

TK268
1086

160388

12.71

新编汽轮机检修工艺

王金田 王焱 编著

机械工业出版社

(京)新登字 054 号

588001

本书共分六章,两大部分。前五章为汽轮机本体检修,第六章论述了各种调节系统的性能及其试验方法。在汽轮机本体检修方面讲了高速找平衡,汽缸裂纹补焊,汽缸接合面不平各种检修方法;介绍了叶片振动类型与调整方法,探讨了松拉筋对叶片共振的作用,推荐了《汽轮机叶片振动强度安全准则》的优越性,以及末级叶片焊接工艺。对如何防止油膜振荡、防止飞车、断轴等提出了检修工艺。对如何缩短检修工期提出了独特的见解。

本书重点放在国产 200MW 及 300MW 汽轮机的检修工艺上,对引进西屋 300MW 汽轮机也作了简介。本书可供汽轮机现场检修工人培训及专业技术人员参考。



图书在版编目(CIP)数据

新编汽轮机检修工艺/王金田,王焱编著. —北京:机械工业出版社,1995

ISBN 7-111-04493-2

I. 新… I. ①王…②王… III. 蒸汽透平-检修 IV. TK268

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (94) 第 12956 号

出 版 人 马九荣 (北京市百万庄南街 1 号 邮政编码 100037)

责任编辑:王霄飞 版式设计:宋宗猷 责任校对:宁秀娥

封面设计:郭景云 责任印制:侯新民

北京市大兴兴达印刷厂印刷·新华书店北京发行所发行

1995 年 4 月第 1 版·1995 年 4 月第 1 次印刷

787mm×1092mm $1/16$ ·13 $\frac{3}{4}$ 印张·336 千字

0 001—1 100 册

定价:17.5 元

前 言

本书主要包括两部分：一为汽轮机本体的检修；二为汽轮机液压调节系统的试验与调整。本书与《汽轮机检修工艺》(王金田编著，水利电力出版社1991年2月版)堪称姊妹篇。凡属《汽轮机检修工艺》中所包括的内容，本书不再重述。这两部分内容各有侧重，如将其综合起来，对汽轮机的检修方法才较为完善。

· 本书主要有以下特点：

1. 本书对汽轮机调节保安系统的性能与特点，论述得较为全面，其重点放在国产200MW及300MW机组调节系统的结构、工作原理、动静态试验与调整方法上。对这类机组调节系统存在的键问题，举例说明其调整、改进、与消除缺陷的方法。

2. 对高压高温法兰大螺栓拆卸时经常发生咬扣的原因，提出了分析的意见与具体改进的措施；对汽缸接合面不平的漏汽，根据不平的程度，提出了不同的检修方法，并且都是行之有效的；对汽缸裂纹的检修，提出了一些可靠的补焊工艺；对大件起重工作，提出了具体、安全、稳妥的措施。

3. 对末几级断裂的大叶片的氩弧焊接工艺与弯叶片矫直工艺，推荐了一些具体的检修经验。

4. 详述了叶片在运行中振动的类型与调试方法，并推荐采用经水利、电力两部批准试行的《汽轮机叶片振动强度安全准则》。对由于设计不良，经常发生断裂叶片的现象，推荐一些改进办法，供专业人员研究探讨。

5. 对目前采用的固定式三油楔轴承，在运行中的“优越性”与检修时的困难，提出了自己的看法。这种瓦型不能消除油膜振荡。为了比较可靠地消除油膜振荡，推荐大型国产机组的轴承负荷在超出一定限度时，应采用可倾式三油楔轴承；轴承负荷较轻的，采用双油楔椭圆轴承。从设计、制造与检修中多方面防止油膜振荡的发生。

6. 为防止飞车、断轴事故的发生，除对调节系统应试验整定好外，汽轮机转子有些关键部位应力比较集中，运行中容易产生疲劳裂纹，建议在大检修中作为标准项目进行检查。

7. 哈尔滨汽轮机厂引进的600MW汽轮机及上海汽轮机厂引进西屋亚临界300MW汽轮机，从参数上与热耗上均居世界先进水平，是我国今后火电机组发展的方向。本书将上汽引进的300MW反动式机组本体结构及抗燃油电液调节系统概略情况进行了介绍。上汽引进后又进行了改进，可作为抽汽、凝汽两用机组，使机组热效率进一步提高。

8. 汽轮机发展日益大型化，大修工期都很长。如何缩短检修工期，本书也提出了一些具体措施，供专业人员参考。

本稿件由天津电力科协刘铭新教授级高级工程师组织天津电力学会汽轮机专业组审查鉴定，专业组审查认为：“对指导现场工作人员从事检修工作和技术学习是有参考价值的。”作者根据专业组审查的其他意见，对稿件又进行了删减与补充。为此，对刘铭新高级工程师、审查稿

件的专业组同志们以及赞助出版的天津市电力工业局、天津电力咨询中心、天津热电一厂、军粮城电厂、杨柳青电厂等单位领导表示衷心地感谢！

由于本人水平所限，可能有些工艺方法欠妥，请专业人员赐教指正。

作者

1993年12月

目 录

前言

第一章 汽缸与隔板检修	1
第一节 汽缸的检修	1
第二节 上汽引进型 300MW 中间再热抽汽凝汽式汽轮机本体结构	32
第三节 隔板的检修	35
第二章 转子高速找动平衡工艺	46
第一节 刚性转子高速找动平衡工艺	46
第二节 柔性转子高速找动平衡工艺	59
第三章 叶片矫直与焊接工艺	64
第一节 叶片矫直工艺	64
第二节 断裂叶片的焊接工艺	65
第三节 注意事项	68
第四章 叶片振动频率测量及对经常断裂级叶片应采取措施的探讨	69
第一节 叶片振动频率的测定	69
第二节 新的一种调频准则	84
第三节 叶片损坏原因及防止措施	87
第四节 叶片动频在运行转速下的实际测量	91
第五节 对经常断裂级叶片应采取措施的探讨	93
第五章 对转子应力集中部位的检修与消除油膜振荡和缩短检修工期的探讨	98
第一节 对转子应力集中部位的检修与消除油膜振荡	98
第二节 关于缩短检修工期的几项措施	105
第六章 汽轮机液压调节系统的试验与调整	117
第一节 凝汽式汽轮机调节系统工作任务与基本原理	118
第二节 凝汽式汽轮机如何自动调节	119
第三节 凝汽式汽轮机调节系统各部件	122
第四节 汽轮机的保安系统	153
第五节 凝汽式汽轮机调节系统的静态特性	168
第六节 调节系统的静态试验与调整	173
第七节 凝汽式汽轮机调节系统甩负荷试验	189
第八节 背压式和抽汽式汽轮机的调节	196
第九节 消除调节系统故障实例	202
第十节 上汽引进型 300MW 中间再热抽汽凝汽式汽轮机调节系统简介	211
参考文献	214

