

# 液力耦合器轴瓦磨损故障探析

魏邦华\*

福建福清核电有限公司, 福建福清 350318



**摘要:** 为了解决实际工作中遇到的液力耦合器轴瓦磨损问题, 从几次液力耦合器轴瓦磨损故障共性特征着手分析, 通过对润滑油品质、润滑油温度、轴瓦间隙、轴瓦过载、油中含气、润滑油量几个方面逐一研究, 并对轴颈与轴瓦膨胀不同步导致瓦隙减小进行了分析计算、对轴瓦超载进行了分析计算、对油膜厚度进行了分析, 研究结果表明引起液力耦合器轴瓦磨损的主要原因是泵组在润滑油温较低的情况下启动后快速加载到额定负荷致使轴颈与轴瓦膨胀不同步进而造成瓦隙瞬时减小, 叠加提速过快产生的附加载荷造成轴瓦过载, 导致最小油膜厚度接近临界油膜厚度, 最终造成轴瓦磨损; 轴瓦间隙处于设计范围的下限以及 5、6 瓦负荷分配不均, 是导致轴瓦磨损的促成原因。并针对液力耦合器轴瓦磨损的问题给出可行的处理措施, 可以从提高润滑油温度、延长泵提速时间、适当增大 5 瓦间隙等方面进行处, 可避免液力耦合器轴瓦磨损故障的发生。

**关键词:** 最小油膜厚度; 故障分析; 轴瓦磨损; 处理

**DOI:** [10.57237/j.mse.2024.02.003](https://doi.org/10.57237/j.mse.2024.02.003)

## Exploration and Analysis of Bearing Bush Wear Failure of Hydraulic Coupling

Wei Bang-hua\*

Fujian Fuqing Nuclear Power Co. Ltd, Fuqing 350318, China

**Abstract:** In order to solve the wear problem of hydraulic coupling bearing bush encountered in practical work, the common characteristics of several wear failures of hydraulic coupling bearing bush are analyzed, through the lubricating oil quality, lubricating oil temperature, bearing clearance, bearing overload, gas in the oil, lubricating oil volume and several aspects of one by one, and the journal and bearing bush expansion is not synchronous resulting in bearing bush clearance reduction for analysis and calculation, bearing bush overload for analysis and calculation, oil film thickness for analysis and calculation. The results show that the main reason for the wear of the hydraulic coupling bearing is that the pump unit is quickly loaded to the rated load after starting at a low lubricating oil temperature, resulting in the journal and bearing expansion being out of synchronous, resulting in an instantaneous reduction of the bearing gap, and the additional load generated by superimposed acceleration causes the bearing overload, resulting in the minimum oil film thickness being reduced to the critical oil film thickness, and finally causing the bearing wear. In addition, Bearing clearance at the lower limit of the design range and the uneven load distribution of 5 and 6 watts are the contributing causes of bearing wear. The feasible treatment measures are given for the wear of the bearing bush of the hydraulic coupling, which can be dealt with from the three aspects of increasing the lubricating oil temperature, extending the pump speed increase time, and appropriately increasing the clearance of 5 bearing, avoiding the occurrence of wear failure of the bearing shells of the hydraulic coupling.

\*通信作者: 魏邦华, [weibh01@fqnp.com.cn](mailto:weibh01@fqnp.com.cn)

**Keywords:** Minimum Oil Film Thickness; Analysis of Faults; Bearing Bush Wear; Treatment

## 1 前言

液力耦合器是主给水泵组（APA）重要组成设备，其是否安全可靠运行将直接影响核电机组的电功率，主给水泵作为核电站常规岛最为重要的泵组，承担着为二回路蒸发器提供给水的重要功能。核电站中每台机组配备 3 台 50% 容量的主给水泵组（APA），每台主给水泵组由一台前置泵、压力级泵、液力耦合器及电机组成。液力耦合器主要由输入轴、齿轮组、泵轮、涡轮、勺管、工作油泵、润滑油泵、冷油器等部件构成。

