

早稲田大学大学院環境・エネルギー研究科

博士学位論文

自動車空調用熱交換器の高性能化
に関する研究

—最適設計手法の確立による開発効率の向上—

Research on Performance Improvement of Heat

Exchangers for Automobile Air Conditioning

—Improvement of Development Efficiency by Establishing Optimal Design Method—

2013年2月

早稲田大学大学院 環境エネルギー研究科

環境・新エネルギー研究

金子 智

目次

第1章	序論	1
1.1	研究背景	1
1.1.1	車両パワートレインの変化による空調機器への影響	1
1.1.2	自動車空調用熱交換器の変遷	4
1.1.3	冷媒の動向	5
1.2	研究目的	8
1.3	従来研究と本研究の位置づけ	9
1.4	本研究の概要	11
1.5	参考文献	12
第2章	コルゲートフィンの基礎特性に関する研究	14
2.1	緒言	14
2.2	熱伝達・圧力損失に関する実験研究	15
2.2.1	実験装置概略	15
2.2.2	実験条件	18
2.2.3	実験方法	20
2.2.4	熱伝達率, 圧力損失の無次元化	20
2.2.5	実験結果と既存式との比較	22
2.3	CFDを用いたパラメータスタディ	26
2.3.1	解析モデル	26
2.3.2	解析方法	27
2.3.3	メッシュ影響把握及び実験結果との比較	29
2.3.4	パラメータの設定	30
2.3.5	解析結果	34
2.3.6	要因効果図	35
2.3.7	分散分析	40
2.3.8	交互作用に関する考察	44
2.4	相関式の作成	49
2.4.1	解析フィン仕様	49
2.4.2	解析結果と従来式との比較	50
2.4.3	解析結果に関する考察	52
2.4.4	相関式の検討	58
2.5	本章のまとめ	62
2.6	参考文献	63

第3章	凹凸平板間の熱伝達・圧力損失特性に関する研究	65
3.1	緒言	65
3.2	熱伝達・圧力損失に関する実験研究	66
3.2.1	実験装置及び実験方法	66
3.2.2	実験条件	67
3.2.3	熱伝達率, 圧力損失の無次元化	70
3.2.4	タグチメソッドによる影響因子把握	72
3.2.5	熱伝達率, 圧力損失特性	76
3.2.6	可視化実験	78
3.3	CFD 解析	81
3.3.1	解析方法	81
3.3.2	解析結果	81
3.3.3	実験結果との比較	89
3.4	相関式の提案	93
3.4.1	パラメータ範囲の拡張及び臨界 Re 数の検証	93
3.4.2	説明変数の定義	98
3.4.3	相関式の作成	104
3.5	本章のまとめ	106
3.6	参考文献	107
第4章	熱交換器の性能予測手法の開発	
4.1	緒言	109
4.2	解析方法	111
4.2.1	プログラム概要	111
4.2.2	蒸発器計算アルゴリズム	113
4.2.3	凝縮器計算アルゴリズム	116
4.2.4	冷媒側熱伝達特性	119
4.2.5	冷媒側圧力損失特性	123
4.3	実機検証 (従来熱交換器)	125
4.3.1	熱交換器仕様及び試験条件	125
4.3.2	検証結果	131
4.3.3	まとめと今後の課題	140
4.4	実機検証 (フィンレス熱交換器)	141
4.4.1	熱交換器仕様及び試験条件	141
4.4.2	検証結果	145
4.4.3	まとめと今後の課題	147
4.5	従来熱交換器とフィンレス熱交換器の比較	147
4.6	本章のまとめ	148

4.7	参考文献	150
第5章	熱交換器の最適化検討	152
5.1	緒言	152
5.2	解析方法	154
5.2.1	評価指標の設定	154
5.2.2	解析条件	156
5.3	従来熱交換器の最適化	159
5.3.1	パラメータの選定	159
5.3.2	解析結果	161
5.3.3	最適化検討（蒸発器）	165
5.3.4	最適化検討（凝縮器）	173
5.4	フィンレス熱交換器の最適化	177
5.4.1	パラメータの選定	177
5.4.2	解析結果	179
5.4.3	最適化検討（蒸発器）	182
5.4.4	最適化検討（凝縮器）	188
5.5	従来熱交換器とフィンレス熱交換器の比較	192
5.6	本章のまとめ	194
5.7	参考文献	195
第6章	結論	197
6.1	本論文の成果	197
6.2	今後の展望	198
6.2.1	着霜・除霜特性に関する検証	198
6.2.2	定置用空調機器への展開	200
6.2.3	製造コストへの展開	201
6.3	参考文献	202
	謝辞	203
	研究業績	204

第1章 序論

1.1 研究背景

1.1.1 車両パワートレインの変化による空調機器への影響

近年、ガソリン車やディーゼル車に代わるパワートレインとして、ハイブリッド車（以下HEV）や電気自動車（以下EV）の開発が盛んになってきている。日本国内においては、トヨタ自動車、日産自動車等の主要メーカーがEVの量産を計画しており、今後益々加速していくものと考えられる。表1.1.1に日本国内におけるEV及びHEVの生産台数の推移を示す⁽¹⁾。EV、HEVともに平成20年頃から生産台数が急速に伸びており、この傾向は今後も続くと考えられる。さらに日本国内だけでなく、欧米や中国等でもEVの開発が行われており、世界的にもEVの生産台数は増加傾向にあるといえる。

空調機器の観点から考えたHEV、EVに対する課題として、走行距離に対する影響と暖房熱源に対する影響の2点が挙げられる。図1.1.1にガソリン、電気等のエネルギー密度を比較した図を示す⁽²⁾。この図から明らかなようにEVのバッテリーとして用いられるリチウム電池やニッケル水素電池等はガソリンや軽油と比較して、エネルギー密度が極端に低い。そのためガソリンや軽油のエクセルギー効率を加味しても、同一容量の電池とガソリンで比較すると本質的にEVの走行距離はガソリン車よりも短くなる。従って、必然的に全エネルギーに対するエアコンで消費するエネルギーの割合はEVの方が大きくなるといえる。またガソリン車やディーゼル車では燃料の持つエネルギーの多くを排熱として放出しており、従来の自動車空調では、その排熱を利用して暖房を行っているため、コンプレッサの駆動時間は冷房と比較して極端に低くなる。一方でEVでは、排熱は皆無に等しいため、新たに暖房熱源を作り出す必要がある。暖房熱源として最も容易に考えられるのが電気ヒーターであり、現在量産されているEVはほとんど全て、電気ヒーターを用いているのが現状である。しかしながら、電気ヒーターのCOPは最大でも1であり、投入エネルギー以上の暖房エネルギーを得ることはできない。従って、車両燃費(電費)を考慮するとヒートポンプ（以下HP）による暖房を行うのが最も有効であると考えられる。

ルームエアコンや業務用エアコンでは、従来からHPによる冷暖房を行っているが、自動車空調では、先述の通り冷房はHPであるが暖房はエンジン排熱を用いている。図1.1.2は内燃機関とEVの空調システムの比較を示したものである。HPシステムでは、室外熱交換器が

それぞれ冷房・暖房の切り替えで蒸発器・凝縮器の両方の役割を果たす。また従来、暖房用熱交換器として使われていたヒータコアは室内凝縮器に置き換わる構成となる。従って、室外熱交換器については蒸発器、凝縮器のどちらで使われても高性能な設計手法が求められる。一方で室内凝縮器については、新規に設計が必要であり、効率的な設計手法が求められている。また、HPシステムとなることで、配管構成の複雑化、各種弁の追加等により回路内の圧力損失が増加することが予想される。従って、HP用の熱交換器には低圧力損失化が益々求められると考えられる。また、室外熱交換器については、暖房運転時の着霜が大きな課題となることが挙げられるため熱交換性能と合わせて考えていく必要がある。

1.1.1 電気自動車等生産台数統計⁽¹⁾

年度			H17	H18	H19	H20	H21	H22	H23
電気自動車	乗用車	普通	0	0	0	0	0	7898	27199
		小型	0	0	0	0	0	0	0
	貨物車		0	0	0	0	0	0	0
	乗合車		0	0	0	0	0	0	2
	特殊車		1	0	0	0	0	0	0
	軽自動車	乗用	1	5	18	26	1744	8271	14837
		商用	0	0	2	0	1	12	4112
	合計		43	28	2	5	20	26	1,745
ハイブリッド車	乗用車	普通	259999	333195	516437	373249	676022	617061	717374
		小型	654	78	0	34478	145924	112621	310788
	貨物車		1503	1831	2092	2983	1464	1244	2088
	乗合車		37	56	82	149	197	95	64
	特殊車		1	0	404	777	779	641	845
	軽自動車	乗用	0	0	0	0	0	0	0
		商用	58	63	101	63	120	5	0
	合計		77,561	164,226	262,252	335,223	519,116	411,699	824,506
電気自動車等合計			77,604	164,254	262,254	335,228	519,136	411,725	826,251

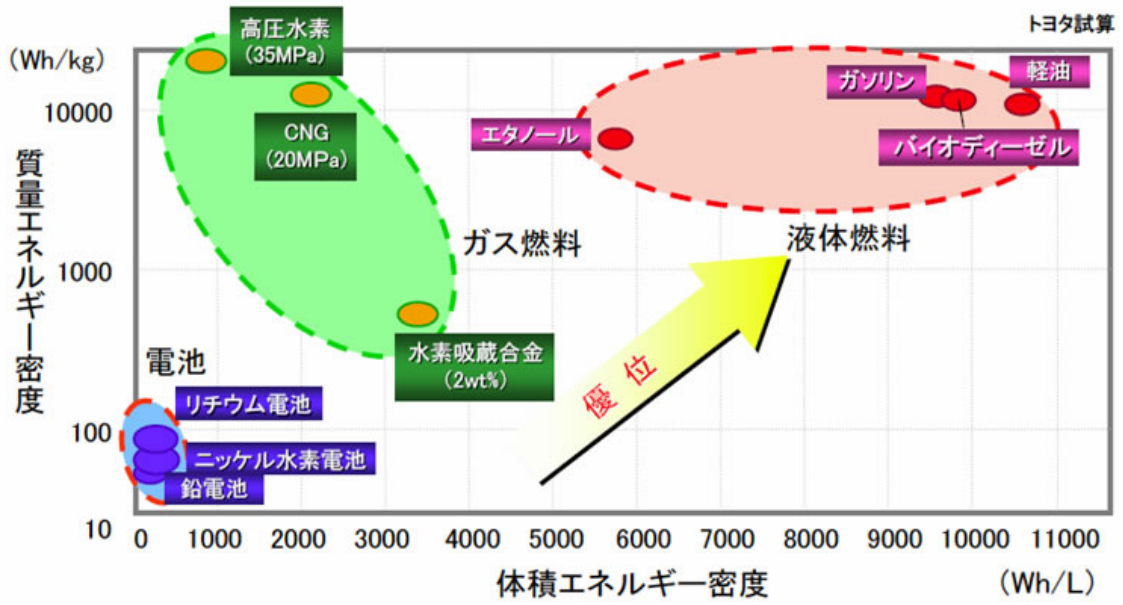


図 1.1.1 エネルギー密度比較

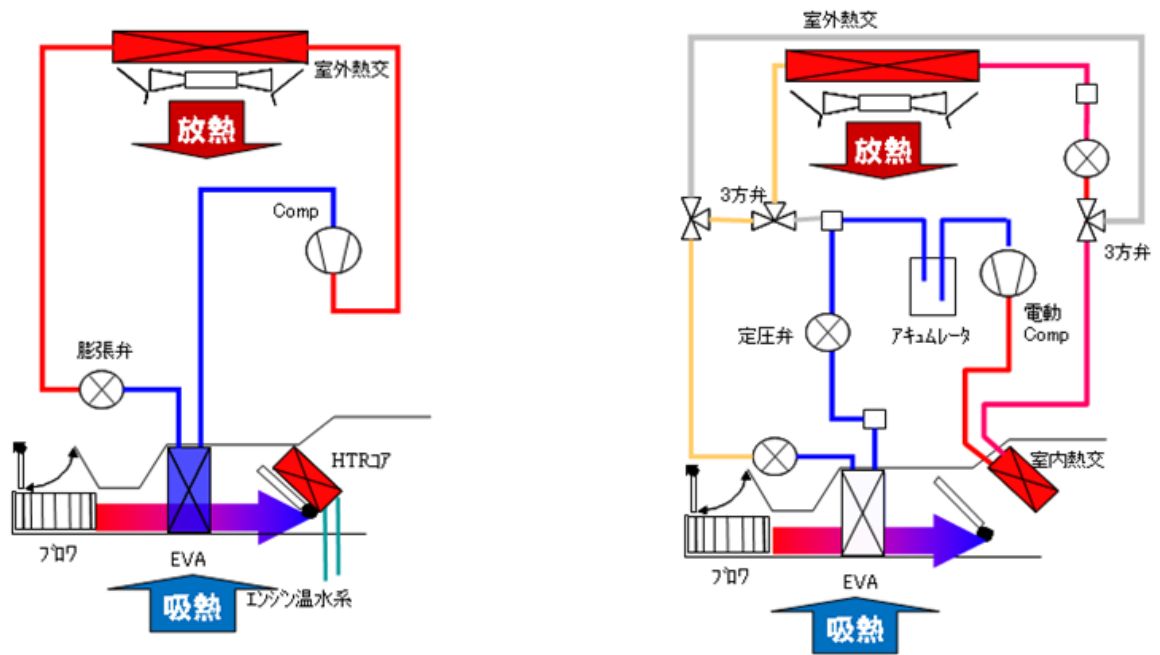


図 1.1.2 内燃機関(左)と電気自動車(右)の空調システム構成例

1.1.2 自動車空調用熱交換器の変遷

現在の自動車業界において、空調機器の搭載は不可欠となっており、その装着率はほぼ100%となっている。カーエアコンは、主にコンプレッサ、コンデンサ、膨張弁及びエバポレータ、ヒータコアを含む HVAC で構成されている。冷房時にはエンジンを動力としたコンプレッサを駆動して冷凍サイクルを作動させることによりエバポレータで空気を冷却し、暖房時にはエンジン冷却水をヒータコアに流すことで暖房を行っている。いずれにしてもエンジンからのエネルギーを使っており、自動車の燃費の 10%近くは空調に使われているという現状である。そのため、これまでにサブクールシステム、スクロールコンプレッサの採用等、多くの省エネ技術が開発されており、カーエアコンの性能は飛躍的に向上している。

そのような中で、熱交換器の性能も大きく変化しており、図 1.1.3⁽³⁾及び図 1.1.4⁽⁴⁾に示すように、ここ 30 年の間に熱交換器のサイズは半分以下になっている。カーエアコンの登場初期には、現在ルームエアコン等で多く用いられているフィン&チューブタイプの熱交換器が多く用いられていたが、カーエアコンでは搭載スペースの制約が厳しく、小型化・高性能化が常に求められており、その結果として小型化・高性能化技術が大きく発展したと言える。それぞれの熱交換器の変遷を詳しく見ていくと、フィン&チューブでは円管とプレートフィンを経験し機械接合により接着し構成されていた。その後、扁平多穴チューブとコルゲートフィンをろう付け接合したサーペンタインタイプの熱交換器が開発された。これにより、冷媒側、空気側の熱伝達が大きく向上した。さらにその後、内面突起等が形成された積層プレートにより冷媒流路を構成したプレートフィンタイプの熱交換器が開発され、冷媒側の熱伝達率向上が図られた。また、積層プレートを用いることでフィン高さの縮小が可能となり、空気側の伝熱性能の改善も同時に図られるようになった。さらに現在では、扁平多穴チューブとヘッダタンクにより構成されたパラレルフロータイプの熱交換器が主流となりつつある。このようにカーエアコン用の熱交換器は、構造の変革により大幅な性能改善を達成してきた。その背景にあるのが加工技術、生産技術、材料技術等の進歩であり、このような要素技術の向上が熱交換器の性能向上を支えていると言える。しかしながら、近年ではチューブやフィンの微細化、細密化によって性能向上を図っており、基本的な構造の変化はほとんどないのが現状である。一方でチューブやフィンの細密化をさらに突き詰めると、拡大伝熱面としてのフィンの影響が相対的に減少し、究極的にはフィンレス化という考えが生まれてくる⁽⁵⁾。このように今後の熱交換器の性能向上に対してどのよ

うなアプローチが必要であることを明らかにすることが重要であると言える。

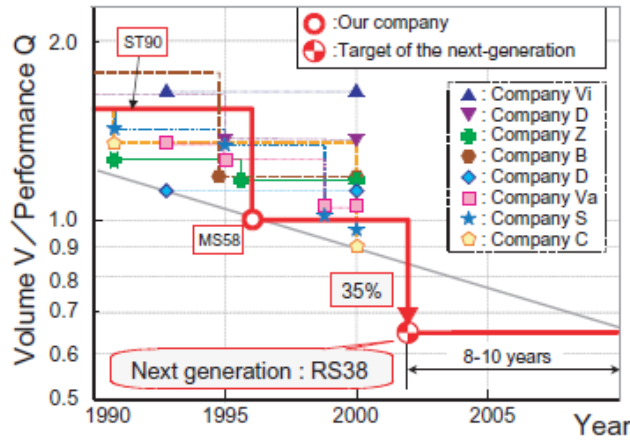


図 1.1.3 蒸発器性能改善の変遷⁽³⁾

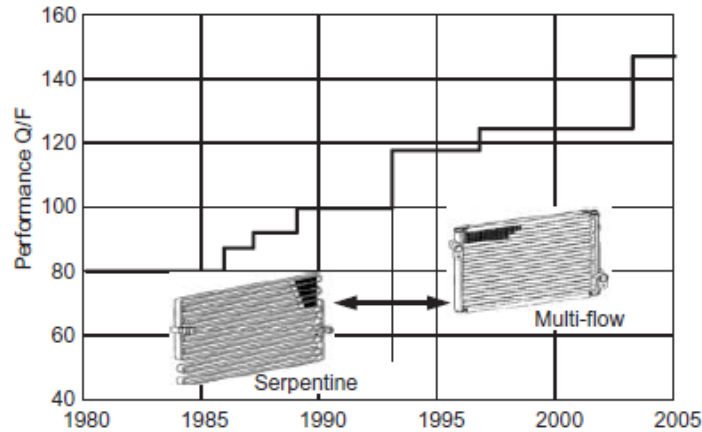


図 1.1.4 凝縮器性能改善の変遷⁽⁴⁾

1.1.3 冷媒の動向

表 1.1.2 に冷凍空調機器で用いられている冷媒の種類を示す⁽⁶⁾。使用用途に関わらず、以前はフロン系冷媒が用いられていたが、オゾン層破壊、地球温暖化の観点から、代替フロンや自然系冷媒への転換が図られている現状にある。

カーエアコンでも、冷媒として以前は CFC-12 が用いられてきたが、オゾン層破壊物質の段階的な生産削減を定めた 1987 年のモントリオール議定書によって、先進国での生産を 96 年に全廃する対象物質となった。日本の自動車メーカーは、91 年に代替フロン冷媒 HFC-134a を用いたカーエアコンを採用開始し、94 年には全車種で CFC-12 からの切替えを完了した。しかし HFC についても 97 年の京都議定書で地球温暖化係数 (GWP) の高い物質として、削減対象物質に指定され、その使用が制限されることになった。日本自動車工業会 (JAMA)、

日本自動車部品工業会（JAPIA）でも、カーエアコン用冷媒としての HFC-134a について、2010 年の使用量を 95 年比で 20%削減し、HFC-134a を使用しないカーエアコンを研究開発するとした自主行動計画を策定した。また、EU では、2011 年から新型車については GWP150 以上の冷媒の使用が禁止される。そのため、近年では HFC-134a の代替冷媒として、自然冷媒である二酸化炭素や各冷媒メーカーが開発した低 GWP 冷媒(Fluid-H, DP-1, AC-1, HFO-1234yf 等)の検討が各車両メーカー・部品メーカーにより実施されてきた。CO₂ は代替冷媒として期待され、近年多くの研究が行われていたが、運転圧力が高く、遷臨界サイクルとなるため、カーエアコンとして用いるためには多くの課題が残っている。その結果、コストや安全性の面から、現在カーエアコン用冷媒として HFO-1234yf の使用を各車両メーカーが打ち出している現状にある。

表 1.1.3 に HFC-134a, CO₂, HFO-1234yf の冷媒比較を示す。HFO-1234yf は冷媒物性が HFC-134a に近く、既存の空調システムをほぼそのまま用いることが可能である。図 1.1.5 及び図 1.1.6 は、HFC-134a と HFO1234yf の冷房能力と COP の評価結果である⁽⁷⁾。この評価では、既存のシステムに対して冷媒のみ入れ替えた評価（膨張弁の設定圧力は過熱度が同等になるように調整）を行っており、これらの結果から既存のシステムがほぼそのまま流用できることが分る。HFO1234yf は冷媒潜熱が小さく、冷凍効果が HFC-134a と比較して低下する一方で、圧縮機吸入冷媒密度が大きいことため、冷媒循環量は増加する傾向となる。つまり、冷凍効果の減少分を冷媒循環量で補うことで、ほぼ同等の冷凍能力が得られているといえる。しかしながら図 1.1.5, 図 1.1.6 から分るように、冷媒を入れ替えただけでは、HFC-134a よりも冷房能力・COP 共に低下することが確認されている。冷媒循環量の増加は回路内の圧力損失の増加につながり、冷房能力・COP の低下要因となる。従って、熱交換器の観点からは、更なる低圧力損失化や高効率化が求められる現状であるといえる。

表 1.1.2 冷媒の種類と用途⁽⁶⁾

フロン	CFC	CFC-12	冷蔵庫, カーエアコン	1995年に生産全廃	
	HCFC	HCFC-22	エアコン	2020年に生産全廃	
		HCFC-123	業務用エアコン		
	HFC	HFC-134a	冷蔵庫, カーエアコン	温暖化物質として放出規制 (2008~2012年に温暖化ガスの排出量を 基準年(CO ₂ は1990年, HFCは1995年) に対して目標分だけ削減する)	
		R410A	家庭用エアコン		
		R407C	業務用エアコン		
		R404A	冷凍倉庫など		
自然冷媒	アンモニア	冷凍倉庫など	○高性能 / ×弱燃性, 毒性, 臭い		
	二酸化炭素	カーエアコン, 給湯器	○超臨界, 無毒, 不燃 / ×高圧, 超臨界		
	炭化水素	冷蔵庫, (エアコン)	○高性能, 互換性 / ×爆発性		

表 1.1.3 冷媒物性値比較

		UNIT	HFC-134a	R744	HFO-1234yf
構造	分子式	—	CH ₂ FCF ₃	CO ₂	C ₃ H ₂ F ₄
	分子量	—	102.03	44.01	114.04
環境性	ODP	—	0	0	0
	GWP	—	1300	1	4
性質	毒性	—	弱	無	無
	可燃性	—	不燃	不燃	微可燃
熱物性値	臨界温度	°C	101.1	31.0	94.7
	臨界圧力	MPa	4.059	7.377	3.382
	臨界密度	kg/m ³	511.9	467.6	478.0
	沸点 (at 1atm)	°C	-26.1	-136.7	-29.4
	密度 (gas / liquid) at 0°C	kg/m ³	14.4 / 1294.8	97.6 / 927.4	17.7 / 1176.4
	比熱 (gas / liquid) at 0°C	kJ/(kg・K)	0.90 / 1.34	1.86 / 2.54	0.96 / 1.31
	熱伝導率 (gas / liquid) at 0°C	W/(m・K) × 10 ⁻³	11.5 / 92.0	19.7 / 110.4	12.0 / 74.6
粘性 (gas / liquid) at 0°C	Pa・s × 10 ⁻⁶	10.7 / 266.5	14.8 / 99.4	10.1 / 210.9	

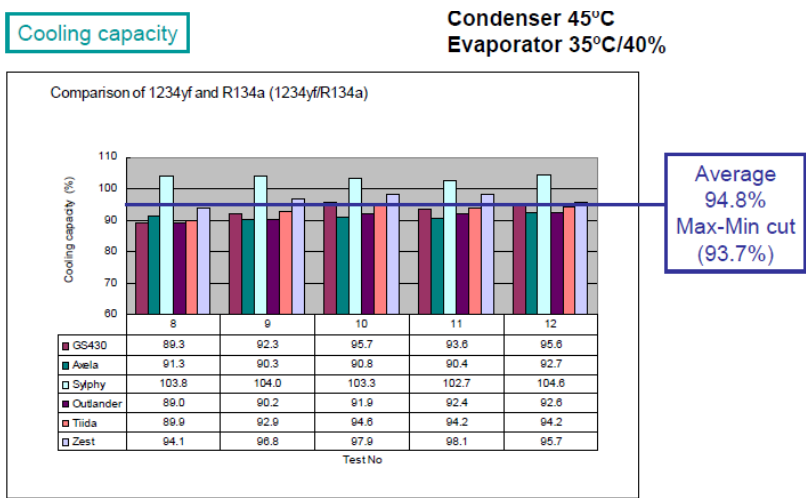


図 1.1.5 冷房能力比較 (HFC-134a vs. HFO-1234yf) ⁽⁷⁾

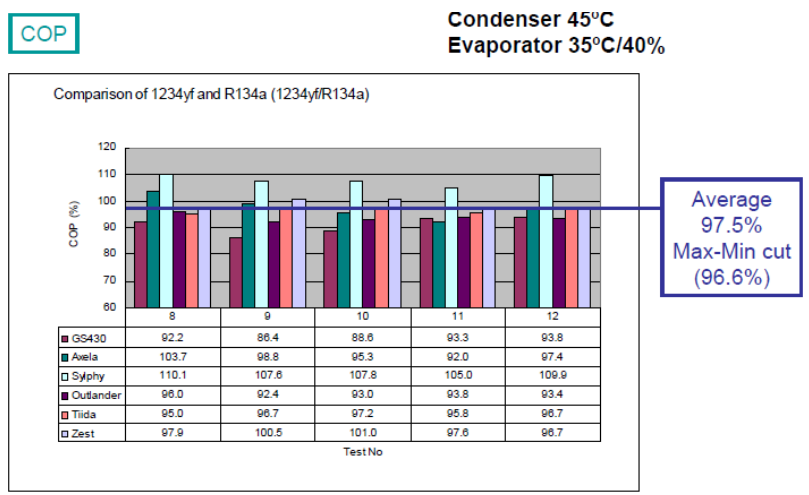


図 1.1.6 COP 比較 (HFC-134a vs. HFO-1234yf) ⁽⁷⁾

1.2 研究目的

ここまで述べてきたようにカーエアコンの分野では、従来からの熱交換器の小型・高性能化への対応に加えて、空調システム構成の変化への対応、冷媒の変化への対応が必要となり、今後、熱交換器の高性能化・最適化が非常に重要となると考えられる。特に使用環境が大きく変化するのは室外熱交換器であり、従来は凝縮器としてしか使われていなかったが、暖房運転時には蒸発器として用いられることになる。従って凝縮器として最適化された熱交換器を蒸発器として用いた場合には性能が大きく低下する可能性もあり、

両者のバランスを考慮した熱交換器の設計が必要となる。このような状況の中で、熱交換器の開発を行う際にはシミュレーション技術が不可欠であり、シミュレーションによる熱交換器仕様の事前検証を実施することで、開発工数、開発リードタイム、試作回数等の削減に大きく貢献できる。そこで本研究では、熱交換器の最適設計が可能となる性能シミュレーションツールを開発することとした。

熱交換器の性能を予測するためには、伝熱特性や圧力損失特性の把握が重要となる。冷媒と空気の熱交換を考えた場合、熱抵抗は空気側の方がはるかに大きい。そのため、通常は空気側伝熱面にフィンを取り付けて熱抵抗を低下させているが、熱交換器の熱抵抗としては空気側のほうが大きいのが現状である。従って、空気側の伝熱特性の把握がシミュレーションや最適設計を行う上でも重要な要素となる。そこで本研究では、熱交換器の空気側の伝熱特性及び圧力損失特性に特に着目し、従来からカーエアコン用の熱交換器として広く用いられているコルゲートルーバフィンについての基礎特性を明らかにする。また新たな伝熱促進技術として次世代熱交換器として期待されるフィンレス熱交換器についての基礎特性を明らかにし、前述のシミュレーションツールを用いて現行熱交換器及び新型熱交換器の最適化をすることを目的とする。

1.3 従来研究と本研究の位置づけ

冷媒の管内熱伝達率、圧力損失に関する研究は、二相流・单相流に関わらず、これまでに様々な冷媒に対して行われており、多くの相関式が提唱されている⁽⁸⁾⁽⁹⁾。一方で、空冷式熱交換器では、管内側の熱抵抗に対して管外側の熱抵抗が非常に大きく、熱交換器の性能に対して支配的となる。図 1.1.3 は空冷式熱交換器の拡大伝熱面の代表例を示したものである。このようにフィンによる伝熱面積の拡大や様々な伝熱促進機構が研究されてきたが、それらを相関式として系統的にまとめた例は少ない。

カーエアコン用の熱交換器に多く用いられるコルゲートフィンに関していえば、Kim ら⁽¹⁰⁾Chen ら⁽¹¹⁾が提唱する相関式が挙げられるが、いずれも実験をベースとしており、適用可能なフィン形状寸法の範囲は限定的である。そこで本研究では、CFD を用いた熱流体解析により、熱伝達、圧力損失に関して、広範囲のフィン形状に対応した相関式を作成することとした。

また、その他の伝熱促進技術としてプレート式熱交換器では、乱れ促進体を用いる方法が多く使われている。これは、流れ方向に周期的に障害物や凹凸を設けることで、流れの

剥離や自励振動を誘起し温度境界層の発達を抑制するものである。代表的なものとしては、平行平板間流路の片面、あるいは両面に周期的に短形や三角形、台形の凹凸を配置したものが挙げられる。これらの多くは、プレート式熱交換器で用いられているため、作動流体として、液体を対象としたものがほとんどである。しかしながら、このような伝熱促進技術は、気液熱交換器にも適用可能であり、乱れ促進体を用いて、空気側の伝熱促進を行うことで、拡大伝熱面を必要としないフィンレス熱交換器の可能性が生まれてくる⁽¹²⁾。そこで本研究では、平行平板間流路に周期的な凹凸溝を設けた平板間の空気流れに対して、実験と CFD 解析の両面から熱伝達・圧力損失に関して凹凸形状との関係を整理し、相関式を作成することとした。

また、熱交換器の性能予測に関しては、これまでに多くの研究が種々の熱交換器に対して行われているが⁽¹³⁾⁽¹⁴⁾、その多くは、実験値との比較をするに留まっており、その最適化まで行っている例は少ない。熱交換器の性能は、熱交換能力だけでなく、冷媒側、空気側それぞれの圧力損失も重要な要素となる。伝熱促進と圧力損失は相反関係にあるため、特に空気側に関しては、伝熱促進による圧力損失増大により、同一のファン動力における風量低下を招く。そのため、熱交換器の最適化に当っては、熱交換能力だけでなく、圧力損失も含めた評価が必要である。本研究では、前述の 2 種類の空冷式熱交換器に関して、性能予測シミュレーションを構築し、圧力損失も加味した熱交換器の最適化を行い、従来カーエアコン用の熱交換器として広く用いられているコルゲートルーバフィンを用いた熱交換器と凹凸溝を利用したフィンレス熱交換器の性能比較を実施する。

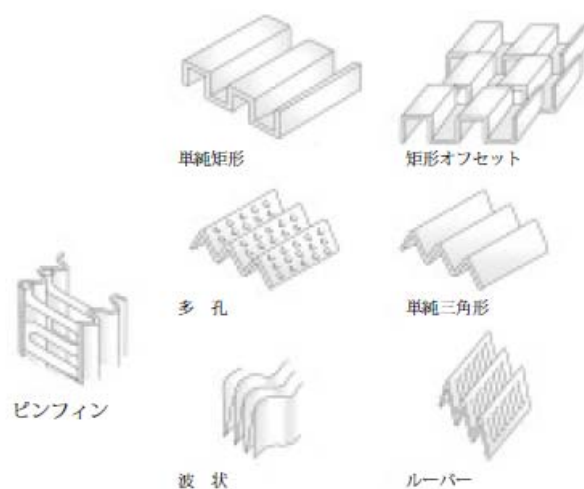


図 1.3.1 代表的な熱交換器の拡大伝熱面

1.4 本研究の概要

本論文は5章から構成されている。

第1章の「序論」では、本研究の背景と目的について示した。ここでは、現在のカーエアコンが置かれている状況及び課題についてまとめ、本研究の必要性について説明した。

第2章の「コルゲートフィン基礎特性の把握」では、現在カーエアコン用熱交換器として広く用いられているコルゲートルーバフィンについて、実験及びCFD解析を用いたパラメータスタディを行い、フィン形状と熱伝達率、圧力損失の関係を明らかにし、相関式の作成を行った。

第3章の「凹凸溝を有する平板間の空気流れに関する基礎特性の把握」では、凹凸平板間の流れに対して、実験を中心としたパラメータスタディを行い、凹凸形状と熱伝達率、圧力損失との関係を明確にした。また、CFD解析から流路内の流れの様子を可視化し、流れの状態と熱伝達・圧力損失との関係を定性的に示し、相関式の作成を行った。

第4章の「熱交換器の性能予測手法の開発」では、第2章、第3章で述べたそれぞれの空気側の伝熱予測式を用いて、冷媒側の特性も含めた熱交換器の性能を評価するための予測手法の開発を実施した。また、予測手法の妥当性を検証するため、熱交換器の実機試験を実施し、予測値との比較結果について述べた。

第5章では、従来の熱交換器とフィンレス熱交換器について、第4章で述べた性能予測手法を用いた最適化検討を行い、両熱交換器の性能比較を実施した。

最後に第6章では、本論文の成果をまとめるとともに、今後の展望について述べた。各章の関連と位置付けについてまとめると図1.4.1に示す通りである。

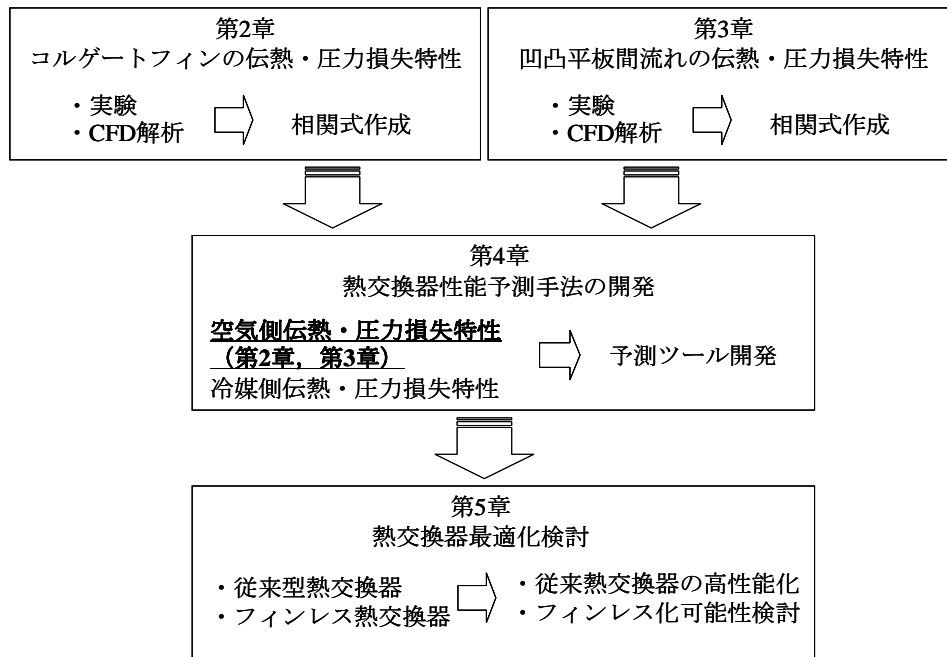


図 1.4.1 各章の関連と位置づけ

1.5 参考文献

- (1) 一般社団法人 次世代自動車振興センター ,
<http://www.cev-pc.or.jp/NGVPC/data/index.html>
- (2) 自動車の未来への技術の貢献, 上田健仁, エネルギー総合工学, **29** (4), p.p. 18-29, 2007
- (3) RS エバポレータの開発, 馬場則昌, 中村友彦, 他 3 名, デンソーテクニカルレビュー, **10** (1), p.p.49-57, 2005
- (4) 熱システムの現状と将来動向, 杉光, 山中康司, デンソーテクニカルレビュー, **10** (1), pp.11-17, 2005
- (5) 気液熱交換器の技術課題と研究動向, 鹿園直毅, 第 48 回銅及び銅合金研究会講演大会講演概要集, p.p. 44-45, 2008
- (6) 図解ヒートポンプ, 田中俊六, 矢田部隆志, オーム社, 2009
- (7) New Refrigerants Evaluation Results Using LCCP Method, 池上徹 他, Review of Automotive Air-Conditioning 2008
- (8) Review and Comparative Analysis of Studies on Saturated Flow Boiling in Small Channels, Stefan Bertsch, Eckhard A. Groll, S V. Garimella, Cooling Technologies

Research Center Research Publications, Purdue Libraries, 2008

- (9) Evaluation analysis of prediction methods for two-phase flow pressure drop in mini-channels, Licheng Sun, Kaichiro Mishima, International Journal of Multiphase Flow, **35** (1), p.p. 47-54, 2009
- (10) Air-side thermal hydraulic performance of multi-louvered fin aluminum heat exchangers, Man-Hoe Kim, Clark W. Bullard, International Journal of Refrigeration, **25**, p.p. 390-400, 2002
- (11) Heat transfer and pressure drop correlations for the multi-louvered fin compact heat exchangers, Junqi Dong, Jiangping Chen, Zhijiu Chen, Wenfeng Zhang, Yimin Zhou, Energy Conversion and Management, **48** (5), p.p. 1506-1515, 2007
- (12) マイクロ・ベアチューブ熱交換器の最適設計, 奥知久, 笠木伸英, 鈴木 雄二, 日本機械学会論文集 (B 編), **69** (686), p.p. 2313-2320, 2003
- (13) 熱回路網による空気調和用熱交換器性能の予測 (有効比熱モデルを用いた凝縮器性能の予測, 加賀邦彦, 山田賢一, 古藤悟, 大串哲朗, 日本機械学会論文集 (B 編), **66** (647), p.p. 212-218, 2000
- (14) Development of a microchannel evaporator model for a CO₂, Man-Hoe Kim, Clark W. Bullard, Energy, **26**, p.p. 931-948, 2001

第2章 コルゲートルーバフィンの基礎特性に関する研究

2.1 緒言

コルゲートルーバフィンは、現在多くのカーエアコン用熱交換器に用いられており、単位体積当たりの熱交換量は、他の熱交換器のフィンと比較して非常に大きいことが知られている。カーエアコン用の熱交換器として広く利用されるようになった背景として、搭載スペースの制約や軽量化への要求が定置用空調機器よりもはるかに大きかったことが要因として挙げられる。

一方で、定置用空調機器に用いられている熱交換器はフィン&チューブがほとんどであり、使われているフィンはプレートフィンあるいはプレートフィンにルーバ、スリット等の伝熱促進機構を設けたものが主流である。定置用にコルゲートルーバフィンが普及してこなかった背景としては、搭載スペースや軽量化の制約が自動車ほど大きくなかったことに加え、コルゲートルーバフィンを用いた熱交換器の構造上、組み付けから一体ろう付けに至る生産技術に非常に高度なノウハウを要求されることが挙げられる。しかし、近年では、定置用のエコキュートにコルゲートルーバフィンを用いた熱交換器を搭載する動きも出てきている。前述したようにコルゲートルーバフィンは単位体積当たりの熱交換量が非常に大きいため、省エネの観点から、今後さらに採用されていく可能性は高いと考えられる。

しかしながらコルゲートルーバフィンに関する研究事例は、プレートフィン等に比べて非常に少ない。その中で、実験研究としては、これまでに Kim ら⁽¹⁾⁽²⁾、Chen ら⁽³⁾の研究例が挙げられる。Kim らはフィン幅、フィンピッチ、ルーバ角度をパラメータとして全 45 パターンのフィンを用いた実験を行っており、各パラメータが熱伝達率、圧力損失に与える影響について検討し、得られたデータを相関式としてまとめている。同様に Chen らはフィンピッチ、フィン高さ、フィン幅、フィン厚さ、ルーバ角度をパラメータとした実験研究により相関式の提案を行っている。しかしながら、いずれの研究例においても各パラメータ個々の影響について検討しており、パラメータ間の交互作用については言及されていない。

一方で、数値計算を用いたコルゲートフィンの研究としては、平松ら⁽⁴⁾⁽⁵⁾⁽⁶⁾や Thomas⁽⁷⁾らの研究例が挙げられる。Thomas らはコルゲートルーバフィンに対して 2 次元・3 次元流体解析を実施し、実験結果との比較を行っている。その結果、3 次元解析によって実験結果を精度よく再現できることを示した。一方で 2 次元解析では定量的な評価はできないものの、

熱伝達率や圧力損失の定性的な傾向は把握可能であると述べている。このことは、定性的な傾向を把握するだけであれば 2 次元解析で十分であり計算負荷を低減できることを示唆している。また、平松らの研究においては、フィンピッチ、ルーバピッチ、ルーバ角度に着目して数値解析を行っており、これらのパラメータを用いて定義された無次元数である流路比を提案している。流路比を用いて Nu 数や摩擦係数をまとめることで、熱伝達率と圧力損失の最適値が存在することを明らかにしている。このことは、コルゲートルーバフィンの性能に対してパラメータ間の交互作用があることを示唆している。しかしながら、いずれの研究例においても解析結果を相関式にまで発展させておらず、第 4 章で述べる熱交換器の性能予測に適用することはできない。

以上のように、従来の研究例において、熱伝達率や圧力損失に対する予測式が存在するものの、平松らの研究例から予想されるように、それらの相関式が定性的に十分な予測精度を有しているか不明である。また、近年の生産技術の向上により、フィンやルーバの加工限界や加工精度は非常に高度になってきており、これらの研究は適用範囲やフィンの使用条件等が現状とは乖離している部分も多く、そのまま適用することは困難であると考えられる。従って本章では、将来的な加工限界も考慮した上でコルゲートルーバフィンの熱伝達率及び圧力損失について、フィン及びルーバの形状との関係を明らかにし、それらを相関式としてまとめることを目的とする。本章で得られた相関式は第 4 章における熱交換器の性能予測シミュレーションに適用される。

2.2 熱伝達・圧力損失に関する実験研究

本節では、コルゲートルーバフィンを対象とした熱伝達・圧力損失特性に関する実験研究について述べる。

2.2.1 実験装置概略

本実験で用いた実験装置の概略を図 2.2.1 に示す。実験装置は、主に恒温恒湿槽、オリフィス流量計、テストセクション、ブロワ及びそれらを連結するダクトから構成されている。恒温恒湿槽は、蒸発器、ヒータ、加湿器、ファンで構成され、蒸発器で除湿した空気をヒータで再加熱し、加湿器で調湿して任意の空気条件を実現することが可能である。恒温恒湿槽内の空気はブロワにより吸引され、流量計、ダクト、テストセクションを通過し、恒温恒湿槽に循環するように構成されている。テストセクション前後のダクトには差圧計及

び温湿度センサが取り付けられており、テストセクション前後の圧力損失と空気の温度及び湿度の計測を行う。

テストセクションの詳細を図 2.2.2 に示す。テストセクションとなるフィンには図 2.2.3 に示すように熱交換器の一部を切り出して作製した。フィンの冷却にはペルチェモジュールを用いており、ペルチェモジュールに印加する電圧を制御することで任意の温度に調整する。ペルチェモジュールとフィンとの間にはフィン根元プレート面が一様な温度分布となるように厚さ 10mm のアルミ製の熱拡散プレートを設置した。また、フィンと熱拡散プレートの間には、熱電対を取り付けて温度計測を行った。本研究に用いた主な計測機器の仕様を表 2.2.1 から表 2.2.5 に示す。

