



高压汽轮机检修

吉林热电厂

水利电力出版社

TK269

1
3

高压汽轮机检修

吉林热电厂

水利电力出版社

2668214

内 容 提 要

本书在总结我国高压汽轮机检修经验的基础上,系统地介绍高压汽轮机各主要部件的结构、常见损坏及其原因、检修工艺和检修工具。对各零件的材料及代用材料也作了介绍。书中对一些特殊检修项目也作了扼要的叙述,如直轴、叶轮补焊以及找平衡等。

本书供我国高温高压发电厂汽机检修工人和技术人员阅读,也可供其他发电厂检修工人和高等学校热能动力装置专业的师生参考。

高 压 汽 轮 机 检 修

吉 林 热 电 厂

*

水利电力出版社出版

(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

一二〇二工厂印刷

*

787×1092毫米 16开本 31印张 707千字

1979年10月第一版 1979年10月北京第一次印刷

印数 00001—16780 册 每册 2.75 元

书号 15143·3428

前 言

本书总结了我国汽轮机检修工作者多年来在我国电厂设备和技术条件下检修汽轮机的经验，向读者介绍高压汽轮机的检修工艺和检修工具。全书共分十三章，综述汽轮机本体和调节系统两部分的检修。鉴于高温合金钢螺栓及保温在高压汽轮机设备中的重要性，本书单列一章详细叙述。为了使检修工艺方法与检修的设备密切结合，本书往往将一项工艺的不同方法在不同章节中分别叙述。

在编写及审稿过程中我们不仅从有关书籍中取得一些资料，还得到陕西省电业管理局、水利电力部西安热工研究所、哈尔滨汽轮机厂、上海汽轮机厂、徐州电业局、吴泾热电厂、石景山发电厂、北京热电厂、南京热电厂、西固热电厂、茂名热电厂、望亭发电厂、黄台发电厂、唐山发电厂、阜新发电厂、辽宁发电厂、朝阳发电厂、北京电力试验研究所、华东电业管理局电力试验研究所等许多单位的审查和热情帮助，为我们提供了许多宝贵的意见和资料，我们谨向这些单位和同志表示衷心感谢。

本书是在前吉林热电厂总工程师刘焕长同志的直接指导下由汽机分场武毅强、凌文辉和王跃昌三同志编写。由于我们的水平所限，错误之处在所难免，恳切希望读者批评指正。

吉林热电厂

一九七八年四月

目 录

前 言	
绪 论	1
第一章 高温合金钢螺栓的拆装及检修	4
第一节 螺栓紧力的确定	4
第二节 高温合金钢螺栓的拆装工艺	18
第三节 高温合金钢螺栓的检修工艺	30
第二章 汽缸	35
第一节 汽缸的结构	35
第二节 滑销系统的检修	40
第三节 汽缸揭大盖、翻大盖及扣大盖	43
第四节 汽缸结合面漏泄的处理	45
第五节 汽缸裂纹的检查与处理	53
第三章 喷嘴、隔板及隔板套的检修	70
第一节 结构	70
第二节 喷嘴组的检修	78
第三节 隔板及隔板套的检修	81
第四章 汽封	92
第一节 结构	92
第二节 轴封与隔板汽封的检修	95
第三节 轴封及隔板汽封间隙的测量与调整	100
第四节 通流部分汽封的检修	108
第五章 支持轴承与推力轴承	112
第一节 结构	112
第二节 支持轴承的检修	119
第三节 推力轴承的检修	130
第四节 轴瓦重新浇铸轴承合金	133
第五节 推力轴承的监测装置	138
第六章 转子	142
第一节 转子的结构	142
第二节 联轴器的结构和检修	144
第三节 叶轮的拆装	149
第四节 叶轮的检修	159
第五节 转子的测量工作	169
第六节 轴颈及推力盘的检修	172
第七节 直轴	174

第八节 转子断裂	188
第七章 叶片	198
第一节 叶片的结构	198
第二节 叶片的清扫和检查	203
第三节 叶片损伤的原因及其防止措施	208
第四节 叶片的检修	214
第五节 长叶片的防水蚀措施	244
第八章 汽轮机找中心	251
第一节 找中心的目的及步骤	251
第二节 汽缸轴承座水平、轴颈扬度及转子对汽缸轴封洼窝中心的测量	254
第三节 转子按联轴器找中心	256
第四节 隔板及轴封套按转子找中心	272
第九章 汽轮发电机组的振动及转子找平衡	277
第一节 常见机组振动的原因和消除对策	277
第二节 动平衡	287
第十章 调节系统的特性试验及其调整	336
第一节 调节系统的任务和要求	336
第二节 调节系统的静态特性试验及调整	338
第三节 调节系统的动态特性试验	352
第四节 调节系统的缺陷分析及处理	362
第十一章 调节部件的检修	373
第一节 调节器	373
第二节 错油门及油动机	382
第三节 配汽机构	389
第四节 汽轮机的保护装置	398
第五节 自动主汽门	408
第六节 减速机构	412
第十二章 油系统的检修	421
第一节 油箱	421
第二节 冷油器	423
第三节 油管路及其附件	426
第四节 主油泵	435
第五节 起动油泵	445
第十三章 保温	450
第一节 保温材料	450
第二节 保温层厚度的计算方法	453
第三节 汽缸保温	460
第四节 管道保温	462
第五节 喷涂保温	464

