

抽水蓄能机组导轴承甩油迷宫环密封特性探讨

楼 勇¹, 张 书 友¹, 曾 辉¹, 万 晶 宇¹, 冯 波², 李 冬 冬², 王 青 华²

(1.上海明华电力技术工程有限公司,上海 200090;
2.华东天荒坪抽水蓄能有限责任公司,浙江 安吉 313302)

摘 要: 抽蓄机组导轴承甩油会造成润滑油浪费并对定子与转子绕组造成污染,加速绝缘材料的老化,且甩油严重时,使得润滑油液位过低,瓦温升高过快,可能导致干摩擦而引发烧瓦事故。笔者基于 VOF 模型,采用计算流体力学方法对抑制甩油的关键部件,即甩油迷宫密封环特性进行研究,计算模拟甩油过程,得到液位动态变化特性,并得出密封间隙与密封环安装位置对液位的影响规律,找到抑制甩油优化方法,为机组的设计、运行及维护提供可靠依据。

关键词: 导轴承;密封环;甩油;VOF 模型

中图分类号: TV743;U260.331+.2;U463.341+.8 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-2184(2019)01-0092-04

0 引 言

某抽水蓄能机组为三相立轴悬式空冷可逆式同步电机,单机容量 300 MW,转速 500 rpm。发电机推力轴承布置在上机架加油槽中,与布置在同一机架下方的上导轴承共用上机架,下导轴承布置在下机架中心体内。上、下导轴承共同承受各种运行工况下径向力和磁拉力^[1,2]。采用稀油润滑的滑动轴承,多数情况要受甩油问题的困扰^[3,4]。大港水电站 2 号机组曾出现上导轴承甩油导致运行液位明显下降的现象,严重影响电站安全运行,后采取加装圆弧形挡油环等措施后甩油现象得到抑制^[5-7]。扬州第二发电有限责任公司的立式循环泵 1B 机组推力轴承也曾发生严重甩油,造成机组不能正常运行,后通过增加挡油圈的高度才消除了甩油现象^[3]。二滩水电站首次运行时,甩油量达 1.07 kg/h,下导轴承油位下降 40 mm 仍甩油不止,最终通过加装甩油密封环与直角挡油环解决甩油问题^[8]。广蓄 B 厂机组每运行 350 h,上导轴承至少出现一次油位低警报,每次需补油 80 L,经过三次试验确定增加新型挡油环的解决方案^[9,10]。甩油对机组的安全运行极其不利,严重时会发生轴瓦烧毁事故,引起机组不正常停机,影响到电站的经济效益,国内外大多根据工程经验解决机组故障,很少采用计算流体力学的方法对甩油现象的成因与抑制措施进行研究。

收稿日期:2018-11-20

1 导轴承建模

1.1 导轴承的结构

某抽蓄导轴承轴瓦采用分块扇形巴氏合金材料,稀油润滑筒式瓦、轴承双向旋转设计,用自身泵进行油循环。与国内常规设计相比,导轴承除浸油高度低外,还有一个显著的特点即内挡油圈顶面与静止液位高度差低,分别为 77 mm、82 mm,而一般均要求大于 200 mm。厂家要求现场安装时内挡油圈与大轴同心度调整相对较严(不大于 0.25 mm),但机组实际运行后上、下导轴承油槽均出现甩油现象^[1]。为此,厂家专门在上、下导轴承内挡油圈上分别安装了密封环,装在静止液位以下 20 mm 处,来抑制甩油现象。

1.2 VOF 模型

VOF 模型对每一相流体引入一个体积分数函数,在每个控制单元中,所有相的体积分数的和为 1。如果第 q 相流体的体积分数记为 α_q ,那么就会出现三种情况 $\alpha_q = 0$ 表示第 q 相流体在单元中是空的; $\alpha_q = 1$ 表示第 q 相流体在单元中是充满的; $0 < \alpha_q < 1$ 表示单元中既包含第 q 相流体也包含其他相流体^[11,12]。

计算中只有空气和润滑油两相,设控制单元中油的体积分数为 α_1 ,空气相体积分数为 α_2 ,则有:

$$\alpha_1 + \alpha_2 = 1 \tag{1}$$

1.3 计算模型

基于导轴承特殊装配结构,对不影响轴领部

位流场或旋转后液位高低的不必要结构进行简化,例如油盆侧面底部凸台、远离轴领扰动部位的冷却器及导轴承间隙等。用连通大气的稳压管代替冷却器部位的复杂结构,对凸台和轴承间隙等部位采用抹平和替代等方法简化。

图 1 为化简后计算模型示意图。图中 a、c 处与大气连通,模拟稳压管。d 和 e 处为静止液面,静止液面以下均为 ISO 46 号润滑油。b 处为临界液面,当润滑油液位超过 b 处液位时发生甩油现象。f 处为轴领旋转壁面,转动中心为 g。图中除密封环顶部与静止液面间距 h ($h=20\text{ mm}$ 为设计高度)外,均为固定值。

