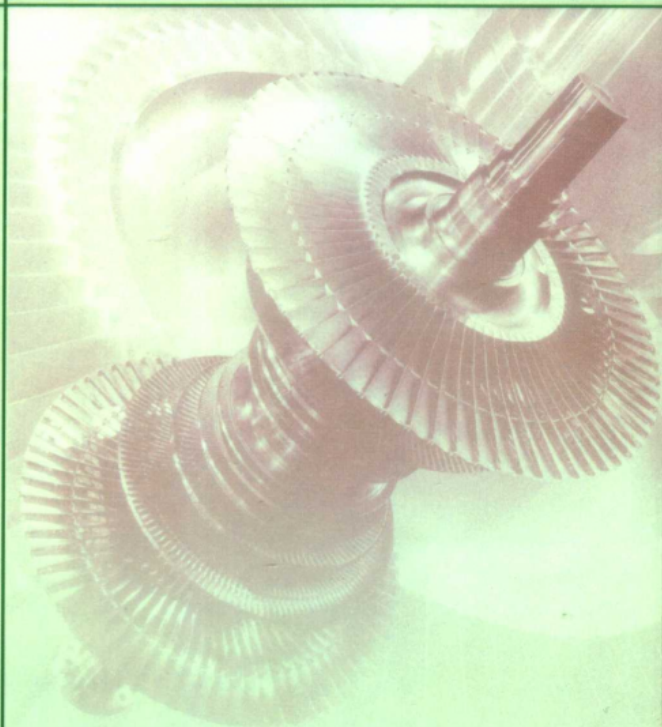


汽轮机本体检修

实用技术

常咸伍 霍如恒 编著

Qilunji



中国电力出版社
www.cepp.com.cn

汽轮机本体检修

实用技术

ISBN 7-5083-1748-3



9 787508 317489 >

ISBN 7-5083-1748-3

定价: 14.00 元

华北水利水电学院图书馆



208525149

TK268

C295

汽轮机本体检修

实用技术

常咸伍 霍如恒 编著



中国电力出版社

www.cepp.com.cn

852514

本书主要介绍了汽轮机各部位的检修实用技术, 主要内容包括叶片检修, 汽轮机主轴弯曲及检修, 转子的低速平衡, 叶轮的检修, 轴颈与轴封的检修, 联轴器的检修, 汽缸过大正负胀差的消除, 汽缸结合面栽丝扣损坏后的处理, 汽缸内部的异常状态分析处理, 汽缸结合面泄漏的处理等。

本书可供从事火力发电厂汽轮机检修的人员工作时参考, 同时可供相关专业的师生学习时使用。

图书在版编目 (CIP) 数据

汽轮机本体检修实用技术/常咸伍, 霍如恒编著.

北京: 中国电力出版社, 2003

ISBN 7-5083-1748-3

I. 汽… II. ①常…②霍… III. 蒸汽透平-检修

IV. TK268

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2003) 第 074657 号

中国电力出版社出版、发行

(北京三里河路 6 号 100044 <http://www.cepp.com.cn>)

汇鑫印务有限公司印刷

各地新华书店经售

*

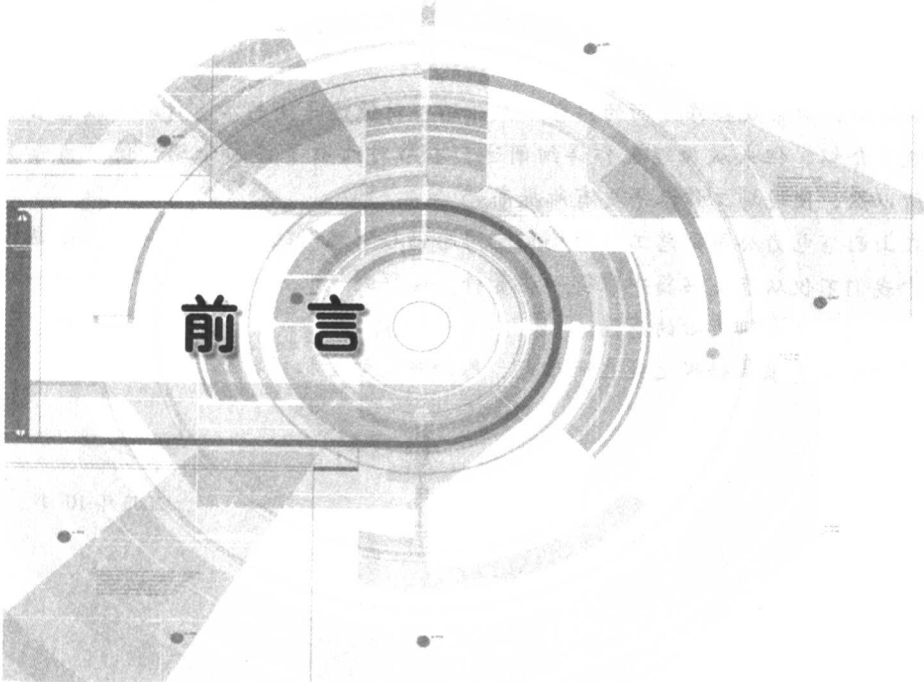
2004 年 1 月第一版 2004 年 1 月北京第一次印刷

787 毫米×1092 毫米 16 开本 8 印张 175 千字

印数 0001—4000 册 定价 14.00 元

版 权 专 有 翻 印 必 究

(本书如有印装质量问题, 我社发行部负责退换)



