

車両用熱交換器の性能評価実験

島本 憲夫

Performance evaluation test of heat exchangers for vehicles

Norio SHIMAMOTO

Abstract

We have estimated the performance of the heat exchangers for vehicles such as radiators or oil coolers. It is necessary that the both of increasing in amount of heat exchanging and decreasing in air pressure loss is achieved in order to improve the performance of heat exchangers. However, these two requests are in a trade-off relationship. The aim of our study is to find out the optimal geometry condition of radiators or oil coolers by the performance evaluation test. We try to approximate the relation between heat amount and air pressure loss with a simple equation by using experimental data.

Keywords : heat exchanger, radiator, oil cooler, pressure loss, fin pitch, tube pitch

1. 緒言

1.1 研究の背景

近年、工業界においては、二酸化炭素排出量や廃熱量の削減など、環境に配慮したエネルギー利用に対する要求が高まっている。その中で、自動車における環境への対策は重要な課題の一つと考えられる。本研究では、車両用の冷却機構である熱交換器、具体的にはラジエーターとオイルクーラーについての性能特性を風洞実験により測定し、より効率的で小型化を実現するための要件について探索していく。

1.2 研究の目的

自動車などの車両エンジンの冷却では、車両の走行中、前面から取り込まれた空気が熱交換器の表面を流れることで、熱交換器の中を流れる高温となった循環液体を冷却する方式が多用されている。空気（低温流体）と熱交換器の中を流れる循環液体（高温流体）との間で、熱交換器の壁を通して熱エネルギーの交換、つまり高温流体からの放熱、あるいは、低温流体での吸熱を行うことになる。ここで循環液体としては、ラジエーターでは水、オイルクーラーでは油である。

熱交換器は、循環液体が流れる管路と、その表面に設置されたフィンによって構成されている。この管路の配列や数量、またフィンの個数や形状などによって、熱交換器を通過する空気の流れ場や温度場が影響を受けるため、循環液体を冷却できる熱交換器としての性能が異なってくる。

熱交換器の性能を示す指標として、高温となった循環液体が熱交換器の管路を流れる間に熱交換される放熱量と、空気が熱交換器を通過する際に生じる空気の圧力損失がある。大きな放熱量を得るためには、伝熱面積がより大き

くなるような管路の配置やフィン形状を採用することが考えられるが、構造が複雑になるため熱交換器を通過する空気の流動性が悪くなり、結果として放熱に影響を及ぼすことにつながる。従って、熱交換器の性能を向上させるためには、“放熱量の増大”と同時に“空気側の圧力損失の低減”を実現することが必要になるが、この二つの条件はトレードオフの関係にある。

本研究では、管路配置やフィン形状などの形状条件の異なる仕様の熱交換器について、風洞実験装置を用いて擬似的な熱交換の環境をつくり、循環液体と空気についての温度や圧力、風速などのデータを測定する。その結果から、熱交換器における放熱量と空気側の圧力損失を算定し、熱交換機性能を実験的に分析する。この実験を通して、熱交換器の性能を左右する二つの要件が最適となるような、熱交換器を構成する形状条件を見つけ出すことを目指している。

本稿では、これまでに実施してきた、ラジエーターとオイルクーラーについての測定実験の結果を示し、その考察について報告する。

1.3 本稿で用いる記号

(記号)

RD : ラジエーター

OC : オイルクーラー

Q : 放熱量 [kW]

Δp : 空気側圧力損失 [Pa]

T : 温度 [K]

U : 空気の風速 [m/s]

ρ : 空気の密度 [kg/m³]

CL : コア厚（熱交換器の厚さ）[mm]

TP : チューブピッチ（冷却用管の間の幅）[mm]

FP : フィンピッチ [mm]

CN : チューブの列数

FS : フィンの折り返し形状のタイプ (3種類)

R : 半丸型 (Round type)

S : 四角型 (Square type)