第一章 汽缸与隔板检修

第一节 汽缸的检修

汽轮机的汽缸是结构比较复杂的静止部件,用来固定通流部分形成封闭汽室,同转子一起使蒸汽的位能转变为机械能。它的设计、制造、安装和检修都要求有较高的技术工艺。大型高温 高压再热式汽轮机,大多为双层缸(包括高、中、低压三部分)。高压及中压内缸多为 ZG15Cr1M1V 钢或更高级的材料;高、中压外缸多为 ZG20CrMoV;低压内缸多为合金铸铁,低压外缸多为钢板焊接成型的。高、中压缸采用双层缸,是为了减薄汽缸与法兰的厚度,减小螺栓的直径尺寸,便于机组的启停与运行。有了双层缸的结构,高压缸所承受的压力与温度便是喷嘴后蒸汽参数与高压缸排汽的蒸汽参数差;高压外缸所承受的压力与温度,为高压缸排汽参数与大气的压差和温差。这样既可以节省贵重的金属,也为减薄缸壁与法兰厚度创造了条件。

汽缸结构所以复杂,就在于要安装各导向的滑销;要引入蒸汽与分配蒸汽的管道;还有较多的抽汽管道;同时应使各方向的膨胀不能影响汽缸与轴承的同圆心度;不管金属热胀如何,还应考虑到逐渐引起的塑性变形的金属蠕变。

汽缸结构应避免平壁,因为平壁即使在不大的压力下也容易变形。

汽缸结构所以复杂,还在于如何设法减薄法兰的宽度上。而法兰宽度总比汽缸壁厚得多,又都拧紧有直径较大的许多螺栓,因此不论在热应力变化上和温差掌握上都较难控制。而汽缸壁的膨胀常常被法兰的膨胀所左右,螺栓的拧紧力或检修不当,常常发生断裂或螺牙咬死的现象。

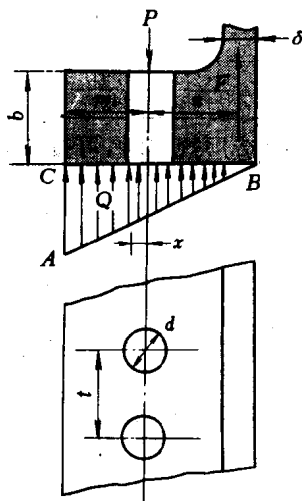


图 1-1 法兰及螺栓应力

汽轮机螺栓直径,一般说来仍是很大的,如苏制 100MW 以上汽轮机采用 M140 大螺栓;国产 100MW 汽轮机采用 M100 大螺栓;上汽 125MW 汽轮机高压内缸采用 1M120×4 螺栓,外缸采用 1M90×4 螺栓。

一、螺栓的检修

螺栓是高压汽轮机的重要部件,这些螺栓的负荷达到很高的数值。它需要先冷紧,为了不使汽缸法兰接合面漏汽,一般还需要电加热热紧。在金属蠕变的影响下,螺栓由于预紧力(冷紧)所产生的应力下降,出现应力的松弛,此时螺栓总的变形仍旧不变,但塑性变形则靠弹性变形的减小而增大。在一个大修间隔的长时间内保持螺栓的应力,则必须对大螺栓进行电加热热紧。

(一)大螺栓应力的计算

如图 1-1 所示,法兰螺栓的拉力以 R 来表示, R 的大小使法兰之间的压力按直线 AB 变化, B 点压力为零, C 点

压力最大。作用力之和 Q 是在距法兰边缘 $1/3(m+n)$ 处。

$$R = Q + F$$

式中 F ——蒸汽作用力。

$$Fn = Qx$$

则

$$R = F(1 + \frac{n}{x})$$

从这个式中不难看出： R 远大于 F ，显然， R 随 n 值增加而增加，所以希望 n 值越小越好，如 $m=n$ ，

则

$$X = m - \frac{m+n}{3} = \frac{n}{3}$$

于是

$$R = 4F$$

螺栓中应力

$$\sigma = \frac{R}{\frac{\pi}{4}d_1^2} = \frac{4R}{\pi d_1^2} = \frac{16F}{\pi d_1^2} = \frac{16 \cdot \frac{PDt}{2}}{\pi d_1^2} = \frac{8PDt}{\pi d_1^2}$$

式中 D ——汽缸内壁直径；

P ——螺栓螺距；

p ——该处蒸汽压力强度；

d_1 ——螺栓螺纹小径。

螺栓的拉应力是很大的，以 125MW 汽轮机为例，内缸及外缸螺栓的弯应力与扭紧力矩如表 1-1 所示。

表 1-1 125MW 汽轮机高、中压汽缸螺栓弯应力与扭紧力矩

项 目	单 位	内 缸	外 缸
规格		1M120×4	1M90×4
材料		25Cr2Mo1V(σ _b 783)	25Cr2Mo1V(σ _b 720)
工作温度	℃	510	330
保持汽密封最小工作应力	MPa	154	156
安装时预紧应力	MPa	303	342
热紧力矩	N·m	61936	38269
热紧前冷紧力矩	N·m	4900	4900
热紧时的转动角度	度	64	106.4
热紧时沿螺母大径旋转弧长	cm	9.38	11.91
热紧时螺杆需加热温度	℃	247.2	247.2

