

ラジエータ内部流れに基づく放熱特性解析

Heat Radiation Analysis Based on Internal Flows of Radiator

渡部 尚* 岩田 正行*
Takashi WATANABE Masayuki IWATA

要 旨

従来の二輪車用ラジエータは、前面形状が長方形の等管長ラジエータが使われることが多かった。最近、エンジンの高出力化に伴い、限られたスペースで高放熱量を得るため、前面形状が長方形でない任意形状のラジエータが増加してきている。このようなラジエータは冷却管長が各段によって異なるため、流速分布が不均一になるので長方形ラジエータに比べ放熱量予測が難しい。また、従来のラジエータの放熱特性解析は十分に行なわれていなかったため、放熱量の流量依存性は十分明確ではなかった。今回、3次元流れ計算と1次元伝熱計算を組み合わせることにより、任意形状ラジエータの放熱量を容易、かつ高精度に予測できる手法を構築した。

ABSTRACT

Rectangular-shaped radiators for motorcycles have been used previously in many cases. According with the latest high-power engines, to use arbitrary-shaped radiators is increasing to get high heat radiation within limited space. This type radiator has different cooling tube length. It is more difficult to predict heat radiation amount for this type than rectangular type as velocity distribution is uneven. Moreover, analysis regarding heat radiation characteristics has not been done sufficiently and dependency of flow amount on heat radiation has been unclear. By combining calculations of three-dimensional flow field and one-dimension heat radiation, a method that can predict heat radiation amount of arbitrary-shaped radiators easily and precisely has been constructed.

1. はじめに

通常、二輪車のラジエータは偏平な断面形状の冷却管を上下方向に多数ならべた構造であり、冷却管の長さがすべて等しく、正面形状が長方形のラジエータを使う場合が多かった。最近ではエンジンの高出力化に伴って高放熱量のラジエータの設計が要求されている。このような場合レイアウトスペースを考慮して、任意形状ラジエータが検討されるケースが増えてきている。このような任意形状のラジエータは、長方形ラジエータと同じ方法で放熱特性を予測すると、その実力値からかなり外れるケースも少なくない。

また、ラジエータ放熱量に関する解析は、十分に行われてきていない。その理由は、ほとんどのラジエータ形状が長方形であり、経験から放熱量を予測することが比較的容易であったためである。しかし、任意形状のラジエータを用いる必要性に伴って、ラジエータ放熱特性の定量的な解析技術を開発し、任意形状のラジエータにおいても、正確な放熱

性能予測の必要性が高まってきている。ラジエータ放熱量の予測手法については、大島の報告例⁽¹⁾があるが、冷却水の流量の影響や、冷却管と空気間の伝熱特性などを含む具体的手法についてはあまり議論されていない。また、従来から多く使われてきた長方形形状のラジエータの場合でも、流量とラジエータ諸元と放熱特性の影響は必ずしも十分検討されていなかった。

筆者らは、3次元流れ場計算と1次元伝熱計算を組み合わせることにより、任意形状のラジエータの放熱特性を容易にかつ高精度に予測できるシステムを開発したので報告する。

2. 解析手法の検討

ラジエータの冷却のベースとなる現象は強制対流熱伝達と呼ばれ、解析に当たっては流れ場の解析と熱伝達の解析が分離可能である。すなわち、初めに流れ場解析のみを行い、その結果を用いて伝熱解析を行うことが可能である。実

際に解析を行う手法は以下のA, B, Cが考えられる。

手法A：ラジエータ冷却管内流れを、一様断面形状を持つ1次元流れとして捉え、流れ場および伝熱解析ともに1次元解析を行う。

手法B：流れ場および伝熱解析ともに3次元解析を行う。

手法C：流れ場を3次元で解き、後半の熱解析を1次元で解く。

手法Aは基礎理論が単純化されるため、内作プログラムが作りやすく、計算時間が短いため多くのパラメータの影響を考慮しやすい。一方、ラジエータ内各冷却管の速度配分は、ラジエータタンクなどの幾何学的形状の影響を大きく受けるため、1次元解析での流速配分の予測は十分な精度を得られないという問題がある。

