参数表示方式

汽轮机类型	蒸汽参数表示方法	示 例
纯凝汽式	主蒸汽压力/主蒸汽温度	N100—8.83/535
中间再热凝汽式	主蒸汽压力/主蒸汽温度/中间再热温度	N300—16.7/537/537
一次调整抽汽式	主蒸汽压力/ 调节抽汽压力	C50—8.83/0.118
二次调整抽汽式	主蒸汽压力/ 高压抽汽压力/低压抽汽压力	CC25—8.83/0.98/0.118
背压式	主蒸汽压力/ 背压	B50—8.83/0.98
抽汽背压式	主蒸汽压力/ 抽汽压力/背压	CB25—8.83/0.98/0.118
中间再热直接空冷凝汽式	主蒸汽压力/主蒸汽温度/中间再热温度	NZK350—24.2/566/566
中间再热、一次调整抽汽、直接空冷凝汽式	主蒸汽压力/抽汽压力/主蒸汽温度/中间再热温度	CZK350/312—24.2/0.38/566/566

第二节 汽轮机工作原理

一、汽轮机基本工作原理

蒸汽对汽轮机转子做功一般有两种方式，即依据冲动作用原理或反动作用原理工作。

1. 冲动作用原理

蒸汽进入汽轮机，在喷嘴中热能转换为蒸汽的动能，高速汽流冲击叶片，由于汽流方向的变化，蒸汽对叶片产生一个冲动力。该冲动力对叶片做功，使叶轮旋转，从而将蒸汽的动能转换成轴旋转的机械能。这种利用冲动力做功的原理，称为冲动作用原理。

2. 反动作用原理

在反动式汽轮机中，进入喷嘴的蒸汽产生膨胀，压力由进口压力降至出口压力，出口汽流达到较高速度，汽流流进动叶后，一方面由于速度方向改变而产生一个冲动力，另一方面蒸汽同时在动叶流道内继续膨胀，压力继续下降，汽流加速产生一个反动力，这种利用反动力做功的原理，称为反动作用原理。显然，反动式汽轮机动叶是在蒸汽的冲动力和反动力同时作用下运动，这种利用冲、反动力作功的汽轮机，称为反动式汽轮机。目前的汽轮机大多数为反动式汽轮机，只是不同的汽轮机其反动度不同。

3. 蒸汽在级内的能量转换过程

汽轮机基本工作单元，称为汽轮机的级，级由一系列静叶栅（喷嘴）和其后的动叶栅（动叶片）组成。只有一个级的汽轮机，称为单级汽轮机；有若干个级的汽轮机，称为多级汽轮机。

为判定蒸汽在动叶片中膨胀的程度，通常采用反动度 Ω_m 来衡量，它等于蒸汽在动叶片中的理想比焓降 (Δh_2) 与级的滞止理想比焓降 (h_1^*) 之比，公式为

$$\Omega_m = \frac{\Delta h_2}{h_1^*} \quad (1-1)$$

式 (1-1) 说明， Δh_2 越大，则 Ω_m 越大，蒸汽对动叶片的反动力也越大。

汽轮机的级根据反动度的大小可分为以下几种形式：

(1) 纯冲动级。反动度 $\Omega_m = 0$ 的级称为纯冲动级。级内能量转换的特点是：级的滞止理想比焓降 Δh_t^* 全部在喷嘴中转换为蒸汽的动能，蒸汽在动叶片中无膨胀，只改变速度方向，仅有冲动力对动叶片做功。因此， $p_1 = p_2$ ， $\Delta h_2 = 0$ ， $\Delta h_1^* = \Delta h_t^*$ 。它的结构特点为动叶叶型近似于对称弯曲，流道不收缩。纯冲动级的比焓降较大（即工作能力大），效率比较低。

(2) 反动级。反动级是指蒸汽在喷嘴和动叶中的理想比焓降相等的级。在反动级中， $\Omega_m \approx 0.5$ ， $p_1 > p_2$ ， $\Delta h_1 = \Delta h_2 = 0.5 \Delta h_t$ ，级内能量转换的特点是：级的理想比焓降 Δh_t 有一半在喷嘴中转换为蒸汽的动能，对动叶片施以冲动力，另一半在动叶片中继续膨胀加速，产生反动力，二者一起对动叶片做功。它的结构特点为动叶片与喷嘴的叶型完全相同，流道均为收缩型。反动级的比焓降比较小，效率比冲动级高。

