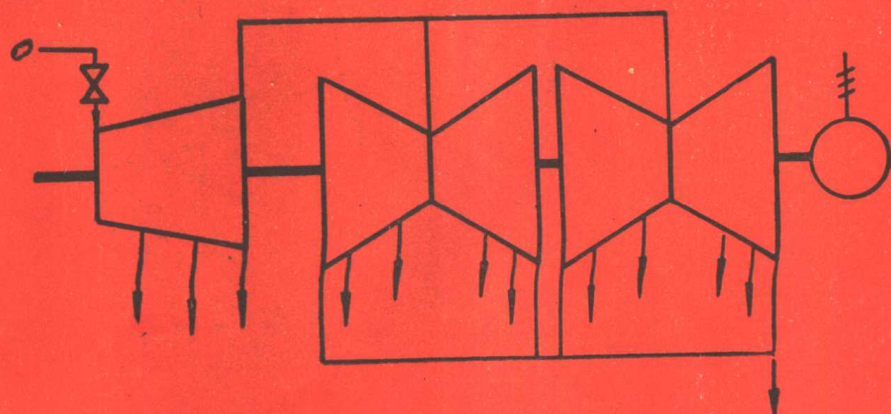


低压汽轮机和凝汽器 的气动热力学

[英] M.J. Moore [比利时] C.H. Sieverding 等著

翁泽民 俞茂铮 译
程代京 刘 斌

DIYAQILUNJI HE NINGQIQI
DE QIDONGRELIXUE



西安交通大学出版社

低压汽轮机和凝汽器的气动热力学

[英]M. J. Moore [比利时]C. H. Sieverding 等著

翁泽民 俞茂铮 译
程代京 刘 斌

西安交通大学出版社

内 容 简 介

这本专著系统地论述了大功率低压汽轮机和凝汽器的气动热力学问题。书中第1、7、8章阐述了低压汽轮机、排汽系统和凝汽器的结构特点、热力设计方法及其中的某些特殊设计问题。第5、6章综述了低压汽轮机长叶片气动特性和流场测试技术的最新进展,介绍了有关的试验装置、测量仪器、测试技术和现场测试方法。第2、3、4章阐述了低压汽轮机的通流设计方法,包括三元无粘及有粘流动,非平衡态湿蒸汽流动和跨音流动的计算分析方法,给出计算实例。本书内容新颖、实用,且详尽地总结了近年来这方面科研和生产中的成熟经验,向读者提供了较完整的理论知识和最新的技术成就。

本书可作为高等院校热力涡轮机专业研究生和高年级本科生的教材,也可供从事汽轮机及其辅机设备的设计、制造和研究的工程技术人员参考。

(陕)新登字 007 号

1. 低压汽轮机和凝汽器的气动热力学

[英] M. J. Moore [比利时] C. H. Sieverding 等著

翁泽民 俞茂铮 译

程代京 刘 斌

责任编辑 林家让

*

西安交通大学出版社出版

(邮政编码:710049)

西安交通大学出版社轻版印刷厂印装

陕西省新华书店经销

*

开本 787×1092 1/16 印张 14 字数:332千字

1992年5月第1版 1992年5月第1次印刷

印数:1—1500

ISBN7-5605-0430-2/TK·42

定价:6.55元

译者序

能源生产的高成本对电力生产的经济性提出了很高的要求,而汽轮机是电力生产过程的“心脏”。汽轮机的低压部分不仅在大功率汽轮机的工作过程中起着重要作用,而且工作条件十分复杂。通常,低压汽轮机的容积流量沿气流流动方向变化很大,因而采用大扩张角通流部分和扭叶片。其末级和次末级大都在湿蒸汽、跨音区工作,流动具有强烈的三元性。从理论和实验两方面综合研究低压汽轮机和凝汽器的气动热力学问题,可在增加不太多成本的前提下较大幅度地提高汽轮机的效率。

为了系统地解答这些问题,并将这几年来低压汽轮机和凝汽器方面的理论进展和最新技术成就提供给读者,M. J. Moore 和 C. H. Sieverding 邀请世界各国从事该领域研究工作的专家及学者开办讲座,并编写了这本专著。M. J. Moore 和 C. H. Sieverding 是以研究汽轮机的湿蒸汽流动而著名的学者。这本专著有可能引起设计观念的某些更新,从而导致汽轮机制造业的进一步发展。

本书共 8 章。第 1 章综述了现代低压汽轮机的结构设计和某些特殊设计问题。第 2 章主要介绍流线曲率和矩阵通流两种通流设计方法。第 3 章详细讨论透平叶栅的三元无粘和可压缩粘性流动方面的理论进展。第 4 章重点讨论了湿蒸汽级的非平衡态的理论和计算方法,还讨论了跨音二元凝结流的问题。第 5 和第 6 章综述了扭曲长叶片的气动特性和流场测试技术的最新进展,重点介绍改进后的试验装备、测试仪器、测试技术和现场测试方法。第 7 章以扩压器为对象,较为系统地讨论了汽轮机低压排汽系统中的复杂流场及减小排汽系统气动损失的途径。第 8 章讨论了大功率汽轮机凝汽器的传热与流体流动问题以及热力设计方法,还介绍了凝汽器工作特性的计算机模拟方法、研究实例和凝汽器的发展情况。

本书第 1 章、第 5 章和第 6 章由翁泽民同志译,第 2 章和第 3 章由刘斌同志译,第 4 章和第 7 章由程代京同志译,第 8 章由俞茂铮同志译。在互审译稿的基础上,全书由翁泽民同志统稿。