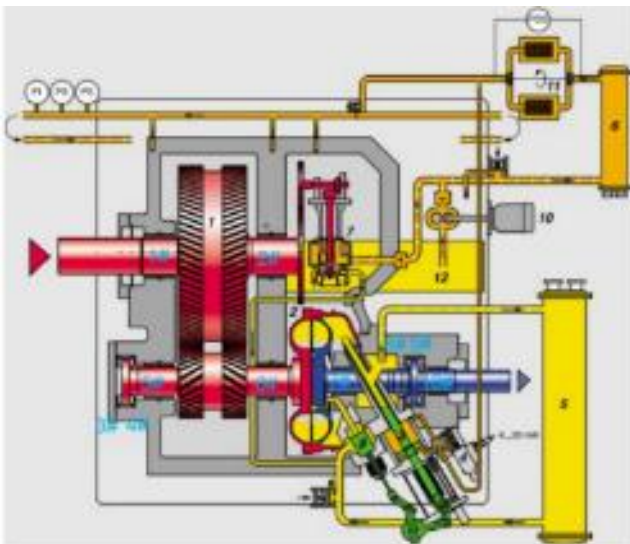


图 1 液力耦合器部件结构图

Figure 1 Structural diagram of fluid coupling components

## 2 故障简介

2022 年春节期间福清核电 3 号机组按计划进行了调停，调停期间 3APA301RR 耦合器没有检修工作，计划 2022 年 2 月 4 日进行机组并网发电，当日 22:05 启动 3APA302PO 泵，启动 2 分钟后开始加载，于 22:12 达到额定转速，升速过程中耦合器 5 瓦温度 3APA329MT（3APA301RR 5 号径向轴瓦）温度突然快速上涨，温度最高上升至 107.8℃，随后温度又降低至 81.4℃。主控出现报警后当班值响应报警规程执行 3APA302PO 手动停运操作。2022 年 2 月 6 日维修机械对 3APA301RR 5 号径向轴瓦解体检查，发现其上、下半瓦均有浅表面轻微磨损。

## 3 故障原因初步分析及排查

对于核电站耦合器 5 瓦磨损故障，根据轴瓦磨损机理分析其磨损的可能原因主要有：

- 1) 油品不合格，油中有杂质颗粒对轴瓦产生损伤，或油质不合格，影响润滑。
- 2) 润滑油量不足，冷却不足，造成轴瓦温度过高，产生磨损。
- 3) 润滑油含气，或排气不充分，造成润滑油膜不能有效建立。
- 4) 轴瓦间隙不合适，间隙小于设计最小间隙。
- 5) 润滑油温度过低，油温低，启动后快速加载引起轴瓦与轴颈膨胀不同步导致轴瓦间隙瞬时减小。
- 6) 轴瓦过载，轴瓦超过设计载荷，从而使最小油膜厚度变薄。

### 3.1 故障共性统计分析

经调研同行红沿河电厂也出现过 2 次类似的故障，目前中核及中广核已发生过 3 次耦合器 5 瓦磨损故障，3 次耦合器轴瓦磨损的共性特征，每次均是 5 瓦磨损，发生故障时环境温度均偏低，润滑油温偏低，辅助油泵运行时间偏短，3 次故障泵组升速均较快，启动后 5-6 分钟提到额定转速 4200r/min，3 次故障耦合器 5 瓦间隙虽在合格范围内偏下限值。对 5 瓦解体检查，发现上、下半瓦均有浅表面轻微磨损（见图 2），磨损位置均出现在靠近 4#推力轴瓦侧。瓦四周均有磨损痕迹，其中下瓦磨损相对严重些。3 次故障均是压力级泵提速到额定转速 4200r/min 的瞬时发生的，之后在未采取任何干预手段的情况下，轴瓦温降低至正常范围。

### 3.2 故障初步排查

故障发生后立即取油样化验，与新油相比除颗粒度略有超标外，其外观、水分、色度、运动粘度及各金属元素含量等参数均未见异常，可排除运行期间油品劣化的可能性。从轴瓦损伤形貌分析，无沟槽状损伤，可以排除异物损伤轴瓦面的可能性。