前言

《汽轮机本体检修实用技术》一书，主要是以神头一电厂检修经历为基础，并结合其他电厂的情况，通过归纳总结编写而成的。神头一电厂是一个老厂，20世纪80年代曾是国家为数不多的大型火力发电厂之一。由于设计制造等原因，机组存在着较多影响安全运行的重大问题，在历次处理设备重大疑难问题及重大缺陷过程中，我们在工作思路上逐步形成了自己独特的风格：在战略上藐视困难，在战术上重视困难，在工作作风上既发挥技术人员的积极性，也尊重工人师傅的创造精神，从而使制造及基建遗留和运行中发现的重大疑难问题迎刃而解。如：

(1) 在尊重科学、分析研究的基础上，对原捷克斯洛伐克制造的200MW机组低压转子 $L=230\text{mm}$ ， $L=430\text{mm}$ 叶片断裂问题敢于冲破禁区进行了处理，采用在原为整圈自由叶片的 $L=230\text{mm}$ 叶片上加焊接围带，在 $L=430\text{mm}$ 叶片上加双拉筋，使3台机组由断叶片只能带150MW负荷运行恢复为满出力。

(2) 采用中频电源加热进行汽轮机大轴弯曲校正，使汽轮机大轴校正工作程序简化，材料及人工费用大幅度降低。

(3) 在技术上敢于创新，充分发挥工人师傅们的聪明才智，为我省及外省电厂校正200MW机组高压转子主轴7台；创造出在不拆下叶片的情况下，钻出捷制200MW机组低压转子叶片松拉筋孔的工艺，既为国家节约了大量资金，又缩短了检修工期。

(4) 在对待传统工艺上，不因循守旧，敢于改革创新，设计出50t自动化水平较高的低速平衡台，为本厂及省内外兄弟厂大型低压转子多次校正了平衡。

(5) 因地制宜，因陋就简，自力更生，在汽缸内完成了加工精度及公差要求较高的汽轮机转子轴封凹凸型槽的加工，解决了需在立地大车床处理的问题。

本书将多年来神头一电厂汽轮机本体的重大检修和改进项目及兄弟厂好的检修经验，

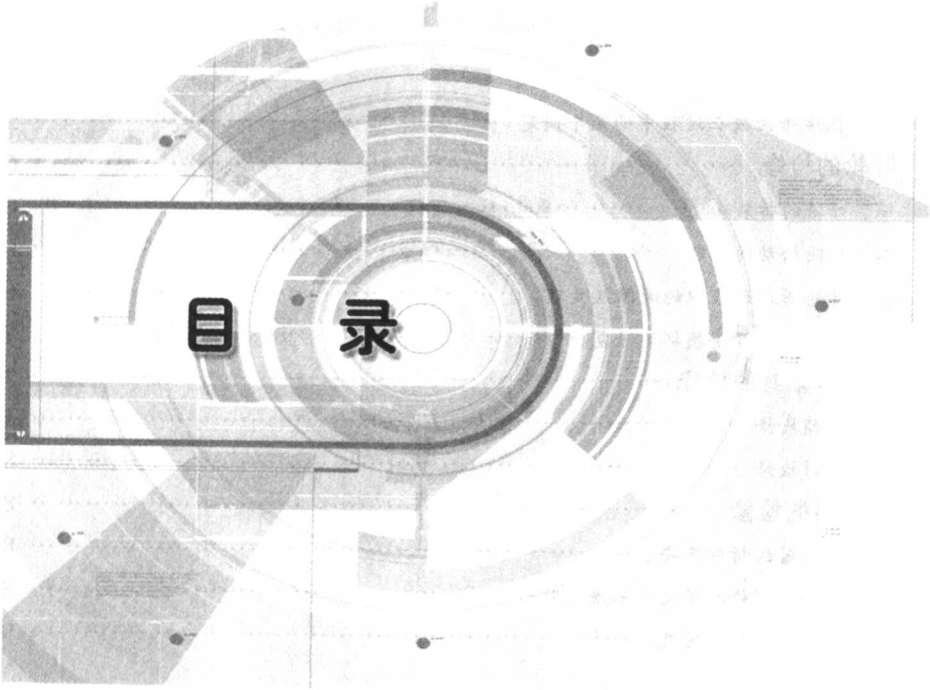
进行了详细的介绍，对常规检修方面的内容不做介绍；对低速平衡的加重计算方法，各种检修书籍虽做了介绍，但未从原理上作详细阐述，本书对此做了详细介绍，使读者知其然，亦知其所以然，使现场工作水平更有所提高。

本书是在山西省电力公司副总工程师楼文超同志倡导下编写的，并经他审核。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，还得到了北京重型电机厂于尔亮同志的热情帮助，在此我们表示衷心的感谢。

由于我们的水平有限，错误之处在所难免，恳切希望读者批评指正。

作者

2003 年 10 月

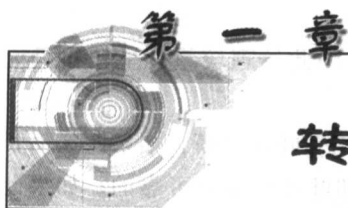


目 录

前言

第一章 转子检修	1
第一节 叶片检修	1
一、叶片断裂后的原因分析	1
二、增加叶片抗振能力的措施	4
三、叶片断裂原因分析及处理实例	5
四、调速级叶片装设阻尼带,以提高叶片动刚度	15
五、200MW 汽轮机调速级叶片补焊修复	16
六、叶片围带铆钉头磨损后的补焊	17
七、叶片进出汽角变更引发的故障	18
第二节 汽轮机主轴弯曲及处理	21
一、主轴弯曲的原因	21
二、不同状态下汽轮机主轴弯曲的判断	23
三、直轴方法及选择	29
四、汽轮机发电机转子主轴的弹性弯曲	42
五、发电机主轴弹性弯曲的处理	45
第三节 转子的低速平衡	47
一、50t 可移动胶皮平衡台的制作	47
二、低速平衡台的工作原理	53
三、低速平衡的方法	54

