

内燃機関実験装置のプレート式熱交換器への改造について

山口伸弥*

Conversion to the Plate Heat Exchanger for the Experiment System for the Internal Combustion Engine

Shinya YAMAGUCHI

Abstract

Rated working of engines is inoperative because of loss of function of the radiator. Therefore, the radiator has been converted into plate heat exchanger, by which the capability of engine has been extracted at a maximum. To provide students with a better understanding of a plate heat exchanger which is prevailing technology in the shipping world, an effective and simplified central cooling system should be established for students.

キーワード：プレート式熱交換器、内燃機関性能実験装置、セントラルクーリングシステム

1. はじめに

内燃機関の性能実験を目的として、単気筒のディーゼルエンジンをを用いた内燃機関実験装置が校内実験実習棟に導入されている。しかし、定格運転をしているにもかかわらず冷却水温度が上昇し、制限値を超え自動停止する。本実験装置の能力が発揮できず、学生実験にも支障がきたすため冷却器の能力の向上を目的とした、熱交換器の交換の必要性があった。そこで交換する熱交換器には現在船舶で普及しているプレート式熱交換器を用い、あわせてセントラルクーリングシステムについても学生が理解できるようなシステムの構築を考えた。本研究では実験装置の冷却不足の改善方法及び、船舶で普及しているプレート式熱交換器およびセントラルクーリングシステムの構造の理解を目的とした改造方法について記す。

2. 実験装置

2-1. 内燃機関実験装置

内燃機関実験装置の供試機関であるディーゼル機関 YANMAR TF70V-E の機関要目を表 1 に写真を図 1 に記す。また、改造前の冷却水システムを図 2 に記す。

表 1 YANMAR TF70V-E の要目

機関形式	横型水冷 4 サイクルディーゼル
燃焼方式	球型過流室式
シリンダ数	1
排気量	382 [cc]
圧縮比	21.4:1.0
ボア×ストローク	78×80
連続定格出力	4.8/2600 [kW/min-1]
最大定格出力	5.5/2600 [kW/min-1]
使用燃料	軽油
燃料噴射ポンプ方式	ポッシュ式
冷却方式	ラジエター冷却式
冷却水容量 (全量)	1.25 [L]
機関寸法 (全長×全幅×全高)	640×330.5×474
乾燥質量	78.5 [kg]

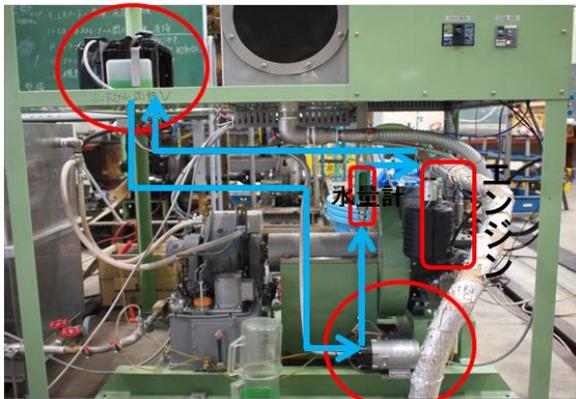


図1 内燃機関実験装置と供試機関



図3 プレート式熱交換器の外観

ラジエター



冷却水ポンプ

図2 改造前の冷却系統

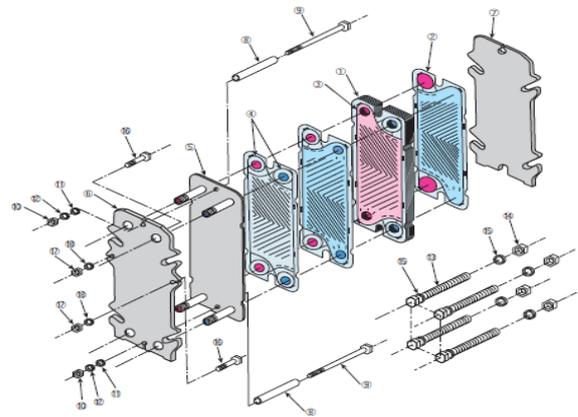


図4 プレート式熱交換器の構造

2-1. プレート式熱交換器 [1]