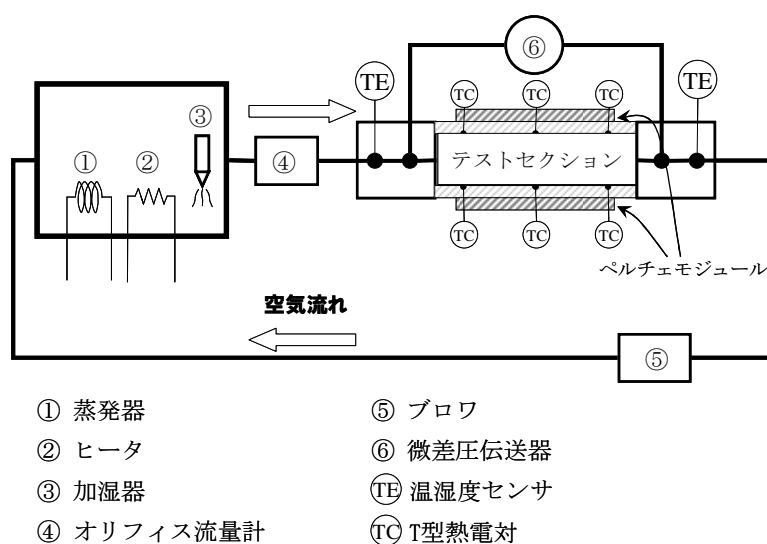


図 2.2.1 実験装置概略図

ルーバフィン

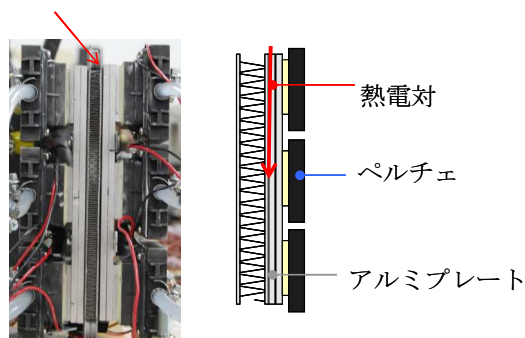


図 2.2.2 テストセクション

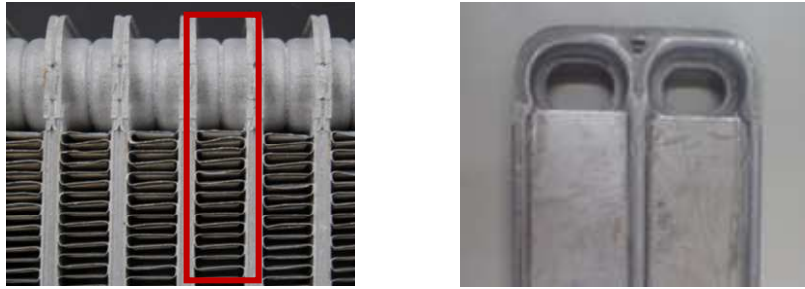


図 2.2.3 試験用フィン外観図

表 2.2.1 体積流量計諸元

製作会社	長野計器	
型式名	NV91-541-11P0PP1XX001	
流量レンジ	0～6.9m ³ /h	0～24m ³ /h
流量精度	±(3%F.S + 1digit) at 0～50℃, 0～1MPa	
流量精度保証範囲	10～100%F.S	
配管口径	32A	

表 2.2.2 微差圧伝送器諸元

製作会社	横河電気株式会社
型式名	EJA120-DES0A-20DC
差圧レンジ	0～1 kPa
精度	±0.25% (x > 0.4kPa), ±0.5%(x < 0.4 kPa)
出力信号	4～20 mA DC2 線式
周囲温度	-25～80 °C
周囲湿度	5～100 %RH

表 2.2.3 温湿度センサ諸元

製作会社	ヴァイサラ株式会社
型式名	HMT-310-3
測定範囲	-40～60℃／0～100%RH
精度	±0.3℃以内 at -10～60℃ ±1%RH at 0～90%RH
出力信号	4～20mA

表 2.2.4 T型熱電対諸元

製作会社	株式会社 東京ワイヤー製作所
型式名	NFX-F-B-D-T200
素線径	0.2mm
精度	±0.5℃ at 100℃

表 2.2.5 データロガー諸元

製作会社	横河電気株式会社	
型式名	MX100-UNV-M10	
測定周期	最速 100ms	
A/D 分解能	±20000／±6000	
測定範囲／測定確度／分解能	電圧	-6～6V／(±0.05% of rdg. +2 digits)／1mV
	熱電対 (T 型)	-200～400℃／(±0.05% of rdg. +0.5℃)／0.1℃

2.2.2 実験条件

本研究で用いたコルゲートルーバフィンの仕様を表 2.2.6 に示す。なお各パラメータは図 2.2.4 に示すように定義される。実験条件は、入口空気の温度、湿度、流量、およびプレート温度（フィン端部の冷却温度）をパラメータとし、フィン上への結露の有無で 2 種類の実験条件を表 2.2.7、表 2.2.8 に示す通りに設定した。

表 2.2.6 フィン諸元

ルーバピッチ	mm	1.0
フィンピッチ	mm	1.5
ルーバ角度	deg	24
ルーバ長さ	mm	5.1
フィン厚さ	mm	0.08
フィン幅	mm	38
フィン高さ	mm	6.03
チューブピッチ	mm	8.7
親水処理有無		with

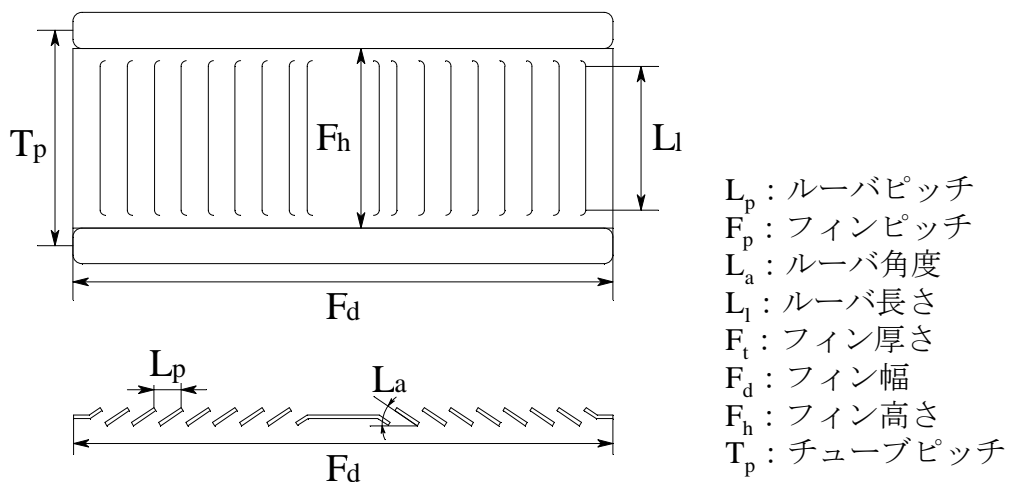


図 2.2.4 フィン諸元概略図

表 2.2.7 Dry 試験条件

流入空気温度 °C	20	25	30
流入空気湿度 R.H.%	30		
冷却面温度 °C	5	10	15
流入空気風量 m ³ /h	4.88, 6.51, 9.77, 13.02		

表 2.2.8 Wet 試験条件

流入空気温度	℃	20, 27
流入空気湿度	R.H.%	40, 50, 60
冷却面温度	℃	5
流入空気風量	m ³ /h	4.88, 6.51, 9.77, 13.02

2.2.3 実験方法

実験装置の起動から実験データ取得までの流れを以下に示す.

- ① 配電盤の主電源を ON にする
- ② 恒温恒湿槽内のファンスイッチを ON にする
- ③ 冷凍機のスイッチを ON にする
- ④ ヒータの調節計を任意の出力に設定する
- ⑤ 加湿器の調節計を任意の出力に設定する
- ⑥ ブロフスイッチを ON にし、ブロフの調節計を任意の出力に設定する
- ⑦ ペルチェ冷却用の冷凍機スイッチを ON にし、冷却水を循環させる
- ⑧ ペルチェ用安定化電源のスイッチを ON にする
- ⑨ 安定化電源を任意の出力に設定する
- ⑩ データロガーの電源を入れて、モニターを開始する
- ⑪ ヒータ、加湿器、ブロフの調節計及び安定化電源の出力を調整する
- ⑫ データ安定後、5 分間のデータを記録する

2.2.4 熱伝達率、圧力損失の無次元化

実験により得られたデータはコルバーン j ファクター及びファニング摩擦係数 f を用いて整理し、従来の相関式と比較・検討を行う. j ファクター及び f ファクターはそれぞれ以下の式で表される. ここで、式中のフィンのパラメータ及び記号は表 2.2.6 及び図 2.2.4 に対応する. また、 Re 数は L_p を代表長さ、フィン通過風速を V_c として、式(2.2.3)で定義する.

$$j = \frac{\alpha_0}{\rho_m V C_{p,air}} Pr^{\frac{2}{3}} \quad (2.2.1)$$

$$f = \frac{A_f \rho_m}{A_t \rho_{in}} \left[\frac{2\rho_{in} \Delta P}{(\rho_m V)^2} - (K_c + 1 - \sigma^2) - 2 \left(\frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} - 1 \right) + (1 - \sigma^2 - K_e) \right] \quad (2.2.2)$$

$$\text{Re} = \frac{L_p V_c \rho_{in}}{\mu} \quad (2.2.3)$$

ここで、式(2.2.2)中の K_c 、 K_e はフィン流入、流出時の損失係数である。図 2.2.5 は、図中に示す矩形ダクトにおける $\sigma (= A_c / A_{fr})$ と K_c 、 K_e の関係を示している⁽⁶⁾。ここで、 A_c 、 A_{fr} はそれぞれ空気流路断面積、前面面積である。 K_c 、 K_e は図 2.2.5 の曲線を多項式近似して算出し、それぞれ $K_c = -0.73$ 、 $K_e = 0.97$ とした。

また、式(2.2.1)中の顕熱熱伝達率は以下に示す方法で算出した。テストセクション前後の空気温度差から、顕熱熱交換量は式(2.2.3)で表される。また、テストセクションにおけるフィンと空気の熱交換量は対数平均温度差を用いて式(2.2.5)で定義した。従って熱伝達率 α_0 は式(2.2.4)及び(2.2.5)の 2 式を連立することで算出できる。

$$Q = \dot{m}_{air} C_{p,o} (T_{air,in} - T_{air,out}) \quad (2.2.4)$$

$$Q = \eta_f \alpha_o S_{air} \frac{(T_{air,in} - T_{air,out})}{\ln \left(\frac{T_{air,in} - T_s}{T_{air,out} - T_s} \right)} \quad (2.2.5)$$

ここで、 η_f はフィン効率⁽⁷⁾で以下のように表される。

$$\eta_f = \frac{\tanh(ml)}{ml} \quad (2.2.6)$$

ただし、

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_o}{k_f F_t} \left(1 + \frac{F_t}{F_d} \right)} \quad (2.2.7)$$

$$l = \frac{F_h}{2} - F_t \quad (2.2.8)$$

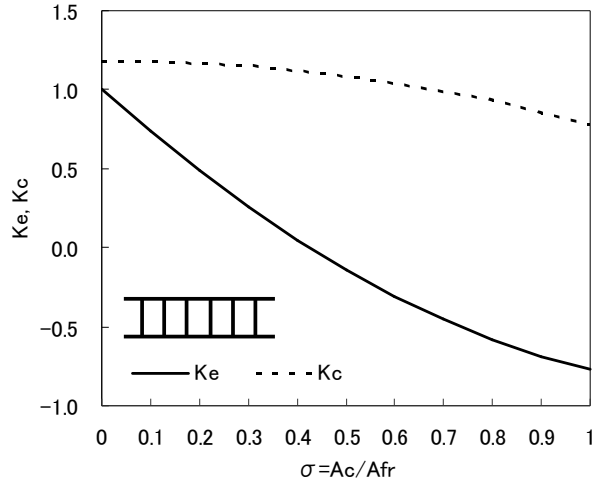


図 2.2.5 流入・流出損失係数⁽⁶⁾

2.2.5 実験結果と既存式との比較

Kim ら⁽¹⁾⁽²⁾, Chen ら⁽³⁾は, コルゲートルーバフィンについて熱伝達率, 圧力損失に関してコルバーン j 因子, 摩擦係数の相関式を提案している. コルバーン j 因子について, 式 (2.2.9), (2.2.10) に Kim らの相関式を示す. 同様に摩擦係数について Kim ら, Chen らの相関式を (2.2.12) から (2.2.14) に示す. Kim らの相関式の適用範囲は, $F_p/L_p < 1$ かつルーバピッチを代表長さ, 前面風速を代表速度とした Re_{L_p} の範囲は 100~600 である. 同様に, Chen らの相関式を式 (2.2.11) に示す. Chen らの相関式の Re_{L_p} の範囲はおよそ 250~2400 である. 本研究では, Re_{L_p} はおよそ 90~300 であり, 表 2.2.6 に示す通り $F_p/L_p = 1.5$ であり, Kim ら, Chen らの相関式と条件の相違がある.

• Correlation of Kim et al. (for dry condition)

$$j = Re_{L_p}^{-0.487} \left(\frac{L_\alpha}{90} \right)^{0.257} \left(\frac{F_p}{L_p} \right)^{-0.13} \left(\frac{F_h}{L_p} \right)^{-0.29} \left(\frac{F_d}{L_p} \right)^{-0.235} \left(\frac{L_l}{L_p} \right)^{0.68} \left(\frac{T_p}{L_p} \right)^{-0.279} \left(\frac{\delta_f}{L_p} \right)^{-0.05} \quad (2.2.9)$$

• Correlation of Kim et al. (for wet condition)

$$j = Re_{L_p}^{-0.512} \left(\frac{L_\alpha}{90} \right)^{0.25} \left(\frac{F_p}{L_p} \right)^{-0.171} \left(\frac{F_h}{L_p} \right)^{-0.29} \left(\frac{F_d}{L_p} \right)^{-0.248} \left(\frac{L_l}{L_p} \right)^{0.68} \left(\frac{T_p}{L_p} \right)^{-0.275} \left(\frac{\delta_f}{L_p} \right)^{-0.05} \quad (2.2.10)$$

• Correlation of Chen et al.

$$j = 0.26712 \text{Re}_{L_p}^{-0.1944} \left(\frac{L_\alpha}{90} \right)^{0.257} \left(\frac{F_p}{L_p} \right)^{-0.5177} \left(\frac{F_h}{L_p} \right)^{-1.94045} \left(\frac{L_l}{L_p} \right)^{1.7159} \left(\frac{F_d}{L_p} \right)^{-0.2147} \left(\frac{\delta_f}{L_p} \right)^{-0.05} \quad (2.2.11)$$

• Correlation of Kim et al. (for dry condition)

$$f = \text{Re}_{L_p}^{-0.781} \left(\frac{L_\alpha}{90} \right)^{0.444} \left(\frac{F_p}{L_p} \right)^{-1.682} \left(\frac{F_h}{L_p} \right)^{-1.22} \left(\frac{F_d}{L_p} \right)^{0.818} \left(\frac{L_l}{L_p} \right)^{1.97} \quad (2.2.12)$$

• Correlation of Kim et al. (for wet condition)

$$f = \text{Re}_{L_p}^{-0.798} \left(\frac{L_\alpha}{90} \right)^{0.395} \left(\frac{F_p}{L_p} \right)^{-2.635} \left(\frac{F_h}{L_p} \right)^{-1.22} \left(\frac{F_d}{L_p} \right)^{0.823} \left(\frac{L_l}{L_p} \right)^{1.97} \quad (2.2.13)$$

• Correlation of Chen et al.

$$f = 0.54486 \text{Re}_{L_p}^{-0.3068} \left(\frac{L_\alpha}{90} \right)^{0.444} \left(\frac{F_p}{L_p} \right)^{-0.9925} \left(\frac{F_h}{L_p} \right)^{0.5458} \left(\frac{L_l}{L_p} \right)^{-0.2003} \left(\frac{F_d}{L_p} \right)^{-0.0688} \quad (2.2.14)$$

図 2.2.5 及び図 2.2.6 に dry 条件における j ファクター, f ファクターを各相関式と比較した結果を示す. 実験条件によらず, j ファクター, f ファクターともに大きな相違はないことが確認できる. また各相関式との比較に関して, j ファクターについては, Kim ら, Chen らの相関式と比較して, 高い値をとっていることが分る. 前述したように Kim らの相関式については, $F_p/L_p < 1$ の範囲における式となっている. 本研究で用いたフィンでは $F_p/L_p = 1.5$ であり, フィンピッチに対してルーバピッチが微細化されているため, このような差が生じたと考えられる. また, Chen らの相関式については, 実験条件が高 Re 数に偏っているため, 本研究で対象とした低 Re 数領域での誤差が大きくなったと考えられる. 一方で, 圧力損失に関しては, 実験結果は Kim らの相関式と Chen らの相関式の間の値をとっていることが分る. j ファクターと同様に, f ファクターについても, フィンの仕様条件, 実験条件等の違いが表れていると考えられる. Kim らの相関式については, ルーバピッチの微細化の影響を過大評価しており, Chen らの相関式については, 低 Re 数域での値を過小評価していると考えられる.

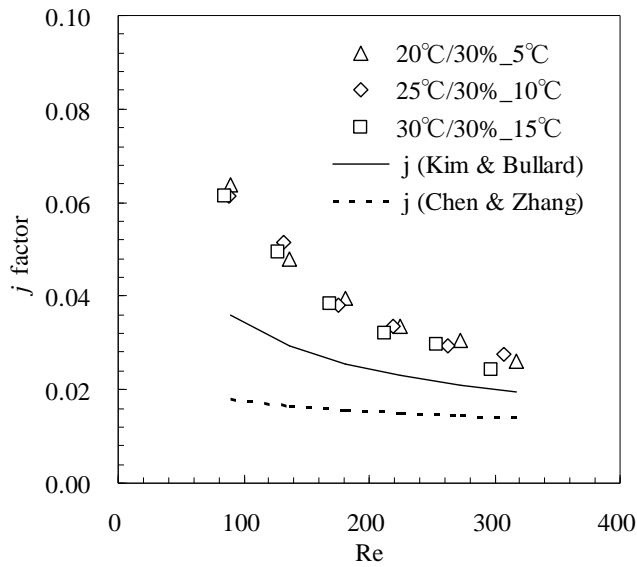


図 2.2.5 実験値と相関式の比較 (j ファクター)

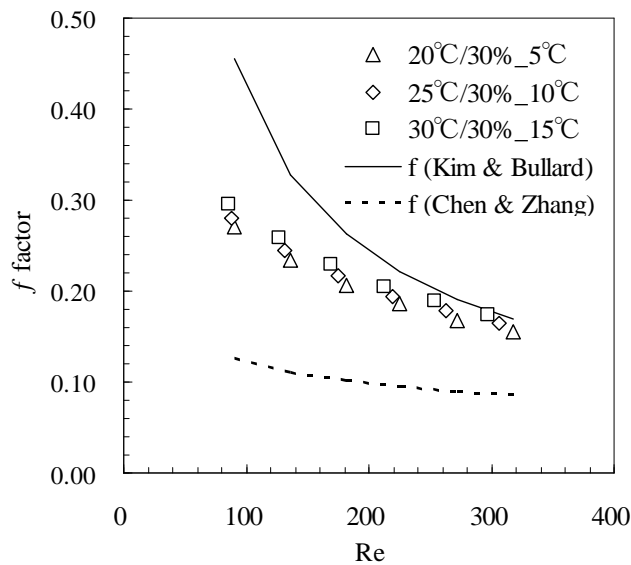


図 2.2.6 実験値と相関式の比較 (f ファクター)

図 2.2.7 及び図 2.2.8 に wet 条件での j ファクター, f ファクターそれぞれについて相関式と比較した結果を示す. j ファクターについては, 実験条件によらずほぼ同等の値をとっていることが確認できるが, dry 条件での結果と比較すると低い値となっていることが分る. ここで求めた j ファクターは顕熱変化ベースでの熱伝達率から算出したものであり, wet 条

件においてはフィン表面に付着した液膜による熱抵抗の増加により熱伝達率が低下し、このような結果となったと考えられる。また、 f ファクターに関しては、実験条件によるばらつきが大きくなっていることが確認できる。同一の温度条件（空気流入、冷却面温度）で比較すると、流入空気の相対湿度が高い条件ほど、圧力損失が高くなっていることが分る。つまりフィン表面で凝縮した結露水が多いほど圧力損失が高くなっており、凝縮水がフィン表面に滞留していると考えられる。実際の熱交換器においても、結露水の滞留により、圧力損失は **dry** 条件よりも **wet** 条件のほうが高くなるのが一般的であるが、表面処理や排水機構を設けることで、その影響を軽減しているのが一般的である。本研究で用いたサンプルは実際の熱交換器の一部を切り出してテストセクションにしている。製作時に排水機構が排除されたために、結露水の量により圧力損失が大きくばらついたと考えられる。Kim らの相関式と比較すると j ファクターについては、**dry** 条件と同様に Kim らの相関式よりも高い値をとっていることが確認できる。一方で f ファクターについては、**dry** 条件では Kim らの値よりも低い値となっていたが、**wet** 条件においては Kim らの値よりも高い値となった。これは前述した結露水の排水性の悪化によるものと考えられる。

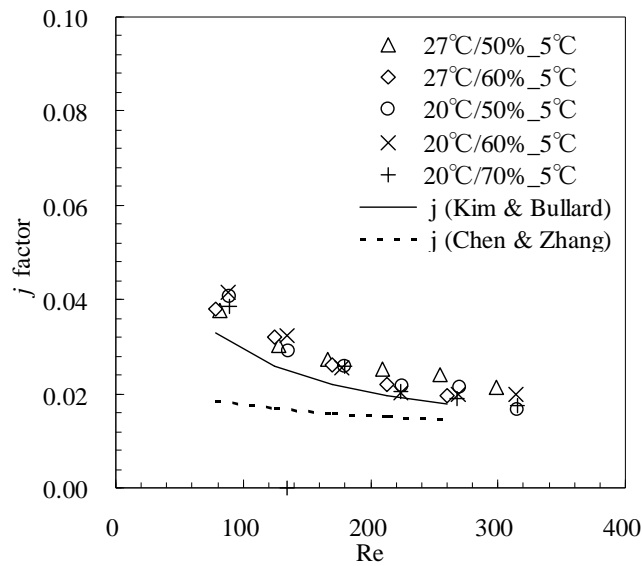


図 2.2.7 実験値と相関式の比較 (j ファクター)

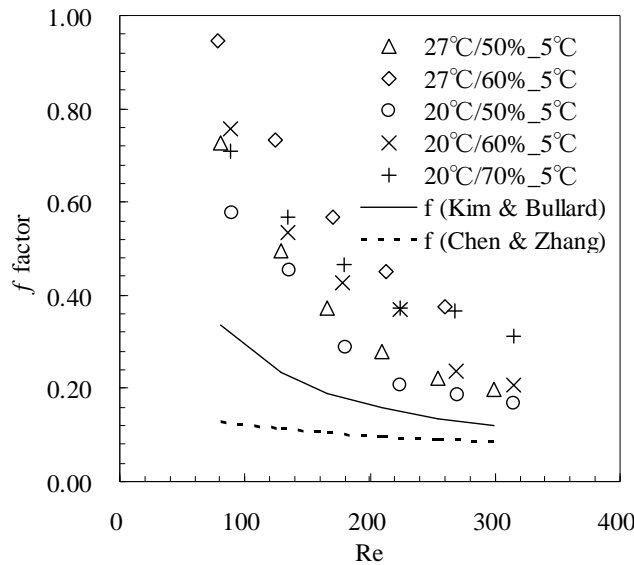


図 2.2.8 実験値と相関式の比較 (f ファクター)

2.3 CFD 解析によるパラメータスタディ

2.3.1 解析モデル

本節では、数値計算を用いたフィン形状と熱伝達率及び圧力損失の関係についてのパラメータスタディに関して述べる。流体解析には ANSYS⁽⁵⁾社製の汎用流体コードである Fluent 12.0 を用いた。

解析モデルは、メッシュ生成ソフト Gambit を用いて作成した。コルゲートルーバフィンは図 2.3.1 に示すような形状となっており、フィン根元部を除けば、対称性及び周期性を有する。熱伝達や圧力損失に対しては、ルーバ部の形状が大きく影響すると考えられる。従って、ここでは計算時間の短縮のため、フィン根元の形状を図 2.3.2 のように簡略化しモデル化を行った。また、冷媒側のチューブに関しては、実際には図 2.3.1 に示すような扁平管を用いており、空気流入部・流出部では R 形状を有しているが、ここではモデルの簡略化のため直方体のチューブとして扱いモデル化を行った。空気流入・流出部には逆流を防止するため、一定の解析領域を与えた。

計算における境界条件は表 2.3.1 に示すように、Inlet を速度入口境界とし、流入空気条件として温度、風速を与えた。また Outlet を圧力出口境界とし、冷媒チューブ側は壁面温度一定の条件を与えて解析を行った。またフィンの対称性及び周期性を用いて、フィン中央断面部に対称境界、フィンピッチ方向には周期境界を与えた。

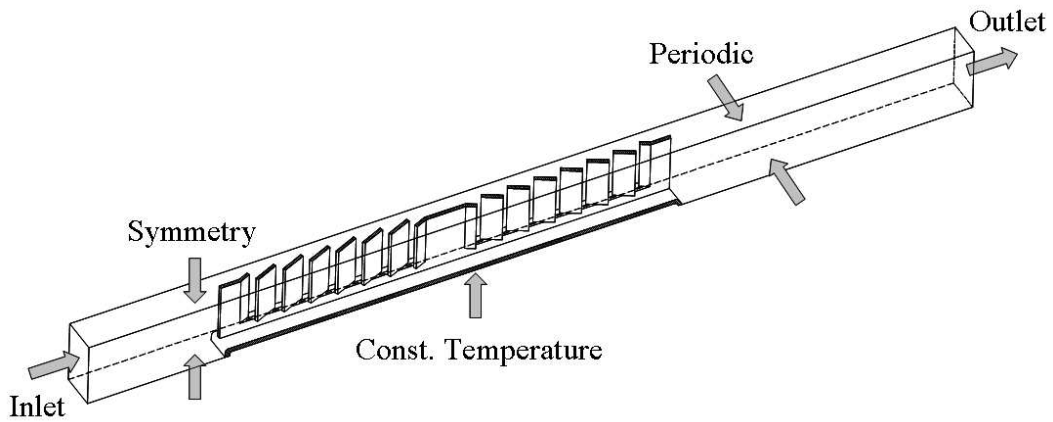


図 2.3.1 フィン解析モデル

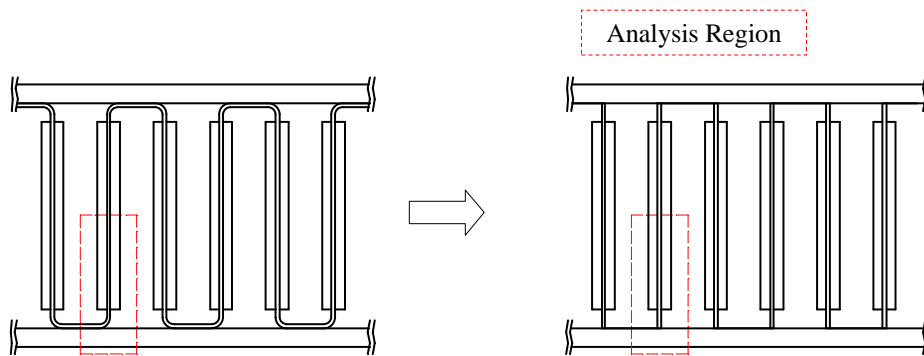


図 2.3.2 簡略化フィンモデル

表 2.3.1 境界条件

壁面温度	℃	5.0
流入空気温度	℃	27.0
流入空気風速	m/s	1.0, 2.0, 3.0, 4.0, 5.0

2.3.2 解析方法

Fluent における支配方程式は以下のように記述されている。連続の式は式(2.3.1)のように書くことができる。右辺のソース項 s_m は、液滴の蒸発等の分散相の影響やユーザーが任意に定義したソースによって連続相に加えられた質量を示す。本研究においては $s_m = 0$ であるため、結局連続の式は式(2.3.2)で表される。

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = S_m \quad (2.3.1)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (2.3.2)$$

次に運動量保存は式(2.3.3)で表される。ここで、 p は静圧、 $\bar{\tau}$ は式(2.3.4)で示される応力テンソル、 $\rho \vec{g}$ と \vec{F} はそれぞれ重力体積力及び外部体積力である。 \vec{F} は多孔質媒体やユーザ一定義のソースなど、他のモデル依存のソース項も含む。また、式(2.3.4)中で μ は分子粘性係数、 \mathbf{I} は単位テンソルで右辺の第2項は体積膨張の効果を表す。本研究では重力の影響及び外部体積力は考慮しないため、運動量保存式は式(2.3.5)で表される。

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (2.3.3)$$

$$\bar{\tau} = \mu \left[(\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{v} \mathbf{I} \right] \quad (2.3.4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\tau}) \quad (2.3.5)$$

また、エネルギー方程式は式(2.3.6)の形で表される。ここで、 k_{eff} は有効熱伝導率(= $k + k_t$, k_t は乱流熱伝導率)で、 \vec{j}_j は化学種 j の拡散流束を示す。式(2.3.6)の右辺第3項は、それぞれ伝導、化学種の拡散、粘性散逸によるエネルギー輸送を示す。また S_h には化学反応による生成熱やユーザ一定義の熱源が含まれる。また、式(2.3.6)において E は式(2.3.7)で表され、式中の h は顕エンタルピを表し、非圧縮性流れに対しては、式(2.3.8)で定義される。式(2.3.8)において y_j は化学種 j の質量分率を示し、 h_j は式(2.3.9)で表される。本研究では $S_h = 0$ であり、対象とするフィンの Re 数範囲内では、流れは層流であると考えられるため、エネルギー方程式は式(2.3.10)で表される。

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + p)) = \nabla \cdot \left(k_{eff} \nabla T - \sum_j j_j \vec{J}_j + (\vec{\tau}_{eff} \cdot \vec{v}) \right) + S_h \quad (2.3.6)$$

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} \quad (2.3.7)$$

$$h = \sum_j Y_j h_j + \frac{p}{\rho} \quad (2.3.8)$$

$$h_j = \int_{T_{ref}}^T c_{p,j} dT \quad (2.3.9)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + p)) = \nabla \cdot \left(k \nabla T - \sum_j j_j \vec{J}_j + (\vec{\tau} \cdot \vec{v}) \right) \quad (2.3.10)$$

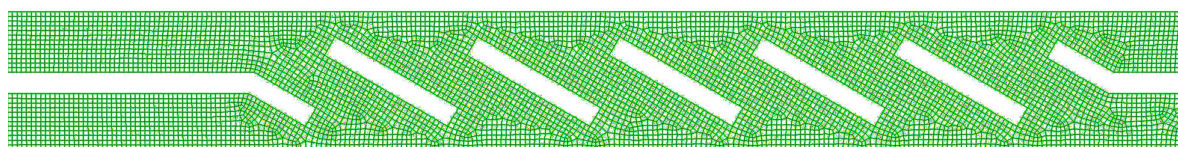
以上の3つの支配方程式を用いて、3次元定常解析を実施した。解析手法として、圧力と速度のカップリングは Simple 法を用いており、圧力と運動量の離散化には二次精度風上差分を用いた。

2.3.3 メッシュ影響把握及び実験結果との比較

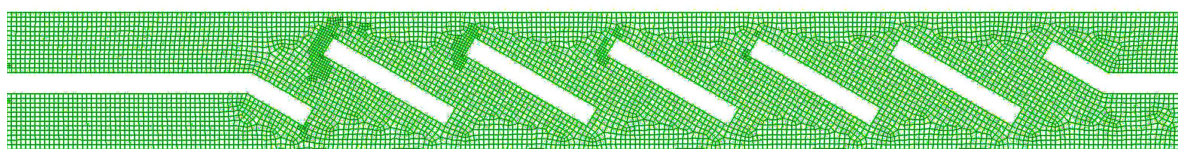
ここでは、メッシュ品質による計算結果の妥当性を検証した結果について述べる。Fluent にはメッシュアダプション機能があり、定常計算収束後に隣接セルとの物性値の勾配が閾値以上となっているセルについて、セルの細分化が可能になる。ここでは、隣接セルとの圧力勾配が 1e-05Pa 以上となっているセルについて、再細分化を実施した。細分化後に再度計算を行い、メッシュ数による影響がなくなるまで、アダプションを繰り返して、計算を行った。

図 2.3.3 は Mesh Adaption の一例であり、フィン中央部断面のメッシュの一部を示している。図中(a)は細分化前のメッシュ、(b)は細分化後のメッシュである。ルーバ前縁部では空気との衝突により境界層が薄くなり、圧力勾配が大きくなるため、メッシュの細分化が行われていることが分る。解析においては、アダプション前後における解析領域の圧力差が 3%以内となるまでアダプションを繰り返し、メッシュ数を決定した。

以上の解析手法を用いて、2.2 節で用いたコルゲートフィンについての解析を実施した。図 2.3.4 に解析結果と実験結果との比較を示す。j ファクターについては、やや高めに予測しているが、f ファクターについては、ほぼ実験値と等しい値となっており、本解析モデルの妥当性が確認できた。

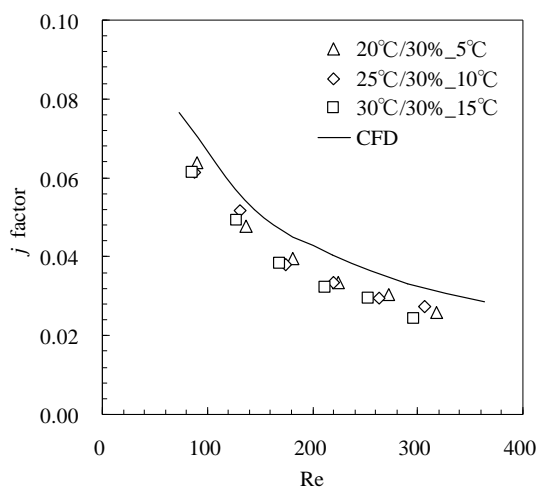


(a) Mesh Adaption 前メッシュ

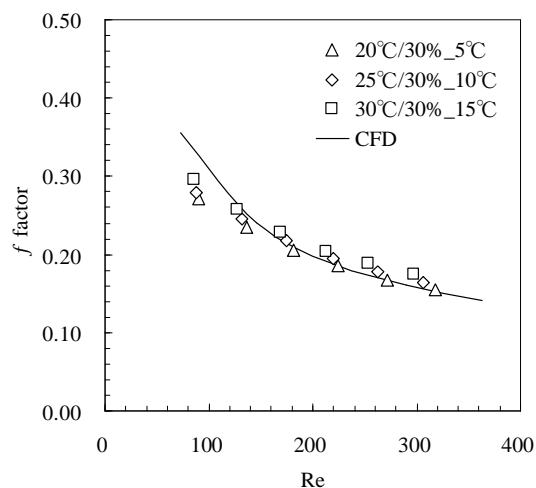


(b) Mesh Adaption 後メッシュ

図 2.3.3 フィン中央断面メッシュ



(a) j ファクター



(b) f ファクター

図 2.3.4 実験結果との比較

2.3.4 パラメータの設定

解析対象となるフィンの設計パラメータとして、フィンピッチ、フィン高さ、フィン幅、フィン厚さ、ルーバピッチ、ルーバ角度の 6 つの因子が考えられる。各パラメータの定義

は図 2.2.3 に示した通りである。

本節では、各設計パラメータと熱伝達・圧力損失の関係を把握することを目的として、パラメータスタディを実施した。上記 6 つ設計パラメータに対して全ての組合せについて解析を行うことは、現実的ではないため、ここでは実験計画法を用いたパラメータスタディを実施し、各設計パラメータの影響度合いを統計的に把握することとした。表 2.3.2 は L27 直交表と呼ばれるものであり、3 水準のパラメータを最大で 8 つ割り付けることが可能であり、全 27 個の組合せが得られる。また表 2.3.2 は各設計パラメータの水準値であり、表 2.3.3 中の第 1 列にルーバピッチ、第 2 列にフィンピッチ、第 3 列にルーバ角度、第 9 列にフィン厚さ、第 10 列にフィン幅、第 12 列にフィン高さを割り付けた。このような割り付けにすることで、上記の各設計パラメータが特性値 (j ファクターまたは f ファクター) に与える主効果及びルーバピッチとフィンピッチ間、ルーバ角度とフィンピッチ間、ルーバ角度とルーバピッチ間の交互作用が統計的に判別可能となる。ここで、ルーバピッチとフィンピッチの交互作用は第 3 列及び 4 列、ルーバ角度とフィンピッチ間の交互作用は第 8 列及び第 11 列、ルーバ角度とルーバピッチ間の交互作用は第 6 列及び第 7 列にそれぞれ割りつけられる。表 2.3.4 に実際の解析モデルの組合せを示す。

境界条件は、流入空気温度、風速及び冷却面温度であり、表 2.3.5 に示すように設定した。なお、解析メッシュには全てヘキサメッシュを用い、メッシュ数による影響を低減するために前述の Mesh Adaption 機能を用い、メッシュの細分化による影響がなくなるまで Adaption を繰り返して、解析を行った。

表 2.3.2 パラメータ水準

		水準 1	水準 2	水準 3
ルーバピッチ	mm	0.6	0.8	1.0
フィンピッチ	mm	0.6	0.8	1.0
ルーバ角度	deg	18	24	30
フィン厚さ	mm	0.09	0.11	0.13
フィン幅	mm	10.0	16.0	22.0
フィン高さ	mm	5.0	7.0	9.0

表 2.3.4 解析条件組合せ

解析条件	L _p mm	F _p mm	L _a deg	F _t mm	F _d mm	F _h mm
1	0.6	0.6	18	0.09	10	5.0
2	0.6	0.6	24	0.11	16	7.0
3	0.6	0.6	30	0.13	22	9.0
4	0.6	0.8	18	0.11	16	9.0
5	0.6	0.8	24	0.13	22	5.0
6	0.6	0.8	30	0.09	10	7.0
7	0.6	1.0	18	0.13	22	7.0
8	0.6	1.0	24	0.09	10	9.0
9	0.6	1.0	30	0.11	16	5.0
10	0.8	0.6	18	0.11	22	7.0
11	0.8	0.6	24	0.13	10	9.0
12	0.8	0.6	30	0.09	16	5.0
13	0.8	0.8	18	0.13	10	5.0
14	0.8	0.8	24	0.09	16	7.0
15	0.8	0.8	30	0.11	22	9.0
16	0.8	1.0	18	0.09	16	9.0
17	0.8	1.0	24	0.11	22	5.0
18	0.8	1.0	30	0.13	10	7.0
19	1	0.6	18	0.13	16	9.0
20	1	0.6	24	0.09	22	5.0
21	1	0.6	30	0.11	10	7.0
22	1	0.8	18	0.09	22	7.0
23	1	0.8	24	0.11	10	9.0
24	1	0.8	30	0.13	16	5.0
25	1	1.0	18	0.11	10	5.0
26	1	1.0	24	0.13	16	7.0
27	1	1.0	30	0.09	22	9.0

表 2.3.5 計算境界条件

流入空気温度	K	300.15
前面風速	m/s	1.0, 2.0, 3.0, 4.0, 5.0
冷却面温度	K	273.15

2.3.5 解析結果

図 2.3.5～図 2.3.10 はそれぞれ $L_p=0.6, 0.8, 1.0\text{mm}$ の解析モデルについて、 Re 数と j ファクターの関係及び Re 数と f ファクターの関係を示したものである。これらの図から Re 数の増加に伴い、 j ファクター、 f ファクターともに減少していく傾向がみられる。また、 Re 数と j ファクター、 f ファクターの関係はいずれもほぼ直線関係となっていることが分る。従って、 j ファクター、 f ファクターは Re 数の関数として Kim らの相関式と同様に、以下のような式で整理できると考えられる。

$$j = p_j Re^{q_j} \quad (2.3.11)$$

$$f = p_f Re^{q_f} \quad (2.3.12)$$

つまり式(2.3.11)、式(2.3.12)中の Re 数に係るべき数が図中の直線の傾きを表しており、比例定数は切片を表しているといえる。各図から、 j ファクター、 f ファクターともにべき数や比例定数は異なっており、これらは先述した各パラメータにより決定されるものと考えられる。Kim らの相関式では比例定数のみ形状パラメータの関数として表していたが、これらの図からべき数についても、形状パラメータの関数として与える必要があることを示唆している。

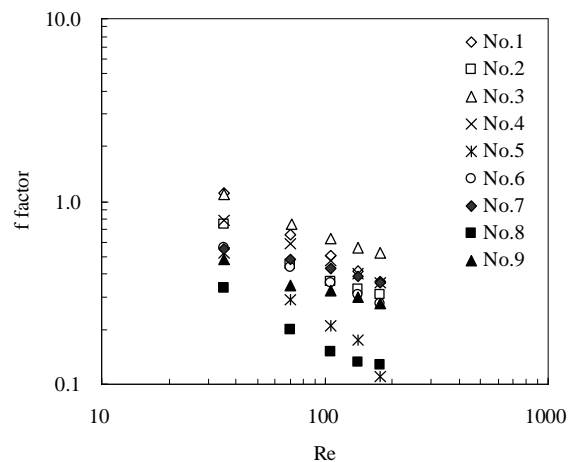
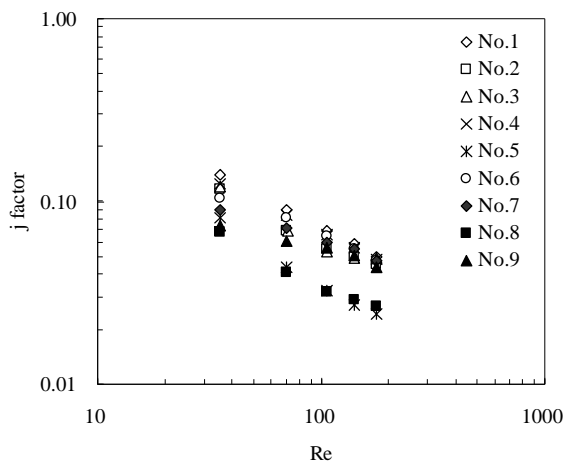


図 2.3.5 j factor と Re 数の関係 ($L_p=0.6\text{mm}$)

図 2.3.6 f factor と Re 数の関係 ($L_p=0.6\text{mm}$)

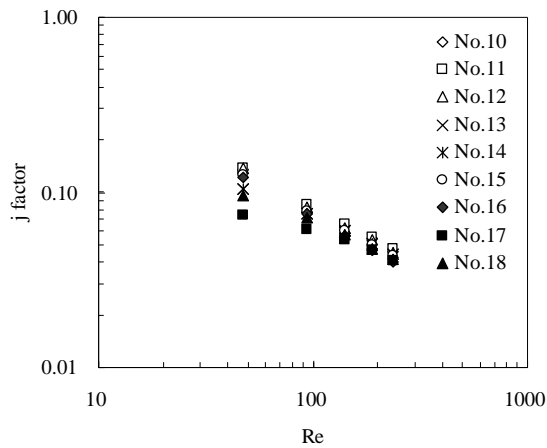


図 2.3.7 j factor と Re 数の関係 ($L_p=0.8\text{mm}$)

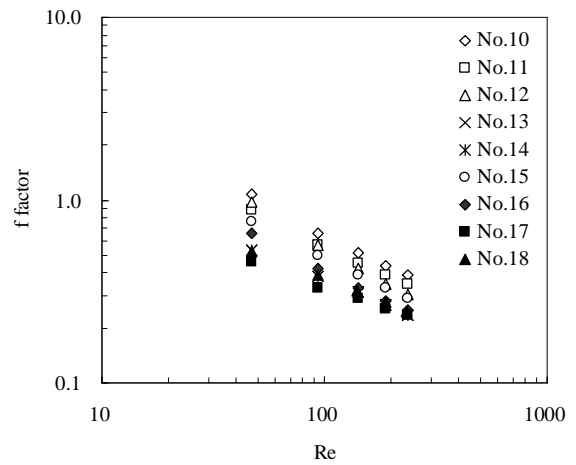


図 2.3.8 f factor と Re 数の関係 ($L_p=0.8\text{mm}$)

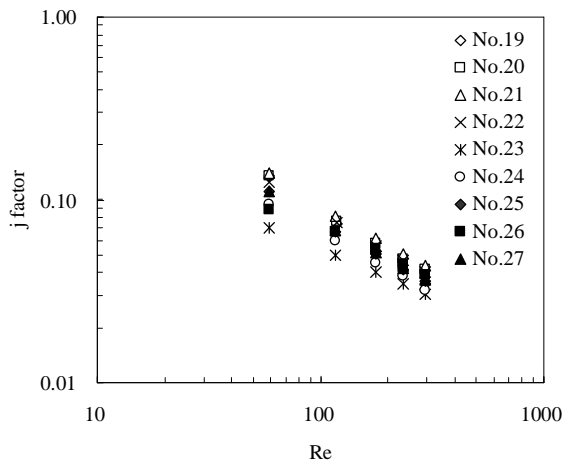


図 2.3.9 j factor と Re 数の関係 ($L_p=1.0\text{mm}$)