一般 M64 以下的螺栓只需冷紧，不需热紧。螺栓冷紧力矩如无制造厂规定时，可按下列公式计算：

$$M = \sigma \frac{\pi d_2^3}{4} \left[R_2 \frac{\frac{P}{\pi d_2} + 1.12 \mu}{1 - 1.12 \mu \frac{P}{\pi d_2}} + \mu \frac{R+r}{2} \right]$$

式中 M ——所需力矩，N·m；

σ ——螺栓冷紧应力，Pa，碳钢螺栓采用 196MPa，合金钢螺栓采用 294MPa；

μ ——摩擦系数，涂抹干铅粉时， μ 取 0.1；

P ——螺栓的螺距，m；

R_2, d_2 ——螺栓螺纹中径的半径及直径，m；

r, R ——螺母螺纹的小、大径的半径，m。

汽轮机汽缸大螺栓,冷紧后仍需热紧,热紧螺栓的弧长为 K ,如图 1-2 所示。

$$K = \frac{\sigma L_0 \pi D_H \alpha}{SE}$$

式中 σ —— 螺栓初紧应力,对珠光体钢 $\leq 294\text{MPa}$,对奥氏体钢 $\leq 196\text{MPa}$;

L_0 —— 螺栓自由端长度(cm),对双头螺柱罩形螺母应为螺栓在法兰结合面以上的高度;对六角螺母为汽缸上法兰厚度加上螺母的高度;对穿透性螺栓为上下法兰的厚度加上一侧螺帽的高度;

D_H —— 螺帽外径,cm;

E —— 在工作温度下材料的弹性模量,Pa;

P —— 螺距,cm;

α —— 考虑法兰受压缩及法兰接合面涂料减薄系数,取 $\alpha=1.3$ 。

(二) 汽缸螺栓咬死

高压汽缸螺栓,拆卸前应待调速级汽缸温度在 80°C 以下,先在螺栓顶上浇注煤油,以松弛锈垢,然后用加热棒加热螺栓杆使其伸长,便可拆下螺母。但往往高压螺栓特别是高压内缸螺栓及再热蒸汽的中压缸螺栓,拆卸一两圈螺纹便咬住了或根本拆不动。

如是根本拆不动,可能是螺栓紧力过大或加热温度不够造成的,在这种情况下先不要着急,待螺栓与螺母冷却后重新加热,加热温度要高一些,使螺杆伸长度大些,便可顺利地拆下。如仍拆不动或拆一两圈螺纹便拆不动,千万不要用力拆卸,应将螺母加热并用铜棒敲打螺母,尽量用这种方法慢慢取下,最好不要用汽焊切割螺母,那样可能使螺栓报废,因为螺栓是合金钢贵重金属制成,一只价格很高。

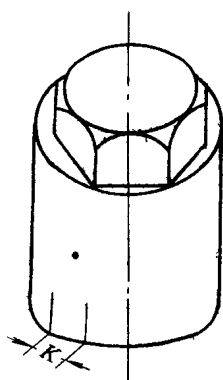


图 1-2 螺栓热紧弧长

1. 螺栓咬死的原因

(1) 组装工艺欠妥。螺纹里有毛刺、伤痕没有打磨掉,如有,应该用油石将它磨光滑;有污垢应打磨干净,用没有绒毛的布条沿螺纹拉净,拉光滑,这一点必须做到。

(2) 螺栓涂料使用不当。国内有一些电厂,涂抹高温螺栓的润滑剂采用二硫化钼 MoS_2 ,而 MoS_2 在 399°C 左右就会分解,而高中压内缸螺栓大部分工作温度在 400°C 以上。日本则多采用“MOLICODE”,这二者分析对比成分如表 1-2 所示。从表中可以看出,日本的涂料主要靠石墨润滑,它的高温性能稳定。日本还推荐一种新塑料“SMOCON”,据称螺栓长期运行后,不易咬死。这种新塑料与 MoS_2 的比较如图 1-3 所示。

表 1-2 MoS_2 与 MOLICODE 螺栓涂料成分对比

	Mo	S	Fe	Cu	Al	Ca	Zn	Cr	Pb	可滴率	C(石墨)
日本 MOLICODE	0	0.6	0.1	0.1	4.1	0.7	0	0	0.1	55.2	22.7
MoS_2	27	18.2	0.4	0	0.7	0.1	0	0.2	0.2	0	0.6

由以上情况看,在高温区 MoS_2 不如鳞状铅粉好。

(3) 初紧力矩的影响。应按设计值,不可使初紧力过大。

(4) 电加热棒的影响。加热棒功率密度应在 $6\text{W}/\text{cm}^2$ 以上,如功率密度大些,加热时间得当,便容易拆下。螺栓不能有效的加热伸长或加热时间过长,都是螺栓不易顺利拆卸与咬扣原

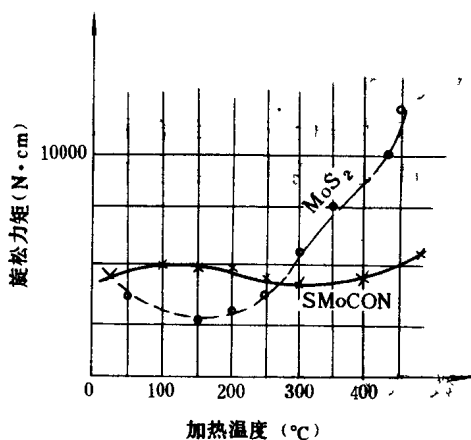


图 1-3 MoS₂ 与 SMOCON 性能比较曲线

因之一。

(5) 机组温度的影响。由于大修进度的要求,往往在汽轮机未冷透时就拆螺栓,这时很容易使螺栓咬扣。

(6) 螺栓加工质量差,粗糙度值大,配合间隙过小。

2. 防止螺栓咬扣的一般措施

(1) 检修时对 M52 以上的高温螺栓应进行编号,并打钢印。哪个螺母装配哪条螺栓要固定下来,不可装错。

(2) 拆下每个螺栓后,要彻底进行清理检查,用无绒毛的布条沿螺纹将污垢清理干净。如发现螺纹内有毛刺或伤痕时,应用油石磨光。

(3) 高温处螺栓的润滑剂不要采用 MoS₂,如无更好的润滑剂时,应涂抹鳞片状铅粉,涂抹均匀后要将多余的铅粉清扫干净。用该螺栓的螺母试装在螺栓上,应轻松顺利地沿全螺纹扭动为度,如有不滑利的地方,应立即检查原因予以消除。