5 瓦、6 瓦进油管分别设计有 1 个节流孔板，孔板直径符合设计要求，可排除润滑油量不足的可能。

查阅运行操作规程，启动前均通过过滤器上方的排气阀，进行了排气。另外，从轴瓦损伤形貌分析，轴瓦圆周方向均有磨损，可以排除油中带气导致的轴瓦磨损。

耦合器 5 瓦设计间隙范围：0.14-0.22mm，特对运行核电站耦合器 5 瓦间隙进行了统计分析，统计结果表明，当耦合器 5 瓦间隙处于设计范围的下限值时出现 5 瓦磨损的概率较高，但并不是 5 瓦间隙处于设计范围的下限一定会导致轴瓦磨损。因此，5 瓦间隙处于设计范围的下限并不是轴瓦磨损的根本原因。

尽管厂家对启动润滑油温度没有明确要求，但对额定负荷下润滑油进油温度（大于 35℃）及油底壳温度（大于 45℃）有明确要求，如在润滑油温较低时启动并快速加载到额定负荷，润滑油进油温度、油底壳温度均未达到设计要求。3 次故障均是在润滑油温较低情况下启泵后快速加载时发生的，因此可以确定故障与启动时较低的润滑油温相关。

5、6 瓦可能存在负荷分配不均的问题，运行中存在 5 瓦超出设计载荷的可能，同时启动后的快速提速会产生一个加速度，进而产生一个附加载荷，可增加耦合器泵轮轴瓦的载荷。上述 3 次耦合器轴瓦磨损故障均是润滑油温偏低的情况下启泵后快速提速发生的，因此不排除轴瓦过载导致的轴瓦磨损的可能。

进一步观察轴瓦磨损后的状态，可以看出轴瓦表面有反光带并伴随材料转移，转移的材料沿着旋转方向延伸，这一现象符合“极端运行条件（负载启动或低速运行）下，由于相对表面的短暂硬性接触、过热、缺油、间隙不当或几何形状缺陷而出现初始混合油膜润滑状态[1]。”

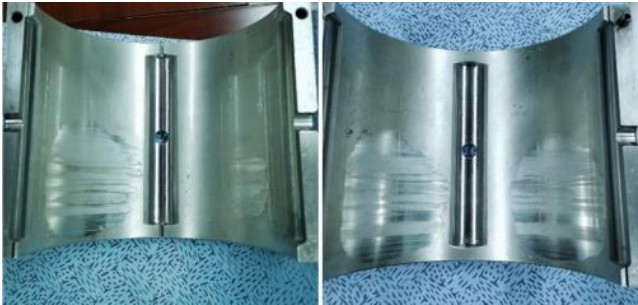


图 2 轴瓦磨损照片

Figure 2 Photo of excessive bearing wear

4 分析及计算

4.1 膨胀不同步导致瓦隙瞬时减小及计算

理想状态下，轴与轴瓦均沿径向自由向外膨胀，两者膨胀量相近，故其轴瓦间隙基本无变化，但实际轴瓦的热膨胀还受到耦合器箱体上轴承室的限制，而轴承室的热膨胀主要受耦合器温度影响。启动前耦合器温度较低，快速加载后轴与轴瓦迅速升温，而润滑油及耦合器箱体升温速度较慢，轴瓦与轴瓦室温差较大，造成轴瓦沿径向向外膨胀受限，由此直接压缩了轴瓦间隙，在膨胀不同步情况下，相当于其轴瓦间隙从安装时的 0.15mm 直接缩小了 0.038mm(0.063-0.025)，最终 5 瓦间隙仅为 0.112mm，低于设计下限值 0.14mm。由此分析认为在润滑油温较低时启泵后的快速加载导致的轴颈与轴瓦膨胀不同步是造成轴瓦磨损的主要原因之一。

表 1 液力耦合器 5 瓦磨损时轴颈膨胀分析表

Table 1 Journal expansion analysis table when the number five bearing of fluid coupling are worn

名称	直径	材质	线膨胀系数 / 10 <sup>-6</sup>	初始温度	故障温度	膨胀量
轴颈	140mm	18CrNiMo7-6	9.75	24℃	70℃	0.063mm
轴瓦	170mm	碳钢	11.16	24℃	70℃	0.087
轴瓦座	170mm	GG-20	11.16	24℃	37℃	0.025

4.2 轴瓦超载计算

耦合器 5、6 瓦结构相同，其设计载荷均为 54865.6N，经测量小齿轮到 5、6 瓦的中心距并不相等，5、6 瓦的负荷分配存在偏差，可导致 5 瓦载荷偏大。5、6 瓦未均匀分配大齿轮施加的负荷，5 瓦到小齿轮中心距