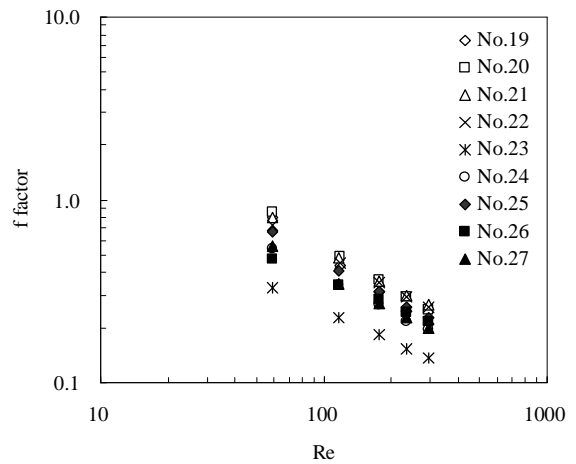


図 2.3.10 f factor と Re 数の関係 ($L_p=1.0\text{mm}$)

2.3.6 要因効果図

本節では、前節で得られた解析結果を基に、各パラメータと j ファクター、f ファクターとの関係に対する分散分析結果について述べる。

直交表を用いた実験計画法では表 2.3.3 に示されるように、どの列においても、同一水準の実験が同数回実施される。例えば第 1 列、第 2 列に割付けたルーバピッチとフィンピッチの関係をみると、ルーバピッチは 0.6mm, 0.8mm, 1.0mm が 9 回ずつ現れ、フィンピッチは、1.0mm, 1.4mm, 1.8mm が 9 回ずつ現れる。さらにルーバピッチ 0.6mm の条件では、フィンピッチの各水準が 3 回ずつ現れるような組合せとなっている。その他の組み合わせで

も同様な組合せになっているため、式(2.3.13)から(2.3.15)で示すように、各水準での平均値をとることで、そのパラメータの主効果を取り出すことができる。このようにして得られた各パラメータと j ファクター、 f ファクターに関する要因効果図を図 2.3.11 から図 2.3.15 に示す。図 2.3.11 及び図 2.3.12 はそれぞれ前面風速 3m/s での j ファクター、 f ファクターに関する各パラメータの主効果を表している。図 2.3.11 をみると j ファクターに関しては、ルーバピッチ、フィンピッチ、ルーバ角度による影響が特に大きいことが確認できる。また、図 2.3.12 をみると f ファクターに関しては、フィンピッチ、ルーバ角度の影響が大きく続いてルーバピッチやフィン厚さの影響が大きいことが分る。

各パラメータと j ファクター、 f ファクターの関係について以下で考察する。ルーバピッチについては、 j ファクター、 f ファクターともに $L_p=0.8\text{mm}$ に極値があることが分る。ルーバフィンではルーバ間を空気が流れることによる境界層の発達抑制とルーバ前縁部における局所的な熱伝達の向上により平均熱伝達率の向上及び圧力損失の増大が得られる。従って、ルーバピッチが減少するほど、つまりルーバ数が多いほど、その効果は大きくなるが、ルーバピッチが更に小さくなると、ルーバの周りに形成される境界層の影響が相対的に大きくなり、ルーバ間に空気が流れにくくなるため、上述の効果が得られなくなると考えられる。その結果、要因効果図に見られるような極値が現れたと考えられる。

フィンピッチに関しては、 j ファクター、 f ファクターともにフィンピッチの増加に対して単調減少となっていることが分る。これは、上述の前縁効果において、フィンピッチが増加するほど、ルーバ間に流入する空気量が相対的に減少するためであると考えられる。

ルーバ角度に関しては j ファクター、 f ファクターともにルーバ角度の増加に対して単調増加となっていることが分る。これは、ルーバ角度が増加するほどルーバ間に空気が流入しやすくなるため、上述の前縁効果が得やすくなるためであると考えられる。

フィン厚さに関しては、 j ファクターと f ファクターで傾向が異なり、フィン厚さの増加に伴い、 j ファクターは単調減少、 f ファクターは単調増加となっていることが分る。 j ファクターに関しては、フィン厚さが減少するほど、ルーバ間の流路が広がるため、上述の前縁効果による熱伝達向上の影響が大きくなると考えられる。一方で、 f ファクターに関しては、フィン厚さが減少すると流路が広がることによるルーバ間の相対的な流速低下により、圧力損失が低下すると考えられる。

フィン幅に関しては、フィン幅が増加するほど、 j ファクターは減少傾向にあるが、 f ファクターは増加していることが分る。フィン幅の増加に伴い、ルーバ枚数が相対的に増加

するため、前述の前縁効果による影響が大きくなり、j ファクター、f ファクターともに増加すると考えられる。一方で、フィン幅の増加に伴い、熱交換量も増加するため、フィン後端での温度が低くなり、空気密度は増加する。そのため、フィン幅の増加に伴い、フィンの通過風速が相対的に低下するため、j ファクターについては、前縁効果の影響が相殺されフィン幅の増加に伴い減少傾向になったものと考えられる。

フィン高さに関しては、j ファクター、f ファクターともに $H=7.0\text{mm}$ に極値があることが分る。フィン高さが減少するほど、フィン効率が増加し、その分熱伝達率も増加するが、今回の解析においては、表 2.3.3 に示すようにフィン高さが減少するほどルーバ長さが相対的に小さくなる。上述の前縁効果が得られるのは、ルーバ部分であるため、フィン高さが減少するとフィン効率の影響が相殺され、要因効果図に見られるような極値が現れたと考えられる。

次にパラメータ間の交互作用について述べる。図 2.3.13 から図 2.3.15 は、ルーバピッチとフィンピッチ間の交互作用、フィンピッチとルーバ角度間の交互作用ルーバピッチとルーバ角度間の交互作用についてそれぞれグラフ化したものである。なお交互作用とは、パラメータ間の任意の水準の組合せで特異な傾向を示すものを言う。図 2.3.13～図 2.3.15 の中でグラフが交差しているような組合せが確認されるため、これらのパラメータの間に交互作用がある可能性を示唆しているということが分る。

$$\text{各水準でのデータ総数} \quad N_{[k]1} = N_{[k]2} = N_{[k]3} (=9) \quad (2.3.13)$$

$$\text{第}[k]\text{列の水準 } i \text{ のデータの和} \quad T_{[k]i} = \sum_{j=1}^{j=N} x_{[k]i,j} \quad (2.3.14)$$

$$\text{第}[k]\text{列の水準 } i \text{ のデータの平均値} \quad \bar{x}_{[k]i} = \frac{T_{[k]i}}{N_{[k]i}} \quad (2.3.15)$$

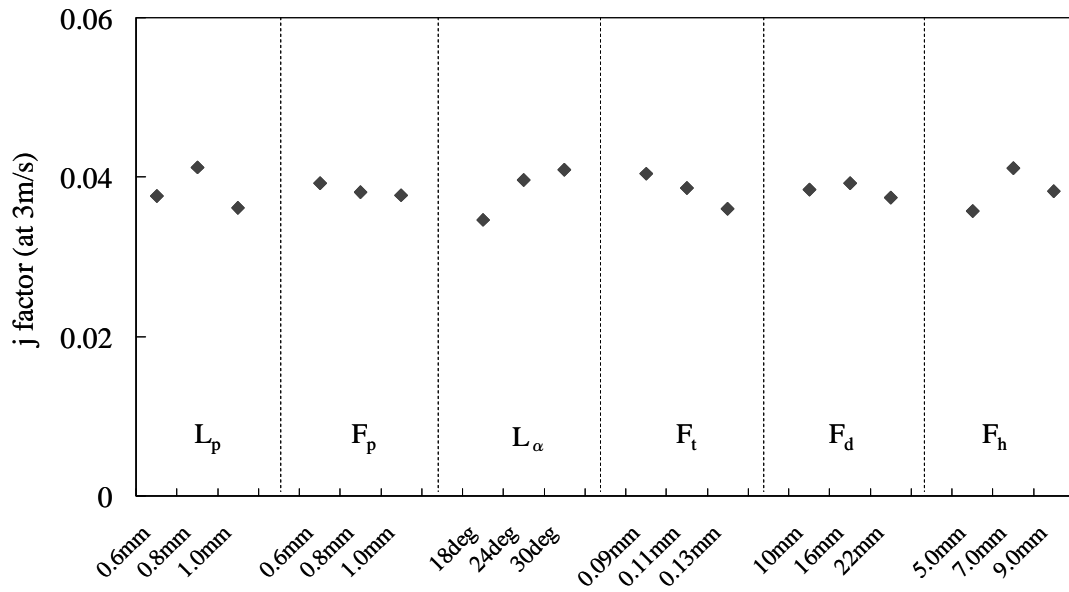


図 2.3.11 主効果の要因効果図 (j factor)

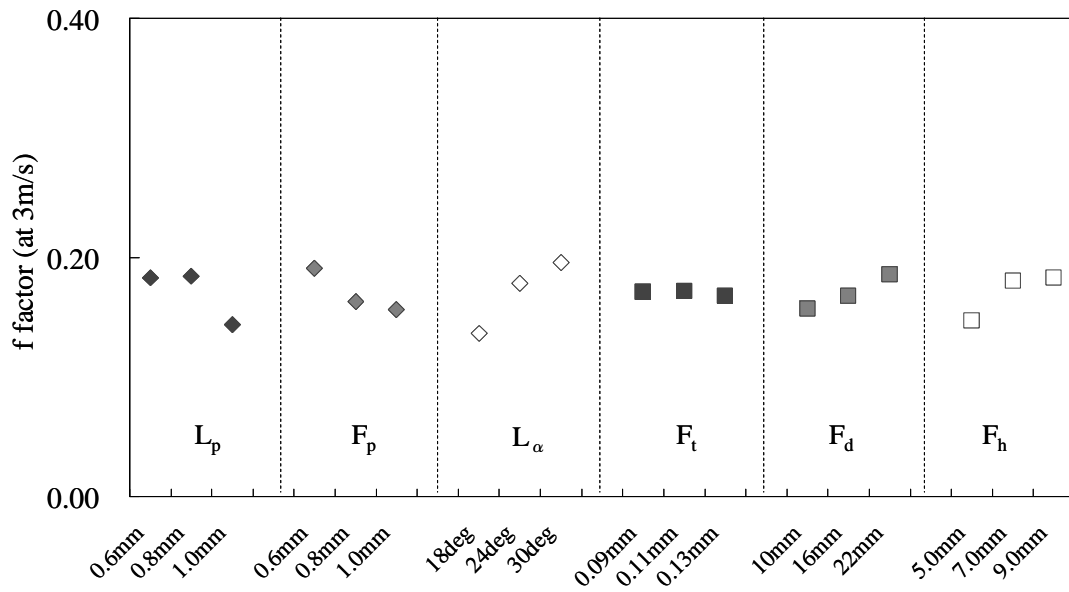
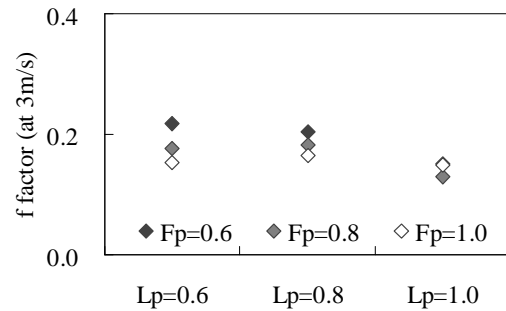
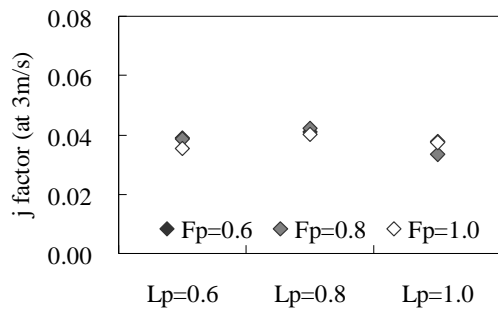


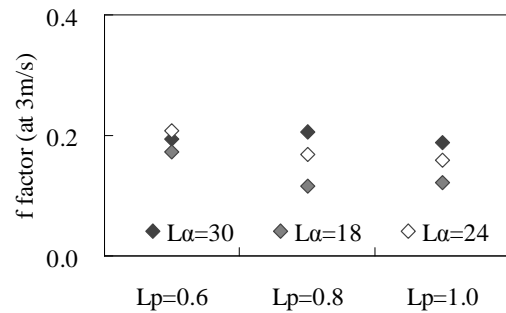
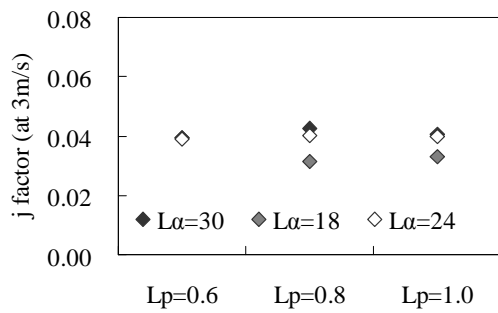
図 2.3.12 主効果の要因効果図 (f factor)



(a) j factor

(b) f factor

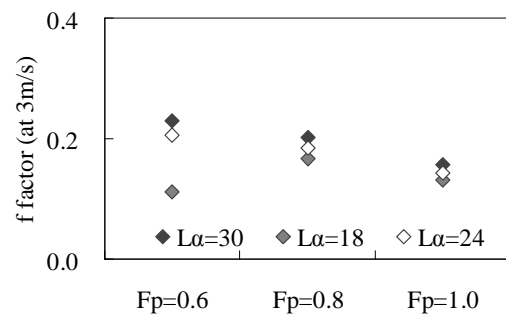
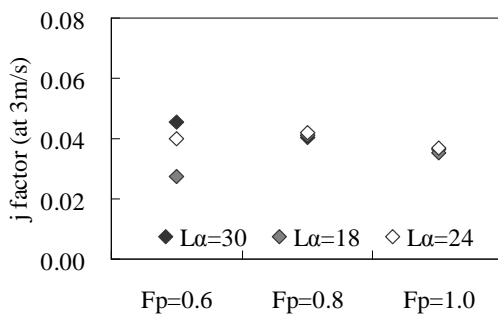
図 2.3.13 交互作用要因効果図 (フィンピッチ×ルーバ角度)



(a) j factor

(b) f factor

図 2.3.14 交互作用要因効果図 (ルーバピッチ×ルーバ角度)



(a) j factor

(b) f factor

図 2.3.15 交互作用要因効果図 (ルーバピッチ×フィンピッチ)

2.3.7 分散分析

要因効果図からは各パラメータに主効果及び交互作用がある可能性が確認できたが、本節では統計的に要因効果図に見られるような違いが有意であるかどうか、つまり各パラメータの水準がjファクター又はfファクターに影響を与えていると言えるか否かを分散分析を用いて検証する。

分散分析とは、3つあるいはそれ以上の母集団について、それらの母平均の間に差があるかどうか、またどの程度の差があるかを検討するためにフィッシャーが考案した手法である。この手法を用いることで、先述の要因効果図で見られた各因子がjファクター、fファクターに影響を与えているかを統計的に検証することが可能となる。

分散分析では、任意の因子について得られたデータのばらつきを“因子の水準によるばらつき”と“誤差によるばらつき”に分解し、その比を検定することで、任意の因子について有意差を判断することが可能となる。

具体的には、式(2.3.16)から式(2.3.22)を用いて、直交表の各列についての分散を求め、それらを誤差分散で除した分散比により有意差を検定する。なおここで言う誤差分散とは、直交表で因子が割り付けられていない第13列の分散のことを示す。

$$\text{第}[k]\text{列の列平方和} \quad S_{[k]} = \frac{T_{[k]1}^2}{N_{[k]1}^2} + \frac{T_{[k]2}^2}{N_{[k]2}^2} + \frac{T_{[k]3}^2}{N_{[k]3}^2} - CT \quad (2.3.16)$$

$$CT = \frac{T^2}{N} \quad (2.3.17)$$

$$\text{交互作用列の列平方和} \quad S_{[m] \times [n]} = S_{[m]} + S_{[n]} \quad (2.3.18)$$

$$\text{第}[k]\text{列の列自由度} \quad \phi_{[k]} = 3 - 1 = 2 \quad (2.3.19)$$

$$\text{交互作用列の列自由度} \quad \phi_{[m] \times [n]} = \phi_{[m]} + \phi_{[n]} \quad (2.3.20)$$

$$\text{第}[k]\text{列の分散} \quad V_{[k]} = \frac{S_{[k]}}{\phi_{[k]}} \quad (2.3.21)$$

$$\text{第}[k]\text{列の分散比} \quad F_{0[k]} = \frac{V_{[k]}}{V_e} \quad (2.3.22)$$

$$F \text{ 分布} \quad F = F(\phi_1, \phi_2, \alpha) \quad (2.3.23)$$

表 2.3.5 は空気前面風速 3m/s における j ファクターのデータに関する分散分析表である。表中の分散比 F_0 の値は各パラメータが j ファクターに与える影響度合いを示しており、この値がある閾値より大きければ、統計的に見て任意のパラメータが j ファクターの増減に対して有意であるということが言える。このときの閾値は、任意のパラメータの自由度 ϕ_1 と誤差自由度 ϕ_2 及び確率 α を用いて式(2.3.23)で表される。式(2.3.30)は F 分布に従う確率密度関数であり、ここでは 5%有意、1%有意の場合についてそれぞれ検討する（表 2.3.9 に今回用いた F 分布の値を示す）。なお 5%有意であるということは、任意のパラメータが j ファクターに影響を与えない確率が 5%以下であるということを示し、1%有意であるということは、その確率が 1%以下であるということを示す。表中で F_0 の値の横に示したアスタリスクが 1 つの場合は 5%有意、2 つの場合は 1%有意を表している。表 2.3.5 から全てのパラメータに関して、有意差が検出できない(j ファクターに影響を与えない)結果となっている。今回の解析では、L27 直交表を用いて、主因子を 6 つ、交互作用を 3 つ割り当てているため、直交表中の誤差列を 1 列しか取っておらず、その自由度は 2 である。そのため、式(2.3.22)中の分母である誤差分散の値が過大に評価されていると考えられる。そこで表 2.3.5 のパラメータのうち、影響が少ない ($F_0 < 1$ とする) と考えられるフィン幅及びルーバピッチとフィンピッチ間の交互作用を誤差としてプーリングを行うと、表 2.3.6 が得られる。なおフィンピッチについては $F_0 < 1$ であるが、交互作用に用いるためプーリングは行わない。この表から主効果については、ルーバピッチ、ルーバ角度、フィン高さがそれぞれ 5%有意であることが確認できる。また交互作用については、ルーバピッチとルーバ角度間の交互作用に関して 5%有意であることが確認でき、これらのパラメータが j ファクターに影響を与える主要因であると言える。

同様に、表 2.3.7 に空気流入風速 3m/s における f ファクターのデータに関する分散分析表を示す。また、表 2.3.8 はフィン厚さをプーリング後の分散分析表である。プーリング前の結果を見ると、フィンピッチが 5%有意であることが確認できる。プーリング後には主効果としてルーバピッチ、ルーバ角度がそれぞれ 1%有意、フィンピッチ、フィン幅、フィン高さがそれぞれ 5%有意となることが確認できる。また交互作用に関してはルーバピッチとルーバ角度間の交互作用が 5%有意となり、これらのパラメータが f ファクターに影響を与える主要因であると言える。

以上の結果から、各パラメータが j ファクター、f ファクターに与える影響は独立ではなく、パラメータ間の交互作用が存在するということが統計的に明らかであると言える。従

来提案されていた Kim らの式や Chen らの式は、式(2.3.24)のような形で表されているが、これは、各パラメータが独立であるということが前提であり、パラメータ間の交互作用は考慮されていないことは明らかである。従って、広範囲なフィン仕様に対応可能な相関式の作成のためには、このように交互作用の影響も考慮した相関式の提案が必要になると考えられる。

$$j = a \times \text{Re}^b \left(\frac{F_p}{L_p} \right)^c \left(\frac{F_t}{L_p} \right)^d \left(\frac{F_h}{L_p} \right)^e \left(\frac{F_w}{L_p} \right)^f \left(\frac{L_\alpha}{90} \right)^g \quad (2.3.24)$$

表 2.3.5 j ファクター分散分析表 (前面風速 3m/s)

因子	S	φ	V	F ₀
ルーバピッチ	0.000123	2	0.000061	3.840
フィンピッチ	0.000011	2	0.000006	0.347
ルーバ角度	0.000198	2	0.000099	6.179
フィン厚さ	0.000084	2	0.000042	2.640
フィン幅	0.000015	2	0.000008	0.477
フィン高さ	0.000133	2	0.000066	4.157
ルーバピッチ × フィンピッチ	0.000057	4	0.000014	0.893
ルーバピッチ × ルーバ角度	0.000324	4	0.000081	5.064
フィンピッチ × ルーバ角度	0.000112	4	0.000028	1.755
誤差	0.000032	2	0.000016	
合計	0.001090	26		

表 2.3.6 プーリング後 j factor 分散分析表 (前面風速 3m/s)

因子	S	ϕ	V	F ₀
ルーバピッチ	0.000123	2	0.000061	4.706 *
フィンピッチ	0.000011	2	0.000006	0.425
ルーバ角度	0.000198	2	0.000099	7.573 *
フィン厚さ	0.000084	2	0.000042	3.236
フィン高さ	0.000133	2	0.000066	5.095 *
ルーバピッチ × ルーバ角度	0.000324	4	0.000081	6.208 *
フィンピッチ × ルーバ角度	0.000112	4	0.000028	2.151
誤差	0.000104	8	0.000013	
合計	0.001090	26		

表 2.3.7 f factor 分散分析表 (前面風速 3m/s)

因子	S	ϕ	V	F ₀
ルーバピッチ	0.00959	2	0.00480	9.73
フィンピッチ	0.00622	2	0.00311	6.31 *
ルーバ角度	0.01680	2	0.00840	17.04
フィン厚さ	0.00008	2	0.00004	0.08
フィン幅	0.00380	2	0.00190	3.86
フィン高さ	0.00700	2	0.00350	7.10
ルーバピッチ × フィンピッチ	0.00341	4	0.00085	1.73
ルーバピッチ × ルーバ角度	0.00958	4	0.00239	4.86
フィンピッチ × ルーバ角度	0.00403	4	0.00101	2.04
誤差	0.00099	2	0.00049	
合計	0.06149	26		

表 2.3.8 プーリング後 f factor 分散分析表 (前面風速 3m/s)

因子	S	ϕ	V	F ₀
ルーバピッチ	0.00959	2	0.00480	18.08 **
フィンピッチ	0.00622	2	0.00311	11.72 *
ルーバ角度	0.01680	2	0.00840	31.66 **
フィン幅	0.00380	2	0.00190	7.16 *
フィン高さ	0.00700	2	0.00350	13.20 *
ルーバピッチ × フィンピッチ	0.00341	4	0.00085	3.22
ルーバピッチ × ルーバ角度	0.00958	4	0.00239	9.03 *
フィンピッチ × ルーバ角度	0.00403	4	0.00101	3.80
誤差	0.00106	4	0.00027	
合計	0.06149	26		

表 2.3.9 F 分布

ϕ_1	2	4	2	4	2	4	2	4	2	4	2	4
ϕ_2	2	2	2	2	8	8	8	8	4	4	4	4
α	0.05	0.05	0.01	0.01	0.05	0.05	0.01	0.01	0.05	0.05	0.01	0.01
F	19.00	19.25	99.00	99.25	4.46	3.84	8.65	7.01	6.94	6.39	18.00	15.98

2.3.8 交互作用に関する考察

本節では、前節までの結果から特にパラメータ間の交互作用について考察する。先述したように、ルーバピッチ、ルーバ角度、フィンピッチの間には j ファクターや f ファクターに対する交互作用があることがわかった。そこで本節では、これらのパラメータに絞った解析を行うため、Fluent を用いて 2 次元 CFD 解析によるパラメータスタディを実施した。図 2.3.16 に解析モデルを示す。基本的には 3 次元解析で用いたフィンの中央断面の形状となるが、2 次元での境界条件の違いとして、フィン表面に等温条件を与えている。従って、フィンの熱伝導は無視していることになるが、先述の交互作用の定性的な検証としては十分である。表 2.3.10 に解析を行ったフィンの仕様一覧を示す。解析手法に関しては、前節までで示した 3 次元での解析方法と同様である。

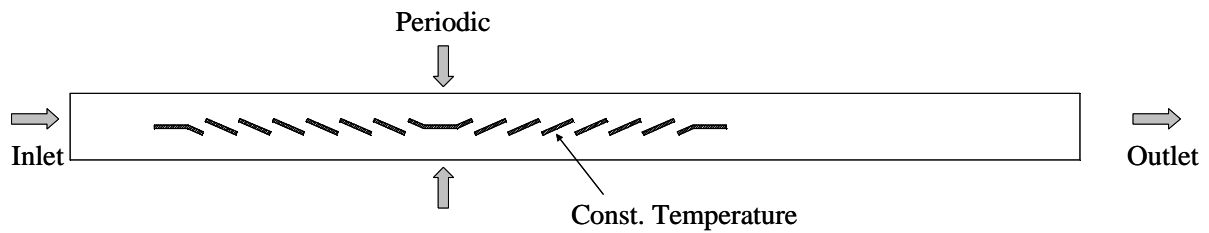


図 2.3.16 2次元 CFD 解析モデル

表 2.3.10 フィン仕様 (2D 解析)

ルーバピッチ	mm	0.8
フィンピッチ	mm	0.8, 1.2, 1.6
ルーバ角度	deg	16, 18, 20, 22, 24, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40
フィン厚さ	mm	0.1
前面風速	m/s	1.0, 2.0, 3.0, 4.0, 5.0
流入空気温度	K	303.15
フィン温度	K	273.15

図 2.3.17 及び図 2.3.18 にフィンピッチ 0.8mm の場合の Re 数と j ファクター, f ファクターの関係を示す。前節での結果と同様に, Re 数と j ファクター, f ファクターは直線的な関係にあることが分る。この傾向はフィンピッチ 0.8mm 以外の場合でも同様である。

ここで, ルーバピッチ, ルーバ角度, フィンピッチを一つのファクターとして表した平松らの提案する流路比 l_2/l_1 を考える。流路比とは, 図 2.3.19 に示すように, ルーバ間とフィン間の流路の比を表しており, 式(2.3.25)で表される。

$$\varepsilon = \frac{l_2}{l_1} = \frac{L_p}{F_p} \tan \theta \quad (2.3.25)$$

平松らによると, 熱伝達と圧力損失の特性が流路比で整理することができるとしている。平松らの解析結果では, 図 2.3.20 に示すように $l_2/l_1=0.4$, $l_2/l_1=0.7$ 付近に熱伝達のピークが存在し, 前方ルーバの流れの影響を受ける $l_2/l_1=0.5$ 及びルーバが隣接する $l_2/l_1=0.1$ で Nu 数が低下することが示されている。図 2.3.21 はフィンピッチ 0.8mm での本研究での解析結果を同様の手法でまとめたものである。本解析でも図 2.3.21 に示すように Re=248 以上の

ときには平松らの研究結果と同様の傾向がみられ, Nu 数のピークが $l_2/l_1=0.3$, $l_2/l_1=0.8$ 付近に現れている. この傾向はフィンピッチ 0.8mm 以外の解析結果においても同様であった.

以上のことからルーバピッチ, ルーバ角度, フィンピッチ間の交互作用を考える上で, 平松らの提案する流路比による整理手法が有効であることが確認できた. そこで, j ファクター及び f ファクターについて流路比を用いた整理方法について考察する. 先述したように Re 数と j ファクター, f ファクターの間には式(2.3.11), (2.3.12)のような関係が成り立つと考えられる. 式(2.3.11), (2.3.12)の両辺の対数をとると下式のような比例式が得られる.

$$\ln(j) = \ln(p_j) + q_j \ln(\text{Re}) \quad (2.3.25)$$

$$\ln(f) = \ln(p_f) + q_f \ln(\text{Re}) \quad (2.3.26)$$

上式の Re 数に係る比例定数 q_j 及び q_f が図の直線の傾きを示しており, 各解析結果について, この比例定数を最小二乗法を用いて計算した. j ファクター, f ファクターそれぞれについて計算された比例定数を先述の流路比で整理したグラフを図 2.3.22 及び図 2.3.23 に示す. これらの図から, j ファクター, f ファクターともに異なる仕様のフィンであっても流路比で整理すると式(2.3.31), 式(2.3.32)における比例定数との間に相関関係があることが確認できる. つまり, コルゲートルーバフィンの Re 数に対する j ファクター, f ファクターの変化率は流路比の関数として表すことができるといえる. 従って, 後述する相関式作成時には, このような整理方法が妥当であると考えられる.

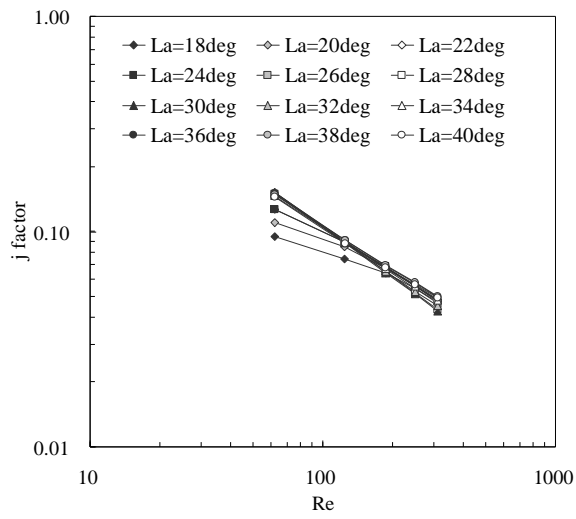


図 2.3.17 j ファクターと Re 数の関係

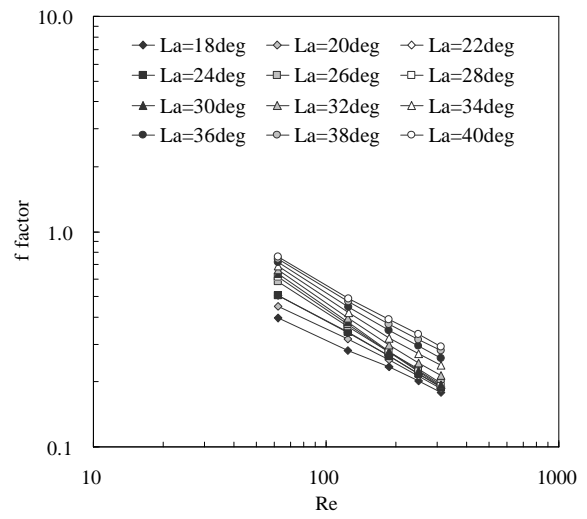


図 2.3.18 f ファクターと Re 数の関係

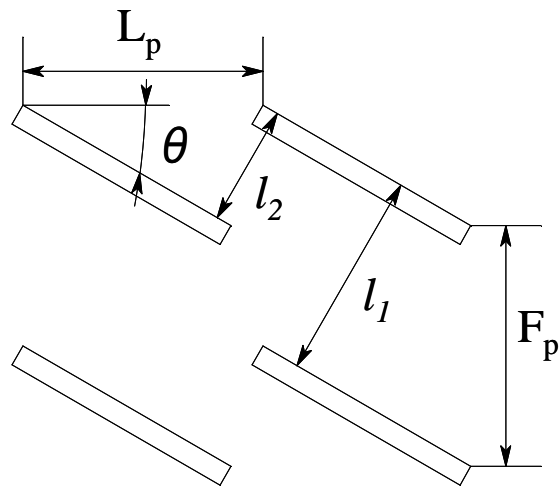


図 2.3.19 流路比の定義図

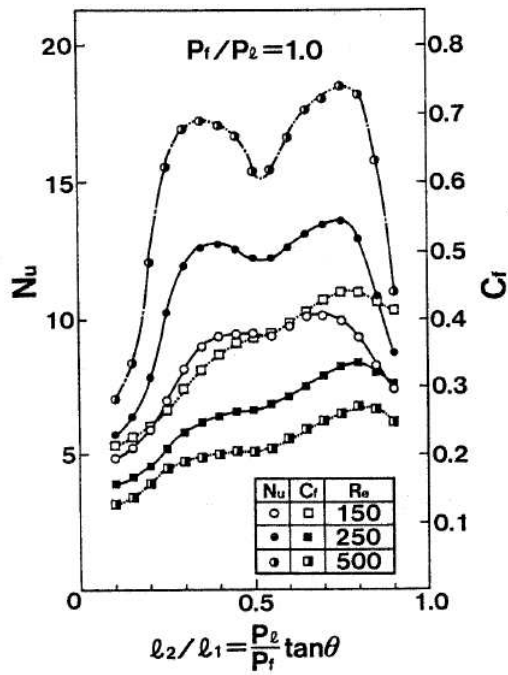


図 2.3.20 Nu 数と流路比の関係 (平松ら)

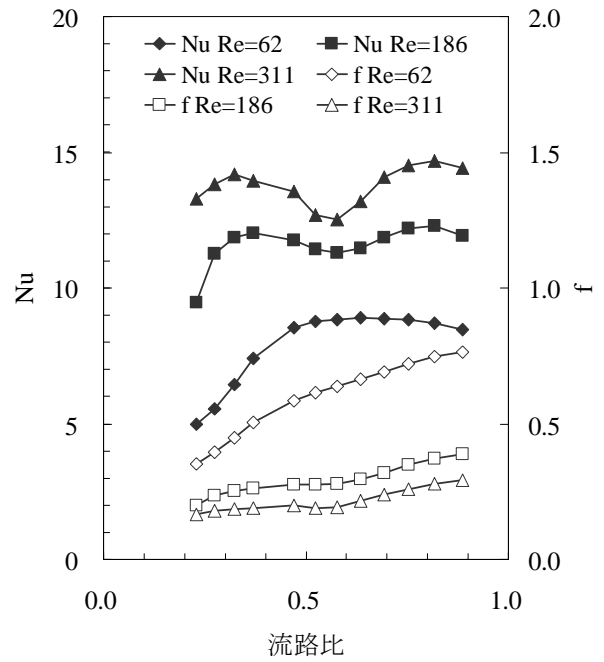


図 2.3.21 Nu 数, f ファクターと流路比の関係 ($L_p=0.8\text{mm}$, $F_p=0.8\text{mm}$)

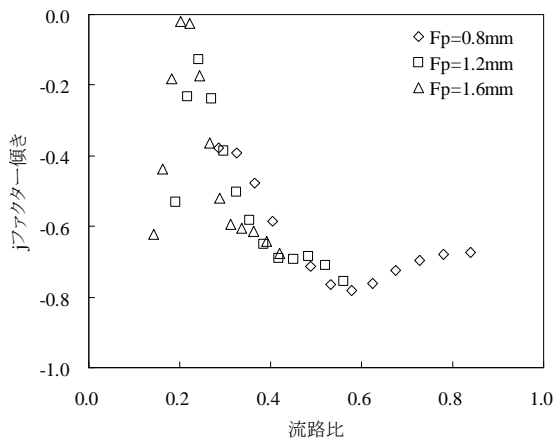


図 2.3.22 j ファクターと流路比の相関

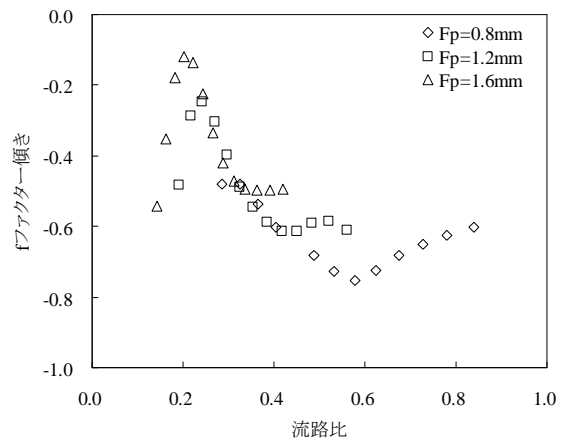


図 2.3.23 f ファクターと流路比の相関

2.4 相関式作成

2.4.1 解析フィン仕様

本節では、コルゲートルーバフィンの熱伝達率・圧力損失に関する相関式の作成について検討する。2.3 節で実験計画法を用いたパラメータスタディについて述べたが、相関式を作成する上で、2.3 節で行った解析データだけでは、広範囲なフィン仕様に対応できているとは言えない。そこで、本節では、より多くのフィンについて CFD による解析を実施し、それらの結果から相関式の作成を行うこととする。

表 2.4.1 に解析を行ったフィン仕様の範囲を示す。2.3 節での解析も含め、全 115 モデルのフィンについて解析を行った。また、境界条件として流入空気温度、風速及び冷却面温度を表 2.4.2 に示すように設定した。その他の解析方法は 2.3 節と同様である。

表 2.4.1 解析フィン仕様範囲

		最大値	最小値	平均値
菅高さ	mm	0.35	1.35	0.79
菅ピッチ	mm	5.7	10.7	8.2
フィンピッチ	mm	0.6	2.0	1.2
フィン幅	mm	10.0	50.0	25.4
フィン高さ	mm	5.0	9.0	6.6
フィン厚さ	mm	0.06	0.16	0.09
ルーバ角度	deg	18.0	36.0	25.5
ルーバピッチ	mm	0.6	1.2	0.9
ルーバ長さ	mm	4.0	8.0	5.6

表 2.4.2 境界条件

流入空気温度	℃	30, 40, 50
前面風速	m/s	1.0, 2.0, 3.0, 4.0, 5.0
冷却面温度	℃	0

2.4.2 解析結果と従来式との比較

前述の通り、コルゲートルーバフィンの熱伝達・圧力損失に関する相関式として、式(2.2.9)から式(2.2.14)で示した Kim らの式、Chen らの式等が提案されている。2.4.1 節に示したモデルについて CFD 解析によって得られた j ファクター、f ファクターの値をこれらの相関式と比較した結果を図 2.4.1 及び図 2.4.2 に示す。j ファクターに関しては、Kim らの式、Chen らの式ともに相関式の値のほうが小さくなる傾向にある。一方で、f ファクターに関しては、Kim らの式では、相関式のほうが大きな値となり、Chen らの式では、低い値となっていることが確認できる。表 2.4.3 及び表 2.4.4 はそれぞれ Kim ら、Chen らの実験条件範囲をまとめたものである。本解析でのフィン仕様は表 2.4.1 に示す通りであり、Kim ら、Chen らの実験条件と比較すると、フィンの仕様はより微細化・高密度化されたものを中心としている。これらの条件の違いが、相関式と解析値の差の要因の一つとなっていると考えられる。さらに、先述したようにルーバピッチ、ルーバ角度、フィンピッチ間には交互作用が存在するため、従来の相関式とは定性的な一致が見られない可能性もある。従って、従来よりもフィンが微細化・高密度化された現在あるいは次世代の熱交換器に対する熱伝達率及び圧力損失相関式の確立が必要とされる。

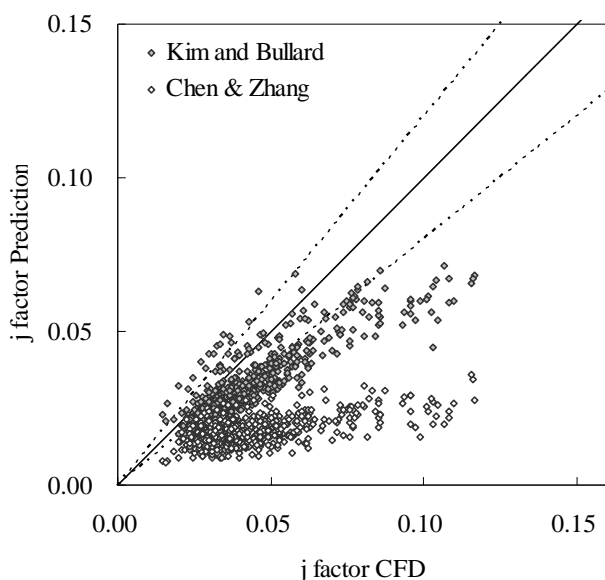


図 2.4.1 従来相関式との比較 (j ファクター)

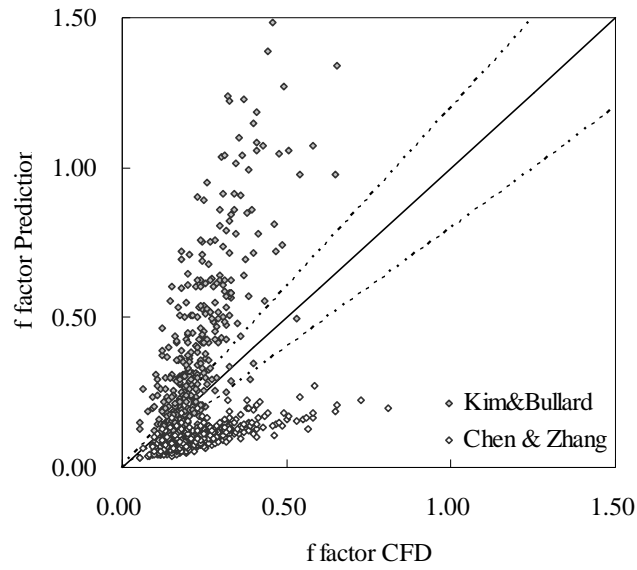


図 2.4.2 従来相関式との比較 (f ファクター)

表 2.4.3 実験条件 (Kim らの式)

フィン幅	mm	16	20	24
フィンピッチ	mm	1.0, 1.2, 1.4	1.0, 1.2, 1.4	1.0, 1.2, 1.4
チューブピッチ	mm	11.15	10.15	10.15
ルーバ数		8	10	12
ルーバ角度	deg	23, 25, 27, 29	15, 17, 19, 21, 23, 25, 27	23, 25, 27, 29
ルーバピッチ	mm	1.7	1.7	1.7
ルーバ長さ	mm	6.4	6.4	6.4
フィン高さ	mm	8.15	8.15	8.15
Re_{Lp}		100~600	100~600	100~600

表 2.4.4 実験条件 (Chen らの式)

	フィンピッチ mm	フィン高さ mm	フィン幅 mm	フィン厚さ mm	ルーバ角度 deg	ルーバピッチ mm	Re 数
1	2.0	8.0	65.0	0.2	28	1.2	250～2500
2	2.25	8.0	65.0	0.2	28	1.2	250～2500
3	2.5	8.0	65.0	0.2	28	1.2	250～2500
4	2.0	8.0	53.0	0.2	28	1.2	250～2500
5	2.25	8.0	53.0	0.2	28	1.2	250～2500
6	2.5	8.0	53.0	0.2	28	1.2	250～2500
7	2.0	7.0	36.6	0.2	28	1.2	250～2500
8	2.25	7.0	36.6	0.2	28	1.2	250～2500
9	2.5	7.0	36.6	0.2	28	1.2	250～2500
10	2.0	10.0	36.6	0.2	28	1.2	250～2500
11	2.0	8.0	36.6	0.2	28	1.2	250～2500
12	2.0	8.9	65.0	0.15	22	1.2	250～2500
13	2.0	8.9	53.0	0.15	22	1.2	250～2500
14	2.0	8.9	36.6	0.15	22	1.2	250～2500
15	2.25	8.9	53.0	0.15	22	1.2	250～2500
16	2.5	8.9	53.0	0.15	22	1.2	250～2500
17	2.75	8.9	53.0	0.15	22	1.2	250～2500
18	2.25	8.9	65.0	0.15	22	1.2	250～2500
19	2.5	8.9	65.0	0.15	22	1.2	250～2500
20	2.75	8.9	65.0	0.15	22	1.2	250～2500

2.4.3 解析結果に関する考察

ここでは、解析結果の一部を用いて、2.3 節で述べた要因効果図や交互作用との関係について検証する。図 2.4.3～図 2.4.10 は、フィンピッチ、ルーバ角度、フィン厚さ、フィン高さについて、各々のパラメータを個別に変化させた場合のフィン中央断面における速度コンター図、温度コンター図を示したものである。各フィンの仕様は表 2.4.5 に示す通りであ

る。また、図 2.4.11～図 2.4.14 は各解析における j ファクター、 f ファクターの結果をパラメータ毎にまとめた図である。

フィンピッチの影響について、速度コンター図を見ると、フィンピッチが 0.7mm の場合には、隣接するフィンのルーバ間を通過した流速の大きな流れがルーバ前縁に衝突することで、高い前縁効果が得られていると考えられる。フィンピッチが大きくなると、フィン間の流れが多くなるため、相対的に隣接するフィンのルーバの流れの影響が少なくなり、十分な前縁効果が得られなくなっていると考えられる。そのため、図 2.4.11 に示すように j ファクターはフィンピッチの増加に伴い減少する結果となったといえる。

