

論文 / 著書情報
Article / Book Information

論題(和文)	熱交換器の性能解析における対数平均温度差法の一般化
著者(和文)	宇多村 元昭, ニキチン コンスタンチン, 加藤 恭義
出典(和文)	第44回伝熱シンポジウム, , ,
発行日 / Pub. date	2007, 5

Generalization of Logarithmic Mean Temperature Difference Method
in Heat Exchanger Performance Analysis

機正 *宇多村 元昭 (東工大)

Nikitin (東工大)

加藤 恭義 (東工大)

Konstantin

Motoaki Utamura, Nikitin Konstantin and Yasuyoshi Kato
Tokyo Institute of Technology
2-12-1 Ookayama Meguro-ku Tokyo 152-8550

Abstract

A generalized mean temperature difference (GMTD) method for heat exchangers is proposed. In the analysis of the performance of heat exchangers logarithmic temperature difference (LMTD) method has been widely used. This method, however, limits its application to those heating media with constant physical property. In turn GMTD method allows analysis with physical property distributed in an entire heat exchanger. Temperature profiles of the heat exchanger taken as function of heat load in place of axial length, mean temperature difference is evaluated numerically. It is mathematically demonstrated that LMTD method is an extremity of the GMTD method in the case of constant physical property. The GMTD method is applied to a hot water supplier with supercritical carbon dioxide as a heating media which is attracting attention as energy saving tactics. The hot water supplier operates under the condition of pseudo critical point of carbon dioxide where specific heat behaves anomaly. Incorporating GMTD method averaged overall heat transfer coefficient and subsequently formula of local Nusselt number are successfully derived for microchannel heat exchanger while formal application of LMTD method is found to give poor results i.e. two times less value with a larger error. This proves the validity of GMTD method.

Key Words : logarithmic mean temperature difference method, generalized mean temperature difference method, overall heat transfer coefficient, super critical carbon dioxide, heat exchanger, Nusselt number

1. 緒言

熱交換器のコンパクト化と効率向上はあらゆるエネルギーシステムのコスト低減のために重要である。例えば、ヒートポンプ、冷凍サイクルあるいは住居、産業用、自動車や加工プロセス産業における排熱回収システムなどがある。コンパクト性を測る指標に Colburn j ファクターがある。

$$j = \frac{D_h}{4L} Pr^{2/3} N, \quad (1)$$

ここで、 $N=NTU$ であり、熱媒体 1 と 2 が $K_1 \leq K_2$ の関係にある場合には、 N は対数平均温度差 ΔT_{LMTD} を用いて次式で定義している。

$$N = (T_i^1 - T_o^1) / \Delta T_{LMTD}. \quad (2)$$

このように、熱交換器の容積を検討するうえで対数平均温度差法⁽¹⁾は重要な概念である。しかし、対数平均温度差法(LMTD)の適用は、熱媒体の物性値が器内で一定とみなせる場合に限られる。一方、ターボ機械技術の進展により、近年省エネルギー機器に超臨界二酸化炭素を媒体とする熱サイクル⁽²⁾の導入が普及している。例えば、電気加熱の家庭用給湯器などである。その理由は、 CO_2 が毒性の無い自然冷媒であることのほかに、熱サイクルに含まれるヒートポンプサイクルで高い成績係数(COP)を有しているからである。

高いCOPを確保するために、 CO_2 は圧縮仕事を低減するうえで有利な擬臨界点を通過して状態変化する。擬臨界点近傍では比熱ほかの物性値が大きく変化し、LMTDが使えない。本研究の目的は、物性値が器内で一定でない場合にも適用できる一般化平均温度差法(Generalized Mean Temperature Difference Method, GMTD)を提唱し、超臨界 CO_2 と水を媒体とする給湯器に適用して、その有効性を明らかにすることにある。

2. 理論

2.1 対数平均温度の導出と限界 Fig.1に示す向流型熱交換器における流体温度の分布は次式に従う。

$$m_1 C p_1(x) \frac{dT_1}{dx} = -a_1 U_1(x) (T_1 - T_2)$$

$$m_2 C p_2(x) \frac{dT_2}{dx} = -a_2 U_2(x) (T_1 - T_2)$$

where

$$a_1 U_1(x) = a_2 U_2(x) = c(x)$$

$$a_i = A_i / L$$

平行流の場合には m_2 を $-m_2$ で置換する。式(3)から次式が得られる。

(3)

$$K_1(x)K_2(x)\frac{d\Delta T}{dx} = c(x)(K_1(x) - K_2(x))\Delta T$$

where

$$\Delta T = T_1 - T_2$$

$$K_i(x) = m_i C p_i(x)$$

式(4)を積分して、

$$\Delta T = \Delta T_i e^{\int \gamma(x) dx}$$

$$\gamma(x) = c(x) \left(\frac{1}{K_2(x)} - \frac{1}{K_1(x)} \right)$$

ここで、流体温度差 ΔT の添え字 i, o はそれぞれ流体 1 (高温側) の入口、出口での値を示す。また、両流体間で交換する熱量が等しい条件を流体の出入り口条件で表すと

$$Q_0 = K_1(0)T_1^i - K_1(L)T_1^o = K_2(0)T_2^o - K_2(L)T_2^i$$

いま、物性値が関与する係数が一定とすると、上式は

$$Q_0 = K_1(T_1^i - T_1^o) = K_2(T_2^o - T_2^i)$$

$$\Delta T_o - \Delta T_i = Q_0 \left(\frac{1}{K_2} - \frac{1}{K_1} \right) = \frac{\gamma Q_0}{c}$$

