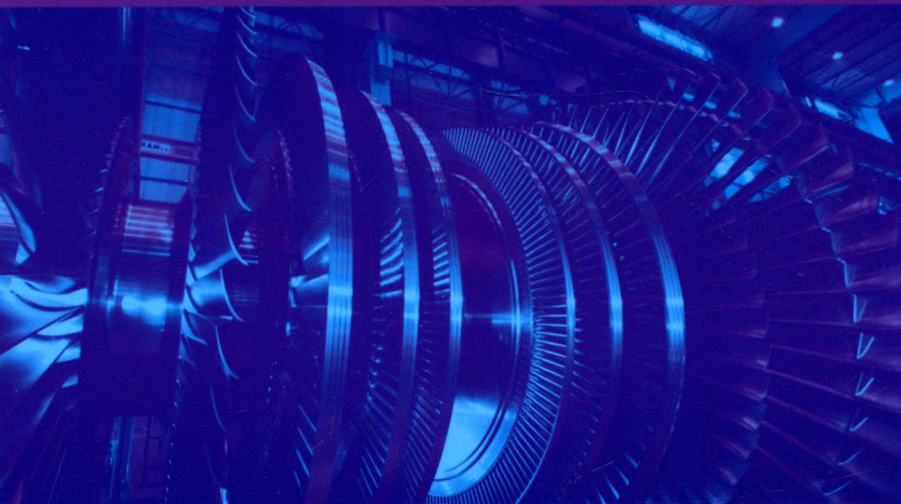


# 火力发电设备检修

## 实用丛书

HUOLI FADIAN SHEBEI JIANXIU  
SHIYONG CONGSHU



# 汽轮机

许世诚 编著



中国电力出版社  
CHINA ELECTRIC POWER PRESS

# 火力发电设备检修

实用丛书

## 汽轮机

许世诚 编著



中国电力出版社  
CHINA ELECTRIC POWER PRESS

## 内 容 提 要

本书较为全面地讲述了汽轮机本体精细化检修的技术与工艺要求,对于汽轮机本体检修的要点及注意事项进行了详细的讲解。对于当前汽轮机本体设备及检修中存在的一些共性问题进行了分析。扼要介绍了与之相关的专业理论知识。对于汽轮机振动在线监测系统的主要图谱,进行了概要讲解。对机组检修技术管理工作提出一些针对性的建议。

本书可供从事汽轮机检修工作的广大工程技术人员阅读,也可供有关院校热能动力专业作为辅助教材使用。

## 图书在版编目(CIP)数据

汽轮机/许世诚编著. —北京:中国电力出版社, 2015.7  
(火力发电设备检修实用丛书)  
ISBN 978-7-5123-7603-8

I. ① 汽… II. ① 许… III. ① 火电厂-蒸汽透平  
IV. ① TM621.4

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2015)第 077908 号

中国电力出版社出版、发行

(北京市东城区北京站西街 19 号 100005 <http://www.cepp.sgcc.com.cn>)

北京丰源印刷厂印刷

各地新华书店经售

\*

2015 年 7 月第一版 2015 年 7 月北京第一次印刷  
787 毫米×1092 毫米 16 开本 10 印张 220 千字  
印数 0001—3000 册 定价 36.00 元

## 敬告读者

本书封底贴有防伪标签,刮开涂层可查询真伪  
本书如有印装质量问题,我社发行部负责退换

版权专有 翻印必究



## 前言

当前对机组节能降耗的要求,比以往任何时候都高。汽轮机的效率,对机组的经济运行所起的作用是关键性的。汽轮机的运行经济性、可靠性当然是由制造厂在设计和制造过程确定的,但不可否认对汽轮机检修的质量控制,尤其是汽轮机本体检修的质量控制,对汽轮机的效率及安全运行有很大影响。

笔者在电厂工作数十年,深感当前汽轮机检修,尤其是汽轮机本体检修的质量控制与检修工艺,仍然存在许多问题,严重影响检修效果。其中有许多问题是带有共性的,因此在这里对汽轮机检修过程中的一些关键工艺、经常碰到的问题及现场普遍存在的一些不恰当的做法逐一进行探讨。

当前有大量的有关检修工艺的刊物,亦有大量的介绍汽轮机原理的书籍。但将汽轮机原理与检修工艺融合论述的书籍较少。本书尽量做到理论与实践相结合,工艺说明与分析并重。为了节约篇幅,对结构的描述以满足说明需要为原则,对常规的检修工艺尽量不提或少提。

笔者针对行业中存在的一些有分歧的做法,如对汽轮机轴系中心的调整的要求,以及当前汽轮机多年未解决的一些痼疾,如普遍存在的低压缸抽汽温度偏高,过桥汽封漏汽量偏大等问题,提出几点个人看法,希望引起关注。