本书责任编辑林家让同志仔细审阅了译稿,提出了许多宝贵意见,在此谨表衷心的感谢。由于译者水平所限,错误和不当之处难免,敬请读者指正。

译者

一九八八年八月十日

作者介绍

B. J. Davidson 是位于英国 Leatherhead 的 CEGB 研究实验室热动力学分部的项目负责人。在 8.1 节中,他对大型蒸汽凝汽器中的传热特性及管束设计中的现代计算技术作了详细的说明。

W. N. Dawes 在 3.2 节中,提供了透平叶栅中二元及三元可压缩粘性流动的令人印象深刻的最新理论结果。Dawes 博士在英国剑桥大学工程科学系任讲师期间,就已在这一领域作出了重要贡献。

J. D. Denton 是英国剑桥大学 Whittle 实验室主任。在 3.1 节中,他说明了跨音速透平叶栅中无粘流动的分析方法及其应用。由于 Denton 博士对通流计算方法 and 时间推进计算技术的贡献,使他早已成为国际著名学者。

D. H. Evans 是美国佛罗里达州奥兰多西屋电气有限公司的会员工程师。他是 2.2 节矩阵通流计算方法和 5.1 节改进透平叶栅的实验技术和设备两节的作者。

H. Keller 是德意志联邦共和国鲁尔地区电站设备联合制造公司蒸汽轮机热动力学分部的主任。他在第 7 章中介绍了汽轮机排汽系统中的复杂流场,并且讨论了减小排汽系统气动损失的途径。

H. V. Lang 是美国北不伦瑞克 BBC 公司总工程师。在 8.2 节中他详述了制造厂在大型凝汽器改进方面所做的努力,评述了这一领域中广泛采用的设计方法,并由他介绍了著名的 BBC “教堂窗式”管束排列的基本原理。

A. Accornero 和 L. Maretto 在 6.2 节中详细地讨论了一台 330MW 汽轮机末级流场的测试结果,在这一领域做出了极有价值的贡献。Accornero 先生和 Maretto 先生分别担任意大利热那亚 S. p. A Ansaldo Componenti 透平机械实验室和透平研究及发展部的主任。

M. J. Moore 是位于英国 Leatherhead 的 CEGB 研究实验室透平研究的规划经理。在 6.1 节中,他介绍了流场测试技术的最新进展,这些技术对了解透平中的损失机理具有重要意义。

A. Roeder 是瑞士巴登 BBC 公司透平与发电机设计部主任。在第一章中,他讨论了在大型高效蒸汽轮机设计中遇到的结构上和经济上的制约因素。

C. H. Sieverding 在比利时 Rhode St. Genese 的冯·卡门(Von Karman)研究所工作,从事蒸汽轮机跨音叶栅实验已有 20 年的经验。他在 5.2 节中描述了现代低压汽轮机末级扭曲长叶片的复杂气动特性。

J. Snoeck 现任比利时 I. R. S. I. A 的科学顾问。当他在冯·卡门(Von Karman)研究所读研究生期间,就开始从事透平叶栅中湿蒸汽流动的研究。在 4.2 节中,他详述了末级动叶顶部截面中的湿蒸汽流动问题。

M. Troilo 在意大利热那亚大学工作,多年来一直从事于蒸汽轮机设计与分析计算程序的开发。在 2.1 节中,他介绍了流线曲率通流理论的发展,这种方法在现代蒸汽轮机发展过程中起到了重要的作用。

J. B. Young 是英国剑桥大学工程科学系的讲师。他在 4.1 节中介绍了湿蒸汽透平中成核、液滴生长及湿汽损失等计算的最新理论进展。

前 言

在大型的电力生产部门,提供能源的设备无论是矿物燃料锅炉、气冷核反应堆、轻水或重水反应堆和快堆,或者将来的核聚变反应堆,汽轮机都起着重要的作用。然而,由于矿物燃料价格昂贵,核动力设备的投资成本高,因此如何将所释放的热能尽可能有效地转换成机械功的问题显得越来越重要。本书即介绍在提高汽轮机效率的努力中所取得的重要进展。

在 70 年代,汽轮机尺寸增大,机组功率达到 1 300MW。可是,世界经济增长在 80 年代呈下降趋势,使新机组的订货明显减少。许多电力企业正在设法延长旧汽轮机的使用寿命,延长寿命的一个主要措施是采用最新的设计理论换用新的部件以提高效率。实践证明,这种措施有利于降低电厂费用。

更换部件的主要对象是汽轮机低压部分及凝汽器。因为机组功率增加后,这些部件的气动热力设计问题比起机组的其它部分变得更为困难。由于这些原因。Von Karman 研究所邀请低压汽轮机及凝汽器研究领域的专家举办了有关这些研究领域的一系列高级讲座,本书即为这些讲座的讲义选集。报告人来自欧洲及美国,都是他们所从事的专业研究及发展领域的专家。本书打算给大学生、研究人员和汽轮机装置设计人员提供近几年来这方面的知识和技术的进展全貌。其中特别有意义的,例如,在第 3 章及第 6 章分别介绍的粘性可压缩流理论的发展及蒸汽湿度测量技术,这些进展必定会导致汽轮机制造业在将来的进一步发展。

由于本书包括了汽轮机及凝汽器的流体力学,因此它是 M. J. Moore 及 C. H. Sieverding 主编的 Von Karman 研究所出版的另一专著《透平和分离器中的两相流》(Hemisphere, 1976)的补充,并且在汽轮机中湿蒸汽流动分析方面有了重要发展。

我们对下列机构给予的合作表示感谢,它们是:西德的勃朗·鲍威利公司(BBC Brown Boveri & Cie)、英国的中央电力研究所(CEGB)、西德的电站设备联合制造公司(KWU),美国的西屋电气公司和英国剑桥大学。此外,对 N. V. Toubau 夫人、F. Postijns 夫人、L. Klinkenbergh 小姐、J. C. Lobet 先生及 M. Blockx 先生在准备此书中的技术性帮助也表示谢意。