次にルーバ角度について、図 2.4.12 を見ると、ルーバ角度 34deg において、 j ファクターが極端に低下していることが確認できる。ルーバ角度 34deg の場合には、各ルーバが隣接するフィンのルーバとほぼ隙間なく一直線上に配列されているため、速度コンター図から明らかのように、ルーバ前縁部における流れがほとんど 0 となる。そのため、前縁効果がほとんど得られず、平行平板に近い流れとなり、 j ファクターが極端に減少したと考えられる。このような形状に起因する j ファクターや f ファクターの極端な変化が要因効果図に見られる交互作用に現れている。つまり、ルーバ後端の死水域が後流のルーバに及ぼす影響が交互作用の要因であり、このような現象は先述の流路比で整理できると考えられる。

またフィン厚さについて、図 2.4.13 をみると、フィン厚さの増加に伴い、 j ファクターは低下し、 f ファクターは増加する傾向にある。図 2.4.5 をからも分るように、フィン厚さが厚くなれば、流路断面積が減少しフィンやルーバ間を通過する流れの速度が高くなることにより、 f ファクターが増加していると考えられる。

フィン高さについては、図 2.4.14 に示す通り、フィン高さの増加に伴い j ファクター、 f ファクターともに増加傾向にあることが分る。コルゲートルーバフィンにおいては、ルーバ前縁部における前縁効果によって熱伝達率、圧力損失の増加が生じる。従って、フィン高さに対するルーバ切れ部の割合が大きいほど多くの前縁効果が得られる。本検討においてルーバ切れ部の長さは、(フィン高さ-1)mm としているためフィン高さが大きいほどルーバ切れ長さは相対的に大きくなるため、このような結果となっていると考えられる。

表 2.4.5 解析モデル形状

	フィンピッチ mm	フィン高さ mm	フィン幅 mm	フィン厚さ mm	ルーバ角度 deg	ルーバピッチ mm
1	0.7	6.0	27.0	0.08	27.0	1.0
2	1.1	6.0	27.0	0.08	27.0	1.0
3	1.5	6.0	27.0	0.08	27.0	1.0
4	0.7	6.0	27.0	0.08	20.0	1.0
5	0.7	6.0	27.0	0.08	34.0	1.0
6	0.7	6.0	27.0	0.12	27.0	1.0
7	0.7	6.0	27.0	0.16	27.0	1.0
8	0.7	7.0	27.0	0.08	27.0	1.0
9	0.7	8.0	27.0	0.08	27.0	1.0

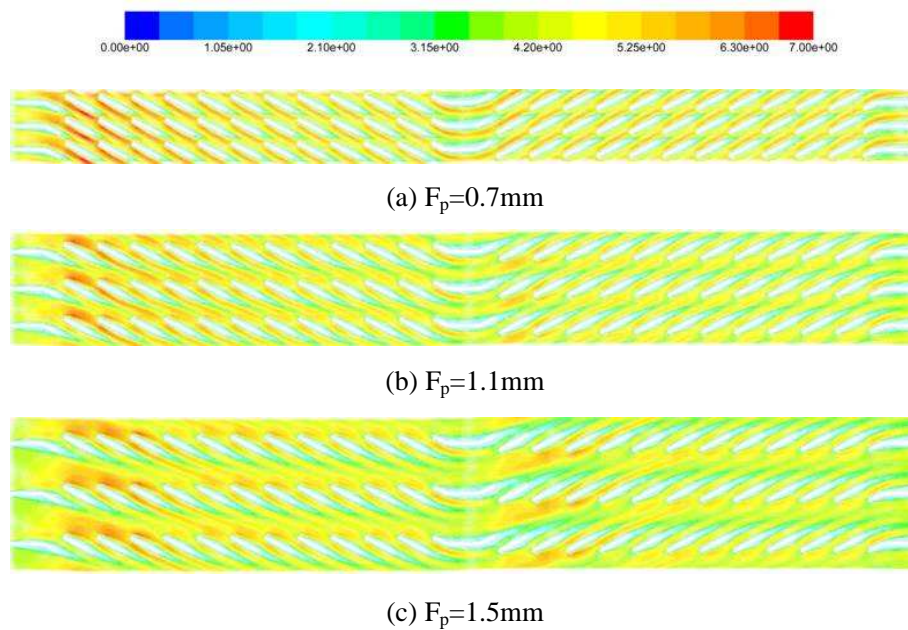


図 2.4.3 速度コンター at 3m/s (フィンピッチ影響)

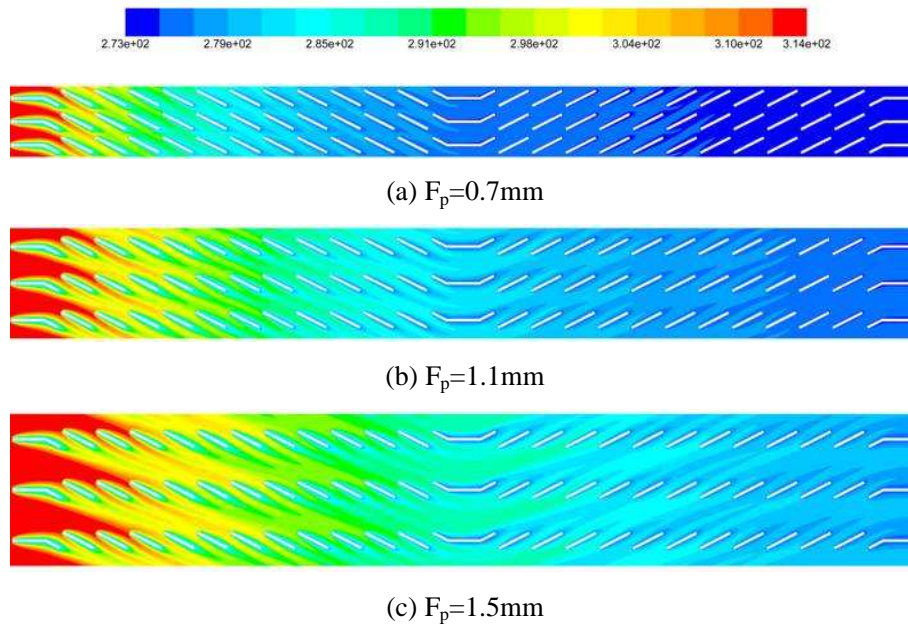


図 2.4.4 温度コンターat 3m/s (フィンピッチ影響)

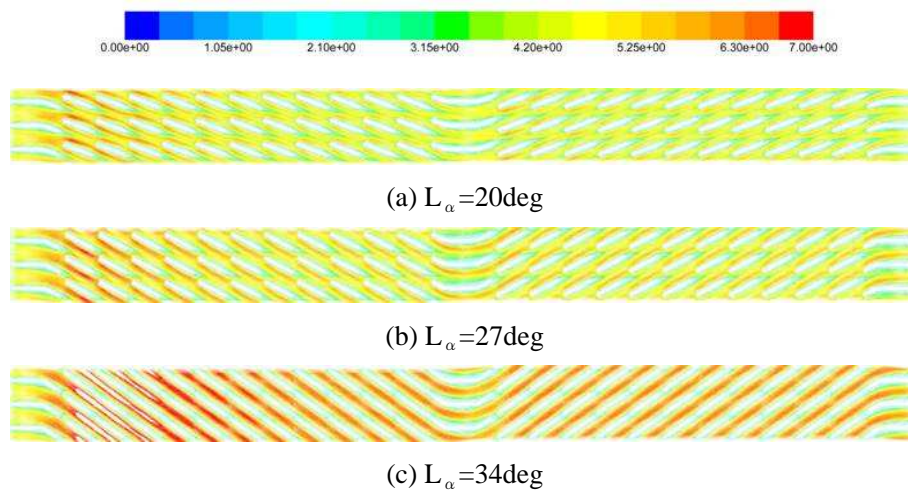


図 2.4.5 速度コンターat 3m/s (ルーバ角度影響)

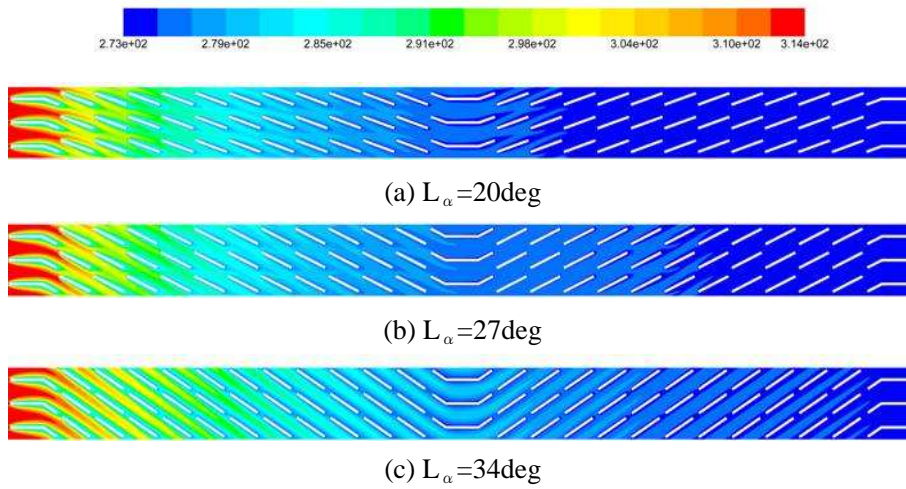


図 2.4.6 温度コンター at 3m/s (ルーバ角度影響)

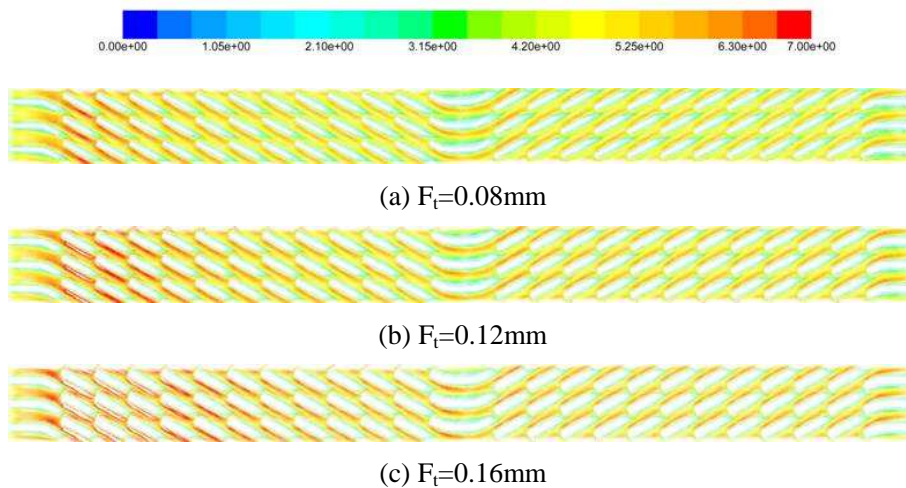


図 2.4.7 速度コンター at 3m/s (フィン厚さ影響)

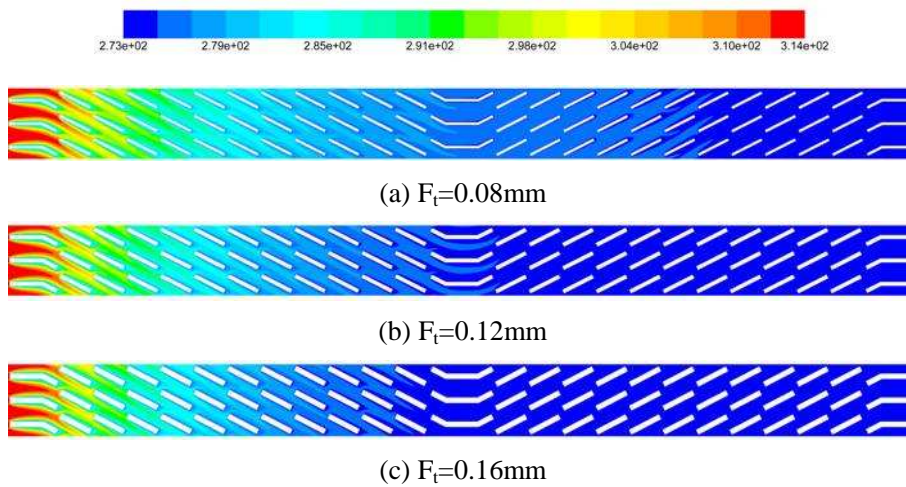


図 2.4.8 温度コンター at 3m/s (フィン厚さ影響)

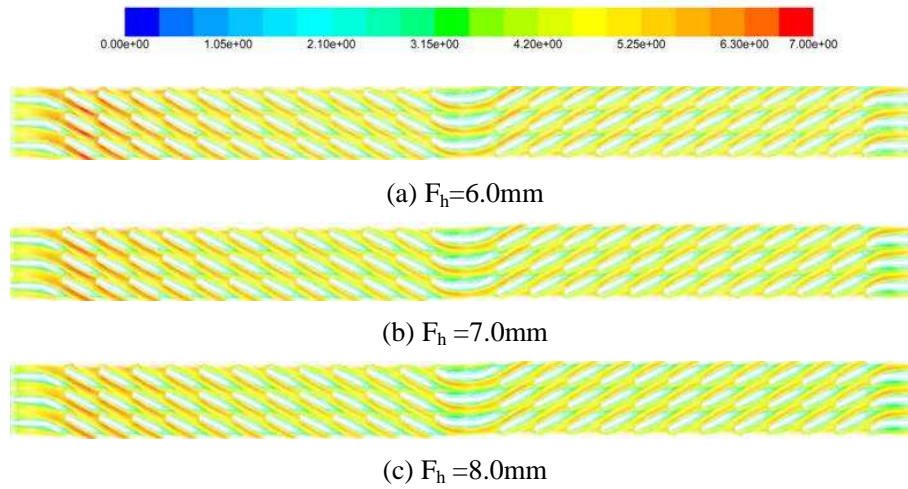


図 2.4.9 速度コンターat 3m/s (フィン高さ影響)

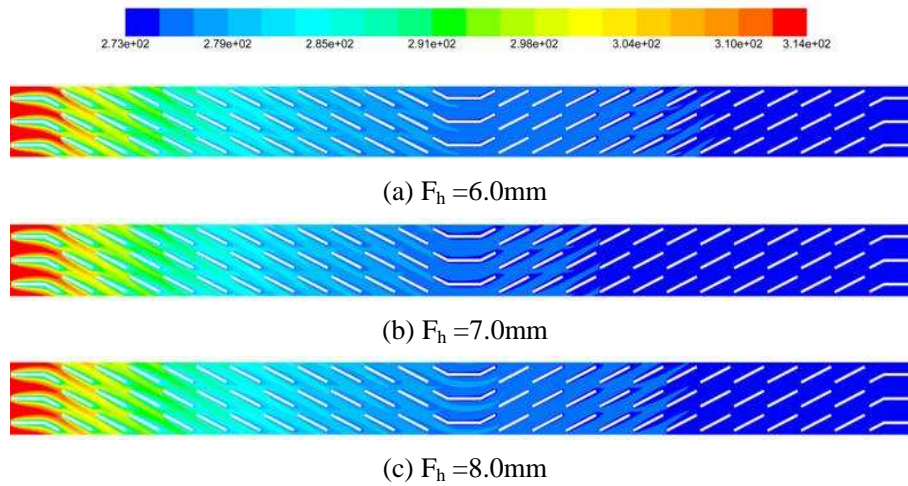


図 2.4.10 温度コンターat 3m/s (フィン高さ影響)

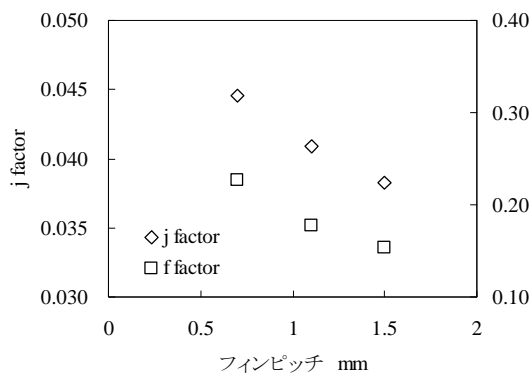


図 2.4.11 j, f とフィンピッチの関係

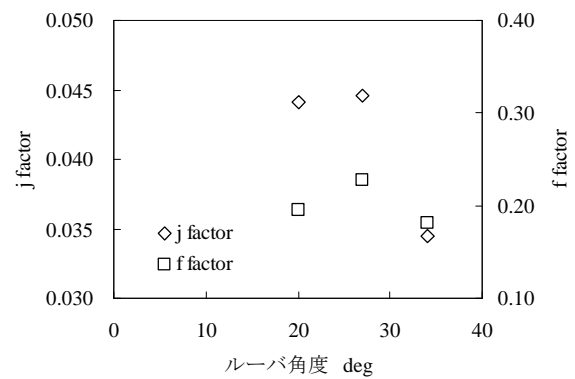


図 2.4.12 j, f とルーバ角度の関係

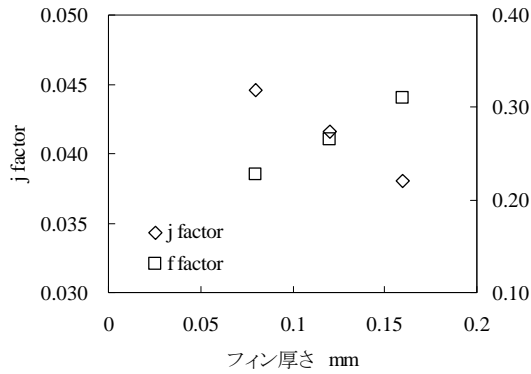


図 2.4.13 j, f とフィン厚さの関係

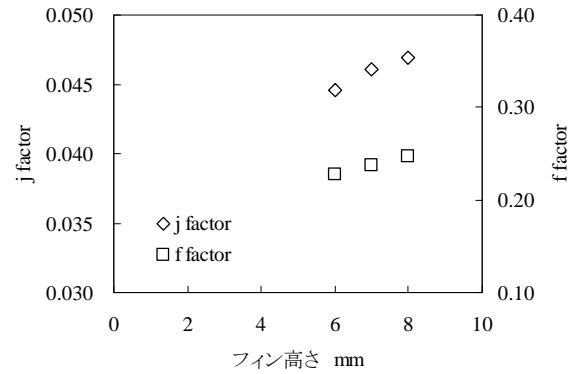


図 2.4.14 j, f とフィン高さの関係

2.4.4 相関式の検討

Kim ら, Chen らの式に代表される j ファクター, f ファクターに関する相関式の多くは, 式(2.4.1)のようにルーバピッチを代表寸法として無次元化した Re 数及び各フィン寸法を用いた経験式により表される. このような形式の式では各形状変化による j ファクター, f ファクターの変化は単調増加あるいは単調減少であり, 各パラメータは独立であることを示している. しかしながら, 2.3 節で述べたように, フィンピッチ, ルーバピッチ, ルーバ角度は互いに独立ではなく, 各パラメータ間に交互作用が存在する. また, その交互作用は流路比を用いることで一つのパラメータとして整理できることを述べた. そこで, 本節では, コルゲートルーバフィンに対しての新たな相関式を検討する.

$$j = Re_{L_p}^a \left(\frac{L_\alpha}{90} \right)^b \left(\frac{F_p}{L_p} \right)^c \left(\frac{F_h}{L_p} \right)^d \left(\frac{F_d}{L_p} \right)^e \left(\frac{L_l}{L_p} \right)^f \left(\frac{T_p}{L_p} \right)^g \left(\frac{\delta_f}{L_p} \right)^h \quad (2.4.1)$$

先述したように Re 数に対する j ファクター又は f ファクターの変化率は流路比の関数として表される. フィンピッチ F_p , ルーバピッチ L_p , ルーバ角度 θ を用いて流路比 ε は式(2.4.2)で表される.

$$\varepsilon = \frac{F_p}{L_p} \tan \theta \quad (2.4.2)$$

この流路比を用いて式(2.4.3)に示す形で j ファクターを整理することを検討する. ここで, J_1 及び J_2 はそれぞれルーバピッチで無次元化されたフィン高さ, フィン幅, フィン厚さ, ルーバ長さ, チューブピッチ及び流路比についての関数であり, 具体的には式(2.5.4)に示す

ような形で整理した．式(2.4.4)中の各係数は最小二乗法を用いて CFD の解析結果との残差が最も小さくなるように決定した．式(2.4.5)，式(2.4.6)に得られた J_1 及び J_2 の式を示す．得られた相関式と CFD の解析結果とを比較すると図 2.4.15 のようになり，CFD の解析値をほぼ±30%以内に整理できていることが確認できる．

$$j = \text{Re}_{L_p}^{J_1} J_2 \quad (2.4.3)$$

$$J_i = (A_1 \varepsilon^4 + A_2 \varepsilon^3 + A_3 \varepsilon^2 + A_4 \varepsilon + A_5) \left(\frac{F_h}{L_p} \right)^{B_1} \left(\frac{F_d}{L_p} \right)^{B_2} \left(\frac{L_l}{L_p} \right)^{B_3} \left(\frac{T_p}{L_p} \right)^{B_4} \left(\frac{\delta_f}{L_p} \right)^{B_5} \quad (2.4.4)$$

$$J_1 = -0.261(21.750\varepsilon^4 - 29.523\varepsilon^3 + 3.352\varepsilon^2 + 8.285\varepsilon - 0.358) \times \left(\frac{F_h}{L_p} \right)^{0.334} \left(\frac{F_d}{L_p} \right)^{0.0135} \left(\frac{L_l}{L_p} \right)^{-0.141} \left(\frac{T_p}{L_p} \right)^{0.135} \left(\frac{\delta_f}{L_p} \right)^{0.023} \quad (2.4.5)$$

$$J_2 = -1.465(-29.726\varepsilon^4 + 20.290\varepsilon^3 + 34.207\varepsilon^2 - 36.078\varepsilon + 8.337) \times \left(\frac{F_h}{L_p} \right)^{-0.935} \left(\frac{F_d}{L_p} \right)^{-0.054} \left(\frac{L_l}{L_p} \right)^{0.750} \left(\frac{T_p}{L_p} \right)^{0.151} \left(\frac{\delta_f}{L_p} \right)^{0.229} \quad (2.4.6)$$

f ファクターについても同様の手法で整理すると，f ファクターに関する相関式は式(2.4.7)～式(2.4.9)が得られる．f ファクターに関して相関式と CFD 解析結果との比較は図 2.4.16 に示す通りであり，j ファクター同様に CFD の解析値をほぼ±30%以内で整理できていることが分る．

$$f = \text{Re}_{L_p}^{F_1} F_2 \quad (2.4.7)$$

$$F_1 = -0.222(8.539\varepsilon^4 - 20.968\varepsilon^3 + 17.142\varepsilon^2 - 4.551\varepsilon + 1.951) \times \left(\frac{F_h}{L_p} \right)^{3.310} \left(\frac{F_d}{L_p} \right)^{-0.166} \left(\frac{L_l}{L_p} \right)^{-2480} \left(\frac{T_p}{L_p} \right)^{-0.554} \left(\frac{\delta_f}{L_p} \right)^{0.018} \quad (2.4.8)$$

$$F_2 = -0.101(5.681\varepsilon^4 + 10.705\varepsilon^3 + 1.491\varepsilon^2 - 34.454\varepsilon + 3.838) \times \left(\frac{F_h}{L_p}\right)^{7.046} \left(\frac{F_d}{L_p}\right)^{-0.227} \left(\frac{L_l}{L_p}\right)^{-4.386} \left(\frac{T_p}{L_p}\right)^{-2.185} \left(\frac{\delta_f}{L_p}\right)^{0.158} \quad (2.4.9)$$

以上のように j ファクター、f ファクターともにほぼ±30%以内に整理可能であり、高い相関が得られたと言える。また、流路比の考え方を考慮することで、定性的な性能予測が可能となっているため、コルゲートルーバフィンの最適化に対して有効な相関式であると考えられる。

また、図 2.4.17 及び図 2.4.18 に 2.2 節で述べたコルゲートフィンの実験値と各相関式との比較結果を示す。これらの図から j ファクター、f ファクターともに従来の相関式よりも実験値を精度よく予測できており、本相関式の有効性が確認できる。

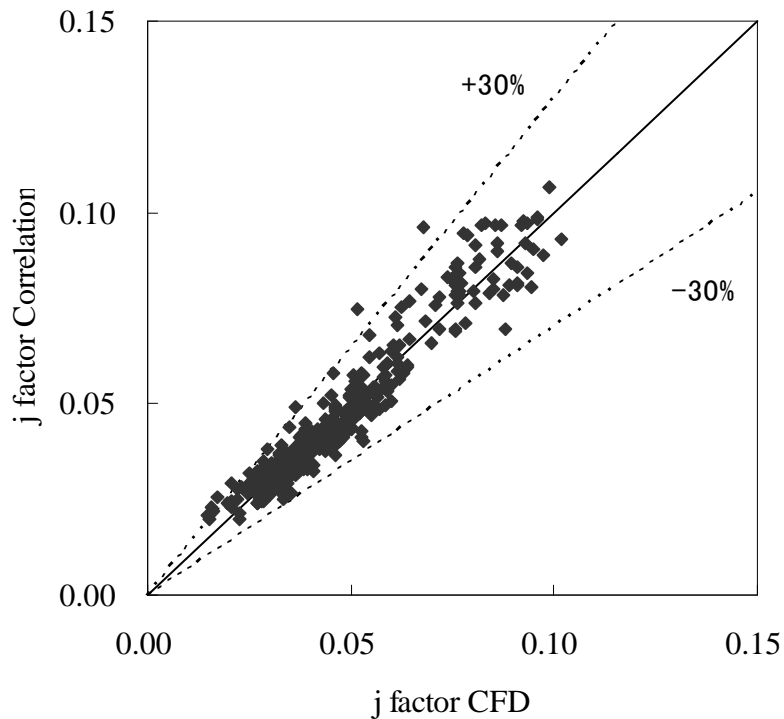


図 2.4.15 相関式との比較 (j ファクター)

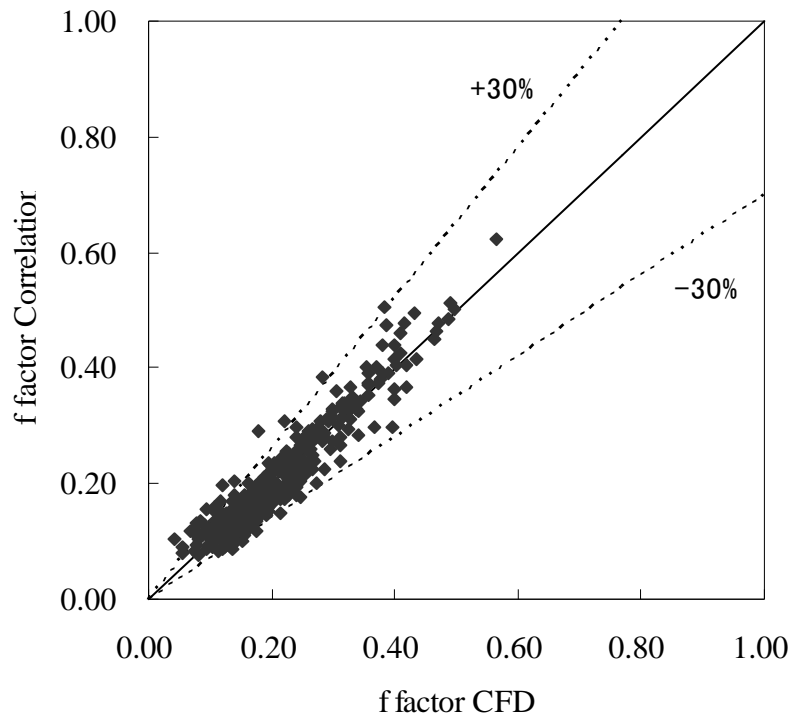


図 2.4.16 相関式との比較 (f ファクター)

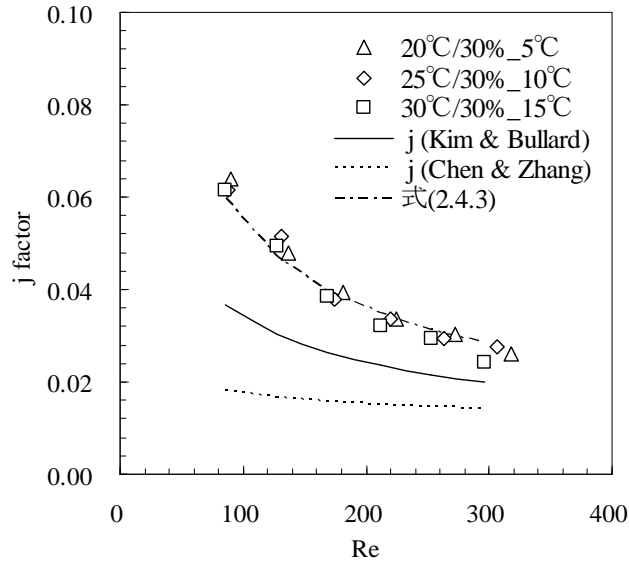


図 2.4.17 実験値と相関式との比較 (j ファクター)

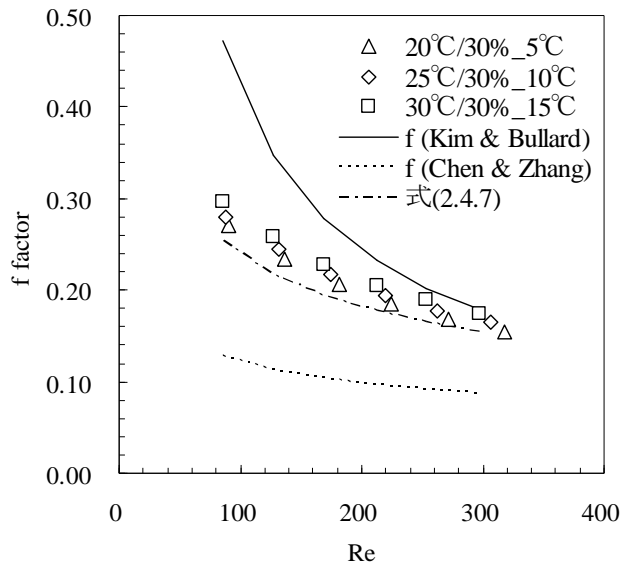


図 2.4.18 実験値と相関式との比較 (f ファクター)

2.5 本章のまとめ

本章では，現在カーエアコン用の熱交換器として多く用いられているコルゲートルーバフィンに関しての実験研究及び CFD 解析について述べた．これまでに提案されているコルゲートルーバフィンの相関式について，実験及び CFD 解析の両面から検証を行い，その有用性について検討した．また，実験計画法を用いたパラメータスタディにより，コルゲートルーバフィンの伝熱性能，圧力損失特性についての感度解析を実施した．相関式の検討においては，115 モデルのフィンについて CFD 解析を行い，平松らの提案する流路比を用いた相関式の作成を実施した．本章における検討の結果は，以下のようにまとめられる．

- (1) コルゲートフィンの伝熱特性実験において，従来提案されている Kim らや Chen らの相関式との一致は見られなかった．その主要因として，これらの式の Re 数やフィン形状が限定されていること等が挙げられる．また，CFD による解析値は実験値と良く一致し，その解析手法の妥当性を示した．
- (2) 3 次元 CFD 解析と実験計画法を用いたパラメータスタディにより，j ファクター，f ファクターに対する各設計パラメータの感度解析を実施し，各パラメータが伝熱・圧力損失特性に与える影響を明らかにした．さらにルーバピッチ，ルーバ角度，フィンピッチ

の間の交互作用を統計的に明確にした。

- (3) 2次元 CFD 解析によるパラメータスタディを実施した結果、フィンピッチ、ルーバピッチ、ルーバ角度の交互作用はルーバ前縁部における死水域の存在によって生じることを明らかにし、このような交互作用の関係を平松らの提案する流路比を用いて整理することが可能であることを確認した。
- (4) 相関式の作成について、流路比をパラメータに加えることで、従来の相関式では考慮されていないフィンピッチ、ルーバピッチ、ルーバ角度の交互作用による影響を相関式で再現することを可能とした。その結果、 j ファクター、 f ファクターともに CFD 解析値との誤差が±30%となる相関式を作成し、実験値との整合性がある定量的にも精度の高い相関式であることを示した。

2.6 参考文献

- (1) Air-side thermal hydraulic performance of multi-louvered fin aluminum heat exchangers, Man-Hoe Kim, Clark W. Bullard, International Journal of Refrigeration, Vol. 25, p.p. 390-400, 2002
- (2) Air-side performance of brazed aluminum heat exchangers under dehumidifying conditions, Man-Hoe Kim, Clark W. Bullard International Journal of Refrigeration, Vol. 25, p.p. 924-934, 2002
- (3) Heat transfer and pressure drop correlations for the multi-louvered fin compact heat exchangers, Junqi Dong, Jiangping Chen, Zhijiu Chen, Wenfeng Zhang, Yimin Zhou, Energy Conversion and Management, Vol.48, No.5, p.p. 1506-1515, 2007
- (4) 空調機用熱交換器のフィンに関する研究 (第1報, ルーバフィンの伝熱数値解析法の検討), 平松道雄, 石丸典生, 松崎耕正, 日本機械学会論文集 (B編), 55巻 519号, p.p. 3449-3456, 1989
- (5) 空調機用熱交換器のフィンに関する研究 (第2報, ルーバフィンの伝熱特性), 平松道雄, 石丸典生, 松崎耕正, 日本機械学会論文集 (B編), 55巻 519号, p.p. 3457-3461, 1989
- (6) 空調機用熱交換器のフィンに関する研究 (第3報, ルーバ形状の検討), 平松道雄, 石

- 丸典生, 松崎耕正, 日本機械学会論文集 (B 編), 55 卷 519 号, p.p. 3462-3466, 1989
- (7) Thermal-hydraulic CFD study in louvered fin-and-flat-tube heat exchangers, Thomas Perrotin, Denis Clodic, International Journal of Refrigeration, **27**, pp.422-432, 2004
- (8) Compact heat exchangers (3rd ed.), W. M. Kays, A. L. London, Krieger Pub Co., 1997
- (9) Thermal environmental engineering. 3rd ed., Kuehn T, Ramsey J, Threlkeld J., Engelwood Cliffs (NJ):Prentice Hall, 1998

第3章 凹凸平板間の熱伝達・圧力損失特性に関する研究

3.1 緒言

前章で述べたコルゲートフィンは、伝熱特性に優れ、伝熱面積も大きく、非常に高性能なフィンであり、搭載スペースが限られているカーエアコン用の熱交換器として広く用いられている。カーエアコン用の熱交換器のサイズは、最近20年の間で半分以下となるまで高性能化が図られているが⁽¹⁾、これは主にチューブやフィンの微細化加工により達成されてきたと言える。今後もこの傾向が続くとした場合、更なるフィンピッチやフィン高さの縮小などの高密度化、ルーバの細密化等を行う必要があり、加工技術、製造技術の点で非常に難易度が高くなっていくことが予想される。また、フィンの高密度化・微細化等により、伝熱性能の向上と同時に通風抵抗の増大を招くため、今後もこれまでのような性能向上が可能であるとは言い切れない。

さらに近年のHEVやEVの普及拡大により、カーエアコンにおいてもヒートポンプ（以下HP）による冷暖房が必要になってくることが予想される。HPによる暖房運転を想定した場合、車室外の熱交換器は低温の外気から熱を汲み上げなくてはならず、必然的に熱交換器への着霜が問題となってくる。従来のコルゲートフィンの場合、その構造上、凝縮水を保持しやすいため、着霜時における通風抵抗の増大により、大幅に性能が低下することが考えられる。また除霜時の融解水も保持されやすいため、着霜・除霜を繰り返すサイクルでは、着霜・除霜のサイクル間隔が短くなり頻繁に除霜が必要になることが予想される。凝縮水や融解水はフィン間で保持されるため、フィンの細密化により熱交換器の性能を向上させる場合、この傾向がさらに顕著となり、この点からも従来フィンでの飛躍的な性能向上には限界があると考えられる。

一方でチューブの薄肉化や細密化を更に突き詰めていくと、フィンによる拡大伝熱面の効果が相対的に小さくなり、空気側と冷媒側の伝熱面積比は1に近づく。つまり究極的にはチューブだけで空気側の伝熱面積を賄うことが可能となり、フィンレス化という考えが生まれる。フィンレス化を実現するためには、多数の微細チューブを密に配列する必要がある。しかしながら耐圧や耐食性の面からチューブの薄肉化には限界があるため、必然的にチューブ配列の細密化にも限界が生まれる。さらに同一サイズにおける空気側伝熱面積を従来熱交換器と同等にした場合には、チューブの配列を細密化することで、通風面積の減少による通風抵抗の増大や熱交換器の重量増加等の問題が生じる可能性がある。逆に、

通風抵抗を従来熱交換器と同等程度した場合には、空気側の伝熱面積をチューブだけで賄うことが困難になってくる可能性がある。従って、フィンレス化を実現するためには管外側の伝熱促進によってこのような伝熱面積の低下分を補うことが重要になってくる。

フィンレス熱交換器についての研究例としては鹿園らや大西らの研究例が挙げられる。鹿園らは、マイクロチューブや細径連結円管を用いたフィンレス熱交換器の提案や斜交波状面を利用した伝熱促進手法の提案を行っており⁽⁴⁾⁽⁵⁾、マイクロバアチューブを用いたフィンレス熱交換器では、市販の車載ラジエータ（コルゲートフィン仕様）に対して、同等以上の性能となることを示している。また、大西らは翼型チューブによる通風抵抗の抑制を狙ったフィンレス熱交換器を提案しており⁽⁷⁾⁽⁸⁾、CFD を用いた解析により、熱伝達率と圧力損失の比率を表す j/f を最大化する仕様について検討している。これらの研究例に代表されるように、フィンレス熱交換器では管外空気側の伝熱促進及び圧力損失の低減が重要になってくる。そこで本研究では、表面に凹凸溝を有する平行平板間の空気流れを用いた伝熱促進及び圧力損失低減について検討を実施する。このような平行平板間流路に矩形や台形などの凹凸を設けた伝熱面はプレート式熱交換器への適用を目的としてこれまで多くの研究が行われている。このような流路においては、熱伝達率は平行平板間の流れに対して、3~4 倍程度促進されることが示されているが、圧力損失もそれ以上に増加することが確認されている。本研究ではこのような凹凸溝形状と熱伝達率及び圧力損失の関係を実験研究及び CFD 解析により明らかにし、その基礎特性把握を行う。さらに得られた結果から熱伝達率、圧力損失に関する相関式を作成し、第 4 章で述べるフィンレス熱交換器の性能予測手法に応用することを目的としている。

3.2 熱伝達・圧力損失に関する実験研究

本節では、凹凸平板間を通過する空気流れを対象として、凹凸形状と熱伝達、圧力損失特性との関係について述べる。

3.2.1 実験装置及び実験方法

実験装置は第 2 章で述べたコルゲートルーバフィンに関する実験で用いた装置の構成と同様であり、テストセクション部分のみ入れ替えた構造とした。実験対象となる凹凸流路の概略図を図 3.2.1 に示す。テストセクションとなる凹凸流路は図 3.2.1 に示すように、切削加工により矩形溝を形成したアルミプレートで作製した。テストセクションは凹部と凸

部が対向する形状となっており、空気流れ方向に等ピッチで凹凸が配列されている。凹凸形状を決める設計パラメータとして、①凹部深さ、②凸部高さ、③凹部幅、④凹凸ピッチ、⑤テーパ角度、⑥凹凸数の6つを設定した。なお各パラメータの詳細に関しては後述することとする。

また、テストセクションとなる凹凸流路には図 3.2.1 に示すように各プレートの背面にそれぞれ9点の熱電対を取り付けプレートの温度を計測した。実験では後述する実験条件の基で 2.2 節と同様にテストセクション前後の空気温度・湿度及び差圧を計測し、伝熱量、圧力損失等を算出した。

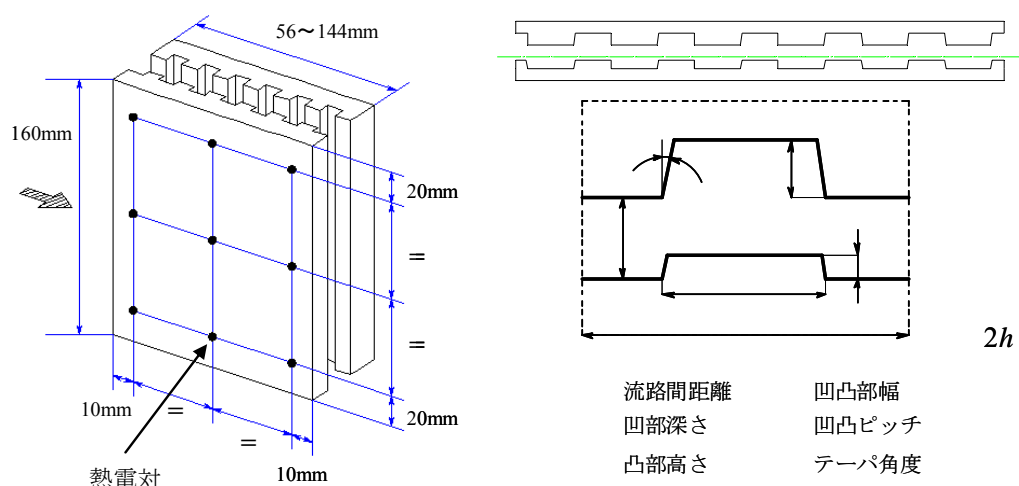


図 3.2.1 凹凸流路概略図

3.2.2 実験条件

本節では、各設計因子と伝熱・圧力損失との関係及びその最適形状を把握するため、品質工学を用いたパラメータスタディを行った。本研究で対象としている凹凸平板間流路では、3.2.1 で述べたように6つの設計パラメータが考えられるため、ここでは表 3.2.1 に示す L18 直交表を用いた。

品質工学では、制御因子と誤差因子をそれぞれ設定し、誤差因子によるデータのばらつきを SN 比で評価することで、ロバスト性の高いシステムを構築することを目標としている。本研究では流路形状を制御因子、空気条件（相対湿度）を誤差因子として L18 直交表を用いた動特性解析を行い、設計因子と伝熱・圧力損失との関係把握及び流路形状の最適化検討を目的とし、実験パラメータを設定した。

表 3.2.2 に設計パラメータの水準，表 3.2.3 に流入空気条件を示す．なお平板間距離 2h の半値は $h=2.0\text{mm}$ に統一しており，これを代表長さとして用いた．各設計パラメータを表 3.2.1 の直交表に割り付けると表 3.2.4 に示す 18 個のテストセクションとなり，各テストセクションに対して熱伝達・圧力損失特性に関する実験を行った．

表 3.2.1 L18 直交実験表

実験 No.	第 1 列	第 2 列	第 3 列	第 4 列	第 5 列	第 6 列	第 7 列	第 8 列
1	水準 1	水準 1	水準 1	水準 1	水準 1	水準 1	水準 1	水準 1
2	水準 1	水準 1	水準 2	水準 2	水準 2	水準 2	水準 2	水準 2
3	水準 1	水準 1	水準 3	水準 3	水準 3	水準 3	水準 3	水準 3
4	水準 1	水準 2	水準 1	水準 1	水準 2	水準 2	水準 3	水準 3
5	水準 1	水準 2	水準 2	水準 2	水準 3	水準 3	水準 1	水準 1
6	水準 1	水準 2	水準 3	水準 3	水準 1	水準 1	水準 2	水準 2
7	水準 1	水準 3	水準 1	水準 2	水準 1	水準 3	水準 2	水準 3
8	水準 1	水準 3	水準 2	水準 3	水準 2	水準 1	水準 3	水準 1
9	水準 1	水準 3	水準 3	水準 1	水準 3	水準 2	水準 1	水準 2
10	水準 2	水準 1	水準 1	水準 3	水準 3	水準 2	水準 2	水準 1
11	水準 2	水準 1	水準 2	水準 1	水準 1	水準 3	水準 3	水準 2
12	水準 2	水準 1	水準 3	水準 2	水準 2	水準 1	水準 1	水準 3
13	水準 2	水準 2	水準 1	水準 2	水準 3	水準 1	水準 3	水準 2
14	水準 2	水準 2	水準 2	水準 3	水準 1	水準 2	水準 1	水準 3
15	水準 2	水準 2	水準 3	水準 1	水準 2	水準 3	水準 2	水準 1
16	水準 2	水準 3	水準 1	水準 3	水準 2	水準 3	水準 1	水準 2
17	水準 2	水準 3	水準 2	水準 1	水準 3	水準 1	水準 2	水準 3
18	水準 2	水準 3	水準 3	水準 2	水準 1	水準 2	水準 3	水準 1