限于作者水平,肯定对有些问题的研讨有诸多偏颇之处,真诚地希望得到同行们的指正。

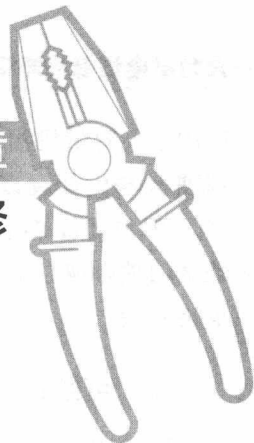


# 目 录

## 前言

|                           |    |
|---------------------------|----|
| <b>第一章 轴承检修</b> .....     | 1  |
| 第一节 轴承的主要形式 .....         | 1  |
| 第二节 轴承的基本特性 .....         | 4  |
| 第三节 轴承的损伤及修理 .....        | 7  |
| 第四节 可倾瓦检修 .....           | 11 |
| 第五节 浮动油挡检修 .....          | 15 |
| 第六节 轴承座 .....             | 16 |
| 第七节 推力瓦的检修 .....          | 17 |
| 第八节 抬轴试验 .....            | 20 |
| 第九节 油质清洁问题 .....          | 22 |
| 第十节 密封瓦检修 .....           | 26 |
| <b>第二章 汽轮机校轴系中心</b> ..... | 30 |
| 第一节 当前现状 .....            | 30 |
| 第二节 正确看待校正轴系中心 .....      | 33 |
| 第三节 校正轴系中心注意事项 .....      | 37 |
| 第四节 低电中心的调整 .....         | 41 |
| <b>第三章 通汽部分检修</b> .....   | 49 |
| 第一节 高、中压汽缸检修 .....        | 49 |
| 第二节 低压汽缸检修 .....          | 54 |
| 第三节 持环与隔板检修 .....         | 57 |
| 第四节 通流部分静止部件之间的内漏 .....   | 64 |
| 第五节 转子检修 .....            | 74 |
| 第六节 通汽部的测量与调整 .....       | 89 |

|                              |     |
|------------------------------|-----|
| 第七节 常用汽封形式对比·····            | 106 |
| 第八节 汽封调整与蒸汽激振·····           | 112 |
| <b>第四章 滑销系统检修</b> ·····      | 114 |
| 第一节 汽缸死点·····                | 114 |
| 第二节 滑销系统检修要点·····            | 117 |
| <b>第五章 碰磨振动及振动监测系统</b> ····· | 123 |
| 第一节 碰磨的判别·····               | 123 |
| 第二节 冲转后对碰磨的控制·····           | 125 |
| 第三节 低压缸的碰磨特点·····            | 126 |
| 第四节 充分利用振动在线监测系统·····        | 127 |
| <b>第六章 检修技术管理要点概述</b> ·····  | 138 |
| 第一节 修前准备工作·····              | 138 |
| 第二节 检修项目确定·····              | 145 |
| 第三节 修理及验收·····               | 145 |
| 第四节 技术总结·····                | 147 |
| 附件 保温基本要求·····               | 149 |
| <b>参考文献</b> ·····            | 151 |



## 第一节 轴承的主要形式

当前, 汽轮机使用的轴承均为动压滑动轴承。汽轮机轴承按工作性质可分为径向轴承和推力轴承两类。径向轴承按结构可分为固定瓦轴承和可倾瓦轴承两大类。

### 一、固定瓦轴承

固定瓦轴承按油隙形式可分为圆柱轴承、椭圆轴承、多油楔和多油叶轴承。多油楔和多油叶轴承对轴线歪斜较为敏感, 且加工复杂, 目前已很少采用。目前, 固定式轴承使用最多的是椭圆轴承和圆柱轴承。

#### 1. 圆柱轴承

图 1-1 为普通的圆柱轴承形式。圆柱轴承是汽轮机轴承中使用历史悠久的轴承。轴承内孔为圆形, 内孔直径等于轴颈直径加顶部油隙。

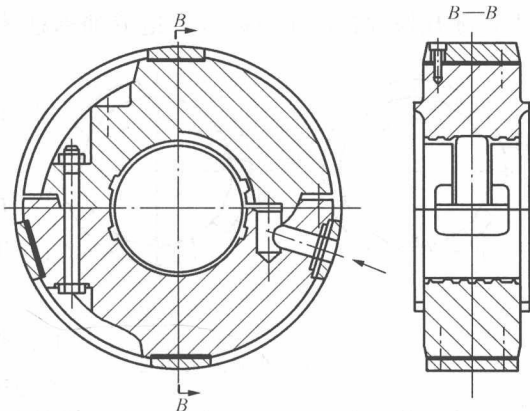


图 1-1 圆柱轴承

顶部油隙为  $1.5/1000 \sim 2/1000$  倍轴颈, 两侧油隙各为顶部油隙的  $1/2$ 。中小型机组普遍使用圆柱轴承, 其结构简单便于加工及检修, 目前仍有部分大容量机组使用圆柱轴承。

#### 2. 椭圆轴承

图 1-2 为椭圆轴承的典型结构。椭圆轴承是在圆柱轴承的基础上发展起来的, 广泛地

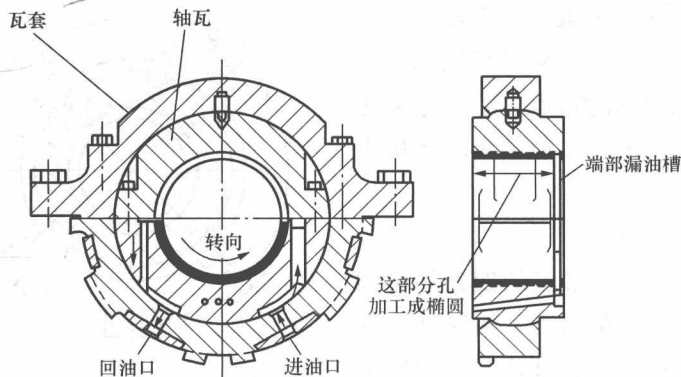


图 1-2 椭圆轴承的典型结构

应用于大容量机组。椭圆轴承顶部油隙约为轴颈的  $1/1000$ ，两侧油隙与顶部油隙相同。即轴承内孔垂直方向内径为  $[D + 0.001D]$ （为轴径的外径），水平方向内径为  $(D + 0.002D)$ 。所以实际上椭圆轴承是由两个不完全的半圆组成，其阻油边仍为圆柱形。椭圆轴承的轴心偏心率大于圆柱轴承，其稳定性明显优于圆柱轴承。但椭圆轴承加工比圆柱轴承略复杂。

## 二、可倾瓦轴承

### 1. 可倾瓦轴承结构的基本因素

(1) 瓦块数目。可倾瓦瓦块数目不同，在给定的载荷条件下，最小油膜厚度随瓦块数目的增加而减小。在载荷及轴承直径确定的前提下，增多瓦块数，将使单个瓦块上的承载能力，随瓦块数目的平方减少，造成轴承总承载能力减少。