(4) 螺栓初紧力不要过大,对珠光体钢螺栓 $\leq 294\text{MPa}$,对奥氏体钢螺栓 $\leq 196\text{MPa}$;热紧弧长 K 值应按制造规定进行。如无制造厂规定,应按 $K = (\sigma L_0 \pi D_H a) / (SE)$ 进行。如怀疑紧力小而汽缸接合面漏汽时,应确认法兰接合面是否严密,必要时应与制造厂取得联系。

(5) 加热棒功率密度应 $\geq 6\text{W/cm}^2$ 。

(6) 汽轮机停机后,必须待调节级处汽缸与法兰温度降到 $\leq 80^\circ\text{C}$ 时,方能用加热棒加热拆卸螺栓。

(7) 螺栓螺纹的粗糙度必须达到 $R_a 1.6$,如粗糙度高时,应在螺纹与螺母间加透平油研磨,如螺纹与螺母的间隙过小,可加细研磨剂研磨。

(8) 在螺纹表面镀一层铜镍合金,对防止螺杆与螺母的咬死有一定的作用,其成分为 Cu: 73.8%, Ni: 24.2%;厚度为 0.02mm。

(9) 一般螺母硬度稍低于螺栓约 20~40HB。

(三) 汽缸螺栓断裂

高压汽缸螺栓,往往有在运行中断裂的情况,由于个别螺栓的断裂,往往引起汽缸接合面漏汽。

1. 螺栓断裂的原因

高压缸螺栓断裂可能由于下列原因引起:

(1) 螺栓初紧力不同,个别螺栓初紧力过大。在现场初紧螺栓时,如对 M100 大螺栓,有的电厂将搬手套上约 2m 长的套管,由十来个人用力推紧,如每人推力 300~400N,平均以 350N 计算,力臂中心因每人站位不同,可按 1.5m 计算,其总推力的力矩约为 5250N·m;对每个螺栓用力要均匀,以求初紧力适中;也有用 8 磅铁锤打搬手柄端的,直到打不动为止。对较难工作的部位,搬手不好放,不好用力,初紧力就会小些,而初紧力小的相邻两个螺栓运行中,拉应力势必增大;最好采用气动搬手进行初紧的办法;

- (2) 螺栓硬度偏高,脆性相对增大,塑性便相对减小,这也是裂断主要原因之一;
- (3) 螺栓有裂纹伤痕,没有在检修时查出消除;
- (4) 螺纹加工工艺不当。螺纹牙根部应有一定的圆角并保证光滑无刀痕,如圆角过小或没有圆角,或加工时在螺纹底部扎了刀痕,应力因而集中便容易裂断。

2. 防止高温螺栓裂断的一般措施

(1) 螺栓拆下后,首先清扫干净进行磁力探伤,确认没有裂纹与刀痕。螺栓长期在高温下运行会发生蠕变,使材料硬度提高,韧性降低,金相出现网状组织,螺栓使用的安全可靠性能降低,容易发生断裂。因此每次大修中,都要进行磁力探伤,发现问题及时处理。

(2) 每次大修,应将高温高压部位的螺栓全都拆下进行硬度试验,当硬度超过标准(一般 $HB > 300$) 时,应进行恢复性热处理,一般采取 970°C 正火后, 680°C 回火 6 小时,然后检查硬度合格后再安装使用。

(3) 将拆下螺栓清理干净后,应检查螺纹牙根部有无刀伤,裂纹与划痕(划痕为直线,裂纹为锯齿形线),如有应用油石磨去。

(4) 紧高压汽缸螺栓时,最好采用气动搬手,这样可达到初紧力一致。如无气动搬手,推荐用人力推紧,不要采用大锤打紧的办法。

(5) 将螺母螺纹部分镀镍铜层 0.008mm ,可以增加螺栓的使用寿命。

二、汽缸法兰

汽缸法兰比汽缸壁厚得多,为了减小法兰的厚度以减小法兰的应力,尽量采用了双层缸,但是法兰仍比汽缸壁厚得多。这就使法兰、螺栓与汽缸壁产生一定温差。有温差便产生一定的应力,也会使汽缸的膨胀受制于法兰的膨胀。如果法兰由于内外温差大,膨胀时会使汽缸变形,严重时会使转子与汽封产生摩擦,对运行,特别是对启停过程十分不利。

(一) 汽缸法兰与螺栓的加热装置

为了适应合理的快速启动,减少汽缸壁与法兰、法兰与螺栓的温差及减少动静两部分相对膨胀差,高温高压汽轮机均装有法兰与螺栓的加热装置。

(1) 双层缸法兰与螺栓的加热装置。双层缸分为内缸与外缸。一般内缸的法兰螺栓加热装置的加热汽源,采用高、中压缸的汽封蒸汽,通过螺栓孔凹槽与法兰上的凹沟加热法兰与螺栓,排汽通至法兰末端,运行期间它也一直在加热或冷却,不加限制。

外缸法兰与螺栓的加热、汽源一般利用内、外缸夹层间的蒸汽,仅在相邻两螺栓上部用联接管相通,蒸汽沿每个螺栓巡回加热。外缸法兰螺栓加热采用自动控制,当负荷稳定时,外缸加热装置可以停用,这样可避免用新蒸汽加热因调整不当引起法兰过热的缺点。

(2) 单层缸法兰与螺栓的加热装置。单层缸的高温高压机组,一般法兰较双层缸厚,法兰与螺栓在启停时加热与冷却尤为重要。蒸汽也是进入螺栓接合面的凹槽与法兰的凹沟进行加热或冷却。加热装置为蒸汽联箱,汽源有两路,一路是平衡管来汽,汽温约 150°C ,另一路为新蒸汽。这两路汽源可以单独使用,也可以混合使用,应视启停时汽缸壁与法兰温差而定,以保证汽缸壁与法兰温差,以及法兰内外温差在允许限度之内。