式(6)を用いて式(5)を解析的に積分すると、次式を得る。

$$\Delta T = \Delta T_i e^{\gamma x}$$

$$\ln \frac{\Delta T_o}{\Delta T_i} = \gamma L = \frac{C^*}{Q_0} (\Delta T_o - \Delta T_i)$$

対数平均温度差 ΔT_{LMTD} は

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_o - \Delta T_i}{\ln \frac{\Delta T_o}{\Delta T_i}}$$

であるから、式(7),(8)より最終的に次式を得る。

$$Q_0 = A_i U_i \Delta T_{LMTD} = C^* \Delta T_{LMTD}$$

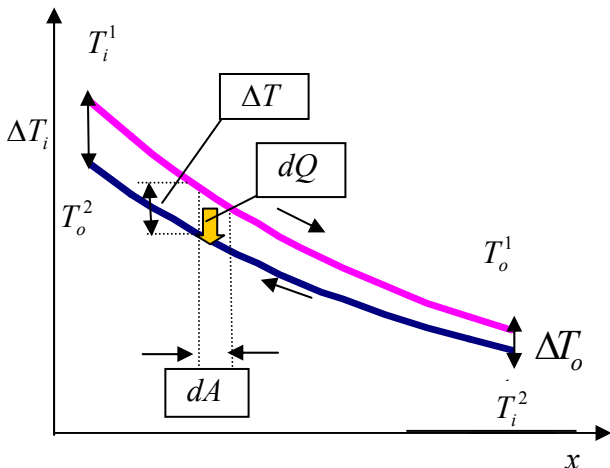


Fig.1 Fluid temperatures in a counter-flow heat exchanger.

式(9)は、総熱交換量を伝熱面積、総括熱伝達率および対数平均温度差と関係づけている。

2.2 流体温度差の熱負荷の関数としての記述 器内の微小伝熱要素 $x \sim x + dx$ において次式が成立する。

$$dQ = U_i dA_i \Delta T$$

$$dA_i = \frac{A_i}{L} dx$$

式(7)を式(10)に代入し積分すると、

$$\frac{Q}{Q_0} = \frac{\Delta T - \Delta T_i}{\Delta T_o - \Delta T_i}$$

これより、物性値が一定の場合の流体温度差は、入り口からその位置までの熱負荷と線形の関係にあることがわかる。一方、式(7)のように独立変数を距離にとれば指数関数になる。

2.3 流体物性が変化する場合の一般化平均温度差法 式(10)を積分型に直して、

$$\int_0^{Q_0} \frac{dQ}{\Delta T(Q)} = \int_0^{A_i} U_i dA_i$$

ここで、一般化平均温度差 $\Delta \bar{T}$ と平均総括熱伝達率 \bar{U}_i を次式で定義する。

$$\frac{1}{\Delta \bar{T}} \equiv \frac{1}{Q_0} \int_0^{Q_0} \frac{dQ}{\Delta T(Q)}$$

$$\bar{U}_i \equiv \frac{1}{A_i} \int_0^{A_i} U_i dA_i$$

式(12), (13)から、

$$Q_0 = A_i \bar{U}_i \Delta \bar{T} = \bar{C}^* \Delta \bar{T}$$

ここで、式(14)より、 $Q_0, \Delta \bar{T}$ が分かれば平均コンダクタンス \bar{C}^* がもとまり、さらに伝熱面積 A_i が既知なら平均総括熱伝達率 \bar{U}_i が、また \bar{U}_i が別途計算可能なら A_i が求まる。この結果既出の式(2)は次のように修正される。

$$N = (T_i^1 - T_o^1) / \Delta \bar{T}$$

式(13)の第一式は、熱負荷と流体の入り口条件 (設計条件) が与えられれば数値計算できる。さらに、後述するように所与条件の実現可能性を検討できる点に価値がある。この式(13)に式(11)を代入して解析的に置換積分すると、

$$\frac{1}{\Delta \bar{T}} = \frac{1}{Q_0} \int_{\Delta T_i}^{\Delta T_o} \frac{Q_0}{\Delta T_o - \Delta T_i} \frac{d\Delta T}{\Delta T} = \frac{\ln \frac{\Delta T_o}{\Delta T_i}}{\Delta T_o - \Delta T_i} = \frac{1}{\Delta T_{LMTD}}$$

を得る。すなわち、物性値が一定の場合には、一般化平均温度差 $\Delta \bar{T}$ は厳密に対数平均温度差 ΔT_{LMTD} に一致する。

3. 数値計算

3.1 計算手順 諸量 $Q_0, T_i^1, T_i^2, m_1, m_2, P_i^1$ and P_i^2 が与えられているものとする、両流体の器内温度と温度差は以下のように計算できる。 Q_0 が分かっている、低温側媒体の出口温度が求まる。 Q_0 を M 個の等負荷の計算要素 q に分割し、高温媒体の入り口から計算を開始する。要素内の熱バランスから、要素他端の比エンタルピーが求まる。このエンタルピーと圧力を PROPATH⁽³⁾ に入力して、温度を含む熱力学状態諸量を計算する。 m 番要素の右端格子点は $m+1$ 番要素の左端格子点に一致するから、漸次計算を進めることができる。温度積分 (式(13)) は次式で近似する。

$$\int_0^{Q_0} \frac{dQ}{\Delta T(Q)} = \sum_{m=1}^{M+1} 2q / (\Delta T_m + \Delta T_{m+1}) \quad (15)$$