附 录

I	汽轮机检修常用金属材料	467
II	高压蒸汽管路用钢管	471
III	汽轮机检修常用金属材料化学成分及机械性能	472
IV	铸铁的机械性能	486
V	汽轮机检修常用焊条	487
VI	填料和垫料	488
VII	常用保温材料性能	489
VIII	室内保温材料	489
IX	快干式喷涂保温材料	489

绪 论

一、加强检修管理的重要性

在火力发电厂中，汽轮机是能量转换的关键环节。由于电能的生产特点，要求汽轮发电机组必须连续不断地运行。为了达到上述要求，机组的检修维护工作是必不可少的。

为了保证设备的检修质量，降低检修费用和完成检修计划，从而保证设备的长期安全经济运行，就必须加强检修管理工作。

通常检修管理工作有以下几项：

1) 设备管理； 2) 技术资料管理； 3) 计划检修； 4) 施工管理。

为使设备能够安全经济地运行，首先需要管好设备。为此，应充分发挥工人的积极作用，并建立岗位责任制，把设备落实到人，做到人人有专责，件件设备有人管。运行和检修工人应掌握好设备的技术状况，发现缺陷及时处理，不断提高设备的健康水平。其次要做好设备的计划检修工作，因为汽轮机设备的零部件在运行中会逐渐发生磨损、腐蚀、冲蚀、结垢、高温氧化和金属的蠕变及松弛等现象。不按期检修，汽轮机的安全经济性会越来越低。为了及时修复汽轮机，避免发生事故，我们应贯彻以预防为主有计划检修的方针，应修必修，修必修好，反对该修不修，硬撑硬挺。实行计划检修的关键是正确地制订设备的检修间隔。检修间隔应根据设备的技术状况，部件的磨损、腐蚀、劣化、老化等规律，以及运行维护和检修工艺水平等条件慎重地确定。汽轮机设备的检修分为大修及小修两种。大修时要揭开汽缸盖进行全面的检查；小修时仅对设备的个别部件进行检查。根据设备检修间隔和设备技术状况制订汽轮机设备的大修及小修计划。

为了保证检修计划的完成，厂领导和车间领导除了在年计划中排出大小修进度外，还要具体安排落实季计划、月计划和周计划；落实检修项目、工期、开工日期、劳动力、主要材料、备品配件以及专用工具等等。

为了保证设备的检修质量，检修人员必须具有主人翁责任感，严格执行工艺措施，正确使用材料、工具、仪器，确保检修质量。检修后，要按照质量标准自行检查，合格以后才交工，谁修谁保。验收人员必须以高度负责的精神，深入现场，在检查验收的同时，协助检修人员解决检修中所出现的问题。需要加强技术资料的管理。技术资料是检修经验的总结，它反过来又指导检修工作的进行。为了加强技术管理和提高检修工艺水平，必须循着实践、认识、再实践、再认识的途径，不断健全技术资料的管理。它包括设备台帐、试验记录、技术总结、图纸、检修质量标准 and 检修工艺规程，以及备品目录和材料定额等。

为了降低检修费用，首先应有一个切实可行的材料定额，作为计划管理的依据。依据材料定额（按一般检修项目制订）和特殊项目用料做出各项工程的材料计划。每项工程均按计划领料，专料专用，竣工后单独结算。要经常教育工人当家要理财，养成勤俭节约的风气，合理更换部件，反对大材小用，降低大修成本。

为了提高劳动生产率，缩短检修工期，在检修期间要开展社会主义劳动竞赛，做好宣传鼓动工作，充分调动各方面的积极因素。加强施工管理，随时掌握施工进度，合理组织工序，及时做好劳动力、特殊工种、修配加工、材料供应和吊车调配等各方面的平衡调度工作。特别要抓好关键项目以及设备全面解体后和检修结尾阶段的综合平衡工作，确保施工进度。各班组、专业间要从全面出发，充分发扬协作精神，主动配合，相互支援。开展技术革新，改进施工机械和工具，改进工艺方法；采用机械化工具，设置必要的固定检修设施；采用备品更换和材料预先加工的方法，减少检修期间的工作量。

二、检修工作如何贯彻多、快、好、省的原则

汽轮机设备的检修是提高设备健康水平，确保安全经济运行的重要措施。做好检修工作，必须认真贯彻党的方针政策，坚持多快好省，好字当头，以质量为中心，做到安全好、工效高、工料省。

