

西安电力学校 编著



上册

大功率汽轮机设备及运行

大功率汽轮机设备及运行

上册

西安电力学校 编著

电力工业出版社

内 容 提 要

本书是一本从运行角度出发,综合论述大功率汽轮机组的结构、工作原理、热力性能、调节保护、辅机设备以及运行维护等问题的书籍,主要介绍国产12.5万千瓦、20万千瓦、30万千瓦中间再热机组,也兼顾到高参数的10万千瓦等机组,此外,在分析讨论中也涉及了部分国外机组。全书共分四篇:汽轮机本体,汽轮机调节、保护和供油系统,汽轮机热力系统和辅助设备,汽轮机运行和维护。本书分上、下两册出版,上册包括了前两篇的内容。

本书可供火力发电厂中从事汽轮机运行、检修工作的技术人员和工人使用,也可供大中专院校汽轮机专业师生参考。

大功率汽轮机设备及运行

上 册

西安电力学校 编著

*

电力工业出版社出版

(北京德胜门外六铺炕)

新华书店北京发行所发行·各地新华书店经售

水利电力印刷厂印刷

*

787×1092毫米 16开本 20.75印张 472千字 5插页

1980年10月第一版 1980年10月北京第一次印刷

印数 0001—5270册 定价 2.45元

书号 15036·4105

前 言

这是一本从运行角度出发，对大功率汽轮机组的结构、工作原理、热力性能、调节保护、辅机设备以及运行维护等问题进行综合论述的书籍，重点介绍了国产大功率超高参数中间再热汽轮机组的基础知识。书中注意总结我国高参数机组的运行经验，以及近年来发展大功率机组所积累起来的有关经验；在分析有关问题时，还引用了部分国外机组的技术资料。考虑到本书的读者对象主要是发电厂中从事汽轮机运行和检修的工作人员，所以在编排体例上仍按照设备、系统和运行知识等几个重点，分为汽轮机本体、汽轮机调节保护和供油系统、辅助设备与热力系统以及运行维护等四篇。另外，由于本书主要是供汽轮机运行人员阅读的，因此我们在介绍设备和系统时，尽可能地结合运行来进行讨论。这样，运行方面的有些内容就势必分散在各个篇章中进行介绍。这是一种新的尝试，是否恰当，有待广大读者鉴定。

此外，还需说明的是，本书所谓的大功率机组，包含着两重意义：其一，我们所说的“大”只是相对于我国现有机组的容量水平而说的，是有一定时间和地点意义的；其二，则是针对原有高参数机组而言的，即指采用更高参数并进行中间再过热的机组而说的。从某种意义上讲，后者是更主要的。从使用低、中参数蒸汽到使用高参数蒸汽，机组的容量、经济指标和综合技术水平已有了一次飞跃；从高参数蒸汽到更高蒸汽参数并进行蒸汽中间再过热，则是具有更大意义的又一次飞跃。高参数蒸汽的使用把火电机组的容量扩展到10万千瓦至15万千瓦；而蒸汽中间再过热的使用，则把机组容量进一步扩展到了130万千瓦、150万千瓦，甚至更大。目前，容量在10万千瓦以上的超高参数的机组，几乎都采用了蒸汽中间再过热（少数专供带尖峰负荷便于启停的简装机组不在此列）。虽然各种类型的再热机组有容量和蒸汽参数上的差异，但技术上的共同点则是大量的，也是最基本的。因此，本书将着重讨论再热机组的这些共同的技术特点。

本书由西安电力学校汽轮机教研组编写，其中，蔡长满同志编写了第二、三、十四章，刘大同同志编写了第五、六、七、八、九章，田金玉同志编写了第十、十一、十二、十三章，高体基同志编写了绪论、第一、四、十五、十六、十七章并校阅了全书。

本书编写过程中曾得到有关发电厂、汽轮机制造厂、电力试验研究所和兄弟院校的大力帮助，许多同志为我们审阅了书稿，提供了宝贵的意见，为本书的编写和出版作了许多有益的工作，在此我们表示深切的谢意。

最后，我们恳切希望广大读者对书中的缺点错误批评指正。

西安电力学校汽轮机教研组

1979年12月

目 录

前 言

绪 论	1
-----------	---

第一篇 汽 轮 机 本 体

第一章 汽缸	9
第一节 汽缸的结构与材料	9
第二节 大功率汽轮机汽缸的配置	16
第三节 汽缸的支承和滑销系统	18
第四节 配汽方式和汽轮机的进汽部分	24
第五节 汽缸辅助加热（冷却）装置及系统	30
第六节 汽缸的监测和运行、检修应注意的问题	42
第二章 通流部分	51
第一节 喷嘴组的结构及其在喷嘴室中的配置	51
第二节 隔板和隔板套	54
第三节 工作叶片的结构和材料	63
第四节 叶栅振动	71
第五节 低压通流部分的湿汽危害及防水蚀措施	85
第六节 汽封	89
第三章 转子	100
第一节 转子的类型及结构	101
第二节 联轴节和盘车装置	110
第三节 转子临界转速	118
第四节 转子运行中应注意的问题	125
第四章 轴承	126
第一节 油膜润滑基本原理和径向轴承的基本结构	127
第二节 滑动轴承的油膜振荡问题	133
第三节 常见轴承的类型、结构和性能简介	137
第四节 推力轴承	139
第五节 高压油顶轴装置	142
第六节 轴承运行、检修中应注意的问题	144