よって、

$$\Delta \bar{T} = M / \left(2 \sum_{m=1}^{M+1} 1 / (\Delta T_m + \Delta T_{m+1}) \right) \quad (16)$$

3.2 計算例

3.2.1 物性値が一定の場合 Fig.2 は、 $\Delta T_i = 2.8 \text{ K}$, $\Delta T_o = 9 \text{ K}$, $Q_0 = 4.6 \text{ kW}$ の場合に、式(11)により計算した流体温度差の分布を示す。対数平均温度差法で評価した平均温度差は 16.7 K であり、ピンチポイントは熱交換器の低温側流体入り口部に存在している。物性値は PROPATH⁽³⁾ で計算した。

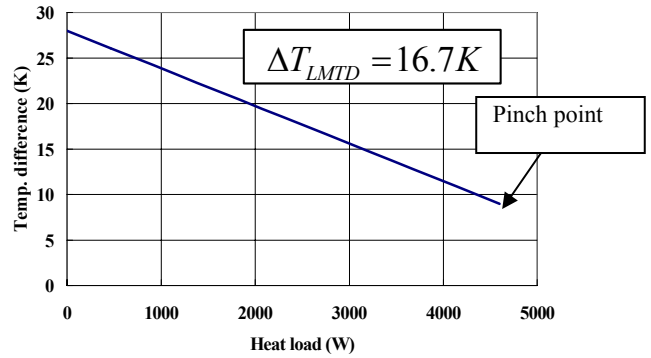


Fig.2 Temperature difference profile under constant physical property.

3.2.2 物性値が分布する場合 Fig.3 は二酸化炭素の物性値の温度依存性を示す。パラメータは圧力である。比熱とプラントル数に擬臨界点で極大値が見られる。これを熱媒とする熱交換器内の温度範囲が $10^\circ\text{C} \sim 120^\circ\text{C}$ の場合、器内でもこのような大きな分布が存在する。熱媒体に、常圧の水を低温側、擬臨界点近傍にある二酸化炭素を高温側とする給湯器の運転を考え、上記と同じ熱負荷と流体出入り口温度条件での特性を検討する。

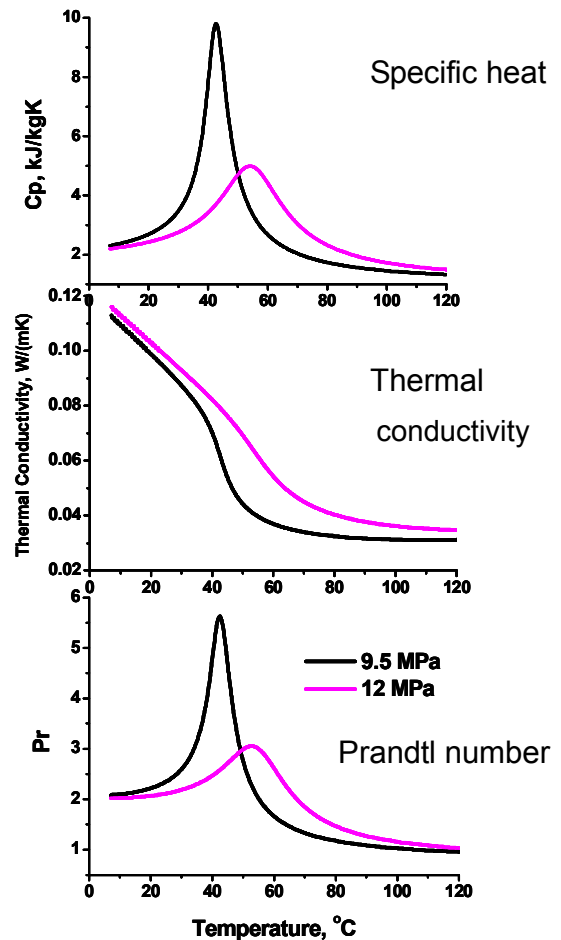
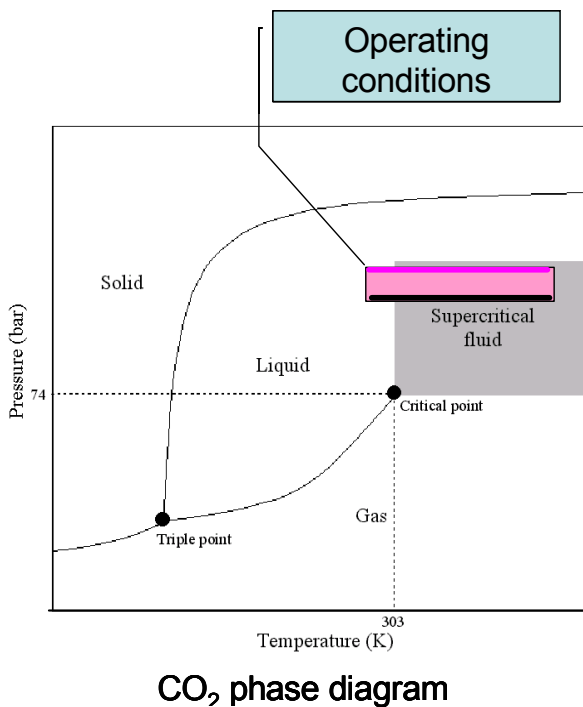


Fig.3 Behavior of physical property of carbon dioxide in pseudo critical state.