在电力供不应求的情况下，往往会忽略上述原则，容易出现下述两种偏向：一种是不按计划检修，该修不修，硬撑硬挺；一种是强调工期，忽视质量。这两种偏向将必导致设备健康水平下降，以致发生事故，被迫停下检修或增加临检次数，从而加剧电力供应的紧张局面和打乱电网的检修计划。与上述偏向恰恰相反，为了逐步扭转电力供应的紧张局面，除加快电力建设的速度外，主要靠提高现有设备的健康水平，确保安全经济运行。为此，检修工作应坚决贯彻以应修必修，修必修好的计划检修方针。反对该修不修，硬撑硬挺。检修工作必须把质量放在首位，好中求多、好中求快、好中求省。而所有这些只有在领导十分重视和广大电业职工充分认识的基础上才能得到贯彻执行。

此外，为了贯彻好上述原则，在制订工程计划时，要解决好检修项目与工期的矛盾。凡属影响机组安全性和经济性较大的项目，必须保证；根据运行、检修经验和当时的设备技术状况，可以延长检修间隔的项目，则可以不列入计划；一部分附属设备可以在大修前的小修中预先进行，以便大修当中集中力量打歼灭战。在施工过程中，要解决好检修质量与工期的矛盾。在检修当中常有为了保工期或为了缩短检修工期而不适当地削减检修项目或草率检修之事。这是对工作极不负责任的做法，在任何情况下绝不允许牺牲质量保工期。为了在修好设备的前提下，按期或提前完成任务，首先应当充分调动广大工人和工程技术人员积极性，围绕关键项目，开展技术革新，改进设备，改进工艺，改进工具，提高检修机械化水平。其次要加强检修组织工作，合理安排工序和劳动力，做好材料供应和生活福利工作，以保护群众的积极性。

三、改进检修工艺和工具的重要性

提高检修质量和工效是设备检修的主要方面，而检修工艺和工具是关系质量好坏、工效高低的决定性因素。因此，为了提高设备检修质量和提高工效、缩短检修工期，就应该不断地改进检修工艺和工具。下面我们从几项检修工艺和工具的改进效果看其重要性：

汽轮机转子的低速动平衡，用两端轴承依次松开紧固找平衡的试加重量周移法，一般需要一周时间才能找好一个转子的平衡；而用两端轴承同时松开找平衡方法，只要24小时就可以找好一个转子的平衡。

更换水泵叶轮时为了清除流道内的粘砂、飞边、毛刺、凸凹不平氧化皮等，以及提

高流道表面光洁度，若采用砂洗装置较比喷砂法、专用工具清理法和钳工修理，速度既快质量又好，清洗得还彻底。一般清洗一个给水泵的单侧进水的叶轮只要20分钟，叶片表面光洁度可达到▽3~▽4。

松紧螺栓采用机械化工具，可以大大减轻工人的劳动强度，提高工效及延长螺栓寿命。如用人工紧固一台高压加热器的汽侧法兰螺栓（M45），需要四个强劳动力工作八小时。使用风扳机，一个普通劳动力只用两小时就可完成，而且紧力均匀，弯矩及扭矩小。用油压拉伸器可以准确地按计算所得的螺栓紧力值均匀地紧固螺栓，而且螺帽是在不承受载荷下拧紧，螺纹不易损坏，可以一次对称紧固数个螺栓，既节省劳动力又可缩短工期。

凝汽器更换铜管是一项工作量和劳动强度都很大的工作。过去用手工操作，既费力费时又保证不了质量。现在从清扫管板孔、切割铜管到胀接全部是电动化。用电动手枪式胀管器胀接 $\phi 25 \times 1$ 的黄铜管，平均3~4秒钟胀一个口，比手动胀管速度提高了近10倍。这种胀管器能自动地控制胀口的紧力，保证胀接的质量。

由上述几个例子，可以明显地看出改进检修工艺和工具的重要性，必须引起广大检修人员的重视。我们希望通过本书能把我国汽轮机检修工艺水平提高一步，以适应我国四个现代化的需要。

第一章 高温合金钢螺栓的拆装及检修

高压汽轮机使用的高温合金钢螺栓都在 400℃ 以上的高温 and 上百个大气压下工作。因此对其紧力和拆装工艺的要求都很严格，稍有疏忽，很容易损伤螺栓，甚至引起严重的设备事故。所以在大修中对高温合金钢螺栓的拆装、检修工作必须十分重视。本章将重点介绍螺栓紧力的确定、螺栓的拆装和检修工艺，以便提高检修质量，缩短检修工期。