(3) 带反动度的冲动级。为了提高汽轮机的效率，通常使冲动级带有一定的反动度，一般 Ω_m 取 $0.05 \sim 0.2$ 。这样的级既具有冲动级的特点，又有反动级的因素，简称为冲动级。级内能量转换特点是：蒸汽对动叶片的做功以冲动力为主，一小部分反动力为辅，即 $p_1 > p_2$ ， $\Delta h_1 > \Delta h_2$ 。其叶型（喷嘴、动叶片）介于纯冲动级与反动级之间。它的做功能力比反动级的大，效率比纯冲动级的高，既具有冲动级工作能力大的特点又具有反动级效率高的特点。

二、汽轮机级内损失和级效率

（一）级内损失

在理想情况下，汽轮机级内热能转换为机械能的最大能量等于蒸汽在级内的理想比焓降。实际上由于级内存在着各种各样的损失，蒸汽的理想比焓降不可能全部转变为机械能。级内损失是指那些能影响汽流热力学状态的损失。

汽轮机级内损失包括喷嘴损失 $\Delta h_{n\zeta}$ 、动叶损失 $\Delta h_{b\zeta}$ 、余速损失 Δh_{c2} 、部分进汽损失 Δh_e 、湿汽损失 Δh_x 、漏汽损失 Δh_δ 等。

在下面的讨论中，将着重说明这些损失的成因和影响其大小的因素，以及减小损失的措施。

1. 喷嘴损失 ($\Delta h_{n\zeta}$)

喷嘴出口蒸汽的理想动能与实际动能的差值，代表蒸汽在喷嘴流动过程的动能损失，称为喷嘴损失。根据叶栅理论，减小喷嘴损失的主要途径是改进喷嘴型线，广泛采用渐缩型叶片、窄形叶栅等，增加喷嘴速度系数 Φ ，使喷嘴出口的实际速度 c_1 尽量接近理想速度 c_{1t} 。

2. 动叶损失 ($\Delta h_{b\zeta}$)

动叶出口蒸汽的理想动能与实际动能的差值，代表蒸汽在动叶流动过程的动能损失，称为动叶损失。减小动叶损失的途径同样是改进动叶型线，采用适当的反动度。一般反动度越大，速度系数也越高。

3. 余速损失 (Δh_{c2})

动叶出口汽流的绝对速度 c_2 称为余速，其具有的动能在本级内没有做功，所以是一种损失，即余速损失。对于不同的级，只要我们选用最佳速度比 $(x_1)_{op}$ ，就能使余速损失降到最小。

在汽轮机的中间级中，余速 c_2 在本级内没有做功，但有一部分能量被下一级所利用，

作为下一级喷嘴进口的初速。前级的余速能量往往可被下一级部分利用，例如，在相邻两个级的直径变化不大，中间又无抽汽口时，可认为前级余速的轴向分速能被后一级全部利用，因此在设计时，应努力创造条件，争取充分利用余速能量。

对于调节级、最末级、部分进汽的级、级后面有抽汽口的级以及两级直径变化较大的级，余速能量就认为完全损失掉。

为了更好地利用最末级蒸汽的余速能量，往往将汽轮机的排汽管做成扩压式的，以便回收部分余速能量，增大汽轮机的可用比焓降，提高汽轮机的效率，并可使凝结水的温度接近或稍大于排汽压力下的蒸汽的饱和温度。

4. 部分进汽损失 (Δh_e)

部分进汽损失是由于部分进汽而产生的。因此，只有在部分进汽度 $e < 1$ 的调节级中存在，而对于全周进汽的级 ($e = 1$) 就不存在部分进汽损失。

部分进汽损失由两部分组成，一为鼓风损失，另一为斥汽损失。

对于应用喷嘴调节方式的汽轮机，为了在工况变动时提高汽轮机的效率，往往采用了较多的调节阀，由于一只调节阀控制一组喷嘴，那么喷嘴组的分段数也就比较多，斥汽损失势必较大，这时可利用喷嘴片作为喷嘴组之间的分隔，喷嘴片的进口和调节阀后的汽室壁相连，不进汽的部分将大大减小，斥汽损失也将相应减小。

5. 湿汽损失 (Δh_x)