Fig.4 は、器内の熱媒の温度分布を熱負荷に対して示している。また、Fig.5 は流体の温度差の分布を示している。Fig.2 と異なりピンチポイントは熱交換器の端ではなく、中間に現われている。その位置は、二酸化炭素の比熱が異常に高い擬臨界点に対応している。

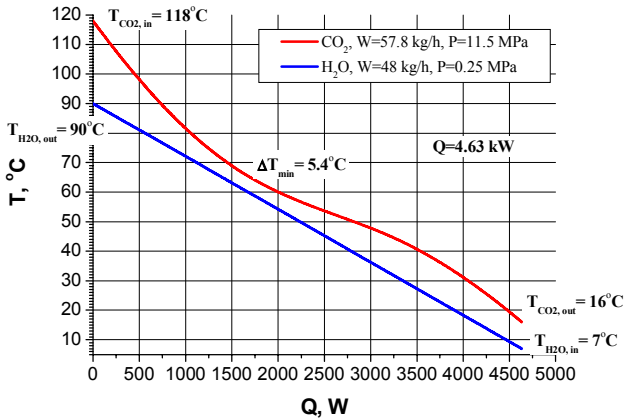


Fig.4 Temperature profile in heat exchanger with distributed physical property.

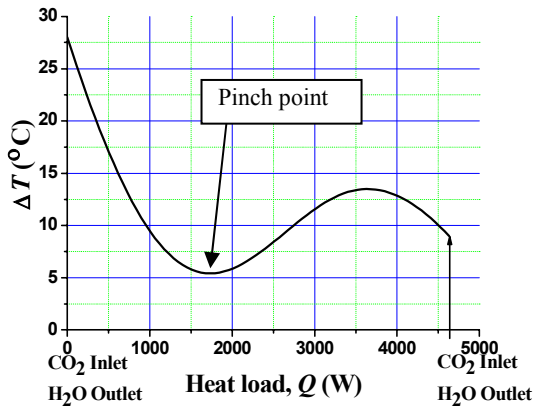


Fig.5 Temperature difference profile reduced from Fig.4.

二酸化炭素の臨界条件は、圧力 7.4MPa、温度 303K である。式 (16) を用いて計算すると、 $\Delta\bar{T} = 9.6\text{K}$ であり、 $\Delta T_{LMTD} = 16.7\text{K}$ の 58% である。また、所要熱コンダクタンス \bar{C}^* の器内平均値は 480W/K であり、逆に 72% (=1/0.58) 大きい。このように、物性値が器内で変化する場合、本手法による伝熱諸量の予測値は対数平均温度差法によるものと大きく異なることがわかる。

3.2.3 熱交換の容量制限 Fig.6 に示すようにピンチポイントが器内に現われる場合、温度差 ΔT が負になるような入出口条件が存在し、そのような熱交換器は実現不可能である。この条件を予測するうえで、熱負荷を用いた流体の温度分布表示法は強力なツールである。Fig.6 から両流体の片方の端における入出口温度条件を与えると、最大熱負荷を計算できる。例えば、左端の条件 (83°C、65°C) を指定すると、実現可能な最大熱負荷は約 1.5kW であり、そのときの右端の温度条件 (54°C) が求まる。同様に、右端の条件 (30°C、17°C) を与えると、最大熱負荷 (6.02-3.60=2.42kW) を与える左端の条件 (36°C) が求まる。

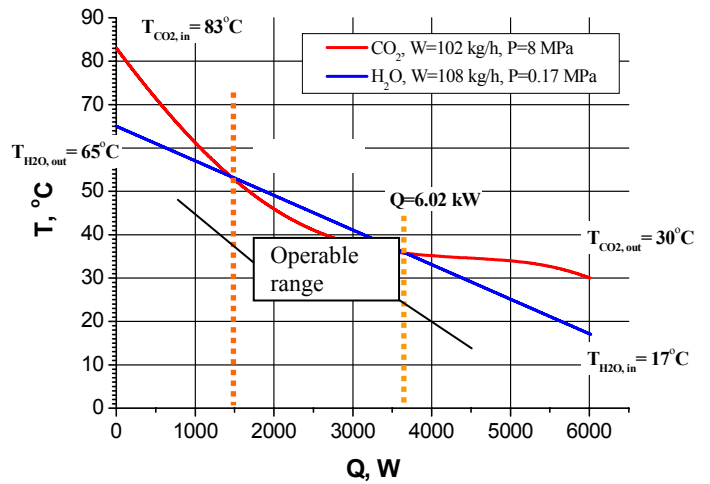


Fig.6 Operability and heat exchange capability.

