

# 海洋温差能驱动系统的原理和结构

王俊雄, 马捷, 倪园芳, 杜乐乐, 孔巧玲

(上海交通大学海洋工程国家重点实验室, 上海 200030)

**摘要:** 海洋温差能是一种可持续的绿色能源, 储藏量大、资源稳定, 受季节和昼夜的影响小, 具有开发利用的潜力。利用海洋温差能驱动的水下运载器在航行时无需能源补充, 海洋温跃层上下的温差就是潜水器动力的来源。它能够长期不间断地在水下工作, 在军事探测和科学研究方面有着广泛用途。文中提出了水下运载器的动力系统的初步设计方案, 重点讨论了发动机的主要组成部分的设计构想。

**关键词:** 海洋温差能; 驱动系统; 水下运载器; 海洋温跃层

**中图分类号:** P715.5

**文献标识码:** A

**文章编号:** 1007-2691(2007)02-0122-04

## Principle and structure of ocean thermal power system

WANG Jun-xiong, MA Jie, NI Yuan-fang, DU Le-le, KONG Qiao-ling

(State Key Laboratory of Ocean Engineering, Shanghai Jiaotong University, Shanghai 20030, China)

**Abstract:** The characteristics of ocean thermal power are analyzed. The idea of driving the underwater vehicle (UV) by ocean thermal power is proposed. The temperature difference of the thermocline serves as the power of UV. The wings of UV are used as the dynamic system of heat exchanger. The configuration and velocity of carrier are designed by simulating the velocity field. The carrier is simplified as a two dimensional model. The control equations are deduced.

**Key words:** ocean thermal energy; power system; underwater vehicle (UV); thermocline layer

## 0 引言

海洋具有丰富的资源, 随着对海洋的开发和军事技术的发展, 各种水下系统也逐步得到了开发。水下运载器要在水下航行并完成各项任务, 需要有充足的动力提供作为保障。水下运载器的动力系统经历了从电池系统、热机系统到核动力系统的演变。目前, 人们又开始水下运载器在实际应用中日趋多样化的需求<sup>[1]</sup>。

此外, 海水吸收与储存大量的太阳辐射即海洋热能。据估计, 海洋接受的太阳能, 按平均功率计, 约为 60 万亿 kW 以上。如果把表层海水的温度降低 1℃, 则可得 600 亿 kW 的功率, 相当于全世界 3000 年的全部能源需要。海洋热能是海洋开发的重要课题<sup>[2]</sup>。

海洋热能中最便于应用的方式是利用海洋温差能。海洋温差能可以用于发电, 也可以利用海洋温差能作为驱动的能源, 直接或间接产生动

力, 推动舰船的行进。如无动力的水下运载器, 即, 水下滑翔机, 自身并不携带能源。它的驱动力来源于海洋的热能, 利用海水的温差产生推进力<sup>[3]</sup>。本文提出了一种新型的温差能驱动的水下运载器的工作原理, 对它的动力系统及外型进行了初步的设计和优化。

## 1 机翼为换热器的海洋温差能驱动系统<sup>[4]</sup>

连动活塞式运载器的工作原理是利用相变材料相变时体积变化对外做功, 实现海洋能向机械能的转化, 为水下运载器提供向前运动的动力。而机翼为换热器的运载器是利用相变材料动力循环来实现能量转换为运载器提供动力。

以机翼为换热器获取海水热能驱动的工字型水下运载器。结构图如图 1。

各部件包括: 运载器外壳 1、透平膨胀机 2、泵 3、螺旋桨推进器 4、垂直尾翼 5、温水层换热器 6、冷水层换热器 7、上襟翼 8、下襟翼 9、上支撑管 10、下支撑管 11、高压来流管 12、高压回流管 13、低压回流管 14、低压来流管 15、驱动轴 16、主推进轴 17、热力膨胀阀 18。