多级汽轮机的最末几级往往处于湿蒸汽区。对于湿蒸汽级，它们的工作大体上说可分成干蒸汽的工作和水分的工作两部分。由于水分的存在，干蒸汽的工作将受到一定影响，这种影响主要表现为一种能量损失，即湿汽损失。水分存在产生的另一后果是对动叶片材料的冲蚀，故工程实际中采取相应措施减小湿度，从而减小湿蒸汽对动叶的冲蚀作用。

水珠对动叶进汽边的冲击，除使级效率降低外，还会使动叶的表面受到冲蚀而很快损坏。为此，必须采取措施以减小水珠对动叶的冲蚀，通常有以下三类方法。

(1) 减小湿蒸汽中的水分。可采用去湿装置减小湿蒸汽中的水分。它是利用水珠的离心力作用而被抛向通流部分外缘的原理而工作的；也可采用具有吸水缝的空心喷嘴，这些吸水缝可以吸去喷嘴出汽边上的凝结水，从而防止水珠从喷嘴出汽边脱流出去，危害动叶。

(2) 提高动叶的抗冲蚀能力。提高动叶的抗冲蚀能力可为末几级动叶采用耐冲蚀的材料，例如，镍铬钢、不锈锰钢等，均有较好的抗冲蚀性能；也可在动叶进汽边背面上部焊上硬度很高的合金片，形成保护盖板；也可采用电火花中频强化处理、表面氮化、贴硬质合金等方法。

(3) 减小水珠的冲蚀作用。可增大喷嘴和动叶的轴向间隙，则水珠更易被撞碎而雾化。试验证明，喷嘴采用很薄的出汽边，也可使水珠易于雾化。

6. 漏汽损失 (Δh_s)

在前面讨论蒸汽在汽轮机级内流动时，我们认为蒸汽全部都通过喷嘴和动叶的通道，但实际情况并非如此，在级内存在着漏汽。由于漏汽的存在，一方面因为工质数量的减少而产生损失，另一方面，因为漏掉的蒸汽的能量无法做功而产生损失，这两方面的损失通称为漏汽损失。

工程上为了减小漏汽损失,常在漏汽部分加装汽封或减小其压差,即通过减小间隙及间隙两侧的压差来减小漏汽损失。常用汽封按其安装部位不同可分为隔板汽封、叶顶汽封、叶根汽封、轴封等。

此外,在轮盘上开设平衡孔,使隔板漏汽通过平衡孔流入级后,与从动叶流出的主汽流汇合后进入下一级,避免隔板漏汽从动叶根部轴向间隙混入主汽流,这样有利于减小隔板漏汽损失。在安全许可范围内缩小动叶围带处的轴向间隙,也能有效地减小动叶顶部漏汽损失。

当动叶不长,且动叶顶部的反动度不大时,或者动叶比较长,且动叶顶部的漏汽间隙相对很小时,动叶顶部漏汽损失可近似忽略不计,这时的漏汽损失只有隔板汽封漏汽损失 Δh_{pe} 。

对于带反动度的冲动级,动叶顶部漏汽损失 Δh_{te} 是不可避免的,并且是随着顶部径向间隙的增大而增大。该级总的漏汽损失 Δh_g 为隔板汽封漏汽损失 Δh_{pe} 和动叶顶部漏汽损失 Δh_{te} 之和。

对于反动级,由于动叶前后的压差比较大,同时内径汽封直径比冲动级隔板汽封的直径要大,汽封齿数相对较少,因此,反动级的漏汽损失比冲动级大。

(二) 汽轮机级的效率

1. 级内损失对级的最佳速度比的影响

级的轮周效率是只考虑了喷嘴、动叶和余速三项损失后的效率;当考虑级内其他各项损失的影响后,级的效率和速度比的关系将发生变化,其规律是效率的最大值降低,对应的最佳速度比值减小。

2. 级的内效率、内功率

前面我们说明了级内的各项损失,这里应特别指出的是一个级的内部不会同时存在所有这些损失。一般讲,对冲动级而言,喷嘴、动叶、余速、漏汽、摩擦损失级内都存在;部分进汽的级存在部分进汽损失;当制造不良,或运行工况变化时,会有撞击损失;当压力级的叶片较长,而又不扭曲时,将会有扇形损失;在湿蒸汽区工作时,还会有湿汽损失等。因此,在具体进行级的热力分析计算时,一定要根据该级的实际情况来确定具有哪些损失。