第二篇 汽轮机调节、保护及供油系统

第五章 汽轮机的调节	147
第一节 概述	147

第二节	再热机组的调节特点	159
第三节	调节系统常用部套	170
第四节	典型再热机组液压调节系统介绍	200
第五节	单元机组调节	223
第六章	汽轮机的保护	229
第一节	自动主汽门	230
第二节	超速保护装置	235
第三节	磁力遮断器	253
第四节	轴向位移及胀差保护	254
第五节	其它保护装置	256
第七章	供油系统	261
第一节	主油泵及辅助油泵	261
第二节	注油器及其连接系统	264
第三节	油系统其它部件	266
第四节	典型机组供油系统介绍	268
第五节	抗燃油简介	269
第八章	调节系统的调整与试验	275
第一节	调整试验的目的和内容	275
第二节	上海汽轮机厂N125-135/550/550型汽轮机调节系统的调整与试验	277
第三节	哈尔滨汽轮机厂N200-130/535/535型汽轮机调节系统的调整与试验	288
第九章	功频(功率-频率)电液调节	292
第一节	功频(功率-频率)电液调节的提出	292
第二节	功频(功率-频率)电液调节的基本工作原理	293
第三节	功频(功率-频率)电液调节的主要部套	297
第四节	国产功频(功率-频率)电液调节系统介绍	311
第五节	功频(功率-频率)电液调节系统的优点及发展	321
附 录		324
附表一	我国汽轮机容量等级和参数系列	324
附表二	典型汽轮机的一般热力特性和技术资料	325

绪 论

一、蒸汽中间再过热在动力工程中的应用

为了提高火力发电厂的经济性和适应大机组发展的需要,蒸汽初参数不断得到提高,目前最高初压已用到240绝对大气压(ata),有的甚至达到了300~350绝对大气压;最高初温已用到590℃,有的甚至用到620~650℃。提高蒸汽初参数可以改善循环热效率,也有利于增大单机功率,其经济效益是十分显著的。例如,蒸汽初参数为35绝对大气压、400℃时,发电煤耗为515克/千瓦·小时;当提高为90绝对大气压、500℃时,发电煤耗下降为428克/千瓦·小时;当蒸汽初温度进一步提高为535℃时,发电煤耗则下降为394克/千瓦·小时。但是,蒸汽初温度的提高要受到当前所能提供的金属材料的热力机械性能的限制。例如,目前广泛采用的珠光体热强钢一般可承受580℃以下的温度。温度进一步提高,就必须应用奥氏体钢。奥氏体钢与珠光体钢相比,不仅价格昂贵而且还有许多弱点,如膨胀系数大,导热系数低,加工和焊接比较困难,另外对温度变化的适应性、抗蠕变和抗锈蚀的能力都比较差。所以,目前倾向于多用珠光体钢,而把蒸汽初温度稳定在560~570℃以下。提高初压力,在一定限度内有利于火力发电厂经济性的提高。但在初温度不变的情况下,随着初压的提高,蒸汽在汽轮机内膨胀终了时的湿度将增加。这一方面会影响到设备的经济性,同时还会引起叶片的侵蚀,降低其寿命,危及设备的安全运行,这是不能允许的。因此,有必要限制蒸汽膨胀终了时的湿度。通常凝汽式汽轮机的排汽湿度不容许超过12~14%;对大功率机组,则常限制在10%以下。为了克服提高初压所受到的这一限制,降低膨胀终了时的湿度,可以应用蒸汽中间再过热(以下将再过热简称为再热)。

如图0-1所示,蒸汽中间再热,就是汽轮机高压缸的排汽经过锅炉的再热器重新提高温度,然后再进入中、低压缸继续膨胀做功。从图0-2可看出,采用蒸汽中间再热可在不扩大电厂蒸汽的高低限温度范围和蒸汽膨胀终了湿度的条件下,进一步提高蒸汽的初始压力,从而提高火力发电厂工作的经济性。图0-3绘出了整个再热装置在 $T-s$ 图上的工作过程。从图可看出,蒸汽中间再热所构成的循环,可视作由基本循环 $a-b-c-d-e-f$ 和由于再热所附加的循环 $g-h-i-f$ 所组成。显然,只要附加循环 $g-h-i-f$

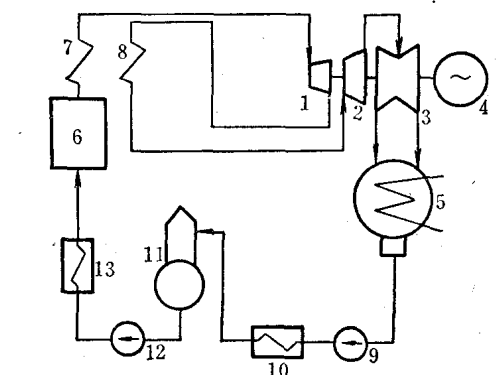


图 0-1 蒸汽中间再热装置系统

1—高压缸; 2—中压缸; 3—低压缸; 4—发电机;
5—凝汽器; 6—锅炉; 7—过热器; 8—锅炉再热器;
9—凝结水泵; 10—低压加热器; 11—除氧器;
12—给水泵; 13—高压加热器

的效率高于基本循环 $a-b-c-d-e-f$ 的效率,则整个装置的循环效率将得到提高。我们把由于采用蒸汽中间再热所得到的循环效率的提高和排汽湿度的减小最终导致的