M. J. Moore

C. H. Sieverding

目 录

第1章 现代低压汽轮机设计

1.1 引言	(1)
1.2 低压汽轮机结构设计	(1)
1.2.1 3 600r/min 低压汽轮机	(1)
1.2.2 1 800r/min 低压汽轮机	(3)
1.2.3 轴承与支座	(4)
1.2.4 凝汽器安装	(4)
1.3 低压汽轮机设计	(8)
1.3.1 冷端最优化	(9)
1.3.2 低压汽轮机进口压力	(9)
1.4 低压汽轮机设计中的特殊问题	(13)
1.4.1 进汽壳	(13)
1.4.2 低压转子和叶片	(14)
1.4.3 低压排汽部分	(17)
1.5 结论	(17)
本章符号	(17)

第2章 通流设计方法

2.1 流线曲率法	(18)
2.1.1 前言	(18)
2.1.2 简要回顾	(18)
2.1.3 数学表达式	(19)
2.1.4 边界条件	(21)
2.1.5 径向平衡方程的数值积分	(21)
2.1.6 迭代层	(23)
2.1.7 流线曲率计算	(25)
2.1.8 损失和流动角计算	(26)
2.1.9 湿度影响	(29)
2.1.10 在末级设计中的应用	(30)
2.1.11 结论	(32)
2.2 矩阵通流计算	(32)
2.2.1 基本方程	(32)
2.2.2 设计方法	(35)
2.2.3 分析方法的验证	(36)
本章符号	(39)
参考文献	(40)

第3章 三元流动计算

3.1 透平叶栅的三元无粘流动计算	(44)
3.1.1 引言	(44)
3.1.2 基本方法	(44)
3.1.3 方程组	(45)
3.1.4 网格	(46)
3.1.5 求解方法	(47)
3.1.6 边界条件	(47)
3.1.7 稳定性和收敛性	(48)
3.1.8 基本程序算例	(49)
3.1.9 整级计算	(50)
3.1.10 结论	(52)
3.2 轴流式透平机械中三元可压缩粘性流动计算的发展	(55)
3.2.1 引言	(55)
3.2.2 三元雷诺平均 Navier-Stokes 方程组	(55)
3.2.3 抛物方法	(56)
3.2.4 椭圆方法	(56)
3.2.5 结束语	(59)
本章符号	(62)
参考文献	(62)

第4章 湿蒸汽级的计算

4.1 低压缸中非平衡态湿蒸汽的流动	(66)
4.1.1 引言	(66)
4.1.2 湿蒸汽流动的流体力学基础	(66)
4.1.3 非平衡流的阻塞现象	(71)
4.1.4 低压汽轮机通流计算	(75)
4.1.5 结束语	(84)
4.2 跨音速透平叶栅的二元凝结流	(84)
4.2.1 引言	(84)
4.2.2 流动的数学描述	(85)
4.2.3 跨音速叶栅的凝结流	(88)
4.2.4 结论	(96)
本章符号	(96)
参考文献	(99)

第5章 叶片气动性能的改进

5.1 叶片性能改进用的试验装置	(103)
5.2 末级叶片型线的气动特征	(111)
5.2.1 末级的流动状态	(111)
5.2.2 透平跨音叶栅性能	(112)

本章符号	(126)
参考文献	(126)
第6章 汽轮机性能的测量	
6.1 测量仪器的改进	(128)
6.1.1 引言	(128)
6.1.2 蒸汽动力装置效率的测量	(128)
6.1.3 在线性能监测仪	(130)
6.1.4 用排汽热量测量来计算热耗率	(131)
6.1.5 低压缸效率的直接测量	(133)
6.1.6 单级性能的测量	(138)
6.2 320MW 汽轮机低压缸现场测量	(140)
6.2.1 引言	(140)
6.2.2 试验汽轮机	(141)
6.2.3 汽轮机和循环装置	(141)
6.2.4 仪器	(142)
6.2.5 数据采集和控制系统	(142)
6.2.6 测量技术	(142)
6.2.7 试验结果与计算值的比较	(144)
6.2.8 结束语	(146)
本章符号	(147)
参考文献	(147)
第7章 低压汽轮机排气系统的设计	
7.1 引言	(150)
7.2 一般扩压器文献的综述	(150)
7.3 90°弯曲形扩压器的特性	(151)
7.4 低压汽轮机排汽系统设计的应用	(155)
7.5 结论	(162)
本章符号	(163)
参考文献	(163)
第8章 大功率汽轮机的凝汽器	
8.1 热力设计	(164)
8.1.1 引言	(164)
8.1.2 热力设计方法	(165)
8.1.3 传热	(167)
8.1.4 管束中的压降	(175)
8.1.5 计算机模拟	(180)
8.1.6 计算机研究实例	(185)
8.1.7 结束语	(188)
8.2 凝汽器的发展	(188)

8.2.1	引言	(188)
8.2.2	凝汽器的发展目标	(189)
8.2.3	决定凝汽器尺寸及管子布置的因素	(190)
8.2.4	管束和凝汽器设计	(196)
8.2.5	热力设计	(201)
8.2.6	凝汽器接收试验	(201)
8.2.7	“教堂窗”式凝汽器最近的现场试验结果	(202)
本章符号.....		(206)
参考文献.....		(207)

第1章 现代低压汽轮机设计

1.1 引言

当今,由于能源生产的高成本,对电能生产的经济性提出了很高的要求。因此,现代低压汽轮机设计的好坏,应采用决定发电厂各部件的经济性指标来衡量,其中特别是利用率、效率和投资成本等指标。低压汽轮机的设计必须综合考虑这些指标。譬如仅仅用汽轮机效率来衡量就不太合适,必须考虑低压部分对整个汽轮机可靠性的影响,同时对可能增加的成本,必须用一个实际的比价因子与得到的效率增益进行比较来核算。