手法Bは幾何学的形状を考慮した流速分布に基づく伝熱解析が可能である。Fig. 1はこの手法により得られたラジエータ表面の温度分布表示したものである。また、Fig. 2は同ラジエータのサーモビューアによって得られた画像である。両者の温度分布の傾向は定性的に一致していることが分かる。しかしながら、この手法では1ケース当たりの計算時間が長くなり、冷却水流量をパラメータとする計算を行って分析を行うには、多くの時間を要する。

手法Cは計算に時間がかかる流れ場計算に関しては一つの形状仕様に対し1ケースのみ3次元解析を行い、伝熱に関するパラメータ計算はすべて1次元で行うものである。この手法は、流量をパラメータとする計算を実用的な精度でかつ短時間に行うことができるというメリットがある。本解析では、この点を考慮して手法Cを用いた。これらの手法の比較を Table 1 に示す。

3. 冷却管における1次元解析の定式化

3.1. 冷却現象のモデル化

冷却管伝熱解析を行うために、まず解析に必要なモデル化を行う。Fig. 3はラジエータに用いる冷却管における熱移動の様子を表示したものである。水は冷却管を通過する際に、管壁を通して熱を放出しながら温度を低下させていく。熱の授受を解析するためには、熱交換媒体である“水”と放熱先の“空気”との間の全熱抵抗Rを求める必要がある。この値は以下に述べる三つの熱抵抗の合成として表現される^{(2), (3)}。

$$R = 1/H = 1/hw + t/\lambda + 1/ha \quad (1)$$

R：全熱抵抗

H：熱通過率

hw：水→冷却管壁の熱伝達率

ha：冷却管壁→空気熱伝達率

t：冷却管肉厚

λ：冷却管熱伝導率

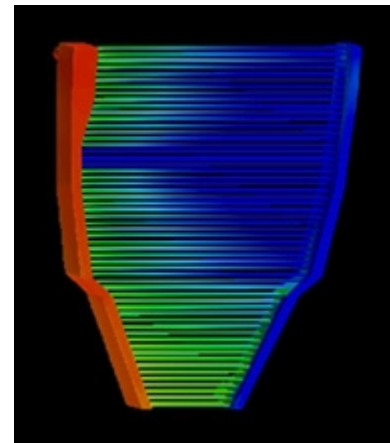


Fig. 1 Temperature distribution by simulation

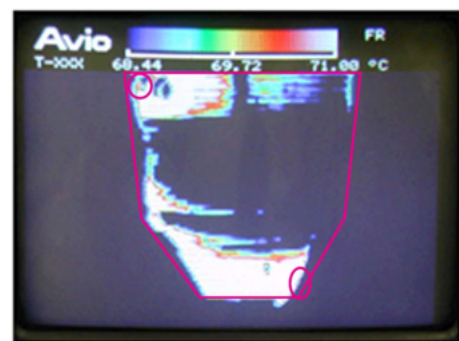


Fig. 2 Temperature distribution by thermo-viewer

Table 1 Comparison among three methods for heat radiation of radiators

Methods	Flow field calculation	Heat radiation calculation	Calculation time	Calculation accuracy
A	One dimension	One dimension	Acceptable	Unacceptable
B	Three dimension	Three dimension	Unacceptable	Acceptable
C	Three dimension	One dimension	Acceptable	Acceptable

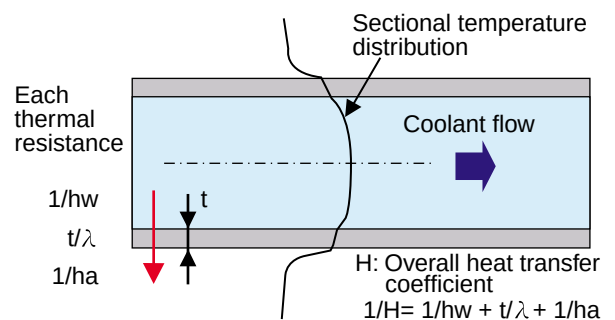


Fig. 3 Cooling model of radiator tube

h_w , h_a はどちらも流体－固体間の熱伝達率であるが、壁面における流れの状態に大きな影響を受ける。すなわち、流速の大きさに影響を受けるとともに流れが層流であるか乱流であるかに依存する。このため、常用する流速ゾーンにおいて、流れが層流であるか乱流であるかを判断した上で、熱伝達を得るための適切な実験式または理論値を用いる必要がある。検討に用いたレイノルズ数の判定式と熱伝達率を得るための式を文献(2)、(3)に従って以下に示す。