T : 三角型 (Triangle type)

(添え字)

i : 入口側

o : 出口側

w : 循環液体 (水, 油)

2. 実験方法

2.1 熱交換器の実験用サンプル

本研究の性能測定実験で使用する熱交換器の実験用サンプルは、断面が500mm×500mmの大きさである。図2.1にラジエーターの実験用サンプル例を示す。



図2.1 熱交換器実験用サンプル (ラジエーター)

各実験用サンプルの形状的な仕様としては、次のものがある。

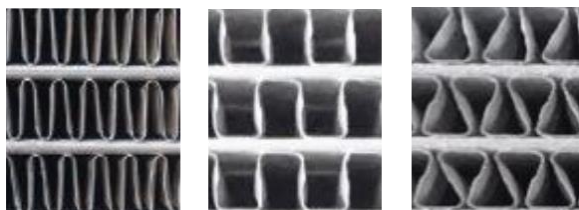
(1) ラジエーターの形状仕様

① *CL* : コア厚さ

② *TP* : チューブピッチ

③ *FP* : フィンピッチ

④ *FS* : フィンの折り返し形状のタイプ



(a) *R* : 半丸型

(b) *S* : 四角型

(c) *T* : 三角型

図2.2 フィン形状 (ラジエーター)

(2) オイルクーラーの形状仕様

① *CL* : コア厚さ

② *TP* : チューブピッチ

③ *FP* : フィンピッチ

④ *CN* : チューブの列数

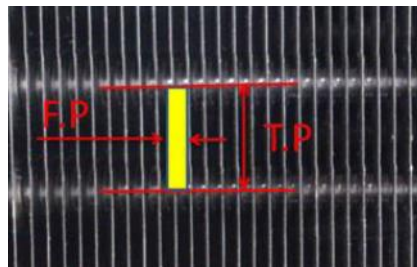


図2.3 フィン形状 (オイルクーラー)

本実験で用いた、ラジエーターおよびオイルクーラーの形状仕様の一覧を、それぞれ表2.1、表2.2に示す。

表2.1 ラジエーター：実験用サンプルの形状仕様

| Sample No. | <i>CL</i> [mm] | <i>TP</i> [mm] | <i>FP</i> [mm] | <i>FS</i> (<i>R/S/T</i>) |
|------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------------------|
| RD-01 | 36 | 9.6 | 3 | <i>R</i> |
| RD-02 | 36 | 6.4 | 2.5 | <i>R</i> |
| RD-03 | 24 | 9.8 | 2.5 | <i>R</i> |
| RD-04 | 27 | 9.6 | 2.5 | <i>R</i> |
| RD-05 | 16 | 9.6 | 2.5 | <i>R</i> |
| RD-06 | 16 | 9.8 | 2.5 | <i>R</i> |
| RD-07 | 16 | 6.4 | 2.5 | <i>R</i> |
| RD-08 | 48 | 9.6 | 7 | <i>T</i> |
| RD-09 | 56 | 9.6 | 7 | <i>T</i> |
| RD-10 | 36 | 9.6 | 7 | <i>T</i> |
| RD-11 | 48 | 9.6 | 12 | <i>S</i> |
| RD-12 | 56 | 9.6 | 12 | <i>S</i> |
| RD-13 | 36 | 9.6 | 12 | <i>S</i> |

表2.2 オイルクーラー：実験用サンプルの形状仕様

| Sample No. | <i>CL</i> [mm] | <i>TP</i> [mm] | <i>FP</i> [mm] | <i>CN</i> |
|------------|-------------------|-------------------|-------------------|-----------|
| OC-01 | 91.5 | 21 | 3 | 5 |
| OC-02 | 73.3 | 21 | 3 | 4 |
| OC-03 | 109.7 | 21 | 3 | 6 |
| OC-04 | 128.4 | 21 | 3 | 7 |
| OC-05 | 130.5 | 21 | 3 | 10 |
| OC-06 | 91.5 | 21 | 3 | 7 |
| OC-07 | 78.5 | 21 | 3 | 6 |
| OC-08 | 65 | 21 | 3 | 5 |
| OC-09 | 52 | 21 | 3 | 4 |
| OC-10 | 39 | 21 | 3 | 3 |
| OC-11 | 36 | 7 | 3.5 | 1 |