238.5mm，6 瓦到小齿轮中心距 264.5mm，因此正常运行时 5 瓦载荷比设计载荷要大，5 瓦分配的载荷为设计载荷的 1.052 倍，6 瓦分配的载荷为设计载荷的 0.948 倍。

福清 3APA301RR 在启动后快速升转速，在 5 分钟升速加载到 4200r/min，升速偏快，角加速度偏大，根据定轴转动定律[2]，涡轮及压力级泵转子总外力矩、

转动惯量及角加速满足式:

$$M_z = J a \quad (1)$$

$$a = \frac{2\pi(4200-0)}{5 \times 60} = 87.22 \quad (2)$$

APA 泵升速较快会产生附加载荷, 对轴瓦载荷有一定增加, 5、6 瓦负荷分配不均也会造成 5 瓦负荷增加。

表 2 因水泵加速 5/6 瓦增加的载荷计算列表

Table 2 The calculation list of the number five and six bearing increased load due to pump acceleration

计算项目	计算依据及公式	计算结果
APA 泵叶轮	$J_1 = \frac{mr^2}{2} = \frac{82 \times 0.307^2}{2}$	3.86kg.m <sup>2</sup>
APA 泵轴	$J_2 = \frac{mr^2}{2} = \frac{175 \times 0.075^2}{2}$	0.49kg.m <sup>2</sup>
联轴器	$J_3 = \frac{m}{2}(R^2 + r^2) = \frac{113}{2}(0.134^2 + 0.05^2)$	1.16kg.m <sup>2</sup>
涡轮	$J_4 = \frac{mr^2}{2} = \frac{62 \times 0.26^2}{2}$	2.10kg.m <sup>2</sup>
涡轮轴	$J_5 = \frac{mr^2}{2} = \frac{70 \times 0.05^2}{2}$	0.09kg.m <sup>2</sup>
泵转子及涡轮总转动惯量	$J = J_1 + J_2 + J_3 + J_4 + J_5$	7.7kg.m <sup>2</sup>
涡轮合外力矩	$M_z = J a = 87.22 \times 7.7$	671.6N.m
小齿轮分度圆半径 $r_1$	设计图纸	0.113m
小齿轮圆周作用力 $F_{t1}$	$F_{t1} = M_z / r_1$	5943.36N
小齿轮径向作用力 $F_{r1}$	$F_{r1} = F_{t1} \times \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$	2239.52N
5 瓦到小齿轮中心距 $L_1$	现场测量	238.5mm
6 瓦到小齿轮中心距 $L_2$	现场测量	264.5mm
因水泵加速 5 瓦增加的附加垂直载荷 $W_{c1}$	$W_{c1} = \frac{l_2}{l_1 + l_2} F_{t1} = \frac{264.5}{503} \times 5943.36$	3125.29N
因水泵加速 5 瓦增加的附加水平载荷 $W_{s1}$	$W_{s1} = \frac{l_2}{l_1 + l_2} F_{r1} = \frac{264.5}{503} \times 2239.52$	1177.64N
因水泵加速 5 瓦增加的载荷	$W_{c1}$ 与 $W_{s1}$ 矢量相加	3339.8N
因水泵加速 6 瓦增加的附加垂直载荷 $W_{c1}$	$W_{c1} = \frac{l_1}{l_1 + l_2} F_{t1} = \frac{238.5}{503} \times 5943.36$	2818.08N
因水泵加速 6 瓦增加的附加水平载荷 $W_{s1}$	$W_{s1} = \frac{l_1}{l_1 + l_2} F_{r1} = \frac{238.5}{503} \times 2239.52$	1061.88N
因水泵加速 6 瓦增加的载荷	$W_{c1}$ 与 $W_{s1}$ 矢量相加	3011.5N

5 瓦因加速产生的附加载荷为平均设计载荷的 0.061 倍 (3339.8/54865.6), 6 瓦因加速产生的附加载荷为平均设计载荷的 0.055 倍 (3011.5/54865.6)