プレート式熱交換器はステンレス鋼やチタニウムなどの薄板を波形パターンにプレス加工することにより伝熱効果を高めている。この伝熱プレートにシール用ガスケットを装着し、ガイドバーに必要枚数を重ねて懸垂し固定フレームと移動フレームに挟み込み、締め付け用ボルト/ナットで締め付ける。伝熱プレートは波形の凹凸になっており、各プレートの間にできた隙間を流路とする。高温流体と低温流体は薄い伝熱プレートの両側を交互に流れる完全向流とする。プレート式熱交換器 (PHE) は、「高効率」「省エネ」「省スペース」「メンテナンス性」-4拍子揃った理想の熱交換器ともいわれ、高性能・コンパクトな熱交換器である。図3にプレート式熱交換器の外観、図4にプレート式熱交換器の構造を記す。

3. プレート式熱交換器の選定 [2]

プレート式熱交換機は、内燃機関実験装置に収まるサイズから日坂製作所 UX-005 とし、型式の選定をカタログの型式選定手順に従って行った。

3-1. 冷却水損失の算定および条件設定

冷却水損失 (= 熱交換器の能力) はエンジンカタログにある燃料消費量 260 (g/kW・h)より、最大出力 5.5kW、軽油の低発熱量 42700kJ/kg として(3.1)式の通りになる。

$$Q = 0.26 \times 5.5 \times 42700 = 61000[\text{kJ/h}] = 17 [\text{kW}] \quad (3.1)$$

この燃料の持つ熱量の約 40 [%] を冷却水損失熱量と仮定して $Q_{wa} = 6.6 [\text{kW}]$ とする。一方、改造前のデータを用いて、1次側冷却水流量 13.5[L/min]、入口出口温度差 7 [°C] (入口 90 [°C]、出口 97 [°C]) のときの冷却水損失熱量を(3.2)式に記す。

$$Q_w = (97 - 90) \times 13.5 \times 60 \times 4.2 = 23800[\text{kJ/h}] \approx 6.6 [\text{kW}] \quad (3.2)$$

改造前の冷却損失熱量とカタログからの冷却水損失熱量の推定値がほぼ同じとなった。

ここで熱交換器の2次側冷却水について水道水を利用することを想定して流量6[L/min]、入口温度25[°C]、出口温度41[°C]とする。なお、出口温度41[°C]の値は熱交換器の1次側、2次側の交換熱量(23800kJ/h)に損失はないものとして、次の通り導いた。

$$t_2 = \frac{23800}{(6 \times 60 \times 4.2)} + 25 = 41[^\circ\text{C}] \quad (3.3)$$

以上により条件設定を次にまとめる

- ① 1次側（エンジン側）入口温度： $T_1 = 97[^\circ\text{C}]$
- ② 1次側（エンジン側）出口温度： $T_2 = 90[^\circ\text{C}]$
- ③ 1次側冷却水流量： $W_1 = 13.5[\text{L}/\text{min}] = 810[\text{L}/\text{h}]$ （冷却清水ポンプの最大吐出量より）
- ④ 2次側（海水側）入口温度： $t_1 = 25[^\circ\text{C}]$
- ⑤ 2次側（海水側）出口温度： $t_2 = 41[^\circ\text{C}]$
- ⑥ 2次側冷却水流量： $W_2 = 360[\text{L}/\text{h}]$

3-2. 温度条件により係数Mの算出

図5温度条件算定図より係数Mを算出する。熱交換器の1次側及び2次側の入口出口温度から(3.4)式よりaを、(3.5)式よりbを、(3.6)式よりcを、(3.7)式よりdを求める。

