

円管および簡易型熱交換器における強制対流熱伝達での温度分布解析

加藤泰世

1. はじめに

筆者は、これまでに熱伝導解析¹⁾、振動応答解析²⁾など工学での基本的な問題を取り上げ、有限要素法により解析を行ってきた^{3), 4)}。本報は、流れ解析ソフトを用いて行った基本的な円管内の流れに加え簡易型熱交換器を取り上げた強制対流熱伝達での温度分布解析について示したものである。

対流熱伝達に関する基礎的な方程式は、既に知られているが^{5)~7)}、短期大学の教育課程で取り上げるだけの十分な余裕はなく、また本文中に記した面積分の計算も本学では行われていない。自動車関連ではラジエーターのような熱交換器についても、実物を扱うことによる経験的な知識の蓄積に留まることなく、基礎理論として導かれた方程式の意図する知識を深めるための教育的手法として学習教材を検討することは意義のある事と考えられる。以下、行った解析結果について報告する。

2. 解析ソフトおよび解析手法

本報で示す解析は、軸対称モデルを用いた二次元解析と、立体型モデルを用いた三次元解析である。二次元解析には、本学の流体力学で流れ解析に使用している算生会⁸⁾ソフトのFlowLiqを用い、三次元解析には算生会ソフトのFlow 3 DLiqを用いた。また、算生会ソフトのSectDataとSolidDataを、それぞれ二次元軸対称モデルおよび三次元解析での立体型モデルの作成に用いた。

解析は、粘性解析（ニュートン流）で非等温とした。解析対象として、種々の物質特性を有する流体を扱うことも興味深いことであるが、ここでは水を取り上げることとし、簡易型熱交換器においても、高温流体と低温流体として、それぞれ異なる水の初期温度を与えている。また、密度、比熱、熱伝導率、粘性係数は、それぞれ表1に示すような一定値とし、これらに温度依存性は取り入れていない。また、本報では壁面と流体との間の伝熱を考えるにあたり熱伝達率は考えていない。

表1 解析に用いた水の物性値

密度	1000 kg/m ³
比熱	4186 J
熱伝導率	0.5 W/(m·K)
粘性係数	0.001 Pa·s

3. 円管内の流れについての強制対流熱伝達

まず、円管内の流れによる強制対流熱伝達での温度分布解析結果について示す。図1は解析を行った二次元モデルである。左側が流れの入り口となり、右側が流れの出口となるように、図中に示すように圧力を設定した。上端が円管の中心となり、下端が円管の内側壁面となるような軸対称モデルである。温度条件として入口側には図中に示すような初期温度を設定し、出口側には温度条件は設定していないが、円管の内側壁面には入り口から出口まで一様な値の熱流束を設定した。なお、熱流束の値が負であることは外部から熱量を得ていることを意味している。また、円管の内側壁面には温度条件は与えていない。

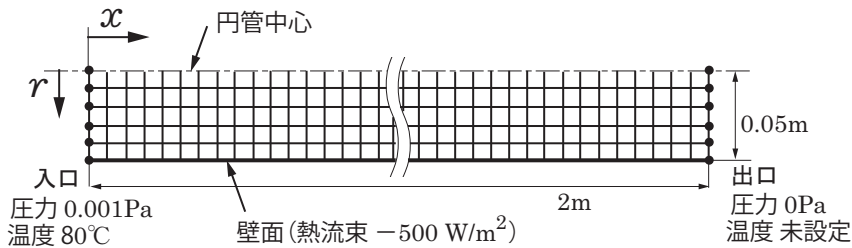


図1 円管の解析モデル

同図に示すように、このモデルでは入り口から出口までの円管の長さは2mであり、円管の内壁半径は0.05mである。入り口からの距離 x が0mから2mまで0.2mごとに変化する間の円管中心から内壁までの温度分布の変化を示したのが図2a)であり、円管中心から内壁にかけての温度分布は x の増加に伴って上昇するが、 x が0.6mより大きくなると温度分布の形状はほとんど変わらなくなる。また、同図b)、は入り口から出口にかけての温度変化を、円管中心