第一节 螺栓紧力的确定

一、螺栓的应力松弛

在300~350℃以上高温下工作的螺栓，拧紧时必须施加一定的紧力。这就是初紧力。在初紧力作用下产生的应力称为初紧应力。螺栓上由于受到这种应力便相应产生一定数量的弹性变形。设备投入运行后，在高温和应力的作用下，螺栓将随着时间的增长而逐渐地由弹性变形转变为塑性变形。也就是说随着时间的增长，螺栓对法兰的紧力逐渐减小，这种现象称为应力松弛。螺栓经过规定的工作时间后，所剩下的应力称为剩余应力。很明显，要保证法兰在整个工作期间内都保持其严密性，在确定螺栓的初紧应力时，必须考虑螺栓应力松弛的问题。在设计中一般规定：必须保证螺栓连续工作一万到两万小时后其初紧应力的剩余应力不小于保持法兰严密性所需的密封应力。也就是说，汽轮机在运行一年半到三年时间后，其螺栓的剩余应力必须大于密封应力，这样才能保证连接部分的严密性。

在金属手册中，常采用图1-1的曲线和表1-1的方式，给出钢材在恒定的温度下总变形

表 1-1

钢 材 的 抗

钢 种	热 处 理 状 态	试验温度 (°C)	初紧应力 (公斤/ 毫米 ²)			
				25	50	100
25Cr2MoV	920℃正火，650℃回火 2 小时 HB = 277 980℃保温40分钟正火，650℃ 保温1.5小时回火	500	25	19.7	—	18.4
			35	25.6	—	24.0
			30	(32小时) 22.4	(64小时) 21.6	20.8
25Cr2Mo1V	1030~1050℃正火，950~970℃ 正火，680℃回火2小时	525	25	—	—	—
			30	—	—	—
			35	—	—	—
20Cr1Mo1VNbB	1050℃ 油淬，700℃保温 6 小时， 回火	520	30	—	25.2	—
		570		—	22.7	—