运载器外壳是一流线型中空壳体,外壳的顶部和底部通过上下两根支撑管分别与上方的温水层换热器、下方的冷水层换热器连接,两个换热器的外形都呈薄板状,二者构成运载器的上、下机翼。热力发动机和泵安置在壳体内的中部。上支撑管和下支撑管均是横截面为圆形的中空管。高压来流管和高压回流管安装在上支撑管内。低压回流管和低压来流管安装在下支撑管内。高压来流管的两端分别与温水层换热器进口和泵出口相连。低压回流管的两端分别与冷水层换热器进口和膨胀机出气口相连。低压来流管的两端分别与冷水层换热器出口和泵进口相连。透平膨胀机通过驱动轴与泵轴连接;膨胀机还通过主推进轴与推进器轴连接。垂直尾翼安装在外壳尾部上部,用来控制运载器本身姿态和前进方向。上襟翼和下襟翼分别铰接在温水层换热器和冷水层换热器的后沿,用来调整运载器向上或向下的运动方向。温水层换热器、冷水层换热器、上支撑管、下支撑管和外壳组成工字型结构以保持运载器水平方向的平衡和向前运动。

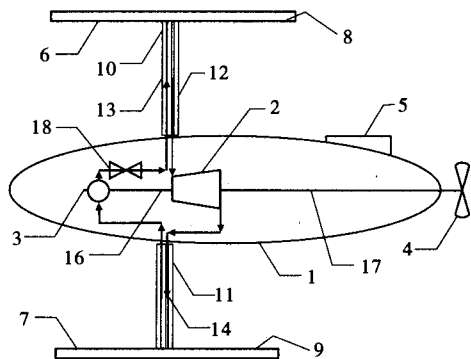


图1 机翼为换热器的海洋温差能驱动系统结构图  
Fig.1 Schematic diagram of underwater vehicle with wing as heat exchanger

在膨胀机、温水层换热器和冷水层换热器中充有热力循环工质。当运载器运行于海洋温跃层时,作为运载器机翼的温水层换热器和冷水层换热器,成为蒸发器和冷凝器,使热力工质在其中吸热蒸发和放热冷凝。温水层换热器内的工质,吸取温海水层热量,达到或接近温海水的温度而蒸发。蒸发了的工质经过高压来流管进入透平膨胀机做功,再经低压回流管,工质流入冷水层换热器,受到冷海水的冷却而凝结,通过低压来流管达到泵。经泵加压后,工质经过热力膨胀阀后进入高压回流管,完成一个完整的热力循环。热力发动机由于工质的膨胀而对外做功,拖动泵工作,也驱动运载器尾部的推进器,使运载器获得

前进的动力。上下两层海水的温差明显,成为热机的热源和冷源,向运载器内的热力发动机源源不断提供能量,水下运载器得以长期在水下游弋而无需自带能源。

## 2 机翼为换热器的驱动系统循环工质选用

在机翼为换热器的海洋温差能驱动系统中,工作流体的选择应该遵循以下原则。

(1) 热力学性质方面:工作温度范围内(海洋温差)有合适的压力和压力比。冷凝压力不宜过高,以免设备过分笨重,增加潜水器的质量。温跃层温差较小,所能提供的温差热能有限,故要求工质绝热焓降大,这样可以提高工质单位流量所作的功,节省工质循环量。

(2) 迁移性质方面: a. 粘度尽量小,这样可以减少工质在系统中的流动阻力。 b. 导热系数大,传热性能好,这样可以提高换热设备(上下机翼的平板)的传热系数,减少传热面积,使系统结构紧凑。

(3) 物理化学方面: a. 不燃烧,不爆炸,使用安全。在要求的工作范围内化学稳定性和热稳定性好,这样工质才能经得起蒸发和冷凝的循环变化,使用中不变质,不与系统机构(如金属构件),吸热后不分解。 b. 对大气环境无破坏。