在设计低压汽轮机时,要同时考虑上面提到的各项指标,就要求熟悉机械并与熟悉气动设计的工程师紧密合作。要正确地判断某一产品可靠性方面的设计特点,还要求从现有电厂机组的运行经验中不断地获得反馈信息。

现代高压和中压汽轮机的效率已有可能较精确的计算,这主要是由于有了可靠的叶片流动损失的数据。这些损失数据,已经在流体力学实验室中对于各种相对几何参数和流动条件,通过系统的实验获得。因此可对高压和中压汽轮机不同设计方案的效率和成本作较可靠的比较分析。

低压汽轮机设计中,经济性最优化问题的解决并不总是成功的。湿蒸汽和三元流动的特性使完全精确的测量产生困难,且系统地进行低压汽轮机的试验研究的成本又很高。因此,迄今这仍妨碍用于对低压汽轮机设计进行精确的效率分析的资料积累。此外,低压部分效率受到排汽缸损失的严重影响,至今排汽损失几乎不可能进行理论分析计算,它只能根据少量测量点的数据用实验加以估计。所以,目前还没有找到一种低压汽轮机经济性最优化设计且经受实验验证的分析方法。我们仍依靠熟悉这个复杂问题的工程师们的经验并可采用合理的假设来解决这一问题。

1.2 低压汽轮机结构设计

只有了解低压汽轮机的结构特点,才有可能获得气动和机械设计的合理概念。本章用两个实例来说明低压汽轮机的结构问题。

1.2.1 3 600r/min 低压汽轮机

图 1.2.1 表示运行在北美许多火电厂中功率为 1 300MW、转速为 3 600r/min 的低压汽轮机。这个双流式低压汽轮机的主要部件有外缸、装有静叶的内缸、动叶和转子。每一侧排汽面积为 6m^2 。蒸汽通过与外缸用膨胀节连接的热弹性管道进到内缸的进口部分,然后分成双流以相反方向流向叶片。汽流从叶片排出后通过一个短的环形扩压器进入外缸的排汽室,最后向下排入凝汽器。

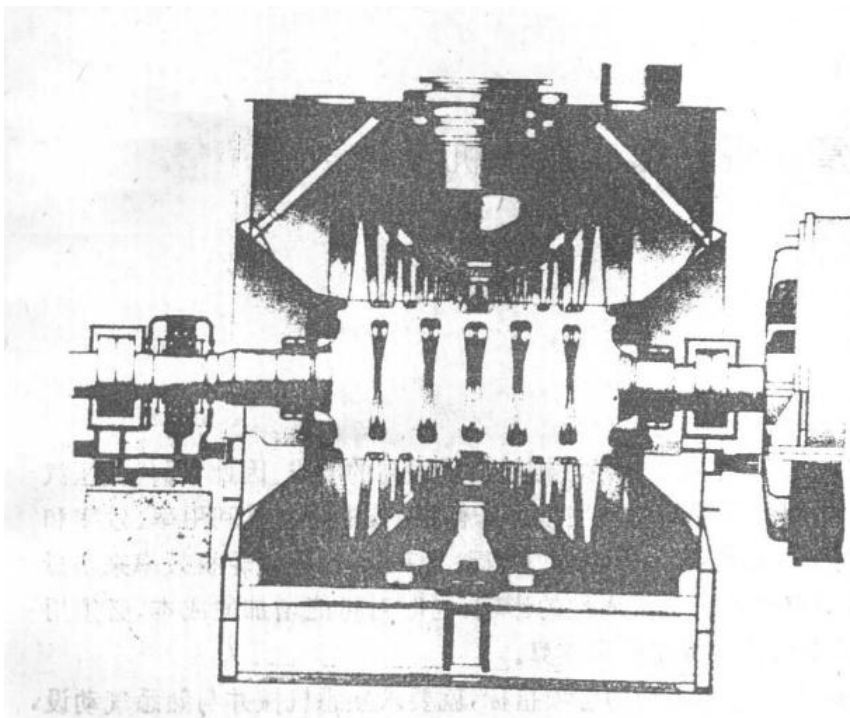


图 1.2.1 3 600r/min 低压汽轮机

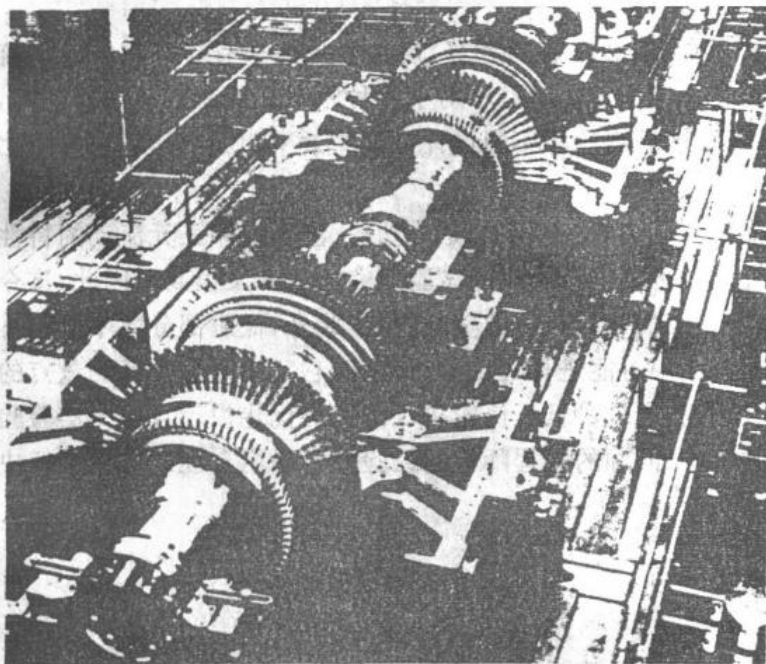


图 1.2.2 低压转子车间组装(末级动叶未装上)