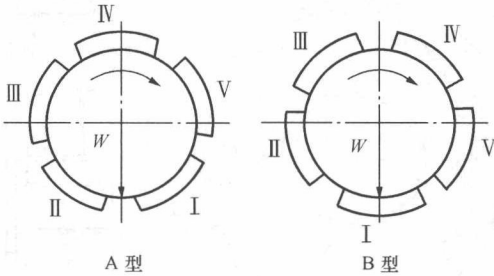


图 1-3 可倾瓦轴承瓦块布置

(2) 瓦块布置形式。可倾瓦瓦块有两种布置形式，一种为瓦间承载，称为 A 型；另一种为瓦上承载，称为 B 型。如图 1-3 所示。瓦间承载轴承的稳定性优于瓦上承载轴承。目前机组使用 A 型可倾瓦的数量，多于 B 型。

(3) 安装间隙比。一般来说，可倾瓦轴承的油量随轴承间隙比的增加而增大，润滑油温升随之而减小，而最小油膜厚度及摩擦功耗不随安装间隙的大小而变化，但间隙比过分增大时，将导致轴承工作恶化。

### 2. 可倾瓦特点

可倾瓦的弧形瓦块工作时可以随转速、载荷的不同而摆动，在轴颈四周形成多个油楔。润滑油从各瓦块之间的缝隙进入轴承，从轴承的两端油封环开孔处排出。每个瓦块作用到轴颈上的油膜作用力总是通过轴颈的中心，不会产生引起轴颈涡动的失稳力，因此具有较高的稳定性；理论上可以避免油膜振荡的产生。

另外，由于瓦块可以自由摆动增加了支撑柔性，故有吸收转子振动能量的能力，即具有很好的减振性。可倾瓦有许多优点，但其结构复杂、安装检修较困难、成本较高是可倾瓦的不足之处。随着大功率机组轴承在稳定性、功耗及承载力等方面的要求越来越高，可倾瓦正在被越来越多地被大功率机组广泛采用。

### 3. 典型的可倾瓦形式

(1) 图 1-4 为现场较多见的四瓦块可倾瓦轴承，上半部两瓦块的背部，沿转动向的出油侧设有弹簧，在瓦块背部构成压向转子的倾向，防止瓦块的进油侧与轴颈产生制动

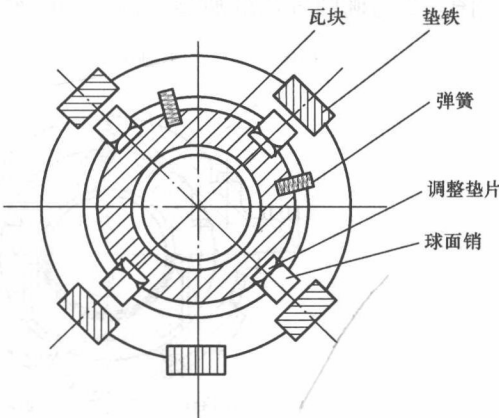


图 1-4 四块可倾瓦示意图

的不良倾向。同时在瓦面进油侧修斜，以利于润滑油进入瓦面。

(2) 图 1-5 上半为圆柱瓦，下半由两块可倾瓦块组成的可倾瓦轴承，这种结构的可倾瓦稳定性优于圆柱轴承，承载能力比一般可倾瓦轴承大，且具有对偏载和不对中的敏感性较小的优点。通常，由于汽轮机前轴承位于转子自由端，使用这种结构的轴承较多。

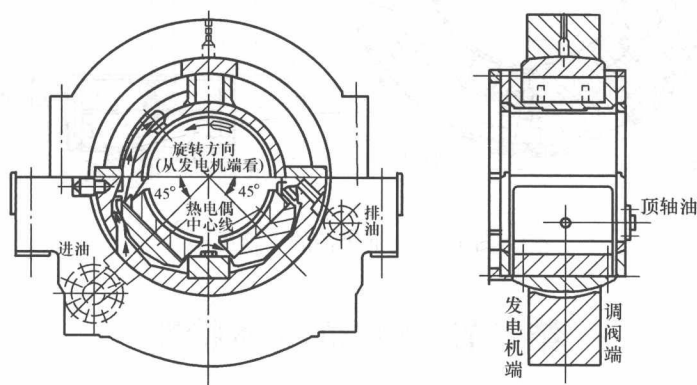


图 1-5 混合式可倾瓦

(3) 图 1-6 为五瓦块可倾瓦轴承，属于瓦上承载形式，润滑油从轴承体下部进油。这种形式的轴承使用量较少，有少数大机组采用。使用情况表明其稳定性低于瓦间承载轴承，且检修盘动转子时轴心位置较容易产生偏移。

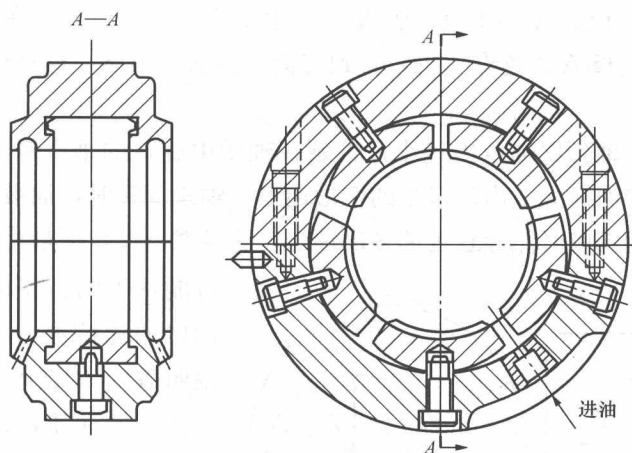


图 1-6 五瓦块可倾瓦

(4) 图 1-7 为目前最新型的瓦面进油边带进油槽 (LEG) 的可倾瓦轴承，润滑采用直接供油和排油方式。每一瓦块有一进油槽，润滑油在瓦面工作后直接排出，具有功耗较小，润滑油用量较低的优点。

