

# 海水冷却循环舱热平衡分析

## Heat Balance Analysis of Seawater Cooling Circulating Tank

邬可谊 史永晋

Keyi Wu Yongjin Shi

中石化胜利石油工程有限公司钻井工艺研究院 中国·山东 东营 257017

Sinopec Shengli Oilfield Service Corporation Drilling Technology Institute, Dongying, Shandong, 257017, China

**摘要:** 为减少海水泥砂堵塞海洋石油平台柴油发电机组冷却换热器并减少平台上海水提升泵运行时间, 在平台上设置一个专门的海水冷却循环舱用于冷却柴油机组废热。论文针对该海水冷却循环舱和柴油机废热进行了热平衡分析计算, 并建立了热工模型。通过计算分析得出了在不同季节为避免海水循环热交换后温度升高无法满足柴油机冷却, 须进行海水冷却循环舱换水时间的计算。

**Abstract:** Heat balance analysis of seawater cooling circulating tank In order to reduce the blockage of seawater sludge in the cooling heat exchanger of the diesel generator set of the offshore oil platform and reduce the operation time of the water lift pump in the platform, a special seawater cooling circulating tank is set on the platform to cool the waste heat of the diesel generator set. In this paper, the heat balance of the seawater cooling circulating tank and the waste heat of the diesel engine are analyzed and calculated, and the thermal model is established. Through calculation and analysis, it is concluded that in order to avoid the temperature rise after seawater circulation heat exchange in different seasons, which can not meet the cooling of diesel engine, it is necessary to calculate the water change time of seawater cooling circulation tank.

**关键词:** 柴油发电机组; 海水冷却循环舱; 换热器; 传热系数

**Keywords:** diesel generator set; seawater cooling circulating tank; heat exchanger; heat transfer coefficient

**DOI:** 10.12346/etr.v5i1.7652

## 1 引言

海洋石油平台上的主柴油发电机组在运行过程中产生大量的热量, 须通过冷却系统带走机组产生的热量才能保障主机的正常运行, 维持稳定的功率输出。最为高效的冷却方式是通过海水进行热交换。

柴油机冷却系统采用内外双循环水冷方式, 内循环用淡水对柴油机进行冷却, 外循环用海水通过海淡水热交换器对淡水冷却, 提高了柴油机使用寿命。

柴油机的主冷却循环产生的热量通过海水热交换器传递给海水, 通过冷却海水循环舱来进行散热; 二次冷却产生的热量通过空冷散热器传递到空气中<sup>[1]</sup>。

论文以一台柴油发电机组工作的情况为例, 利用热平衡

理论相关公式进行计算。

## 2 冷却循环系统计算热平衡

### 2.1 海水热交换器冷却水进出口温度的计算

根据机组的性能参数可知: 当机组在常用功率(880kW)下运行时, 主循环的散热功率是400kW, 这部分热量通过<1-2>型海水热交换器传递给海水<sup>[1]</sup>。

柴油机的正常工作温度一般为75℃~95℃, 经常在高温或者低温情况下工作, 都会对机器造成危害。在本研究中, 我们将机器可以正常工作高温条件对应的温度设定为90℃, 然后进行相应的计算。

在机器测定中, 所用制冷剂为50%的水和50%的乙二醇混合液, 因此将冷却液的相关性质列于表1中。

【作者简介】邬可谊(1972-), 男, 中国浙江奉化人, 硕士, 高级工程师, 从事海洋工程设计研究。

表 1 50% 的水和 50% 的乙二醇混合制冷剂的热物性

温度 (°C)	70	75	80	85	90	95	100
密度 (g/cm <sup>3</sup> )	1.033	1.029	1.026	1.022	1.018	1.015	1.010
比热容 [kJ/(kg·K)]	3.543	3.561	3.580	3.596	3.613	3.631	3.647

用 Δt 表示制冷剂进出口的温差, 并可由下式计算:

$$Q = cm\Delta t \quad (1)$$

$$\Delta t = \frac{Q}{cm} = \frac{400}{3.596 \times 16.761} = 6.637 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