(1) 冷却管内水の流れの場合

$$Re_d = ud / \nu \quad (2)$$

$$d = 4A / s \quad (3)$$

Re_d : レイノルズ数

u : 流速

ν : 動粘性係数

d : 等価直径

A : 管断面積

s : 管周長

$Re_d < 2300$ のとき流れは層流となり、ヌセルト数 Nu_d は以下の式で与えられる。

$$Nu_d = 3.66 + 0.063 (Gz + 0.039Gz^{0.33}) \quad (4)$$

$$Gz = (x / d) / (Re_d Pr) \quad (5)$$

Pr : プラントル数

$Re_d > 2300$ のとき流れは乱流となり Nu_d は以下の式で与えられる。

$$Nu_d = 0.023 Re_d^{0.8} Pr^{0.3} \quad (6)$$

熱伝達率 h_w はヌセルト数の定義式から、

$$h_w = \frac{Nu_d \lambda}{x} \quad (7)$$

(2) 冷却管表面空気の流れの場合

平板境界層理論を適用すると、層流である条件は、

$$Re_x = Ux / \nu < 3.2E5 \quad (8)$$

U : 風速

x : 平板前縁からの距離

層流のとき、平均ヌセルト数 Nu_m および平均熱伝達率 h_a は以下の式で与えられる。

$$Nu_m = (0.458 Pr^{0.33} Re_x^{0.5}) \times 2.0 \quad (9)$$

$$h_a = \frac{Nu_m \lambda}{x} \quad (10)$$

式(2)による検討の結果、冷却管内水の流れは二輪車の運転条件の範囲では、層流の場合と乱流の場合の双方が存在することが分かった。一方、冷却管表面と空気が接する場合の流れの場合は、式(8)に実際の使用条件を考慮すると層流と判断できるため、式(9)が使えることが分かった。

3.2. 1次元放熱量計算手法の定式化

Fig. 4 に示すように一本の冷却管に着目して、熱の釣り合いを考える。冷媒が微小区間 dx の部分を通過する間に温度が dT だけ変化したとすると、式(11)の関係が成立する。ただし、冷却管内部の冷媒の流れる方向への熱伝導は影響が小さいとして無視する。

$$C_p \rho u A dT = -Hs(T - T_o)dx - s\varepsilon\sigma(T^4 - T_o^4)dx \quad (11)$$

C_p : 冷媒の比熱

ρ : 冷媒密度

A : 管断面積

s : 管周長

u : 管内断面平均流速

H : 冷却水空気間の熱通過率

T_o : 周囲空気温度

T : 入り口から距離 x のところの冷媒温度

ε : 熱放射率

σ : Stefan-Boltzmann 定数

式(11)は、座標 x における温度 $T(x)$ を表す常微分方程式であり、右辺第一項は、熱伝達による放熱、第二項は放射伝熱による放熱を表わす。これを解くことで温度分布を求めることができる。本式は右辺第二項の影響により数式的に解を求めることは困難であるが、数値解法では容易に積分可能である。4次の Runge-Kutta 法を用いて求めた結果の一例を Fig. 5 に示す。この結果は、入り口温度を 353K、周囲温度 283K としたとき、冷却管の水温分布を表しており、入り口から出口にかけて水温が徐々に減少している様子を示している。また、3本の線は管内流速を 0.5m/s, 1.75m/s, 3.0m/s と変化させたときの状態を表しているが、流速が高いほど出口温度が高いことを示している。