四、低速平衡校正过程中的几个问题	57
第四节 叶轮的检修	62
一、叶轮的拆装	62
二、叶轮松动的处理	68
三、叶轮拆卸过程中的故障及处理	69
四、高压转子叶轮损坏的修复	74
第五节 轴颈与轴封的检修	76
一、轴颈检修	76
二、轴封检修	82
第六节 联轴器的检修	85
一、联轴器的拆卸及安装	85
二、联轴器螺栓孔扩大及不规范时的处理	88
三、联轴器螺栓孔镗孔	93
第二章 汽缸检修	95
第一节 汽缸过大正负胀差的排除	95
一、汽缸膨胀不畅	95
二、汽缸膨胀的负胀差	98
第二节 汽缸结合面栽丝底扣损坏后的处理	101
一、制作仿型钻床	102
二、钻床固定找正	102
三、镗孔	103
四、挑扣	103
第三节 汽缸内部的异常状态分析处理	104
一、调节级压力增高	104
二、汽缸保温不良造成静动摩擦	106
三、原苏联制造的 200MW 机组速度级阻汽环摩擦	109
第四节 汽缸结合面泄漏的处理	111
一、汽缸变形的原因	111
二、汽缸接合面变形刮研的处理	112
后记	117
参考文献	119



转 子 检 修

第一节 叶 片 检 修

汽轮机叶片是将蒸汽热能转换为机械能的主要部件，有动叶片与静叶片之分，但一般（不做说明时）多指动叶片。运行中的叶片要承受很高的应力，并且因受到交变汽流力而产生振动。同时，又要求通过动叶片实现高效率的能量转换，因此对叶片的材料、加工、装配都有很高的要求。根据统计，国内汽轮机事故有 35% 发生在叶片上。因此，防止叶片断裂和叶片损坏后的修复工作是发电厂汽轮机专业的重要内容。

产生叶片损伤的原因有时比较复杂，可能是许多因素综合影响的结果。

一、叶片断裂后的原因分析

1. 叶片断口的宏观与微观检查

通过对叶片断口检查，判断叶片裂纹的起因、发展过程，找出叶片断裂的原因。叶片断口，除用放大镜检查外，同时也须用高倍的扫描电镜观察，因此发现叶片断裂后对断口要作及时保护，特别是裂源区尤为重要。叶片断口一般可分为四个区。

(1) 第一区，即裂源区。主要通过裂源区的观察，分析叶片开始断裂的原因，是腐蚀还是疲劳或先天性缺陷。叶片断裂的源点一般在出汽边，可从图 1-1 分析， DG 为叶片截面最小惯性轴， GH 为叶片截面最大惯性轴，蒸汽在叶片上产生弯曲应力，叶片上 A 、 B 、 C 点是切向最大弯曲应力点， E 、 F 是轴向最大弯曲应力点。叶片出汽边所承受的弯曲应力最大，且均为拉应力。因此，叶片在蒸汽的作用下，损坏往往开始发生在此处。裂源区位于出汽边，但该区的尺寸很小，约为 10^{-1}mm 数量级。

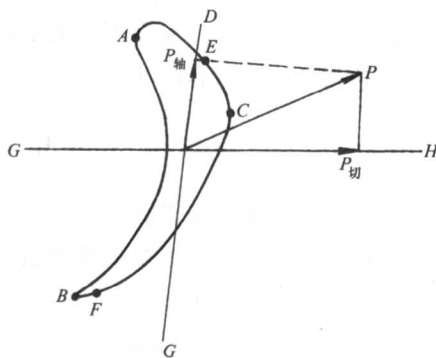


图 1-1 叶片应力分布

裂源区分两类： A 型裂源——滑移开脱，即滑移面与正应力呈 45° 夹角沿最大切应力方向滑移扩展，这是叶片长期受高变应力作用、疲劳损坏积累的结果。 B 型裂源——腐蚀坑成为疲劳裂纹的源点，腐蚀坑形成应力集中作用，使叶片疲劳强度下降。

(2) 第二区，前发展区，即疲劳发展区。断口表面较细，断口平整，呈细瓷状，这是高频低应力作用的结果。如果呈纵向纹理，说明是受轴向应力的作用，呈横向纹理，说明

是受切向应力的作用,“川”字形为水冲击影响。

(3) 第三区,后发展区。此区由于受低频高应力作用,因此纹理较粗,呈较粗贝壳状。

(4) 第四区,扯裂区。断面平滑呈扯裂状,因受应力作用,叶片拉断,如果此区面积占整个叶片断面的 1/7,这说明叶片静力强度还是足够的,即叶片材质是可靠的;如果此区面积占 1/8,说明离心力是不大的;如果此区面积占 1/3 以上,说明叶片材质强度不足,或离心力作用较大,见图 1-2。