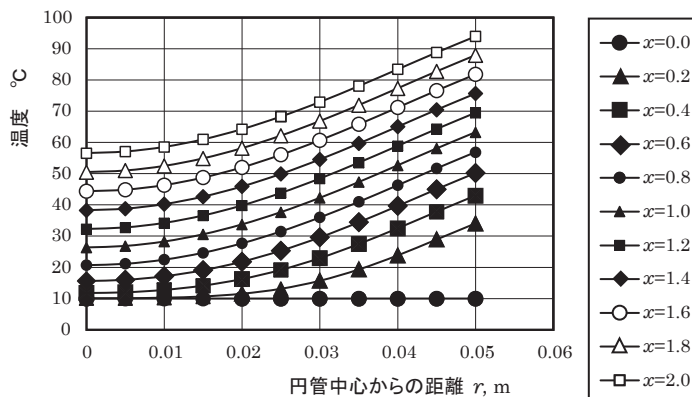


図2a) 円管中心からの距離に伴う温度分布の変化

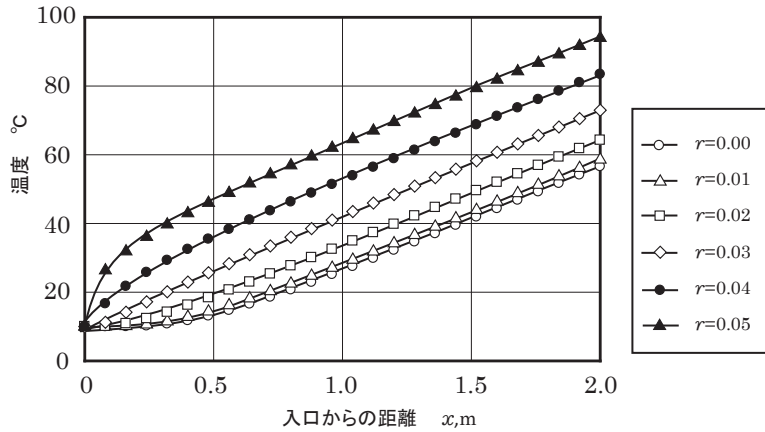


図 2b) 入口からの距離に伴う温度分布の変化

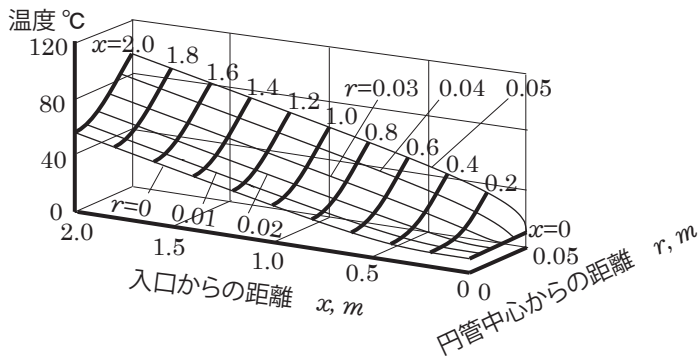


図 2c) 立体的に示した円管内の温度分布

からの距離 r が 0 m から 0.05 m まで 0.01 m ごとに示している。そして、これらの両図の結果を合わせて立体的に示したのが同図 c) である。なお、解析された入口と出口の両断面での平均流速は 0.000160 m/s であった。

さて、熱量 (J) は、比熱 \times 質量 \times 温度変化 なる計算式で求めることができるが、対流熱伝達では、次式に示すような単位時間あたりに流れる熱量 Q (W) として扱われる。

$$Q = c \times \rho \times u \times (t - t_0) \quad (1)$$

式中の c は比熱、 ρ は密度、 u は x 方向の流速 (m/s) であり、 t_0 は初期温度、 t は任意の位置での温度である。また、式中の $\rho \times u$ は質量流量 (kg/s) を意味している。

ここで、円管内での流れに伴う混合平均温度 t_{mx} の変化について示す。混合平均温度 t_{mx} は、熱伝達が始まる入口から任意の距離 x の断面での流体を完全に混合させたときの温度を意