(二) 减小法兰宽度与螺栓直径的方法

希望法兰越窄越好,这样便于控制汽缸壁与法兰温差减小,对汽缸壁与法兰的膨胀变形一致有利。减小法兰宽度的方法有两条。

(1) 汽缸法兰平面横向为凹凸形式结构。螺栓为上、下法兰相间拧入,这样可以缩小螺栓

的间距,因而减小螺栓的直径,法兰便可以窄些。

(2) 使螺栓中心线与汽缸壁中心线尽量重合或接近重合,这样便改善了螺栓受力情况及法兰热胀,因而法兰可以窄些,如图 1-4 所示。

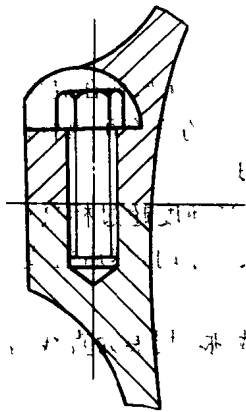


图 1-4 螺栓中心线与缸壁中心线尽量重合。

三、无法兰的高压内缸

为了使高压内缸热胀得更均匀,有的国外制造厂制造过无法兰的高压高温内缸。如元宝山电厂安装的法国电气机械公司(CEM)生产的 300MW 亚临界中间再热反动式汽轮机就是这样的。其新蒸汽压力为 17.75MPa,温度 540℃;再热蒸汽压力为 3.76MPa,温度为 540℃。

高压内缸中分面与水平成 50°角,无螺栓法兰接合面,采用规则的圆筒形紧环套装结构,这是瑞士勃朗·鲍威尔公司(BBC)大功率汽轮机的一个显著特点。内缸调节级出口的蒸汽压力为 13.68MPa,温度约为 510℃。内外缸之间蒸汽是高压缸的排汽,其压力为 4.36MPa,温度为 337.2℃。高压内缸承受的最大压差为 9.32MPa,最大温度为 172.8℃。

这样的结构由于没有法兰,汽缸热应力较小,对机组启动、停机大有好处。

内缸有七个紧环,进口侧三个,出口侧四个,如图 1-5 所示,其紧环的温度分布如图 1-6 所示。

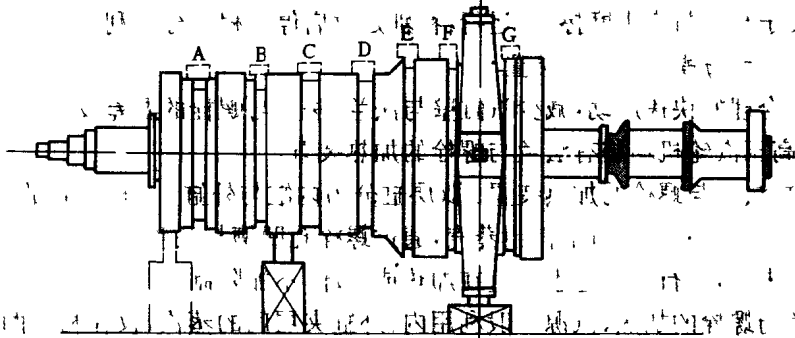


图 1-5 内缸紧环的配装图

为了保证内缸中分面的严密性,紧环在机组启动与停机时,汽缸内蒸汽压力和温度产生任何变化的情况下,都应具有足够的密封紧力。在启动加负荷时,汽缸温度大于紧环温度,此时紧环应力最大,但仍保证不超过许用应力。在减负荷停机时,汽缸冷却速度大于紧环冷却速度,紧力减小,但还要保证紧环有一定的密封紧力。因此,在紧环设计中,必须满足这些要求。这台汽轮机的紧环应力计算结果如表 1-3 所示。

高压缸材料及其化学成分如表 1-4 所示。其力学性能如表 1-5 所示。

紧环装配的过程。在已经组合好的高压内缸下部设两个支点 a 和 b,保持汽缸的平稳,其装配次序是 F-G-E-D-C-B-A。在装配 F, E, D, B, A 时,交替移动支点 a 和 a₁ 即可。装

配紧环时,用一个专用的环形火焰加热装置加热,加热速度较快。F,G,E,三个大直径的紧环均需 25 分钟,加热到 200℃左右即可套装;D,C,B,A 四个小直径的紧环约需 15 分钟,加热到 180℃左右即可套装。各紧环加热至套装的温度,其直径比原直径增大 3mm 左右,可以顺利套装。

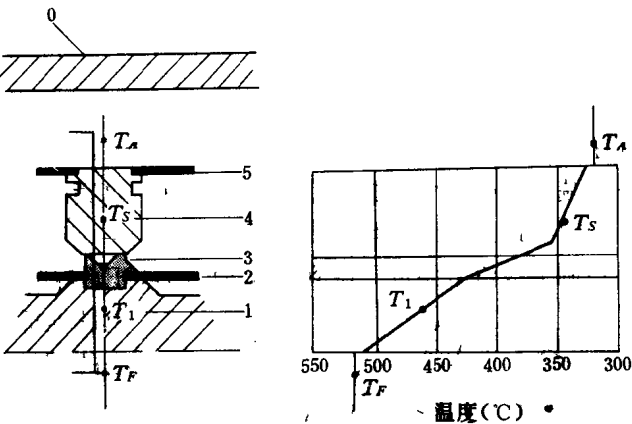


图 1-6 紧环的温度分布

T_F —新蒸汽温度 T_1 —内缸金属温度 T_S —紧环金属温度
 T_A —高压缸排汽温度 $Q_{外缸}$

表 1-3 紧环应力计算结果

紧环位置		A	B	C	D	E	F	G
紧环内径(mm)		1222	1222	1222	1230	1530	1530	1530
紧力	%	1.8	1.8	1.3	1.3	1.1	1.1	1.1
	mm	2.2	2.2	1.59	1.6	1.68	1.68	1.68
热态紧力(MPa)		269.5	279.3	259.7	298.9	273.4	288.1	275.4
冷态紧力(MPa)		259.7	226.4	143.1	137.2	101.9	71.5	102.9
松弛应力 25×10 ³ h(MPa)		97.5	101.9	86.2	120.5	106.8	104.9	103.9
许用应力(MPa)		372.4	372.4	364.6	364.6	349.9	345.0	352.8