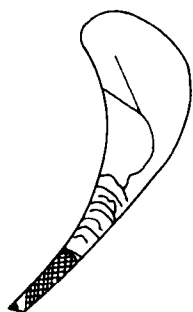


图 1-2 叶片扯裂区

2. 叶片安全性能检查

叶片断裂事故大多是由于叶片振动所致,这是因为叶片工作时受到气流激振力作用产生受迫振动,产生过大动应力,使叶片疲劳损坏。因此,叶片能否长期在蒸汽激振力作用下安全工作,关键在于它的抗疲劳性能。在分析叶片断裂原因时,应进行以下工作:

(1) 实测叶片自振频率,计算叶片自振频率的合格范围,是否落入共振范围,如果能采取措施把自振频率与共振扰动频率错开,则汽轮机叶片断裂事故将大幅度下降。

(2) 计算叶片安全倍率 A_b 值。安全倍率表示叶片抵抗疲劳的能力,其含义是叶片能承受的动应力和实际承受动应力的相对比值。材料在静、动载荷下耐振强度决定了叶片的动强度,它考虑了汽缸抽汽口流场不均匀、叶片结垢、成组影响,以及蒸汽过渡区的影响,因此用 A_b 值考核叶片强度比过去单纯考核叶片振动自振频率更完善、合理,很具有科学性。

A_b 值的最小数值 $[A_b]$ 称为安全倍率界限值。当 $A_b \geq [A_b]$ 时,则表示叶片强度安全裕度足够;当 $A_b < [A_b]$ 时,则表示叶片强度安全裕度不足。

A_b 值可按公式 (1-1) 计算:

$$A_b = \frac{K_1 K_2 K_d}{K_3 K_4 K_5 K_\mu} \times \frac{\sigma_a^*}{\sigma_{sb}^*} \quad (1-1)$$

式中 K_1 ——介质腐蚀系数;

K_2 ——叶片表面质量的影响系数;

K_3 ——应力集中影响;

K_d ——绝对尺寸影响;

K_4 ——通道面积改变的影响;

K_5 ——流场不均匀性影响,即级前级后抽汽排汽的影响;

K_μ ——成组系数影响;

σ_{sb}^* ——振动方向的蒸汽弯应力;

σ_a^* ——材料的耐振强度。

式中各 K 值可根据有关资料查得,蒸汽弯应力及材料耐振强度可根据叶片强度计算求得。

目前,我国对汽轮机叶片振动采用静应力和动应力相结合进行安全考核,制定了“汽轮机不调频叶片振动安全准则”和“汽轮机调频叶片安全准则”。所谓调频叶片系指要把叶片自振频率与激振力频率调开一定范围,避免运行中发生共振的叶片。调频叶片安全准则考虑的原则是调开危险共振和保证相应的动强度两个方面,而不调频叶片是在保证动强度的基础上,叶片允许在共振条件下运行,其安全准则是校核叶片动强度 A_b 值。

不调频叶片安全倍率界限值 $[A_b]$ 对于切向 A_0 振动频率,不低于下列界限,一般作为第一种不调频叶片安全使用, $[A_b]$ 值规定如下:

K	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13~20	>20
$[A_b]$	10.0	7.8	6.2	5.0	4.4	4.1	4.0	3.9	3.8	3.7	3.5	3.0

对于切向 B_0 型振动频率来说,为防止 Z.N 共振 $[A_b]$ 值,对所有 K 值均规定 $[A_b] = 10$ 。

调频叶片的 $[A_b]$ 值及切向 A_0 型振动的 $[A_b]$ 值规定如下:

自由叶片 $K = 2 \sim 3$ 时, $[A_b] = 4.5 \sim 5.0$;

$K = 3 \sim 4$ 时, $[A_b] = 3.7$;

$K = 4 \sim 6$ 时, $[A_b] = 3.5$;

成组叶片 $[A_b] = 3.0$ 。

切向 B_0 型振动 $[A_b]$ 值:规定 $[A_b] = 10$ 。

3. 叶片三冲点共振特殊性检查

三冲点共振亦称轮系振动,是指叶轮叶片组共振特性,但不是指轮盘。如果长叶片出现断裂事故,分析怀疑为频率问题,应该检查三冲点共振。

三冲点共振:
$$m = K = \frac{f_d}{n} \quad (1-2)$$

式中 m ——节经数;

K ——激振倍率;

f_d ——动频率;

n ——转速, r/s。

若 $\frac{f_d}{n}$ 为整数,即 K 为 $2 \sim 3$ 、 $4 \sim 7$,即落入三冲点共振。

4. 能谱分析

主要分析介质沉淀物中含有的有害物质,这需在扫描电镜 X 射线下进行。如果从叶片断口源点(第一区)发现裂源为介质腐蚀引起,就应进行此项分析,同时分析蒸汽及锅水中的成分。

5. 汽缸疏水系统检查

汽轮机叶片损坏往往来自水击,特别是抽汽管道附近叶片,由于在变工况情况下,通流部分瞬间压力低于抽汽管道压力,此时疏水膨胀,很可能被抽出,打击叶片。一滴直径为 4mm 的水,在高速下可产生相当于 15kN 的冲击力。受水击的叶片,残留在叶片上的盐垢很容易观察到,一般可在叶片上看到纵向的水流痕迹。末级长叶片遭水冲后可看到叶片进汽侧扭向内弧,出汽侧扭向外弧。因此,要注意疏水系统的合理布置,使疏水能够及时

疏导出去，不使其留在疏水系统中。

二、增加叶片抗振能力的措施

如果通过分析，得出叶片损坏是属于叶片动强度不足或变工况情况下抽汽口水击等产生的，那么为避免事故，通过采取措施是能够增强叶片的抗震能力，避免事故的发生。

$$\text{动应力} = \frac{\pi}{\delta} S H_n \delta_{SK} \left(\frac{f_c}{f_d} \right)^2 \quad (\text{共振时}) \quad (1-3)$$