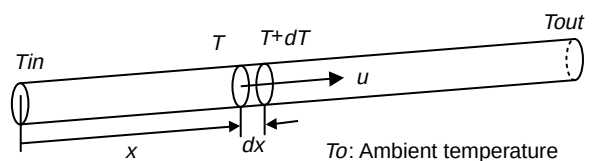


Fig. 4 Cooling tube model to introduce one dimensional heat radiation theory

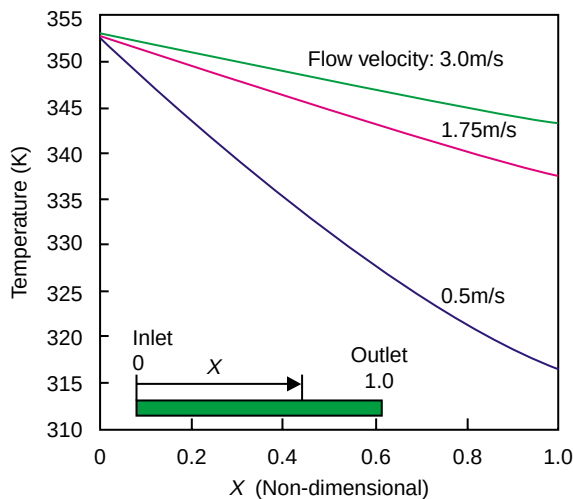


Fig. 5 Temperature distribution on cooling tube obtained from one dimension theory

管入り口温度 T_{in} 、出口の温度を T_{out} とすれば管一本当たりの放熱量 Q_i は式(12)で与えられる。

$$Q_i = C_{ppu} A(T_{in} - T_{out}) \quad (12)$$

T_{in} : 入り口温度

T_{out} : 管出口温度

4. 実測値と理論値の相関性

4.1. 実験概要

式(11)により、管の幾何学的諸元、管入口温度、空気周囲温度がわかれば、管出口の温度が求まり、放熱量も計算できることが分かった。そこで、本式の妥当性を検証するため、単管の放熱試験を行い、この結果から得られる放熱量を、式(11)から得られるものと比較を行った。実験装置の概要およびテスト品概観を Fig. 6, Fig. 7 に示す。

テストには、完成品に用いるアルミニウム製冷却管と同等の単管を用いた。それらの仕様を以下に示す。

仕様A : 断面寸法 24mm × 2.0mm,
長さ L=600mm フィン付き

仕様B : 断面寸法 24mm × 2.0mm,
長さ L=800mm フィン付き

仕様C : 断面寸法 24mm × 2.0mm,
長さ L=800mm フィン無し

フィンは冷却管の上下についていて、その結果、放熱面積はフィンがついていない場合に比べ 15.6 倍となる。テスト条件は、以下の 2 パターンで行った。

- (1) 風速を一定にして、管内水流速を変化させ、放熱量の管内流速依存性を調べる。
- (2) 管内水流速を一定にして、冷却風流速を変化させ放熱量の風速依存性を調べる。

なお、管入り口温度 T_{in} は 353K、周囲空気温度 T_o は

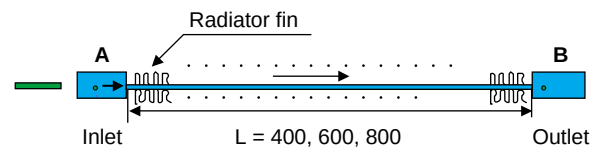


Fig. 6 Cooling tube for testing

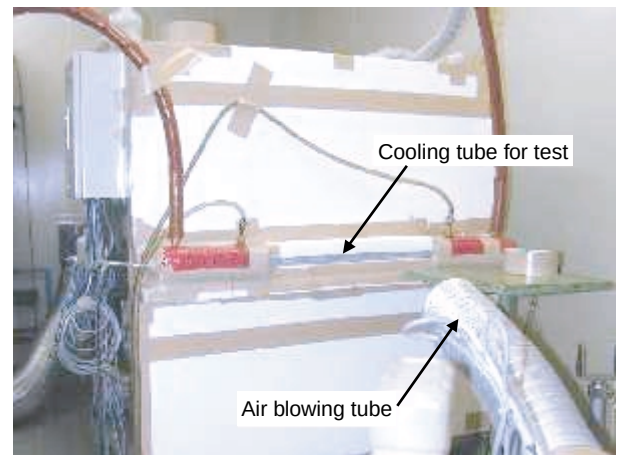


Fig. 7 Outside view of experimental device for cooling tube

283K とした。この場合管出口での温度 T_{out} を測定することにより、管全体の放熱量 Q が式(13)より求まる。

$$Q = C_{ppq}(T_{in} - T_{out}) \quad (13)$$

C_p : 水比熱

ρ : 水密度

q : 体積流量

4.2. 実測値と理論値の比較

以下に、テストに基づく結果と式(11)に基づく結果の比較結果を示す。なお、式(11)における熱放射率 ε はアルミニウム表面であることを考慮して 0.08 とした。