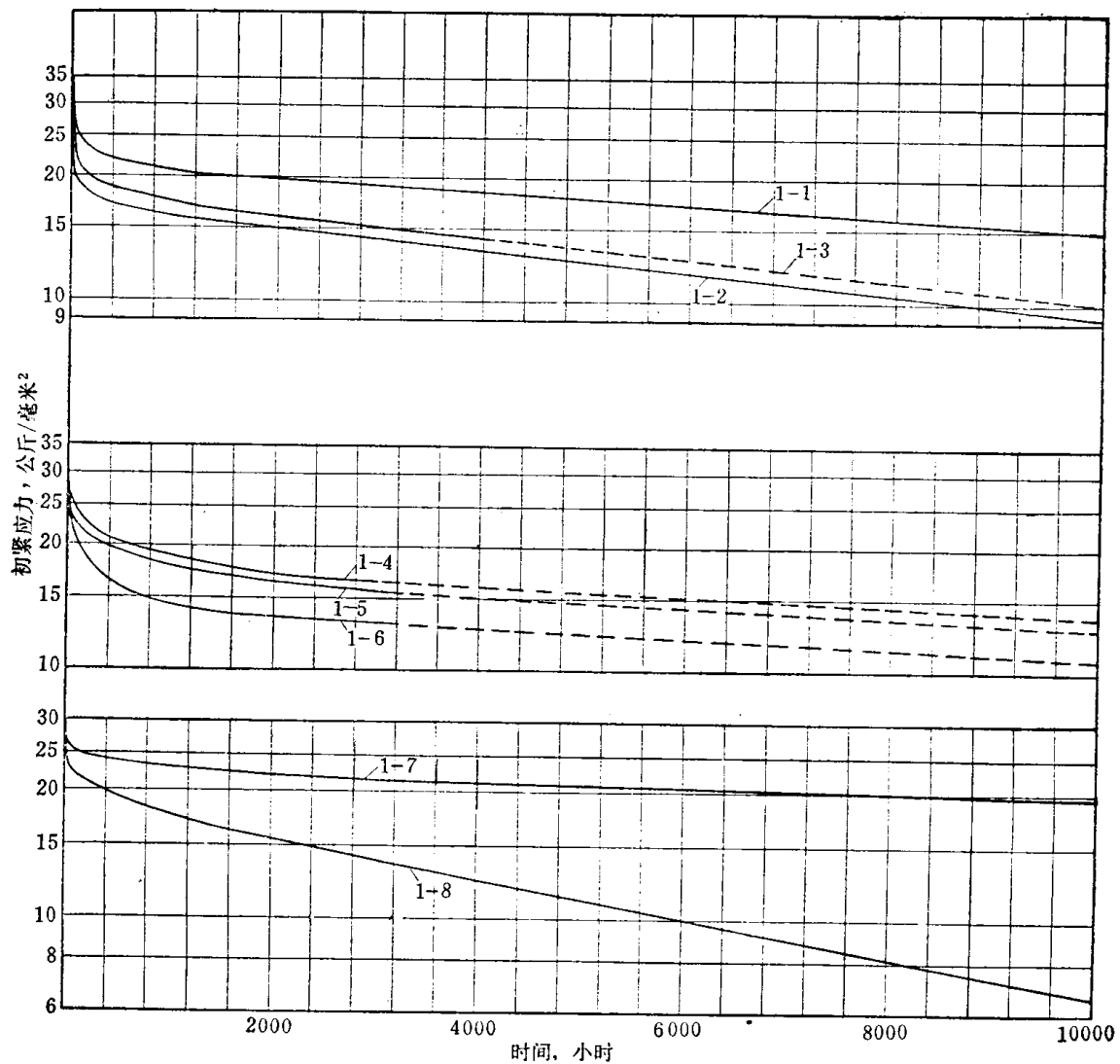


图 1-1 几种钢的应力松弛特性曲线（曲线编号与表1-1对应）

松 弛 特 性

在 下 列 时 间（小 时） 内 的 剩 余 应 力（公 斤/毫 米 ² ）									曲 线 号
200	500	1000	2000	3000	4000	5000	8000	10000	
—	16.9	16.0	15.3	14.0	—	12.5	—	9.2	1-1
—	21.9	20.5	20.0	—	—	18.0	—	15.0	1-2
19.9	18.7	17.5	15.9	14.5	14.3	—	—	(10.0)	1-3
18.6	15.0	14.5	13.6	13.0	—	—	(11.5)	(10.8)	1-4
21.0	19.7	18.0	16.0	15.5	—	—	(13.5)	(12.8)	1-5
21.6	20.2	19.0	17.0	16.5	—	—	(14.5)	(13.5)	1-6
24.8	24.3	23.0	22.5	21.7	—	—	20.0	19.7	1-7
21.8	19.9	17.2	15.5	13.6	—	—	8.9	6.5	1-8

量为一定时应力随时间而降低的关系。从图 1-1 可以看出，整个松弛曲线可以分成两个阶段，第一阶段应力随时间急剧降低，第二阶段应力下降逐渐缓慢并趋于恒定。在第二阶段中应力 σ 与时间 t 的关系可近似地使用下列经验公式表示：

$$\sigma = \sigma'_0 e^{-\frac{t}{t_0}} \quad (1-1)$$

将式 (1-1) 两边取对数得：

$$\lg \sigma = \lg \sigma'_0 - \frac{t}{t_0} \lg e \quad (1-2)$$

设

$$a = \lg \sigma'_0; \quad b = -\frac{1}{t_0} \lg e,$$

式 (1-2) 化为：

$$\lg \sigma = a + bt \quad (1-3)$$

式 (1-3) 表明，应力 σ 的对数值与时间 t 呈线性关系。在金属手册中常只给出从试验中测得的几千小时的剩余应力值。若需知道 10000 到 20000 小时的剩余应力值可先依据手册中给出的数据采用最小二乘法确定系数 a 及 b 后，便可以运用式 (1-3) 的对数关系求得。

应该指出，在机组大修间隔时间延长超过螺栓设计的连续使用时间，如延至四年或甚至五年以上时，不能单纯采用提高螺栓初紧应力的方法来增加螺栓连续使用时间。因为提高初紧应力会使产生塑性变形的速度加快，即应力减小的速度加快，而且在上万小时以后的剩余应力不会有太明显的提高，如表 1-1 的 1-6 曲线比 1-5 曲线的初紧应力提高 5 公斤/毫米²，但 10000 小时后的剩余应力只提高 0.7 公斤/毫米²。此外螺栓允许的塑性变形量是有一定数值的。某些制造厂规定，当螺栓伸长大于 1%，就要更换螺栓。显然使用过大的初紧应力会降低螺栓使用寿命。因此，采用中间再紧螺栓的方法更为合理，即在设备运行一定时间后其应力降低到接近密封应力值时，可利用机组小修等停机的机会，再次拧紧螺栓提高其应力值。应力随时间的变化如图 1-2 所示。很明显采用中间再紧螺栓的方法不用增加初紧应力也能将连续使用时间延长一倍。但中间再紧螺栓的次数也是有限的，它也是逐