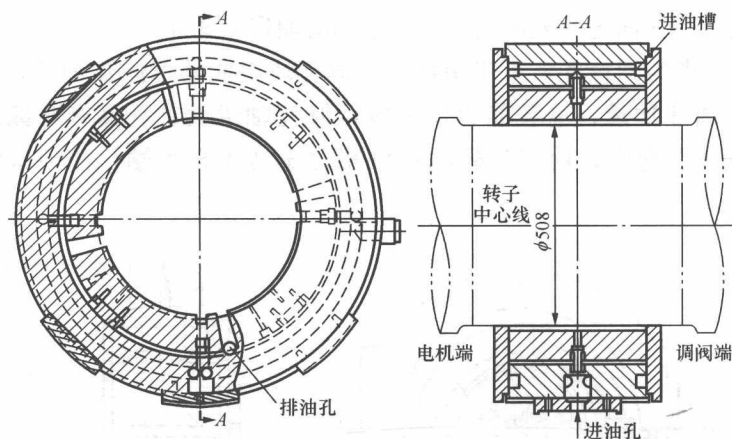


图 1-7 瓦面进油的可倾瓦

## 第二节 轴承的基本特性

### 1. 轴承的工作原理

首先，简要说明一下动压油膜的形成原理。如图 1-8 所示，两块平行板之间充满润滑油，板 B 静止不动，板 A 以速度  $V$  移动。如图 1-8 (a) 所示，由于润滑油的黏性，附着在板 A 上的一层油膜会与板 A 一起移动，而附着在板 B 上的一层油膜，因板 B 不动所以流速为零。因此，A、B 板之间的润滑油各流层速度，沿板长度方向始终呈三角形分布。由于各层流速恒定，因此作用在油层上的油压既不会增大，也不会减小（恒为大气压）。若忽略板 A 的质量，板 A 不会下沉，若板 A 上承受载荷  $F$  时，由于在竖直方向无油压的合力与  $F$  平衡，于是板 A 将逐渐下沉，直到与板 B 接触。显然，这种情况下板 A 不能承受载荷  $F$ 。

由于滑动轴承，轴颈比轴承内径小，轴颈在轴承中旋转的垂直断面上，从 A 点到 B 点自然形成了一个进油口大、出油口小的楔形通道。轴颈旋转时，油被轴颈强迫带入收敛空间，若速度分布相同则必然导致进油多出油少，这显然不符合流量连续原理，因而是不可发生的。要保证流量连续，进油口的速度必小于出油口的速度，说明截面 B 点附近的油压大于进、出油口的油压，也就是说间隙中形成了压力油膜。从 A 点到 B 点，形成的收敛楔状油膜（动压油膜），产生了压力，其压力总和大于外荷载  $P$  时，即能将轴颈抬起。

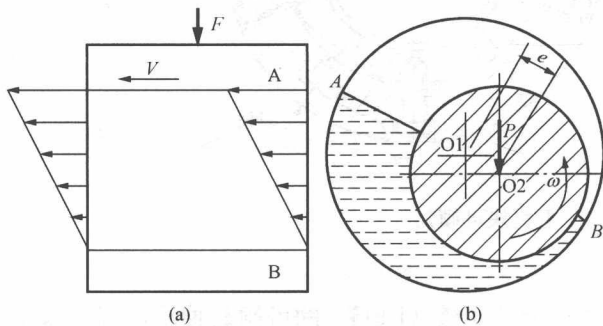


图 1-8 油膜形成原理示意图

(a) 平板；(b) 轴承

综上所述，我们可以总结出油膜的产生条件：其一必须具备收敛

楔状空间；其二收敛楔状空间内，必须充满具有一定黏性的液体即润滑油；其三构成收敛楔状空间的两个面，必须光滑并做相对运动。油膜“支撑”着转子，且由于它的润滑作用使得转子可在轴承中灵活转动。

由于油膜间各层油的流速是不相同的，因此会产生相互抵抗相对位移的黏性阻力。其合力作用于轴颈表面，形成阻止轴颈旋转的阻力矩，阻力矩所做的功使油温升高。油温过高将使润滑油黏度过低影响油膜的质量，因此必须有一定量的润滑油不断流过及时将热量带走，以保证轴承的正常运行。油膜不仅承载着载荷，同时也是避免轴承与轴颈直接接触的中间介质。因此油膜的性质和工作状态，是轴承能否正常工作的基础。

## 2. 轴承的静态特性

(1) 轴承的几何参数如图 1-9 所示。

轴承半径间隙  $C = R - r$

轴承相对间隙  $\Psi = C/r$

轴承长径比  $B/D$

式中  $D$ ——轴承直径；

$B$ ——轴承长度。

任意夹角  $\theta$  处油膜厚度  $h$  的表达式为

$$h = c + e = c(1 + \epsilon) = \psi r(1 + \epsilon)$$

最小油膜厚度  $h_{\min}$  为

$$h_{\min} = c - e = \Psi r(1 - \epsilon)$$

(2) 轴心静态轨迹。在稳定运转条件下，当油膜压力的合力与外载荷平衡时，轴颈中心  $O_1$  处于一定的位置，该位置为静平衡点，由坐标  $(e, \varphi)$  或  $(\epsilon, \varphi)$  确定。对同一轴承，静平衡点随转速或荷载的不同而不同。其移动的轨迹称为轴心静态轨迹，如图 1-10 所示。