式中 δ ——叶片对数衰减率（阻尼）；

S ——激振因子；

H_n ——振型系数。

由公式（1-3）分析，增加叶片对数衰减率可以降低动应力，减少振型系数 H_n ，也可以降低动应力。振型系数与振动频率和振型有关，加装松拉筋可增加叶片阻尼，增加叶片刚度，改变叶片频率与振型，使振型减小，但与拉筋刚度有关。

另外，等截面自振静频率的计算公式为

$$f_{st} = \frac{K_i}{L^2} \sqrt{\frac{EJ}{\gamma F}} \quad (1-4)$$

式中 f_{st} ——静频率；

K_i ——系数， $i=1$ （1阶）， $i=2$ （二阶）；

L ——叶片工作部分高度；

E ——弹性模量；

J ——叶片截面惯性矩；

F ——叶片截面积；

γ ——叶片比重。

我们由图 1-3 分析，对叶片做强度松动计算时，经常将叶片当成杆来考虑。而杆通常用梁的理论进行校核，在计算挠度时，最大挠度为

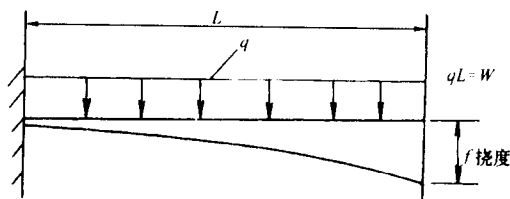


图 1-3 梁的强度计算图

$$f = \frac{W L^3}{EJ 8} \quad (1-5)$$

从公式看出，载荷一定、梁长一定时，挠度与 EJ （刚度）成反比，故 EJ 称为梁的刚度。

式（1-4）中， $F\gamma$ 是单位长度叶片的质量，又因为重力加速度（ 9.81m/s^2 ），已经化到系数 K_i 里面，所以 $F\gamma$ 就是质量了，质量在振动中生成惯性力，称为惯量。从式（1-4）可以看出，自振静频率 f_{st} 与刚度 EJ 成正比，与质量 $F\gamma$ 成反比，刚度 EJ 增大，叶片静频即可增大。另外，叶片工作高度 L 降低，静频率也可以增加。因此，为改变叶片频率，加强叶片抗振力可以从增加叶片刚度、减小叶片质量、降低叶片高度三方面入手。

特别是自由叶片, 增加叶片刚度可大大改变叶片运行中的可靠性, 其主要手段有增加焊接围带与増装拉筋, 或者是加大拉筋直径与改不锈钢拉筋为钛合金拉筋。因钛合金拉筋不仅刚度大, 抗水性能强, 而且密度小, 可减轻叶片离心力。但采用这些措施都须经过设计部门进行详细计算, 因为这些措施都是有弊、一分为二的, 也就是说: 增加围带和拉筋要引起轮缘应力的增加, 故必须在安全条件下进行。

三、叶片断裂原因分析及处理实例

下面介绍捷克 200MW 机组低压转子, 25/29 级 230mm 叶片、26/30 级 430mm 叶片频繁断裂, 经制造厂及国内研究机构多次改造无效, 被迫降低出力运行, 后采用增加叶片刚度方法, 使叶片断裂事故得到了控制的实例。

(一) 原因分析

通过多次对断叶片的试验、分析、计算, 认为断叶片原因为:

(1) 叶片原设计的强度不足。25/29 级、230mm 动叶片, 根据两部制订的不调频叶片振动强度及安全准则计算, 25/29 级叶片安全倍率 A_b 值为 4.34, 但该级叶片安全倍率界限 $[A_b] = 4.4$, 是不合格的。26/30 级、430mm 级叶片, 按其介质参数可知, 在过渡区工作。原设计在 $L = 400\text{mm}$ 位置装有一道 $\phi 7\text{mm}$ 半剖松拉筋。在拉筋完好的情况下, $[A_b]$ 值计算为 7~8, $[A_b] = 3.7$ 。但由于拉筋弯应力过大, $\sigma = 5000\text{kg/mm}^2$, 再加上存在水垢, 拉筋受腐蚀, 使拉筋断裂, 拉筋断裂后叶片成自由叶片, $[A_b]$ 降为 3.5~4, 这时叶片强度裕度显然不足。

(2) 机内外积水返回汽缸, 使叶片受到水击。从叶片断口形貌分析, 裂源为疲劳裂纹, 裂源位于叶片出汽边, 断裂区约占叶片的 1/2 左右, 每次叶片断裂前均有多处拉筋断裂, 这说明叶片受到较大的冲击力。叶片顶部受到较大水冲击, 把叶片断口用 2000 倍扫描镜观察分析也说明了这种原因。在第一区出汽边先出现腐蚀坑, 然后产生疲劳裂纹。第二区疲劳发展前区均为穿晶断裂, 部分断面上出现微坑集中分布区。这说明在叶片疲劳裂纹扩展过程中, 存在动应力突然增大的现象, 所有断口疲劳发展中均存在 2~4 条沿晶加穿晶断裂带, 这表明混合断裂除了受腐蚀环境影响外, 叶片在运行中也受到冲击力。