2.2 性能測定の方法

実験手順は、「JISD1614 自動車用ラジエーター放熱性能試験方法」に基づいて実施する。使用する実験装置の概略を図2.4に示す。

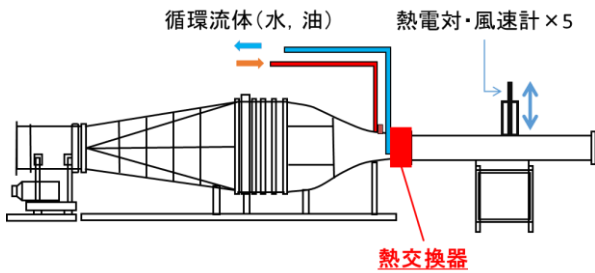


図2.4 性能測定実験装置の概略

実験装置は大きく分けて、熱交換器に空気を送風する風洞装置部分と熱交換器内に冷却液体を循環させるための回流部分から構成されている。熱交換器の中に、設定温度（ラジエーターの場合は水80℃、オイルクーラーの場合は油90℃）に加熱した循環液体を流量(40,60,90 L/min)の各条件で流した状態で、所定の各風速値(3,5,7,9 m/s)に設定して空気を送風する。熱交換器入口出口での循環液体の差圧、温度、流量、熱交換器通過前後での送風空気の差圧、温度、風速を計測する。空気の風速と温度の計測には、熱伝対と風速計が一体化した測定器を用いている。熱交換器通過前の計測は風洞ダクトの中心1点で測定する。熱交換器後方の計測は、風速計を横方向に同じ高さで100 mm間隔に5本

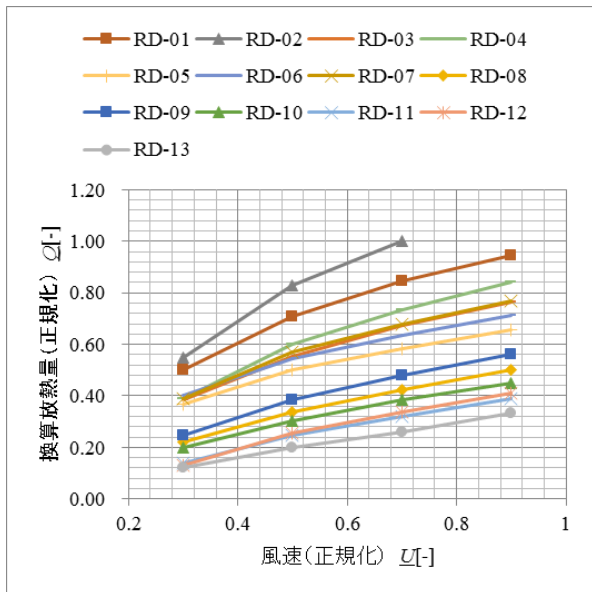


図3.1 ラジエーター：換算放熱量
(水流量90L/min)

配置し、5点を一度に計測する。この操作を上下方向に100mm間隔で5点移動して測定することで、計25点の風速と温度を計測することができる。循環液体の流量と風速の各設定条件に対して2分間計測してデータを取得するが、評価に用いるデータは測定時間の後半1分間のデータの平均をとり、その平均値を使って放熱量を算出している。