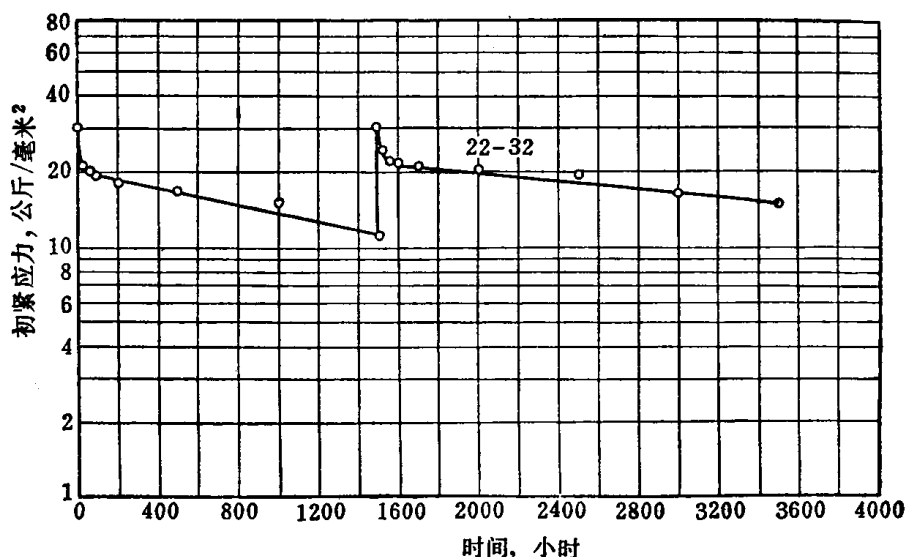


图 1-2 25Cr2M01V 钢在 550°C 下 1500 小时后重复加载的应力变化曲线

次降低螺栓寿命的。

二、螺栓初紧应力的计算及强度校核

螺栓的初紧应力，制造厂都有明确的规定，一般对珠光体合金钢常选用 3000 公斤/厘米²；奥氏体钢选用 2000 公斤/厘米²。若制造厂无规定或对现用的初紧应力需作校核时，可按下述方法进行。

1. 螺栓的密封应力计算

由于汽缸内部蒸汽压力的作用，汽缸内外具有压差。在圆筒形的汽缸壁各纵向断面上都承受着拉力，力图使汽缸分开。在长为螺栓节距的汽缸壁上，蒸汽作用力是由左右两螺栓承担的。故一个螺栓所承担的蒸汽作用力 F 为：

$$F = \frac{\Delta P D S}{2} \quad \text{公斤}, \quad (1-4)$$

式中 ΔP ——汽缸内外压差，公斤/厘米²；

D ——汽缸内径，厘米；

S ——螺栓节距，厘米。

蒸汽作用力 F 可以认为作用在汽缸壁的中间，见图 1-3，力图使汽缸法兰分开。而螺栓密封紧力 B 除要克服力 F 外，还要在法兰的密封面上产生一个正压力 R ，即 $B = F + R$ 以保证法兰的严密性。经过许多试验证明，正压力 R 是从法兰内侧到外侧逐渐增大的，在设计时一般取法兰内壁处的 R 值为零，而正压力的分布是按直角三角形来计算螺栓密封紧力的。若实际的螺栓密封紧力小于该值时，正压力的零点位置就要向外移动，内侧部分法兰就松开，使法兰的密封宽度减少。密封宽度减少到一定程度法兰的严密性就遭到破坏。

螺栓所需的密封紧力 B 值的计算与法兰的结构型式有关，一般有如下几种型式：

(1) 对于图 1-3 所示的结构，相对 $O-O$ 轴可列出如下的力矩方程式：

$$Bb - F \frac{\delta}{2} - Rx = 0, \quad (1-5)$$

在螺栓节距长度上法兰密封面的平均正压力是密封紧力和蒸汽作用力的差值，即 $R = B - F$ ，因正压力是以直角三角形方式分布的，它的合力作用点距法兰内缘的距离 $x = \frac{2}{3}T$ 。将 R 及 x 值代入式 (1-5) 经整理得：

$$B = \frac{4T - 3\delta}{4T - 6b} F \quad \text{公斤}, \quad (1-6)$$

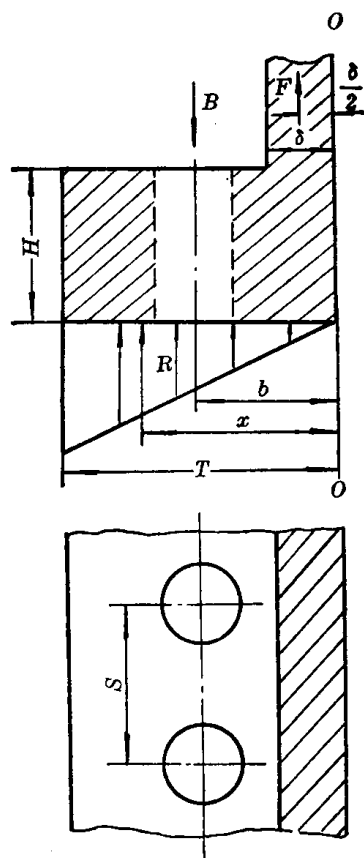


图 1-3 无加热平面槽及内凸出的法兰计算简图

式中 T 、 b 及 δ —— 法兰结构参数, 单位为厘米, 见图1-3;

F —— 由式 (1-4) 计算出。

(2) 对于图1-4所示的具有加热平面槽法兰螺栓的密封紧力, 也可按上述相似的方法推导出如下的计算公式:

$$B = \frac{4T\varphi - 3\delta}{4T\varphi - 6b} F \quad \text{公斤}, \quad (1-7)$$

$$\text{式中 } \varphi = \frac{1 + \alpha^3 - \beta^3}{1 + \alpha^2 - \beta^2}; \quad \alpha = \frac{n}{T}; \quad \beta = \frac{m}{T},$$