对于以上提出的各项要求,一般情况下很难同时满足,只能根据重点需要来满足其中几项。

(4) 从透平膨胀机角度选择工质:在选择热力工质的过程中,以工质在膨胀机中单位质量焓降为主要参考标准。为了进行更加直观的比较,可以在给定的系统参数基础上,对选取的多种热力工质加以比较,综合考虑,得出海洋温差驱动装置中最为适合的一种工质。

## 3 模拟速度场设计运载器外形尺寸和航行速度

运载器为椭圆形外形,先假设几种外形尺寸和设计的运动速度,通过对流体速度场进行数值模拟,得出椭圆模型设计尺寸和航行速度中最佳组合。将运载器简化为二维模型,对流体进行一些假设,并建立控制方程<sup>[5]</sup>。

主要假设如下:

- (1) 流体介质连续性。
- (2) 流体特性参数一定。为了简化模型,假

设海水温度、密度、盐度等都是固定不变的。

(3) 流体认为是不可压缩的。

控制方程:

(1) 粘性流体的运动微分方程为 Navier-Stokes 方程, 即

$$\frac{DV}{Dt} = f - \frac{\nabla p}{\rho} + \nu \nabla^2 V \quad (1)$$

将坐标系转移到运载器上, 流动为定常流动, (1) 式可简化为

$$\frac{\partial (u_i u_j)}{\partial x_j} = f_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \nu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (2)$$

当流体作湍流运动的时候, 除了主流方向的运动外, 流体中的微团还作不规则的脉动, 脉动速度的存在引起了动量的交换, 从而产生附加速度和附加压力。在工程实践中, 主要关心的是湍流要素的时均值, 所以可以将速度和压力的瞬时值表示成时均值和脉动引起的附加值之和, 即

$$\begin{aligned} u_i &= U_i + u_i \\ p &= P + p_i \end{aligned} \quad (3)$$

则 Navier-Stokes 方程可重新表示为

$$\begin{aligned} \frac{\partial (U_i U_j)}{\partial x_j} &= f_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \nu \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{\partial (\overline{u_i u_j})}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (4)$$

式中:  $\frac{\partial (\overline{u_i u_j})}{\partial x_j}$  为雷诺应力项。

质量连续方程:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (5)$$

运载器艇体周围雷诺数  $Re_{\min} = \frac{ul}{\nu}$ , 其中  $u$  为潜水艇航行速度, 也可以看作是海水的来流速度,  $l$  为艇体长度,  $\nu$  为海水的动力粘度系数。当来流速度取 0.2 m/s 时, 取海水粘度系数为  $0.964 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ , 得  $Re_{\min} = \frac{ul}{\nu} = \frac{0.2 \times 3}{0.964 \times 10^{-6}} = 6.2 \times 10^5$ 。一般取流场的临界雷诺数  $Re_{cr}$  为  $5 \times 10^5$ , 由于  $Re_{\min} > Re_{cr}$ , 故可以判断出艇体周围流场属于湍流状态。

取  $k-\epsilon$  模型:

$$k = \frac{1}{2} (\overline{u_i u_i}) \text{ 为湍流动能。}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\mu_e}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k + P_b - \rho \epsilon \quad (6)$$

$$\epsilon = \nu \overline{\left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)^2} \text{ 为湍流耗散率。}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho U_k \epsilon) &= \frac{\partial}{\partial x_k} \left( \frac{\mu_e}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_k} \right) + \\ &\frac{\epsilon}{k} (c_{e1} P_k - \rho c_{e2} \epsilon) + c_{e3} \frac{\epsilon}{k} P \end{aligned} \quad (7)$$

式中:

$$\begin{aligned} \mu_e &= \mu + \mu_T \quad \mu_T = c_\mu \rho \left( \frac{k^2}{\epsilon} \right) \quad P_b = 0 \quad P_k = \\ &\mu_T \left[ \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) + \left( \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{取 } c_\mu &= 0.09 \quad c_e = 0.07 \quad c_{e1} = 1.44 \quad c_{e2} = 1.92 \\ c_{e3} &= 1.44 - 1.92 \quad \sigma_k = 1.33 \quad \sigma_\epsilon = 1 \end{aligned}$$