味しており、次式より求められる。

$$c \rho \int u t \Delta A = c \rho u_m t_{m x} A \quad (2)$$

式中の u_m は平均流速， A は流路の断面積である。ここでは、先に述べたように比熱 c と密度 ρ については温度依存性は考えず一定値とみなしている。流れ方向の流速 u については解析結果を示していないが、温度 t と同様に各節点での解析結果が得られており、各節点での u と t は任意の x の位置での流路断面に対して解析された節点座標より円管中心からの距離 r に対応付けられるので、 $u(r)$ 、 $t(r)$ のように記すことができ次式が成り立つ。

$$2 \pi c \rho \int_0^R u(r) t(r) r dr = c \rho u_m t_{m x} A \quad (3)$$

式 (3) の左辺は円管の中心から距離 r での局所的な熱流束 (W/m^2) を断面全体で積分することで求まる熱量 (W) を意味しており、また同式の右辺は平均流速 u_m と入口から任意の距離 x での混合平均温度 $t_{m x}$ に基づく熱量 (W) である。この式から右辺の $t_{m x}$ を求めることができる。また、式中の R は内壁の半径であり、 $A = \pi R^2$ なる関係がある。

図3は、式 (3) の面積分の手法を図式的に示している。すなわち、断面図の下の方に示す

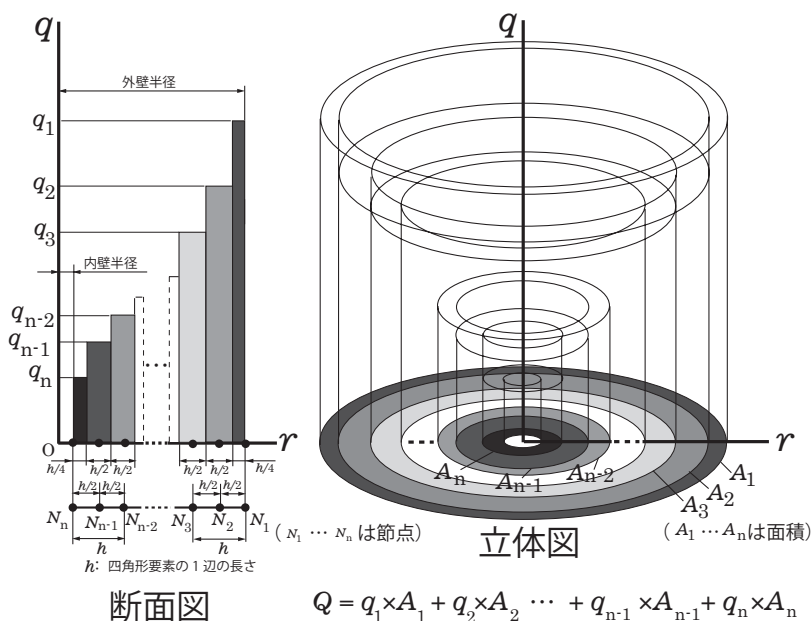


図3 各節点での温度と流速の解析結果に基づく断面での混合平均温度の計算手法

$N_1, N_2 \dots, N_{n-1}, N_n$ は、解析モデルで混合平均流速を求める断面での節点番号であり、 h は全ての要素の1辺の長さである。また、この図では外壁での節点が N_1 で内壁での節点が N_n であるが、内壁がなく内壁半径を0とした場合が図1に示したモデルに相当する。 N_3 は外壁に接する要素とその内側の要素で共有する節点であり、 N_2 は外壁に接する要素の中間節点である。そこで、解析された節点 N_1 での流速と温度は、 N_1 から N_1 と N_2 の中間点までの一定値として扱い、節点 N_2 での流速と温度は、 N_1 と N_2 の中間点から N_2 と N_3 の中間点までの一定値として扱う。また節点 N_3 での流速と温度は、 N_2 と N_3 の中間点から N_3 を共有している内側の要素の中間節点と N_3 との中間点までの一定値として扱う。ここでは全ての要素で1辺の長さが等しいので、このようなデータの扱いを、内壁に接する要素まで同様に適用すれば、各断面にて両端の外壁と内壁に接する節点でのデータは長さ $h/4$ の区間に適用され、そのほかの節点でのデータは長さ $h/2$ の区間に適用されることになる。

この断面図に記された $q_1, q_2 \dots, q_{n-1}, q_n$ は、節点 $N_1, N_2 \dots, N_{n-1}, N_n$ での解析データに基づく熱流束であり、濃淡を変えた長方形を縦軸の周りに1回転させてできる円筒の体積の合計が(3)式の左辺の積分を図形的に示したものである。図3の立体図は体積を求める円筒を示したものであるが、底断面のみ濃淡を変えて描いており、 $A_1, A_2 \dots, A_{n-1}, A_n$ は各円筒の断面積である。