(1) フィン無しの場合

Fig. 8 はCの仕様で、放熱量を実測値と理論値とで比較したものであり、冷却風速を一定にして管内水速度を変化させたものである。Fig. 8より、2種類の実測値が低速域で差が広がっている。これはフィンを付けないため放熱量の絶対値が小さく、測定誤差の影響が出たためと考えられる。理論値は両測定法のほぼ中間的な値となり、平均的に実測値に一致している。

Fig. 9は、同じCの仕様で放熱量を実測値と理論値とで比較したものであるが、条件として管内流速を一定にして、冷却風速を変化させた場合の結果をあらわす。この結果は最大風速値における実験値と理論値はややずれるが、全般的によく一致している。これらの結果からフィン無しの場合におい

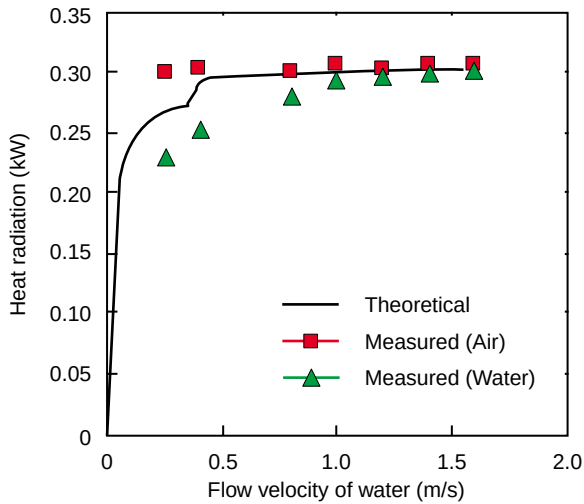


Fig. 8 Heat radiation characteristics of single tube (Wind velocity: Const. Without Fins)

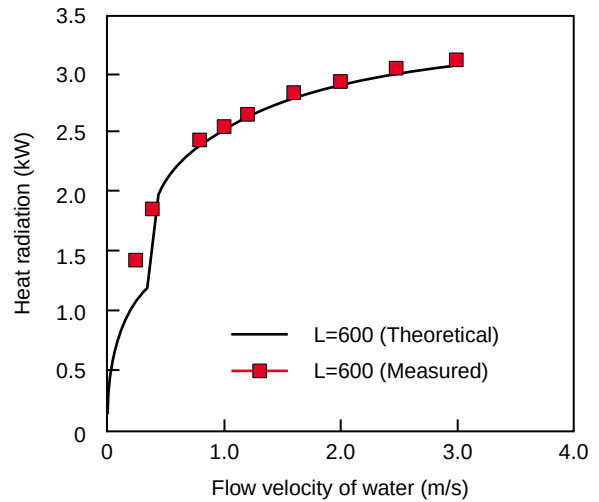


Fig. 10 Heat radiation characteristics of single tube (Wind velocity: Const. With Fins)

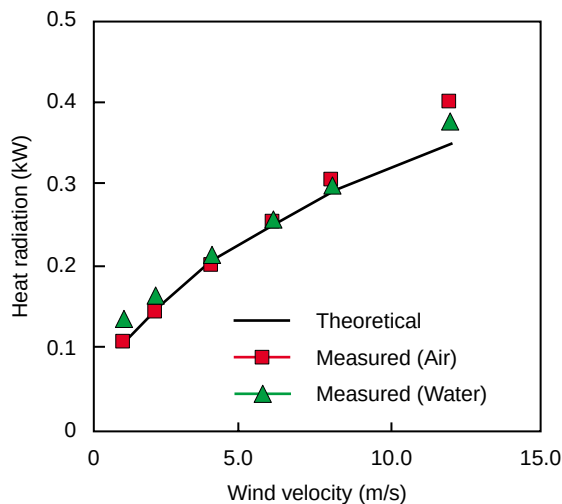


Fig. 9 Heat radiation characteristics of single tube (Water velocity: Const. Without Fins)