表 3.2.2 設計因子水準設定

	水準 1	水準 2	水準 3
凹部深さ mm	2.0	2.8	3.6
凸部高さ mm	1.2	2.0	2.8
凹部幅 mm	6.0	8.0	10.0
凹凸ピッチ mm	14.0	16.0	18.0
凹凸数	4	6	8
テーパ角度 deg	0.0	5.0	10.0

表 3.2.3 空気条件水準設定

流入空気乾球温度 °C	27.0
流入空気相対湿度 R.H.%	50.0, 60.0, 70.0
流入空気風速 m/s	1.0, 1.5, 2.0, 3.0, 4.0
プレート温度 °C	5.0

表 3.2.4 設計パラメータ組合せ

Test No.	凹部深さ	凸部高さ	凹部幅	凹凸ピッチ	凹凸数	テーパ角度
	mm	mm	mm	mm	-	deg
1	2.0	2.8	6.0	14.0	4	0
2	2.0	2.0	8.0	16.0	6	5
3	2.0	1.2	10.0	18.0	8	10
4	2.8	2.8	6.0	16.0	6	10
5	2.8	2.0	8.0	18.0	8	0
6	2.8	1.2	10.0	14.0	4	5
7	3.6	2.8	8.0	14.0	8	5
8	3.6	2.0	10.0	16.0	4	10
9	3.6	1.2	6.0	18.0	6	0
10	2.0	2.8	10.0	18.0	6	5
11	2.0	2.0	6.0	14.0	8	10
12	2.0	1.2	8.0	16.0	4	0
13	2.8	2.8	8.0	18.0	4	10
14	2.8	2.0	10.0	14.0	6	0
15	2.8	1.2	6.0	16.0	8	5
16	3.6	2.8	10.0	16.0	8	0
17	3.6	2.0	6.0	18.0	4	5
18	3.6	1.2	8.0	14.0	6	10

3.2.3 熱伝達率，圧力損失の無次元化

実験から得られたデータを用いて，各実験における熱伝達率及び摩擦係数を以下に示す方法で算出した．各テストセクションにおける空気流れと流路壁面での熱移動は，顕熱と潜熱に分けられる．つまり伝熱面における伝熱量 Q は式(3.2.1)で表される．

$$Q = Q_s + Q_l \quad (3.2.1)$$

ここで， Q_s は顕熱伝熱量， Q_l は潜熱伝熱量である．顕熱伝熱量はテストセクション前後の空気温度及び伝熱面温度を用いて，式(3.2.2)及び式(3.3.3)で表される．

$$Q_s = m_{air} C_{p,air} (T_{air,in} - T_{air,out}) \quad (3.2.2)$$

$$Q_s = \alpha_o S_{air} LMTD \quad (3.2.3)$$

ここで、 $LMTD$ は対数平均温度差で、式(3.2.4)で定義される。

$$LMTD = \frac{T_{air,in} - T_{air,out}}{\ln\left(\frac{T_{air,in} - T_s}{T_{air,out} - T_s}\right)} \quad (3.2.4)$$

従って、顕熱熱伝達率は式(3.2.2)と式(3.2.3)を連立することで得られる。さらに得られた熱伝達率からコルバーン j ファクターが式(3.2.5)より求まる。

$$j = \frac{\alpha_o}{\rho_m VC_{p,air}} \text{Pr}^{\frac{2}{3}} \quad (3.2.5)$$

また、潜熱伝熱量はテストセクション前後の空気絶対湿度及び伝熱面温度における飽和絶対湿度を用いて、式(3.2.6)及び式(3.2.7)で表される。

$$Q_l = m_{air} h_{fg} (w_{air,in} - w_{air,out}) \quad (3.2.6)$$

$$Q_l = \alpha_D S_{air} (w_{air,m} - w_s) \quad (3.2.7)$$

従って、物質伝達率は式(3.2.6)と式(3.2.7)を連立することで得られる。さらに熱伝達率と物質伝達率の関係に対してルイスの関係を用いるとルイス数は式(3.2.8)より求まる。

$$Le^{\frac{2}{3}} = \frac{\alpha_o}{\alpha_D C_{p,air}} \quad (3.2.8)$$

またファニング摩擦係数 f は式(3.2.9)で表される。ここで、 K_c 、 K_e はそれぞれ流入、流出損失である。

$$f = \frac{A_f \rho_m}{A_t \rho_{in}} \left[\frac{2\rho_{in} \Delta P}{(\rho_m V)^2} - (K_c + 1 - \sigma^2) - 2 \left(\frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} - 1 \right) + (1 - \sigma^2 - K_e) \right] \quad (3.2.9)$$

以上より得られた熱伝達率、摩擦係数と Re 数の関係を図に示す。また、 Re 数は流路間距離の半値 h を代表長さ、流入空気の平均流速を代表速度とし、式(3.2.10)で定義した。

$$Re = \frac{\rho V h}{\mu} \quad (3.2.10)$$

3.2.4 タグチメソッドによる影響因子把握

本節では、前節で得られた顕熱伝熱量、圧力損失の実験結果からタグチメソッドを用いて影響因子の把握を行う。タグチメソッドにおける解析手法として、ここでは、ゼロ点比例を理想とした動特性解析を用いた。つまり SN 比、感度の計算を行うに当り、Re 数と熱伝達率の関係及び Re 数と圧力損失の平方根が原点を通る傾き β の 1 次式となることを理想状態と仮定して、ゼロ点比例式として扱い、SN 比、感度を算出した。SN 比、感度はそれぞれ式(3.2.22)、式(3.2.23)で表される。ここで、 S_β は傾き β の変動、 V_e は誤差分散、 V_N は総合誤差分散、 M は信号因子、 r は有効除数を表し、それぞれ式(3.2.13)～式(3.2.21)を用いて算出される。また n は誤差因子の数であり、ここでは相対湿度を 3 水準取っているため、 $n=3$ となる。同様に k は信号因子の数であり、ここでは流速 (Re 数) を信号因子としているため、 $k=5$ となる。

表 3.2.5 及び表 3.2.6 はそれぞれ顕熱伝熱量と圧力損失の SN 比、感度の計算結果である。また、図 3.2.2、図 3.2.3 はこれらの表から得られる顕熱伝熱量と圧力損失の SN 比及び感度の要因効果図である。これらの図から、感度については熱伝達率、圧力損失ともに凸部高さ、凹凸数の影響が顕著であり、その他のパラメータについては熱伝達率や圧力損失の増減に対して影響が少ない傾向にあると考えられる。一方 SN 比については、伝熱量、圧力損失ともにほぼ全てのパラメータが SN 比に影響を及ぼしていることが分る。品質工学では最適設計の手順として、第一にばらつきの制御(SN 比の向上)を行い、その後目標値へと調整する(感度の調整)二段階設計を行う。従って、今回得られた結果を用いて最適化を行う場合、凸部高さ及び凹凸数以外のパラメータによって SN 比を向上させ、凸部高さ及び凹凸数により感度の調整を行うことが適当であると考えられる。ただし凸部高さについては、熱伝達率の増加が圧力損失の増加につながるため、両者のバランスには最適点が存在すると考えられる。

$$\text{有効除数} \quad r = M_1^2 + M_2^2 + \cdots + M_k^2 \quad (3.2.13)$$

$$\begin{aligned} \text{線形式 L} \quad L_1 &= M_1 y_{11} + M_2 y_{21} + \cdots + M_k y_{k1} \\ L_2 &= M_1 y_{12} + M_2 y_{22} + \cdots + M_k y_{k2} \\ L_n &= M_1 y_{1n} + M_2 y_{2n} + \cdots + M_k y_{kn} \end{aligned} \quad (3.2.14)$$

$$\text{全変動} \quad S_T = y_{11}^2 + y_{12}^2 + \cdots + y_{kn}^2 \quad (3.2.15)$$

線形式の傾きの変動
$$S_{\beta} = \frac{(L_1 + L_2 + \dots + L_n)^2}{nr} \quad (3.2.16)$$

誤差因子 N の変動
$$S_{N \times \beta} = \frac{L_1^2 + L_2^2 + \dots + L_n^2}{r} - S_{\beta} \quad (3.2.17)$$

誤差変動
$$S_e = S_T - S_{\beta} - S_{N \times \beta} \quad (3.2.18)$$

誤差分散
$$V_e = \frac{S_e}{kn - n} \quad (3.2.19)$$

総合誤差変動
$$S_N = S_T - S_{\beta} = S_e + S_{N \times \beta} \quad (3.2.20)$$

総合誤差分散
$$V_N = \frac{S_N}{kn - 1} \quad (3.2.21)$$

SN 比
$$\eta = 10 \log \frac{\beta^2}{\sigma^2} = 10 \log \frac{\frac{1}{nr}(S_{\beta} - V_e)}{V_N} \quad (3.2.22)$$

感度
$$S = 10 \log \beta^2 = 10 \log \frac{1}{nr}(S_{\beta} - V_e) \quad (3.2.23)$$

表 3.2.5 各実験 No.における顕熱伝熱量の SN 比, 感度計算結果

実験 No.	M1(Re=123)			M2(Re=184)			M3(Re=247)			M4(Re=369)			M5(Re=492)			SN 比 db	感度 db
	N1	N2	N3	N1	N2	N3	N1	N2	N3	N1	N2	N3	N1	N2	N3		
1	13.8	13.5	13.2	19.7	19.7	19.2	25.3	24.8	24.5	31.7	31.1	30.3	36.7	35.5	34.4	7.9	20.1
2	14.5	14.1	14.0	21.2	20.6	20.5	26.6	26.3	26.0	34.8	35.2	34.7	44.0	42.4	40.3	11.2	21.2
3	14.1	13.5	13.5	19.2	19.2	19.3	23.6	24.2	24.1	32.1	30.4	29.9	35.6	36.7	37.0	9.0	20.2
4	14.8	15.4	15.3	22.7	22.6	22.2	29.4	29.0	28.5	40.8	40.3	39.8	48.5	48.0	46.0	12.3	22.2
5	14.9	15.4	15.4	22.6	22.6	22.5	29.8	29.5	29.5	41.5	41.5	40.6	51.8	49.5	49.8	14.5	22.6
6	10.7	10.6	10.1	14.5	14.2	13.8	19.3	19.2	18.3	24.2	23.8	23.3	28.7	28.0	27.7	9.2	17.9
7	15.3	15.2	14.8	22.7	21.3	21.1	29.2	27.2	27.3	40.0	39.2	38.5	51.3	50.5	51.1	17.3	22.4
8	12.3	12.2	10.6	17.2	17.1	16.1	21.1	20.4	20.2	27.8	25.6	24.9	31.3	29.0	29.2	7.5	18.6
9	10.5	10.9	11.2	15.2	15.2	15.0	19.8	19.6	19.5	28.2	28.2	27.4	36.1	35.7	34.2	16.4	19.3
10	15.3	14.7	15.0	23.3	22.4	22.2	29.5	29.6	29.1	42.0	40.4	39.6	51.4	48.3	50.7	14.3	22.5
11	14.5	14.6	14.6	21.5	21.1	21.1	26.7	28.0	26.9	37.4	36.7	36.5	46.3	44.8	42.8	12.1	21.6
12	10.6	10.3	9.9	13.3	13.2	12.7	16.7	16.7	16.4	22.7	22.6	22.1	27.8	25.2	23.5	8.5	17.1
13	14.4	14.4	14.5	21.1	20.7	21.2	28.1	27.6	28.2	38.5	38.0	37.6	48.0	45.6	44.7	13.1	21.9
14	14.0	13.9	13.8	19.3	19.1	18.6	24.1	23.4	22.6	31.6	31.1	29.8	38.7	37.2	34.9	9.5	20.2
15	14.0	13.9	13.8	19.1	19.1	17.3	23.2	23.3	21.5	31.2	30.3	29.0	33.7	34.6	34.5	8.2	19.8
16	15.8	15.4	15.4	22.9	22.6	22.8	29.8	28.5	28.2	42.7	42.3	41.5	53.0	51.7	50.9	16.0	22.7
17	12.3	12.0	11.9	16.3	16.8	17.1	22.3	22.4	21.9	29.8	29.0	28.7	33.8	33.9	33.4	9.9	19.5
18	12.2	11.9	12.1	16.0	16.1	15.8	20.1	20.1	19.8	27.6	27.1	26.5	32.8	32.4	30.8	10.1	18.9

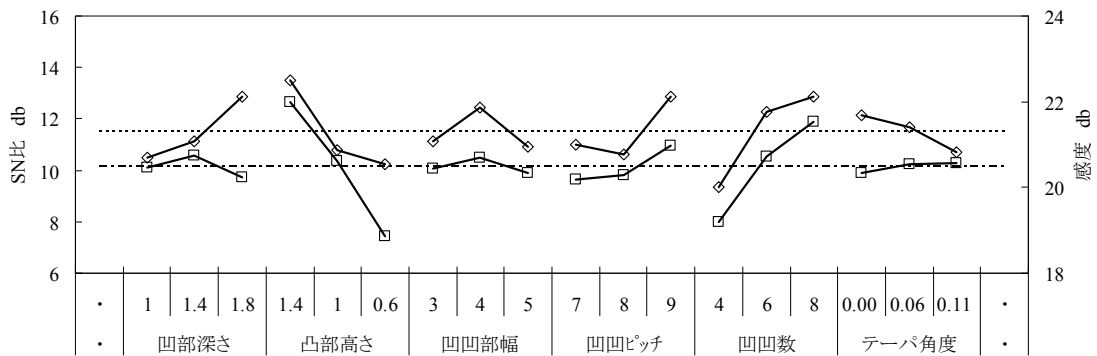


図 3.2.2 要因効果図 (顕熱伝熱量)

表 3.2.6 各実験 No.における圧力損失の SN 比, 感度計算結果

実験 No.	M1(Re=123)			M2(Re=184)			M3(Re=247)			M4(Re=369)			M5(Re=492)			SN 比 db	感度 db
	N1	N2	N3	N1	N2	N3	N1	N2	N3	N1	N2	N3	N1	N2	N3		
1	4.2	4.2	4.2	7.4	7.5	7.6	10.5	10.5	10.5	15.6	15.6	15.6	20.4	20.5	20.7	4.2	4.2
2	2.6	2.6	2.7	5.0	4.9	4.8	6.6	6.6	6.7	10.3	10.3	10.3	13.5	13.5	13.7	2.6	2.6
3	2.0	2.2	2.1	3.5	3.5	3.5	5.0	5.0	5.0	7.7	7.8	7.7	10.6	10.7	10.6	2.0	2.2
4	4.3	4.5	4.4	7.8	7.9	7.8	10.9	10.9	10.9	16.5	16.4	16.3	22.0	21.6	21.6	4.3	4.5
5	3.6	3.8	3.8	6.2	6.2	6.2	8.6	8.5	8.4	13.0	13.0	12.8	16.2	16.5	16.4	3.6	3.8
6	1.8	1.9	1.9	2.7	2.8	2.7	3.8	3.8	3.8	6.0	5.9	5.8	7.9	8.0	8.2	1.8	1.9
7	5.5	5.7	5.9	9.2	9.3	9.6	12.7	12.8	12.9	20.2	20.3	20.3	27.1	27.2	27.3	5.5	5.7
8	2.2	2.3	2.2	3.7	3.8	3.8	5.2	5.2	5.2	8.0	8.2	8.2	10.8	10.9	10.7	2.2	2.3
9	1.9	1.9	1.9	2.9	2.9	2.9	4.0	4.1	4.1	6.6	6.5	6.5	9.0	9.2	9.3	1.9	1.9
10	5.4	5.7	5.6	9.6	9.6	9.7	13.6	13.3	13.5	21.1	21.0	20.9	28.0	28.4	28.0	5.4	5.7
11	2.7	2.8	2.9	5.1	5.1	5.1	7.1	7.3	7.3	10.9	11.3	11.3	14.5	14.6	14.6	2.7	2.8
12	1.7	1.7	1.7	2.6	2.7	2.7	3.7	3.7	3.8	5.9	5.9	6.0	8.0	8.1	8.1	1.7	1.7
13	3.8	3.9	4.0	6.6	6.6	6.7	9.2	9.2	9.2	13.9	14.1	14.1	18.8	18.9	18.9	3.8	3.9
14	2.6	2.6	2.6	4.3	4.4	4.3	6.2	6.2	6.2	9.3	9.4	9.4	12.5	12.8	12.9	2.6	2.6
15	2.3	2.3	2.4	4.0	4.0	4.0	5.6	5.6	5.6	8.7	8.8	8.7	11.8	11.9	11.9	2.3	2.3
16	6.7	6.8	6.8	11.1	11.0	11.0	15.0	15.2	15.2	22.6	22.7	22.9	30.4	30.7	31.1	6.7	6.8
17	2.2	2.2	2.2	3.7	3.7	3.8	5.2	5.2	5.3	8.1	8.1	8.2	11.3	11.0	10.9	2.2	2.2
18	1.7	1.7	1.7	2.7	2.7	2.8	3.9	4.0	4.0	6.4	6.5	6.5	8.6	8.7	8.8	1.7	1.7

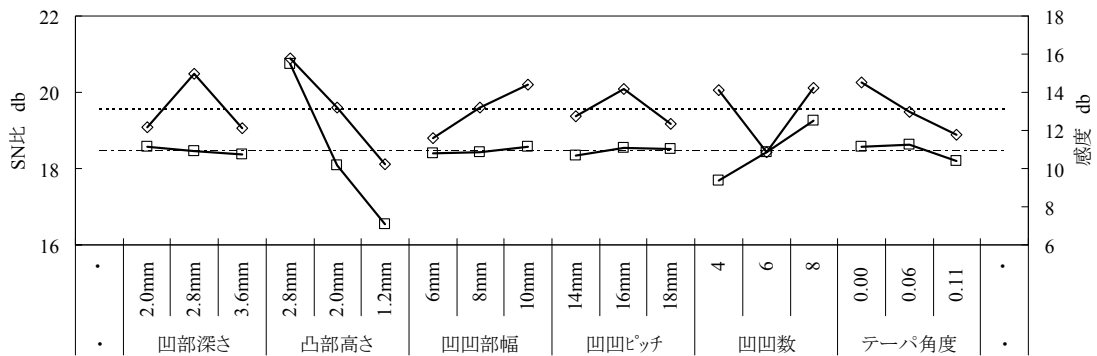


図 3.2.3 要因効果図 (圧力損失)

3.2.5 熱伝達率, 圧力損失特性

流入空気湿度 50%条件における各実験 No での Re 数と j ファクター及び f ファクターの関係を図 3.2.4～図 3.2.9 に示す. 全体的な傾向として j ファクターは Re 数の増加に伴い低下傾向にあるのに対して, f ファクターは Re 数の増加に伴い増加傾向にあることが分る. つまり Re 数の増加に伴い, j/f のアナロジー値は低下する傾向にあり, 熱交換器の前面風速が大きいほど, 熱伝達率の増加よりも通気抵抗の増加割合が相対的に大きくなると言える. 従って, 各設計パラメータの組み合わせにより

また, 実験 No.3, 6, 9, 12, 15, 18 において特に顕著であるが, Re=200 付近において j ファクター, f ファクターの変極点が確認できる. 本研究で対象としたような平行平板間流路に周期的な凹凸を設けた流路においては, Re 数の増加に伴い, 2 次元定常流から 2 次元非定常流, 3 次元非定常流に遷移することが Greiner ら⁽⁹⁾によって報告されている. さらに凹凸の影響により流れが湾曲することで, 2 次元定常流においてケルビン・ヘルムホルツ (K-H) 不安定性が発生する. その結果, 平板間の流れを不安定にするトルミン・シュリヒティング (T-S) 波が励起されるため, Re 数が増加するに従い, 2 次元振動流に遷移すると報告されている. 足立らによると凹凸平板間流路における臨界 Re 数は式(3.2.11)及び式(3.2.12)で整理できるとしている⁽¹⁰⁾. ここで, a_u は図 3.2.10 に示す流路において a_u^* を h^* で無次元化した値であり, $a_u = a_u^*/h^*$ である. 従って a_u が 1 以下の場合に, 本研究で対象とした凹凸が対向した流路となる. 足立らによれば, これらの式で表される臨界 Re 数において, 流れは定常流から非定常流へと遷移し, 熱伝達率, 圧力損失ともに増加することが示されている.

$$Re_c = 187a_u^{-1.43} + 222 \quad \text{for } 1 \leq a_u \leq 3 \quad (3.2.11)$$

$$Re_c = 123(a_u + 1)^{1.74} \quad \text{for } 0 \leq a_u \leq 1 \quad (3.2.12)$$

そこで, 式(3.2.12)を用いて各テストセクションの臨界 Re 数を計算すると, 表 3.2.7 のようになる. この表から分るように先ほど述べた変極点を持つテストセクションは全て $a_u = 0.4$ であり, その時の臨界レイノルズ数は $Re_c = 221$ となり, 足立らの研究結果と概ね一致する. 一方でその他のテストセクションについては, 本実験においては $Re = 80$ 程度までしかデータを取得していないため, 足立らの研究との比較はできないが, 一部の $a_u = 0$ の流路については $Re = 100$ 付近で変極点が見られることから, 概ね一致していると考えられる.

表 3.2.7 各テストセクションにおける臨界 Re 数 (足立ら)

Case No.	1, 4, 7, 10, 13, 16	2, 5, 8, 11, 14, 17	3, 6, 9, 12, 15, 18
a_u	-0.4	0	0.4
Re_c	51	123	221

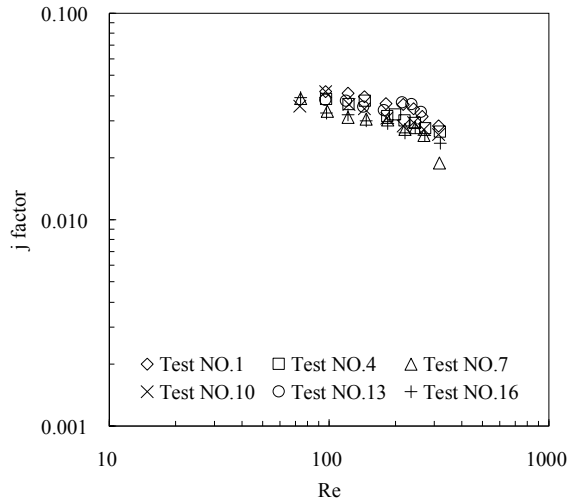


図 3.2.4 j ファクターと Re 数の関係
(凸部高さ 2.8mm)

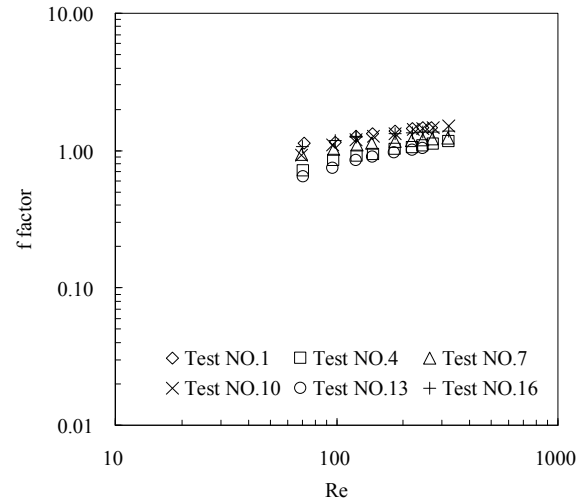


図 3.2.5 f ファクターと Re 数の関係
(凸部高さ 2.8mm)

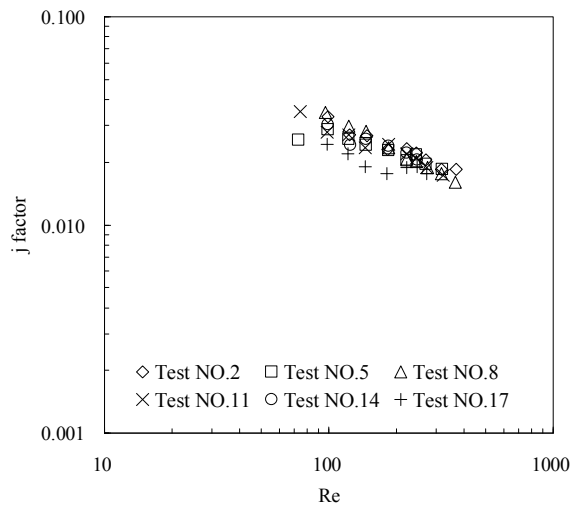


図 3.2.6 j ファクターと Re 数の関係
(凸部高さ 2.0mm)

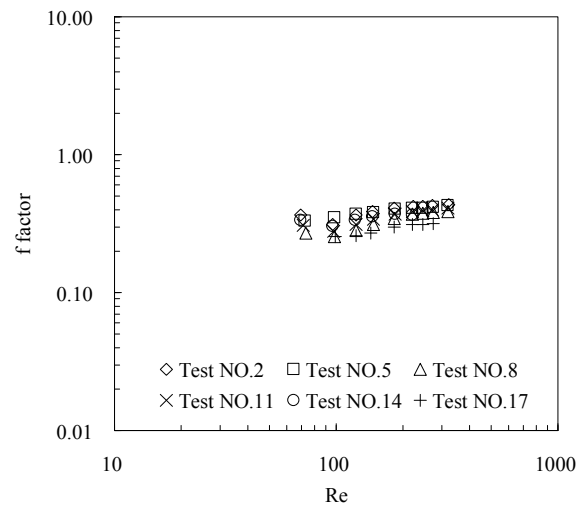


図 3.2.7 f ファクターと Re 数の関係
(凸部高さ 2.0mm)

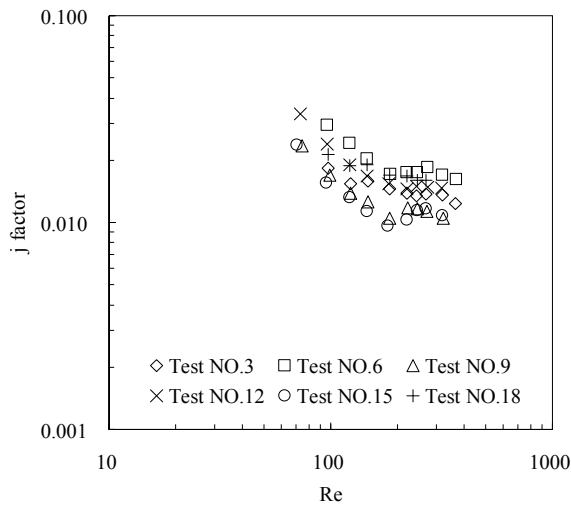


図 3.2.8 j ファクターと Re 数の関係
(凸部高さ 1.2mm)

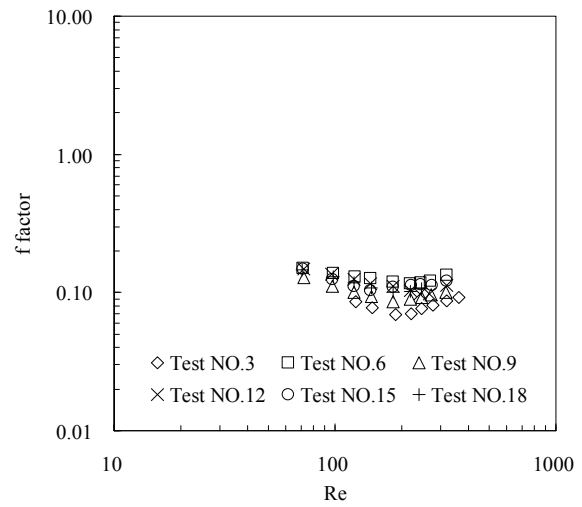


図 3.2.9 f ファクターと Re 数の関係
(凸部高さ 1.2mm)

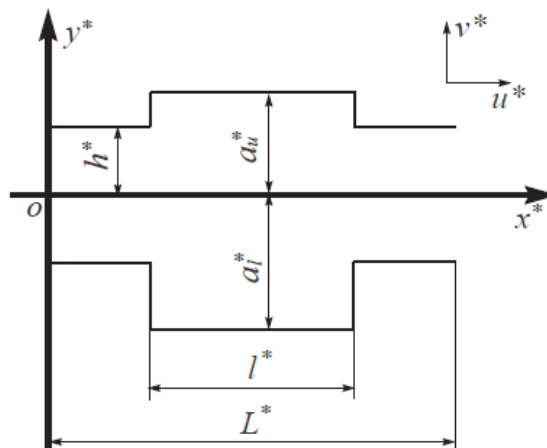


図 3.2.10 凹凸平板間流路設計パラメータ (足立ら)

3.2.6 可視化実験

前述のように凹凸平板間の流れにおいては平板間流路と比較して低い Re 数で乱流への遷移が生じることが知られている．前節では， j ファクター， f ファクターから流れの遷移を確認したが，本節では可視化試験による流れの観察を行った．可視化実験のため，図 3.2.1 に示したテストセクションの片面をアクリルプレートで作製し実験を行った．実験ではテストセクション前のダクトにおいてドライアイスが発生させトレーサーとして用いた．実験では，図 3.2.12 に示す実験装置を用いて，YAG レーザーをアクリルで作製した凹凸プレート面に照射し，テストセクション上面

に設置した PIV カメラを用いて可視化を実施した。試験対象とした流路は表 3.2.4 に示した実験 No. 3 と No. 5 の流路である。図 3.2.11 は実験前に行った f ファクターの測定結果を示したものであるが、実験 No. 3 の流路では、 $Re=160$ 付近で変極点が見られ、流れが変化していることが予想される。

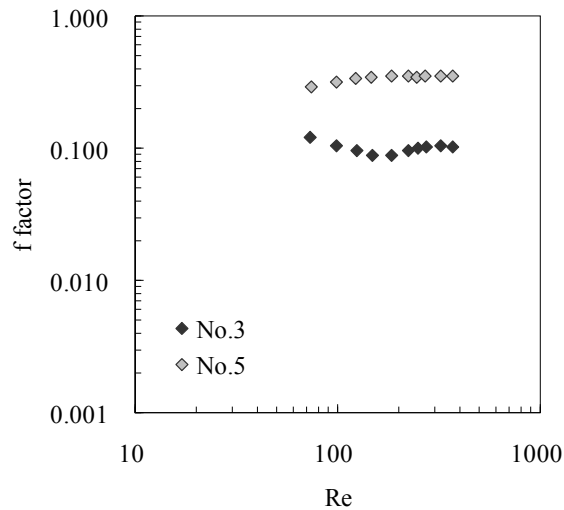


図 3.2.11 f ファクターと Re 数の関係

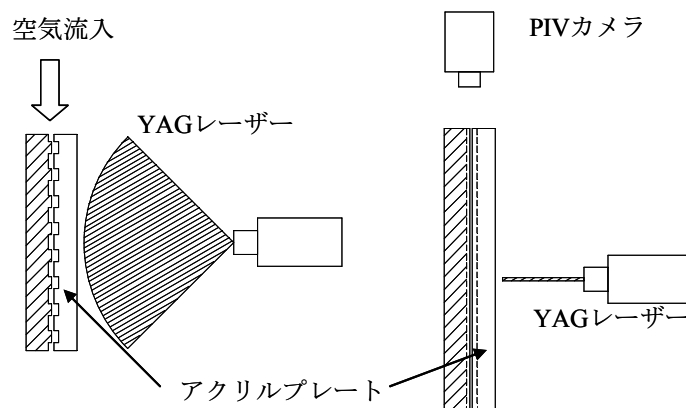


図 3.2.12 実験装置外観

図 3.2.13, 図 3.2.14 はそれぞれテストセクション No.3 と No.5 の Re 数毎の可視化結果を示したものである。実験 No.3 については $Re=73$ では流れは流路に沿った流れとなり、凹部内部に循環渦が形成されていることが分る。さらに Re 数が高くなると、流れは非定常性を増していき、乱流へと遷移しているものと考えられる。一方で、実験 No.5 については、 $Re=73$ においても流れの非定常性が強く、より低 Re 数で乱流への遷移が開始していると考えられる。図 3.2.23 に示した Re 数と f ファクターの関係から、実験 No.3 のほうが高 Re 数で乱流への遷移が開始していると考えられ、定性的な一致が確認出来た。また実験 No.3 では、可視化結果から $Re=100\sim 146$ で遷移が開始していると思われるが、図 3.2.12 の結果からは遷移開始点は $Re=160$ 程度となっている。可視化実験では、トレーサーに大量のドライアイスを用いているため、同一の風量でも Re 数が異なっているためこのような違いが生じたと考えられる。

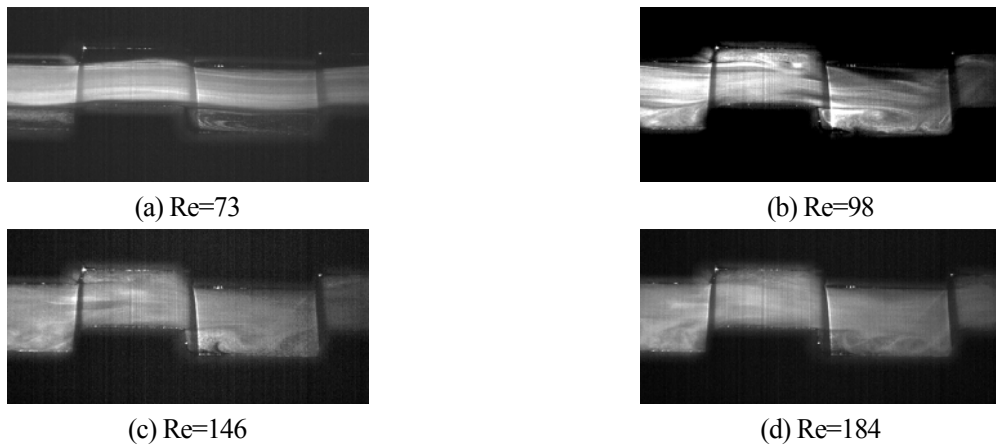


図 3.2.13 流路内可視化画像(No.3)

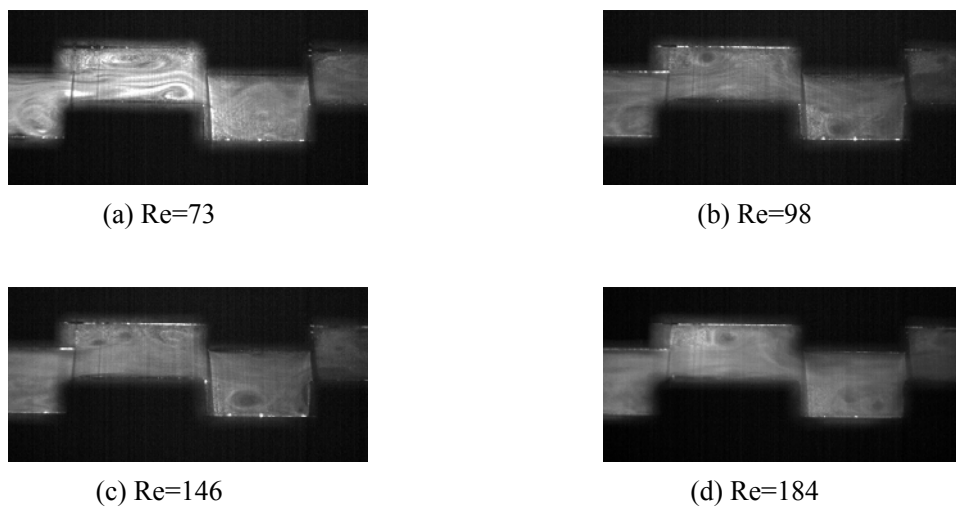


図 3.2.14 流路内可視化画像(No.5)

3.3 CFD 解析

3.3.1 解析方法

本節では，CFD を用いた熱流体解析について述べる．解析対象は前節で実験を実施した凹凸平板間を流れる空気流れである．解析では流れの 3 次元性はないものと仮定し，2 次元定常解析を行った．解析条件を表 3.3.1 に示す．また，解析対象となる凹凸平板間流路については，前節で示した 18 通りのモデルである．図 3.3.1 に凹凸 1 ピッチ分の解析メッシュを示す．

表 3.3.1 解析方法・境界条件

流入空気温度	℃	27.0
流入空気風速	m/s	0.1～3.0
冷却面温度	℃	5.0
乱流モデル		遷移型 SST モデル
圧力-速度カップリング		Simple
差分スキーム		2 次風上
メッシュ分割		凹凸内部(x 方向×y 方向)100×60 主流部(x 方向×y 方向)100×40(×凹凸数)

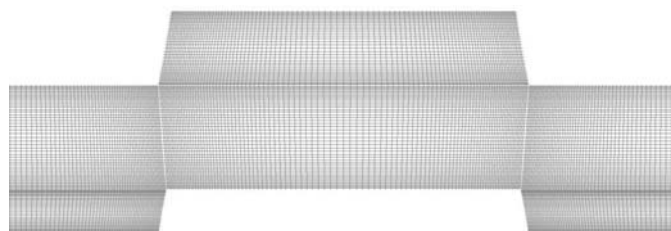


図 3.3.1 解析モデルメッシュ

3.3.2 解析結果

(1) 流路内部熱流束分布

各流路の熱流束分布の解析結果の一例として，図 3.3.2～図 3.3.4 に Case No.3, No.5, No.7 における凹凸内部の熱流束分布を示す．各図中の太線は凹凸形状を示しており，横軸に凹凸入口からの x 方向距離，縦軸の第二軸に流路中心線を原点とした y 方向距離を示してあ

る。また、図 3.3.5 には各 Case No.の等圧線及び等温線を示す。

下面の熱流束分布をみると、 Re 数によらず、凸部の開始点では熱流束が急激に上昇していることが分る。等圧線を見ると凸部角部において等圧線が密になっており、凸部開始点付近における縮流による流速の増加が見られ、凸部壁面への衝突流による境界層の乱れによって凸部開始点での熱流束が上昇していると考えられる。凸部開始点を過ぎると熱流束は低下し、 $Re=63$ の場合には凸部終了点までほぼ一定値となる。一方で、 $Re=1265$ の場合には、凸部開始点を過ぎると熱流束は急激に低下した後、上昇する傾向が見られる。凸部開始点付近では、流路形状がオリフィスのような絞り形状となっており、凸部開始点を過ぎた後の急拡大により流れの剥離が生じるため、熱流束の低下が生じたと考えられる。その後、流れが再付着することで、その近傍における温度境界層が密になるために、温度勾配が大きくなっていると考えられる。

上面の熱流束分布をみると、 Re 数によらず、凹部開始点では熱流束が急激に低下していることが分る。凹部開始点では縮流による流速増加及びバックステップ流れとなることによる流れの剥離によって熱流束が低下していると考えられる。その後は下面と同様に流れの再付着により、温度勾配が大きくなり、熱流束が高くなっていると考えられる。

また、等圧線、等温線から分るように、 Re 数に関わらず凸部高さが低いほど流れは凹凸に沿った流れとなっている一方、凸部高さが高くなるほど、流れが複雑化していることが分る。乱流遷移はこのような流れの不安定性によって引き起こされると考えられるため、凸部高さが高いほど臨界 Re 数の値は小さくなっていくと考えられる。

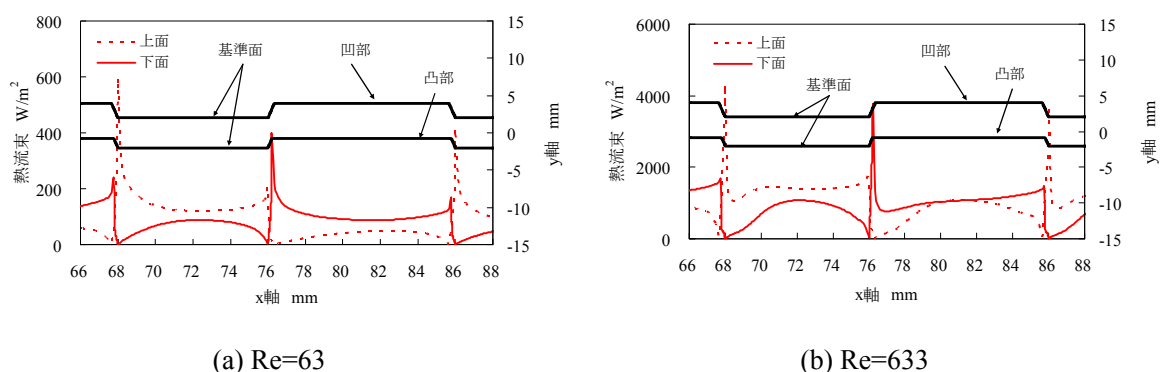
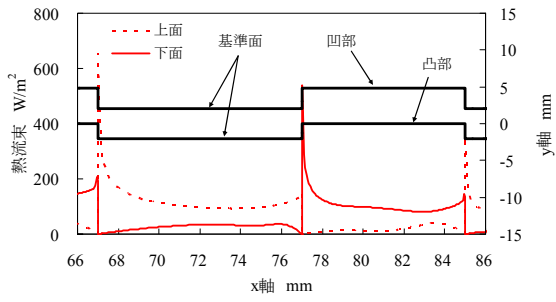
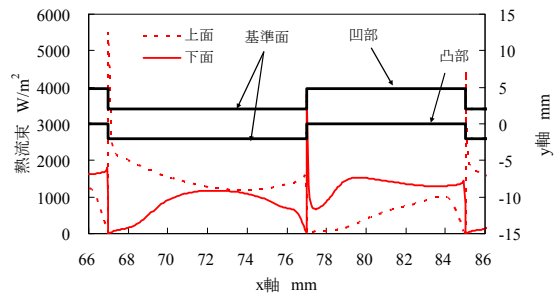


図 3.3.2 凹凸内部熱流束分布 (case No.3)

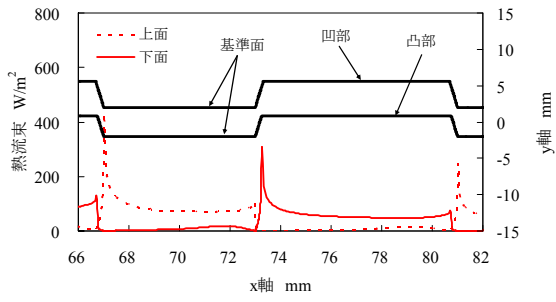


(a) Re=63

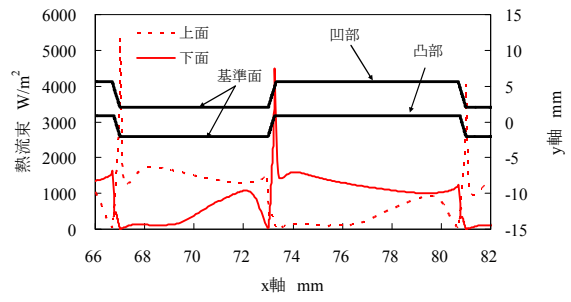


(b) Re=633

图 3.3.3 凹凸内部熱流束分布 (case No.5)



(a) Re=63



(a) Re=633

图 3.3.4 凹凸内部熱流束分布 (case No.7)