一方、入口から任意の距離 x の断面での温度 t_x は、初期温度 t_o 、熱流束 q 、比熱 c 、質量流量 m_t 、それに入口から距離 x の断面までの壁面の伝熱面積 $A(x)$ を用いて次式で求めることもできる。

$$t_x = t_o - \frac{q \times A(x)}{c \times m_t} \quad (4)$$

質量流量は、密度と流速の積であるが、流速については解析を行った円管モデルでは流れに伴う流路の形状寸法に変化はないので、解析された入口と出口での平均流速の数値結果を用いた。また、 $A(x)$ は内壁断面の周の長さとして入口から距離 x の積として算出した。(4)式で得られる t_x と、(3)式に基づく t_{m_x} を比較した結果が図4に示す通りであり、両者は良く一致しているといえる。

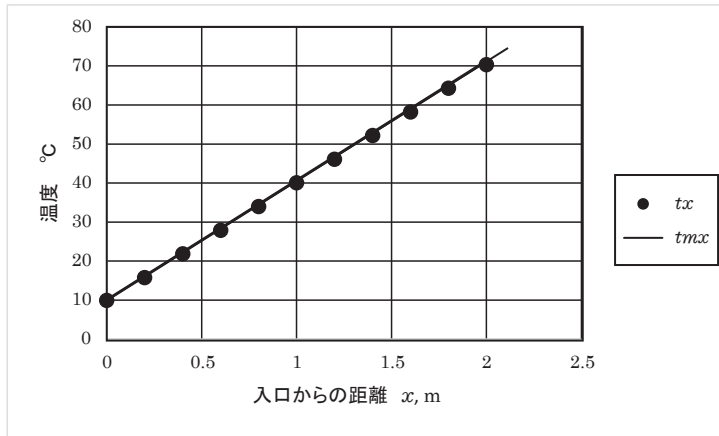


図4 断面での混合平均温度の計算結果（円管内の流れ）

4. 二重管式熱交換器での強制対流熱伝達

ここでは、二次元解析として扱うことのできる簡易熱交換器として、図5に示す二重管式熱交換器での解析結果について示す。内側を流れる流体Aと外側を流れる流体Bはどちらも特性を表1に示した水である。流体Aと流体Bの初期温度は、それぞれ80°Cと10°Cであり、流れの向きが同じである並流となるように図に示す入口での圧力を流体Aでは0.001Pa、流体Bでは0.002Paと設定し、反対側では両流体ともに圧力を0MPaと設定している。図5には解析を行った二次元軸対象モデルも合わせて示している。

内側を流れる流体Aから外側を流れる流体Bへの熱伝達を解析するにあたり、先に示した円管内の流れの解析と同様に熱伝達を考える壁面にて一様な熱流束を設定した。さて、円管の内壁から外壁への通過する単位時間当たりに流れる熱量は次式で与えられる。