表 1-4 高压缸材料化学成分

名称	材料牌号		C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Mo	V	S+P
高压外缸	A ₅₁ J	规定	≤0.22	≤0.35	0.4~1	≤0.05	≤0.05	≈0.2	≈0.2			≤0.09
		实际	0.15	0.23		0.013	0.01					0.028
高压内缸	B ₄ J	规定	0.15~0.20	0.3~0.50	0.5~0.8	≤0.04	≤0.04	1.2~1.5		0.9~1.1	0.2~0.3	
		实际	0.155	0.502	0.5	0.008	0.008	1.38	0.115	0.923	0.29	
紧环	B ₆₀ N	规定	0.17~0.25	0.3~0.60	0.3~0.5	≤0.035	≤0.035	1.2~1.5	≤0.6	0.7~1.2	0.25~0.35	
		实际	0.235			0.035	0.011	1.3	0.16	0.67	0.31	

表 1-5 高压缸材料机械性能

名称	材料牌号		屈服强度 $\sigma_{0.2}$ (MPa)	抗拉强度 σ_b (MPa)	伸长率 A (%)	冲击初度 a_K kJ/m ²
高压外缸	A ₅₁ J	规定	≥19.6	≥392	22	≥588
		实际	≥65.7	457.7	34.3	1197.6
高压内缸	B ₄ J	规定	≥441	588~784	19	≥392
		实际	554.7	695.8	20	1058.4
紧环	B ₆₀ N	规定	≥576.2	672.3~817.3	≥16	≥490
		实际	588	705.6	21.8	1068.2

四、拆、紧汽缸法兰螺栓的顺序

(一) 紧汽缸法兰螺栓的顺序

当上缸即将盖好而尚未盖好之际,先将销钉螺栓砸紧,以保证汽缸定位的正确性。然后再按顺序初紧接合面螺栓,紧时从法兰中间开始(两侧同时)向前后逐渐延伸,不可从一端开始紧向另一端。这样可使汽缸平稳均匀地紧好。热紧时也是如此。

(二) 拆卸汽缸法兰螺栓的顺序

当调节级汽缸温度下降到 80°C 时,即可开始拆卸螺栓。拆卸时首先将接合面销钉取下,以免螺栓拆完后销钉卡死,然后再用加热棒加热需松的螺栓,松的顺序与紧的顺序相反,后紧的先松。

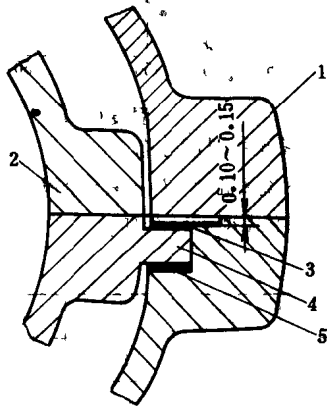


图 1-7 内缸猫爪

1—外缸上半 2—内缸上半 3—猫爪上部调整垫片
4—内缸猫爪 5—猫爪下部调整垫片

(三) 汽缸的支承

高中压缸,内外缸间及汽缸与轴承座支承形式有:

(1) 内缸在其下半中分面处,靠猫爪搭在外缸的接合面的凹槽与外缸固定。一般搭承的猫爪为四个,如图 1-7 所示。每个猫爪上下两侧各有一定厚度的垫片,使内缸中心线与外缸中心线的偏差 $< 0.1\text{mm}$;使猫爪与外缸上半之间留有 $0.10 \sim 0.15\text{mm}$ 膨胀间隙。

(2) 有的单缸高压汽轮机采用“下猫爪”结构,即下缸前端支承面落在前轴承箱上。

目前大型双缸汽轮机,大多采用“上猫爪”结构,这种结构的优点是支承面与汽轮机中心线重合,运行时前猫爪会因热胀而抬高,但不会影响转子与汽缸的同轴度。这种结构的下汽缸在运行时是吊在上汽缸上的,随上汽缸的升降而升降。下汽缸猫爪留有安装垫片的空隙,当揭上缸时,先将此垫片塞入,这样可使下缸猫爪与前轴承座接触,当盖完上缸并紧螺栓后,再将该垫片抽出保存。垫片与垫片长方孔的间隙约 $0.03 \sim 0.05\text{mm}$,以保证能顺利地插入与抽出,如图 1-8 所示。

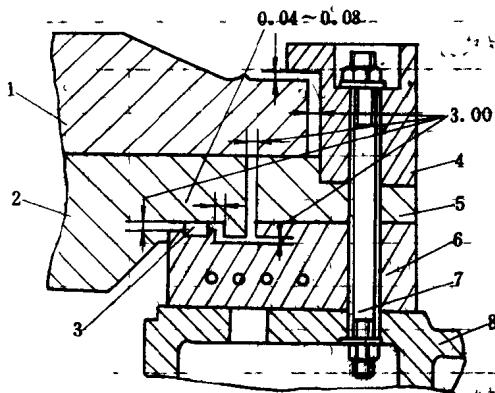


图 1-8 汽缸上猫爪结构

1—上猫爪 2—下猫爪 3—安装垫片 4—压板
5—垫块 6—横键 7—压紧螺栓 8—前轴承箱

五、汽缸起吊与翻转汽缸

汽缸的起吊与翻转,在现场一般都使用制造厂供给的专用工具,使用行车作业。这项工作现场应由有经验的人负责指挥(如汽机车间主任、检修副主任或专业技术人员)。如天津某厂大修翻转汽缸,现场指挥人员缺乏经验,使用的又不是专用工具,结果在吊起过程中,将汽缸摔下,汽缸盖落下后将下面的方枕木砸得粉碎,地下室水泥梁砸裂三道裂纹,幸未伤人。因此这里强调这项工作必须由有经验的负责人在现场指挥。对工具的检查、维护与使用应按规定进行,以免发生意想不到的事故。