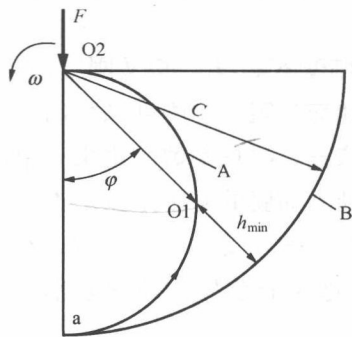


图 1-10 轴心静态轨迹

对于圆柱轴承，该轨迹近似为半圆形，如图中曲线 A 所示，B 为以半径油隙  $C$  画出的圆，称为间隙圆。

转子静止时，轴颈中心处于最低位置  $a$ ，随着转速的升高，轴颈中心顺转向右上方偏移。理论上，当转速达无限大或载荷趋近于零时，轴颈中心  $O_1$  将与轴承中心  $O_2$  重合。因此，机组升速过程中，轴心轨迹是沿  $a-O_1$  到  $O_2$  这条曲线，停机过程则是反过程。由图 1-10 可知，若测得轴心轨迹曲线及轴心的偏位角  $\varphi$ ，画出直线  $O_2-O_1$  就可算出最小油膜厚度  $h_{\min}$ 。偏位角  $\varphi$  越小（或偏心距  $\epsilon$  越大），油膜厚度就越小。在轴承设计时，根据已知的外载荷，保证最小油膜厚度大于规定值，以避免轴颈与其发生干碰磨。

(3) 轴承的承载能力。轴承的承载能力主要是指轴颈所受的载荷  $F$  与偏心距  $e$  之间的关系。

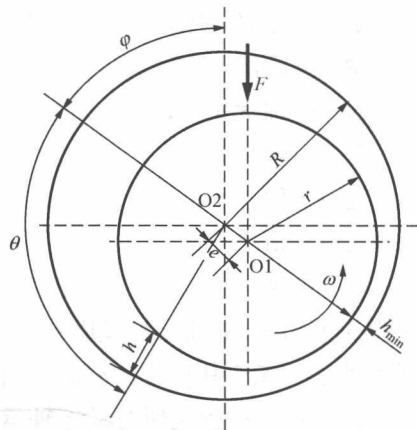


图 1-9 圆筒轴承的几何参数

$F$ —轴颈上所受载荷； $R$ —轴承半径； $r$ —轴颈半径； $e$ —偏心距（轴承中心线  $O_1$  与轴颈中心线  $O_2$  的距离）； $\varphi$ —偏位角（ $O_1O_2$  连线与载荷  $F$  的作用线夹角）

轴承的承载能力可以用无量纲承载能力系数，即萨摩菲尔得数（Sommerfeld） $S_0$ 表示。

$$S_0 = \frac{F \Psi^2}{2\xi BV} = \frac{P \Psi^2}{\xi \omega} = \left(\frac{B}{D}\right)^2 \frac{n\xi}{2(1-\epsilon^2)^2} \sqrt{1+0.62\epsilon^2}$$

其中

$$P=F/BD$$

$$V=D\omega/2$$

式中  $F$ ——轴颈上所受载荷；

$P$ ——比压；

$\Psi$ ——相对间隙；

$\xi$ ——润滑油黏度；

$B$ ——轴承长度；

$D$ ——轴承直径；

$\epsilon$ ——偏心率；

$\omega$ ——角速度；

$V$ ——轴颈线速度。

由此可知  $S_0$  是轴承长径比  $B/d$  及偏心率  $\epsilon$  的函数。以同样的  $S_0$  值工作的所有几何上相同的轴承，无论其转速、载荷、间隙、或润滑油黏度是否相同，工作时它们的偏心率都是相同的，这一概念是所有动压轴承性能设计的基础。当轴承设计好以后，参数  $B$ 、 $\Psi$  已定，因此在稳定工作时，轴承承载能力  $S_0$  只与润滑油的黏度有关。

3. 轴承的动态特性

轴承的动态特性实质上就是转子振动时油膜的力学反映，即当转子偏离了静平衡点位移时油膜力相应的变化情况。

油膜的动态特可用刚度系数和阻尼系数描述，油膜刚度在水平方向与垂直方向的数值是不同的。因此近似的采用四个刚度系数  $K_{xx}$ 、 $K_{xy}$ 、 $K_{yx}$ 、 $K_{yy}$  和四个阻尼系数  $C_{xx}$ 、 $C_{xy}$ 、 $C_{yx}$ 、 $C_{yy}$  表征，见图 1-11。

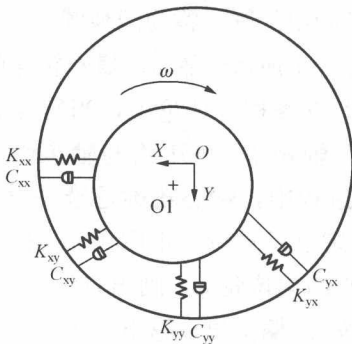


图 1-11 轴承的油膜的力学模型

油膜不稳定的重要因素。

图中  $K_{xx}$ 、 $K_{yy}$  为垂直刚度  $K_{xy}$ 、 $K_{yx}$  交叉刚度， $C_{xx}$ 、 $C_{yy}$  为垂直阻尼， $C_{xy}$ 、 $C_{yx}$  为交叉阻尼。刚度系数的定义是单位位移引起的油膜力增量，阻尼系数的定义是单位速度引起的油膜力增量。轴承油膜的八个系数基本上是轴承形式、轴承长径比、偏心率（或  $S_0$ ）的函数。对于给定的轴承和载荷方向，此八个系数只随偏心率（或  $S_0$ ）变化。

油膜具有各向异性的特点，即各正向刚度或阻尼不相同，交叉刚度与阻尼也各不相同。这也说明了轴心轨迹为什么不是沿载荷方向呈直线的原因，同时也是引起

油膜特性对转子的振动特性有很大的影响，例如，转子的不平衡响应和轴系的稳定性

都取决于油膜的刚度与阻尼特性。它对振动特性的主要影响有：

- (1) 由于油膜的弹性作用，转子的临界转速被降低。
- (2) 由于油膜的阻尼作用，共振振幅大幅度降低。
- (3) 由于油膜的各向异性，转子的轴心轨迹成为椭圆形，而非圆形。