正是由于汽轮机级内存在多种损失,结果使蒸汽在级内的有效比焓降小于级的理想比焓降。级的有效比焓降可表示为

$$\begin{aligned}\Delta h_i &= \frac{c_0^2}{2} + \Delta h_t - \Delta h_{ne} - \Delta h_{be} - \Delta h_{c2} - \Delta h_l - \Delta h_\theta - \Delta h_{\beta l} - \Delta h_x - \Delta h_e - \Delta h_f - \Delta h_g \\ &= \Delta h_i^* - \sum \Delta h\end{aligned}\quad (1-2)$$

级的有效比焓降 Δh_i 与级的理想可用能量 E_0 之比称为级的相对内效率,简称级效率,用 η_{ri} 表示,可用来衡量级内能量转换的效果,其表达式为

$$\eta_{ri} = \frac{\Delta h_i}{E_0} = \frac{\Delta h_i}{\Delta h_i^* - \mu_1 \Delta h_{c2}} \quad (1-3)$$

显然,级的内效率的高低,标志了在一定理想可用能量条件下,级内汽流最终能做出的机械功的大小,其实也是级的能量转换完善程度。

级的内效率 P_i 可用式 (1-4) 计算:

$$P_i = \frac{D\Delta h_i}{3600} \quad (1-4)$$

或

$$P_i = G\Delta h_i \quad (1-5)$$

式中 D 、 G ——级的进汽量, kg/h, kg/s;

μ_1 ——下级对本级的余速利用系数。

三、汽轮机各级段工作特点

沿着蒸汽流动的方向, 将多级汽轮机分为高压段、中压段和低压段三个部分。对于分缸的大型汽轮机则可分为高压缸、中压缸和低压缸。由于所处的条件不同, 各级段的工作特点也不一样, 下面分别予以说明。

1. 高压段

在多级汽轮机的高压段, 蒸汽的压力很大、温度很高, 比体积较小, 因此通过该级段的蒸汽流量较小, 所需的通流面积也较小。由连续性方程可知, 为减小叶高损失, 提高喷嘴效率, 在高压段应保证喷嘴有足够的出口高度, 因此喷嘴出口汽流方向角 α_1 较小。一般情况下, 冲动式汽轮机的 $\alpha_1 = 11^\circ - 14^\circ$, 反动式汽轮机的 $\alpha_1 = 14^\circ - 20^\circ$ 。

在高压各级中, 可能存在的级内损失有喷嘴损失、动叶损失、余速损失、叶高损失、扇形损失、漏汽损失、叶轮摩擦损失、部分进汽损失等。由于高压级段蒸汽的比体积较小, 而漏汽间隙又不可能按比例减小, 故漏汽量相对较大, 漏汽损失较大。对于部分进汽的级, 由于不进汽的动叶弧段成为漏汽的通道, 使漏汽损失更有所增大。同时, 由于高压级段蒸汽的比体积较小, 叶轮摩擦损失也相对较大。此外, 因为高压级段叶片高度相对较小, 所以叶高损失也较大。综上所述可以看出, 高压段各级的效率相对较低。

2. 低压段

低压级段的特点是蒸汽的容积流量很大, 要求低压各级具有很大的通流面积, 因而叶片高度势必很大。为避免叶高过大, 有时不得不将低压各级的喷嘴出口汽流方向角 α_1 取得很大。

级的反动度在低压段也明显增大, 其原因有二: 一是因为低压级叶片高度很大, 为保证叶片根部不出现负反动度, 则平均直径处的反动度就必然较大; 二是因为低压级的比焓降较大, 为避免喷嘴出口汽流速度超过临界速度过多, 采用缩放喷嘴, 尽可能利用渐缩喷嘴斜切部分的膨胀, 这就要求蒸汽在喷嘴中的比焓降不能太大, 而增大级的反动度, 保证动叶内有足够大的比焓降。

由于低压级段的容积流量很大, 因此叶轮直径较大, 级的圆周速度也比较大。为了保证有较高的级效率, 各级均应在最佳速度比附近工作, 则相应的理想比焓降将明显增大。

从低压级段的损失看, 由于蒸汽容积流量很大, 而通流面积受到一定限制, 因此低压级的余速损失较大; 低压级一般都处于湿蒸汽区, 存在湿汽损失, 而且越往后该项损失越大; 由于低压级的叶片高度很大, 漏汽间隙所占比例很小, 同时低压级段的蒸汽比体积很大, 因此漏汽损失很小; 也因为低压级的蒸汽比体积很大, 所以叶轮摩擦损失很小; 由于低压级都是全周进汽, 所以没有部分进汽损失。总之, 对于低压级, 由于湿汽损失很大, 使效率降低, 特别是最后几级, 效率降低更多。