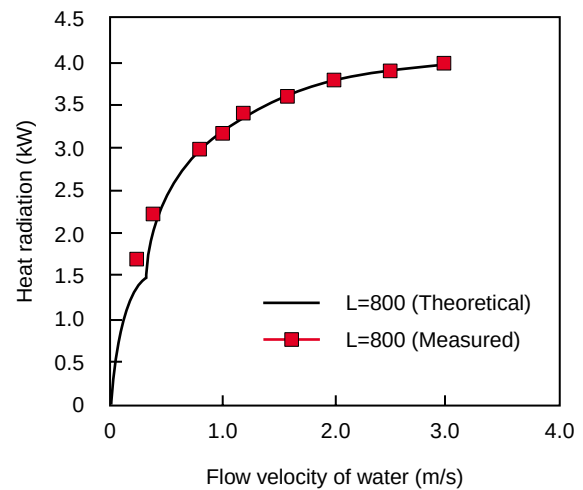


Fig. 11 Heat radiation characteristics of single tube (Water velocity: Const. With Fins)

ては、式(11)は妥当な予測精度を与えていると考えられる。

(2)フィン有りの場合

フィン付きの場合は、放熱面積が 15.6 倍に増えるため、式(1)において ha にこの影響を反映させた。

Fig. 10, Fig. 11 は $L=600\text{mm}$, $L=800\text{mm}$ のときの放熱量を実験値と計算値とで比較したものである。どちらも冷却風の速度を一定に保ち管内の水流速を変化させたときの結果を示している。これらの結果より、理論式(11)は良い予測値を与えることが分かった。

Fig. 12, Fig. 13 は $L=600\text{mm}$, $L=800\text{mm}$ のときの放熱量を実験値と計算値とで比較したものであるが、条件として管内水流速を一定に保ち、冷却風速度を変化させたときの結果を示したものである。この場合、グラフにおける低風速域と高風速域では、層流理論から導かれる予測値からややずれているが、中央部の風速域では実測値と計算値はよく一致している。

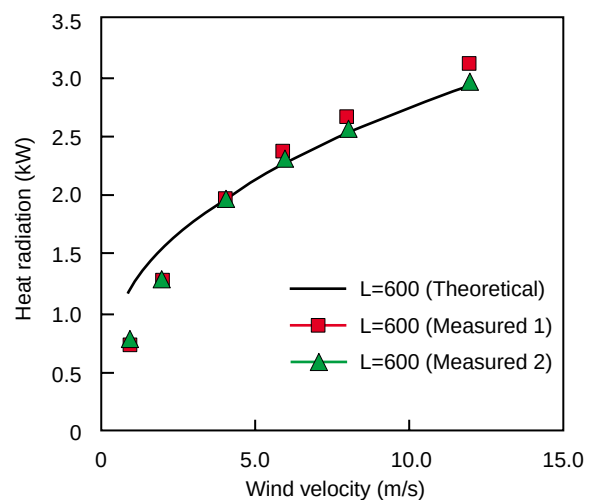


Fig. 12 Heat radiation characteristics of single tube (Water velocity: Const. With Fins)

(3) フィン有無の比較

Fig. 14はフィンがある場合と無い場合の放熱量の比を実測から得られた値と理論式から得られた値を比較したものである。両者の結果は定量的にほとんど一致する。これらの結果から、放熱量比は一定ではなく管内流速に依存することがわかる。この理由は式(6)により、管内流速が早いほど水側のヌセルト数が大きくなり、式(1)の熱通過率 H が変化するためである。そして、このような現象が理論式(11)により表現できたことにより、本理論が妥当であることが示されたと考えられる。

(4) 放射伝熱の影響

式(11)は、放射伝熱の影響の大きさを表す放射率 ε の影響を考慮することができるので、実際 ε の値を変化させて計算を行ってみた。

Fig. 15は今回冷却管の素材としたアルミニウムの放射率0.08⁽³⁾、の場合と上限値である $\varepsilon=1.0$ の場合の放熱量特性を比べたものである。この結果は $\varepsilon=1.0$ の場合は $\varepsilon=0.08$ よ