油膜对转子的稳定性有着更重要的影响，油膜失稳引起的自激振荡对机组安全运行影响十分严重。轴承设计时对其静态特性与动特性都进行了核算，因此在检修中使轴承最大限度地保持设计时的条件，是非常重要的。

### 第三节 轴承的损伤及修理

#### 一、轴承乌金的修理

##### 1. 乌金与轴颈的接触

轴承检修时乌金面的修理质量，对轴承的工作品质有着直接影响。多年来很多电厂已养成了习惯，认为乌金与轴颈的接触是必须修刮的，并规定接触范围应为  $60^\circ$ 。实际上，由于轴颈直径小于乌金内径，大圆与小圆相切理论上应是一条线接触。现场使用红丹粉检查乌金接触情况时，由于轴径与轴承孔径非常接近，例如，一只 300mm 直径的轴承顶部油隙标准为 0.39mm；在  $60^\circ$  接触角两侧的位置处，轴颈与乌金间隙仅为 0.026mm 的间隙。检查乌金接触翻瓦的过程中，轴瓦需要紧贴着轴颈翻转  $180^\circ$ ，不可避免地造成乌金与轴颈在一个夹角范围内全部接触的假象。

在此，并非是说检查轴瓦乌金与轴颈接触没有意义，用红丹粉检查乌金接触情况，确实可以直观的反映出其接触质量，但是我们应意识到，这样的检查方法客观存着将乌金接触面积扩大的虚象。倘若确实将轴瓦下部乌金，修刮成在  $60^\circ$  夹角区域内与轴颈完全吻合的形状，适得其反将背离上述的油膜形成条件。将轴瓦的一部分修刮成与轴颈相配，意味着轴瓦的这一部分的半径，与轴颈的半径相等，如图 1-12 所示。

轴颈“浮起”时  $60^\circ$  弧长区域内，成为一个近似于图 1-8 (a) 所示的“平行”通道，甚至有形成一个渐扩的倒置楔形通道的趋势，必将影响油膜的形成。

##### 2. 乌金的修刮原则

一般认为能形成油膜的最低线速度为 0.65m/s。轴承设计时，轴承与轴颈表面粗糙度一般在  $R_a 1.6 \sim 3.2$ ，最小油膜厚度至少需要大于轴承粗糙度与轴颈粗糙度之和，才能脱离半干摩擦。也就是说在同样条件下，光洁度高的轴承与轴颈，可以在更低的转速下脱离半干摩擦，更有利于安全运行。因此，保持乌金面的光滑、规整有很重要的意义。

轴承检修最关键的部分是对轴瓦乌金的检修。对乌金检修最妥当的方法是仅检查，不修刮或尽量少修刮。当然，当前检修现场乌金表面或多或少存在划伤痕迹的现象很多，因此不得不对乌金表面进行适当修刮。此时应注意在保证乌金表面光洁度的情况下，尽量减

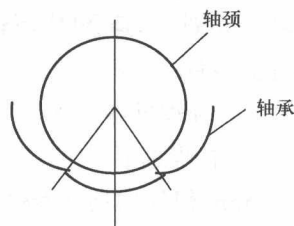


图 1-12 乌金修刮示意图

少修刮量。轴瓦乌金与轴颈都是由制造厂通过精密机械加工制造出来的，因此乌金与轴颈之间的配合，远比现场手工修刮良好。即使工作经验最丰富的工人对轴承乌金的修刮，也不可能达到机械加工的水准。所以尽量减少对乌金的修整量，使其保持出厂的原始状态是乌金修理的重要原则。

某制造厂曾经做过对比试验，试验结果表明，经过人工修刮的轴承，虽然目视接触情况表象优于未修刮的原始加工状态轴承，但运转时瓦温明显高于后者。应坚信，试验结果比直觉印象更科学、更可靠。

## 二、乌金的损伤

运行中轴承最容易损坏的部分是乌金。常见的损伤有乌金碎裂、碾轧及表面拉伤。

### （一）乌金碎裂

#### 1. 乌金碎裂原因

乌金碎裂现象多数发生在小机组上，大机组发生较少。多数是由于轴振过高，或乌金浇铸质量不良造成的。小机组轴瓦支撑刚度相对较大，而大机组轴瓦支撑刚度相对较小，因此在相同的轴瓦振幅下，小机组的相对轴振超过大机组。大机组乌金碎裂发生较少，但并非不发生。

乌金浇铸质量不良时，即使机组运行中振动情况正常，也会发生乌金碎裂现象。当乌金与瓦胎结合质量不良，运行中润滑油沿着接合缺陷处，缓慢的渗入乌金与瓦胎之间；随着温度升高，乌金被渗入其中的润滑油顶起脱壳形成凸起。凸起的乌金失去瓦胎的支撑，承载能力大大降低，因此很容易出现碎裂。与此情况近似，转子的激振力通过油膜传递给轴瓦，使乌金产生交变应力；当应力过大时，使乌金产生疲劳裂纹。运行中润滑油沿着裂纹处缓慢的渗入乌金的着力部位，同乌金与瓦胎结合质量不良的情况类似，最终导致乌金碎裂。随着乌金浇铸工艺水平提高，乌金碎裂的现象逐渐减少。

#### 2. 乌金的修补

20 世纪 90 年代以前，在现场修补乌金是一件很平常的事，但目前几乎绝迹。只要发现乌金碎裂，动辄更换新轴承。实际上，现场修补乌金并非难事，大部分电厂都有在现场修补的条件。