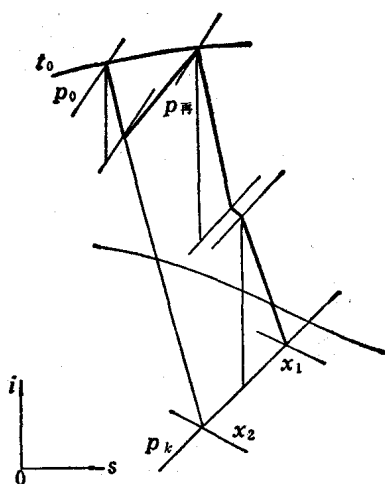


图 0-2 蒸汽中间再热的热力膨胀过程线

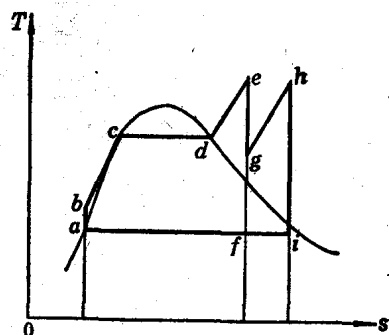


图 0-3 蒸汽中间再热循环在 $T-s$ 图上的表示

汽轮机相对内效率的提高，统称为中间再热的直接效果；而把由于采用中间再热而得以进一步提高初压，初压提高后所导致的循环效率的提高，称为中间再热的间接效果。应该注意到，中间再热的间接效果实际上是克服提高初压所受到的限制，为采用更高初压力开辟了一条途径，从而促使热效率有显著的提高。尽管这种提高是靠改变循环中其它参数来实现的，但只有在采用中间再热的前提下才成为可能。这一点是有着特别重大意义的。

蒸汽中间再热的直接效果主要取决于再热参数（再热蒸汽压力和再热蒸汽温度）的正确选择。从图0-3可看出，提高再热终了的蒸汽温度，可提高附加循环的吸热过程的平均温度，在其它参数不变的情况下可提高附加循环的效率，从而提高再热循环的效率。另外，再热温度的提高也有利于汽轮机相对内效率的改善，也就是说，提高再热终了的温度对再热效果的影响总是有利的。但在实际应用中，再热终了温度的提高要受到再热方式和金属材料性能的限制。对通常采用的烟气再热方式，一般选取再热温度与初温度相同。考虑到再热器所处的工作条件，也可略高或略低于初温度。当再热温度一定时，提高再热压力，一方面可提高再热过程的平均温度（图0-3中 g 点上移，相当于吸热过程开始的温度高了），从而提高了再热循环的效率；但另一方面再热过程在整个工质吸热过程中的比例却减少了，即附加循环在整个再热循环中的比重减小，这是要导致再热循环效率降低的。这两个相互矛盾的因素同时在起作用，因此可以断定，必然存在着一个最佳的再热压力。也就是说，在循环初、终参数以及再热温度一定的情况下，有一个最佳的中间再热压力。在这一压力下再热，可使循环热效率达到最大值。最佳再热压力可以通过计算求得。但由于影响再热压力最佳值的因素很多，很难全部考虑，所以计算得到的也只能是一个近似值。总起来讲，蒸汽初参数对再热压力最佳值的影响比较大，而再热温度的影响相对较小。提高初压将引起再热压力最佳值升高，提高初温则引起最佳压力值降低。给水回热温度的高低也要影响最佳再热压力值。一般给水温度变化 20°C ，最佳再热压力变化约 $3\sim 5\%$ 。另外，高压缸有无回热抽汽也有很大影响：如有，则再热压力最佳值将偏低；如无（冷段再热蒸汽即作为最高压力抽汽），则再热压力最佳值就偏高。但实践表明，再热压力偏离最

佳值不大时,对整个装置热经济性的影响并不大。例如,再热压力偏离最佳值10%时,其热经济性仅相对降低0.01~0.02%。这样,就有可能根据汽轮机(以后也可简称汽机)结构设计上的需要,对再热压力进行适当调整。目前,最佳再热压力值常取为初压力值的18~26%,或者按焓降来确定再热压力,取高压缸焓降为蒸汽初态到凝汽器压力那段理想焓降的35~40%。

目前普遍采用一次再热。当再热参数选择恰当时,可提高发电厂经济性约5%。当采用二次再热时,机组热耗还可进一步降低1.5~2%。不过,由于二次再热系统和结构都很复杂,造价高,运行维护也很复杂,所以应用得还不多。

采用蒸汽中间再热,除了可提高循环效率、改善汽轮机的相对内效率外,还具有一系列的技术经济效果,主要是:采用中间再热,一公斤工质的总热降增加,机组经济性也提高,因此汽轮机发出同样功率的汽耗量将大为减少,一般可达15~17%。这样,相应地导致凝汽器、循环水泵、给水泵以及锅炉等的容量减小。所以,尽管增加了中间再热管道,仍能减少设备投资费用并改善厂用电消耗量。所以,在增大机组容量、提高蒸汽参数、采用单元制和集中控制等措施成为电力工业主要技术发展趋势的今天,采用中间再热也是确定无疑的技术方向。目前,10万千瓦以上容量的机组基本上都采用蒸汽中间再热。

事物总是一分为二的,采用中间再热也有它不利的一面。中间再热将使锅炉设备、管道系统、厂房设施和汽轮机结构等大为复杂。这不仅使材料消耗和制造费用增加,而且对运行维护的要求也将提高。此外,采用中间再热将使蒸汽在汽轮机中、低压缸中的膨胀过程线向*i-s*图的右边移动,即向过热区移动(见图0-2)。这样虽有利于提高汽轮机的相对内效率,但却要使回热抽汽的过热度升高。这对给水回热加热是不利的,因为它将导致冷源损失增加(根据热力学原理,有温差的传热存在着不可逆损失,温差愈大损失也愈大。对于我们所讲的情况,相当于用过热蒸汽代替饱和蒸汽,其热损失必然增大)。为了克服这一不利因素,可以采用利用过热度的加热器(习惯上称为蒸汽冷却器)。此加热器有内置式与外置式之分,它们在系统中的连接情况不同,投资费用和经济收益也各不相同。但总起来讲,这样作增加了设备系统的复杂程度,也不能完全补偿增加了的冷源损失。对此,我们应有明确的认识。

