

# 船舶柴油机废热回收系统热经济性优化

徐利军 于阿民

(上海机械学院) (哈尔滨船舶工程学院)

## 摘 要

以PA6柴油机为主机对5种不同的船舶废热回收系统分别以热经济性指标和锅炉最小传热面积作为目标函数,针对3种不同管形和2种不同管子排列形式的锅炉结构进行了热力学参数及锅炉结构参数优化,并且对5种废热回收系统进行了比较,分析了各个系统的优缺点。

关键词: 废热利用; 热经济性; 优化

节能及能源的合理利用是当今世界迫切需要解决的问题,船舶节能也越来越受到重视,废热回收系统是船舶动力装置最有效的一种节能措施,在中、大型船舶中获得了广泛的应用。各种废热回收系统的原理和组成基本相同,系统间的主要区别是工质循环方案的不同,而不同的循环方案对应着不同的系统特性,适应不同的使用范围。

热经济性学是70年代以来崭露头角的一门新兴学科。它从热力学分析(焓分析)与系统工程相结合的角度,探讨能量利用的合理性、运行的经济性、方案的可行性以及系统优化等问题。本文对5种不同热力学系统以热经济性指标为目标函数进行了优化设计。

## 1 目标函数和模型

### 1.1 目标函数

本文采用双重优化,首先以热经济性为目标函数

$$\min f_1(x) = \Sigma C_i / \Sigma E_0 \quad (1)$$

式中,  $\Sigma C_i$  为初投资和辅助费用,  $\Sigma E_0$  可以认为由汽轮机组带走的焓率和加热燃油及杂用蒸汽焓率组成<sup>[1]</sup>。

在对系统的热力学参数进行优化的每一步中间,对余热锅炉进行一次结构参数优化。对于船舶余热锅炉,可选余热锅炉的传热面积、体积或重量作为目标函数。考虑到余

收稿日期: 1992-09-07

热锅炉的体积一般应由机舱的总体布置而定,故本文选用余热锅炉的传热面积为优化目标函数,即

$$\min f_2(x) = A \quad (2)$$

而将余热锅炉的体积作为约束条件处理。

### 1.1.1 热力学设计变量

设计变量选取的基本原则是设计变量在一定范围内可以任意变化,并且设计变量的变化对目标函数影响较大,否则此变量就不宜作为设计变量。余热回收系统热力学优化变量为:过热蒸汽温度;蒸发温度及经济器进口工质温度。

为保证设计结果的合理性和计算能正常进行,设计变量取值必须给予一定的限制。根据柴油机船主机排气特点和一般余热锅炉的设计要求,选定设计变量的上、下界值。

根据系统的运行要求及计算需要约束条件有:a. 保证余热锅炉出口处不发生低温腐蚀,一般要求锅炉经济器入口水温在 125~130℃以上,排烟温度不低于 150℃; b. 保证汽轮机出口的蒸汽干度大于 0.88; c. 蒸发器循环倍率不小于 3; d. 为保证计算的正常进行,把节点温差、逼近温差作为约束条件。

### 1.1.2 余热锅炉结构设计

本文选定的余热锅炉设计优化独立结构变量为:管排纵向间距;管排横向间距;肋片高度和肋片间距。在光滑管的计算中,将管径作为设计变量,最后根据标准选取一个与计算结果相近的值。

选取下列约束条件:a. 保证管群横向和纵向之间不接触; b. 保证烟气流动方向烟道截面积为正; c. 保证管束排列合理; d. 保证烟气侧压力降合理; e. 保证管内水侧压降合理; f. 保证余热锅炉高度合理。

## 1.2 余热回收系统初投资的估计

系统初投资主要包括废气锅炉、汽轮发电机组、冷凝器、预热器、汽鼓、泵、管路和各种阀门及控制系统等初投资。对余热回收系统主要部件价格估计依据文献[2]。

### 1.3 废气锅炉的设计计算

废气锅炉的传热面积,由传热学基本公式确定:

$$A = Q / (u_m \cdot \Delta T_m) \quad (3)$$

式中,  $Q$  由系统热平衡计算确定,平均温差采用文献[3]的方法计算,平均传热系数采用文献[4,5]的方法计算。烟气侧和工质侧的压力损失计算参看文献[4,6]。工质热力学性质计算参看文献[7]。

### 1.4 汽轮机和冷凝器的计算

本文采用汽轮机的有效效率来代替汽轮机的特性,回归得到汽轮机相对内效率计算式<sup>[2]</sup>

$$\eta_E = k \cdot \eta_b \cdot f_{PT} \cdot f_{BP} \cdot f_L \quad (4)$$

式中,  $k$  为修正系数, 它由具体型号的汽轮机设计和制造水平而定, 其值在 1 左右;  $\eta_b$  为基本效率;  $f_{PT}$  为初压初温修正因子;  $f_{BP}$  为背压修正因子;  $f_L$  为变工况修正因子。