##### （1）补焊准备工作。

1) 补焊前首先用角铁做模具，使用氧—氢气火焰溶化符合要求的乌金，制成药 8~12mm 粗细的乌金条供补焊时使用。

2) 将碎裂的乌金全部凿去。对瓦胎及周边的乌金进行清洗。可选用酒精、四氯化碳等溶剂作为清洗剂。彻底清除待焊处残留油脂等异物，使乌金显露出金属本色。

3) 用着色法对脱壳部位四周乌金探伤，检查是否还有脱壳现象，如发现仍有脱壳的地方，仍需将其凿去，清理后再探伤，直至确认所有脱壳乌金被彻底清除。

4) 用大号的烙铁在瓦胎上焊上一薄层焊锡。焊锡厚度不应大于 0.5mm，必须与瓦胎可靠焊牢。

5) 焊好锡的瓦胎表面应呈现发亮的暗银色，如果出现淡黄色或黑色的斑点说明质量

不合格,必须返工重焊。

### (2) 补焊工艺要求。

1) 根据轴瓦大小选择不同型号的焊炬,一般选用 H01—6,小轴瓦可采用微型焊炬。

2) 用氢—氧火焰加热乌金条,使之熔化在瓦胎上,边熔化边推进乌金条并不断前移。操作时动作要迅速敏捷,防止乌金过热造成脱壳。由于乌金加热后不会变色,所以补焊时要观察焰池状态,操作时注意控制瓦面的温度,用手触摸,应没有很烫手的感觉,补焊处温度最高不得高于  $100^{\circ}\text{C}$ 。否则,应迅速将火焰转移到温度较低处补焊,或暂停作业。

3) 如果补焊区域较大,为使乌金与瓦胎结合质量更好,可在瓦胎上植入若干 M8~M12 由乌金制作的螺栓。补焊时应将待补区域分成若干小块交替进行,避免在一个部位连续施焊。每一层的堆焊厚度不得过厚,如一层堆焊厚度达不到要求,可再堆一层。防止乌金过热是补焊操作工艺的关键,因此要严格控制连续补焊的时间。

### (3) 补焊后的检查加工。

1) 补焊结束,进行粗略修刮后,用着色法对乌金进行详细的全面探伤。需确认无裂纹、脱胎、气孔等缺陷后方可进行下一步处理。

2) 对于大范围补焊的乌金,由于内圆的几何尺寸已经严重偏离了标准范围,手工修复难于保证质量,因此应采用机械加工的方法进行修复处理。

3) 对乌金表面少量补焊后进行手工处理时,需要注意严格控制修刮范围。以未修补处的乌金为监视点,仅对补焊处高出的乌金进行修刮。

## (二) 乌金碾轧

### 1. 乌金碾轧原因

乌金碾轧相对较多见。很多分析认为乌金碾轧是在汽轮机高速运转时发生的;由于轴系中心调整不当等原因,轴承过载,导致最小油膜厚度过薄,乌金温度过高造成乌金碾轧。实际上乌金的碾轧,绝大多数是在低转速下时发生的。对于承载较重的轴承,机组启动时首先开启顶轴油泵,将轴颈顶起。汽轮机启动升速率通常不会低于  $100\text{r/min}$ 。由于升速率高,很快形成油膜,使得启动过程中轴颈与乌金始终有效地隔离开。如果启动时顶轴油调整不当未能将转子顶起,升速过程中在油膜尚未形成时,势必造成半干摩擦,但此时由于升速率很高,轴承在此状态下停留的时间很短,所以一般情况下不会损伤乌金。随着转速迅速上升油膜很快形成,在额定转速下,依然可以形成稳定的油膜,使轴承保持正常运行。

当然,如果轴承存在着与乌金、轴颈接触不良,或存在接触形态不合理等缺陷时,尽管有较高的升速率,仍会引起瓦温升高,造成无法正常启动。

正常情况下停机时,转子惰走时间可长达数十分钟,当转速降至  $400\sim 150\text{r/min}$  时,油膜厚度逐渐减薄,且随着油膜刚度降低,油膜又会与顶轴油互相干扰。油膜基本上完全按照转子旋转方向运动,而顶轴油是以顶轴油孔为中心向四周运动,既有与油膜同向的流动,又有与油膜反方向及垂直方向的流动,形成干扰。此时由于降速的速率很低,因此不能迅速通过这个不利阶段。

当转速进一步降低至  $150\text{r/min}$  以下时,由于轴颈旋转线速度下降,摩擦力降低,发

热量亦降低。同时，随着转速降低顶轴油受到的干扰也逐渐减小，将更趋于稳定地发挥作用。因此，转速降至 400~150r/min 时，是轴承润滑条件最差的阶段，容易造成轴颈与乌金半干摩擦，使乌金发生碾轧。

若乌金启动时已经受损，在这个运行条件最差的阶段会进一步损害乌金，引起瓦温迅速升高，最高可达 140~160℃。在这个过程中随着瓦温上升，乌金强度、硬度随之下降，乌金很可能发生碾轧。乌金在不同温度下力学性能见表 1-1。图 1-13 为乌金碾轧的实物照片。

表 1-1 不同温度下 ZCHSnSb8-1 (8-4 锡铋轴承合金) 力学性能

| 温度 (℃) | HB   | $\sigma_{0.2}$<br>(N/mm <sup>2</sup> ) | $\sigma_b$<br>(N/mm <sup>2</sup> ) | $\delta$<br>(%) | $\sigma_{-0.2}$<br>(N/mm <sup>2</sup> ) | $\sigma_{-b}$<br>(N/mm <sup>2</sup> ) |
|--------|------|----------------------------------------|------------------------------------|-----------------|-----------------------------------------|---------------------------------------|
| 18     | 24   | 56                                     | 78                                 | 18.5            | 43                                      | 112                                   |
| 25     | 22.3 |                                        | 70                                 |                 | 43                                      | 105                                   |
| 50     | 18.2 | 45                                     | 64                                 | 24              | 33                                      | 81                                    |
| 75     | 14.8 |                                        | 54                                 |                 | 27                                      | 65                                    |
| 100    | 11.3 | 33                                     | 45                                 | 23              | 21                                      | 47                                    |
| 150    | 10.8 | 17                                     | 27                                 | 32              |                                         |                                       |
| 200    | 2.3  | 13                                     | 18                                 | 29.4            |                                         |                                       |