对上述微分方程采取离散的方程, 应用工业软件进行计算, 划分网格如图 2 所示。

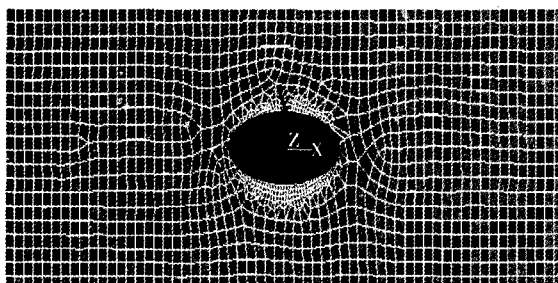


图 2 网格划分

Fig.2 Grid division

计算区域边界条件确定如下。

(1) 入口边界条件: a. 速度。入口速度为给定的来流速度; b. 湍流流动动能  $k$  和湍流黏性耗散率  $\epsilon$  均采用 FLOTTRAN 的给定值, 即 0.01;

(2) 椭圆壁面: 速度为 0;

(3) 出口边界条件: 由于来流从进口边界流入, 经过椭圆壁面干扰后, 即使在较远处也不可能和原来进口流体速度性质保持一样的均匀性。但由于在较远处受到壁面干扰较小, 所以可以认为出口边界处流体沿主流方向速度梯度为 0;

(4) 上下边界: 上下边界处的速度和进口速度条件保持一致。

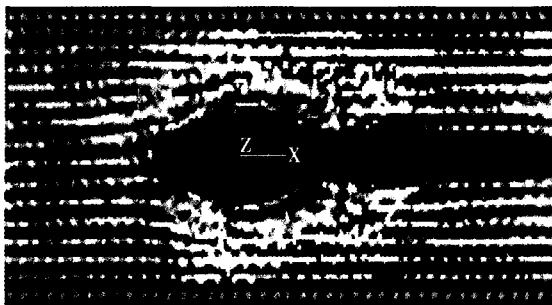


图 3 速度场流线分布图

Fig.3 Plot of flow line of velocity field

对几种结果进行模拟分析确定, 艇体外形尺寸定为: 长 3 m, 宽 1.2 m, 航速为 0.4 m/s。

## 4 运载器所需功率计算

运载器的推进器功率:  $P = R \times v$

式中:  $R$  为总阻力;  $v$  为运载器航行速度。

$$R_T = R_f + R_{PV} + R_{AP} =$$

$$\frac{1}{2} \rho V^2 S (C_f + \Delta C_f + C_{PV} + C_{AP}) \quad (8)$$

式中: 海水密度  $\rho = 1050 \text{ kg/m}^3$ ; 速度  $V = 0.4 \text{ m/s}$ ;  $S$  湿表面积, 经计算  $S = 9 \text{ m}^2$ ;  $R_f$  为潜水艇艇体的摩擦阻力:

$$R_f = \frac{1}{2} \rho V^2 S (C_f + \Delta C_f) \quad (9)$$

$R_{PV}$  为艇体形状阻力或压阻力:

$$R_{PV} = \frac{1}{2} \rho V^2 S C_{PV} \quad (10)$$

$R_{AP}$  为附体阻力:

$$R_{AP} = 3\% (R_f + R_{PV}) \quad (11)$$

$f$  为上下支撑管所有总阻力:

$$f = 2 \times C_D \times \frac{1}{2} \times \rho \times v^2 \times A \quad (12)$$

$D_f$  为上下平板换热器阻力:

$$D_f = 4 \int_0^l \tau_0 b dx = 4 \int_0^l 0.343 \rho u^2 b \frac{dx}{\sqrt{Re_x}} \quad (13)$$