冷凝器采用冷却水在管侧流动的壳管式冷凝器。

## 2 计算结果与实例比较

利用程序对 5 种不同的余热动力回收系统<sup>[8]</sup>进行了模拟检验计算。

主机为 12VPA6-280, 双机, 单机额定功率为 3 530 kW, 计算工况点为 85% MCR。进入废气锅炉烟气为 13.43 kg/s × 385℃, 正常航行时, 需 1 000 kg/h × 0.5 MPa 的饱和蒸汽。附表为采用不同的热线图优化后结果。计算结果表明, 双压废热回收系统-系统 V 热经济性指标最好, 其次是系统 II, 最差是系统 III。双压废热回收系统由于系统复杂, 一般情况下不采用。系统 II 是我国江南造船厂为新加坡船东制造的 700 箱集装箱船的一个实例。本文以热经济性指标为目标函数的优化计算结果进一步验证了文献[8]的结论。

附表 5 种废热回收系统优化结果比较

| 名 称                       | 系统 I    | 系统 II   | 系统 III  | 系统 IV   | 系统 V        |
|---------------------------|---------|---------|---------|---------|-------------|
| 过热蒸汽温度 (℃)                | 300.0   | 336.8   | 359.7   | 343.5   | 327.8       |
| 蒸发温度 (℃)                  | 179.7   | 179.4   | 173.4   | 177.0   | 224.0/136.8 |
| 给水温度 (℃)                  | 40.0    | 40.0    | 40.0    | 40.0    | 40.0        |
| 过热蒸汽流量 (kg/s)             | 0.826 4 | 0.773 5 | 0.681 9 | 0.730 4 | 0.875 0     |
| 节点温度 (℃)                  | 20.2    | 27.1    | 13.3    | 13.4    | 25.8        |
| 锅炉排气温度 (℃)                | 163.3   | 169.7   | 186.7   | 178.1   | 155.5       |
| 功率 (kW)                   | 468.8   | 460.6   | 403.1   | 431.9   | 578.2       |
| 预热器传热面积 (m <sup>2</sup> ) | 15.4    | 15.4    | 13.3    | 13.3    | 13.3        |
| 冷凝器传热面积 (m <sup>2</sup> ) | 69.4    | 70.3    | 64.1    | 67.2    | 73.4        |
| 锅炉总传热面积 (m <sup>2</sup> ) | 1 316.7 | 1 206.2 | 960.2   | 1 104.0 | 1 566.9     |
| 锅炉高度 (m)                  | 6.94    | 6.73    | 4.56    | 7.38    | 12.05       |
| 经济器传热面积 (m <sup>2</sup> ) | 488.2   | 484.2   |         | 210.0   | 214.2/193.2 |
| 蒸发器传热面积 (m <sup>2</sup> ) | 764.9   | 651.6   | 882.6   | 820.5   | 623.7/466.2 |
| 过热器传热面积 (m <sup>2</sup> ) | 63.7    | 71.5    | 77.6    | 72.5    | 69.8        |
| 热经济性目标函数 (美元/kW)          | 246.7   | 244.5   | 255.5   | 247.8   | 207.2       |

## 3 结论和建议

- 本文提出的船舶余热锅炉热经济优化设计模型和方法是正确有效的。
- 系统 I、系统 II 从热经济性的角度来考虑是比较好的, 较适用于回收主机废气余热即可满足需电量和需热量的大中型船舶, 系统 II 在热经济性指标方面较优于系统 I。
- 系统 III、系统 IV 与系统 I、系统 II 比较, 从附表可看出各项指标都较差。这四个系统都是单压系统, 一般建议采用系统 I 和系统 II。

d. 系统V是双压废热回收系统, 各项指标都好, 但双压系统较单压系统复杂得多, 且结构较大, 如果单压系统能满足要求一般不采用双压系统。

### 参 考 文 献

- 1 朱明善. 能量系统的焓分析. 北京: 清华大学出版社, 1938
- 2 徐利军等. 船舶余热动力回收系统热力学参数及余热锅炉结构参数优化. 热能动力工程, 1992, 7(2): 79~82
- 3 Roetzel W., Mean temperature difference for waste heat exchanger design——A general approximate explicit equation. *Trans. of ASME, J. of Heat Transfer*, 1975, 97(1): 5~8
- 4 北京锅炉厂计设科译. 锅炉机组热力计算标准方法. 北京: 机械工业出版社, 1976
- 5 Roetzel W., Heat exchanger design with variable transfer coefficients for crossflow and mixed flow arrangement. *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 1974, 17(9): 1037~1049
- 6 [美] 加纳佩西 V. 著, 罗棣庵等译. 应用传热学. 北京: 机械工业出版社, 1987
- 7 徐利军等. 低压水和水蒸汽热力学性质方程及应用. 哈尔滨船舶工程学院学报, 1991, 12(3): 23~27
- 8 贾细国等. 余热回收系统的优化及热线图比较. 哈尔滨船舶工程学院学报, 1987, 8(3): 35~39

## THERMOECONOMICS OPTIMIZATION OF THE MARINE DIESEL ENGINE WASTE HEAT POWER RECOVERY SYSTEMS

Xu Lijun Yu Amin

### Abstract

Taking the objective function of thermoeconomics and the boiler minimum heat transfer surface area, the system thermodynamics parameters and the boiler structural design parameters in accordance with three types of tube form and two kinds of tube arrangement for five typical marine waste heat power recovery systems (MWHPRS) of PA6 diesel are optimized respectively. The calculated results for MWHPRS are given and the advantages and disadvantages of each system are analysed.

**Keywords.** Waste Heat Utilization; Thermoeconomics; Optimization