(3) 汽水品质欠佳。低压转子 25/29 级、26/30 级叶片均在过渡区工作, 当水质正常时, 在过渡区的叶片材料耐振性按下降一倍考核。在汽水品质欠佳情况下, 下降的幅度要更大, 而安全倍率 A_b 值是按正常蒸汽品质时考核的。叶片断口表面沉积较厚的盐垢, 经对盐垢取样, 在扫描电镜中进行 X 射线能谱分析, 盐垢的主要成分为硅, 局部区域有害元素含量为: Cl12.9%、S6.1%、Pb5.9%, 这些有害元素使叶片受到严重的点蚀, 不仅产生疲劳裂纹的源点, 而且使疲劳强度下降, 促使疲劳扩展。

(4) 回热抽汽口扰乱流场。25/29 级、26/30 级叶片前后均有抽汽口, 产生流场扰动, 增加了叶片激振力, 必然使叶片动应力增加。

(二) 方案制订

综合上述分析, 为确保叶片安全、可靠运行, 从提高叶片刚度及动强度入手, 提出下列措施:

1) 25/29 级 230mm 叶片, 在 $L = 0.6$ 倍叶片高度处加装一道 $\phi 8\text{mm}$ 钛合金半剖松拉筋。叶顶装厚度为 3.5mm, 材料为 1Cr13 焊接围带。经过核算, 增加围带及拉筋后对叶根及轮缘影响在允许范围内, 叶根拉应力由 $1420\text{kg}/\text{cm}^2$ 增加至 $1514\text{kg}/\text{cm}^2$, 轮缘拉应力由 $1543\text{kg}/\text{cm}^2$ 增加至 $1609\text{kg}/\text{cm}^2$ 。

2) 26/30 级 430mm 动叶片, 将原高度在 400mm 处 $\phi 7\text{mm}$ 半剖松拉筋改为 $\phi 10\text{mm}$ 钛合金, 考虑叶顶较薄, 为防止叶片开裂, 在叶片中间 $L = 0.6$ 倍叶片高度处, 再增装一道 $\phi 10\text{mm}$ 钛合金半剖松拉筋, 这样既提高了刚度, 又增加了阻尼, 对叶顶拉筋截面处起到一定的保护作用。

(三) 实施过程

为实现制订方案, 第一步: 由于 25/29 级 230mm 叶片已根据制造厂意思全部去短

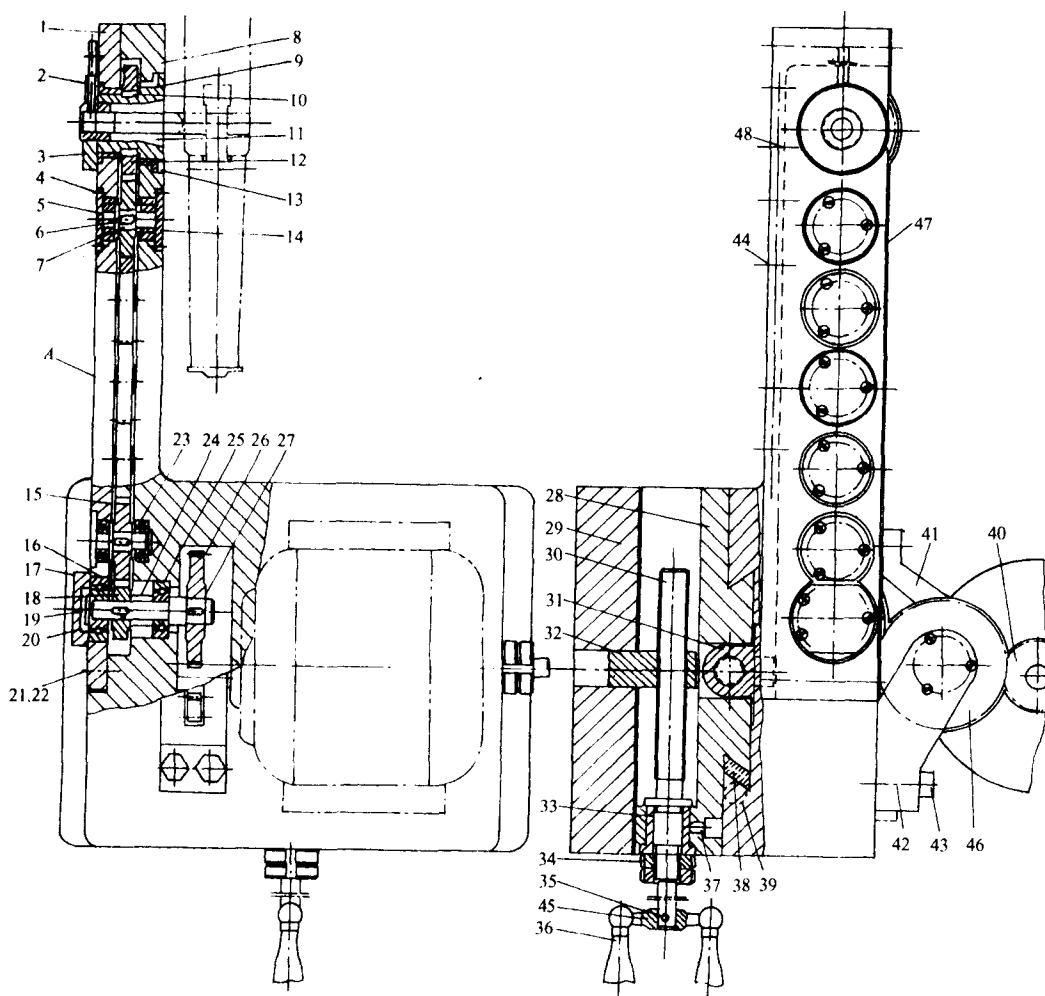


图 1-4 悬臂电钻

1、5、17、47—盖板; 2—螺帽; 3、13、33—衬套; 4、37、43、48—螺钉; 6、10—平键; 7、20—轴; 8—上拖板; 9—套筒; 11—弹簧套; 12、15、18、26、40—齿轮; 14、16、25—滚珠轴承; 19、23、24—垫圈; 21—内六角螺钉; 22、35—圆柱销; 27—弹簧圈; 28—中拖板; 29—底板; 30—螺杆; 31、32—螺母; 34—圆螺母; 36—手柄; 38—塞铁; 39—支紧螺钉; 41—电动机; 42—支架; 44—螺塞; 45—手柄; 46—惰轮