假设换热器中海水的入口温度为 70°C, 出口温度为 78°C。

$$m = \frac{Q}{c\Delta t} = \frac{400}{4.2 \times (78 - 70)} = 11.905 \text{ (kg/s)}$$

## 2.2 计算冷却海水循环舱的散热量

### 2.2.1 冷却海水循环舱表面传热系数的计算

冷却海水循环舱初步选定长为 14m, 宽 3m, 高 5m 的长方体。

参考渤海海面的年平均气温是 10.7°C, 平均水温是 11°C。冷却海水循环舱的理想温度为 70°C~80°C, 现在取其温度为 75°C。

根据工程的实际情况, 将冷却海水循环舱的散热视为大空间自然对流。不依靠泵或风机等外力推动, 由流体自身温度场的不均匀所引起的自然对流。自然对流传热区分为大空间自然对流与有限空间自然对流, 又称为外部自然对流与内部自然对流<sup>[2]</sup>。

#### ①冷却海水循环舱顶面的表面传热系数的计算。

定性温度:

$$t_m = \frac{t_w + t_\infty}{2} = \frac{75 + 10.7}{2} = 42.85^\circ\text{C}$$

特征长度:

$$L = \frac{A_p}{P} = \frac{14 \times 3}{14 + 14 + 3 + 3} \approx 1.235\text{m}$$

其中, A<sub>p</sub>、P 分别为平板的换热面积及其周界长度。

对于水平热面向上的情形:

$$N_u = 0.54(G_r P_r)^{\frac{1}{4}}, 10^4 \leq G_r P_r \leq 10^7 \quad (2)$$

$$N_u = 0.15(G_r P_r)^{\frac{1}{3}}, 10^7 \leq G_r P_r \leq 10^{11}$$

其中, N<sub>u</sub>、G<sub>r</sub>、P<sub>r</sub> 分别为努赛尔数、格拉晓夫数和普朗特数。

$$N_u = \frac{h_1 l}{\lambda} \quad (3)$$

其中, h<sub>1</sub> 为表面传热系数, W/(m<sup>2</sup>·K); λ 为空气导热系数, W/(m·K)。

由式 (3) 可以得出:

$$h_1 = 6.964 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

#### ②侧面的表面传热系数的计算。

工程中计算竖平板表面传热系数广泛采用以下形式的大空间自然对流实验关联式<sup>[3,4]</sup>:

$$N_u = C(G_r P_r)^n \quad (4)$$

$$G_r = \frac{g \beta \alpha_v \Delta t}{\nu^2} = \frac{9.8 \times 4^3 \times \frac{1}{273.15 + 42.85} \times (75 - 10.7)}{(17.242 \times 10^{-6})^2} = 4.293 \times 10^{11}$$

$$N_u = 0.11(G_r P_r)^{\frac{1}{3}} = 0.11 \times (4.293 \times 10^{11} \times 0.699)^{\frac{1}{3}} = 736.442$$

由公式 (3) 计算得 h<sub>2</sub>=5.118 W/(m<sup>2</sup>·K)。

### 2.2.2 冷却海水循环舱换热量的计算

#### ①顶面传热量计算。

如表 2、表 3 所示, 海水在该模型中属于强制对流, 对流传热系数的量级是 1000~15000 W/(m<sup>2</sup>·K)。

$$\Phi_1 = \frac{A(t_{f1} - t_{f2})}{\frac{1}{h_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_2}} \approx \frac{14 \times 3 \times (75 - 10.7)}{0.144} = 18.754 \text{ (kW)}$$

#### ②侧面的传热量计算。

使用与上面同样的计算方法可得: 侧面的传热量 Φ<sub>2</sub> = 55.945 (kW)。

综上, 冷却海水循环舱总的散热量

$$\Phi = \Phi_1 + \Phi_2 = 18.754 + 55.945 = 74.699 \text{ (kW)}$$

表 2 传热系数表

物理量	数值	单位
顶面传热系数	6.964	W/(m <sup>2</sup> ·K)
侧面传热系数	5.118	W/(m <sup>2</sup> ·K)
顶面散热量	18.754	kW
侧面散热量	55.945	kW