(1) 換算放熱量

性能比較を行うために用いる放熱量は、実験日の天候や季節に影響されないようデータ比較を行うために、JIS試験方法で定められている換算放熱量を用いる。式(1)より循環液体の温度差から熱交換器からの放熱量 Q_w を求める。

$$Q_w = \dot{m}c_w(T_{wo} - T_{wi}) \tag{1}$$

C_w : 循環液体の比熱 [kJ/(kg · K)] = 4.194kJ/(kg · K)

m : 循環液体の流量 [kg/s]

T_{wi} : 入口の温度 [K]

T_{wo} : 出口の温度 [K]

式(1)で求められる放熱量は計測する室温に影響を受けるため、循環液体の温度は90℃、空気の温度は30℃と想定し、温度差が60Kとなるようにとった換算放熱量 Q を式(2)から求める。

$$Q = Q_w \times \frac{60}{T_{wo} - T_{wi}} \tag{2}$$

放熱量の比較評価にはこの換算放熱量の値を用いることにする。

(2) 空気側圧力損失

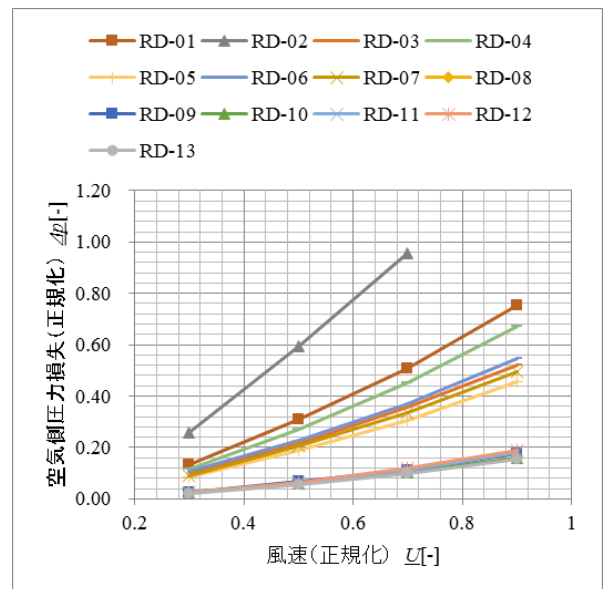


図3.2 ラジエーター：空気側圧力損失
(水流量90L/min)

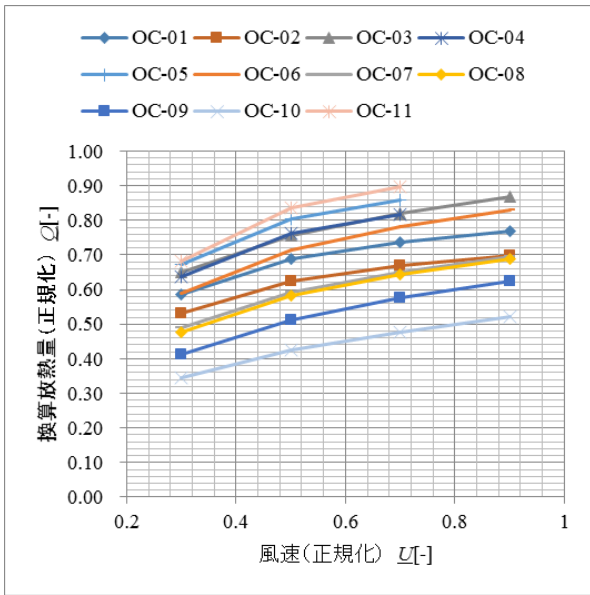


図3.3 オイルクーラー：換算放熱量
(油流量90L/min)

空気の圧力損失は、熱交換器を通過する空気の、入口側と出口側の間の全圧差の値として算定する。

3. 実験結果

ここでは、表2.1および表2.2で示したラジエーターとオイルクーラーの実験用サンプルについて、測定実験によって得られた結果を示す。熱交換器に送風する空気の風速値に対する、換算放熱量および空気側圧力損失の変化についてまとめた。ラジエーターについての結果は、換算放熱量を図3.1に、空気側圧力損失を図3.2に、オイルクーラーについての結果は、換算放熱量を図3.3に、空気側圧力損失を図3.4に示している。各図での数値は、それぞれ最大値で除して正規化した値を用いている。