4. 実験

4.1 実験方法 給湯器用の高性能熱交換器の開発を目的として、メゾチャンネル熱交換器を試作し、実験した。熱媒に超臨界二酸化炭素を用いたので、高压に耐える構造とするために、純銅薄板にフォトエッチングでmmオーダーの流路を形成した。流路形状の詳細は文献⁽²⁾⁽⁴⁾に詳述している。Fig.7に供試体を示す。水流路板を二枚の二酸化炭素流路板で挟み拡散接合で一体成形した。流体の流れは対向流とした。

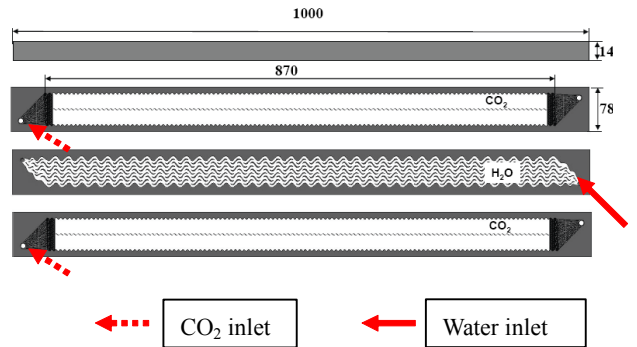


Fig.7 Configuration of mesochannel heat exchanger.

Fig.8 に試験ループを示す。供試体は試験部に挿入され、流体の入出口温度と器内流体温度、流量、圧力を測定する。運転は、両流体の入り口温度と水流量を与え、水の出口温度が所定値になるように二酸化炭素の流量を制御した。試験部は断熱保温し、両流体の熱バランスの相違を 3% 以内に抑制した。

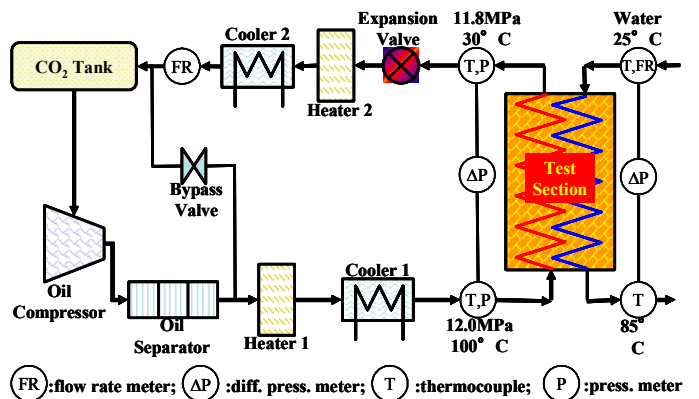


Fig.8 Flow diagram of supercritical CO₂ experimental loop.

また、試験部の圧力損失を測定した。表1は実験条件を示す。既出の Fig.3 に示した運転範囲で50ケースの条件を選択した。物性値の状態変化によりレイノルズ数、プラントル数は、実験ケースのみならず、器内において大きく変化している。このような体系で平均総括熱伝達率を実験的に求め、それを基に局所熱伝達率と圧力損失係数の実験式を求めた。

Table 1 Experimental conditions.

	CO ₂ side		Water side		
	min	max	min	max	
Press. (MPa)	9.5	12.6	~0.25		
Flow rate(kg/h)	26.8	81.1	17.4	50.4	
Temp.(deg C)	inlet	99.2	120.4	4.3	27.6
	outlet	19.4	45.6	84.9	93.4
Heat load(W)	1604	4628	1604	4628	
Reynolds No.	Inlet	7351	19773	110	587
	Outlet	1832	9960	510	1627
Prandtl No.	Inlet	1.03	1.05	5.74	11.43
	Outlet	2.06	2.89	1.89	2.10

4.2 実験結果 式(8), (16)を用いて熱媒の出入り口温度と熱交換量の測定値から対数平均温度差 ΔT_{LMTD} と一般化平均温度差 $\Delta \bar{T}$ を求め比較した。式(16)で $M=1000$ とした。Fig.9 に結果を示す。

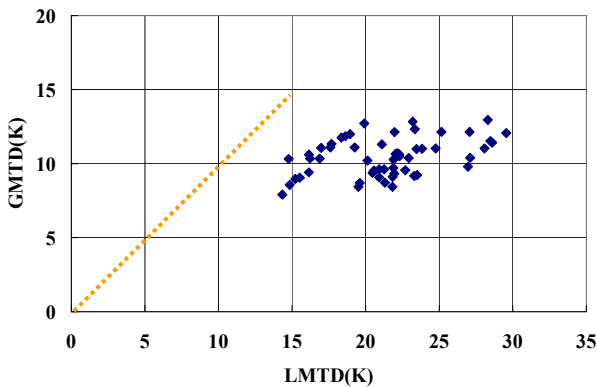


Fig.9 Comparison of GMTD and LMTD.