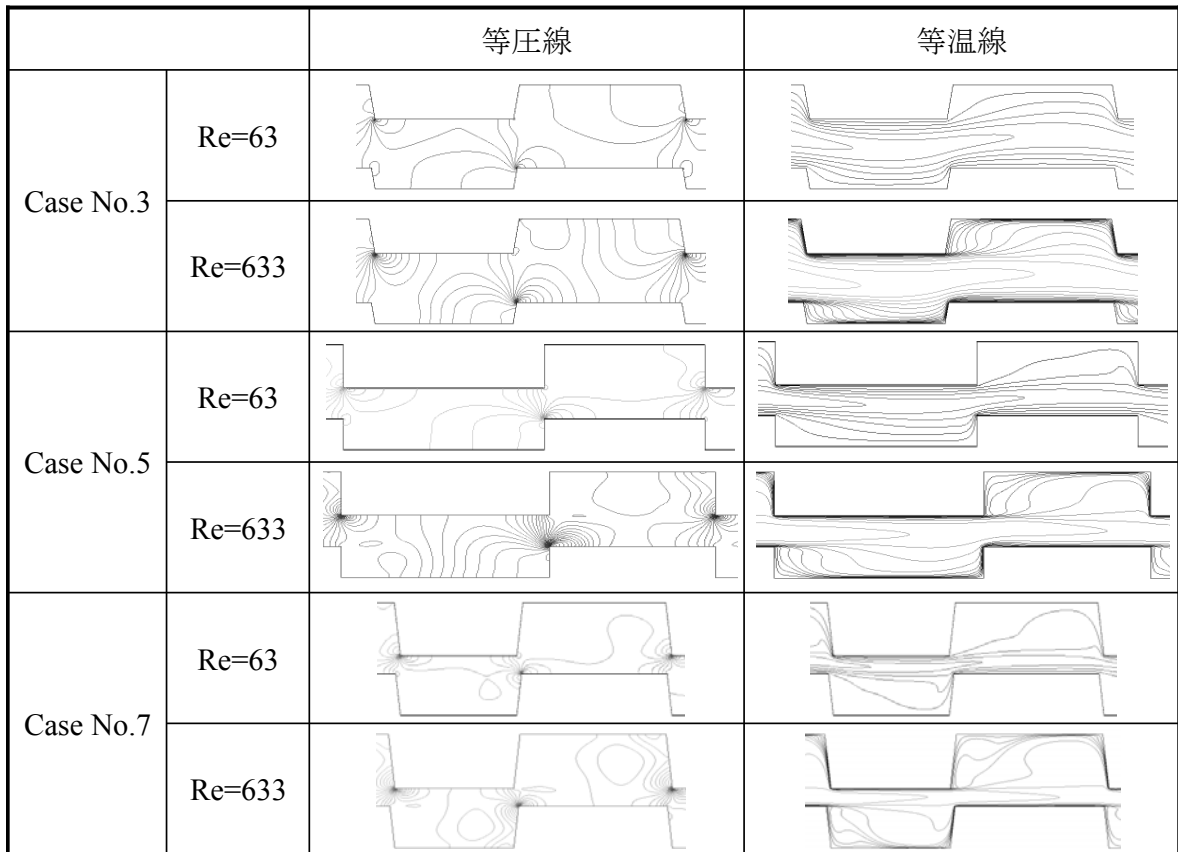


図 3.3.5 各解析モデルにおける等圧線，等温線

(2) 熱伝達率，圧力損失

図 3.3.6～図 3.3.8 に各解析結果から得られた Re 数と j ファクターの関係を示す．同様に図 3.3.9～図 3.3.11 は Re 数と f ファクターの関係を示したものである．ここで， j ファクター， f ファクターは 3.2 節で示した式(3.2.5)及び式(3.2.9)を用いて算出した．また，図中の実線は平行平板間の流れについて，同様の解析を行った結果である．本解析は平板入口からの助走区間を含んでいるため，実線は平行平板間流路における理論値よりもやや大きな値となる．

j ファクター及び f ファクターの解析結果をみると，凸部高さの大きい流路ほど値が高くなることが分る．この傾向は前述の実験結果と同様である．一方，同じ凸部高さであれば， j ファクターはほぼ同等の値となり，凸部高さ以外のパラメータが j ファクターに与える影響はそれほど大きくない結果となっているが，各パラメータは直交表に則って各々ばらばらに設定されているため，各パラメータの影響がそれぞれ相殺されている可能性もある．また， Re 数の小さい領域においては， j ファクターの値は平行平板の結果に漸近しており，

凹凸をつけたことによる影響が小さくなっていることが分る。これは特に凸部高さが小さい場合に顕著であり、そのような条件では、低 Re 数域で j ファクターの値は平行平板とほぼ一致する。また、凸部高さの大きな条件においてもさらに Re 数の低い条件では同様に平行平板と一致すると考えられる。一方で、f ファクターについて同様の観点でみると、定性的には j ファクターと同様の傾向を示すが、低 Re 数域においてもその絶対値は全体的に平行平板間流路よりも高い傾向となっていることが分る。これは凹凸部での流れの剥離が原因であると考えられる。

また Re 数が 100~200 付近において j ファクター、f ファクターともに変極点が見られ、平行平板間の流れにおける値を大きく上回るが、これは前述のように Re 数の高い領域では層流から乱流への遷移が生じているためと考えられる。平行平板間の流れでは平板間距離を代表長さとして、Re~3000 程度で遷移が生じるが、凹凸をつけることで、より低い Re 数で遷移が生じることが分る。

また、図 3.4.12 は j ファクターと f ファクターのアナロジー値 η ($=j / f$) をまとめたものであるが、 η は凸部高さにより大きく影響を受け、凸部高さが小さいほど高くなる傾向にあることが分る。凸部高さを高くすることで j ファクター、f ファクターともに増加することを示したが、この図から凸部高さが高くなるほど f ファクターの増加率が大きくなることが確認できる。従って、熱伝達と圧力損失のバランスの観点からは凸部高さは低い方が良いと言える。一方で、凸部高さが低いほど j ファクターの値は小さくなるため、実際の熱交換器を考えた場合、チューブピッチが密になる傾向になると考えられる。逆に凸部高さが大きい場合にはチューブピッチは疎とできる傾向となるため、通風抵抗が低減できる可能性がある。また重量や製造面でもチューブピッチが疎であるほうが有利であるため、一概に j / f のアナロジー値だけで比較することは困難であり熱交換器全体としての比較が重要である。

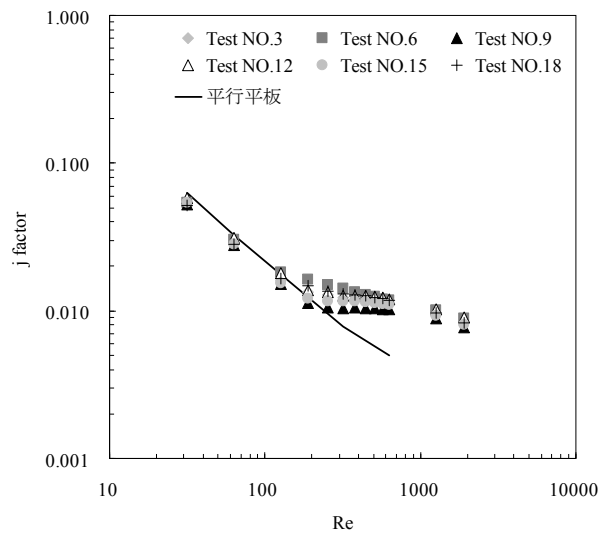


図 3.3.6 j ファクターと Re 数の関係(凸部高さ 1.2mm)

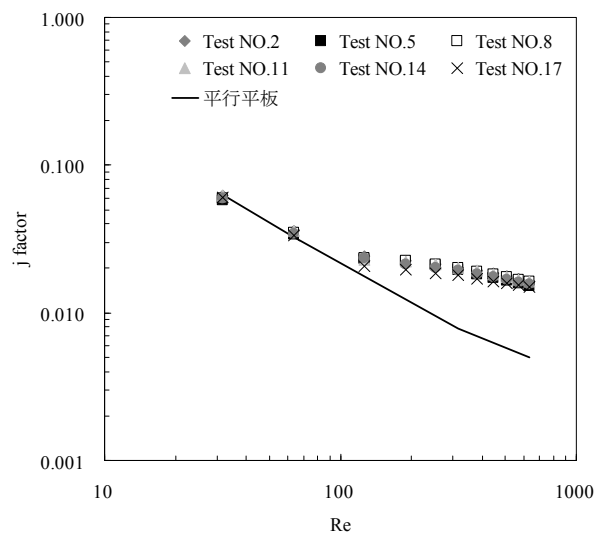


図 3.3.7 j ファクターと Re 数の関係(凸部高さ 2.0mm)

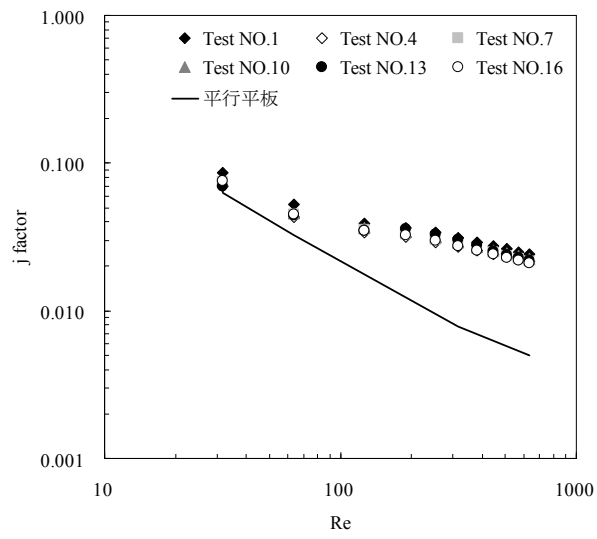


図 3.3.8 j ファクターと Re 数の関係(凸部高さ 2.8mm)

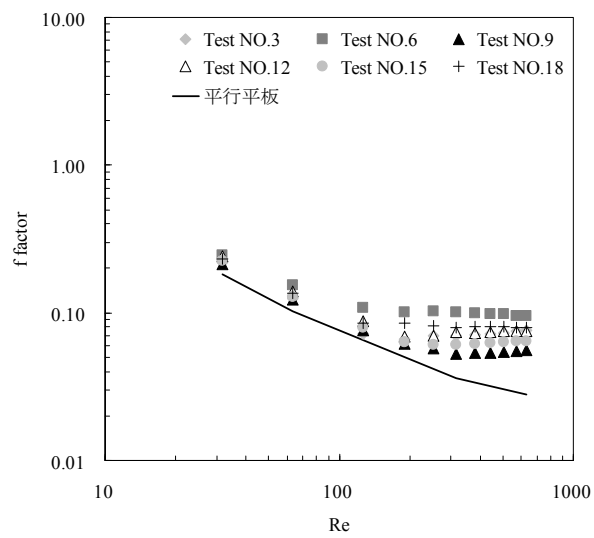


図 3.3.9 f ファクターと Re 数の関係(凸部高さ 1.2mm)

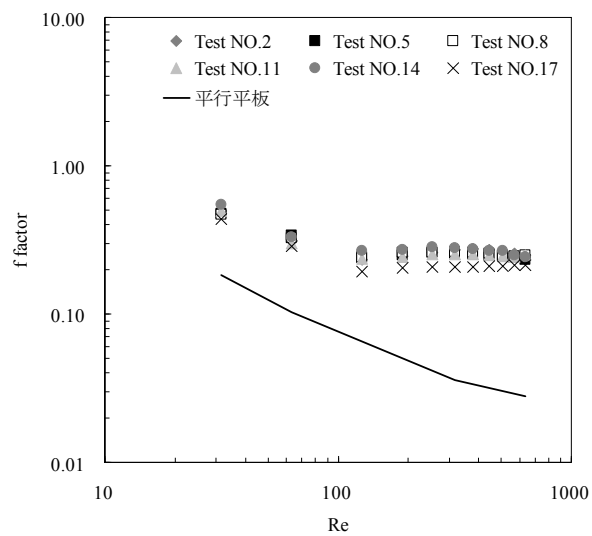


図 3.3.10 f ファクターと Re 数の関係(凸部高さ 2.0mm)

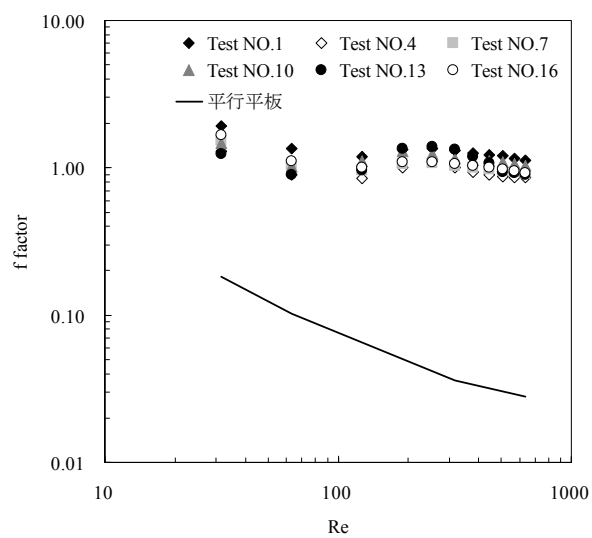


図 3.3.11 f ファクターと Re 数の関係(凸部高さ 2.8mm)

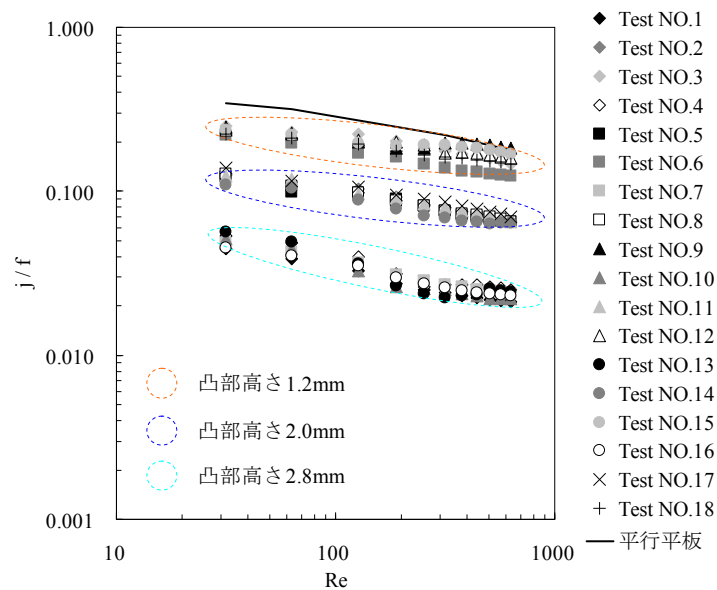


図 3.3.12 j/f と Re 数の関係

3.3.3 実験結果との比較

本節では、先述の実験結果と CFD による解析結果との比較について述べる。図 3.3.13～図 3.3.30 に 3.2 節及び 3.3 節で述べた各テストセクションにおける j ファクター、 f ファクターの実験値と解析値の比較結果について示す。 j ファクターについては、実験値と解析値は良く一致しており、高い予測精度がえられていることが分る。一方で、 f ファクターについては、全体的には解析値と一致しているといえるが、テストセクションによっては、解析値と大きく乖離しているものもあることが分る。2.2 節で述べた要因効果図から無次元凸部高さが f ファクターの値に大きく影響することがわかっている。各テストセクションにおける平板間距離は 4[mm] に統一しているが、実験装置の構造上、多少のばらつきが生じるため、凸部高さを平板間距離で除した無次元凸部高さの値にもばらつきが生じる。このような実験上の不確かさのため、 f ファクターが解析値と大きく乖離したと考えられる。

また、3.2 節で臨界 Re 数について述べたが、臨界 Re 数は実験値と解析値は概ね一致しているといえる。これは、特に凸部高さが 1.2[mm] である Case No.3, 6, 9, 12, 15, 18 のテストセクションの j ファクターの結果に顕著に表れている。それ以外の流路では、足立らの式から求められる臨界 Re 数が実験範囲外にあるため、実験結果との比較はできないが、解析における臨界 Re 数の値と足立らの式から求められる臨界 Re 数の値はほぼ一致しており、3.3 節で述べた CFD 解析の手法は妥当であると考えられる。

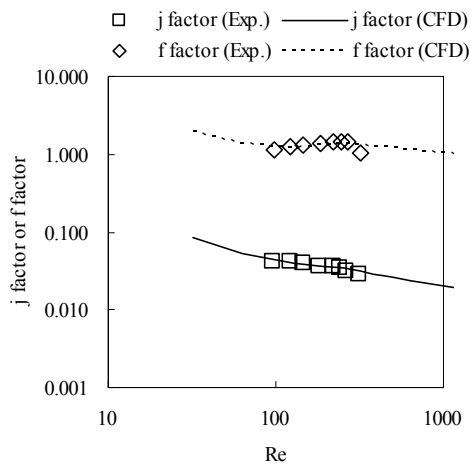


図 3.3.13 実験値との比較 (Case No. 1)

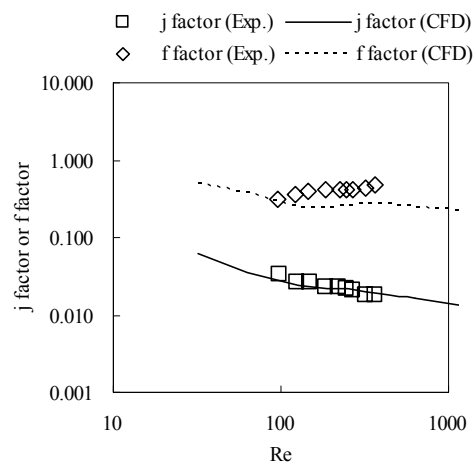


図 3.3.14 実験値との比較 (Case No. 2)

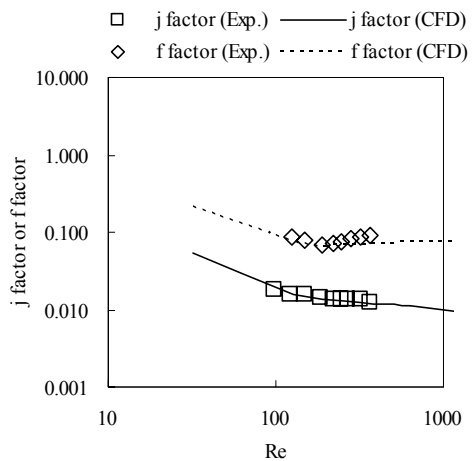


図 3.3.15 実験値との比較 (Case No. 3)

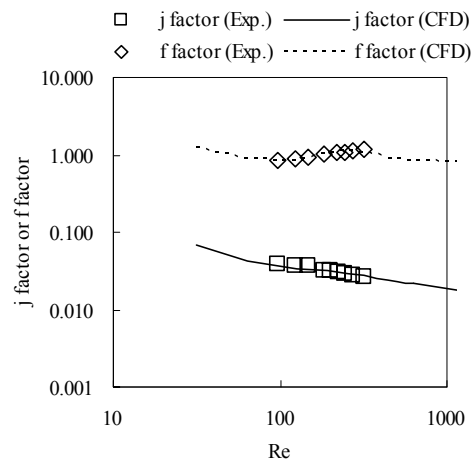


図 3.3.16 実験値との比較 (Case No. 4)

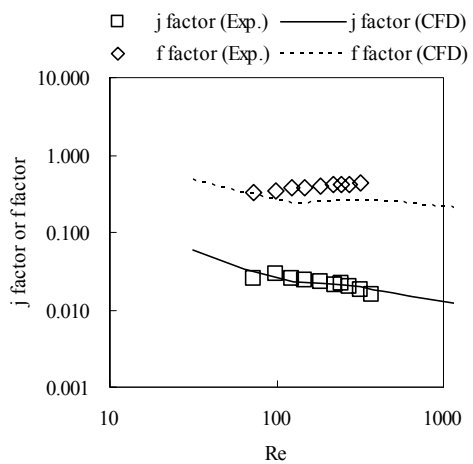


図 3.3.17 実験値との比較 (Case No. 5)

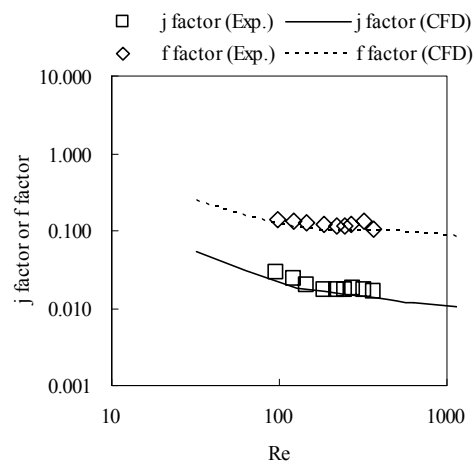


図 3.3.18 実験値との比較 (Case No. 6)

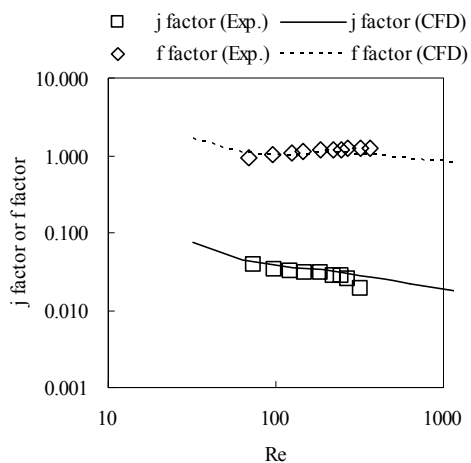


図 3.3.19 実験値との比較 (Case No. 7)

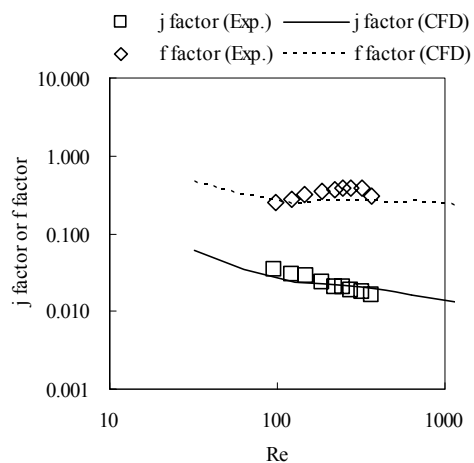


図 3.3.20 実験値との比較 (Case No. 8)

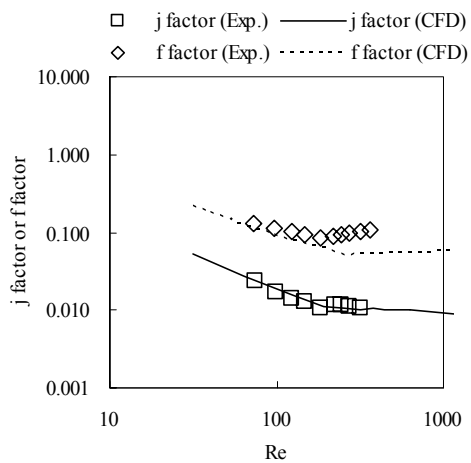


図 3.3.21 実験値との比較 (Case No. 9)

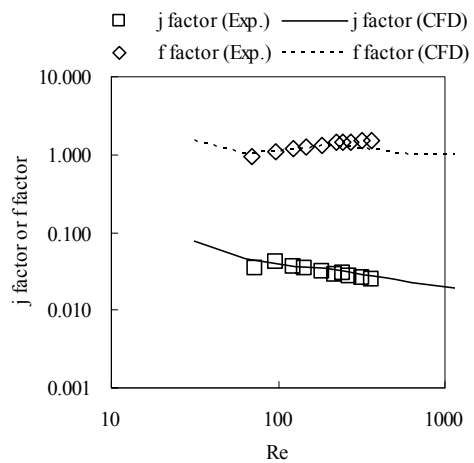


図 3.3.22 実験値との比較 (Case No. 10)

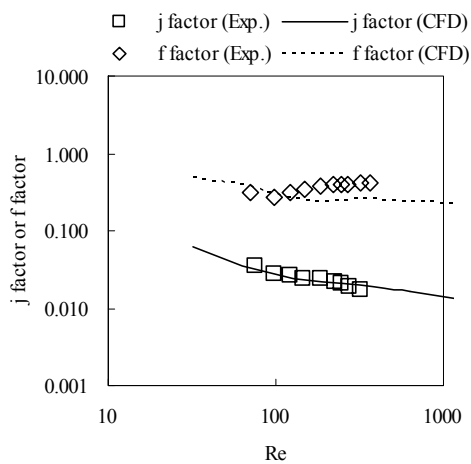


図 3.3.23 実験値との比較 (Case No. 11)

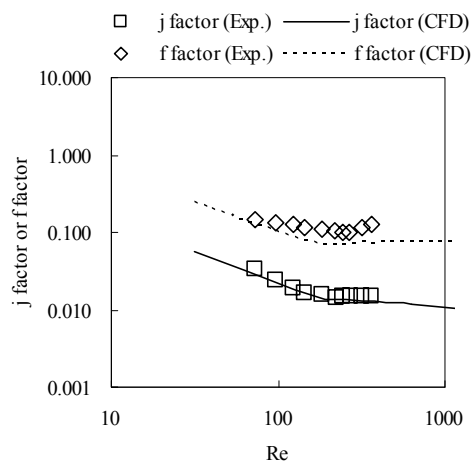


図 3.3.24 実験値との比較 (Case No. 12)

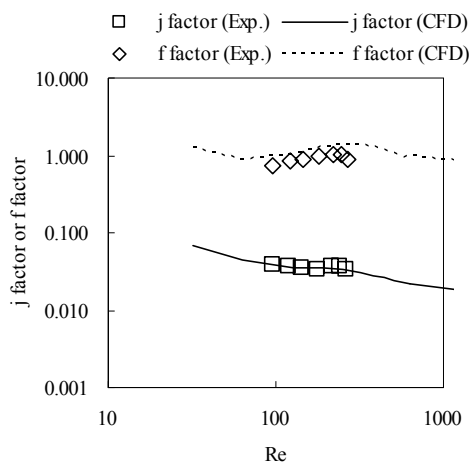


図 3.3.25 実験値との比較 (Case No. 13)

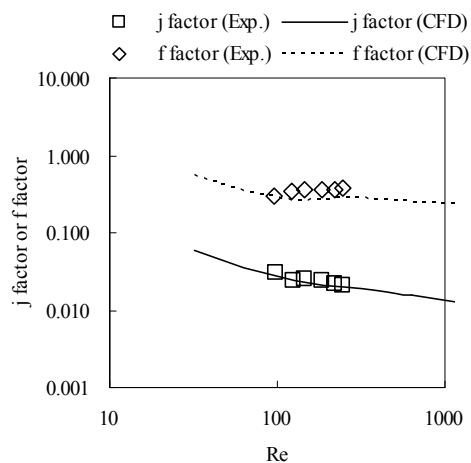


図 3.3.26 実験値との比較 (Case No. 14)

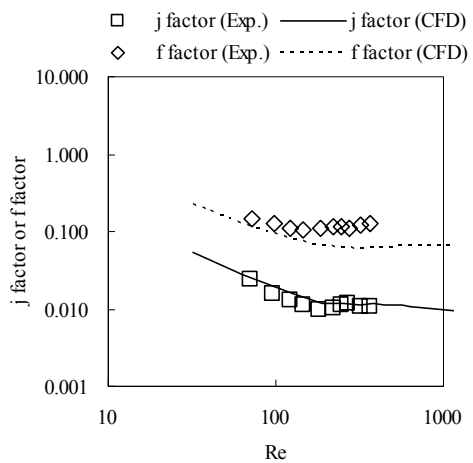


図 3.3.27 実験値との比較 (Case No. 15)

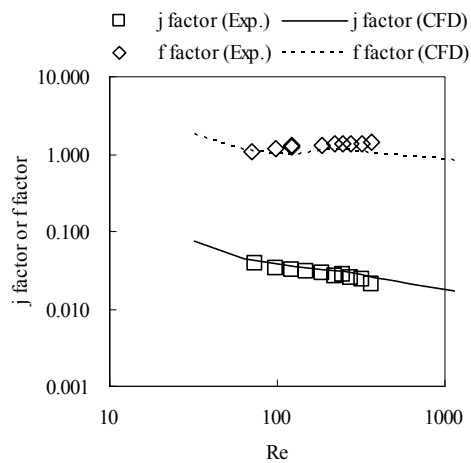


図 3.3.28 実験値との比較 (Case No. 16)

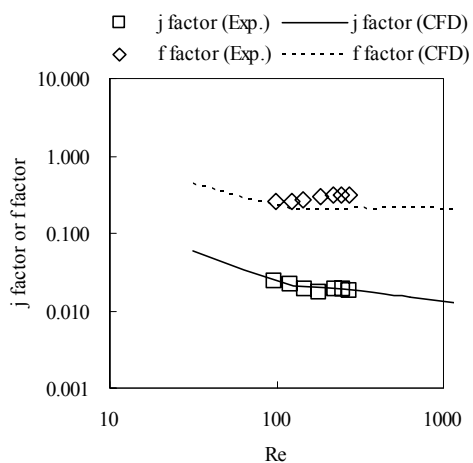


図 3.3.29 実験値との比較 (Case No. 17)

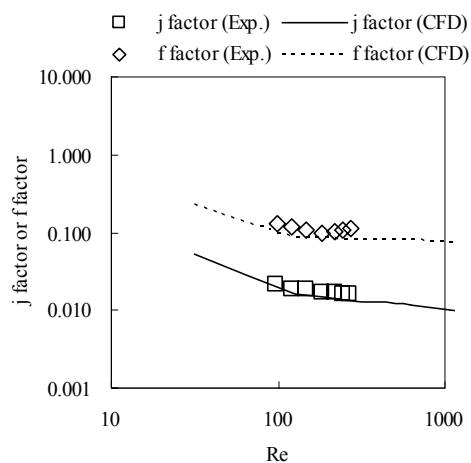


図 3.3.30 実験値との比較 (Case No. 18)

3.4 相関式の提案

3.4.1 パラメータ範囲の拡張及び臨界 Re 数の検証

本節では、凹凸平板間の空気流れにおける熱伝達率と、圧力損失の予測式について検討する。予測式の精度を高めるため、前節で示した解析結果に加えて、表 3.4.1 及び表 3.4.2 に示す流路を用いた解析を実施した。また前節の結果から、凹凸平板間の空気流れにおいては、比較的低い Re 数で流れの遷移が発生することが明らかとなった。遷移点における Re 数を臨界 Re 数とすると、3.2 節、3.3 節の実験及び CFD の結果から、その値はおおよそ 100~250 であった。凹凸平板間の流れを熱交換器として応用した場合、前面風速の実使用範囲において、臨界 Re 数を含む可能性が高い。熱伝達率や圧力損失は、臨界 Re 数を境に急激に変化するため、予測式の作成に当たっては、Re 数による場合分けが必要となる。

本研究で対象としたような流れ方向に周期的な凹凸を有する流路においては、Re 数の増加に伴い、2次元定常流から2次元非定常振動流、3次元非定常流に遷移するとされている。また2次元定常流では、凹凸による影響により流線が湾曲し、K-H不安定性が発生し、T-S波が励起されることにより2次元非定常振動流に遷移することが報告されている。前述したように足立らは、凸部高さをパラメータとした臨界 Re 数の予測式(3.5.1)を提案しており、この式を用いることで3.2節、3.3節における臨界 Re 数とほぼ一致する結果が得られた。

$$Re_c = 123(a_u + 1)^{1.74} \quad \text{for } 0 \leq a_u \leq 1 \quad (3.5.1)$$

しかし、式(3.5.1)は凸部高さのみをパラメータとしており、臨界 Re 数の値がそれ以外のパラメータに依存しないかを検討する必要がある。そこで本節では、表 3.2.2 に示した各パラメータの範囲を拡張して、3.3 節で示した手法を用いて CFD による解析を実施し、臨界 Re 数との関係について検討した。解析を実施した流路形状を表 3.4.1 及び表 3.4.2 にそれぞれ示す。表 3.4.1 は凸部高さを 1.2mm として、凹凸部テーパ角度、凹部深さ、凹凸ピッチをパラメータとして設定した。また、表 3.4.2 は凸部高さを 3.2mm として、凹凸部テーパ角度、凹部深さ、凹部幅をパラメータとして設定した。なお、各表における流路間距離 h は全て 2.0mm とした。

表 3.4.1 解析流路形状 (凸部高さ 1.2mm)

Case No.		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
凹部深さ	mm	2.4	2.4	2.4	2.4	1.2	1.6	2.0	2.4	2.4	2.4
凸部高さ	mm	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2
凹部幅	mm	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0
凹凸ピッチ	mm	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	12.0	14.0	18.0
凹凸数		6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
テーパ角度	deg	10.0	15.0	20.0	25.0	10.0	15.0	15.0	15.0	15.0	15.0

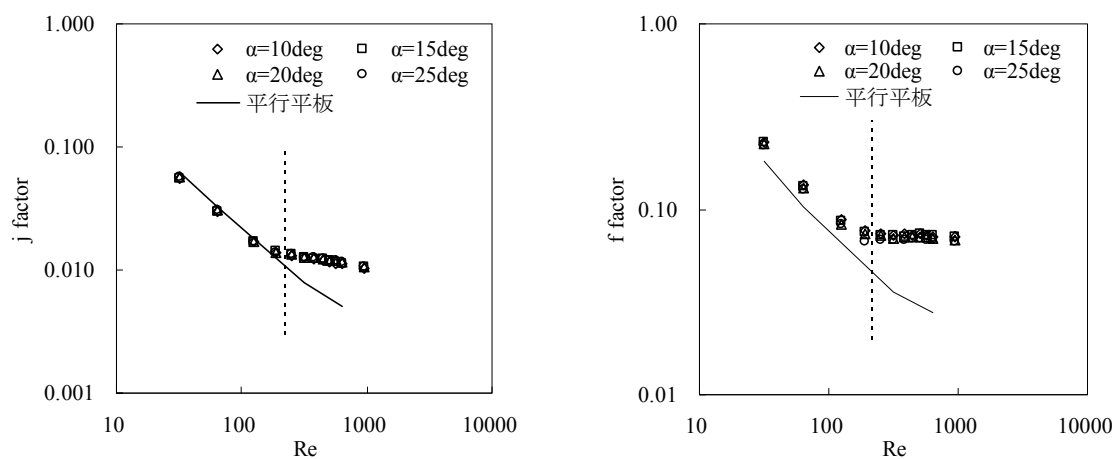
表 3.4.2 解析流路形状 (凸部高さ 3.2mm)

Case No.		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
凹部深さ	mm	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	1.6	2.4	4.0	4.8	3.2	3.2	3.2	3.2
凸部高さ	mm	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2
凹部幅	mm	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	6.0	10.0	12.0	14.0
凹凸ピッチ	mm	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	14.0	18.0	20.0	22.0
凹凸数		6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
テーパ角度	deg	20.0	25.0	30.0	35.0	40.0	35.0	35.0	35.0	35.0	35.0	35.0	35.0	35.0

図 3.4.1～図 3.4.3 に凸部高さ 1.2mm の場合の j ファクター、 f ファクターの解析結果を示す。また図 3.4.4～図 3.4.6 に凸部高さ 3.2mm の場合の j ファクター、 f ファクターの解析結果を示す。なお各図中の破線は、足立らの式から計算される臨界 Re 数の位置を示している。凸部高さ 1.2mm の場合の結果をみると、凹凸部テーパ角度、凹部深さ、凹凸ピッチは臨界 Re 数に対してほとんど影響しておらず、足立らの式から予測される臨界 Re 数の値ともほぼ一致していることが分る。一方で、凸部高さ 3.2mm の場合には、凹部深さは臨界 Re 数に対してほとんど影響していないが、凹凸部テーパ角度や凹部幅によって臨界 Re 数が変化しており、凹凸部テーパ角度、凹部幅ともに値が大きくなるほど、臨界 Re 数は低下していることが分る。また、足立らの式から予測される臨界 Re 数と比較すると、臨界 Re 数はかなり高い値となっていることが分る。以上のことから、臨界 Re 数は凸部高さだけの関数ではなく、その他の形状の影響を受けることが確認された。臨界 Re 数の前後では、熱伝達率や圧

力損失が大きく変化するため、その予測方法の確立は今後の課題である。

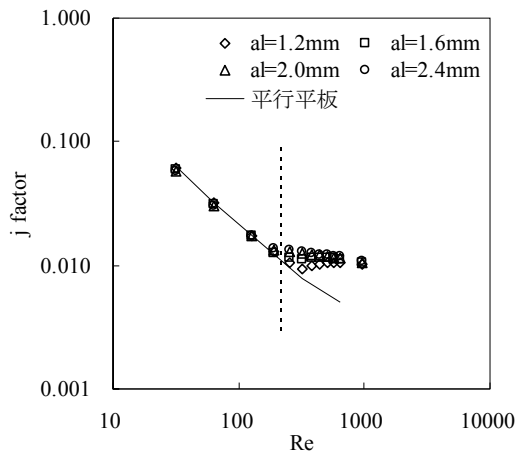
また、3.3.2節で示した解析結果と比較すると、図 3.3.9～図 3.3.11 では、凸部高さが低いほど、凸部高さ以外のパラメータの影響が相対的に大きくなる傾向であるが、本節で示した流路においては、凸部高さが 3.2mm の場合において、他のパラメータの影響が大きくなっていることが確認できる。本節で解析を行った流路は、テーパ角度を特に大きく変化させており、その影響が現れていると考えられる。つまり、凸部高さが高く、テーパ角度が大きいほど縮流部における流れの様相が大きく変化すると考えられる。従って、次節で示す相関式においては、このような流れの変化を表す説明変数が必要となると考えられる。



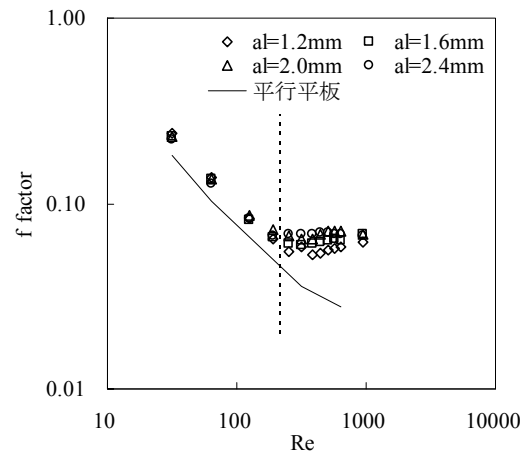
(a) j factor

(b) f factor

図 3.4.1 凹凸部角度と臨界 Re 数の関係 (凸部高さ 1.2mm)

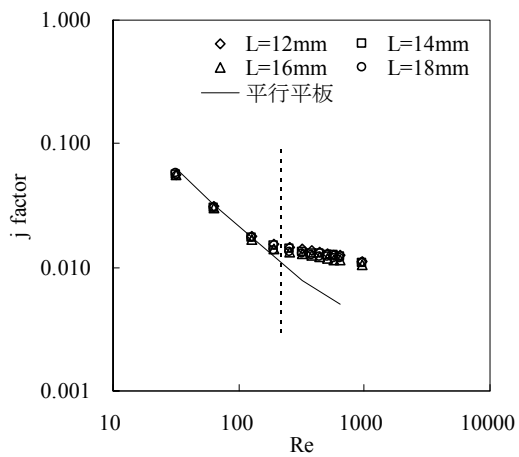


(a) j factor

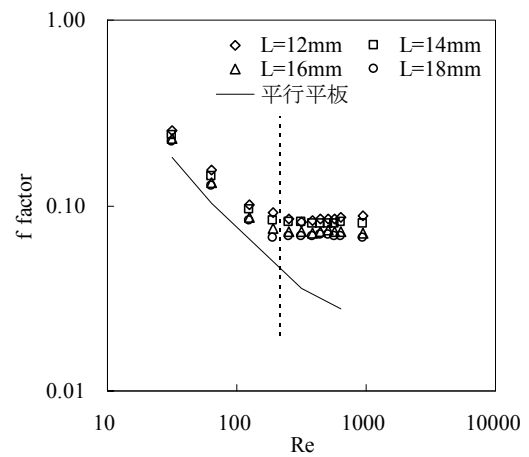


(b) f factor

図 3.4.2 凹部深さと臨界 Re 数の関係 (凸部高さ 1.2mm)

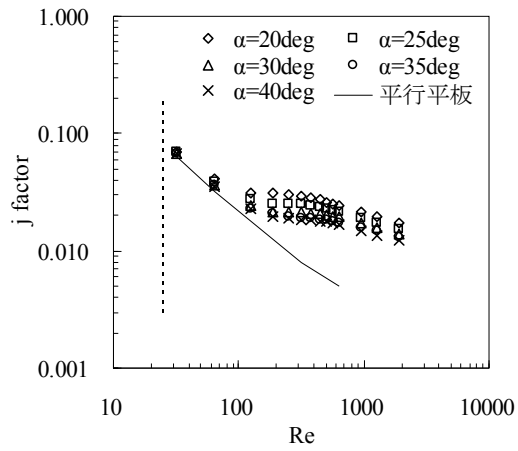


(a) j factor

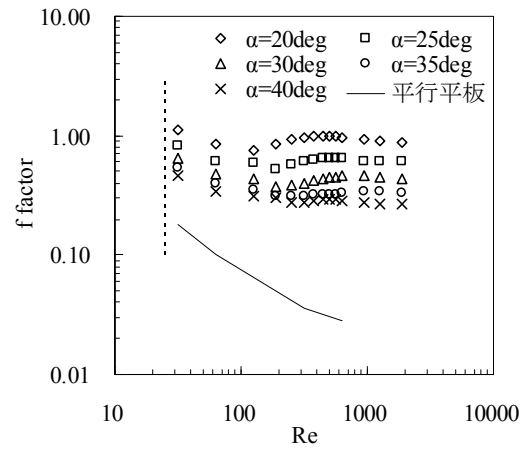


(b) f factor

図 3.4.3 凹凸ピッチと臨界 Re 数の関係 (凸部高さ 1.2mm)

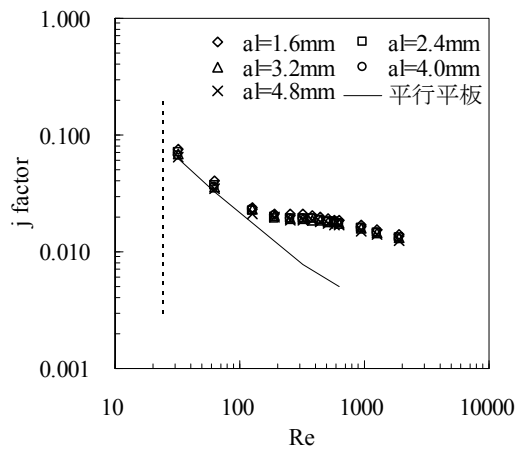


(a) j factor

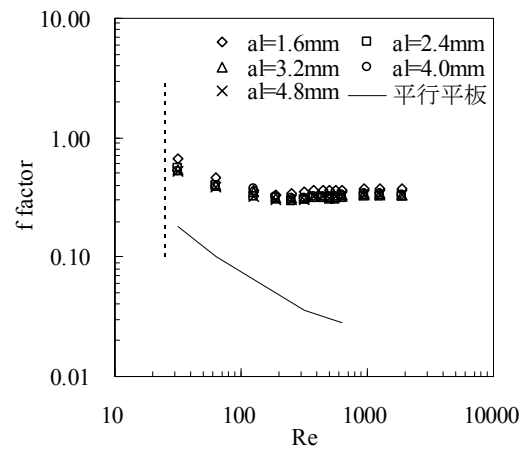


(b) f factor

図 3.4.4 凹凸部角度と臨界 Re 数の関係 (凸部高さ 3.2mm)

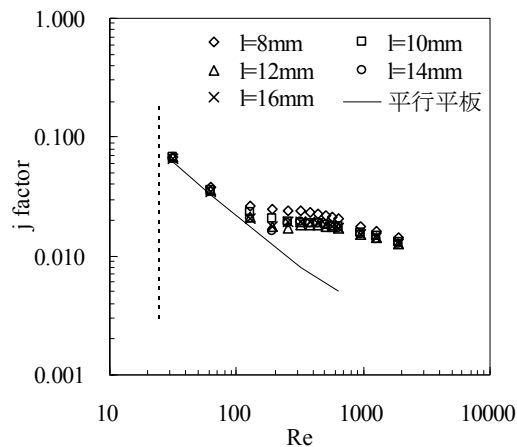


(a) j factor

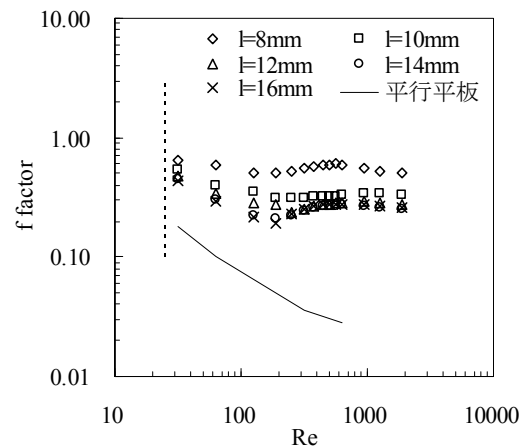


(b) f factor

図 3.4.5 凹部深さと臨界 Re 数の関係 (凸部高さ 3.2mm)



(a) j factor



(b) f factor

図 3.4.6 凹部長さと臨界 Re 数の関係 (凸部高さ 3.2mm)

3.4.2 説明変数の定義

流路形状から相関式の作成を行うには、適切なパラメータの選択が必要となる。そこで、3.3 節及び 3.4.1 節における解析結果を各設計パラメータで整理した結果を図 3.4.7～図 3.4.18 に示す。

j ファクターについて見ると、凸部高さや凹凸数については、各パラメータの増加に伴い、単調増加あるいは単調減少しているような傾向が確認できる。また、凹部幅や凹凸ピッチについては、明確ではないが、各パラメータの増加に伴う j ファクターの単調減少傾向がみられる。一方で、凹部深さや凹凸角度については、各パラメータの変化に伴う j ファクターの明確な傾向はみられないことが確認できる。

f ファクターについて見ると、凸部高さや凹凸角度に関しては、各パラメータの増加に対して、f ファクターの単調増加あるいは単調減少の傾向が確認できる。一方で、その他のパラメータについては、特に明確な傾向はみられないことが確認できる。