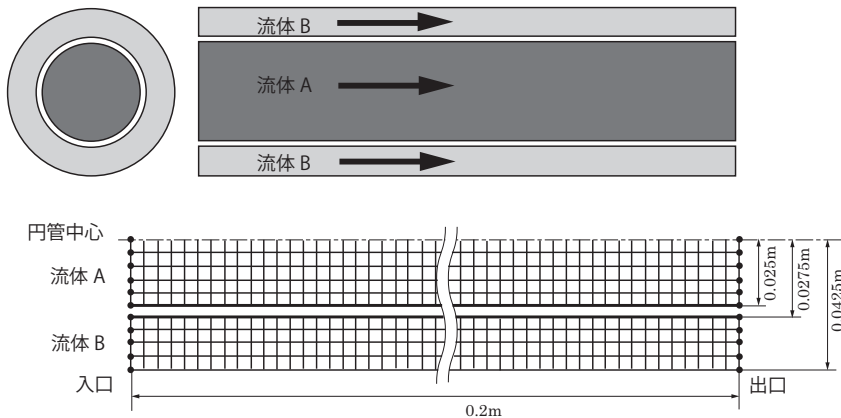


図5 二重管式熱交換器の解析モデル

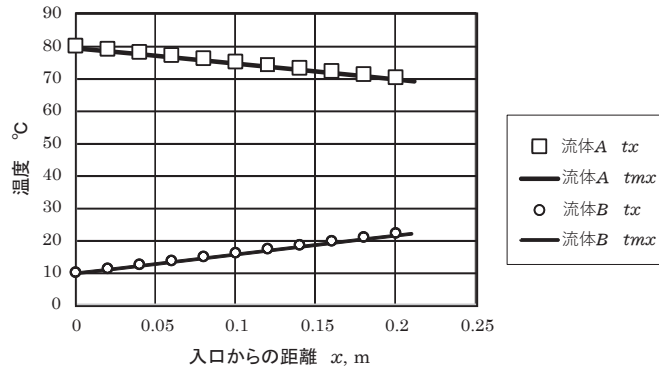


図6 断面での混合平均温度の計算結果（二重管式熱交換器）

$$Q = \frac{2 \pi \lambda l}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} (t_1 - t_2) \quad (5)$$

上式にて r_1 と r_2 はそれぞれ内壁と外壁の半径であり、 \ln は自然対数を意味している。また t_1 と t_2 はそれぞれ内壁と外壁での温度である。 l は円筒の軸方向の長さであり、 λ は円筒の熱伝導率である。熱流束は、単位面積・単位時間当たりに流れる熱量であるので、内壁での熱流束は (5) 式の右辺を内壁面積 $2 \pi r_1 \times l$ で割ることで得られる。同様に外壁での熱流束は (5) 式の右辺を外壁面積 $2 \pi r_2 \times l$ で割ることで得られるので、円筒の内壁と外壁での熱流束は壁面の半径に反比例の関係にある。既述の通りここでは流体 A から流体 B への熱伝達として解析を行っており、流体 A の通過する壁面の熱流束を 1000 W/m^2 と設定すれば、図 5 に示した解析モデルの寸法より流体 B へ円筒壁面での熱流束は、(5) 式に基づき 909.09 W/m^2 と算出される。

図 6 は、図 5 に示した二重管式熱交換器のモデルでの解析結果より (3) 式および (4) 式に基づく t_x と t_{mx} を求めた結果である。流体 A と流体 B の両者とも、誤差とみなすことのできる程度の差異がみられるが、算出された t_x と t_{mx} の間には良い対応関係が認められる。また、ここで示したように、熱流束に着目すれば両流体での解析を個別に行うことができる。

5. 立体型三次元モデルによる強制対流熱伝達

ここでは、三次元解析として行った図 7 (a), (b) に示す簡易熱交換器のモデルによる結果について示す。これらの両図に示すように円筒の中にさらに細い 4 本の円筒を通す構造の熱交換器であり、4 本の細い円筒の外側に流す流体を解析対象としている。図 7 (a), (b) に示す両モデルの違いは解析対象とする外側を流れる流体に仕切りを設けたか設けないかである。図 7 (a) は仕切りを設けないモデルであり、また同図 b) は仕切りを設けたモデルである。両モデルとも