二、中间再热式汽轮机组的特点

由于采用蒸汽中间再热,给机组的结构、热力系统、调节保护装置乃至运行都带来了一系列特点。这些特点将是本书讨论的重点。但为了使大家在接触这些问题之前,对再热式汽轮机组先有一个初步的整体概念,我们首先介绍上海汽轮机厂生产的N125-135/550/550型汽轮机。通过它,使大家对再热机组的主要特点有一初步了解。

N125-135/550/550型汽轮机为超高压中间再热双缸双排汽冷凝式汽轮机,图0-4给出了该汽轮机的纵剖面图。从图可以看出,该汽轮机在总体结构和布置方面有如下一些特点:

(1)高中压合缸,通流级反向布置,新汽和再热汽等高温进汽部分集中在中部。这样做有利于减小轴向推力,有利于减小高温部分对轴承工作温度的影响,轴端轴封可缩短一些,对汽缸和转子的热应力也有一定好处。

(2) 低压缸分流, 双排汽; 另外轴承座落地。这有利于减小轴向推力; 有利于增强轴承座的刚度。

(3) 高中压转子和低压转子采用三轴承支托。这样作可以减少轴承数目, 缩短机组长度, 也有利于轴承负荷分配的稳定性。

(4) 主汽门与调节汽阀、中压主汽门与调节汽阀(以后也可简称为调节阀)均设计成一体, 分别布置在汽缸两侧。这样, 简化了汽缸进汽部分的结构, 有利于缓和热应力。

(5) 推力轴承与径向轴承分开, 为独立结构。

就部套结构上来讲, 有如下一些特点:

(1) 高中压缸和低压缸均采用双层缸, 高中压内外缸间设置遮热罩, 高中压内缸和外缸均采用上缸支承方式。这样作有利于汽缸的热膨胀和热应力的减小, 有利于保证汽缸、转子中心线的一致; 对于高中压缸, 还可解决汽缸水平法兰汽密性问题; 由于减小了部件尺寸, 也有利于加工制造。

(2) 高中压进汽部分均采用了特殊结构的进汽短管, 并采用星形布置方式, 使喷嘴汽室与汽缸和进汽管道之间的连接柔软性增强, 有利于减小汽缸等部件的热应力。

(3) 高中压缸设置有夹层汽加热(冷却)、法兰螺栓加热、法兰加热和下缸喷汽加热等汽缸辅助加热装置, 用于控制各部件间的温差, 以减小热应力和控制汽缸、转子的膨胀差值, 提高机组的工况适应性。

(4) 低压转子采用焊接转子, 有利于提高承载能力和热稳定性。

N125-135/550/550 型机组为七级回热加热(包括除氧器)。其中, 两级高压加热器和最高一级低压加热器均设置了内置式蒸汽冷却器, 以减少中间再热对经济性的不利影响。为了适应再热机组启停和事故情况下机炉蒸汽消耗量的不平衡、保护再热器以及某些特殊要求, 设置了两级旁路系统。I 级旁路由连接在主蒸汽管道和再热蒸汽冷段管道之间的快速减温减压装置构成, II 级旁路由连接在再热蒸汽热段和凝汽器之间的快速减温减压装置构成(详见第十三章)。

由于再热器的存在, 再热机组动态特性与非再热机组相比, 有明显的变化。比较突出的是, 负荷变化时, 中低压缸由于再热器的蓄能引起的功率滞延特性和机组甩负荷时的过分超速问题。N125-135/550/550 型机组采用高压缸动态过调节来补偿中低压缸功率的滞延, 并在调节系统中增加了动态校正器。另外还采用了一套电超速保护装置, 通过中压联合汽门, 在甩负荷工况下临时中断汽轮机中压缸进汽, 以防止机组超速。此外, 为了改善调节系统的工作性能, 在有些机组上还配备了新型调节系统——功率-频率电液调节系统。

由于结构、系统和调节方面的一系列特点, 在机组运行维护方面也存在着许多不同于非再热机组的地方, 此处就不再介绍了。

上海汽轮机厂生产的 N300-165/550/550 型汽轮机为亚临界参数中间再热四缸四排汽冷凝式汽轮机, 它在部套结构上与 N125-135/550/550 型汽轮机有许多共同之处, 但在总体布置方面则有所不同。哈尔滨汽轮机厂生产的 N200-130/535/535 型汽轮机为超高压中间再热三缸三排汽冷凝式汽轮机, 它在结构和系统上则与 N125-135/550/550 型机组有所不同。为了便于大家了解再热机组的特点和以后深入讨论问题, 图0-5和图0-6给出了上述两

种机组的纵剖面图。

三、近代汽轮机发展的技术动向

从第一台具有生产使用价值的汽轮机问世到现在，汽轮机经历了近一百年的发展过程。由于汽轮机是一种重型精密机器，又具有在高温、高压、高转速条件下工作等一系列特点，所以汽轮机本身就凝聚着现代科学技术和各种工业部门所取得的许多重要成就。汽轮机制造能力往往标志着一个国家的科学技术和工业水平。