经过艇体摩擦阻力、形状阻力和附体阻力的计算, 得到整个运载器受到的阻力为  $116.5 \text{ N}$ 。则运载器需要的推进功率  $P = R \times v = 116.5 \times 0.4 = 46.6 \text{ W}$

## 5 机翼作换热器的发动机动力循环

根据工作条件的要求, 选用异丁烷作为机翼为换热器的热力循环系统的工质, 按实际朗肯循环设计, 取透平膨胀机相对内效率  $\eta_T = 70\%$  [6]。

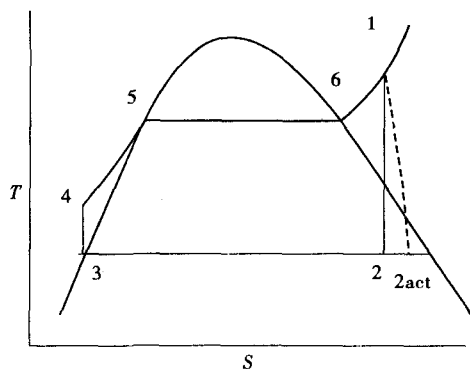


图4 朗肯循环  $T-S$  图

Fig.4  $T-s$  diagram of Rankin cycle

循环热效率  $\eta_t$ :

$$\eta_t = \frac{w_{\text{net}}}{q_1} = \frac{(h_1 - h_{2\text{act}}) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4} = \frac{(584.38 - 573) \times 10^3 - (224.21 - 222.88)}{(584.38 - 224.21) \times 10^3} = 2.8\% \quad (14)$$

输出功率  $P$ : 运载器的功率由上计算得  $46.6 \text{ W}$ 。

蒸发器换热量:

$$Q_E = \frac{P}{\eta_t} = \frac{46.6}{2.8\%} = 1664 \text{ W} \quad (15)$$

工质质量流量:

$$q_m = \frac{Q_E}{h_1 - h_4} = \frac{1664 \times 10^{-3}}{584.38 - 224.21} = 0.0046 \text{ kg/s} = 16.56 \text{ kg/h} \quad (16)$$

冷凝器换热量:

$$Q_D = q_m \times (h_{2\text{act}} - h_3) = 0.0046 \times (575 - 222.88) \times 10^{-3} = 1620 \text{ W} \quad (17)$$

## 6 结 论

海洋温差能驱动的水下运载器是一种与传统潜水艇不同的新构思, 它在性能上优于常规运载器。本文只做了些初步的设计和计算, 根据热力学原理, 虽然海洋热能提取的效率很低, 可利用的能量是小的。但由于海洋热能储量非常大, 其发展潜力仍相当可观。

温差能驱动型潜水艇的开发和利用是一项系统工程, 还需要从热力循环提高热效率、换热器强化传热、流体动力学计算等方面进行深入的探讨。

## 参考文献:

- [1] 彭学伦. 水下机器人的研究现状与发展趋势 [J]. 机器人技术与应用, 2004, (4): 43-47.
- [2] 刘奕晴, 王迅. 海洋温差能的综合利用 [J]. 太阳能, 2003, (4): 25-27.
- [3] 王琪, 汪东, 陈建秋. 海洋温差能发电的一种新设想 [J]. 节能与环保, 2003, (5): 33-35.
- [4] 马捷, 张建栋, 戴斌, 等. 以机翼为换热器获取海水热能驱动的工字型水下运载器 [P]. 国家知识产权局: 200410089280. 4, 公告号 CN1618696, 2005. 05. 25.
- [5] 朱继懋. 潜水艇设计 [M]. 上海: 上海交通大学出版社, 1992.
- [6] 沈维道, 蒋智敏, 童钧耕. 工程热力学 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2001.

作者简介: 王俊雄 (1969-), 男, 上海交通大学海洋工程国家重点实验室硕士研究生。