内缸和外缸均采用焊接结构,铸造的静叶隔板装入内缸,汽缸和隔板都采用水平中分面分成上下两半,且由法兰面用螺栓连接(图 1.2.2)。外缸下半两侧整个长度支撑在基础上,纵向相对于轴承座或发电机的位置通过定位键定位。内缸由外缸内部的连接面支持,它与外缸的相对死点在蒸汽进口部分,各滑键允许汽缸在各个方向自由膨胀。用螺栓连接的静叶持环装入内缸后,轴向是固定的,但可以保证其纵向和横向膨胀的自由。

低压汽轮机每一侧有五个级。前三级动叶采用对称的等截面、反动式、带围带叶片。第一级静叶由于装在进口导向装置上,因此,不产生间隙漏汽损失。最后两列动叶采用适用于三元流动的扭曲自由叶片。静叶采用平钢板,略加铣削成型并铸入隔板。

低压转子(图 1.2.1)是由锻压的轮盘和轴端部焊接而成的。在转子主体两个端面有供动平衡配重用的槽,不需打开汽缸就可进行重新动平衡。在转子穿过汽缸处有轴向汽封,用来防止蒸汽泄漏。汽封采用

拉别令式(labyrinths)(图 1.2.3),它有径向安置的弹性环段以防止碰擦损坏。由于双流的叶片配置,使其轴向推力是平衡的,尽管用于给水加热器的抽汽在两侧是不对称的,但也没有必要采用平衡活塞来平衡轴向推力。

为了防止大气压力作用到低压缸上引起汽缸的破裂,在汽缸内部加支撑是很必要的,但应该尽量少用,以免引起流动损失。由于季节不同,冷却水温度变化会使汽缸排汽真空变化,这将引起汽缸应力的变化而产生汽缸端壁附加的变形。

如果汽封直接装在端壁上,上述附加变形就可能使汽封发生问题。因为汽封处径向间隙很

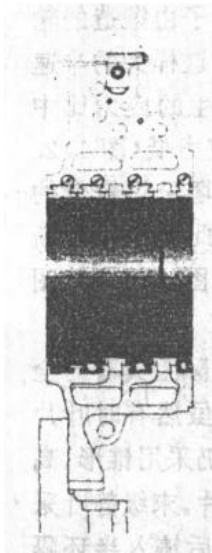


图 1.2.3 低压端汽封

小,不允许汽缸壳有变形。因此,大功率低压汽轮机常把汽封装在与汽缸分开的轴承座上。

低压内缸承受相对较大的压力和热应力,因此只有采用柔性的结构才能消除过大的应力。自支撑的隔板采用可自由膨胀的方式装配。现代壳体理论计算方法已能够求解复杂的应力和变形问题,因此已有可能避免转子危险的碰撞和内部的漏汽问题。

1.2.2 1800r/min 低压汽轮机

图 1.2.4 给出现代半速低压汽轮机,它用于北美 900MW 到 1300MW 的核电站。该汽轮机单侧叶片排汽面积为 16.4m^2 ,是前面表示的全速汽轮机的 2.7 倍。