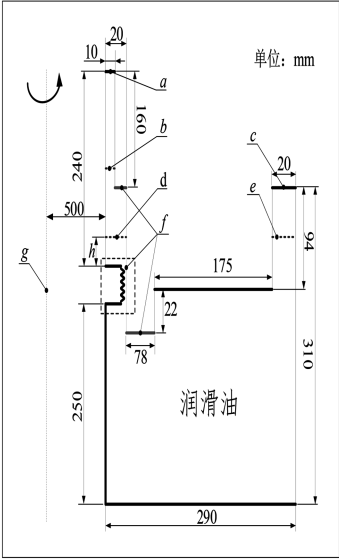


图 1 计算模型示意图

轴领附近高速旋转的润滑油在离心力与偏心泵的作用下,造成液位剧烈波动,挡油密封环起阻隔作用,有效降低润滑油液位波动高度。假设环形油盆中心与主轴中心重合忽略偏心泵作用,研究密封环安装位置对液位高度的影响,图 2 给出了密封环示意图。表 1 给出了密封环几何安装尺寸。

1.4 网格划分

网格划分是 CFD 计算中的重要环节,网格质量和布置的合理性对计算精确性和收敛速度具有很大影响。为提高计算精度,采用二维结构化网格,并对流动变化剧烈的齿顶处进行适当加密。笔者采用壁面函数法将壁面的物理量与湍流核心区联系,并将 $y+$ 值控制在 30~150 区间范围内,网格数据共计约 1.2 万。

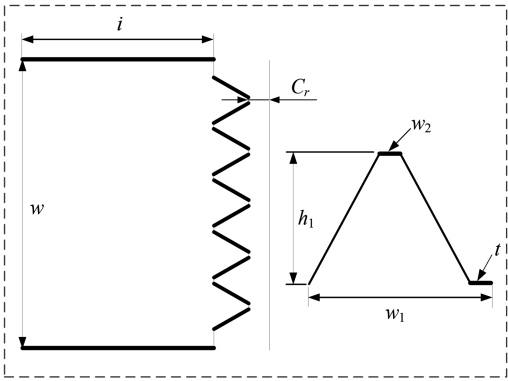


图 2 密封环结构示意图

表 1 密封几何与安装位置尺寸

参 数	数 值
密封环宽度 w /mm	24.6
密封环高度 i /mm	16.8
间隙 C_r /mm	1,2(设计间隙),3
总齿数	5
密封腔宽度 w_1 /mm	3.5
密封腔高度 h_1 /mm	3.0
齿厚度 t /mm	0.3
密封腔顶部宽度 w_2 /mm	0.3
密封环顶部与静止液面间距 h /mm	30,20(设计间距),10

1.5 计算工况设置

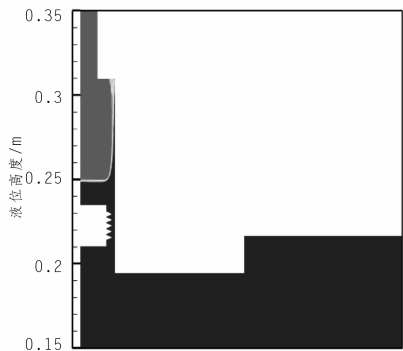
笔者采用 VOF 模型,设定空气为主项,ISO 46 号润滑油为次项,因油盆容量较大,且在冷却器的作用下,盆内润滑油温度不会发生剧烈变化,此处假设润滑油温度恒定为 $38\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。计算采用湍流模型 $k-\epsilon$,湍流强度 5%,壁面设置为绝热光滑无滑移壁面,轴领壁面为转动壁面,转速为额定工况 500 rpm,时间步长为 0.1 ms。计算前设定初始状态下润滑油项在计算域内所占比例,计算采用非定常方法,用 PISO 算法对速度—压力的耦合方程进行求解。待液位不随时间变化后,即可认为流场接近于长时间运行的稳定状态。

2 计算结果分析

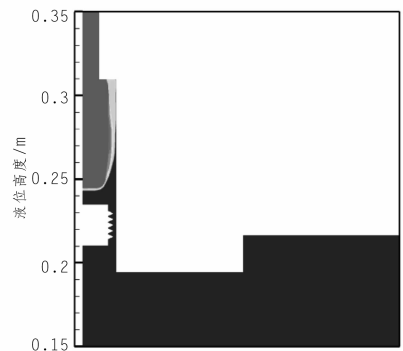
2.1 甩油动态特性

图 3 给出了液位随时间动态变化情况,密封间隙与安装位置为导轴承设计值 $Cr=2$ 。图中截取两个时刻($t=0.3\text{ s}, 0.9\text{ s}$)观察不同时刻油盆内液位状态。在粘性力的作用下轴领带动润滑油高速旋转,在离心力的作用下,轴领壁面处润滑油液位陡升至轴领顶端,呈柱状。随时间推移,上升油柱宽度不断增加($t>0.9\text{ s}$ 后基本稳定)并有甩出