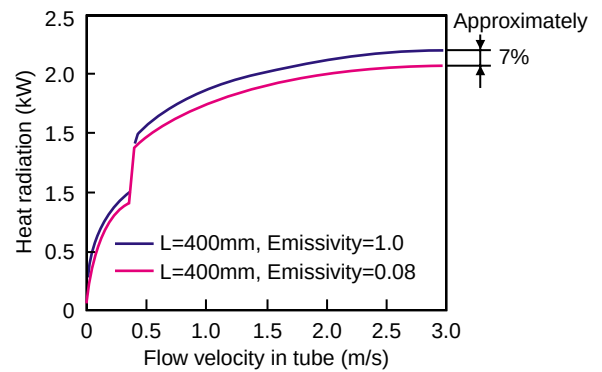


Fig. 15 Influence of emissivity in thermal radiation

り約7%増加することを示している。現実の材料は常に1より小さいので、両者の差はもっと小さくなるが、材料によっては、放射伝熱の影響は無視できないレベルになり得ると思われる。

5. 完成品ラジエータへの拡張

単管においては、理論と実験がほぼ一致することが示された。実際のラジエータは常に複数の冷却管から構成されるが、単管での理論を次のように拡張できる。長さの異なる n 本の冷却管(長さ $L_1, L_2, \dots, L_n$)を組み合わせた複合体ラジエータの放熱量 Q_{tot} は、個々の冷却管の放熱量 Q_i の総和となる。

式(12)から、

$$Q_{tot} = \sum_{i=1}^n Q_i \quad (14)$$

複数の管からの冷却水が混じった場合の混合降下温度 T_m は式(15)で与えられる。

$$T_m = \frac{\sum Q_i}{C_p \sum u_i A_i} \quad (15)$$

u_i : i 番目の管の流速

A_i : i 番目の管断面積

ただし、フィンによる放熱面積の倍率は、単管テストの場合と異なる。隣接する冷却管同士でフィンを共有するため、放熱面積倍率は単管の場合に比べ半分になる。

このようにして、 u_i が既知であれば複数の管からなる完成品ラジエータでも放熱量や冷却による降下温度を求めることが可能である。ここで u_i は3次元の流れ場計算から求めることができる。Fig. 16, Fig. 17は完成品ラジエータの流れ場を3次元流体計算により求めた場合の結果であり、それぞれ圧力分布、各冷却管平均流速の分布を表す。Fig. 18は、この流速分布を基ににして放熱特性を計算し実測値と比較したものである。縦軸は無次元放熱量であり、流量が100L/minのときの放熱量を1.0とした場合の相対値を表す。

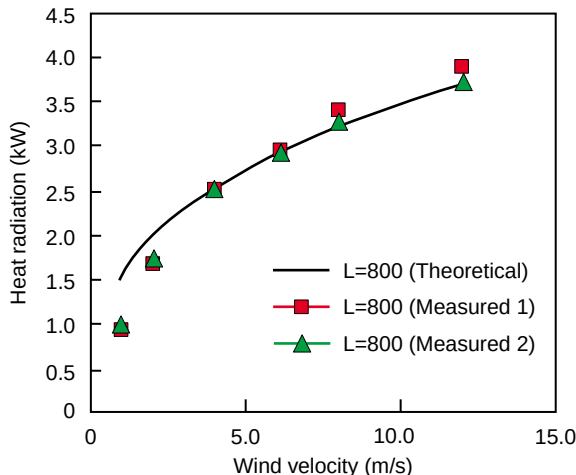


Fig. 13 Heat radiation characteristics of single tube (Water velocity: Const. With Fins)

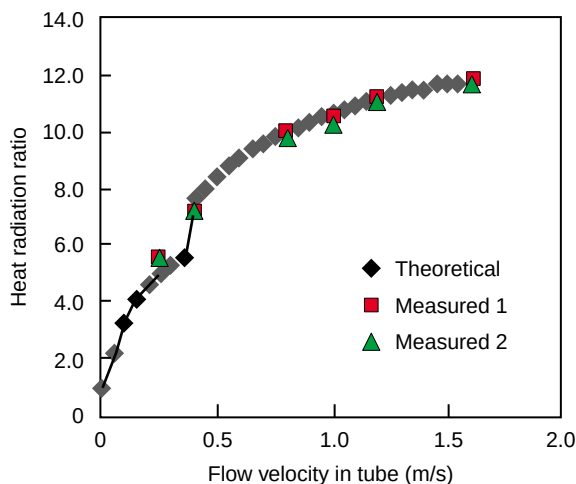


Fig. 14 Comparison between experimental results and theoretical results of heat radiation ratio (r): (heat radiation with fins)/(heat radiation without fins)