综合上述计算可知在这二方面因素叠加在一起的情况下 5 瓦实际载荷为: 1.113 倍设计载荷, 6 瓦实际载荷为: 1.003 倍设计载荷, 5 瓦载荷超出设计值。

### 4.3 油膜厚度计算分析

最小油膜厚度是表征轴瓦液体润滑状态的一个基本参数, 当最小油膜厚度等于临界油膜厚度时, 轴瓦润滑将由液体润滑状态转为混合润滑工况, 轴瓦将会出现磨损, 最小油膜厚度必须大与临界油膜厚度, 并留一定的安全余量, 轴瓦设计上一般要求[3]:

$$h_{min} > h_{kp} + 2\mu m \quad (3)$$



4.3.1 最小油膜厚度计算

表 3 最小油膜厚度计算列表

Table 3 The calculation list of minimum oil film thickness

计算项目	计算依据及公式	计算结果	
		5 瓦	6 瓦
故障工况(轴瓦与轴颈膨胀不同步叠加轴瓦超载,膨胀前 5 瓦隙 0.15mm、6 瓦隙 0.145mm;膨胀后 5 瓦隙 0.112mm、6 瓦隙 0.107mm)			
长径比	$l/d=140/140$	1.0	1.0
润滑油温升 $\Delta t$	平均回油温度-进油温度=55℃-45℃	10℃	10℃
润滑平均温度 $t_{cp}$	进油温度 + 0.5 $\Delta t$	50℃	50℃
平均油温时润滑油动力粘度 $\mu_{cp} \times 10^3$ 帕.秒	50℃ 滑油动力粘度 $\mu \times 10^3$ 帕.秒	26.16	26.16
相对间隙	$\psi = \frac{2\Delta}{d}$	0.0011	0.001
5、6 瓦载荷系数（轴瓦特性数）	$\zeta = \frac{W\psi^2}{dn\mu_{cp}}$ n 为小齿轮转速 5128rpm/85.47rps，单位 r/s [4]	1.69	1.26
偏心率 $\chi$	依据长径比及载荷系数查轴瓦设计手册	0.673	0.632
最小油膜厚度 $\mu m$	$h_{min} = 0.5d\psi（1-\chi）$	18.31 $\mu m$	19.69 $\mu m$

4.3.2 临界油膜厚度计算

临界油膜厚度是油膜的极限厚度，它是轴瓦由混合工况转为液体润滑工况或由液体润滑工况转为混合工况的界限。临界油膜厚度与轴瓦、轴颈的加工粗糙度、轴颈变形、轴挠曲导致轴在轴瓦中的歪斜等因素相关，临界油膜厚度可按式计算[5]。

$$h_{kp} = h_m + h_b + h_n + h_k$$

式中 $h_{kp}$ -临界油膜厚度； $h_m$ -轴颈表面微观粗糙度高度； $h_b$ -轴瓦表面微观粗糙度高度； $h_n$ -轴弹性线在轴瓦中的转折，它与轴瓦以外轴的整个跨距的挠曲有关； $h_k$ -轴颈变形引起的最小间隙减小。

$h_m$ 根据设计最小油膜厚度从标准[6]中查得、 $h_b$ 可根据设计最小油膜厚度从标准[7]中查得， $h_k$ 可由科特尼尔公式确定。

$$h_k = 1.595d\{(l/d)^2 + 1.8l\}(l/d)^2p_m10^{-6}$$

式中 $p_m$ -轴瓦平均压强，单位为帕，计算结果单位为微米；轴瓦设计载荷  $W=54865.6N$ ；轴径  $d = 140mm$ ；轴瓦长度 $l = 140mm$