近二、三十年来，汽轮机不论从单机容量、蒸汽参数，还是从结构工艺水平、运行方式方面来讲，都发展得比较快。当然，这些发展都是和现代科学技术的突飞猛进密切相关的。下面我们归纳近年来汽轮机发展的主要技术动向，作为了解国内外汽轮机的参考。

1. 大力发展大功率机组

采用大功率机组的优越性主要体现在以下几方面：

(1) 降低机组单位容量的造价：例如，苏联制造的80万千瓦汽轮机比50万千瓦汽轮机成本降低了近17%，120万千瓦机组比80万千瓦机组还要进一步降低15~20%。造价的降低也可从单位容量重量和劳动量指标中得到反映。例如，美国50万千瓦机组的单位容量重量仅为6万千瓦机组的1/3；再如苏联20万千瓦机组单位容量劳动量仅为10万千瓦机组的63%，80万千瓦机组仅为30万千瓦机组的79.5%。

(2) 提高机组效率：这主要是因为容积流量增大后，减少了叶型损失和漏汽损失所致。例如，法国12.5万千瓦机组热耗为1920大卡/度，25万千瓦机组热耗为1875大卡/度，60万千瓦机组热耗为1854大卡/度。60万千瓦机组比12.5万千瓦机组热耗降低了66大卡/度，相当于每年节约4万吨标准煤。

(3) 降低电厂单位造价：如以20万千瓦机组的电厂为准，则50万千瓦机组的电厂单位容量造价可降低15%，100万千瓦机组的电厂可降低25%。

(4) 可减少建设项目，加快建厂速度：例如，英国某年火电装机约540万千瓦，仅装机14台；同年，美国火电装机1735万千瓦，也仅装机56台。如果安装中小容量机组，则装机台数必然很大。建厂速度方面，可用日本5×25万千瓦电厂和2×60万千瓦两电厂来比较，前者工期为66个月，后者工期仅45个月；后者比前者相对缩短了32%的工期。

基于以上原因，50年代至70年代初期，提高单机容量已成为一个不言而喻的技术方向，这促进了大功率机组的快速发展，使近20多年来国外单机容量增长了约5~10倍。下面列出几个国家单机容量增长的情况，作为示例（见表0-1）。

表 0-1 美、日、苏等国单机容量发展概况

年 份 国 家	1951年	1961年	1971年	近 期
美 国	20万千瓦	50万千瓦	115万千瓦	130万千瓦(双轴, 1973年)
日 本	5.5万千瓦	26.5万千瓦	60万千瓦	70万千瓦(1973年); 100万千瓦(单轴, 1974年)
苏 联	10万千瓦	20万千瓦	80万千瓦	120万千瓦(单轴, 计划1975年投 产, 至今未投产)

目前世界上已投入运行的最大机组，为130万千瓦双轴汽轮机组，系瑞士BBC公司制造。蒸汽参数为247巴、538℃/538℃，由一个双流高压缸、一个双流中压缸和四个双流低压缸组成。最大单轴机组为84.8万千瓦，近期投产的则是苏联生产的120万千瓦机组。后者为苏联IM3生产，蒸汽参数240绝对大气压（ata）、540℃/540℃，由一个回流式高压缸、一个分流中压缸和三个分流低压缸所构成。

单机功率的提高应与电力系统容量的发展相适应。另外，目前大功率机组的可靠性和可用率还比较低，再加上长叶片的制造水平还不能很快提高，所以估计单机功率的增长在今后一个阶段将会缓慢一些。预计八十年代最大机组将停留在130~150万千瓦容量范围内，而且重点将在下限。

2.大量采用亚临界、超临界压力和一次中间再热，而蒸汽温度趋于稳定并略有降低

提高蒸汽参数可改进电厂的热经济性，这一点已是无可非议的了。例如，超高参数电厂（130绝对大气压、565℃/565℃）发电煤耗可达350克/度，而超临界参数（240绝对大气压、580℃/565℃）的发电煤耗则可降到315克/度。但蒸汽参数的提高是要受到一定条件限制的，有关这方面的内容我们在前面讨论蒸汽中间再过热时已有介绍。由于目前倾向于少用奥氏体钢多用珠光体钢，以提高机组的适应性，所以温度多稳定在560~570℃以下。至于压力，则目前多采用亚临界（160~170绝对大气压）和超临界（240~250绝对大气压）两档。采用超临界压力，经济性可更高一些，但机组运行的适应性和可靠性则略差一些。由于各国钢煤比价不同、经济政策不同，所以对采用亚临界或超临界的认识不完全一致。例如，英国、法国从运行安全可靠和提高机组适应性出发，多采用亚临界参数；并且认为165绝对大气压、565℃/565℃的蒸汽参数与超临界压力240绝对大气压、540℃/540℃相比，经济性不相上下。再如日本、美国、苏联、西德则倾向于采用超临界压力，以提高经济性。这与日本、西德燃料费用高也有一定关系。近年来，美国、西德采用亚临界参数机组的数量增多，据说主要也是因为考虑机组要经常启停的缘故。

3.广泛采用双层汽缸和圆筒形汽缸

蒸汽参数提高后，要求汽缸有足够的高温强度和较小的热应力。为此，双层汽缸得到了广泛采用。双层缸的采用还有利于改善汽缸水平法兰结合面的严密性，减少优质材料的消耗。目前高压缸外缸有采用球形的，高压缸内、外缸有采用不用法兰连接而用紧环箍紧的圆筒形汽缸的。采用这些新型结构的目的在于求得汽缸形体简单对称，有利于减小热应力和改善启停以及提高负荷适应性能。