例外なく $\Delta \bar{T} < \Delta T_{LMTD}$ の関係にあるが相関関係は認められない。式(14)から $\Delta \bar{T}$ を用いて平均コンダクタンスの実験値 C^*_{-exp} を求めた。伝熱面積 A_0 は流体に接する壁面の総面積に選び、水力等価直径 D_h は、流路の空隙体積 V と伝熱面積の比を用いて定義した ($D_h \equiv 4V / A_0$)。局所熱伝達率 Nu には関数形 $Nu = C_1 \times Re^m Pr^n$ を仮定した。さらに両熱媒の流路が幾何学的に相似である点に着目して、未定定数 C_1, m, n が両流体で同じ値を持つと仮定した。式(13)から平均総括熱伝達率を計算して C^*_{-calc} を求め、一方式(14)から C^*_{-exp} を求め、両者の差が全実験データで最小になるように最小二乗法で未定乗数 C_1, m, n を決定し次式を得た。

$$Nu = 0.0473 Re^{0.8} Pr^{0.6} \quad (17)$$

得られた実験式の予測精度を Fig.10 に示す。Fig.10 には対数平均温度差法 (LMTD) を用いて得た実験式(式(17)の約50%)の予測精度を合わせて示す。これより、LMTD より GMTD の偏差が小さく予測精度が高いことが分かる。

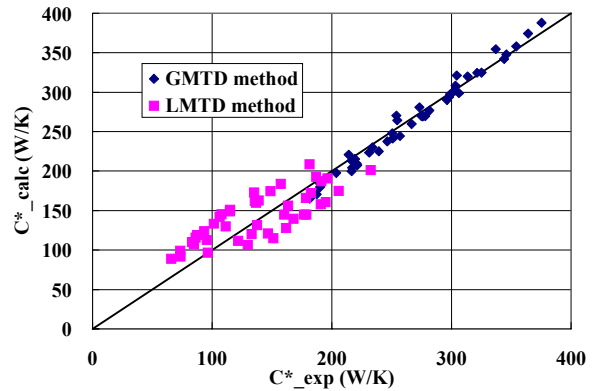


Fig.10 Heat conductance by two methods.

4.3 諸量の熱交換器内分布

4.3.1 熱交換器内温度分布の予測精度 Fig.11 は、流体の入り口温度と交換熱量の実験値を与え、式(17)を用いて器内の流体温度を予測した。横軸の長さの計算には式(17)を用いた。実測値と比較した結果を示す。点が実測値、実線が計算値を示す。内部ピンチポイントの発生位置、大きさの予測精度が高い。以上より、式(17)の精度と、一般化平均温度差法 (GMTD) の有効性が明らかになった。

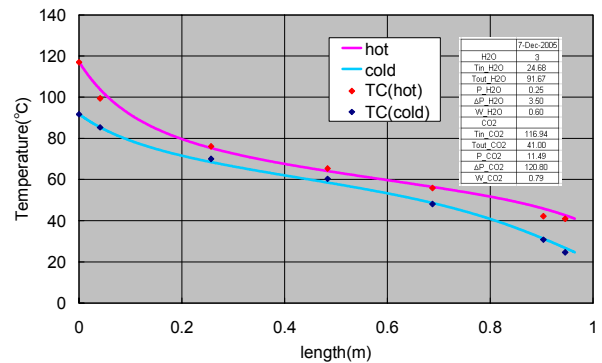


Fig.11 Predicted and measured temperature profile in MCHE

4.3.2 熱伝達率、総括熱伝達率の分布 Fig.12 は典型的な実験条件下での熱伝達率の分布を示す。計算には式(17)を用いた。黒が二酸化炭素側、青が水側の局所熱伝達率、ピンクが水側伝熱面積基準、緑が二酸化炭素側の伝熱面積基準の総括熱伝達率をそれぞれ示す。ピーク位置に擬臨界点が存在している。

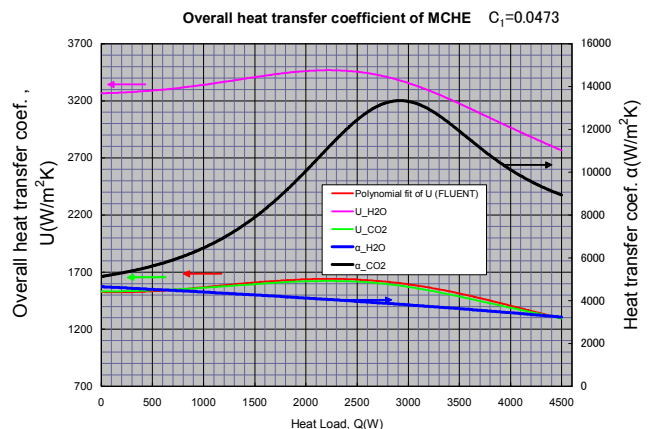


Fig.12 Calculated profile of OHTC and HTC in MCHE.

4.4 圧力損失特性 物性値に分布がある場合の熱交換器の圧力損失評価法を述べる。ここでも、独立変数を長さ x から熱負荷 Q に置換することにより、圧力損失による絶対圧力の減少を考慮した。圧力とエンタルピーから伝熱要素の温度を計算できる。式(18)で局所熱コンダクタンス c の計算に式(17)を用いている。

$$\Delta P = \int_0^L \varphi dx = \int_0^{Q_0} \varphi \frac{dx}{dQ} dQ = \int_0^{Q_0} \varphi \frac{dQ}{c\Delta T} \quad (18)$$

$$\varphi \equiv fG^2 / 2\rho D_h$$

式(18)において、圧力損失係数 f を $f = C_2 Re^{-\gamma}$ と仮定し係数 C_2 、 γ を実験値から最小二乗法で決定した。局所圧力損失係数として次式を得た。

$$f = 2.34 Re^{-0.25} \quad (19)$$

Fig.13 の黒は式(19) (Integral method) の予測精度を示す。5%以内での一致が得られている。これに対し、 f, Re を伝熱面積で重み付けした平均値を用いて $\Delta P = \bar{f}LG^2 / 2\bar{\rho}D_h$ 、 $\bar{f} = 2.23\bar{R}e^{-0.25}$ により、圧力損失を評価した場合を赤で示す。偏差は約 10%と予測精度は悪い。この原因は、物性値が熱交換器内で大きく変化していることによると推定される。これより、物性値に分布がある場合に式(18)の手法で圧力損失を評価する必要があることが示された。