(一)起重工具

吊、翻汽缸主要使用下列工具。

1. 行车

行车是与机组配套安装的,对汽缸的承重没有问题。大修前应对行车进行检查,保证起重时行车完好无缺陷,检查的项目主要有:

- (1)行车刹车装置灵敏可靠;
- (2)高位保险装置安全可靠,升高进行试验,保证升高到一定高度掉闸,停止上升且无下滑现象;
- (3)行车钢丝绳完好无损,无锈迹,并定期擦油;
- (4)大小滑轮完好无缺损;
- (5)轨道平整,行车滚动时没有高低不平的感觉与声响,轨道平行度合格。

2. 检查下列专用起吊与翻缸工具

- (1)调整螺钉扭动自如,且无锈迹;
- (2)吊起与翻转汽缸专用工具的钢丝绳,应完好,无损无锈迹,并在用毕后涂油防锈;
- (3)吊起与翻转汽缸用的卸扣等完好,无伤痕,无裂纹。

3. 对汽轮机一般起重用的钢丝绳、卸扣、绳夹与吊环的要求。

(1)钢丝绳由于断面形状、编捻方式与制造方法的不同,分为若干类。用于汽轮机起重用的多为GB359-64及GB355-64型钢丝绳,因为这类钢丝绳同其他规格的钢丝绳相比较,它较柔软,所以多采用此种型号的钢丝绳。其公称抗拉强度为1470N/mm²,具体抗拉强度见表1-6。

不论哪一种钢丝绳,其抗拉强度虽然不同,但用在滑轮上(如行车)时,其安全系数一般采用4~5;若用搭扣连接,其安全系数一般采用8。外径为10mm的钢丝绳,当安全系数为8时,搭扣连接,垂直起吊,单根钢丝绳可起吊的安全重力,经验概算数值为6000N,滑车可安全起重12000N。因为钢丝绳安全起重重力与其断面积成正比,也就是与其直径平方成正比,这样只要知道钢丝绳的外径尺寸,便可简便地计算出其概略的安全起重重力的大小,不必再去查表,其结果与查表的数字相差无几。其简单公式为(垂直起吊):

$$P = \frac{6000 \times 8}{K} \cdot \frac{d^2}{10^3} = \frac{480d^2}{K}$$

式中 P —— 单条钢丝绳垂直起重可承载的重力, N;

K —— 安全系数;

d —— 钢丝绳公称直径, mm。

若钢丝绳不是单条而是多条,不是垂直起吊而是钢丝绳与垂线成一定角度 α ,则上式应为:

$$P = \frac{480d^2 n \cos \alpha}{K}$$

式中 n —— 钢丝绳条数;

α —— 钢丝绳与垂线所成的角度。

为简便起见, $\cos \alpha$ 可粗略按 1/2 计算, 上式则简化为:

$$P = \frac{240d^2 n}{K}$$

α 值最高限定为 60 度, $\cos 60^\circ = 1/2$, 超过 60 度起吊是不允许的。

表 1-6 D 型钢丝绳抗拉强度

直径(mm)		面积 (mm ²)	钢丝绳 6×19(股 1+6+18)(GB355-64) 公称抗拉强度: 1470N/mm ²			直径(mm)		面积 (mm ²)	钢丝绳 6×37(股 1+6+12+18)(GB359-64) 公称抗拉强度: 1470N/mm ²		
钢丝绳	钢丝	全部钢丝 绳断面积	全部钢丝总 和(N)	整条钢丝绳 (N)		钢丝绳	钢丝	全部钢丝 绳断面积	全部钢丝总 和(N)	整条钢丝绳 (N)	
6.2	0.4	14.32	20972	17836		6.7	0.31	16.75	24598	20188	
7.7	0.5	22.37	32830	27930		7.4	0.34	20.15	29596	24206	
9.3	0.60	32.22	47334	40180		8.0	0.37	23.86	34986	28714	
11.0	0.70	43.85	64386	54782		8.7	0.4	27.88	40964	33516	
12.5	0.80	57.27	84182	71540		11.0	0.5	43.57	63994	52430	
14.0	0.90	72.49	106330	90552		13.0	0.6	62.74	92218	75558	
15.5	1.0	89.49	131320	111720		15.5	0.7	83.39	125440	102900	
17.0	1.1	108.28	158760	135240		17.5	0.8	111.53	163660	134260	
18.5	1.2	128.87	189140	160720		19.5	0.9	141.16	207270	170930	
20.0	1.3	151.23	221970	188650		22.0	1.0	174.27	255780	209720	
22.0	1.4	175.40	257740	219030		24.0	1.1	210.87	309680	253820	
23.5	1.5	201.35	295960	251370		26.0	1.2	250.95	368480	302330	
25.0	1.6	229.09	336630	286160		28.5	1.3	294.51	432670	354760	
26.5	1.7	258.62	379750	322910		30.5	1.4	34157	501760	416600	
28.0	1.80	289.95	425810	362110		32.5	1.5	392.10	576240	472360	
31.0	2.0	357.96	525770	446880		35.0	1.6	446.13	655620	537530	
34.0	2.2	433.13	636510	540960		37.0	1.7	503.63	739900	606620	
37.0	2.4	515.46	757540	643860		39.0	1.8	564.63	829570	680120	
40.5	2.6	604.95	888860	755580		43.5	2.0	697.08	1024100	839860	
43.5	2.8	701.60	1029000	876610		47.5	2.2	848.47	1470900	1009400	
46.5	3.0	805.41	1180900	1004500		52.0	2.4	1003.8	1729700	1416100	

兹将 $P = (480d^2)/K$ 经验计算值与实际计算值列表, 如表 1-7, 从表中可以看出其数值相差无几, 是可以采用的。

(2) 钢丝绳用的绳夹。绳夹式样较多, 一般采用的如图 1-9 所示。其适用于钢丝绳直径及各部尺寸如表 1-8 所示。起重时, 将绳夹拧紧后, 在绳夹之间划上粉笔印, 然后试起吊, 承载后再将绳夹拧紧一次, 确认钢丝绳没有相对滑动(即粉笔印原样没有错开现象), 再正式起吊。绳夹使用个数应按表 1-8 进行。