80%，必须更换新叶片，再穿拉筋并加装焊接围带。换叶片未采用我国常用的拆下叶轮的方法。因为，该型机组末级叶轮紧力较大，拆下轮盘比较困难，而且每拆一次叶轮对其寿命影响较大，故采取轴向钻孔取叉形叶根销子，更换叶片。

26/30级430mm叶片，虽然叶片大部分可以使用，但原有叶片安装采用的是松装工艺，内部水锈已贴实。利用自行制作的专用工具在不拆叶片的情况下，在原叶片钻出拉筋孔，然后穿入拉筋。

检修后的转子在自制的低速平衡台上，完成了较好的平衡工作。

叉形叶根叶片的更换情况如下。

(1) 更换叶片的准备工作：

1) 采用如图1-4所示的悬臂电钻轴向钻孔，在不拆叶轮的情况下，取出原有叶片的叶根销钉。

2) 变频调速器。钻孔及铰孔时，需要对电钻转速进行调整，故悬臂电钻串接变频调速器，可方便地改变电钻转速。

3) 销钉顶出千斤顶。叶根销钉钻孔后用如图1-5所示的销钉顶出千斤顶将其顶出。

4) 顶销。顶销直径根据钻孔的孔径配制，一般比孔径小0.5~0.6mm，如图1-6所示。

5) 撞锤。销钉取出后，将如图1-7所示的撞锤焊在被取叶片上，或固定于被拔叶片的拉筋孔内，用往复撞锤撞击，将叶片取下。

6) 样柱。铰孔后为精确测量孔径而制作不同规格的样柱，样柱直径等级为0.01mm，即一个样柱两端的直径相差0.02mm，如图1-8所示。

7) 找正盘。电钻钻孔前，用其找电钻与叶轮的垂直度。先将找正盘安装于电钻上，借助找正盘与叶轮端面的间隙来调整电钻与叶轮表面的垂直度，其误差不超过0.01mm，如图1-9所示。

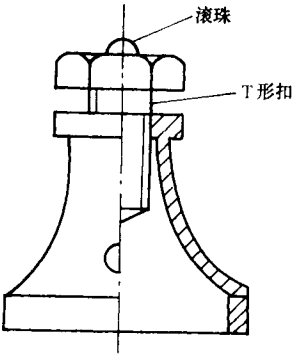


图 1-5 销钉顶出千斤顶

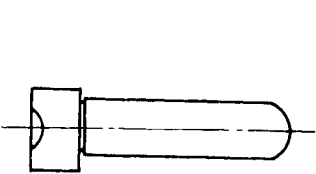


图 1-6 顶销

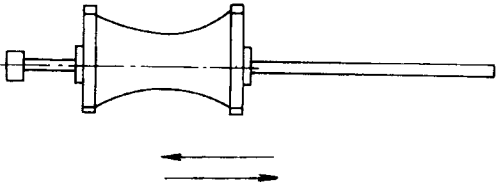


图 1-7 撞锤

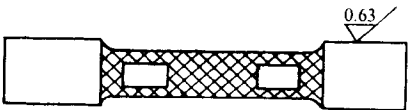


图 1-8 样柱

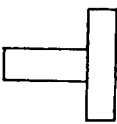


图 1-9 找正盘

8) 辐射线样板。装叶片时, 随时检查叶片辐射线, 看是否在标准要求之内, 如图 1-10 所示。

9) 其他工具。如钻头、铰刀、铤钻等常用工具。

(2) 拆旧叶片:

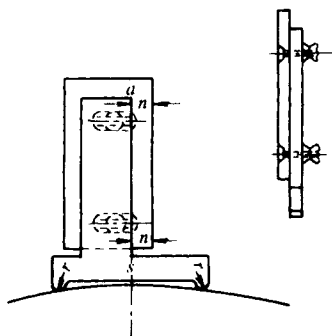


图 1-10 辐射线样板

1) 首先组装悬臂电钻。电钻中心应与转子大轴中心线平行, 以便于钻孔时方便地调整电钻位置。在电钻上装上找正盘, 用塞尺测量找正盘与叶轮平面四周的间隙, 其四周间隙的差不超过 0.01mm , 找正时要将找正盘在圆周方向, 转动四个方向, 以确保找正结果的可靠。找正工作是非常重要的工序, 因为我们不是在制造厂定型生产线上工作, 而是现场施工, 如找正误差较大, 则叶轮越厚, 钻孔的偏差也就越大。

还有一个关键问题是轮盘铆钉中心的确定。因国外机组叶片铆钉在制造厂已预留中心孔, 给拆除叶片销钉带来不少便利。对没有预留中心孔的销钉, 可使用着色法探伤剂, 喷涂在叶轮表面, 即可将铆钉头很清晰地显示出来, 然后用样冲定位。