如图,蒸汽从水平进汽管通过固定在外缸上具有膨胀节的蒸汽管进入内缸。内缸进汽部分由两个半蜗壳(图 1.2.5)组成,它以最小的流动损失使蒸汽导向两侧分流的叶片。

外缸由十二个焊接部件用螺栓连接而成,其中有四个部件到现场后才

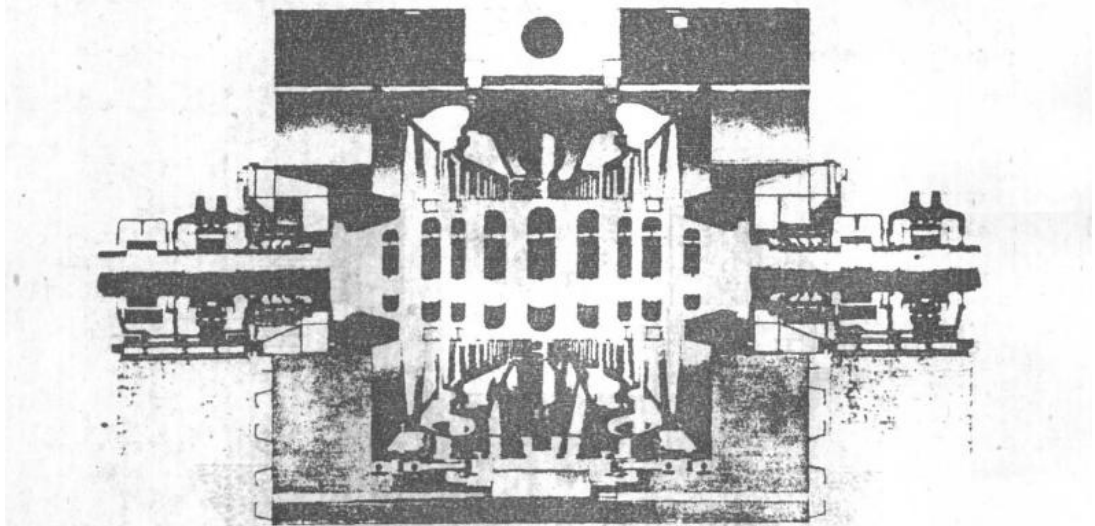


图 1.2.4 1800r/min 低压汽轮机

与凝汽器焊在一起。横向端部导向销在透平轴线水平中分面上,用来进行转子的安装和吊出(图 1.2.6)。平行于透平轴的纵向导向销用来保持各汽缸部件的安装定位。

低压汽轮机的死点位于外缸的中心。

基础支座位于外缸两端的四个角落上,并采用允许外缸自由膨胀的固定方式。外缸的找中是利用基础轴承座上的键槽来获得的。

铸造的内缸由进口蜗壳(图 1.2.7)和用螺栓与蜗壳连接的叶片持环组成,两半蜗壳和两半叶片持环均在水平中分面用螺栓连接(图 1.2.8)。内缸支持在与连接而相同高度的两对铸造支架上。内缸相对于外缸的死点位于其中一对支架平面上,这样内缸可以从此点向任意方向自由膨胀,这种允许热膨胀的结构是为了避免产生过大的应力和变形。由热引起的静子和转子的相对胀差在设计时必须可靠地估算,以便留出足够大的径向和轴向间隙。半速 1300MW 汽轮发电机组的轴向胀差最大可达 30~40mm。

如图 1.2.4 所示,转子在两联轴器法兰之间的长度约为 13m,直径为 2.64m,其重量(包括

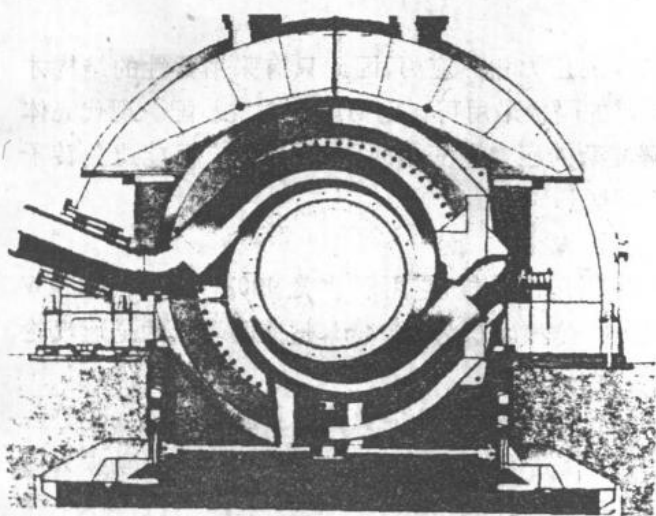


图 1.2.5 1800r/min 低压汽轮机进口部分

叶片)略大于 200 吨。转子由锻造的轮盘和端轴焊接而成。对这样大的半速转子,这种焊接结构产生的应力比中心轴套装轮盘转子的应力低(图 1.2.9),这样就允许轴的钢坯采用较低的退火温度进行处理,因此应力腐蚀断裂的危险性也就减小(图 1.2.10、图 1.2.11)。

半速低压汽轮机实际上具有与全速汽轮机相同的叶片,虽然有时叶片要长一倍。末二级叶片仍采用锥形、高度扭曲、精锻的自由叶片。末级静叶采用焊接的空心叶片,然后铸入半环隔板。外汽封用螺栓装在轴承座上,并用

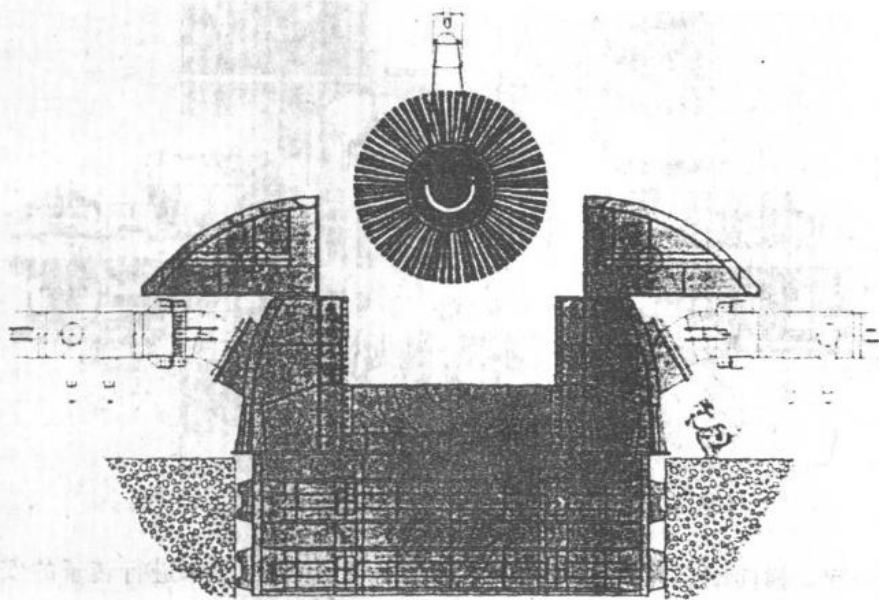


图 1.2.6 1800r/min 低压汽轮机转子拆卸

弹性元件与外缸连接,这样外缸的变形不会影响外汽封的间隙

1.2.3 轴承与支座

汽轮发电机组的可靠性在很大程度上受到转子动力特性的影响。动力特性设计良好的转子对不平衡响应不敏感,因此,容许采用相对较多的基础和轴承座。

汽轮发电机组完整的转子动力学研究应包括转子、轴承座和基础几方面,如图 1.2.12 所示。为此,必须知道轴承和基础支座的阻尼和刚度,当前采用的是考虑基础动力特性的计算方法。

目前,全封闭的轴承(图 1.2.13)或多瓦片轴承(图 1.2.14)已被用于大功率汽轮发电机组上。基础有三种基本型式,如图 1.2.15 所示。通常推荐采用弹簧基础(图 1.2.16)。