これまでに実施したラジエーターおよびオイルクーラーの測定実験においては、熱交換器に送風される風速値の増加に伴い換算放熱量および空気側圧力損失は増加する傾向を示している。風速および各形状条件と換算放熱量および空気側圧力損失との関係について整理すると、表3.1のようになる。

表3.1 実験結果からみる性能特性の傾向

| 条件 | 換算放熱量 | 空気側圧力損失 |
|------|-------|---------|
| U | 増 | 増 |
| CL | 増 | 増 |
| TP | 増 | 減 |
| FP | 増 | 減 |

各条件に対する換算放熱量と空気側圧力損失への影響は、次のように考えられる。

- CL が大きくなると、伝熱面積が増加することになるので

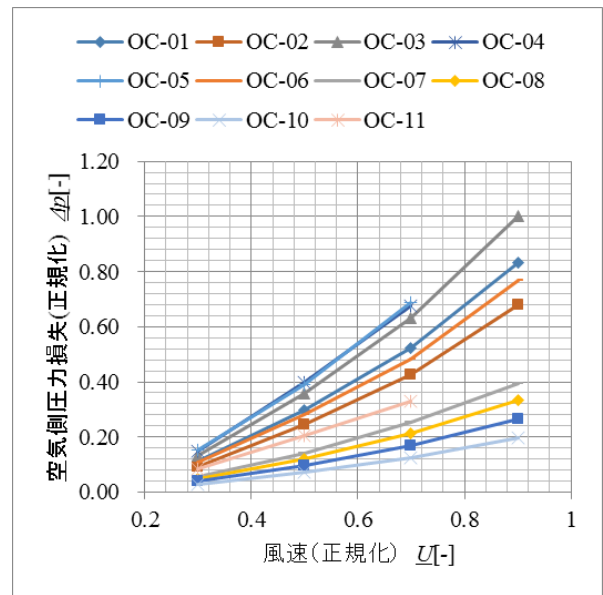


図3.4 オイルクーラー：空気側圧力損失
(油流量90L/min)

放熱量は増加する。空気が熱交換器を通過する流路長が増加することになるため圧力損失は増加する。

- TP が大きくなると、循環液体が流れるチューブ本数が減少することになり伝熱面積が減少するため放熱量は減少する。空気が熱交換器を通過する流路の断面積が相対的に大きくなるため圧力損失は減少する。
- FP が大きくなると、放熱のためのフィンの数が減少することになり伝熱面積が減少するため放熱量は減少する。空気が熱交換器を通過する流路の断面積が相対的に大きくなるため圧力損失は減少する。

本節で示した結果は、循環液体（ラジエーター：水、オイルクーラー：油）の流量が90L/minでの結果であるが、他の流量（60L/min,40L/min）の場合においても同様の傾向であった。

4. 考察

熱交換器の性能特性を示すものとして、実験で得られた測定データから、風速に対する換算放熱量および空気側圧力損失の変化について整理を行ってきた。ここでは、換算放熱量および空気側圧力損失が風速値に対してどのような関数の関係にあるかについて考察してみる。

一般に、円管の中を流れる空気の圧力損失 Δp は、層流の場合では風速 U の1乗に比例し、乱流の場合には風速 U の1~2乗に比例することが知られている。そこで、換算放熱量 Q と空気側圧力損失 Δp のそれぞれについて、風速 U のべき乗との関係を調べてみる。つまり、 $Q \propto U^\alpha$ および、 $\Delta p \propto U^\beta$ の関係にあるものとして、測定データから指数 α と β の値を算定する。さらにその結果を用いて、換算放熱量と圧力損失とのべき乗の関係、 $Q \propto \Delta p^\gamma$ を推定する。このときの指数は $\gamma = \alpha/\beta$ である。