表 3 海水冷却循环舱换热量计算统计表

方形部分的高度 (m)	5	4.5	4	3.5	3	2.5
三角形部分的高度 (m)	0	0.5	1	1.5	2	2.5
顶面的换热量 (kW)	18.754	18.754	18.754	18.754	18.754	18.754
侧面换热量 (kW)	55.945	52.653	49.363	46.072	42.781	39.490
底面换热量 (kW)	0	5.044	5.079	5.140	5.224	5.328
总换热量 (kW)	74.699	76.451	73.196	69.966	66.759	63.572
相对冷却效率	0.977	1	0.957	0.915	0.873	0.832

绘制矩形部分高度与相对冷却效率的关系曲线, 如图 1 所示。

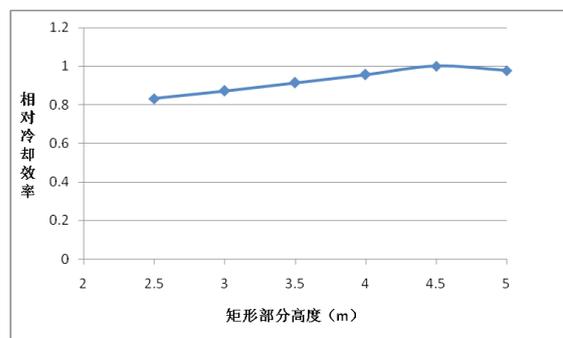


图 1 相对冷却效率随矩形部分高度变化曲线

随着矩形部分高度和三角形部分高度比例的增大, 冷却

效率先增大后减小，临界情况为矩形高度为 4.5m 的时候。这说明，适当增加海水循环舱的倾斜部分减少泥沙淤积量即可，以防影响散热效率<sup>[2]</sup>。

### 3 FLUENT 对冷却海水循环舱进行热平衡模拟分析

由于海洋平台全年都要正常工作，所以需要在一年的各个典型的工况进行模拟分析。在本项目中，我们分了以下三种典型的工况：

- ①年平均的温度条件；
- ②夏季高温条件以及；
- ③冬季低温条件。

采用全年平均的气温作为春秋典型的温度条件；冬夏两季的典型温度均由研究所提供。上述三种典型工况对应的温度列于表 4。

表 4 各种典型工况下的海水大气温度

典型工况	年平均	夏季高温	冬季低温
表层海水温度(℃)	11	32	-2
大气温度(℃)	10.7	35	-15

#### 3.1 不同工况下 FLUENT 数值模拟分析

下面对各季节的典型工况继续 FLUENT 数值模拟分析。

##### 3.1.1 全年平均工况

对上述年平均温度下的情况进行 FLUENT 模拟，可以得到在热平衡的状态下冷却海水循环舱的温度场（图 2）、速度场（图 3）如下：

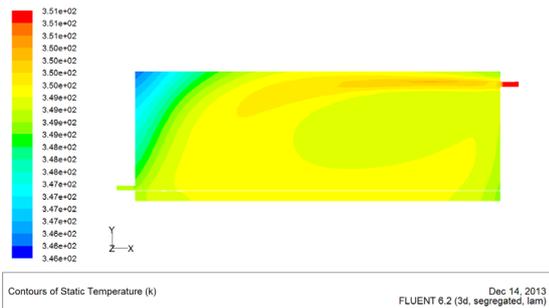


图 2 冷却海水循环舱的温度场模拟

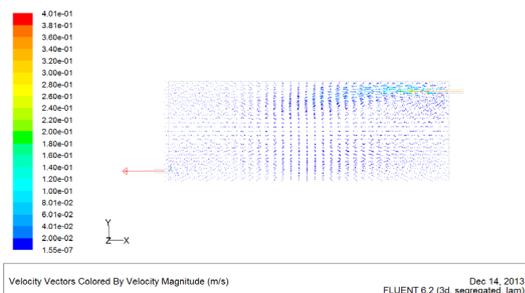


图 3 冷却海水循环舱的速度场模拟

FLUENT 利用有限差分法，利用对时间求导的显式积分格式，计算海水舱内水温的随时间的变化<sup>[4]</sup>。由图 2 可以看

出，冷却海水循环舱除了不散热的底面以外，其他的散热面都形成了稳定的温度边界层。这是导致冷却海水循环舱散热较少的原因之一。从图 3 可以看出，冷却海水循环舱内海水流速缓慢，是形成这种稳定温度边界层的重要原因。