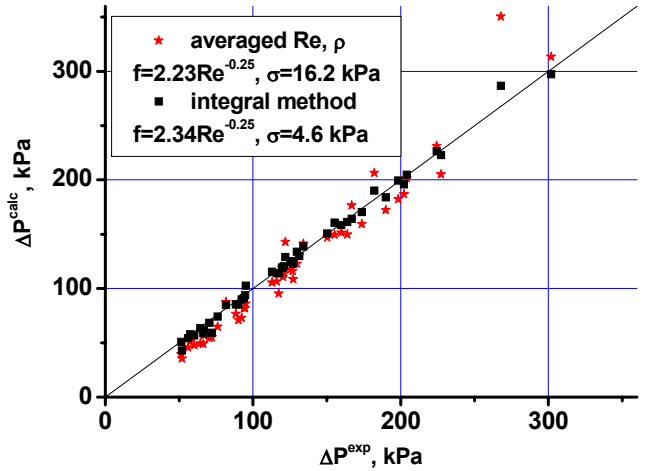


Fig.13 Comparison of calculation with experiment.

5. 物性値に分布がある場合の熱交換器の設計フロー

図 14 に設計フローを示す。両流体の入り口温度、流量、圧力と要求熱負荷ならびに許容圧力損失が与えられているときに熱交換器の長さ、所要伝熱面積ならびに体積を計算するフローを明らかにした。式(17)を伝熱要素に適用すると、伝熱要素の長さ Δx_m と伝熱面積を求めることができる。さらに式(19)を適用すると伝熱要素内での圧力損失を計算できる。これの総和をとり、許容値と比較して過不足がある場合には、流路チャンネル数を変更して収束するまで再計算する。

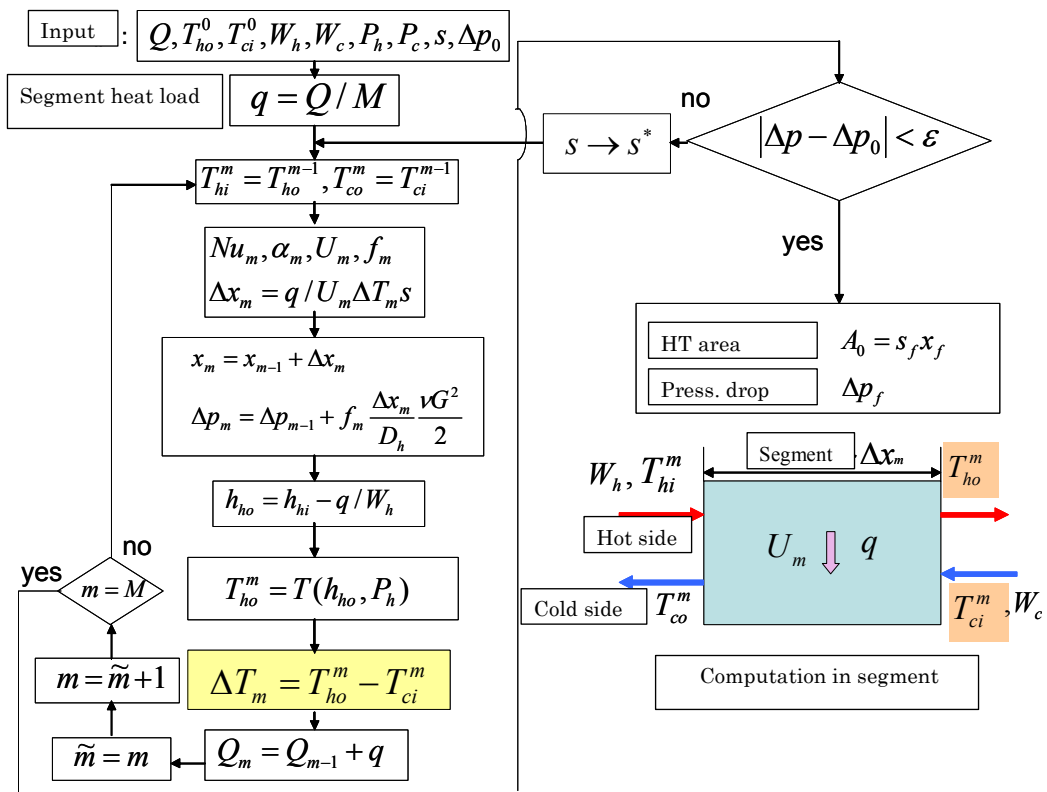


Fig.14 Design flow diagram for heat exchangers with distributed physical properties.