$$p_m = \frac{W}{ld}$$

$h_n$ 可由下式确定， $\theta$  值由轴系弯曲变形的变形角确定。

$$h_n = 0.5l\theta$$

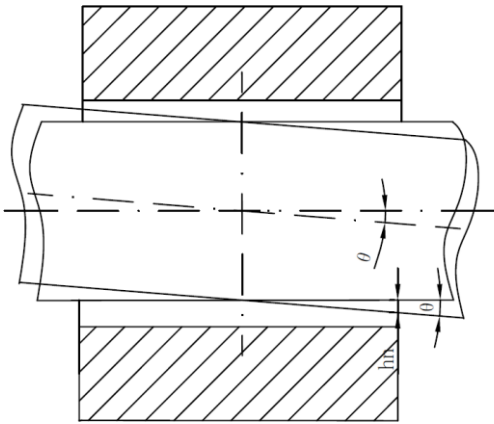


图 3 轴在轴瓦中歪斜示意图

Figure 3 Schematic diagram of the shaft skewed in the bearing

根据材料力学[8]，可以计算小齿轮转子弯曲变形时的变形角  $\theta$ 。

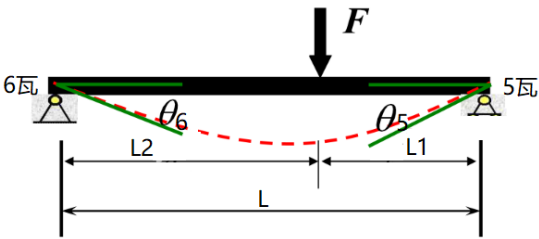


图 4 转子弯曲变形示意图

Figure 4 Schematic diagram of rotor bending deformation

图中  $F$  为小齿轮轴总的径向载荷， $F=(1.113+1.003) \times 54865.6N$ ， $L=503\text{ mm}$ 、 $L1=238.5mm$ 、 $L2=264.5\text{ mm}$

$$\theta_5 = \frac{FL_1L_2}{6EIL}(2L_2 + L_1)$$

$$\theta_6 = \frac{FL_1L_2}{6EIL}(2L_1 + L_2)$$

E 为轴的弹性模量[9],  $E=208\text{KN/mm}^2$

I 为惯性矩, D 为小齿轮处轴径  $D=145\text{mm}$ ,

$$I = \frac{\pi D^4}{64} = 40977490\text{mm}^4。$$

福清 3APA301RR 在润滑油温  $24^\circ\text{C}$  启动后 5 分钟快速加载到额定负荷  $4200\text{r/min}$  导致轴瓦磨损事故时, 耦合器 5 瓦、6 瓦的临界油膜厚度计算列表如下:

表 4 临界油膜厚度计算列表

Table 4 The calculation list of critical oil film thickness

计算项目	计算依据及公式	5 瓦	6 瓦
故障工况时临界油膜厚度 (轴瓦与轴颈膨胀不同步叠加轴瓦超载)			
轴颈表面微观粗糙度高度 $h_m$	查标准 GB/T39741.2—2021	0.63um	0.63um
轴瓦表面微观粗糙度高度 $h_b$	查标准 GB/T7308.1—2021	0.8um	0.8um
变形引起的最小间隙减小 $h_k$	$h_k = 1.595d\{(l/d)^2 + 1.8l\}(l/d)^2 p_m 10^{-6}$	0.88um	0.78um
$\theta$ 值	$\theta$ 值由轴系弯曲变形的变形角确定	$2.18 \times 10^{-4}$	$1.89 \times 10^{-4}$
轴弹性线在轴瓦中的转折 $h_n$	$h_n = 0.5l\theta$	15.23um	13.23um
临界油膜厚度 $h_{kp}$	$h_{kp} = h_m + h_b + h_n + h_k$	17.54 um	15.44 um

### 4.3.3 最小油膜厚度与临界油膜厚度比较分析

当 APA 泵在润滑油温  $24^\circ\text{C}$  启动后 5 分钟快速加载到额定转速  $4200\text{r/min}$  时, 既满足轴颈与轴瓦膨胀不同步条件, 又满足轴瓦超载条件, 此时 5 瓦最小油膜厚度较设计工况最小油膜厚度减小较多, 临界油膜厚度有所增加, 不满足  $h_{min} > h_{kp} + 2\text{um}$  的要求, 因此发生 5 瓦轴瓦磨损故障。

表 5 最小油膜厚度与临界油膜厚度对比表

Table 5 The comparison table between minimum oil film thickness and critical oil film thickness

计算项目	计算依据及公式	5 瓦	6 瓦
故障工况时比较结果 (轴颈与轴瓦膨胀不同步叠加轴瓦小范围超载)			
最小油膜厚度 $h_{min}$	表中计算结果	$18.31\mu\text{m}$	$19.69\mu\text{m}$
临界油膜厚度 $h_{kp}$	表中计算结果	17.54 um	15.44 um
$h_{min}$ 与 $h_{kp}$ 是满足设计要求	$h_{min} > h_{kp} + 2\text{um}$	不满足	满足