##### 3.1.2 夏季高温工况

夏季海水的最高气温为 32℃，空气的最高气温为 35℃。模拟得到温度场分布规律与平均气温下模拟得到的温度场分布规律相同。得到的出口海水温度为 76.478℃ ~ 76.647℃，不能满足冷却海水的温度要求。

##### 3.1.3 冬季低温工况

冬天海水的最低温度是 -2℃，海面的最低气温是 -15℃。在不对计算结果造成实质性影响的前提下，暂时忽略温度对表面传热系数的影响。

$$\Phi = \Phi_1 + \Phi_2 = \frac{A_1(t_{f1} - t_{f2})}{\frac{1}{h_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_{2c}}} + \frac{A_2(t_{f1} - t_{f2})}{\frac{1}{h_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_{2d}}}$$

$$\approx \frac{48 \times 2.5(75 - (-15))}{0.195} + \frac{20 \times 4(75 - (-15))}{0.143} = 105.734(\text{kW})$$

对冬天最冷情况下的冷却海水循环舱进行数值模拟，冷却海水循环舱在冬天的最冷气温情况下在运行一段时间后，仍然会到达与年平均气温类似的情况（冬天海水出口温度为 74.707℃ ~ 75.073℃）。这与前面的计算是相符的，说明降低气温并不能从根本上解决冷却海水循环舱散热不足的问题。

#### 3.2 冷却海水循环舱的加热时间计算

冷却海水循环舱的加热时间为从柴油机启动时冷却海水循环舱内的温度 11℃到冷却海水循环舱的水达到 75℃所需要的时间。

在近似情况下，冷却海水循环舱的热损失与温度有以下关系：

$$\Phi = 1.172t - 12.545\text{kW}$$

所以在整个冷却海水循环舱的升温过程中，平均的热量损失为：

$$\bar{\Phi} = 37.678\text{kW}$$

冷却海水循环舱中的海水温度从 11℃升高到 75℃需的热量：

$$Q = cm\Delta t = 4.2 \times 200 \times 1022 \times (75 - 11) = 5.494 \times 10^7 \text{kJ}$$

$$T = \frac{Q}{P} = \frac{5.494 \times 10^8}{400 - 37.678} = 42.120\text{h}$$

同理，可以计算出其他情况下冷却海水循环舱中的海水温度从 11℃升高到 75℃需的时间，见表 5。

表 5 不同数目柴油机工作时的加热时间

运行的柴油机(台)	1	2	3	4
时间(h)	42.120	20.019	13.130	9.768

#### 4 设计工况下冷却海水循环舱的换水时间

发动机的两部分冷却循环都采用管壳式换热器，主发动机循环和二次循环的相关参数见表 6。

表6 发动机制冷循环的设计参数

项目	主循环	二次冷却循环
热交换量 (kW)	400	105
水流量 (L/min)	984	155
换热器海水流量 (L/min)	599	159
发动机进水温度 (°C)	89	70
发动机出水温度 (°C)	95	80
海水进口温度 (°C)	32	32
海水出口温度 (°C)	42	42

根据上述的设计参数可以计算出冷却海水循环舱在不同季节的温度变化情况以及海水更换的情况。有关的计算如下所示:

由于实际工程的需要,冷却海水循环舱中的海水在到达70°C的时候需要进行换水,更换新的海水以满足发动机换热的需要,保证发电机组的正常运行。现在对在不同季节不同运行机组数目时的冷却海水循环舱温度变化情况和海水更换情况进行计算。

下面以夏天的最高气温32°C时的情况为例来计算冷却海水循环舱表面的换热系数。

冷却海水循环舱上表面的表面传热系数的计算:

定性温度:

$$t_m = \frac{t_w + t_\infty}{2} = \frac{70 + 32}{2} = 51^\circ\text{C}$$

特征长度:

$$L = \frac{A_p}{P} = \frac{14.94 \times 3.2}{14.94 + 14.94 + 3.2 + 3.2} \approx 1.318\text{m}$$

由式(3)可以得出:

$$h_1 = 5.731 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

按照上述的计算方法,可以分别得到冷却海水循环舱在不同季节,各个换热面的换热系数,具体数据见表7。

表7 不同季节各个表面的换热系数

项目	面积 (m <sup>2</sup> )	换热系数 (W/(m <sup>2</sup> · K))			
		春季	夏季	秋季	冬季
上表面	47.81	6.941	5.731	6.941	8.900
下表面	47.81	1.821	1.588	1.821	1.991
左表面	15.36	3.234	3.773	3.234	5.559
右表面	15.36	3.234	3.773	3.234	5.559
前表面	71.71	4.811	4.203	4.811	5.801
后表面	71.71	2.405	2.101	2.405	2.900

注:春秋取平均气温8°C,夏季取最高气温32°C,冬季取最低气温-15°C进行计算。

以夏季为例来计算不同机组时冷却海水循环舱的换水时间。

参照公式,经过化简可以得到冷却海水循环舱散热和温度的近似关系:

$$\Phi = 0.966t - 30.936\text{kW}$$

所以在整个冷却海水循环舱的升温过程中,平均的热量损失为:

$$\bar{\Phi} = 36.708\text{kW}$$

冷却海水循环舱中的海水温度从11°C升高到75°C需的热量:

$$Q = cm\Delta t = 4.2 \times 216 \times 1022 \times (70 - 32) = 3.52 \times 10^7 \text{ kJ}$$

$$T = \frac{Q}{P} = \frac{3.52 \times 10^7}{400 + 105 - 36.708} = 20.880\text{h}$$

同理,可以计算出其他情况下冷却海水循环舱中的海水的更换时间。

表8 冷却海水循环舱中的海水的更换时间

项目	一台机组	两台机组	三台机组	四台机组
春季	36.2h	16.9h	11.0h	8.2h
夏季	20.9h	10.0h	6.6h	4.9h
秋季	36.2h	16.9h	11.0h	8.2h
冬季	47.2h	20.6h	13.2h	9.7h

## 5 结论

海洋石油平台上的主柴油发电机组在运行过程中产生大量的热量,须通过冷却系统带走机组产生的热量才能保障主机的正常运行,维持稳定的功率输出。通过海水冷却的方式对柴油机进行冷却,是一种十分有效的冷却方式,但是采用不同的结构,冷却系统的冷却效果有很大的差别。因此对平台海水冷却系统和冷却循环舱进行热平衡分析和模拟具有重要的意义。

论文先对换热装置和冷却海水循环舱进行了理论计算,又对它们在不同工况,不同季节的情况下进行了fluent模拟,得到了流场的速度、压力和温度分布,通过对这些结果的分析得出了以下结论。

①现在使用的<1-2>型换热器,可以满足柴油机对换热的需要,同时也能满足冷却海水循环舱对于温度的要求。②在空气自然对流散热的情况下,方形的冷却海水循环舱在年平均气温10.7°C的时候不能满足冷却海水循环舱的散热要求,在夏天最高气温和冬天最低气温的条件下也不能满足散热的要求。③改变冷却海水循环舱表面的空气流速,增大表面传热系数,是一种十分有效的增大冷却海水循环舱散热的方法。④为了减少泥沙的沉积而改变冷却海水循环舱的形状,会对冷却海水循环舱的散热造成影响,需要参考换热效率与冷却海水循环舱形状变化的关系曲线来适度改变冷却海水循环舱的形状。

## 参考文献

- [1] 史美中,王中铮.热交换器原理与设计[M].南京:东南大学出版社,2009.
- [2] 任泽霁,蔡睿贤.热工手册[M].北京:机械工业出版社,2002.
- [3] 杨世铭,陶文铨.传热学[M].北京:高等教育出版社,2006.
- [4] 周俊杰,徐国权,张华俊,等.FLUENT工程技术与实例分析[M].北京:中国水利水电出版社,2010.