2) 中心确定后即可开始钻孔。钻孔可采用比销钉直径小 $2\sim 3\text{mm}$ 的钻头。在钻头钻入过程中, 操作工人不可施力过猛, 要均匀给力, 否则电钻悬臂因刚度小要偏斜, 且在钻孔部位适量加冷却液。当钻头钻入一定深度时, 要及时倒出钻头, 将铁屑退出, 否则钻头容易折断。在开始进钻时, 要同时检查有无钻偏, 如果出现钻偏, 要及时用手枪角向钻修正。当钻头钻入销钉深度全长的 $2/3$ 时, 即完成钻孔工作。

电钻找正后, 钻完第一个销钉孔, 应立即取出销钉以确定钻孔有无歪斜及深度是否足够等问题, 便于及时调整。

取销钉前先用铤钻头将铆钉边铤去, 如图 1-11 所示。必须按图纸要求选择铤钻头的角度。

3) 取出铆钉。如果孔钻得较为垂直, 由于铆钉的紧力已释放, 很容易将铆钉取出。具体操作方法: 先将顶销与螺旋千斤顶装入并顶在前一级叶轮上, 施上顶力, 中心不必顶正, 然后用铜锤敲击叶轮。在敲击过程中, 因铆钉受到冲击力, 铆钉就会微微顶出, 然后用扳手向螺旋千斤顶继续施力, 铆钉就会自然顶出。

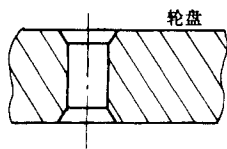


图 1-11 用铤钻头铤去铆钉边

在顶出铆钉过程中, 有时顶销会弯曲或断裂, 这是顶销选材及热处理不当之故。经多次实践, 认为顶销材质如采用弹簧钢, 应选 860°C 的淬火温度和 330°C 的回火温度; 若材质选用 T8 工具钢, 应选用 780°C 淬火温度和 340°C 的回火温度进行热处理。这样处理后, 顶销的强度和硬度就较为合适。

如果铆钉孔钻孔不是很正, 铆钉底部往往会钻穿, 这时可采用直径稍小于铆钉直径的顶销, 采用上述方法即可用螺旋千斤顶将其顶出。

当全部铆钉取出后即可取叶片。

4) 取叶片。取出叉形叶根叶片第一片比较困难, 先用紫铜锤将要取的叶片前后左右振荡, 振荡至一定程度, 即将撞锤焊接至叶片顶部, 用力冲击撞锤, 就会将叶片取下。如果撞击若干次仍取不下, 可能是撞锤杆直径细, 强度不足, 在冲撞过程将杆直径拉细所致, 应及时更换直径较粗的杆。当取下第一个叶片后, 其他叶片就能很容易地取出。

(3) 装新叶片的要求及工序。

1) 装新叶片前的准备及技术要求:

① 首先检查新叶片的出厂验收合格证及振动特性, 并按图纸及拆下的总叶片核对各部尺寸、数量 (包括加厚叶片及标准叶片的数量)。

② 先对新叶片逐片进行宏观检查, 看有无裂纹及缺口, 特别出汽边应仔细检查。再用磁粉检查, 并测频率是否在合格范围内。

③ 对汽道高度大于 250mm 的叶片, 应在力矩称上逐片确定重量矩, 并按重量矩在叶轮圆周方向上对称分配。对汽道高度小于 250mm 的叶片, 按叶片重在圆周方向对称布置。力矩称如图 1-12 所示。

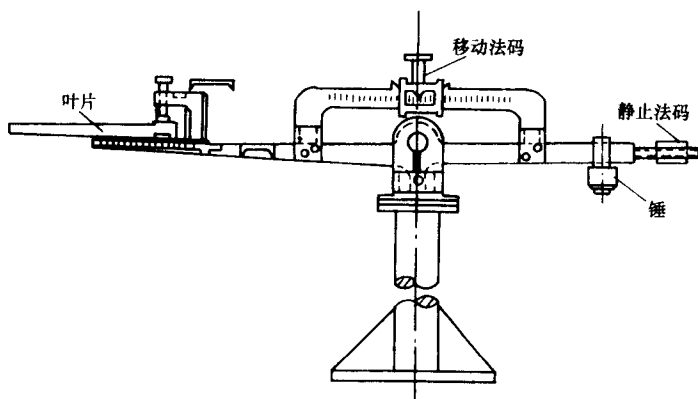


图 1-12 力矩称

④ 叶片安装数量应与计算数量相同, 当汽道高度小于 150mm, 且叶片数量超过 150 片时, 允许相差 1~2 片。

⑤ 装配叶片时, 以叶根装配平面或弧面为基准进行装配。相邻叶片接触面积应达到 70% 以上。

⑥ 叶根装配面为平面的叶片, 装好后相邻叶片间贴合面用 0.03mm 塞尺无法通过; 叶根装配面为弧面的叶片, 装好后中间 1/3 弦长处应无间隙, 相邻叶片的间隙不大于 0.03mm。

⑦ 装末叶片前, 先用斜铁将整圈叶片胀紧, 测出末叶片节距, 加适当过盈量后, 将末叶片打入。

⑧ 当一组围带覆盖相邻一组叶片时, 围带与被覆盖的叶顶之间须保持 0.50~0.75mm 间隙, 以免叶片将围带顶起。

⑨ 围带弧段接头不应在末叶片上, 末叶片位于围带中部, 围带弧段之间应有膨胀间隙。

⑩ 叶片装入叶轮后辐射线的偏差应符合表 1-1 的规定。