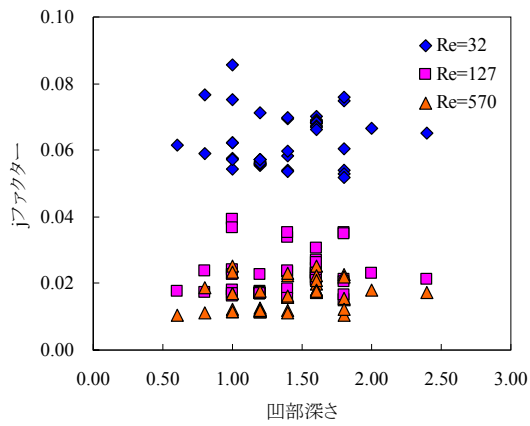


図 3.4.7 j ファクターと凹部深さの関係

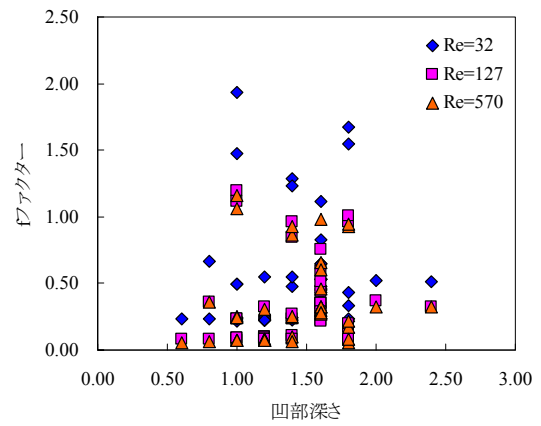


図 3.4.8 f ファクターと凹部深さの関係

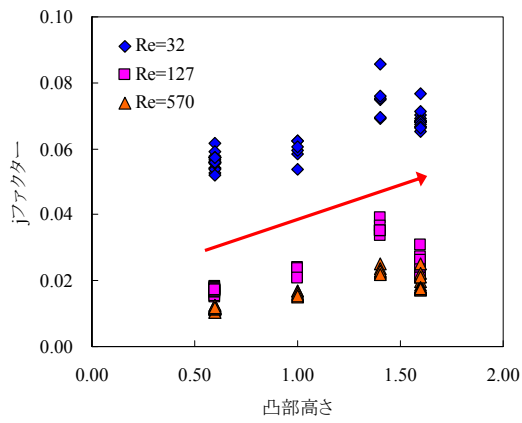


図 3.4.9 j ファクターと凸部高さの関係

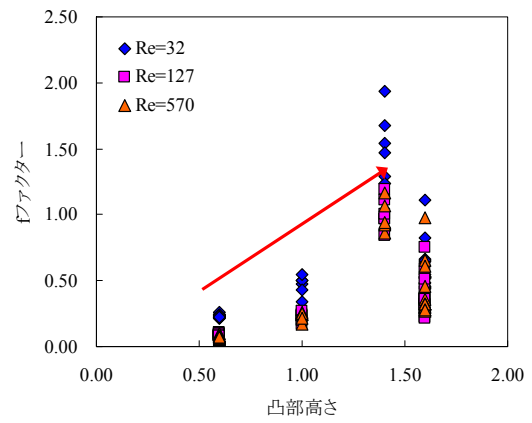


図 3.4.10 f ファクターと凸部高さの関係

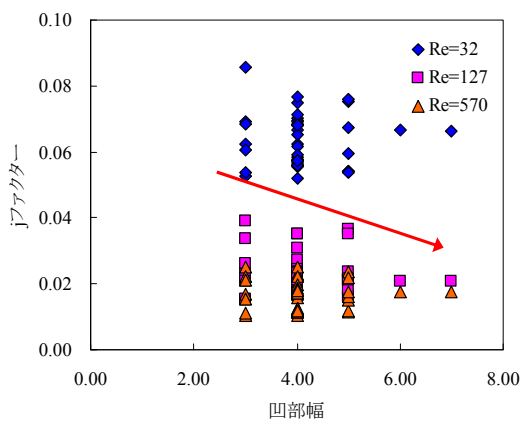


図 3.4.11 j ファクターと凹部幅の関係

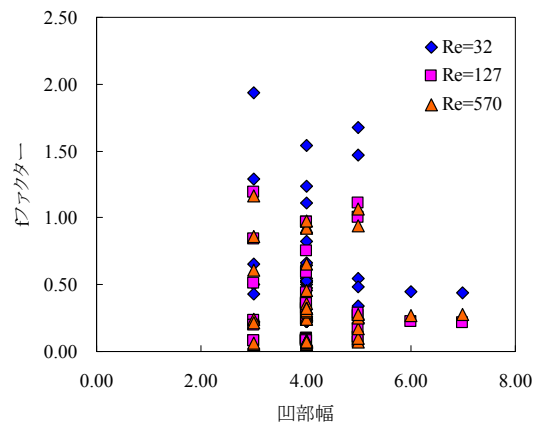


図 3.4.12 f ファクターと凹部幅の関係

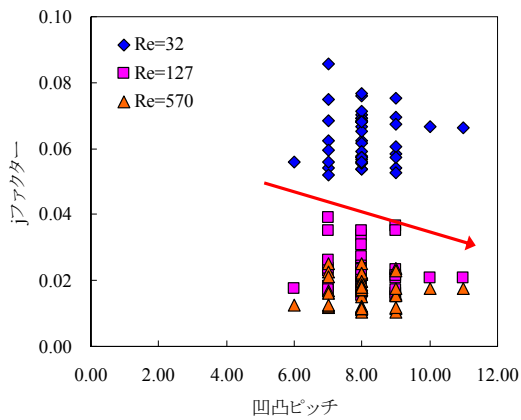


図 3.4.13 jファクターと凹凸ピッチの関係

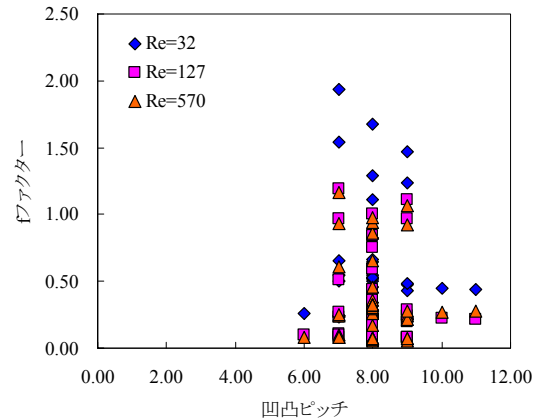


図 3.4.14 fファクターと凹凸ピッチの関係

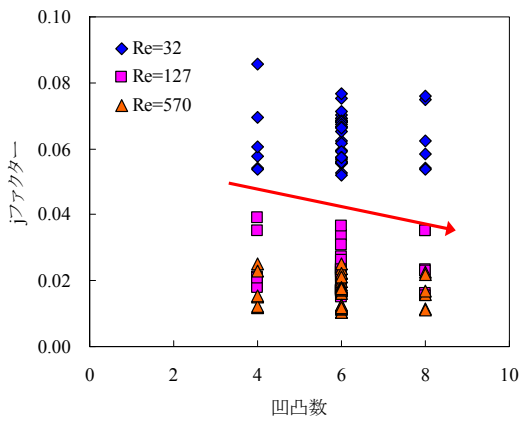


図 3.4.15 jファクターと凹凸数の関係

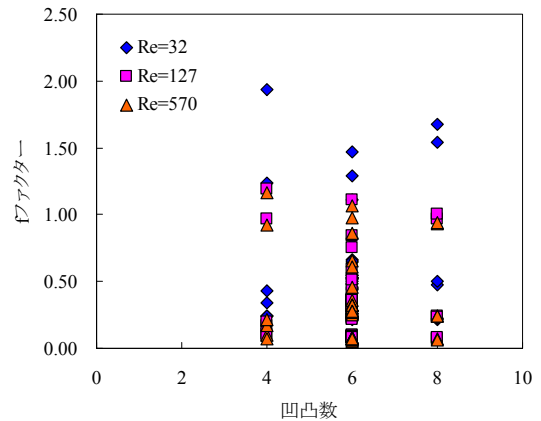


図 3.4.16 fファクターと凹凸数の関係

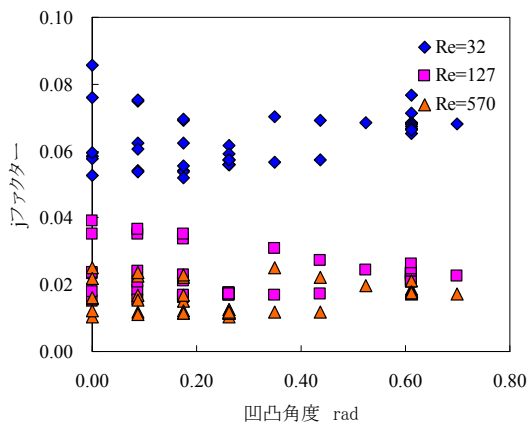


図 3.4.17 jファクターと凹凸角度の関係

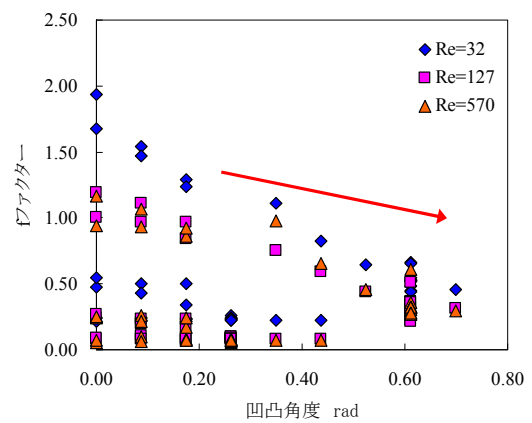


図 3.4.18 fファクターと凹凸角度の関係

このように、各パラメータと j ファクター、 f ファクターの間に相関が確認できない要因としては、パラメータ間の交互作用の影響が考えられる。相関式を作成する上では、相関性の高い変数を用いて整理することが有効であるため、このような交互作用を表す変数を定義することが必要であると考えられる。そこで、相関式を整理するパラメータとして縮流比、膨張比、流れのなす角というパラメータを定義することとした。図 3.4.19(a)に示すような凹凸平板間流路において、基準面を通過した流れは、凹凸部開始点において縮流し、凹凸面において再び膨張するようなオリフィス流れに似た流れとなる。そこで、縮流比 β と膨張比 γ という 2 つの変数を定義することとした。これにより、流れ場における急拡大、急縮小の影響を表現可能であると考えられる。基準面上の平板間距離を d_1 、平板間の最小距離を d_c 、凹凸面上の平板間距離を d_2 とすると、縮流比 β と膨張比 γ はそれぞれ式(3.4.1)及び式(3.4.2)で表される。

$$\beta = \frac{d_c}{d_1} = \frac{1 - \frac{a_u}{2h}}{\cos \alpha} \quad (3.4.1)$$

$$\gamma = \frac{1 + \frac{a_l}{2h} - \frac{a_u}{2h}}{1 - \frac{a_u}{2h}} \cos \alpha \quad (3.4.2)$$

ここで、 d_1 、 d_2 、 d_c はそれぞれ式(3.4.3)～式(3.4.5)で表される。

$$d_1 = 2h \quad (3.4.3)$$

$$d_2 = 2h + a_l - a_u \quad (3.4.4)$$

$$d_c = \frac{2h - a_u}{\cos \alpha} \quad (3.4.5)$$

一方で、流れのなす角は以下のように定義する。図 3.4.19(b)において基準面間の流れは一様な流れであると仮定し、図中で青の破線で示した凸面より上側の流れは直進する流れになるとし、凸面より下側の流れは凸部テーパ角度に沿って流れるとする。平板間を流れる流量を 1 とすれば、 \bar{u}_1 、 \bar{u}_2 及びそれらの合成ベクトル \bar{u}_3 はそれぞれ式(3.4.6)～式(3.4.8)で定義される。従って、式(3.4.8)を用いて、図 3.4.20(b)中の流れのなす角 θ は式(3.4.9)で定義される。このなす角を変数とすることで、流れの湾曲の影響が評価可能になると考えられる。また、前述した臨界 Re 数が流線の湾曲による K-H 不安定性の発生が原因であるとするれば、なす角が小さいほど臨界 Re 数は高 Re 数側に移行すると考えられる。

$$\vec{u}_1 = \left(1 - \frac{a_u}{2h}, 0 \right) \quad (3.4.6)$$

$$\vec{u}_2 = \left(\frac{a_u}{2h} \sin \alpha, \frac{a_u}{2h} \cos \alpha \right) \quad (3.4.7)$$

$$\vec{u}_3 = \vec{u}_1 + \vec{u}_2 = \left(1 - \frac{a_u}{2h} (1 - \sin \alpha), \frac{a_u}{2h} \cos \alpha \right) \quad (3.4.8)$$

$$\theta = \tan^{-1} \left\{ \frac{1 - \frac{a_u}{2h} (1 - \sin \alpha)}{\frac{a_u}{2h} \cos \alpha} \right\} \quad (3.4.9)$$

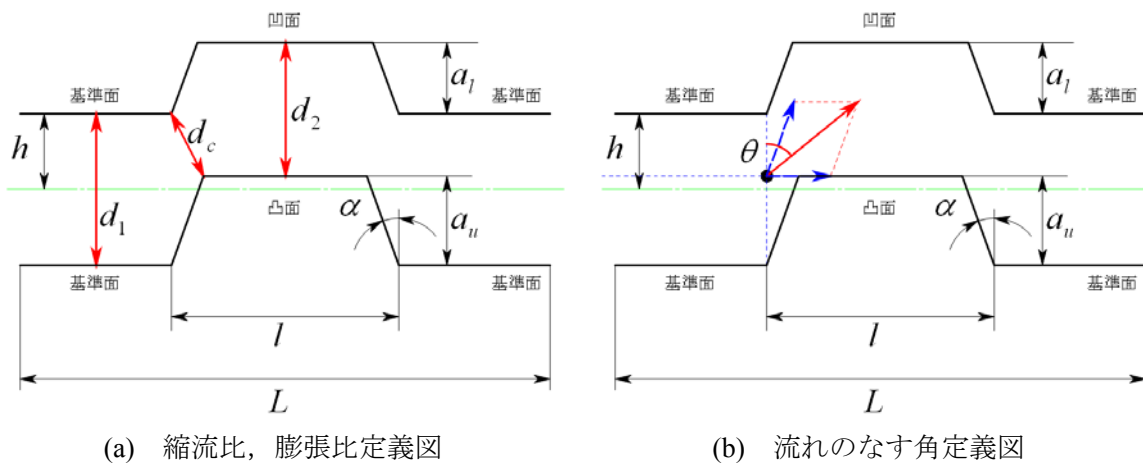


図 3.4.19 変数定義図

図 3.4.20～図 3.4.25 は 3.3 節及び 3.4.1 節で述べた CFD 解析の結果を縮流比，膨張比，流れのなす角で整理した結果である．図 3.4.21 及び図 3.4.22 の縮流比で整理した結果をみると，縮流比が小さくなるほど j ファクター，f ファクターともに増加傾向となることが分る．膨張比との関係を見ると，膨張比が大きくなるほど，j ファクター，f ファクターともに増加する傾向にあることが確認できる．また，流れのなす角との関係を見ると，なす角が大きくなるほど，j ファクター，f ファクターともに小さくなる傾向がみてとれる．このように Re 数に依らず，各パラメータと j ファクター，f ファクターの間に相関関係があることが確認できる．従って，相関式の説明変数としてこれらのパラメータを用いることで，精度の高い相関式の作成が可能になると考えられる．

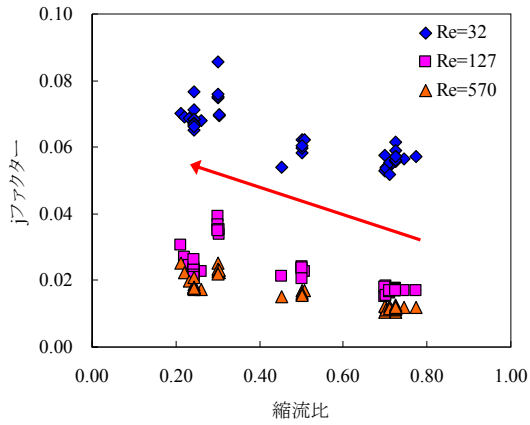


図 3.4.20 jファクターと縮流比の関係

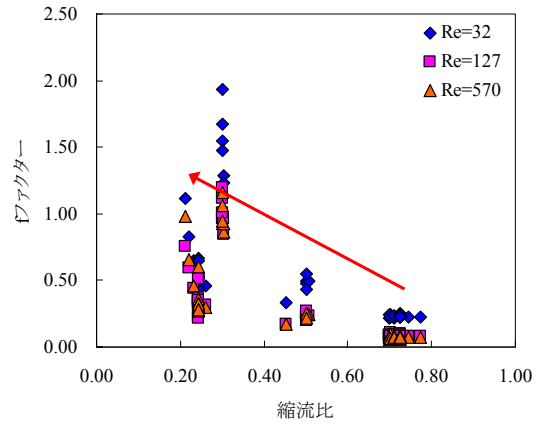


図 3.4.21 fファクターと縮流比の関係

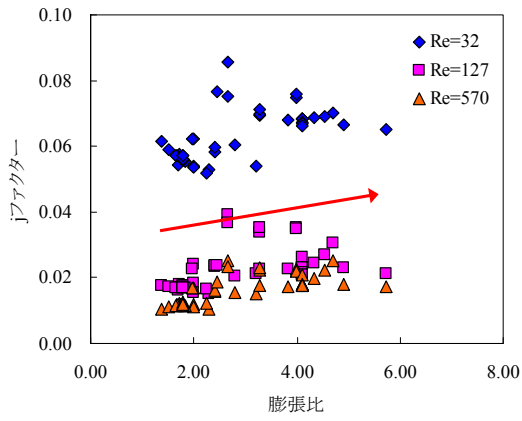


図 3.4.22 jファクターと膨張比の関係

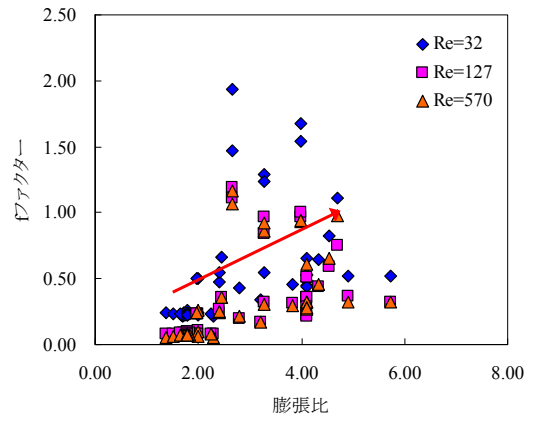


図 3.4.23 fファクターと膨張比の関係

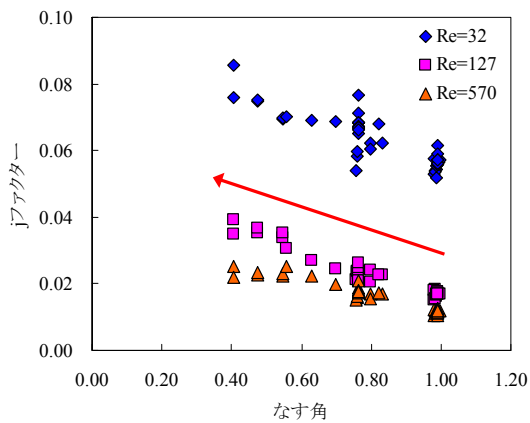


図 3.4.24 jファクターとなす角の関係

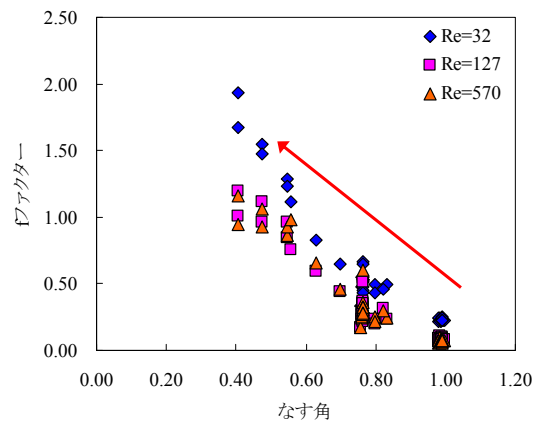


図 3.4.25 fファクターとなす角の関係

3.4.3 相関式の作成

前節までの検討を踏まえ、本節において相関式の作成を実施する。まず凹凸形状に起因する説明変数として、前節で検討した縮流比，膨張比，なす角を用いることとする。これらの変数の中には，凹部深さ，凸部高さ，凹凸部テーパ角度のパラメータが含まれる。その他の形状パラメータとして，凹凸部幅，凹凸ピッチ，凹凸数が挙げられる。また，流速に起因するパラメータとして Re 数を用いて，合せて7つの説明変数で整理することとした。具体的には，j ファクター，f ファクターを Re 数の関数として式(3.4.10)及び式(3.4.11)の形で整理し，各式中の係数を形状パラメータの関数として式(3.4.12)及び式(3.4.13)のように整理することとした。

$$j = J_1 \text{Re}^{J_2} \quad (3.4.10)$$

$$f = F_1 \text{Re}^{F_2} \quad (3.4.11)$$

$$J_i = C_0 \beta^{c_1} \gamma^{c_2} \theta^{c_3} \left(\frac{l}{2h}\right)^{c_4} \left(\frac{L}{2h}\right)^{c_5} N^{c_6} \quad (3.4.12)$$

$$F_i = C_0 \beta^{c_1} \gamma^{c_2} \theta^{c_3} \left(\frac{l}{2h}\right)^{c_4} \left(\frac{L}{2h}\right)^{c_5} N^{c_6} \quad (3.4.13)$$

式(3.4.12)及び式(3.4.13)中の各係数は，3.3 節及び 3.4.1 節で述べた CFD 解析結果と相関式の偏差が最も小さくなるように臨界 Re 数で場合分けをして，最小二乗法を用いて $c_0 \sim c_6$ を決定した。その結果，j ファクターに関しては式(3.4.10)中の係数は式(3.4.14)～式(3.4.17)で表される。同様に f ファクターに関しては式(3.4.11)中の係数は式(3.4.18)～式(3.4.21)で表される。

図 3.4.26 及び図 3.4.27 は j ファクター，f ファクターそれぞれについて，CFD による解析値と本節で示した相関式との比較を示した図である。これらの図から分るように，本相関式は j ファクター，f ファクターともに $\pm 15\%$ 内の予測精度となっており，非常に高い精度の相関式が得られたといえる。

(a) j ファクター係数（臨界 Re 数以上）

$$J_1 = 0.108 \beta^{-0.115} \gamma^{-0.155} \theta^{-2.629} \left(\frac{l}{2h}\right)^{0.015} \left(\frac{L}{2h}\right)^{-0.632} N^{0.166} \quad (3.4.14)$$

$$J_2 = -0.271 \beta^{0.080} \gamma^{-0.043} \theta^{-1.058} \left(\frac{l}{2h}\right)^{0.031} \left(\frac{L}{2h}\right)^{-0.257} N^{0.109} \quad (3.4.15)$$

(b) j ファクター係数 (臨界 Re 数以下)

$$J_1 = 0.846\beta^{-0.479}\gamma^{-0.352}\theta^{-0.830}\left(\frac{l}{2h}\right)^{-0.022}\left(\frac{L}{2h}\right)^{-0.033}N^{0.212} \quad (3.4.16)$$

$$J_2 = -0.711\beta^{-0.075}\gamma^{-0.037}\theta^{0.438}\left(\frac{l}{2h}\right)^{0.008}\left(\frac{L}{2h}\right)^{0.016}N^{0.079} \quad (3.4.17)$$

(c) f ファクター係数 (臨界 Re 数以下)

$$F_1 = 0.084\beta^{1.028}\gamma^{-0.088}\theta^{-4.325}\left(\frac{l}{2h}\right)^{-2.456}\left(\frac{L}{2h}\right)^{2.305}N^{0.392} \quad (3.4.18)$$

$$F_2 = -0.072\beta^{2.580}\gamma^{0.163}\theta^{-2.656}\left(\frac{l}{2h}\right)^{-1.747}\left(\frac{L}{2h}\right)^{1.754}N^{0.476} \quad (3.4.19)$$

(d) f ファクター係数 (臨界 Re 数以下)

$$F_1 = 1.167\beta^{1.534}\gamma^{-0.125}\theta^{-3.428}\left(\frac{l}{2h}\right)^{-1.465}\left(\frac{L}{2h}\right)^{1.014}N^{0.511} \quad (3.4.20)$$

$$F_2 = -0.597\beta^{1.884}\gamma^{0.114}\theta^{-1.427}\left(\frac{l}{2h}\right)^{-0.792}\left(\frac{L}{2h}\right)^{0.579}N^{0.275} \quad (3.4.21)$$

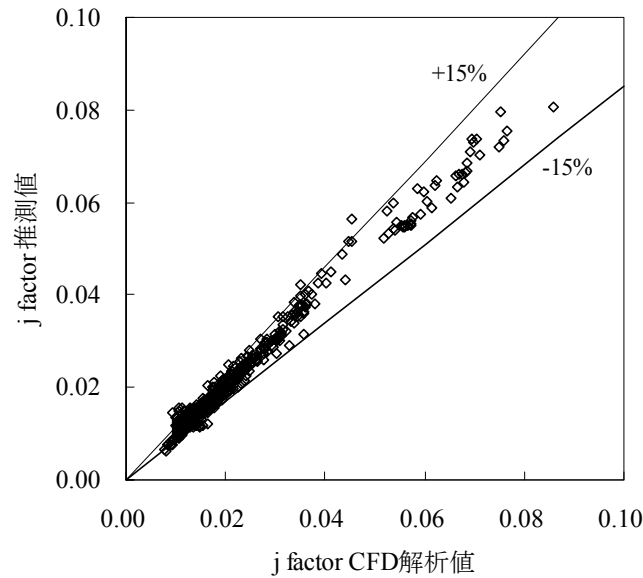


図 3.4.26 CFD 解析値と相関式の比較 (j ファクター)

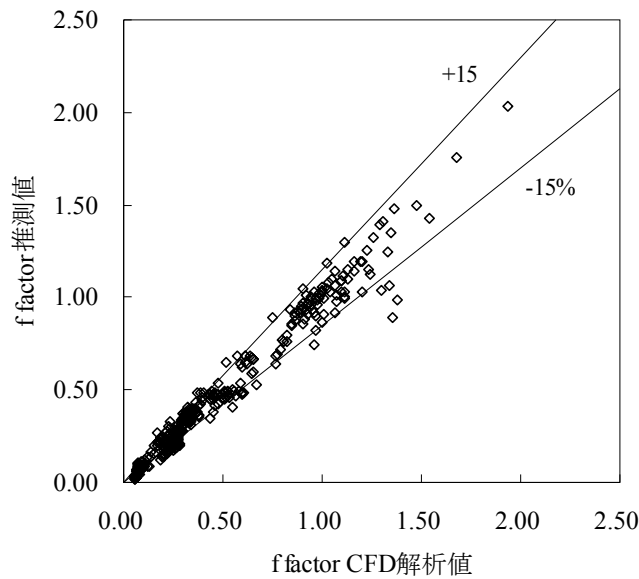


図 3.4.27 CFD 解析値と相関式の比較 (f ファクター)

3.5 本章のまとめ

本章では、熱交換器のフィンレス化検討を目的として、表面に凹凸溝を有する平行平板間流路の空気流れに関する実験研究及び CFD 解析について述べた。熱伝達率や圧力損失に対する凹凸形状の影響を検証し、熱伝達率、圧力損失相関式の作成を実施した。本章における検討の結果は以下のようにまとめられる。

- (1) 凹凸平板間流れの伝熱・圧力損失特性実験において、層流～遷移流となる際の臨界 Re 数は足立らの式とほぼ一致することが確認された。また伝熱量と圧力損失は、凸部高さの増加に伴い大幅に増加することが明らかとなった。
- (2) 凹凸平板間流れの CFD 解析において、実験値と解析値は実験誤差の範囲内で良く一致し、臨界 Re 数の値も実験結果とほぼ一致していることが確認できた。一方で、広範囲な凹凸形状に対する CFD 解析の実施により、臨界 Re 数が足立らの式と乖離する条件があることが明らかとなった。
- (3) 流れの急収縮、急拡大及び湾曲の影響を凹凸形状から決まる縮流比、膨張比、なす角によって定義し、これらのパラメータが j ファクター、 f ファクターと高い相関があるこ

とを明らかにした。また、流れの遷移が流線の湾曲によって励起されることから臨界 Re 数はなす角で表現できる可能性があることを示した。

- (4) 相関式の作成について、縮流比、膨張比、なす角をパラメータに加えることで、 j ファクター、 f ファクターの定性的な予測が可能となり、CFD 解析値との誤差が $\pm 15\%$ となる相関式を作成し、実験値とも整合性がある定量的にも精度の高い相関式であることを示した。

3.6 参考文献

- (1) カーエアコン用熱交換器の最新技術, 大原敏夫, 他 2 名, デンソーテクニカルレビュー, vol. 4, No. 2, 1999
- (2) マイクロ・ベアチューブ熱交換器の最適設計, 奥知久, 笠木伸英, 鈴木雄二, 日本機械学会論文集(B編), 69 巻, 686 号, pp. 2313-2320, 2003
- (3) 細径管を用いた高性能フィンレス熱交換器の提案と基本特性の解明, 日本機械学会論文集(B編), **72**(717), pp.187-194, 2006
- (4) 斜交波状面の伝熱促進効果に関する研究, 福田健太郎, 鹿園直毅, 2007 年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集, pp.293-296, 2007
- (5) 有限会社 和氣製作所ホームページ, <http://waki-ss.co.jp>
- (6) ミスト沈着を伴う着霜下におけるフィンレス管型熱交換器の伝熱特性, 中野裕之, 大西元, 多田幸生, 瀧本昭, 日本機械学会熱工学コンファレンス 2007 講演論文集, pp. 253-254, 2007
- (7) 対称翼形状による翼型チューブ熱交換器の高性能化, 大西元, 米倉永, 多田幸生, 瀧本昭, 第 48 回日本伝熱シンポジウム講演論文集, pp.653-654, 2011
- (8) 前後縁にフィンを付設した翼型チューブ熱交換器の伝熱性能, 大西元, 山本章博, 多田幸生, 瀧本昭, 2012 年度日本冷凍空調学会講演論文集, pp.535-538, 2012
- (9) Enhanced heat transfer/pressure drop measured from a flat surface in a grooved channel, Greiner M., Chen R.F., Wirtz R.A., ASME Journal of Heat Transfer, **113**(2), pp.498-501, 1991
- (10) 平行平板に周期的な凹凸を設けた流路内流れの圧力損失と熱伝達: 圧力損失と

熱伝達特性に及ぼす凹凸形状の影響, 足立高弘, 上原春男, 日本機械学会論文集(B編), **67**(657), pp.1197-1204, 2001

第4章 熱交換器性能予測手法の開発

4.1 緒言

序論において述べたが、自動車用空調機器に用いられる熱交換器の性能は十数年前と比較して大きく向上している。図4.1.1、図4.1.2は、車室内蒸発器の現在までの開発経緯と性能を示したものである⁽¹⁾。これらの図から分るように、ここ30年の間に同一能力での熱交換器のサイズは半分以下になっている。カーエアコンでは搭載スペースの制約が厳しく、小型化・高性能化が常に求められており、その結果、小型化・高性能化技術が大きく発展したと言える。カーエアコン用の熱交換器はチューブ及びフィンの細径化、微細化等の加工技術とそれに伴う熱交換器構造の改良によってこのような大幅な性能向上を達成してきた背景がある。

	Fin & Tube	Serpentine	Plate-fin(ST)	Plate-fin(MS)
Out View				
Core Details				
Improvement point	—	①Flattened pipe is used. ②Corrugated fin is used. ③Fin efficiency is improved.	①Tube is flattened. ②Cross rib is used. ③Height of fin is reduced. ④Multi-pass flow ⑤Single tank is used.	①Drainage is improved. ②Tube is flattened. ③Inner fin is used. ④Refrigerant circuit is improved. ⑤New refrigerant circuit.
Core depth	125	105	90	58
Cooling Performance	75	90	100	100

図 4.1.1 蒸発器改善の変遷⁽¹⁾

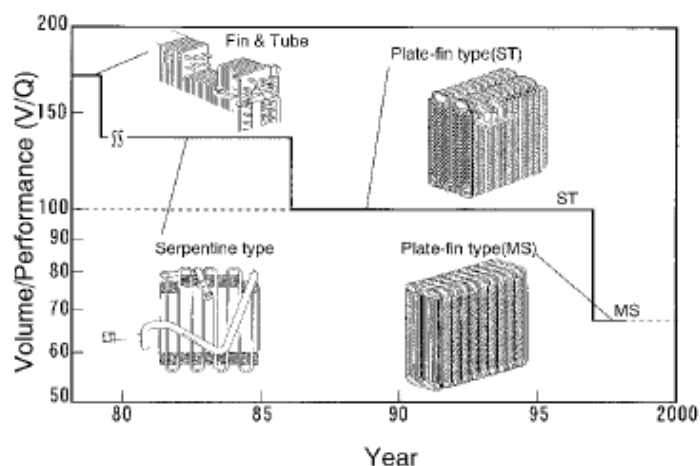


図 4.1.2 自動車空調用蒸発器の変遷⁽¹⁾

一方で、自動車空調機器は、新冷媒の適用及び内燃機関からモータへのパワートレインシフトという大きな転換期にある。現在カーエアコン用冷媒としては、コストや安全性の面から HFO1234yf が有力視されている。しかしながら、HFO1234yf は現行のエアコンシステムに適用した場合、HFC-134a よりも冷凍能力、COP が低下することが知られている⁽²⁾。性能低下の要因としては、冷媒が持つ潜熱が低いこと及び気相冷媒密度が大きいことに起因した冷媒循環量の増加による圧力損失の増加等が挙げられる。そのため、エアコンシステム性能の向上のためには、HFO1234yf に合わせた熱交換器の性能改善が重要となってくる。

また、近年のHEVの普及やEVの登場により、将来的に車両排熱の低下による暖房熱源の不足が予測される。そのため自動車空調では、各車両メーカーからは新たな暖房機器への要求が高まっている。最も容易な暖房熱源としては、電気ヒータが考えられるが車両燃費(電費)を考慮すると、暖房方法としてはHPが有力である。HPシステムにおいては、室内・室外熱交換器がそれぞれ冷暖房の切り替えで蒸発器・凝縮器の両方の役割を果たす。特に室外熱交換器を蒸発器として用いるHPサイクルにおいては、外気温度の低下に伴い、着霜への懸念が増大するため、着霜抑制や除霜技術の必要性が高まっている。

以上のような背景の中で、熱交換器の高効率化の必要性が認識できるが、この手段として、一つは現行のコルゲートフィンの改善、二つ目に新たな形状の熱交換器の提案という方向性があるといえる。これらの熱交換器に対して、第 5 章で述べる最適化検討を実施するためには、高精度な熱交換器の性能予測手法の確立が重要である。

熱交換性能は、空気側・冷媒側それぞれの熱抵抗によって求まるが、一般に空気側の熱伝達率は冷媒側の熱伝達率の 1/10 のオーダーであり、空気側の熱抵抗が大きくなる。そのため、通常は空気側に拡大伝熱面であるフィンを用いて、熱抵抗を低下させているが、それを加味しても熱抵抗は冷媒側と比較して数倍大きく、熱交換器の性能は空気側の熱抵抗が支配的であるといえる。つまり、熱交換器の性能予測を実施する上でも空気側の熱伝達率の予測が重要であるといえる。一方で、冷媒側の熱伝達率や圧力損失についても、定性的・定量的な予測を行う上では、実機条件と合致した相関式が必要となる。

このような熱交換器の性能予測手法に関する研究としては、例えば Yin⁽³⁾らや Din⁽⁴⁾らの研究例が挙げられる。これらの研究例はいずれも熱交換器コアを微小要素に分割し、各要素における 1 次元的な熱移動の解析により熱交換器全体の性能予測を行っており、熱交換器の性能予測手法としては、このような 1 次元シミュレーションが主流であるといえる。

CFD を用いた 3 次元熱流体解析を行うためには、膨大なメッシュが必要になり多くの計算リソースを必要とし、現在のコンピュータの性能では現実的に解析は不可能である。さらに二相流の沸騰・凝縮現象を忠実に再現する必要があるが、そのような解析モデルは未だ確立されていない。このような背景から熱交換器の性能予測に対して、上述のような 1 次元シミュレーションが主流となっているが、前述のように性能予測の精度を向上するためには、熱伝達率、圧力損失の予測精度、特に空気側の予測精度の向上が重要となる。そのため本研究では、第 2 章においてコルゲートフィン of 空気側伝熱・圧力損失特性、第 3 章において凹凸平板間の空気側伝熱・圧力損失特性について述べ、高精度な相関式の作成を行った。本章ではこれらの結果を用いて、冷媒側の熱伝達、圧力損失特性も考慮した熱交換器の性能予測シミュレーションを実施し、各熱交換器での定性的・定量的な性能比較を行う。

また、従来のカーエアコンに用いられる熱交換器は、蒸発器、凝縮器、ヒータコアがあるが、本章では、HP 冷暖房システムに用いられる室内凝縮器、室内蒸発器、室外熱交換器（冷房時：凝縮器、暖房時：蒸発器）の 3 つの熱交換器を解析対象とし、それぞれの性能予測手法の確立を目的とする。この解析手法を用いることで、第 5 章で述べる熱交換器仕様の最適化の検討が可能となり、開発期間の短縮・最適化・高性能化が可能となると考えられる。

4.2 解析方法

4.2.1 プログラム概要

性能予測シミュレーションを作成するに当たり、本研究では Microsoft 社製の Visual Studio 2008⁽⁵⁾を用いて VC++でプログラムを作成した。C++は Fortran や Basic に代表される手続き型言語と異なり、C 言語を拡張し、オブジェクト指向の概念を取り入れたプログラミング言語である。本研究のように様々な形式の熱交換器に対応するためには非常に有効な言語であると言える。

本プログラムでは、熱交換器の仕様、冷媒の種類、伝熱量計算といった項目を”クラス”と呼ばれるモジュールで構成し、それぞれを組み合わせることで熱交換器全体の性能計算を可能にする。ユーザー側は図 4.2.1 に示すような GUI を用いて、熱交換器の仕様や計算条件を入力することで、容易に熱交換器の単体性能が計算可能となる。なお冷媒の物性計算には NIST (National Institute of Standards and Technology) の Refprop ver.8 を上記プログラムに

組み込んで計算を行った。

熱交換器の性能計算手法の概略を図 4.2.2 に示す。図 4.2.2 に示すように本手法では、熱交換器を任意のセルに分割し、各セルでの伝熱量や圧力損失等を冷媒の流れに沿って順次計算し、熱交換器全体の能力や圧力損失等を算出する。

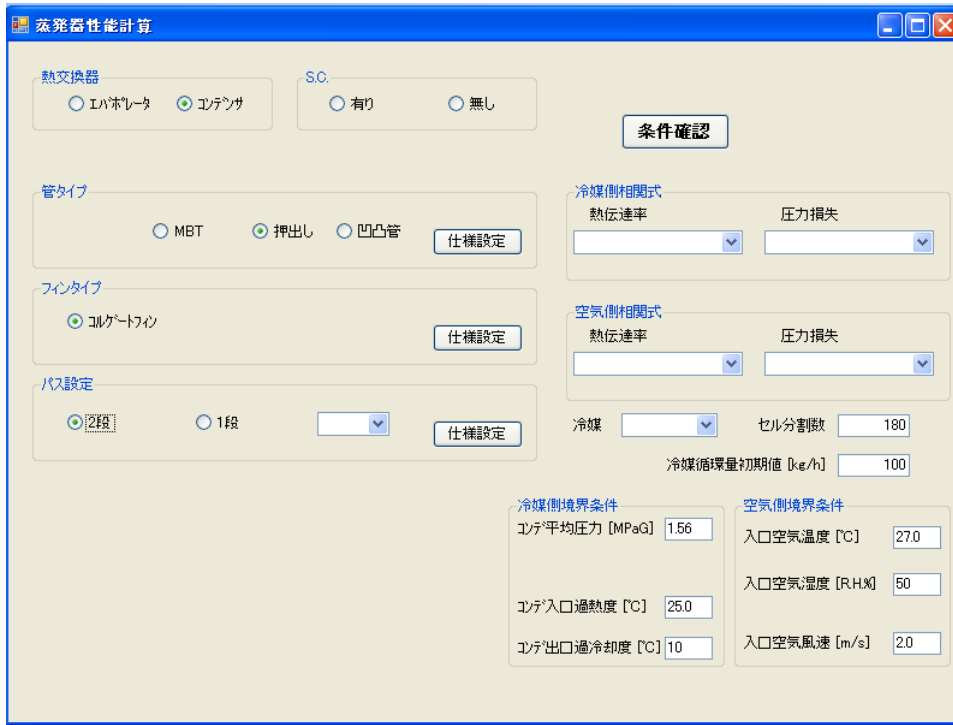


図 4.2.1 熱交換器性能予測シミュレーション GUI

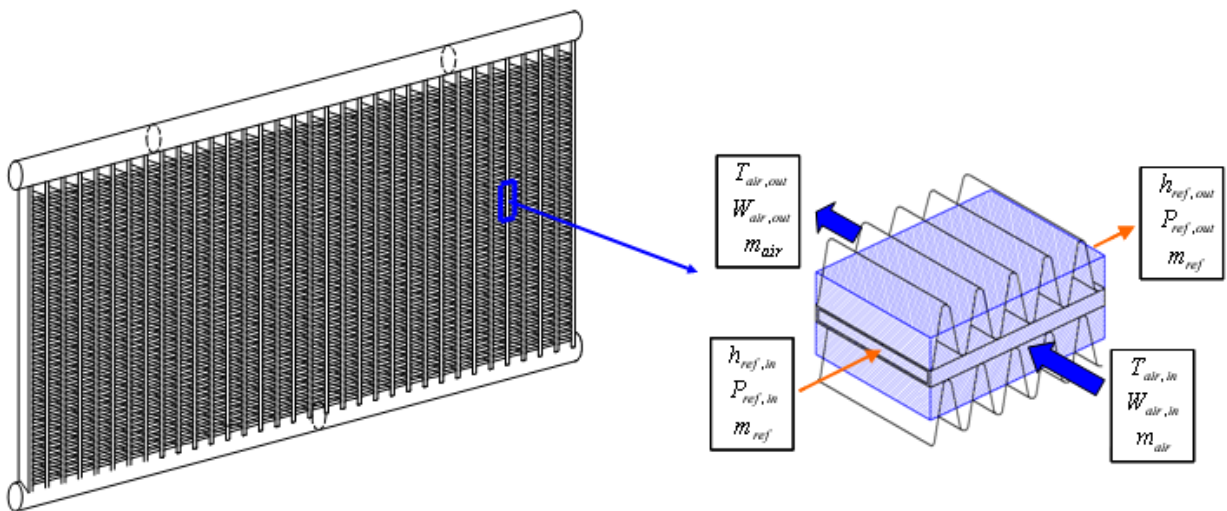


図 4.2.2 熱交換器セル分割イメージ

4.2.2 蒸発器計算アルゴリズム

蒸発器の計算プログラムでは、熱交換器を冷媒の流れ方向に対して任意の微小セルに分割し、それぞれのセルを微小な熱交換器として扱い、各セルでの空気側、冷媒側のエネルギーバランス及びマスバランスから熱交換量、圧力損失等を計算する。また蒸発器では、空気温度が露点以下に達すると水蒸気の凝縮が起るため、その影響を考慮する必要がある。そこで、蒸発器における計算では以下に示す仮定を用いた。また、本計算プログラムにおいては、着霜領域での計算には対応しない。

- a) 各セルは独立した熱交換器として扱われる。(セル間の熱伝導は考慮しない)
- b) チューブ(アルミ)の熱抵抗は無視する。
- c) 各セルでの濡れ状態は wet, dry のいずれかである。
- d) 各セルでの熱伝達率は一様である
- e) 空気および冷媒は各セルに均等に分配される。

各セルでの熱交換量は、各セルにおける①空気出入口のエンタルピー変化、②空気と熱交換器(フィン・チューブ)との熱伝達及び物質伝達による熱移動量、③冷媒出入口のエンタルピー変化、④冷媒と熱交換器(フィン・チューブ)との熱伝達による熱移動量の4つの支配方程式を連立させることで求める。

流入・流出空気のエネルギー変化は、顕熱変化と潜熱変化に分けられ、式(4.2.1)で表される。ここで顕熱変化量及び潜熱変化量は式(4.2.2)、式(4.2.3)でそれぞれ表される。ただし、乾き面における計算では、式(4.2.1)、式(4.2.3)中の dQ_l は0となる。

$$dQ = dQ_s + dQ_l \quad (4.2.1)$$

$$dQ_s = \dot{m}_{air} C_p (T_{air,in} - T_{air,out}) \quad (4.2.2)$$

$$dQ_l = \dot{m}_{air} h_{fg} (w_{air,in} - w_{air,out}) \quad (4.2.3)$$

また、伝熱面と空気との熱伝達による熱移動量についても顕熱と潜熱を分離すると、顕熱については、式(4.2.4)で表される。

$$Q_s = \alpha_{air} A_{t,air} LMTD \quad (4.2.4)$$

ここで、 $LMTD$ は対数平均温度差であり、空気温度と表面温度を用いて、式(4.2.5)で表される。また、 α_o は顕熱熱伝達率であり、第2章及び第3章で作成した関連式により求められる。

$$LMTD = \frac{T_{air,in} - T_{air,out}}{\ln\left(\frac{T_{air,in} - T_s}{T_{air,out} - T_s}\right)} \quad (4.2.5)$$

また、潜熱については、式(4.2.6)で表される。

$$Q_l = \alpha_D \rho A_{t,air} h_{fg} (w_{air,m} - w_s) \quad (4.2.6)$$

ここで、 α_D は物質伝達係数であり、Lewisのアナロジーから式(4.2.7)が成り立つ。

$$\frac{\alpha_{air}}{\alpha_D C_p \rho} = Le^{2/3} \quad (4.2.7)$$

ここで、第2章、第3章の実験結果から得られた熱伝達率と物質伝達率の関係を図4.2.3に示す。この図から $Le^{2/3} = 0.861$ が得られ、式(4.2.7)に適用した。

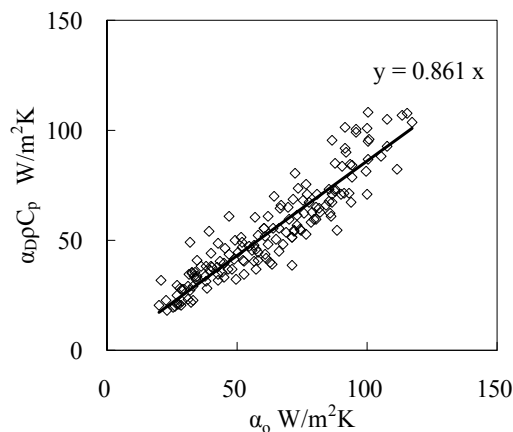


図 4.2.3 熱伝達率と物質伝達率の関係

一方、冷媒側のエネルギーバランスについて、セル流入・流出でのエネルギー変化及び伝熱面と冷媒との熱伝達による熱移動量はそれぞれ式(4.2.8)及び式(4.2.9)により表される。

$$dQ = \dot{m}_{ref} (h_{ref,out} - h_{ref,in}) \quad (4.2.8)$$

$$dQ = A_{t,ref} \alpha_{ref} (T_s - T_{ref,ave}) \quad (4.2.9)$$

以上の支配方程式を用いて、蒸発器の計算モデルを作成した。境界条件は冷媒側については出口圧力、過熱度及び入口エンタルピ、空気側については流入空気の乾球・湿球温度及び風量である。計算のフローチャートを図4.2.4に示す。冷媒側は蒸発器出口側、空気側は蒸発器入口側から計算を行うこととする。

- (1) 熱交換器仕様，計算条件を入力.
- (2) セル分割数及び冷媒循環量の初期値の設定.
- (3) 任意のセルの壁面温度を仮定.
- (4) 空気流れのエネルギーバランスと空気－壁面の熱伝達から空気出口温度を計算.
- (5) 空気側からの伝熱量 Q_1 を計算.
- (6) 冷媒流れのエネルギーバランスと Q_1 からセル入口冷媒エンタルピを計算
- (7) 冷媒－壁面の熱伝達から冷媒側からの伝熱量 Q_2 を計算.
- (8) $Q_1=Q_2$ となるまで壁面温度を修正し(4)～(8)を繰り返し計算.
- (9) 熱交換器出口から入口まで(4)～(9)の計算を進行させる.
- (10) 蒸発器入口冷媒エンタルピが境界条件に収束するよう冷媒循環量を修正して(4)～(9)を繰り返す.
- (11) 熱交換量，冷媒圧力損失，通気抵抗等の結果を出力.