実験によって得られた測定データを分析すると、ラジエー

ターおよびオイルクーラーについての各指数は表4.1のようになった。

表4.1 べき乗関係に対する各指数の値

| 相関関係 | 指数 | RD | OC |
|-----------------------------|----------|------|------|
| $Q \propto U^a$ | a | 0.65 | 0.35 |
| $\Delta p \propto U^\beta$ | β | 1.55 | 1.75 |
| $Q \propto \Delta p^\gamma$ | γ | 0.35 | 0.17 |

この結果をもとに、風速 U^a に対する換算放熱量 Q および風速 U^β に対する空気側圧力損失 Δp との関係を整理した。ラジエーター

ターについては図4.1と図4.2に、オイルクーラーについては図4.3と図4.4に示している。

換算放熱量と空気側圧力損失が、このようなべき乗の相関関係であるかを確認するために、縦軸に換算放熱量、横軸に空気側圧力損失をプロットして調べる。ラジエーターの結果を図4.5に、オイルクーラーの結果を図4.6に示す。Microsoft社 Excel(2016)の近似曲線機能(累乗近似)を用いて、それぞれの指数 γ の値を算定すると、ラジエーターでは0.44、オイルクーラーでは0.21という数値が得られた。図4.5のラジエーターの結果においては、幅の分布はあるものの、 Q と Δp はべき乗近似での相関関係を示すことが推察される。一方、図4.6のオ

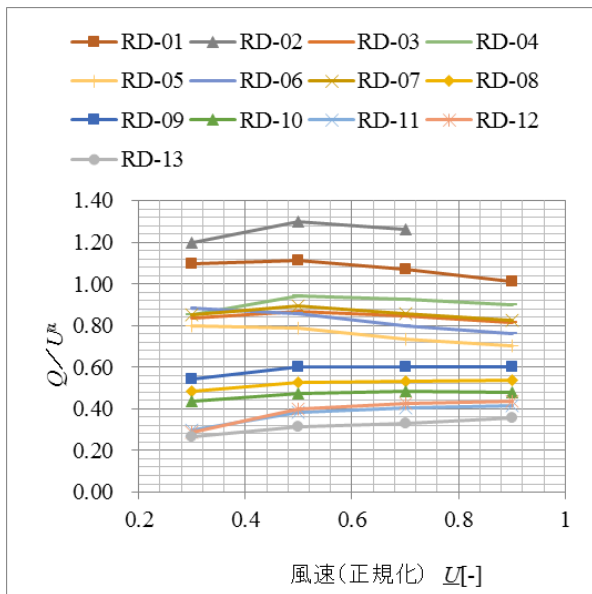


図4.1 ラジエーター：換算放熱量
(水流量90L/min)

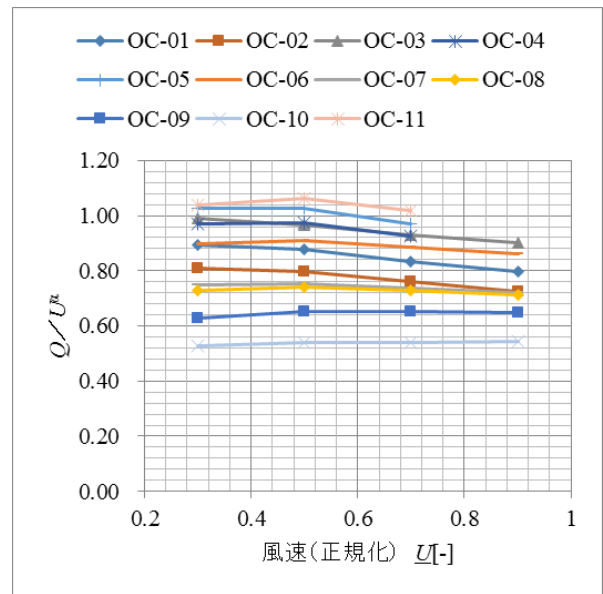


図4.3 オイルクーラー：換算放熱量
(油流量90L/min)