4.采用焊接结构的转子

汽轮机转子随功率增大而尺寸增大，如采用整锻结构，制造工艺上和保证质量上均有困难，而采用焊接结构，则可减小锻件尺寸，有利于克服上述困难。采用焊接结构的转子可以制成薄壁鼓形。这样，既可节省材料又有利于传热，可减少热应力；另外，还可增大轮毂，便于在较大范围内调开临界转速。焊接转子的焊接工艺要求比较高，应有严格的检验标准。目前反动式汽轮机的鼓形转子和大功率汽轮机组的低压转子多采用焊接转子。

5.继续研究和提高末级叶片的长度

末级长叶片在较大离心力、长期振动和湿蒸汽冲刷等条件下工作，故要求叶片材料既

要有较高的机械强度、冲击韧性还应有较好的抗侵蚀能力。由于末级叶片的长度直接关系到汽轮机末级排汽容积流量的大小，采用较长的叶片就可减少排汽口的数目，减少汽缸数目，或者在相同排汽口和汽缸数目下制成更大的功率，故研制末级长叶片一直是各制造厂着重研究的重点课题。目前使用中最长的末级叶片为美国和日本的851毫米的长叶片（3600转/分），以及苏联的1050毫米的长叶片（3000转/分）；近期投入使用的有890毫米（3600转/分，相当于3000转/分机组的1067毫米水平），和苏联的1200毫米（3000转/分）以及西德的1270毫米长叶片（3000转/分），后二者为钛合金材料。

6. 采用电液调节系统和使用抗燃液体

随着机组功率的增大，蒸汽作用力矩与转子质量的比值也不断增大，在负荷骤然大变化或甩负荷时，转子加速度也要比中小功率机组大得多，继续采用机械液压式调速系统就难于满足调节要求。为了适应大功率机组的需要，从五十年代末开始具体应用了电液调节系统。电液调节系统的特点是可采用一个以上的被调参数，且这些参数的变化数值均转变为电信号，经过综合运算之后再行调节。电液调节系统除了采用频率（转速）信号外，还可引入发电机输出功率变化信号和调节级后蒸汽压力变化信号。而电液调节系统的操作执行机构，则仍采用动作快作用力大的传统的液压执行机构。

目前许多国家已经在调节系统中采用具有抗燃性能的有机合成基的磷酸盐液体，以代替汽轮机油。这样，压力可用得很高（有的达100~130大气压），因而液压操作机构可设计得很小。目前正加紧对这种抗燃液体性能的研究工作，并且已有在润滑系统也采用抗燃液代替汽轮机油的。

电液调节系统的主要优点是调节的灵敏度高，对于3600转/分的机组不灵敏区可控制在 ± 2 转/分之内，甩负荷后的动态超速也可控制在较小的范围内；另外，由于采用电气元件，一些重要信号的检测和控制装置可采用双回路，从而提高了工作的可靠性。此外，电液调节系统有利于改善汽轮机组的布置。因为除测量和操作元件之外，调节系统设备可不必装在汽轮机本体范围内，而可装在附近或装在控制室内。

四、我国汽轮机发展概况

解放前，由于帝国主义的掠夺和压榨，由于反动落后的社会制度的束缚，我国没有汽轮机制造厂，也从未制造过汽轮机，国内使用的全是国外输入的技术上比较落后的设备，汽轮机制造完全是一个空白点。

解放后，在党和毛主席领导下，我国国民经济各个方面都取得了很大进步，汽轮机制造业也从无到有，有了高速的发展。1955年，上海汽轮机厂制成了我国第一台6千千瓦汽轮机，开创了我国汽轮机制造的历史。1958~1959年，上海汽轮机厂和哈尔滨汽轮机厂又分别制成了高压5万千瓦和10万千瓦汽轮机，使我国的汽轮机制造业初具规模。

近十几年来，我国汽轮机制造业又有了新的发展。1969年，上海汽轮机厂制成了超高压中间再热式12.5万千瓦汽轮机。1972年哈尔滨汽轮机厂生产的超高压中间再热式20万千瓦汽轮机安装并投入了运行。1974年，上海汽轮机厂生产的亚临界参数中间再热式30万千瓦汽轮机又投入了运行。这些机组的生产并投入运行，标志着我国汽轮机制造已进入了世界上为数不多的几个能够生产较大容量机组的国家的行列。目前我国正在准备制造容量更

大的60万千瓦亚临界参数再热机组。

本书在附录一中列出了我国的汽轮机容量等级和参数系列标准，在附录二中列出了我国高参数中等以上容量主要机组的技术数据，供大家参考。

我国汽轮机制造业仅仅用了二十年的时间，就走完了一些发达的资本主义国家七、八十年的发展过程，成绩是巨大的。但也必须看到，我国的技术水平、工艺水平和生产能力与先进国家相比还有不小差距，还有待我们继续努力迎头赶上。我国目前除了上海、哈尔滨和四川等地的大型汽轮机制造厂之外，还有北京、武汉、南京、青岛、杭州等地一批中小型汽轮机制造厂，在今后的社会主义建设事业中，在实现四个现代化的新的长征途中，这些制造厂都将承担起光荣的使命，发挥更大的作用，而我国的汽轮机制造事业也必将取得更大的发展。