表 1-7 D 型钢丝绳搭扣连接垂直起吊经验计算与实际计算允许承载拉力表

以公称抗拉强度 1470N/mm ² 计算;安全系数按 8 计算			
钢丝绳 直径 (mm)	经验计算值 (N)	实际计算值	(N)
		GB355-64	GB359-64
10	6000	$\frac{10^2}{11^2} \times \frac{54782}{8} = 5659$	$\frac{10^2}{11^2} \times \frac{63994}{8} = 6611$
14	$\frac{14^2}{10^2} \times 6000 = 11760$	$\frac{90552}{8} = 11315$	$\frac{14^2}{13^2} \times \frac{92218}{8} = 13369$
20	$\frac{20^2}{10^2} \times 6000 = 2400$	$\frac{188650}{8} = 23581$	$\frac{20^2}{19^2} \times \frac{207270}{8} = 27254$
25	$\frac{25^2}{10^2} \times 6000 = 37500$	$\frac{286160}{8} = 35770$	$\frac{25^2}{26^2} \times \frac{302330}{8} = 34940$
31	$\frac{31^2}{10^2} \times 6000 = 57660$	$\frac{446880}{8} = 55860$	$\frac{31^2}{30.5^2} \times \frac{411600}{8} = 53151$
40	$\frac{40^2}{10^2} \times 6000 = 96000$	$\frac{40^2}{40.5^2} \times \frac{755580}{8} = 92130$	$\frac{40^2}{39^2} \times \frac{680120}{8} = 89431$

表 1-8 钢丝绳用绳夹

mm

常用钢丝绳 直径	A	B	C	d	H	绳夹数量 (个)	绳夹间距
6.5	14	28	21	M6	35	2	—
8.8	18	36	27	M8	44	2	—
11	22	43	33	M10	55	2	50
13	28	53	40	M12	69	3	60
15、17.5	33	61	48	M14	83	3	75
20	39	71	55.5	M16	96	4	115
21.5、23.5	44	80	63	M18	108	4	115
26	49	87	70.5	M20	122	4	150
28.5、31	55	97	78.5	M22	137	4	150
32.5、34.5	60	105	85.5	M24	149	4	180
37、39.5	67	112	94	M24	164	5	250
43.5、47.5	78	128	107	M27	188	5	250
52	88	143	119	M30	210	5	250

(3) 索具卸扣。如图 1-10 所示。其允许负荷各部尺寸如表 1-9 所示。

表 1-9 索具卸扣

mm

钢索直径	许用应力(N)	D	H _i	H	L	b	d	d ₁	d ₂
4.7	1960	15	49	35	35	12	6	8.5	M8
6.5	3234	19	63	45	44	16	8	10.5	M10
8.5	4900	23	72	50	55	20	10	12.5	M12

钢索直径	许用应力(N)	D	H_t	H	L	b	d	d_1	d_2
9.5	9114	29	87	60	65	24	12	16.5	M16
13	14210	38	115	80	86	32	16	21	M20
15	20580	46	133	90	101	36	20	26	M24
17.5	26460	48	146	100	111	40	22	29	M27
19.5	32340	58	163	110	123	45	24	33	M30
22	40180	66	180	120	137	50	27	37	M33
26	48020	72	196	130	153	58	30	40	M36
28	66640	77	225	150	176	64	36	46	M42
31	88200	87	256	170	197	70	42	51	M48
34	104860	97	284	190	218	80	45	56	M52
43.5	156800	117	346	235	262	100	52	66	M64

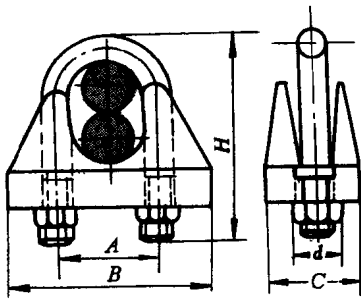


图 1-9 钢丝绳用绳夹

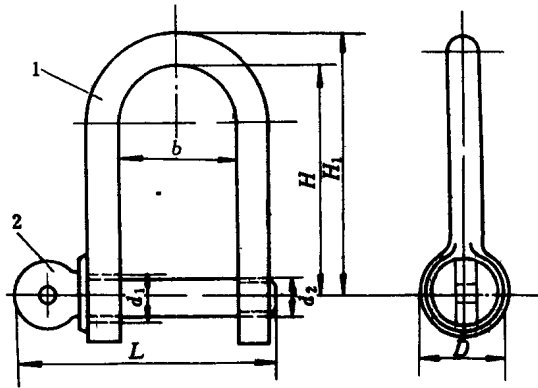


图 1-10 索具卸扣

1—卸扣本体 2—横销

(4)吊环。一般吊环如图 1-11 所示。其尺寸及载荷量如表 1-10 所示。这种工具是为了起吊时便于钢丝绳系结,减少捆绑或不捆绑。使用吊环应注意:①使用前应检查螺杆部位无弯曲变形,螺纹无损伤;②吊环拧入螺孔时,一定要拧到螺杆根部,不应将螺杆露在外边。

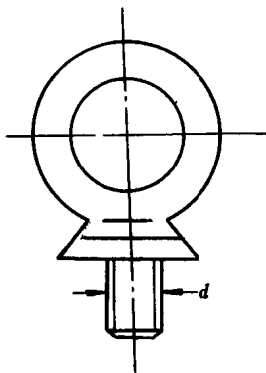


图 1-11 一般吊环

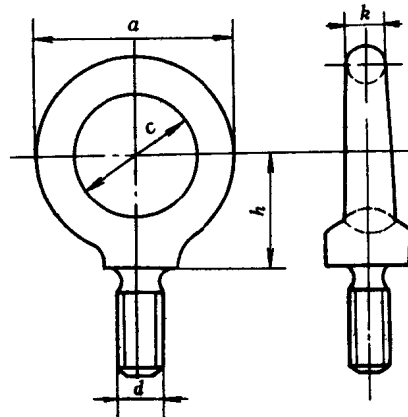


图 1-12 英制吊环

目前有的电厂仍有采用英制吊环的,如图 1-12 所示。其允许载荷量与各部尺寸如表 1-11 所示。