1.2.4 凝汽器安装

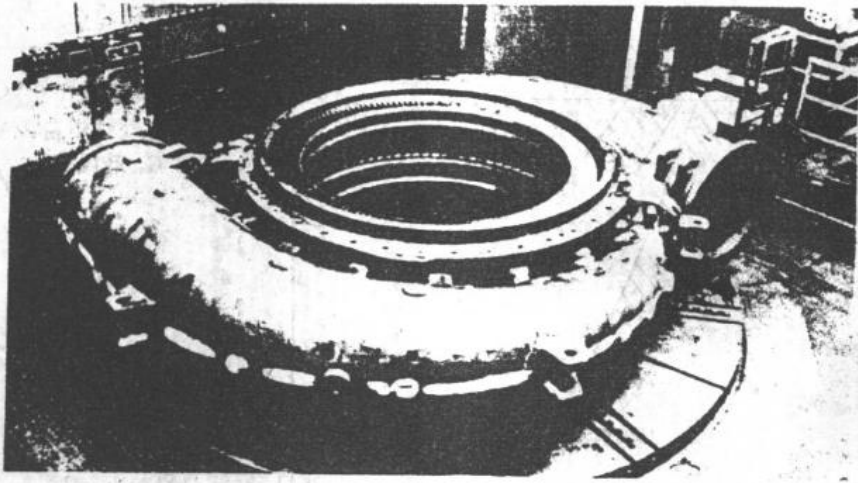


图 1.2.7 低压进汽壳(两个半蜗壳)

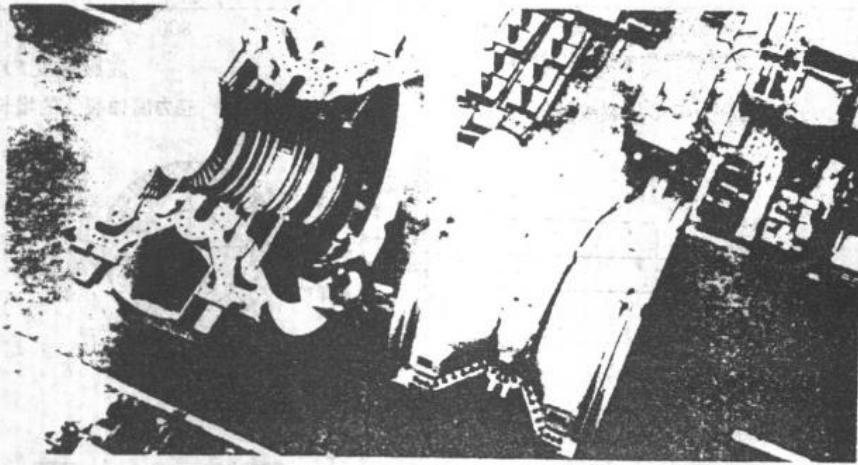


图 1.2.8 1800r/min 低压汽轮机外壳

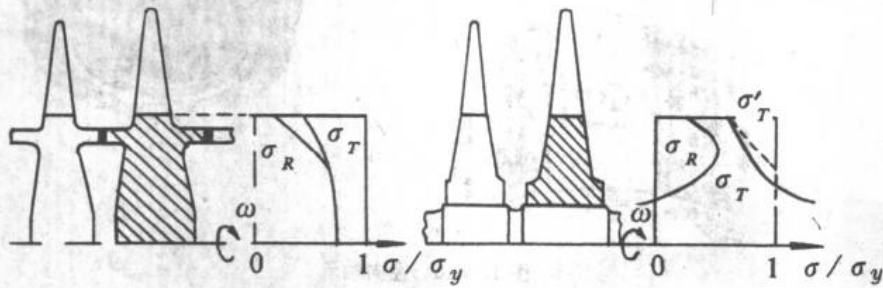


图 1.2.9 焊接转子和轮盘套装转子的应力

σ —应力 σ_y —屈服应力 σ_R —径向应力 σ_T —切向应力(弹性计算) σ'_T —切向应力(塑性计算)