第一篇 汽轮机本体

第一章 汽 缸

汽缸是汽轮机静止部分最主要的部件之一。它的作用是将蒸汽与大气隔绝，形成汽流完成能量转换的封闭空间。此外，它还要支承汽轮机的其它静止部件（隔板、隔板套、喷嘴汽室等）。根据机组的具体结构情况（轴承座固定在汽缸上），它也可承受汽轮机转子的部分重量。按汽流在汽轮机内流动的特点，汽缸的高、中压部分要承受各该部分蒸汽的内压力；低压部分，当汽压低于大气压力时，则承受外部大气的压力。汽缸重量大，形状复杂；在运转过程中，汽缸各部分承受的载荷变动不大，但汽流在工作过程中的压力、温度和比容却有相当大的变化，因此汽缸仍是考虑问题较多的部件之一。对于中小功率的汽轮机，一般都设计制造成单缸体，而对功率更大些（10万千瓦以上）的机组，特别是再热机组，不仅设计成多缸结构，而且还由于蒸汽参数较高，采用了双层缸形式。这就更增加了问题的复杂性。一般来讲，汽缸应着重考虑和解决好如下几个问题：汽缸及其结合面的密封性；汽缸的热膨胀、热变形和热应力问题；汽缸的刚度、强度（特别应避免应力集中）和流动特性（特别是进汽室和排汽室）等。这里要特别强调热应力的问题，因为随着汽轮机进汽参数的提高和容量的增大，在相当长的时间内它必然是大家所关注的主要问题，并影响着汽缸结构形式的发展。

第一节 汽缸的结构与材料

为了便于加工、装配和检修，汽缸一般均做成水平对分形式（即上下缸形式）。为了合理利用材料，汽缸也常以垂直接合面分成几段（前部、中部和后部，或者高压段、中压段和低压段）。水平和垂直接合面通过法兰螺栓相互连接。为了保证其严密性，有的垂直接合面还在内圆上以密封焊焊牢。汽缸的形状总应力求简单，但由于其内部要与各级隔板或隔板套相连接，还要考虑进汽室的布置，外部要和进汽管、抽汽管和排汽管相连，总是难于上下左右都制成对称均匀的形状，这些都给加工制造和运行维护带来相当的困难。一般来讲，汽缸大体上维持为圆筒形、圆锥形或阶梯圆筒形。图1-1所示为哈尔滨汽轮机厂生产的N200-130/535/535型汽轮机的中压缸结构简图（该汽轮机为三缸三排汽结构形式，具体结构可参看图0-6）。该汽缸具有水平中分面，并有与前汽缸及排汽缸之间的两个垂直接合面，接合面处均为法兰螺栓连接。该汽缸的前部有四个单独铸造的再热蒸汽进汽室，分别与上、下两半汽缸焊成一体。上缸中部有两根连通中、低压缸的蒸汽连通管，它们与中部预留的接口用法兰连接；在下半缸的不同部位，则有连接高压加热器、除氧器和低压加热器的抽汽管道。排汽缸下部还有与凝汽器焊接相连的排汽管道。

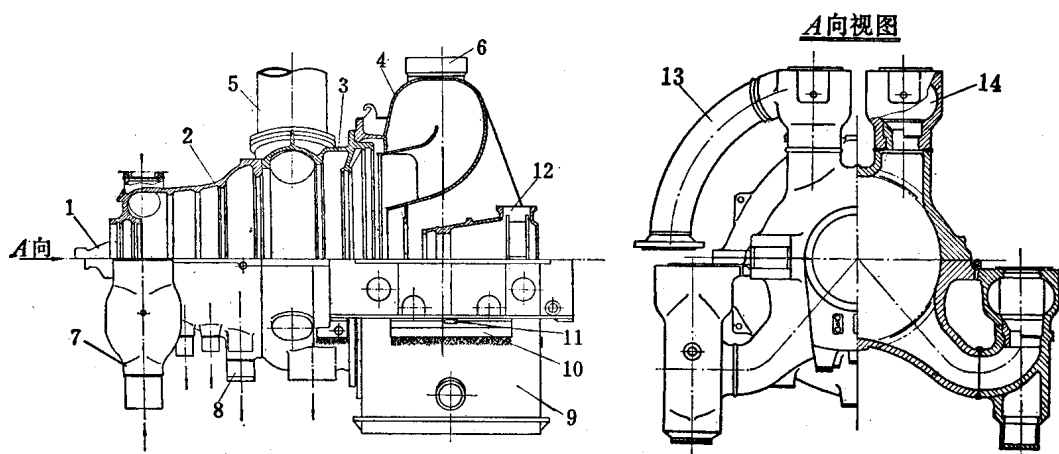


图 1-1 N200-130/535/535型汽轮机中压缸结构简图

1—猫爪；2—汽缸前部；3—汽缸中部；4—排汽缸；5—蒸汽连通管；6—排汽缸安全门；7—进汽管；8—抽汽管；9—排汽管；10—机座；11—横向键；12—轴承、盘车室；13—进汽导管；14—进汽室

汽轮机高中压部分的汽缸一般由合金钢或碳钢铸造而成。低压部分的汽缸则根据机组容量、结构要求、特别是部件尺寸的大小，可以是铸造结构，也可以是焊接结构。由于大型铸件较难保证质量，且木模造价又很高，因此2.5万千瓦容量以下的机组才较多采用铸造结构的低压缸。有些大容量机组的低压缸也采用了双层缸，由于其内缸尺寸较小，故采用铸造结构(如上海汽轮机厂生产的N125-135/550/550型、N300-165/550/550型汽轮机)。除此之外，低压缸基本上都采用由简单铸钢件与型钢、钢板拼焊而成的焊接结构，图1-1所示的后部排汽缸就是一例。