T 、 δ 、 b 、 n 及 m —— 法兰结构参数, 见图1-4。

(3) 对于图1-5所示的具有内凸起部的法兰螺栓密封紧力的计算公式如下:

$$B = \frac{4T - 3\delta - 6c}{4T - 6b} F \quad \text{公斤}, \quad (1-8)$$

式中 T 、 δ 、 b 和 c —— 法兰结构参数, 见图1-5。

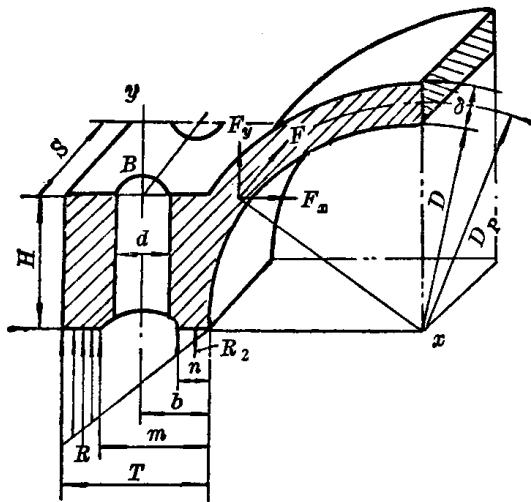


图 1-4 具有加热平面槽法兰的计算简图

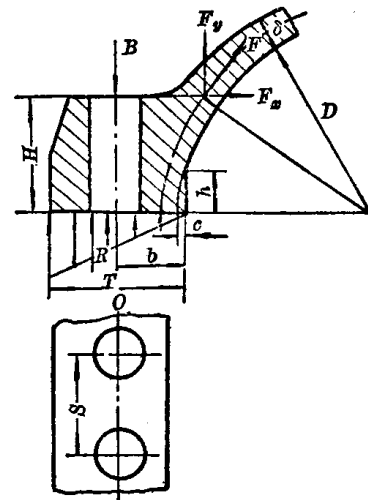


图 1-5 具有内凸起部的法兰的计算简图

(4) 当法兰具有平面加热槽, 又有内凸起部时, 螺栓密封紧力可由下式计算:

$$B = \frac{4T\varphi - 3\delta - 6c - \frac{2c}{D}(4T\varphi - 3c)}{4T\varphi - 6b} F \quad \text{公斤}, \quad (1-9)$$

式中符号代表意义同上。

螺栓的密封应力 σ_{mf} 即为:

$$\sigma_{mf} = \frac{B}{f_{min}} \quad \text{公斤/厘米}^2, \quad (1-10)$$

式中 f_{min} —— 螺栓最小截面积, 厘米²。

2. 保证密封性的螺栓初紧应力 σ_0 的确定

螺栓的工作温度 (一般取蒸汽温度) 超过 400℃ 以上, 确定初紧应力时, 必须考虑螺栓的应力松弛。其初紧应力是依据工作温度、要求的连续工作时间及密封应力从金属材料手

册中的螺栓材料松弛特性查出。

螺栓的工作温度低于400℃时,可不考虑应力松弛问题。为了密封性能有一定的安全裕度,其初紧应力常按式(1-11)计算:

$$\sigma_0 = \sigma_{mf} + 0.2 \frac{F}{f_{min}} + \sigma_{t1}, \quad (1-11)$$

式中 σ_{t1} ——额定工况时的温度附加应力,将在下面叙述。

其余符号代表意义同前。

3. 螺栓的温度附加应力

在汽轮机工作时,由于法兰与螺栓热传导条件的不同,两者之间的温度是不同的。在稳定工况下,其温差为最小,一般为5~20℃,与蒸汽的温度、保温的质量及所带的负荷等等因素有关。在设计中通常选用额定工况下的温差来计算螺栓正常的温度附加应力 σ_{t1} 。在汽轮机工作时螺栓应力增大了 σ_{t1} ,因此螺栓实际的初紧应力值 σ_1 应为 $\sigma_0 - \sigma_{t1}$ 。 σ_{t1} 可近似按下式计算:

$$\sigma_{t1} = \alpha_1 \Delta t_1 E_1 \quad \text{公斤/厘米}^2, \quad (1-12)$$

式中 α_1 、 E_1 ——螺栓材料在工作温度下的线胀系数及弹性模数;

Δt_1 ——法兰与螺栓的温差。

按式(1-12)算得的温度应力要偏大,因它是假定垫圈及法兰为绝对刚体为前提的。若需较精确计算可采用下式:

$$\sigma_{t1} = \left[\frac{H_2(\alpha_2 t_2 - \alpha_1 t_1) + H_3(\alpha_3 t_3 - \alpha_1 t_1)}{H_2 + H_3} \right] E_1 \lambda_1 \quad \text{公斤/厘米}^2, \quad (1-13)$$