凝汽器的安装对低压汽轮机结构的影响很大,凝汽器施加于汽轮机基础上的负荷与汽轮机和凝汽器的连接方式有很大关系。各种现代安装方式示于图 1.2.17。

对基础所受负荷讲,凝汽器与汽轮机刚性连接并由机房地面上弹簧支撑的方式最好,因此常被采用。

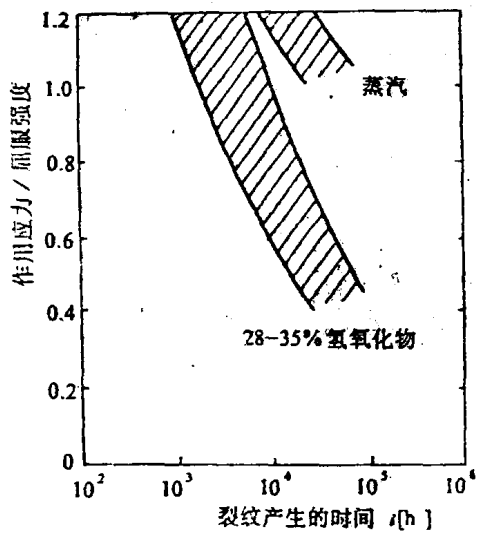


图 1.2.10 在应力下形成裂纹经历的时间

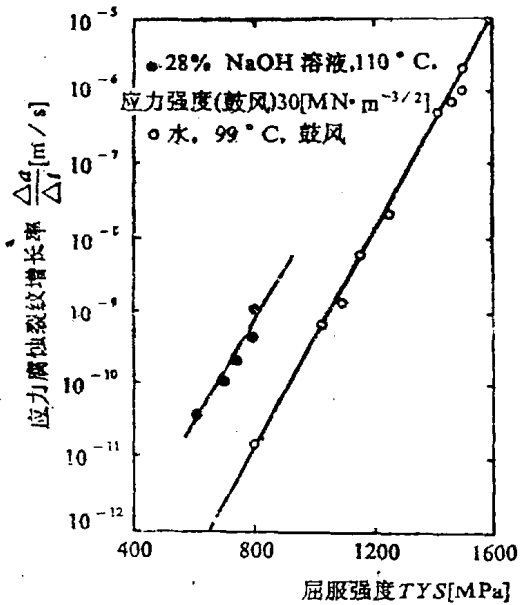


图 1.2.11 应力腐蚀裂纹的增长率

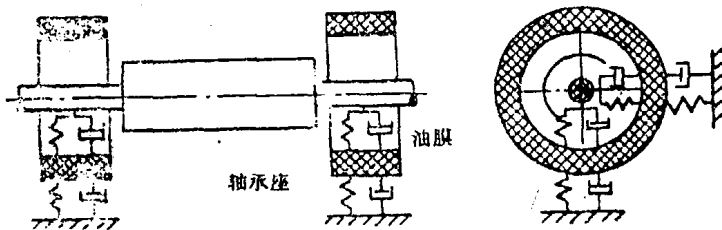


图 1.2.12 研究转子动力特性的计算模型

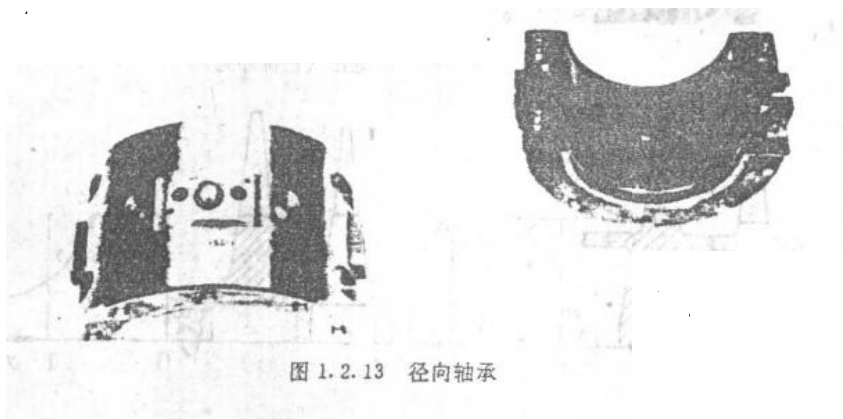


图 1.2.13 径向轴承

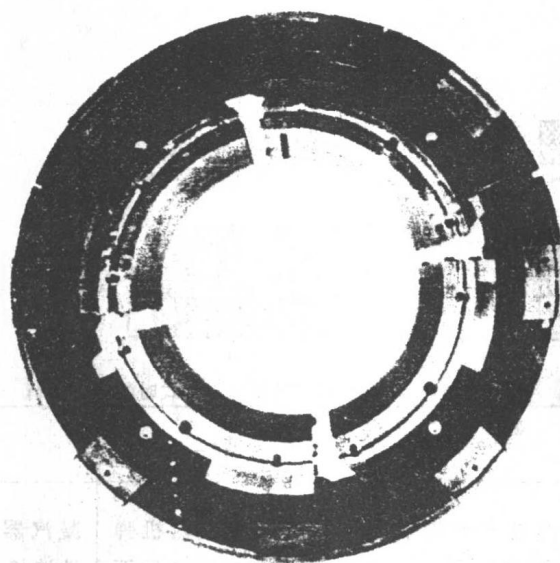


图 1.2.14 具有可倾瓦块的径向轴承

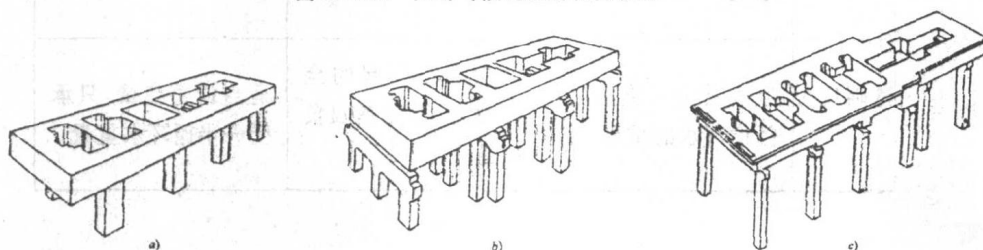


图 1.2.15 汽轮发电机组的基础

a) 整体混凝土基础 b) 安放在横梁上的弹簧基础 c) 安放在支柱上的弹簧基础

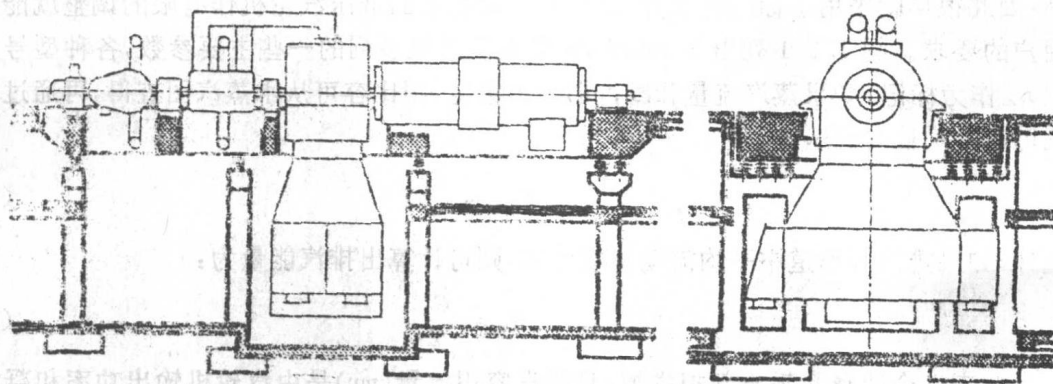


图 1.2.16 安装在低频弹簧支持基础上的汽轮发电机组