3. 中压段

中压级段处于高压级段和低压级段之间,其特点是蒸汽比体积既不像高压级段那样很小,也不像低压级段那样很大。因此,中压级有足够的叶片高度,叶高损失较小;一般为全周进汽,没有部分进汽损失。此外,中压级漏汽损失较小,叶轮摩擦损失也较小,也没有湿汽损失。所以,中压各级的级内损失较小,效率要比高压级和低压级都高且效率比前两者稳定。

为了保证汽轮机通流部分的通畅,各级喷嘴和动叶的高度沿蒸汽流动方向是逐渐增大的,所以中压各级的反动度一般介于高压级和低压级之间,且逐渐增大。

4. 国电武威发电有限公司汽缸设计特点

国电武威发电有限公司(简称国电武威公司)机组汽缸的设计,能使汽缸在启动、带负荷、连续稳定运行及冷却过程中,因温度梯度造成的变形为最小,并始终保持正确的同心度。汽缸消除残余应力,以防止运行中变形。汽缸接合面严密、不漏汽。

高压缸进汽部分及蒸汽室设计适当加强,以确保运行中稳定并无振动现象。进汽管密封环耐磨损。

高压缸排汽端设计压力,不小于阀门全开(VWO)时最高压力的 1.25 倍。

对汽缸、蒸汽室及管道连接用的高温高强度螺栓的材料质量给予保证。

提供保护整个机组用的汽轮机安全排放隔膜,汽轮机排汽隔膜阀的爆破压力值为 34.3kPa。

汽轮机低压缸的设计有足够的刚度,保证汽轮机真空状态时变形最小。根据空冷汽轮机背压高、变压范围大的特点设计低压缸,低压缸通流部分具有良好的气动性能,低压缸最低冷却蒸汽流量为 80t/h。

排汽缸喷水冷却系统为全自动的,并配备必要的控制阀及控制装置,由 DCS 控制。喷水装置的安装部件和喷水方向恰当,不能因喷水而损伤叶片。

对汽缸的滑销系统有良好的设计以保持运行中的动静同心度和膨胀自如。

汽缸端部汽封及隔板汽封有适当的弹性和推挡间隙,当转子与汽封偶有少许碰触时,可防止损伤转子或大轴弯曲。

汽缸上有完善的压力、温度测点,以满足运行、维护、集中控制和试验的要求。

第三节 汽轮机技术规范及说明

一、汽轮机概述

国电武威公司汽轮机为东方电气集团东方汽轮机有限公司设计制造的超临界压力、一次中间再热、单轴、双缸双排汽、反动式、直接空冷抽汽凝汽式汽轮机。汽轮机型号 CZK350/312-24.2/0.38/566/566。该机与东方锅炉厂制造的 DG1147/25.4-II 2 型超临界压力、变压运行、螺旋管圈直流锅炉及东方电机股份有限公司生产的 QFSN-350-2-20 发电机配套。锅炉与汽轮机热力系统采用单元制布置。机组设计结构紧凑,制造工艺先进,相对于国产引进型 330MW 汽轮机,具有功率大、热耗低、启动性能好等优点。汽轮机主要数据见表 1-3。

表 1-3

汽轮机主要数据汇总表

序号	项 目	单位	数 据
1	机组形式	—	超临界、中间再热、双缸双排汽、直接空冷抽汽凝汽式
2	汽轮机型号	—	CZK350/312-24.2/0.38/566/566
3	TRL 工况	MW	350.017
4	T-MCR 工况	MW	375.831
5	VWO 工况	MW	385.899
6	THA 工况	MW	350.040
7	高压加热器停用工况（全停、部分停）	MW	350.005
8	厂用汽工况（80t/h）	MW	350.003
9(a)	额定抽汽工况	MW	312.398
9(b)	最大抽汽工况	MW	291.636
9(c)	最小抽汽工况	MW	341.119
10	额定主蒸汽压力	MPa(a)	24.2
11	额定主蒸汽温度	℃	566
12	额定高压缸排汽压力	MPa(a)	4.647
13	额定再热蒸汽进口压力	MPa(a)	4.276
14	额定再热蒸汽进口温度	℃	566
15	主蒸汽额定进汽量	t/h	1068
16	主蒸汽最大进汽量	t/h	1200
17	再热蒸汽额定进汽量	t/h	859.427
18	额定排汽压力	kPa(a)	12.5
19	配汽方式	—	全电调（阀门管理）
20	设计冷却水温度	℃	—
21	额定给水温度	℃	281.7
22	额定转速	r/min	3000
23	额定工况热耗	kJ/kWh	8028
24	给水回热级数（高压+除氧+低压）	级	7（3+1+3）
25	低压末级叶片长度	mm	661
26	汽轮机总内效率	%	90.48
26(a)	高压缸效率	%	85.1
26(b)	中压缸效率	%	92.28
26(c)	低压缸效率	%	89.89