## 5 处理措施及验证

综合上述分析可知, 发生耦合器轴瓦磨损根本原因是在润滑油温较低的情况下启动后快速加载造成 5 瓦最小油膜厚度不满足  $h_{min} > h_{kp} + 2\text{um}$  的要求所导致, 可以从以下几方面进行处理。

### 1. 提高启动时润滑油温

在启动前将润滑油进油温度提高到  $35^\circ\text{C}$  (通过延长启动前辅助油泵的运行时间实现或加热), 可缓解轴与轴瓦膨胀不同步造成的轴瓦相对间隙减小, 可以避免轴瓦磨损故障的发生。

### 2. 延长泵组的提速时间

如在油温较低的情况下启泵, 提速不能太快, 最

好分段提速, 在低转速平台运行一段时间让耦合器油底壳温度及润滑油温度增大到设计温度范围然后提速到高转速平台运行, 让耦合器轴承座充分膨胀可缓解最小油膜厚度减小, 同时延长泵组的提速时间能降低轴瓦的附加载荷, 可降低临界油膜厚度, 可以避免轴瓦磨损故障的发生。

### 3. 适当增大轴瓦间隙

发生轴瓦磨损故障的耦合器 5 瓦间隙均在设计范围的下限值, 轴瓦间隙偏小可直接导致最小油膜厚度降低, 如将轴瓦间隙适当增大到设计范围的中限值, 可提高最小油膜厚度, 可缓解轴瓦磨损故障的发生。

福清核电采用上述第 1、2 条措施处理后重新启动,

设备运行正常；红沿河核电采用上述第 3 条措施处理后重新启动，运行正常。

## 6 结论

为了找出耦合器 5 瓦磨损故障的根本原因，本文从润滑油质量、润滑油温度、轴瓦间隙、轴瓦过载、润滑油含气、润滑油量几个方面逐一研究，并对轴瓦膨胀、轴瓦载荷及最小油膜厚度进行计算分析，从而得出如下结论：

- 1) 润滑油温较低的情况下启动后快速加载到额定负荷致使轴颈与轴瓦膨胀不同步进而造成瓦隙瞬时减小，叠加加速过快产生的附加载荷导致轴瓦稍微过载，使最小油膜厚度降低，临界油膜厚度增加，最终导致最小油膜厚度接近临界油膜厚度是造成轴瓦磨损的主要原因；
- 2) 5 瓦间隙处于设计范围的下限导致 5 瓦最小油膜厚度偏小是轴瓦磨损的促成原因；
- 3) 负荷分配不均，5 瓦载荷相比 6 瓦偏大造成 5 瓦的临界油膜厚度增大是轴瓦磨损的促成原因。

## 参考文献

- [1] 杨国安编著《滑动轴瓦故障诊断实用技术》[M]. 北京 中国石化出版社有限公司 2012: 36-36.
- [2] 程守洙、江之水主编 普通物理学（下册）[M]. 第七版 北京 高等教育出版社 2018: 120-122.
- [3] 陈金宝，包传福译 滑动轴瓦计算和设计 [M]. 北京 国防工业出版社 1986: 98-120.
- [4] 李洪，曲中谦编 实用轴承手册 [M]. 沈阳 辽宁科学技术出版社 2001: 532-533.
- [5] 陈金宝，包传福译 滑动轴承计算和设计 [M]. 北京 国防工业出版社 1986: 92-95.
- [6] GB/T39741.2—2021 滑动轴瓦公差 第 2 部分:轴和止推轴肩的几何公差及表面粗糙度 [S]. 2021: 3-4.
- [7] GB/T7308.1—2021 滑动轴瓦有法兰或无法兰薄壁轴瓦 第 1 部分: 公差、结构要素和检验方法 2021: 5-6.
- [8] 宋子康，蔡文安编 材料力学 [M]. 上海 同济大学出版社 1998: 268-269.
- [9] DL/T5054-1996 火力发电厂汽水管设计技术规定 [M]. 北京中国电力出版社 1996: 90-92.