$$a = T_1 - t_2 = 97 - 41 = 56[^\circ\text{C}] \quad (3.4)$$

$$b = T_2 - t_1 = 90 - 25 = 65[^\circ\text{C}] \quad (3.5)$$

$$c = T_1 - T_2 = 97 - 90 = 7[^\circ\text{C}] \quad (3.6)$$

$$d = t_2 - t_1 = 41 - 25 = 16[^\circ\text{C}] \quad (3.7)$$

図上のa、bの交点からc、dに向け線を引き、その延長線上にある $e = 0.11$ 、 $f = 0.28$ が求まる。

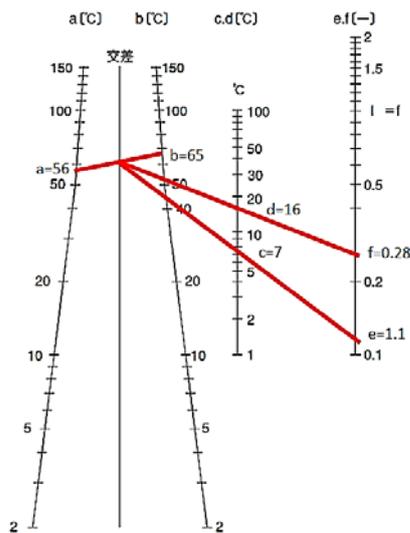


図5 温度条件算定図

e, f 用いて係数 M を(3.8)式より求める。

$$M = \frac{e+f}{2} = \frac{0.11+0.28}{2} = 0.195 \quad (3.8)$$

3-3. 流量条件により係数Wの算出

流量条件により(3.9)式を用いて係数Wを算出する。

$$W = \frac{W_1+W_2}{2} = \frac{810+360}{2} = 585[\text{L}/\text{h}] \quad (3.9)$$

3-4. 型式の選定

図6機種選定図よりMとWの交点を求めることにより、今回UX-005A-J-12で対応できることを確認した。

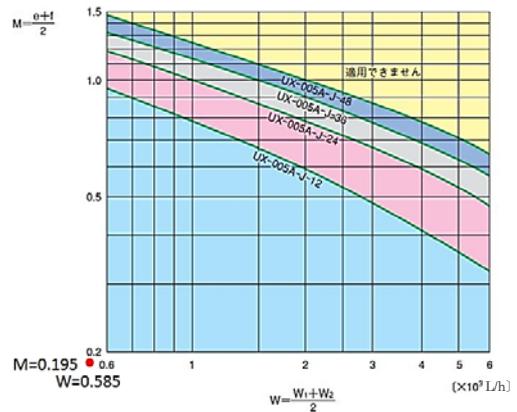


図6 機種選定図

3-5. 圧力損失の確認

以上の条件より図7機種圧力損失図を使って圧力損失を確認する。

1次側圧力損失：0.012[MPa]

2次側圧力損失：0.01[MPa]

圧力損失は小さいため当該実験装置において使用できることを確認できた。

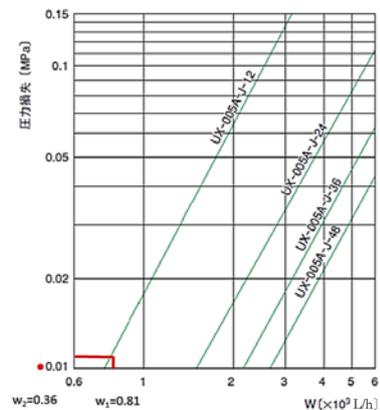


図7 機種圧力損失図

4. プレート式熱交換器の設置

既存のラジエーターを取り外し、プレート式熱交換器を設置した。今回設置したプレート式熱交換器 UX-005A-J-12 は長さ 160[mm] × 幅 160[mm] × 高さ 340[mm] と交換熱量が同等のチューブ式熱交換器に比べて大変コンパクトである。今回改造を行った簡易セントラルクーリングシステムの概要を図 8 に、写真を図 9 に示す。