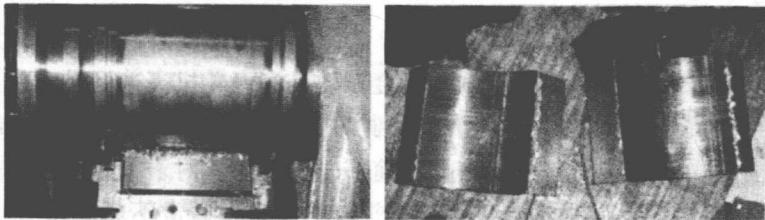


图 1-13 乌金碾轧的实物照片

从图 1-13 中可以看出被挤压出来的乌金呈薄片状沿着转子旋转方向被带到油隙处。我们可以直观地感觉到，假如这种损坏是额定转速下形成的，轴瓦承力面磨损，被碾轧出来的乌金又被填充到油隙处，进一步破坏正常的油隙迅速形成恶性循环，在高速运转的情况下，损坏程度将是不堪设想的。即使迅速打闸停机，后果也将远比照片所示的情况严重的多。

2. 乌金碾轧的防止

20 世纪 70 年代国产 300MW 机组投产初期，轴瓦频繁发生碾轧事故。摸索多年后终于发现，只要在启动前顶轴油泵开启后能保持各道轴颈抬高不低于 0.05mm，就可以解决乌金碾轧问题。

众所周知这个抬轴高度远低于轴承的最小油膜厚度，且升速至约 1200 转时，顶轴油泵已经停运。因此这项措施对已经形成稳定油膜的高转速是不产生影响的。如果乌金碾轧

是在高速时发生，这项措施是不会起作用的。这项防止乌金碾轧的措施，从另一个角度说明了乌金碾轧是在低速下发生的结论是合乎逻辑的。

运行中一旦乌金瓦温迅速上升，超过  $110^{\circ}\text{C}$  应立即停机，当机组转速惰走至  $400\sim 150\text{r/min}$  时，如前所述瓦温最高甚至会超过  $150^{\circ}\text{C}$ ，在这种情况下乌金势必产生明显的碾轧与磨损。

乌金碾轧与瓦温高，不能混为一谈，实际上两种之间既有联系又有区别。发生乌金碾轧时瓦温不一定高，反之瓦温高时也不一定发生乌金碾轧（当然要看高到什么程度）。抛开乌金碾轧，瓦温升高大多数发生在较高转速，这是因为当轴瓦载荷偏大时，随着转速升高发热量随之增大，瓦温势必升高。很多情况下瓦温即使高达  $110^{\circ}\text{C}$ ，停机后检查乌金会发现并未发生碾轧。

由于瓦温高被迫停机时应注意，在不影响末叶片安全的情况下尽量提前破坏真空，缩短惰走时间，使转子较快地通过轴承润滑条件最差的阶段，减少对乌金的损伤。对于轻微的乌金碾轧经修刮后，如轴承间隙不严重超标，且运行中瓦温正常仍可以继续使用。但须认真检查确认乌金无裂纹、脱胎等损伤。与轴颈的接触情况仍良好。无论轴瓦乌金发生什么形式的损坏，都需要对乌金表面进行修刮，使其表面保持光滑状态。但需要注意，如本节开头所述，严格控制修刮量，过量的修刮将影响油膜生成条件，也将增加乌金碾轧发生的几率。

### （三）轴瓦脱胎处理

轴瓦乌金的缺陷有可能在运行中造成乌金损伤。许多微小缺陷是肉眼无法觉察的，因此每次检修所有轴承清理干净后，均应对乌金进行着色探伤。探伤时尤其要注意乌金与瓦胎的结合的边缘部位，这些部位是最容易产生脱胎的位置。如发现轴承边缘的非受力部位，有脱胎现象，其他部位均完好无损，可以采用加装拉紧螺栓的方法处理（目前很多电厂只要发现乌金脱胎，不论脱胎在什么位置都换新瓦）。如图 1-14 所示。在脱胎处，依据脱胎部位的面积及轴承的大小，在瓦胎上钻若干个孔径等于  $\text{M}8\sim\text{M}12$  螺栓底孔的孔眼，攻螺纹。乌金的钻孔直径应稍大于对应的螺栓直径。预先加工好紫铜制作的平头螺栓。螺栓孔口处的乌金，应钻成与紫铜平头螺栓锥面相吻合的沉孔。沉孔深度应确保平头螺栓拧入后，螺栓平头端面低于乌金表面约  $2\text{mm}$ 。反复用四氯化碳清理乌金脱胎处，确保缝隙内润滑油等残存物被彻底清除干净。安装紫铜平头螺栓，逐一反复拧紧螺栓后，乌金补焊将螺栓头盖没。乌金补焊方法与前述补胎方法相同。这个方法简单、易行，大量现场实践证明此种处理方法效果良好。

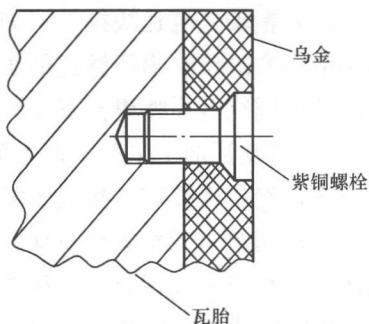


图 1-14 乌金脱胎处理

## 第四节 可倾瓦检修

轴承油隙的测量检查是轴承检修的标准项目。目前汽轮机使用最多的轴承是椭圆瓦与