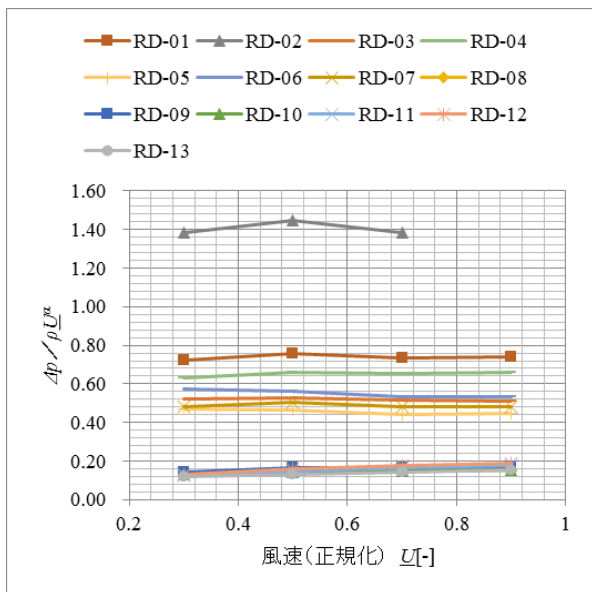


図4.2 ラジエーター：空気側圧力損失
(水流量90L/min)

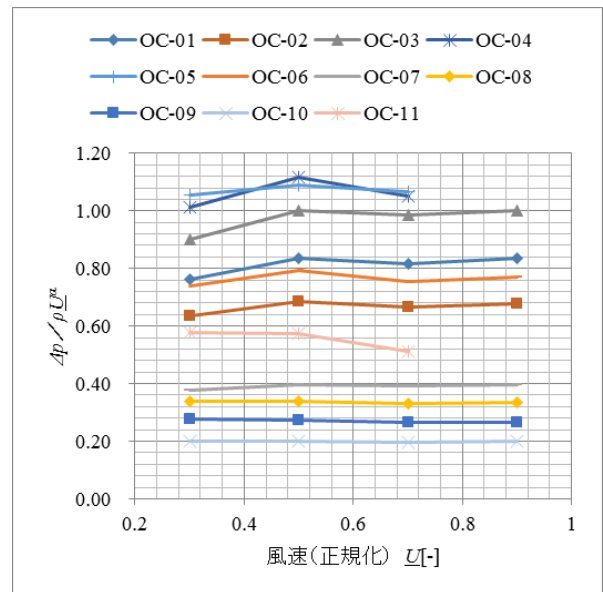


図4.4 オイルクーラー：空気側圧力損失
(油流量90L/min)

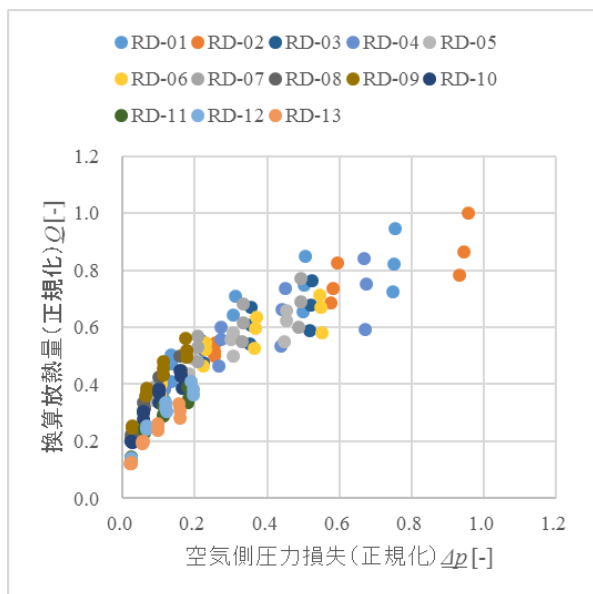


図4.5 ラジエーター：換算放熱量と空気側圧力損失の関係
(水流量90L/min)