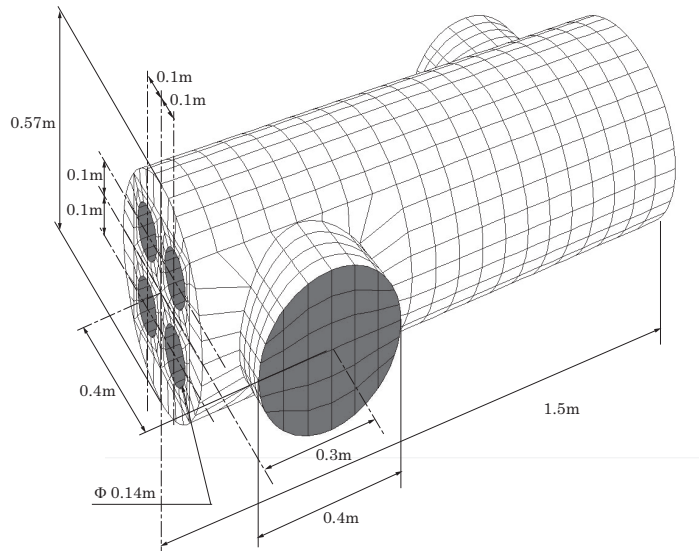


図7 a) 立体型三次元モデル（仕切り無）

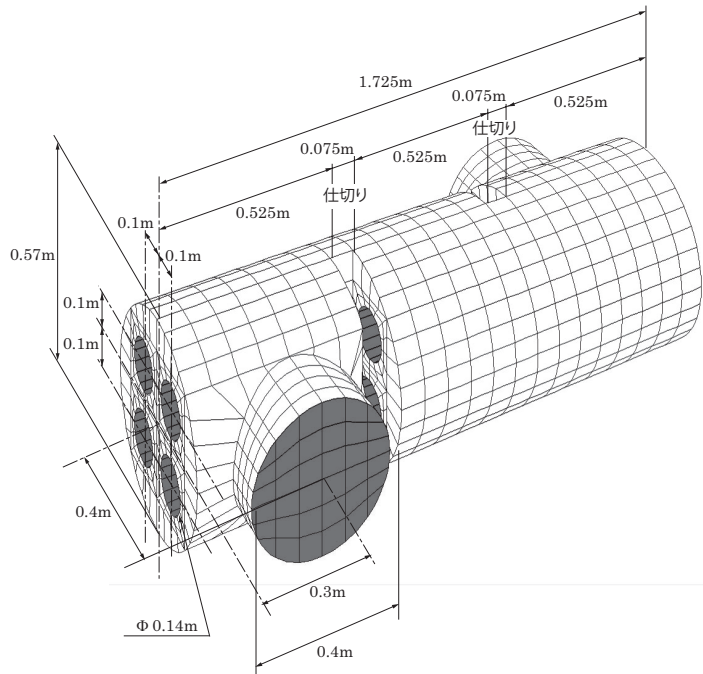


図7 b) 立体型三次元モデル（仕切り付）

入口は手前に付けた短い円管で、同じ形状の短い円管が出口として奥の方にも取り付けてある。また、両モデルでの形状寸法の違いは、図 (b) にて仕切りを設けることによる円管の長手方向の長さに関わる箇所のみである。

仕切りを設けたモデルと設けないモデルについて、それぞれ低温流体とする場合は入口での初期温度を 10°C とし、また高温流体とする場合は入口での初期温度を 80°C とした。入口での圧力は 0.0001Pa とし、出口では圧力を 0Pa とした。また、4本の細い円管の壁面での熱流束は $100\text{W}/\text{m}^2$ としているが、低温流体としての解析では壁面から熱量を受け、また高温流体としての解析では壁面へ熱量を放出するように設定した。図8の各図は解析された温度分布である。どの図も内部がわかるようにモデルから切り取った下側半分を示している。ここでは二次元軸対象モデルで示した混合平均温度に相当する計算は行っていないが、これらの図より、低温流体とした場合も高温流体とした場合も、仕切りを設けることで入口付近での温度の広がり制限され、入口と