国电武威公司汽轮机采用高、中压汽缸合缸，通流部分对称布置，高、中压缸均采用双层缸；低压缸对称分流布置，在低压排汽口装有喷水雾化降温装置。高、中、低压转子均为

整锻转子, 高压转子由一个单列调节级和 9 个压力级组成, 中压转子由 7 个压力级组成, 低压转子由 2×4 个压力级组成。高、中压转子和低压转子及发电机之间全部用刚性联轴器连接, 联轴器采用偶合双头螺杆。汽轮机高、中压缸采用上缸猫爪中分面支承方式, 对中性好。轴承座固定在台板上, 高、中压缸通过镶有滑块的猫爪在轴承座中分面上滑动。高、中压缸利用跨过高、中压轴承座的两根拉杆刚性连接, 低压外缸放在台板上, 台板放在固定于机座的垫板上。高压与中压缸的绝对膨胀死点设在中压缸后的轴承座上, 当缸体温度升高时, 高、中压缸由此点向前膨胀, 并由高、中压缸猫爪在高、中压缸轴承箱和前轴承箱水平面滑动板上滑动。低压外缸向发电机膨胀, 也可横向膨胀, 低压内缸以凝汽器排汽口中心线为死点, 分别向两侧膨胀, 也可横向膨胀。推力轴承位于高、中压缸之间的轴承座中间, 通过与高压缸前猫爪两连杆刚性连接, 可随同高压缸一起同向膨胀, 整个汽轮发电机转子以推力盘为相对死点, 分别向前和向后膨胀。

国电武威公司汽轮机设有七段不调整抽汽, 高压缸本体设一个抽汽口, 为一段抽汽, 供 1 号高压加热器 (简称高加), 高压缸排汽管设一个抽汽口为二段抽汽, 供 2 号高加; 中压缸共设有三个抽汽口, 分别供 3 号高加、除氧器、5 号低压加热器 (简称低加); 低压缸设有四个抽汽口 (对称布置), 分别供 6、7 号低加。本机组除氧器布置在室内除氧间, 在运转层 20.3m, 每台机组设置 $2 \times 50\%$ 最大给水量的汽动给水泵, 每台汽动给水泵配置一台电动前置泵, 两台机组公用 1 台 30% 的电动启动给水泵。

二、国电武威公司汽轮机的主要热力工况

1. 铭牌出力工况

汽轮发电机组能在下列条件下安全连续运行, 发电机输出铭牌 (额定) 功率 350MW (当采用静态励磁时, 扣除所消耗的功率), 此工况称为铭牌出力工况 (TRL), 此工况下的进汽量称为铭牌进汽量, 此工况为出力保证值的验收工况:

- (1) 额定的主蒸汽和再热蒸汽参数, 所规定的汽水品质。
- (2) 主机平均背压为 33kPa(a) , 小机平均背压为 11.8kPa(a) 。
- (3) 补给水率为 3% 。
- (4) 对应该工况的最终给水温度。
- (5) 回热系统全部正常投入运行, 但不带厂用辅助蒸汽。
- (6) 发电机效率 98.9% 、额定氢压、功率因数 0.85、额定电压、额定频率、冷却水温 38°C 。

2. 最大连续出力工况

汽轮机进汽量等于铭牌出力工况 (TRL) 进汽量, 在下列条件下安全连续运行:

- (1) 额定的主蒸汽和再热蒸汽进汽参数, 所规定的汽水品质。
- (2) 主机平均背压 12.5kPa(a) , 小汽轮机平均背压为 4.9kPa(a) 。
- (3) 补给水率为 0% 。
- (4) 规定的最终给水温度。
- (5) 回热系统全部正常投入运行, 但不带厂用辅助蒸汽。
- (6) 发电机效率 98.9% 、额定氢压、功率因数 0.85、额定电压、额定频率、冷却水温 33°C 。