油盆的趋势。



(a) $t=0.3\text{ s}$

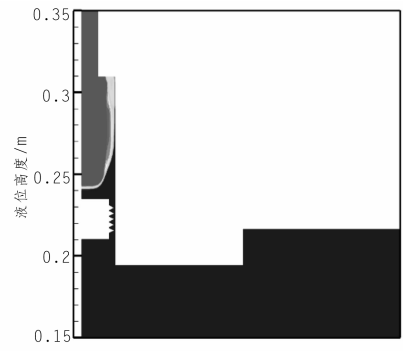


(b) $t=0.9\text{ s}$

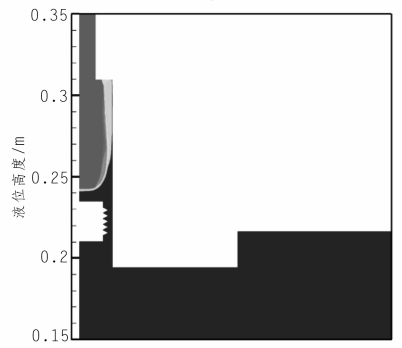
图 3 液位动态变化

2.2 密封间隙对甩油的抑制作用

图 4 给出了液位高度随密封间隙变化图。选取不同密封间隙 $Cr=1,3\text{ mm}$,密封安装高度 h 取 20 mm 与实际工况吻合。对比不同密封间隙对甩油的抑制效果。从图 4 中可以看出,密封间隙为取 1 mm 时上升液柱宽度相对其他工况较窄,通过间隙可以抑制甩油。结合图 4 与图 3 计算结果可得,当密封间隙为 $Cr\geqslant 2\text{ mm}$ 时,密封间隙的变化对液位几乎不产生影响,密封间隙的变化对甩油的抑制效果并不明显。

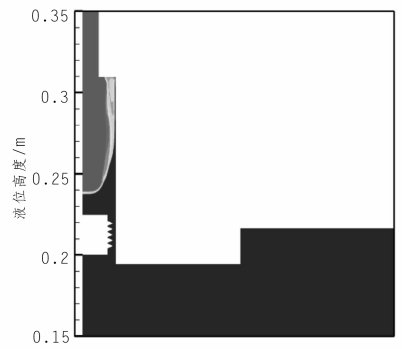


(a) $Cr=1\text{ mm}$

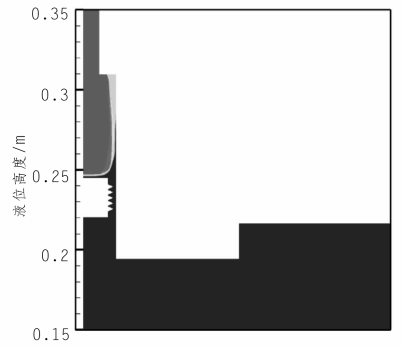


(b) $Cr=3\text{ mm}$

图 4 液位高度随密封间隙变化



(a) $h=30\text{ mm}$



(b) $h=10\text{ mm}$

图 5 液位高度随密封安装高度变化

2.3 密封安装高度对甩油的抑制作用

图 5 给出了液位高度随密封安装高度变化情况。计算工况选取不同密封安装高度,密封间隙 Cr 取 2 mm 与实际工况吻合,对比不同密封安装高度对甩油的抑制效果。其中 $h=30\text{ mm}$ 为最低安装位置,每种工况间隔 20 mm 。图 5 表明,随密封安装高度的增加,上升液柱宽度有减小趋势,对甩油现象具有抑制作用。

3 结 语

抽蓄机组导轴承甩油会造成润滑油浪费并对

定子与转子绕组造成污染,加速绝缘材料的老化,且甩油严重时,使得润滑油液位过低,瓦温升高过快,可能导致干摩擦而引发烧瓦事故。笔者基于VOF模型,采用计算流体力学方法对抑制甩油的关键部件,即甩油迷宫密封环特性进行研究,计算模拟甩油过程,得到液位动态变化特性,并得出密封间隙与密封环安装位置对液位的影响规律。减小密封间隙可抑制导轴承甩油现象,仅在密封间隙小于2 mm时有效。提高密封环安装高度,对抑制甩油效果明显,但当密封环下端上升至静止油位以上,继续提高安装高度其抑制效果将不再提升。调节甩油迷宫环间隙与安装高度完全可抑制导轴承甩油现象,研究成果可为导轴承优化设计与维护提供指导。

参考文献:

[1] 黄祖光. GE 导轴承设计特点及甩油处理[J]. 华东电力, 1999 (08): 43—45.