式中 λ_1 ——载荷系数

$$\lambda_1 = \left[1 + \frac{H_2 E_1 f_1}{(H_2 + H_3) E_2 f_2} + \frac{H_3 E_1 f_1}{(H_2 + H_3) E_3 f_3} \right]^{-1}$$

α_1 、 α_2 、 α_3 ——螺栓、法兰、垫圈工作温度下的线胀系数,厘米/厘米℃;

E_1 、 E_2 、 E_3 ——螺栓、法兰、垫圈工作温度下的弹性模数,公斤/厘米²;

H_2 及 H_3 ——法兰及垫圈的厚度,厘米;

f_1 、 f_2 、 f_3 ——螺栓、法兰、垫圈计算面积,厘米²。

其中法兰受压面积 f_2 应按下述原则选取:

当 $S \leq 5d$ 、 $T \leq 5d$ 时, $f_2 = TS - 0.785d^2$;

当 $S > 5d$ 、 $T > 5d$ 时, $f_2 = 0.785(d_0 + H_2 - d)^2$;

式中 d_0 ——螺帽外径,厘米;

d ——法兰螺孔直径,厘米;

S ——法兰上螺孔间距,厘米。

4. 螺栓的强度校核

在汽轮机起动时,法兰与螺栓的温差最大。运行规程中一般规定法兰与螺栓的最大温差不允许超过20℃。在设计中考虑到不正常的起动状况,通常选用60℃来计算螺栓最大温度附加应力 σ_{t2} 。即螺栓的最大应力 σ 应为实际的初紧应力 σ_1 与 σ_{t2} 之和。

为了保证螺栓的安全工作,最大应力 σ 不应超过材料的许用应力,许用应力的选取可

按下面三个原则的任一个选用:

- 1) 以材料屈服极限 σ_s 为依据时, 安全系数取0.5~0.6;
- 2) 以材料蠕变极限为依据时, 安全系数取0.8;
- 3) 以材料持久极限为依据时, 安全系数取0.6~0.7。

表 1-2 列出上海汽轮机厂所采用的常用钢种的许用应力值, 它是以屈服极限为依据的。

表 1-2 螺栓材料在不同温度下的屈服极限及许用应力 (公斤/厘米²)

材 料	200°C		400°C		450°C		500°C		550°C		600°C	
	σ_s	$0.8\sigma_s$	σ_s	$0.6\sigma_s$	σ_s	$0.6\sigma_s$	σ_s	$0.6\sigma_s$	σ_s	$0.6\sigma_s$	σ_s	$0.6\sigma_s$
35-1	3310	2640	1870	1120	1780	1070	—	—	—	—	—	—
45-1	3660	2930	2290	1375	2150	1290	—	—	—	—	—	—
35CrMoA-5	5200	4160	4300	2580	4090	2460	3930	2360	—	—	—	—
25Cr2MoVA-5	8100	6500	6240	3740	5970	3580	5940	3565	4960	2980	—	—
25Cr2Mo1VA-5	8100	6500	—	—	6600	3960	6370	3825	6350	3810	5500	3300

5. 举例

国产N125-135/550/550型汽轮机高压内, 外缸法兰螺栓的计算。所需数据见表 1-3及

表 1-3 N125-135/550/550型汽轮机螺栓计算数据表

序号	数 据 名 称	符 号	单 位	高 压 内 缸	高 压 外 缸
1	内部蒸汽压力	P_1	公斤/厘米 ²	104.5	40.6
2	外部蒸汽压力	P_2	公斤/厘米 ²	40.6	1
3	工作温度	t	°C	517	385.5
4	汽缸内径	D	厘米	140	200
5	汽缸壁厚	δ	厘米	9	7
6	汽缸法兰厚度	H	厘米	30.5	46
7	汽缸法兰宽度	T	厘米	27.5	25
8	法兰内承压面宽	n	厘米	6	4
9	加热平面槽宽与 n 之和	m	厘米	22	16
10	螺孔中心至法兰内壁距离	b	厘米	12.5	10
11	螺孔节距	S	厘米	18	15.3
12	螺孔直径	d	厘米	12.7	9.7
13	汽缸内凸量	C	厘米	2.5	5
14	螺栓规格		毫米	1M120×4	1M90×4
15	螺栓最小直径	d_1	厘米	10.5	8
16	螺栓内孔径	d_4	厘米	1.8	2
17	垫圈厚度	H_3	厘米	3.2	2.6
18	垫圈外径	d_2	厘米	17	13
19	垫圈内径	d_3	厘米	12.4	9.3
20	螺栓材料			25Cr2Mo1V	25Cr2MoV
21	汽缸材料			ZG15Cr1Mo1V	ZG20CrMo
22	垫圈材料			25Cr2Mo1V	35CrMoA