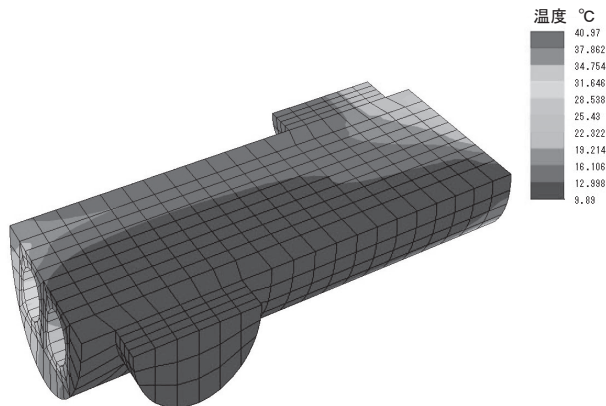


図 8 a) 低温流体仕切り無

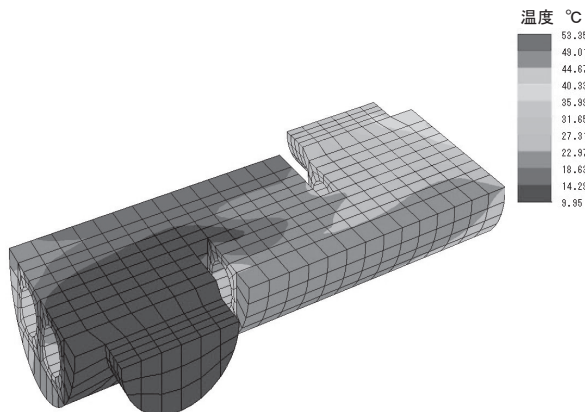


図 8 b) 低温流体仕切り付

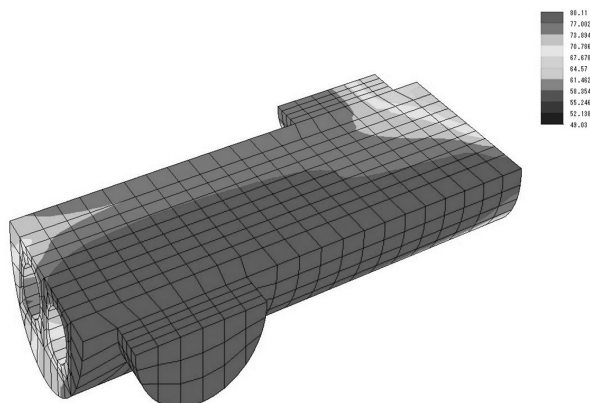


図 8 c) 高温流体仕切無

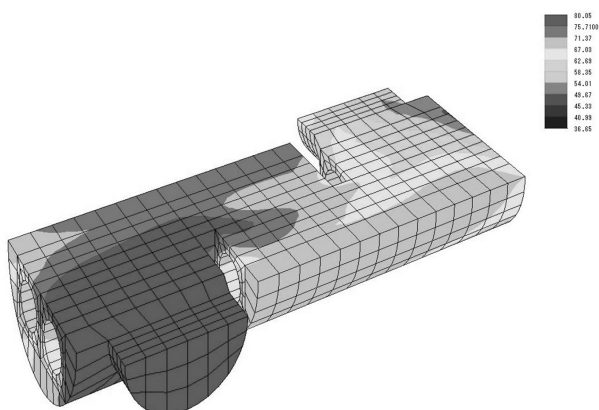


図 8 d) 高温流体仕切付

出口付近での温度変化が大きくなり、仕切りを設けることで熱交換がより効果的であることが確認される。

6. お わ り に

本報では、基本的な円管内の強制対流熱伝達について、円管の入口での初期温度と円管壁面での熱流束を設定することで解析を行った。また、解析結果に基づく流れに伴う断面での混合平均温度を計算し、熱量計算の基礎式による結果とほぼ一致することを確認した。

熱交換器については、二次元軸対象モデルとして解析可能な二重管式熱交換器、また立体型三次元モデルの解析も行った。伝熱壁面での熱流束を設定することで、二重管式熱交換器においては2種の流体を個別に解析することができ、また立体型三次元モデルにおいては仕切り板を設け

ることによる熱伝達効果について確認することができた。

一方、理論的なシミュレーションでは、実際の複雑な現象が十分に反映されない問題も考えられるが、大規模な実験装置を備え付けることは本学の現状からは容易ではなく、数値的には実際の現象との有意な差異が認められる場合においても、現象の傾向を把握するためであれば意義のある解析と考えられるので、今後もこうした解析を進めていきたいと思うところである。

本報での解析を行うにあたり、算生会代表者黒田英夫氏に解析ソフトの改善を行って頂くとともに、いくつかの有益な助言を頂いた。記して謝意を表する。

参 考 文 献

- 1) 加藤泰世, ピストンを想定した円筒型モデルによる熱伝導熱膨張に関する有限要素法解析, 中日本自動車短期大学論叢 (2014)
- 2) 加藤泰世, 有限要素法による減衰振動の時間応答解析, 中日本自動車短期大学論叢 (2018)
- 3) 加藤泰世, 円錐コイルバネでの静的荷重下での応力および変形に関する有限要素法解析, 中日本自動車短期大学論叢 (2015)
- 4) 加藤泰世, ボルト締め付け破断試験での実験結果に基づく応力ひずみ解析, 中日本自動車短期大学論叢 (2016)
- 5) 内田秀雄 他, 熱伝達特論, 裳華房, (1964)
- 6) 一色直次 他, 伝熱工学, 森北出版, (1971)
- 7) 吉田 駿, 伝熱学の基礎, オーム社, (1999)
- 8) 黒田英夫, 基礎からの数値解析, 工学社, (2010)