[2] 王志成, 王国华. 混流式水轮发电机机械过速试验轴承甩油原因分析[J]. 云南水力发电, 2018(21): 91—98.

[3] 阙永庚, 周思年, 黄爱忠. 大型立式循环水泵电机轴承甩油成因及对策[J]. 水泵技术, 2001 (02): 34—36.

[4] 胡书平. 机组轴承甩油分析与处理[J]. 水电站机电技术, 2015(08): 65—67, 76.

[5] 沈春峰. 大港水电站轴承甩油问题的技术改造[J]. 中国农村水利水电, 2003 (04): 58—59.

[6] 刘健. 龙滩水电站发电机轴承甩油原因分析及治理[J]. 水力发电, 2017(04): 65—68.

[7] 雷战, 胡宇松. 三板溪电厂下导轴承油槽盖板甩油原因分析[J]. 水电站机电技术, 2018(05): 54—56.

[8] 刘万均. 二滩水电站发电机轴承甩油及瓦温问题处置[J]. 四川水力发电, 2001 (04): 49—51.

[9] 凌正飞. 广蓄 B 厂机组上导轴承甩油问题研究[J]. 水电站机电技术, 2007 (01): 48—49.

[10] 纪军. 水电站立式混流式机组甩油原因分析与处理方法研究[J]. 中国新技术新产品, 2017(05): 42—43.

[11] 马涛, 樊红刚, 袁义发. 基于 VOF 模型的泵站进水池流场计算研究[J]. 水力发电学报, 2013 (06): 244—249.

[12] 何挺斌. 水轮机水导轴承甩油故障及解决方法探析[J]. 福建水利发电, 2017(02): 14—16.

作者简介:

楼勇(1973-),男,浙江湖州人,本科学历,高级工程师,主要研究抽水蓄能电站设备检修与管理;

张书友(1973-),男,重庆合川人,本科学历,高级工程师,主要研究抽水蓄能电站设备检修与管理;

曾辉(1976-),男,福建寿宁人,本科学历,高级工程师,主要研究抽水蓄能电站设备检修与管理;

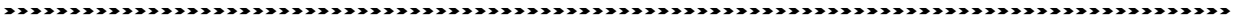
万晶宇(1990-),男,江苏南通人,本科学历,助理工程师,主要研究抽水蓄能电站设备检修与管理;

冯波(1990-),男,浙江绍兴人,硕士,助理工程师,主要研究清洁能源发电技术故障诊断、力学分析测试、设备开发等;

李冬冬(1983-),男,河南沁阳人,博士,高级工程师,主要研究清洁能源发电技术故障诊断、力学分析测试、设备开发等;

王青华(1975-),男,江西丰城人,硕士,高级工程师,研究方向为水电机组故障诊断、力学性能计算、流场计算及现场检测等工作。

(责任编辑:卓政昌)



国家能源局:2018 年新能源弃电超 300 亿度

1月15日,国家能源局电力司相关负责人就《清洁能源消纳行动计划(2018—2020年)》(下称《行动计划》)答记者问时表示:“我国2018年清洁能源消纳的形势持续向好,已经达到国际先进水平(风电利用率90%,光伏发电利用率95%)。”据上述相关负责人介绍,2018年,全国风、光、水、核四种清洁能源总发电装机达到7.49亿千瓦,总发电量累计2.08万亿千瓦时。其中,风电利用率达92.8%,弃风率7.2%,同比下降4.9个百分点;光伏利用率达97.0%,弃光率3.0%,同比下降2.8个百分点;水能利用率95.0%以上;核电运行平稳,利用率保持较高水平。上述负责人指出,目前我国清洁能源消纳问题存在较为明显的地域和时段集中分布的特征。其中,弃风弃光主要集中在新疆、甘肃和内蒙古等地区,多发生于冬季供暖期以及夜间负荷低谷时段。2018年,上述三省区弃风弃光电量超过300亿千瓦时,占全国总弃风弃光电量比例超过90%。弃风弃光的原因主要是新能源装机占比高,热电机组和自备电厂装机规模大,系统调峰压力较大,同时部分特高压通道的输电能力不足,存在新能源外送受限问题。弃水主要集中在西南的四川、云南地区,多发生于汛期,弃水的原因主要是水电建设规模较大,需要大规模跨省区外送消纳,涉及地域范围广、市场主体多、协调难度大,目前存在一定的网源建设不协调问题,同时市场化交易机制不健全,市场配置资源的决定性作用还没有充分发挥。另据了解,2017年我国新能源弃电总量为492亿千瓦时,其中,弃风电量419亿千瓦时、弃光电量73亿千瓦时。

(《中国能源报》2019年1月17日)