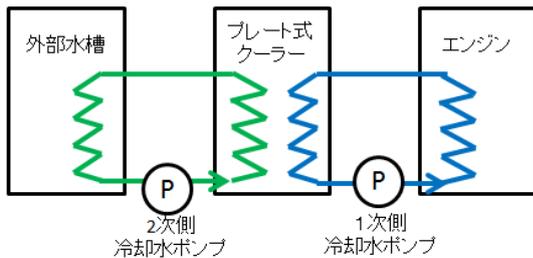


図 8 簡易セントラルクーリングシステムの概要

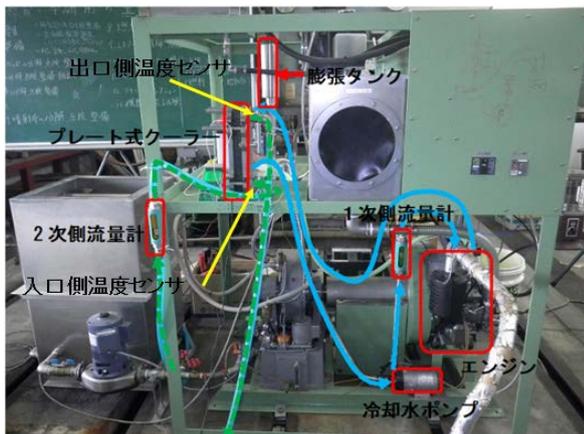


図 9 改造後の冷却系統

1 次側は既存のシステムを利用したが、新たに補水の目的を兼用した膨張タンクを一番高い位置に設けた。また、2 次側には流量調整弁、流量計、入口出口に温度センサを設けた。

また、1 次側の冷却水は熱交換機の上側から入り、下側から出てくるのに対して、2 次側は下側から入り上側から出てくるようにした。これは向流により、熱交換の効率をよくするためである。

5. 実験結果

5-1. 冷却水温度の比較

軸出力に対するラジエーターによる 1 次側冷却水の出入口温度と、プレート式熱交換器による 1 次側冷却水出入口温度および 2 次側冷却水（船舶における海水）出入口温度について図 10 にまとめる。ラジエーターによる冷却の場合定格出力になるまでに

オーバーヒート設定温度を超えてしまったが、プレート式熱交換器では安定して冷却が行えた。また、条件設定時における設定温度 $t_2 = 41[^\circ\text{C}]$ に近い値を得ることができた。

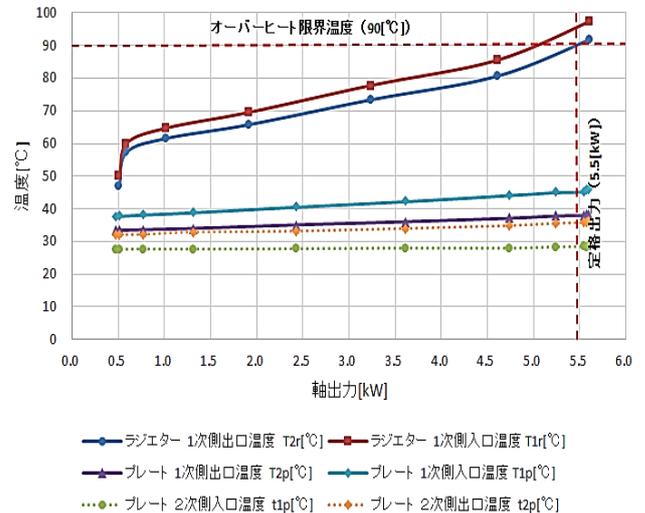


図 10 スロットルレバー(アクセル)100[%]時の冷却水の温度変化

5-2. 交換熱量

出力 100[%](5.5[kW])時における交換熱量について次の通りになった。

$$Q_w = (46.1 - 38.3) \times 13.0 \times 60 \times 4.2 = 25552[\text{kJ}/\text{h}] = 7.1[\text{kW}] \quad (5.1)$$

6. おわりに

プレート式熱交換器への改造により内燃機関性能実験装置に設置されているエンジンの能力を最大限引き出すことができた。本研究により適切な冷却水による熱量計算による熱交換器の選定が重要であることがわかった。今後、このシステムを利用して幅広い条件による実験及び、学生へプレート式熱交換器の構造、セントラルクーリングシステムの構造の理解につながることを期待する。最後に本実験を行うに当たりプレート式熱交換器の設置および冷却水システムの配管、データの採取に協力してくれた商船学科 桑田弘晃君と北野由宗君に感謝します。

参考文献

- [1] 株式会社日坂製作所 超小型プレート式熱交換器 UX-005 カタログより
- [2] 機械研究株式会社 内燃機関実験装置取扱説明書より