6. 結論

熱交換器の性能評価の精度向上を目的として、熱交換器内で物性値に分布が有る場合にも適用可能な一般化平均温度差法 (Generalized Mean Temperature Difference Method, GMTD) を開発した。GMTD は、物性値が一定の場合に、よく知られた対数平均温度差法に厳密に一致することを理論的に明らかにした。

比熱の分布に極大が存在する場合、ピンチポイントが器内に現われ、熱負荷が制限される。GMTD を応用して、その場合の限界熱負荷の予測を可能にした。

熱媒に超臨界二酸化炭素を用いる給湯器の実験でこの手法の有効性を明らかにした。すなわち、伝熱流動特性の評価において、GMTD を適用した場合、予測精度が5%以内の局所熱伝達率の実験式と局所圧力損失係数の実験式を得たが、対数平均温度差法を用いた場合の予測誤差は今回の実験範囲では約2倍大きくなった。

給湯器の運転条件では、対数平均温度差は GMTD の予測値の1.5倍から2倍の値を持つ。この結果、対数平均温度差法を既存の伝熱相関式と組み合わせて適用すると、所要伝熱面積を過小評価する危険性があることがわかった。

さらに、得られた実験式を用いて、物性値に分布がある場合の熱交換器の設計手法を明らかにした。

謝辞

本論文は、経済産業省からの交付金を原資とし実施する「エネルギー使用合理化技術戦略的開発」事業の一つとして、NEDO技術開発機構との受託研究契約に基づいて、東京工業大学が実施した17年度の成果である。

参考文献

- (1) Hesselgreaves, J.E., Compact Heat Exchangers, Selection, Design and Operation, Pergamon, (2001), pp.1-2 伝熱・他2名, 機論(B), 12-345(2001), 1234.
- (2) Tsuzuki, N. et al., High performance printed circuit heat exchanger, Heat SET 2005, Heat Transfer in Components and Systems for Sustainable Energy Technologies, April 5-7, Grenoble, France
- (3) 伊藤 他1., PROPATH: 流体の熱物性値プログラム・パッケージ, 第10.2版, (1997) コロナ社
- (4) Utamura, M. et al., NTHAS5-N001, Proc. 5th Korea-Japan Symposium on Nuclear Thermal Hydraulics and Safety, November 26-29, (2006), Jeju, Korea

記号・略号の説明

A	伝熱面積	(m^2)
A_0	熱交換器全体の伝熱面積	(m^2)
a	熱交換器単位長さ当たりの伝熱面積	(m)
C^*	熱コンダクタンス(= $A_i U_i$)	(W/K)
c	熱交換器単位長さ当たりの熱コンダクタンス(= $a_i U_i$)	(W/mK)
C_1	ヌッセルト数実験式の未定定数	(-)
C_2	圧力損失係数実験式の未定定数	(-)
C_p	定圧比熱	(J/kgK)
D_h	水力等価直径	(m)
f	圧力損失係数(= $2\rho\Delta P D_h / LG^2$)	(-)
G	質量流束	(kg/m^2s)
$GMTD$	一般化平均温度差法の略号	
h	比エンタルピー	(J/kg)
j	コルバーンの j ファクター	(-)
K	熱媒体の熱容量 (= mC_p)	(W/K)
L	熱交換器の長さ	(m)
$LMTD$	対数平均温度差法の略号	
$MCHE$	Mesochannel heat exchanger の略記	

M	伝熱計算要素の数	(-)
m	質量流量 (kg/s), レイノルズ数の未定指数	(-)
N	サーマルユニット数(NTU)	(-)
Nu	局所ヌッセルト数(= $\alpha D_h / \lambda$)	(-)
n	プラントル数の未定指数	(-)
$OHTC$	総括熱伝達率の略号	
P	圧力	(Pa)
ΔP	圧力損失	(Pa)
Pr	プラントル数	(-)
Q	熱交換量	(W)
Q_0	熱交換器の熱負荷	(W)
q	伝熱要素での交換熱量	(W)
Re	レイノルズ数 (= $G D_h / \mu$)	(-)
s	流路チャンネル数	(-)
T	温度	(K)
ΔT	高温熱媒と低温熱媒との温度差	(K)
ΔT_i	高温熱媒入口での低温熱媒との温度差	(K)
ΔT_o	高温熱媒出口での低温熱媒との温度差	(K)
ΔT_{LMTD}	対数平均温度差	(K)
$\Delta \bar{T}$	一般化平均温度差	(K)
U	総括熱伝達率	(W/m^2K)
V	流路の空隙体積	(m^3)
W	質量流量	(kg/s)
x	座標、高温熱媒入口からの距離	(m)
Δx_m	伝熱要素 m の長さ (= $q/c \Delta T$)	(m)

ギリシャ文字

α	熱伝達率	(W/m^2K)
γ	$c(1/K_2 - 1/K_1)(m^{-1})$; 圧力損失係数実験式の未定係数	(-)
λ	熱伝導率	(W/mK)
ν	動粘性係数	(m^2/s)
μ	粘性係数	($Pa \cdot s$)
ρ	流体密度	(kg/m^3)
Δ	物理量の差	

下付き添字

i	1(高温流体側)、2(低温流体側); 入口を指す
o	出口を指す
0	熱交換器全体; 指定値
h	高温側
c	低温側
f	伝熱要素の最終番号
m	伝熱要素の番号

上付き添字

1	高温側
2	低温側
i	入口
o	出口
$-$	熱交換器全体にわたる平均値