为了保证汽缸接合面的严密性，法兰做得远较汽缸壁宽厚，另外法兰螺栓还必须有足够的紧力和强度。这些部件都在高温下工作，因此还必须考虑应力松弛^①的问题。为了保证两次大修之间不致因应力松弛而造成接合面漏汽，目前大型机组高温部分的法兰螺栓均采用热紧方式，也就是使螺栓具有足够大的初紧力，在经过一定时间的应力松弛后，其剩余的紧力仍能保证法兰的严密性。与此相应，这些螺栓和螺帽上均开有一定尺寸的通孔(直径为15~25毫米)。这些通孔可供各种专用螺栓加热装置对螺栓进行加热之用。图1-2(a)即为用于N200-130/535/535型机组高压部分的M100法兰螺栓的典型结构。这种螺栓称为细腰螺栓或柔性螺栓。它的腰部直径略小于螺纹根部直径，弹性较好，可减小由于应力集中而引起断裂的危险。

为保证法兰接合面严密，法兰螺栓施加的紧力要比使上下缸分开的蒸汽作用力大很多，这一点已为计算和实践所证实。另外，实践还表明，螺栓材料中的弹性变形越大、初应力越低，则法兰连接紧密程度的减弱现象就越缓慢。通常，为了减小法兰螺栓的紧力，常采用减小螺栓的节距(即增加螺栓个数)和法兰螺栓内移两种方法。而为了增大螺栓的弹性变形，则采用增加螺栓长度的方法。增加螺栓长度可采用在罩螺帽与法兰表面间加装

① 零件在高温和应力状态下维持总变形(弹性变形与塑性变形之和)不变，但随着时间的延长，部分弹性变形会自发地变为塑性变形，从而使应力减低。这种现象，称为应力松弛。

特制高套筒垫圈的方法来实现；或者将螺栓的螺纹部分固定在位于下部法兰下方的罩螺帽中，而不固定在下法兰体中（即采用双头螺栓，见图1-2，b）。值得注意的是，目前国外机组广泛采用这种柔性较好的双头螺栓，这对提高汽缸结合面的严密性、减少法兰宽度、改进汽轮机的启动性能颇有关系。不过，这里要附带讲一下，拧紧位于下法兰体中的丝对，在运行过程中比双头螺栓受热快。这一点对限制法兰与螺栓间的温差（通常不允许超过25~40℃）、防止给螺栓附加过大的热拉应力而致使螺栓断裂，具有一定的意义。

一些机组在法兰内移后将螺栓部位加厚，构成所谓高窄波形法兰。运行实践证明，其密封效果还是比较好的，例如N50-90（51-50-3）型机组就采用这种法兰。有的机组在法兰内移后，将螺栓部位的汽缸刮出一凹进平面，在罩螺帽与法兰平面间加入高垫圈（N200-130/535/535型汽轮机就采用这种结构方式），具体结构可参看图1-3。

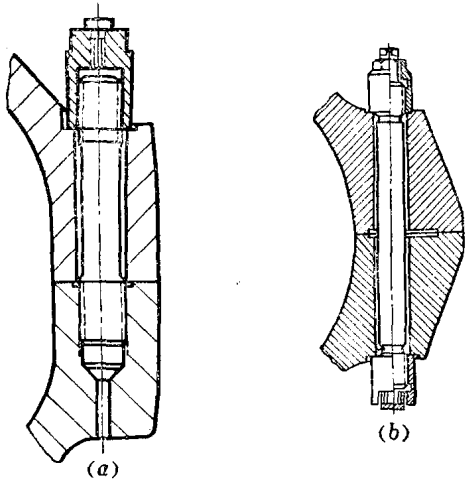


图 1-2 汽缸法兰螺栓
(a)细腰螺栓(柔性螺栓，丝对)；(b)双头螺栓

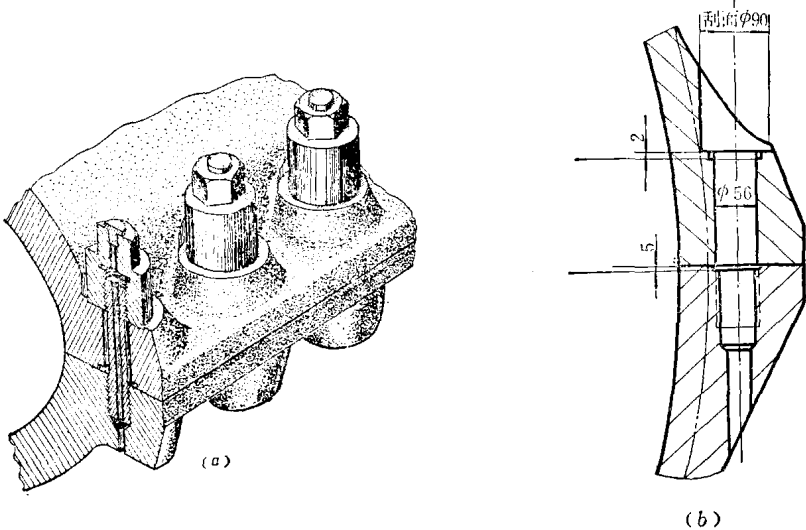


图 1-3 法兰内移
(a)高窄波形法兰；(b)凹进平面

随着蒸汽参数的提高，机组容量的增大，设计密封性好而又可靠的法兰连接已成为日益突出的问题。解决这个问题的途径之一，就是采用由内外缸组成的双层结构的汽缸（图1-4）。双层缸内外缸之间的夹层中充满着具有一定压力和温度的蒸汽，从而使内缸和外缸承受的压差和温差都大为减小。这样，缸壁和法兰的厚度均可做得薄一些；而且外缸由