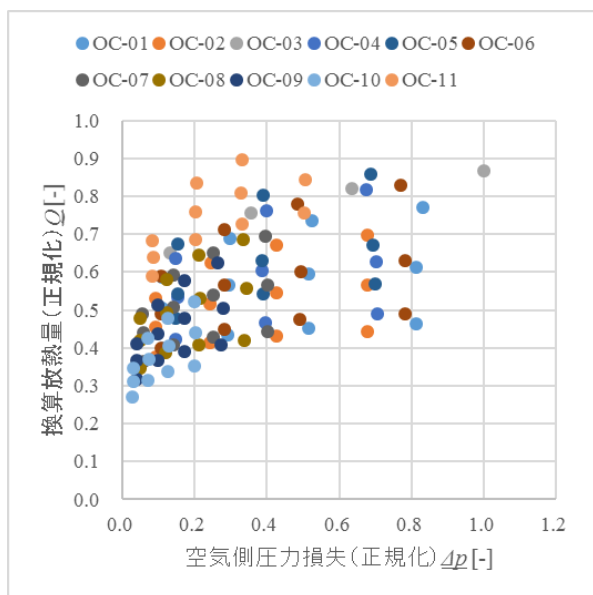


図4.6 オイルクーラー：換算放熱量と空気側圧力損失の関係
(油流量90L/min)

イルクーラーの結果については、 Q と Δp とのはっきりとしたべき乗近似の傾向を示しておらず、オイルクーラーについては、別の整理方法を検討する必要がある。

5. 結言

車両用の熱交換器であるラジエーターとオイルクーラーの性能測定を目的として、形状条件の異なるいくつかの実験用サンプルを用いて、風速に対する放熱量および空気の圧力損失の変化を測定する実験を行ってきた。これまでに得られた実験データを整理して分析した結果、換算放熱量と空気側

圧力損失は、風速のべき乗に比例する傾向があることがわかった。この結果をもとに換算放熱量と空気側圧力損失とのべき乗の相関関係の定式化を試みた。実験データからは、ラジエーターについてはべき乗相関関係の傾向にあることがわかった。

今後は、測定データをさらに分析し、熱交換器のコア厚さ、チューブピッチ、フィンピッチ、フィンの形状といった個々の形状条件が、熱交換器の性能にどのように関係するかを明らかにする検討を進めていく予定である。

謝辞

本研究は、大和ラジエーター工業株式会社との共同研究の中で実施したものです。本共同研究の参画メンバーであります、大和ラジエーター工業株式会社 中村正樹氏、永見昌之氏、橋本知明氏、榎辰明氏、九州工業大学 徳田君代氏、清水文雄氏、島根県産業技術センター 福田健一氏、小笠原 聡氏に感謝いたします。北九州工業高等専門学校において本研究の立ち上げ時から実施に携わって頂いた 塚本 寛氏(前学校長)、中山博愛氏、小清水孝夫氏、中村繁樹氏、在学時に卒業研究および特別研究にて測定実験に携わって頂いた、榮田祐樹氏(現在 TOTO株式会社勤務)と前田一輝氏(現在 住友精密工業株式会社勤務)に感謝いたします。

参考文献

- (1) 榮田裕樹, "ラジエーターおよびオイルクーラーの性能向上に関する実験的研究", 平成27年度特別研究論文, 2016.
- (2) 前田一輝, "熱交換器の高付加価値に関する研究", 平成28年度特別研究論文, 2017.
- (3) 日本機械学会編, "伝熱工学資料 改訂第5版", 日本機械学会, 2005.

(2017年11月 6日 受理)