6. 結論

このグラフから、完成品ラジエータにおいても計算と実測はほぼ妥当なレベルで一致することが分かった。

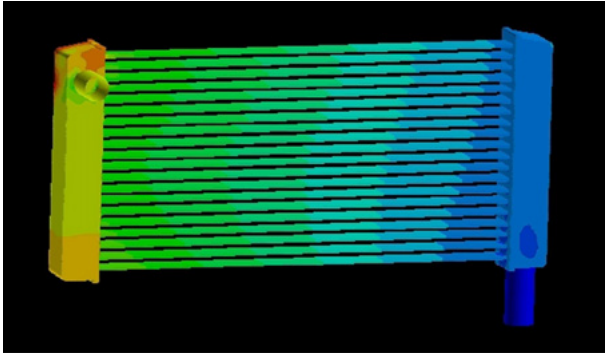


Fig. 16 Pressure distribution obtained from three-dimensional flow field simulation

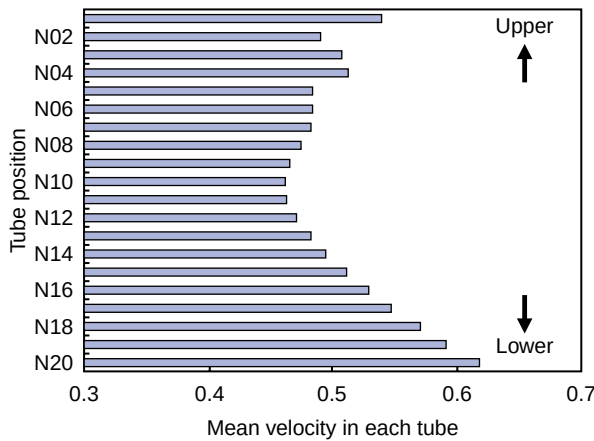


Fig. 17 Mean velocity distribution over whole tubes

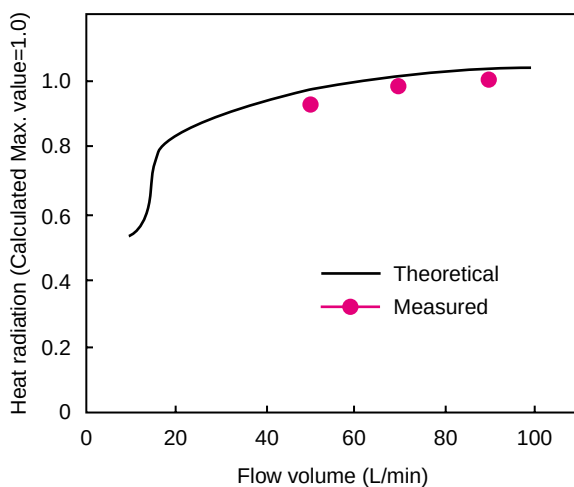


Fig. 18 Comparison of heat radiation characteristics between theoretical values and experimental values

任意形状の二輪車ラジエータにおいて、3次元流れ場計算と1次元伝熱計算を組み合わせることにより、広範囲な条件下における放熱特性を精度よく、かつ短時間で予測できる手法を構築した。

本手法を用いることにより、さまざまな前面形状を持つラジエータの放熱特性を、短時間で予測することが可能となり、開発の初期段階において仕様の熟成が得られるようになった。

参考文献

- (1) 大島竜也ほか：CFD による冷却性能予測手法の開発 (第2報), 自動車技術会, 学術講演会前刷集 No.109-01, 20015412, p.13-16 (2001)
- (2) 相原俊雄：伝熱工学, 裳華房, 1994
- (3) 甲藤好郎：伝熱概論, 養賢堂, 1976

■著 者■



渡 部 尚



岩 田 正 行