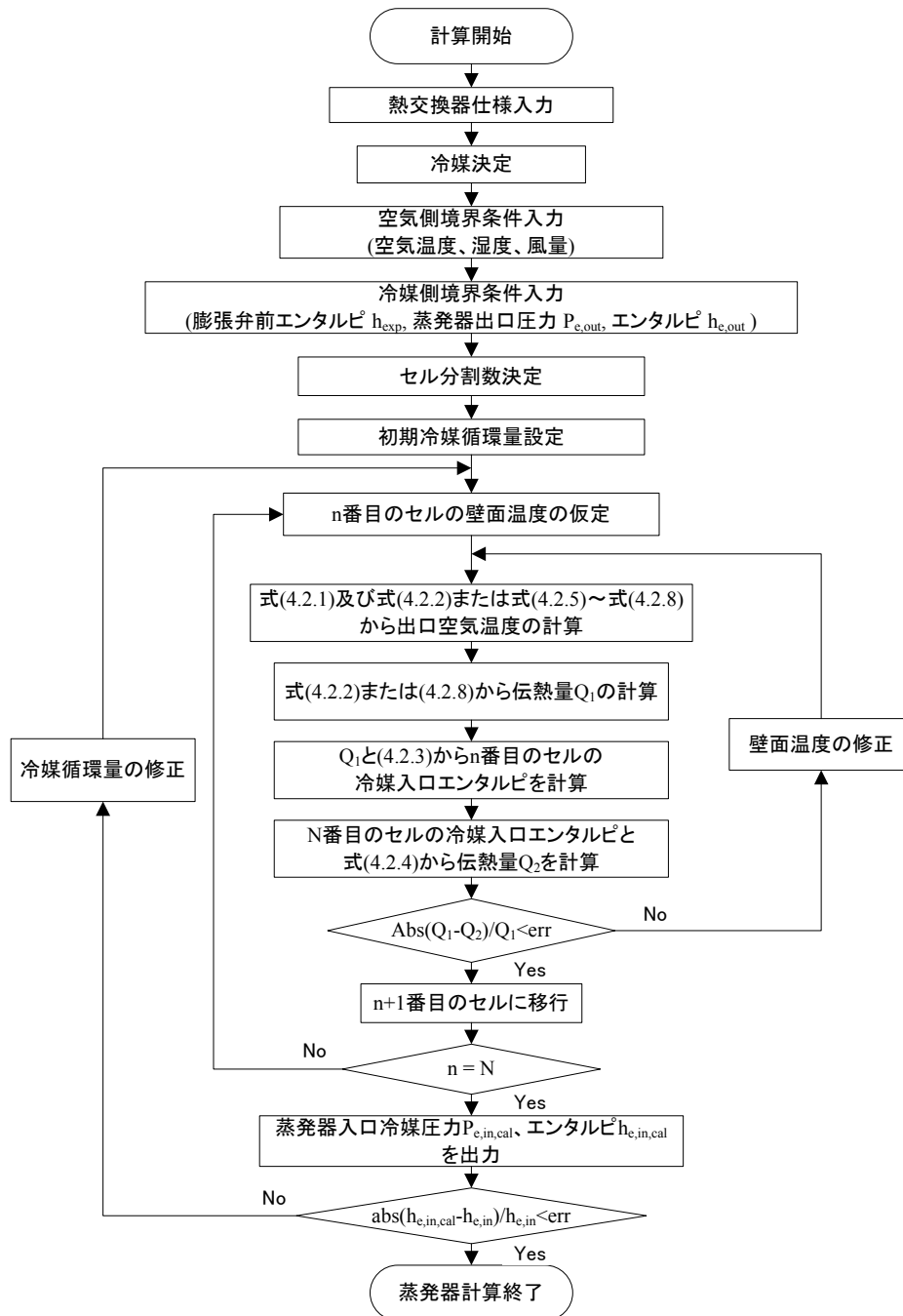


図 4.2.4 蒸発器計算フローチャート

4.2.3 凝縮器計算アルゴリズム

凝縮器の計算プログラムでも、蒸発器と同様に熱交換器を冷媒の流れ方向に対して任意の微小セルに分割し、それぞれのセルを微小な熱交換器として扱い、各セルでの空気側、冷媒側の熱バランスから熱交換量、圧力損失等を計算する。凝縮器における計算では以下

に示す仮定を用いた.

- a) 各セルは独立した熱交換器として扱われる. (セル間の熱伝導は考慮しない)
- b) チューブ (アルミ) の熱抵抗は無視する.
- c) 各セルでの熱伝達率は一樣である
- d) 空気および冷媒は各セルに均等に分配される.

蒸発器と同様に各セルでの熱交換量は, 各セルにおける①空気出入口のエンタルピー変化, ②空気と熱交換器 (フィン・チューブ) との熱伝達による熱移動量, ③冷媒出入口のエンタルピー変化, ④冷媒と熱交換器 (フィン・チューブ) との熱伝達による熱移動量の 4 つの支配方程式を連立させることで求める. 式(4.2.10)から式(4.2.13)に各支配方程式を示す.

・ 空気入出のエネルギー変化

$$dQ = \dot{m}_{air} C_p (T_{air,out} - T_{air,in}) \quad (4.2.10)$$

・ 空気-伝熱面の熱伝達

$$dQ = A_{t,air} \eta \alpha_{air} \frac{(T_{air,out} - T_{air,in})}{\ln \left(\frac{T_s - T_{air,out}}{T_s - T_{air,in}} \right)} \quad (4.2.11)$$

・ 冷媒入出のエネルギー変化

$$dQ = \dot{m}_{ref} (h_{ref,in} - h_{ref,out}) \quad (4.2.12)$$

・ 冷媒-伝熱面の熱伝達

$$dQ = A_{t,ref} \alpha_{ref} (T_{ref,ave} - T_s) \quad (4.2.13)$$

以上の支配方程式を用いて, 凝縮器の計算を行う. 境界条件は冷媒については平均凝縮圧力, 入口過熱度及び出口過冷却度, 空気側については流入空気の乾球・湿球温度及び風量である. 冷媒側については凝縮器出口側, 空気側は凝縮器入口側から計算を行うこととする. 計算のフローチャートを図 4.2.5 に示す.

- (1) 熱交換器仕様を入力.
- (2) 計算条件を入力.
- (3) セル分割数及び冷媒循環量及び凝縮器出口圧力の初期値の設定.
- (4) 任意のセルの出口空気温度を仮定.
- (5) 空気流れのエネルギーバランスから空気側からの伝熱量 Q_1 を計算.
- (6) 空気－壁面の熱伝達から壁面温度を計算.
- (7) 冷媒流れのエネルギーバランスから冷媒入口状態を計算.
- (8) 冷媒－壁面の熱伝達から冷媒側からの伝熱量 Q_2 を計算.
- (9) $Q_1=Q_2$ となるまで出口空気温度を修正し(5)～(8)を繰り返し計算.
- (10) 熱交換器出口から入口まで(4)～(9)の計算を進行させる.
- (11) 凝縮器入口冷媒エンタルピ及び凝縮器平均圧力が設定値に収束するよう冷媒循環量及び凝縮器出口圧力を修正して(4)～(10)を繰り返す.
- (12) 熱交換量, 冷媒圧力損失, 通気抵抗等の結果を出力.

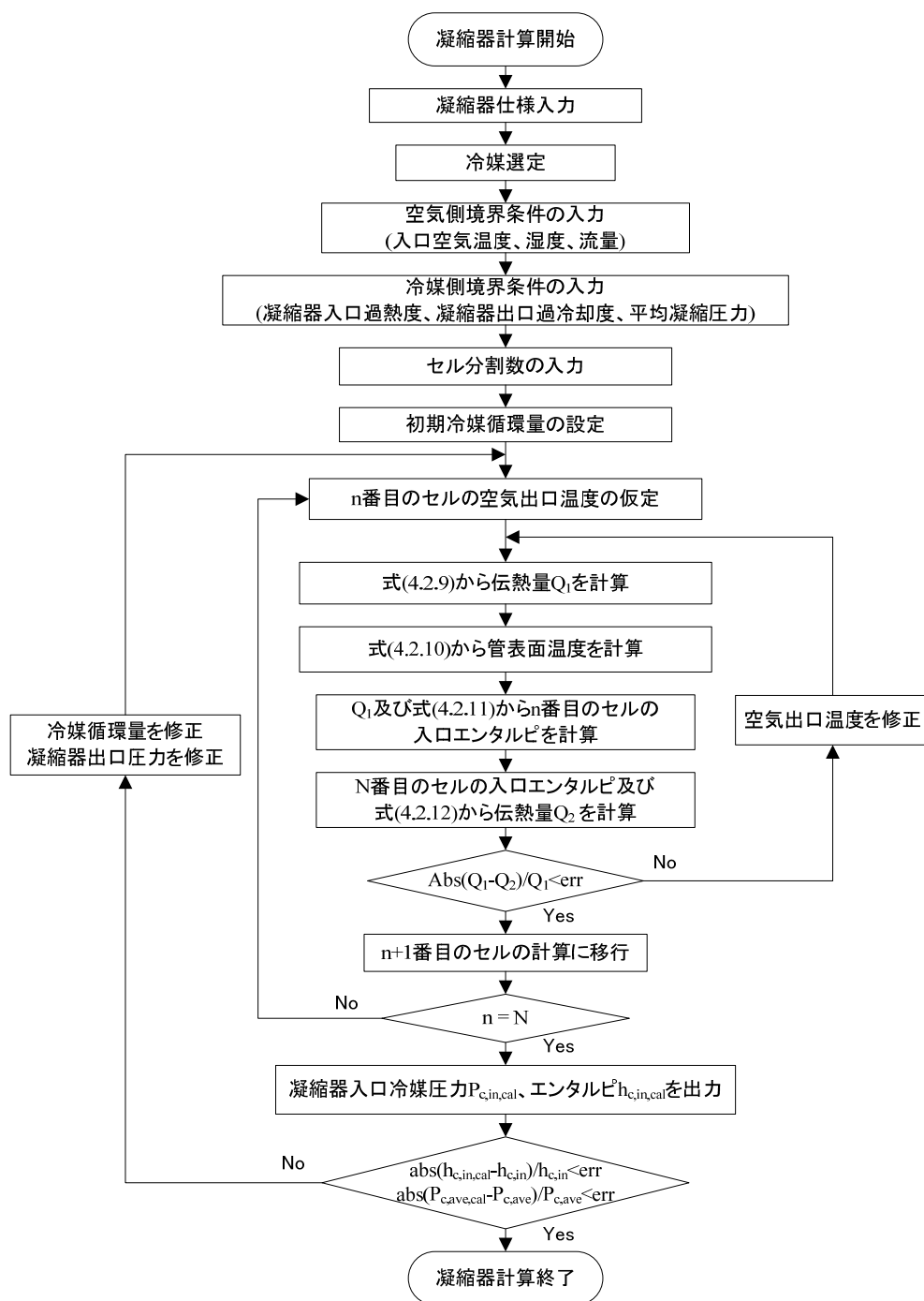


図 4.2.5 凝縮器計算フローチャート

4.2.4 冷媒側熱伝達特性

単相流（冷却・過熱）・二相流（蒸発・凝縮）熱伝達に関する研究はこれまでに数多く行われており、多数の相関式が提案されているが、任意の冷媒、多様な条件に適用しうる相関式は得られていない。従って、シミュレーションに用いる相関式に関しても、熱交換器

の仕様あるいは使用条件等に合わせた相関式の選定が必要となる。一般的なカーエアコンの熱交換器の仕様及び使用条件範囲の概略を表 4.2.1 に示す。予測精度の向上には、これらの条件範囲に適合した相関式を用いることが重要であると考えられる。

表 4.2.2 はこれまでに提案されている二相流の蒸発熱伝達率相関式と実験条件の範囲をまとめたものである^{(5)~(9)}。同様に、表 4.2.3 には二相流の凝縮熱伝達率相関式に関してまとめたものを示す^{(10)~(13)}。これらの式の中から蒸発熱伝達率に関しては、相当直径や実験条件が実使用条件をほぼカバーしている飛原らの相関式を用いることとした。同様に、凝縮熱伝達率に関しては、相当直径や実験条件が実使用条件に比較的近い小山らの式を用いることとした。飛原らの相関式は、熱伝達率を式(4.2.16)から求められるドライアウト点の前後で場合分けをし、それぞれ式(4.2.14)及び式(4.2.15)で整理されている。小山らの凝縮熱伝達率相関式は式(4.2.17)のように表される。また、過熱蒸気、過冷却液における熱伝達率の予測には、式(4.2.19)で示される Gnielinski の式⁽¹⁴⁾を用いた。

表 4.2.1 自動車用熱交換器仕様と実運転状態範囲

	相当直径 mm	質量流束 $\text{kg}/(\text{m}^2\text{s})$	熱流束 kW/m^2	飽和温度 $^{\circ}\text{C}$
蒸発器	0.8 - 2.0	20 - 250	1.0 - 8.0	0.0 - 10.0
凝縮器	0.6 - 1.6	40 - 400	2.0 - 15.0	40.0 - 70.0

表 4.2.2 蒸発熱伝達率相関式のまとめ

	冷媒	相当直径	実験条件
Hihara et al. ⁽⁵⁾	HFC-134a	0.51-3.1 mm	Gr: 150-450 kg/(m ² s) q: 0.5-3.9 kW/m ² T _{sat} : 5-15 °C x: 0.0-1.0
Lee, Mudawar ⁽⁶⁾	HFC-134a Water	0.35 mm	Gr: 127-654 kg/(m ² s) q: 15.9-93.8 kW/m ² x: 0.26-0.87
Yan, Lin ⁽⁷⁾	HFC-134a	2.0 mm	Gr: 50-200 kg/(m ² s) q: 0.5-2.0 kW/m ² T _{sat} : 5-31 °C x: 0.05-0.85
Kandlikar ⁽⁸⁾	HFC-134a CFC-12	0.7-3.1 mm	Gr: 50-570 kg/(m ² s) q: 0.5-9.1 kW/m ² x: 0.0-0.98
Agostini ⁽⁹⁾	HFC-134a	0.77-2.01 mm	Gr: 83-467 kg/(m ² s) q: 0.44-1.5 kW/m ² P _{sat} : 405-517 kPa x: 0.0-1.0

表 4.2.3 凝縮熱伝達率相関式のまとめ

	冷媒	相当直径	実験条件
Webb et al. ⁽¹⁰⁾	HFC-134a	3.25-2.13 mm 円管, 扁平管	Gr: 200-1000 kg/(m ² s) T _{sat} : 40, 65°C
Cavallini et al. ⁽¹¹⁾	HFC-134a R410A	1.4mm 扁平管	Gr: 200-1000 kg/(m ² s) T _{sat} : 40°C
Kim et al. ⁽¹²⁾	R22	1.41-1.56mm 扁平管	Gr: 200-600 kg/(m ² s) T _{sat} : 45°C
Koyama et al. ⁽¹³⁾	HFC-134a	0.8-1.1 mm 扁平管	Gr: 100-700 kg/(m ² s) T _{sat} : 60°C

表 4.2.4 蒸発熱伝達率相関式（飛原ら）

プレドライアウト	ポストドライアウト
$h_{TP,pre} = Fh_l + Sh_{pool} \quad (4.2.14)$ $h_l = 0.023 \frac{\lambda_l}{D} \left(\frac{G_l D}{\mu_l} \right)^{0.8} \left(\frac{C_{pl} \mu_l}{\lambda_l} \right)^{1/3}$ <p>for $Re_l > 1000$</p> $h_l = \frac{4.36 \lambda_l}{D}$ <p>for $Re_l < 1000$</p> $h_{pool} = 207 \frac{\lambda_l}{d_b} \left(\frac{q d_b}{\lambda_l T_l} \right)^{0.745} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.581} Pr_l^{0.533}$	$h_{TP,post} = (1 - A_D) h_{TP,pre} + A_D h_g \quad (4.2.15)$ $h_g = 0.023 \frac{\lambda_g}{D} Re_g^{0.8} Pr_g^{0.4}$
$X = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.1}$ <p>for $Re_l > 1000, Re_g > 1000$</p> $X = \left(\frac{C_l}{C_g} \right)^{0.5} Re_g^{-0.4} \left(\frac{G_l}{G_g} \right)^{0.5} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.5}$ <p>for $Re_l < 1000, Re_g > 1000$</p> <p>$C_l = 16 \quad C_g = 0.046$</p> $d_b = 0.51 \left\{ \frac{2\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)} \right\}^{0.5}$	$A_D = -x_{nor}^3 + x_{nor}^2 + x_{nor} - 0.03$ <p>for $Re_l < 1000$</p> $A_D = 4(x_{nor} - 0.5)^2$ <p>for $Re_l > 1000$</p> $x_{nor} = \frac{x - x_{dryout}}{1 - x_{dryout}}$ $x_{dryout} = \frac{s \left(1 - \frac{2\delta_{crit}}{D} \right)^2 \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)}{1 - \left(1 - \frac{2\delta_{crit}}{D} \right)^2 \left[1 - s \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right) \right]} \quad (4.2.16)$ $s = \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.5}$

表 4.2.5 凝縮熱伝達率相関式 (小山ら)

$Nu = (Nu_F^2 + Nu_B^2)^{1/2} \quad (4.2.17)$	
$Nu_F = 0.0112 Pr_l^{1.37} \left(\frac{\Phi_g}{X} \right) Re_l^{0.7}$	$Nu_B = 0.725 (1 - e^{-0.85\sqrt{Bo}}) H(\xi) \left(\frac{Ga_l Pr_l}{Ph_l} \right)^{1/4}$
$Bo = \frac{D^2 g (\rho_l - \rho_g)}{\sigma}$	$Ga_l = \frac{g \rho_l^2 D^3}{\mu_l^2}$
$Re_l = \frac{G(1-x)D}{\mu_l} \quad Pr_l = \frac{\mu_l C_{p_l}}{\lambda_l}$	$H(\xi) = \xi + [10(1 - \xi^{0.1}) - 8.9] \sqrt{\xi} (1 - \sqrt{\xi})$
$X = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.1}$	$Ph_l = \frac{C_{p_l} (T_r - T_w)}{\Delta h_{gl}}$
$\Phi_g^2 = 1 + 13.17 \left(\frac{v_l}{v_g} \right)^{0.17} (1 - e^{-0.6\sqrt{Bo}}) X + X^2 \quad (4.2.18)$	$\xi = \left[1 + \frac{\rho_g}{\rho_l} \left(\frac{1-x}{x} \right) \left\{ 0.4 + 0.6 \sqrt{\frac{\frac{\rho_l}{\rho_g} + 0.4 \frac{1-x}{x}}{1 + 0.4 \frac{1-x}{x}}} \right\} \right]^{-1}$

$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \quad \text{for } 3000 < Re < 5 \times 10^6 \quad (4.2.19)$$

$$f = [1.82 \log(Re) - 1.64]^{-2} \quad (4.2.20)$$

4.2.5 冷媒側圧力損失特性

熱伝達率と同様に、圧力損失についても実使用条件に合った相関式の選定が重要となる。表 4.2.6 は、従来提案されている二相流圧力損失相関式をまとめたものである^{(15)~(19)}。この表から凝縮熱伝達率と同様に、二相流の圧力損失予測式として、相当直径や実験条件が実使用条件に比較的近い小山らの式を用いることとした。小山らの提案する圧力損失相関式は式(4.2.21)で表される。また、過熱蒸気、過冷却液領域の単相圧力損失については、熱伝達率と同様に Gnielinski の式⁽¹⁴⁾を用いて、式(4.2.22)で表される。

表 4.2.6 二相流圧力損失相関式のとめ

	冷媒	相当直径	実験条件
Mishima et al. ⁽¹⁵⁾	Air-Water	1.0-4.0 mm	Re _g :25-12200 Re _l :48-4260
Zhang et al. ⁽¹⁶⁾	HFC-134a HCFC-22	3.25 mm	Gr:400-1000 kg/(m ² s)
Hwang et al. ⁽¹⁷⁾	HFC-134a	0.244-0.792 mm	Gr:140-950 kg/(m ² s) x:0.10-0.95
Sun et al ⁽¹⁸⁾	HFC-134a	0.506-12 mm	Re _g :3-400000 Re _l :10-37000
Koyama al ⁽¹⁹⁾	HFC-134a	0.8-1.1 mm	Gr:100-700 kg/(m ² s)

表 4.2.7 凝縮熱伝達率相関式 (小山ら)

$\frac{\Delta P_f}{\Delta z} = \frac{\Delta P}{\Delta z} - \frac{\Delta P_m}{\Delta z} \quad (4.2.21)$	
$\frac{\Delta P_m}{\Delta z} = -\frac{\Delta}{\Delta z} \left[\frac{G^2 x}{\xi \rho_g} + \frac{G^2 (1-x)^2}{(1-\xi) \rho_l} \right]$	$\Phi_g^2 = 1 + 13.17 \left(\frac{v_l}{v_g} \right)^{0.17} \left(1 - e^{-0.6\sqrt{Bo}} \right) X + X^2$ $\Phi_g = \sqrt{\frac{\Delta P_f / \Delta z}{\Delta P_g / \Delta z}} \quad \frac{\Delta P_g}{\Delta z} = f_g \frac{2G^2 x^2}{D} \rho_g$ $X = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.1}$
$\xi = \left[1 + \frac{\rho_g}{\rho_l} \left(\frac{1-x}{x} \right) \left\{ 0.4 + 0.6 \sqrt{\frac{\rho_l + 0.4 \frac{1-x}{x}}{1 + 0.4 \frac{1-x}{x}}} \right\} \right]^{-1}$	$f_g = \frac{16}{Re_g} \quad \text{for } Re_g < 2000$ $f_g = 0.046 Re_g^{-0.20} \quad \text{for } Re_g > 2000$ $Re_g = \frac{GxD}{\mu_g}$

$$\frac{\Delta P}{\Delta L} = f \frac{2G^2}{D_h \rho} \quad (4.2.22)$$

$$f = [1.82 \log(Re) - 1.64]^{-2} \quad (4.2.23)$$

4.3 実機検証（従来熱交換器）

4.3.1 熱交換器仕様及び試験条件

(1) 熱交換器構成

解析対象とする熱交換器は電気自動車用の空調機器で使われることが予想される室内凝縮器，室内蒸発器及び室外熱交換器である．各熱交換器の概略図を図 4.3.1 から図 4.3.3 に示す．図 4.3.1 はヒータとして用いられる室内凝縮器であり，熱交換器は空気流れに対して前面と背面の 2 つのパスに分かれる構造としている．冷媒は背面側から流入し，ディストリビュータタンク部でターンして前面側に流入し熱交換器出口へと向かう．図 4.3.2 はクーラーとして用いられる室内蒸発器であり，熱交換器は室内凝縮器と同様に前面と背面に分かれている．さらに室内蒸発器では，前面，背面が 2 つのパスに分かれる構造となっている．冷媒は背面から流入し，ディストリビュータタンク部でターンして背面の他方のパスへと流れた後，タンク部を介して前面側へ移動する．前面側でも同様に 2 つのパスを流れた後，熱交換器出口へと向かう．図 4.3.3 は室外熱交換器であり，熱交換器のコアは 4 つのパスに分かれる構造となっている．冷媒は熱交換器入口から流入し，ディストリビュータタンク部でターンを繰り返して熱交換器出口から流出する．また，各熱交換器の詳細な仕様は表 4.3.1～表 4.3.3 に示す通りである．このうち室外熱交換器については，蒸発・凝縮の両方で用いるが，冷媒の流れ方向は蒸発時と凝縮時で逆の流れとなる．

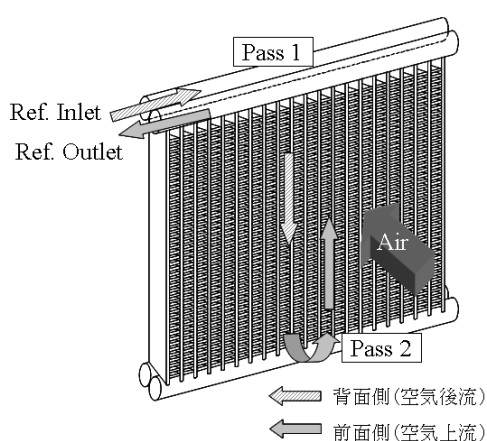


図 4.3.1 室内凝縮器構成概略

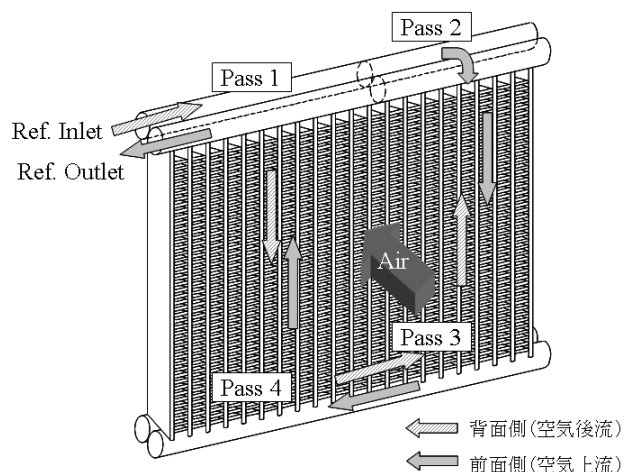


図 4.3.2 室内蒸発器構成概略

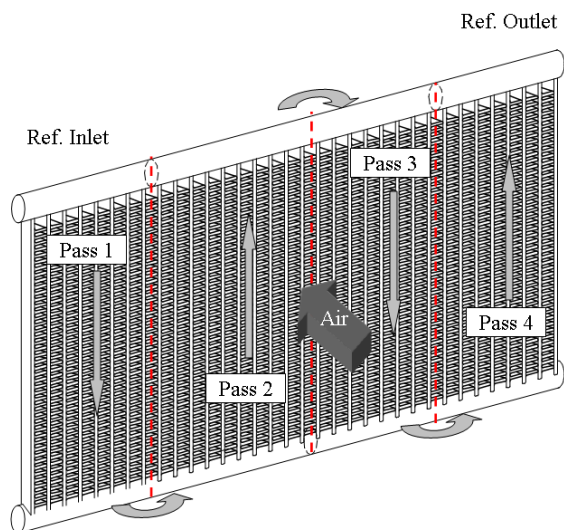


図 4.3.3 室外熱交換器構成概略

表 4.3.1 室内凝縮器諸元

	HTR-A	HTR-B
コアサイズ(H×W×D) mm	191×179×27	144×186×27
パス数	2	2
管本数 (Pass1/Pass2)	18/18	24/24
管長さ mm	191	144
管高さ mm	1.5	1.5
管内流路断面積 mm ²	8.29	8.29
管内相当直径 mm	0.896	0.896
冷媒側総伝熱面積 mm ²	0.254	0.256
ルーバピッチ mm	1.0	0.9
フィンピッチ mm	0.75	0.7
ルーバ角度 deg	27	27
フィン厚さ mm	0.115	0.08
フィン幅 mm	27.0	27.0
フィン高さ mm	8.0	6.0
空気側総伝熱面積 mm ²	2.07	1.79
冷媒	HFC-134a	HFC-134a

表 4.3.2 室内蒸発器諸元

		EVA-A	EVA-B
コアサイズ(H×W×D)	mm	161×197×38	196×259×50
パス数		4	4
管本数 (Pass1/Pass2/Pass3/Pass4)		11/11/11/11	12/11/11/12
管長さ	mm	161	196
管高さ	mm	2.7	2.9
管内流路断面積	mm ²	26.4	39.2
管内相当直径	mm	1.22	1.09
冷媒側総伝熱面積	mm ²	0.550	1.175
ルーバピッチ	mm	1.0	1.3
フィンピッチ	mm	1.5	1.69
ルーバ角度	deg	24.0	24.0
フィン厚さ	mm	0.08	0.1
フィン幅 mm	mm	38.0	50.0
フィン高さ	mm	6.0	8.0
空気側総伝熱面積	mm ²	1.371	2.617
冷媒		HFC-134a	HFC-134a

表 4.3.3 室外熱交換器諸元

		OHX-A	OHX-B
コアサイズ (H×W×D)	mm	312×647×16	288×725.5×16
パス数		4	4
菅本数 (Pass1/Pass2/Pass3/Pass4) (Pass1/Pass2)		17/17/17/17	24/24/24/24
菅長さ	mm	312	288
菅高さ	mm	1.4	2.0
菅内流路断面積	mm ²	7.85	12.14
菅内相当直径	mm	0.675	1.09
冷媒側総伝熱面積	mm ²	1.23	0.99
ルーバピッチ	mm	1.05	0.9
フィンピッチ	mm	1.2	1.2
ルーバ角度	deg	24	24
フィン厚さ	mm	0.1	0.07
フィン幅	mm	16.0	16.0
フィン高さ	mm	8.0	5.5
空気側総伝熱面積	mm ²	5.05	5.28
冷媒		HFO-1234yf	HFO-1234yf

(2) 試験条件及び試験方法

熱交換器の単体性能試験では、熱交換器の出入口の冷媒状態点を規定し、空気風速（風量）をパラメータとした試験を行う。本研究で用いた蒸発試験条件、凝縮試験条件をそれぞれ表 4.3.4 及び表 4.3.5 に示す。凝縮試験に関しては、規定値として凝縮器入口の過熱度、凝縮器出口の過冷却度、凝縮器の平均凝縮圧力を定める。パラメータとして室外熱交換器では前面空気風速を 1～4m/s の間で変化させ、室内熱交換器では流入空気風量を 100～500m³/h の間で変化させて、各風速・風量での放熱能力、冷媒側圧力損失及び通風抵抗を計測する。蒸発試験では、規定値として蒸発器出口過熱度・圧力、膨張弁前温度・圧力を定

める。パラメータは凝縮器試験と同様で、吸熱能力、冷媒側圧力損失及び通風抵抗を計測する。

試験装置はサンデン㈱の試験設備を用いて行った。その概略図を図 4.3.4 に示す。試験室は、室内側・室外側の恒温室に分かれており、各部屋で温度・湿度の制御が可能である。試験装置は主に圧縮機、凝縮器、膨張弁、蒸発器及びそれらを連結する配管類で構成されており、各コンポーネント出入口には冷媒の状態点を計測するための圧力センサー、温度センサー及び質量流量計が設置されている。テストセクションとなる凝縮器、蒸発器は、各恒温室内のチャンバーに設置され、熱交換器前後の乾球温度、湿球温度及び差圧が計測される。実験では、熱交換器出入口の冷媒状態点を圧縮機回転数、膨張弁開度、冷媒充填量を調整することで、各既定条件に設定して実施した。なお、回路内を流れるオイルはオイルセパレータにより分離され、OCR は 0 の状態としている。

表 4.3.4 蒸発試験条件

		OHX-A	OHX-B	EVA-A	EVA-B
蒸発器出口圧力	MPaG	0.20	0.20	0.189	0.197
蒸発器出口過熱度	deg	5.0	5.0	5.0	5.0
膨張弁前圧力	MPaG	1.56	1.56	1.40	1.47
膨張弁前過冷却度	deg	5.0	5.0	5.0	5.0
流入空気乾球温度 (D.B.)	°C	7.0	7.0	27.0	27.0
流入空気湿球温度 (W.B.)	°C	3.9	5.5	19.5	19.5
前面風速	m/s	1.0 - 4.0	1.0 - 4.0	-	-
流入空気風量	m ³ /h	-	-	250 - 400	250 - 400
冷媒		HFO-1234yf	HFO-1234yf	HFC-134a	HFC-134a

表 4.3.5 凝縮試験条件

		HTR-A	HTR-B	OHX-A, OHX-B
平均凝縮圧力	MPaG	1.54	1.47	1.54
凝縮器入口過熱度	deg	25.0	25.0	25.0
凝縮器出口過冷却度	deg	5.0	5.0	5.0
流入空気乾球温度 (D.B.)	℃	20.0	20.0	35.0
流入空気湿球温度 (W.B.)	℃	13.8	13.8	21.5
前面風速	m/s	-	-	1.0 - 3.5
流入空気風量	m ³ /h	310 - 620	150 - 400	-
冷媒		HFC-134a	HFO-1234yf	HFC-134a

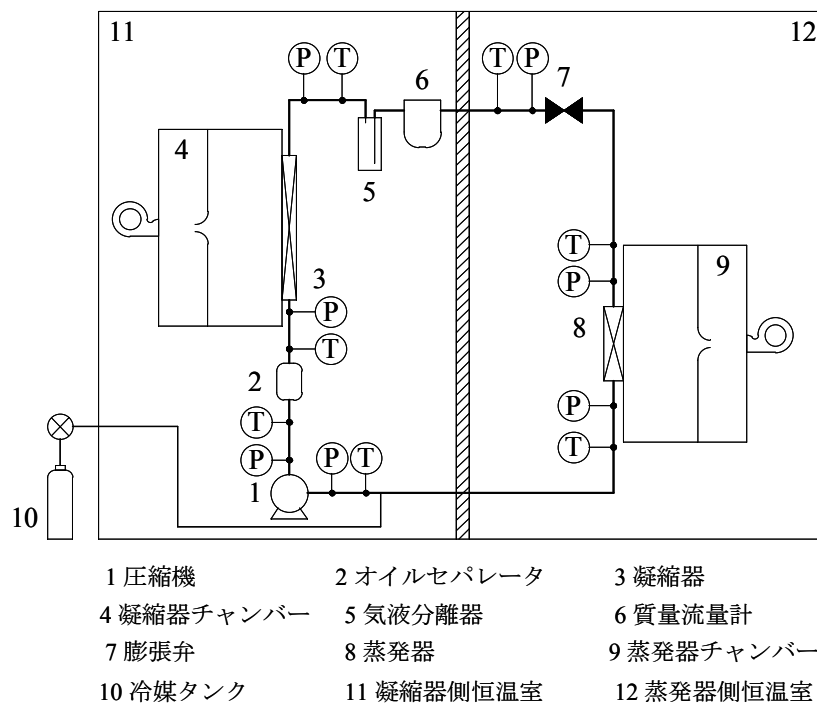


図 4.3.4 試験装置概略図

4.3.2 検証結果

(1) 室内凝縮試験

図 4.3.5～図 4.3.7 にそれぞれ室内凝縮器の放熱能力、通風抵抗、冷媒側圧力損失の試験結果と計算結果の比較を示す。図 4.3.5 及び図 4.3.6 の図(a)は HTR-B に対する HTR-A の性能比率を実験値及び計算値それぞれについて示した図である。従って、これらの比率が実験と解析で同じ傾向（1 より大きい又は 1 より小さい）を示していれば、熱交換器の構造が異なっても定性的な予測が可能であるといえる。また図 4.3.5 及び図 4.3.6 の図(b)は実験値に対する解析値の比率を各熱交換器について示した図である。HTR-A と HTR-B の相違点としては、表 4.3.1 に示した通り、チューブ長さ（チューブ断面形状は同一）、チューブ本数、フィン仕様である。

図 4.3.5, 図 4.3.6 から放熱能力、通風抵抗については、ほぼ±15%以内で予測できており、定性的な傾向も一致していることが分る。一方で圧力損失については、予測値は実験値を大きく下回っていることが分る。実験で用いた圧力センサーの精度は±0.25%F.S（F.S=5MPa）であり、±15kPa の測定誤差が生じるため、圧力損失の測定誤差としては、最大で±30kPa となる。図 4.3.7 から圧力損失の測定値は最大で 25kPa 程度であるため、測定誤差の影響は相対的に大きくなる。定性的な傾向をみると予測値、実験値ともに、HTR-A、HTR-B の圧力損失はほぼ同等であることから、本予測手法を用いても実使用上は問題ないと考えられる。

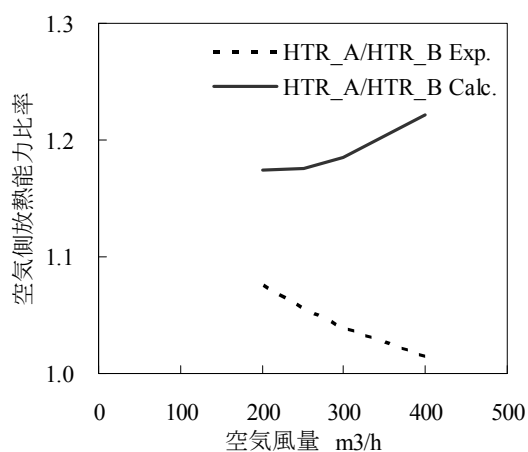
ここで熱交換器の性能向上に関して考察する。各熱交換器の空気側、冷媒側の熱抵抗はそれぞれ式(4.3.1)及び式(4.3.2)で表される。各式中の α_{air} 、 α_{ref} は計算から求められた熱交換器全域における熱伝達率の平均値である。それぞれの熱抵抗の比率を r として式(4.3.3)で定義すると、各熱交換器の熱抵抗比は図 4.3.8 のようになる。図 4.3.8 において、熱抵抗比の値が大きいほど、空気側の熱抵抗が高く、冷媒側の熱抵抗が小さいことがうかがえる。空冷式熱交換器の場合、空気側の熱伝達率は冷媒側に比べ 1/10 程度のオーダーとなるため、フィンの伝熱面積を考慮しても熱交換器の性能は空気側の熱抵抗が支配的となるのが普通である。図 4.3.8 をみると、各熱交換器の熱抵抗比はおおよそ 2～3 程度の値となっており、空気側の熱抵抗が支配的ではあるものの、冷媒側の熱抵抗も無視できないほど大きいことが分る。本節で解析を行った室内凝縮器は、フィンピッチが非常に狭く、空気側の伝熱面積が大きいこと空気側の熱抵抗が低減されていると考えられる。また HTR-A と HTR-B を比較すると、HTR-B の熱抵抗比は HTR-A の 2/3 程度の値となっており、冷媒側の熱抵抗が

相対的に大きくなっていることが分る。表 4.3.1 に示した通り、HTR-B のチューブ本数は HTR-A よりも多く、管内を流れる冷媒の流速が相対的に小さくなるため、その分熱伝達率も低くなる。その結果、冷媒側の熱抵抗が相対的に増加していると考えられる。従って、本解析で用いた室内凝縮器では、冷媒側の熱抵抗低減により、更なる性能改善が期待できるといえる。

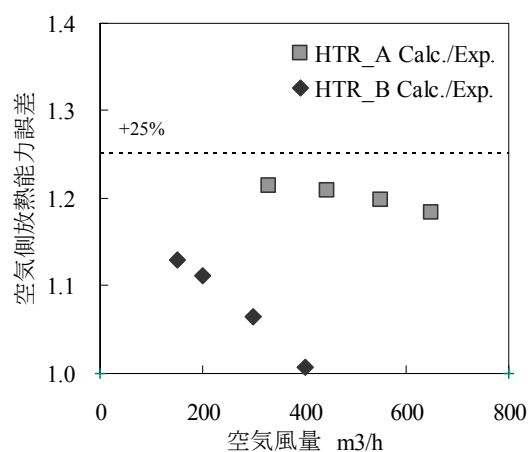
$$R_{air} = \frac{1}{A_{t,air} \alpha_{air}} \quad (4.3.1)$$

$$R_{ref} = \frac{1}{A_{t,ref} \alpha_{ref}} \quad (4.3.2)$$

$$r = \frac{R_{air}}{R_{ref}} \quad (4.3.3)$$

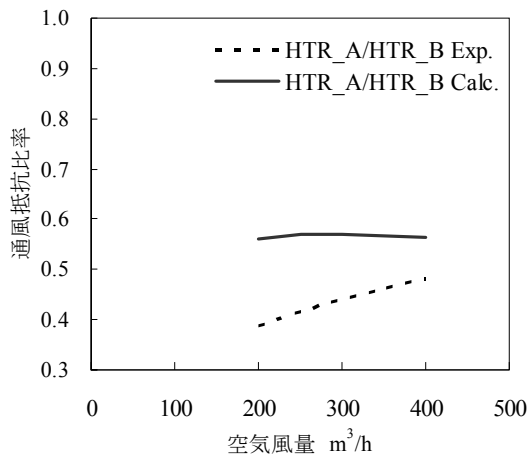


(a) HTR-B に対する HTR-A の比率

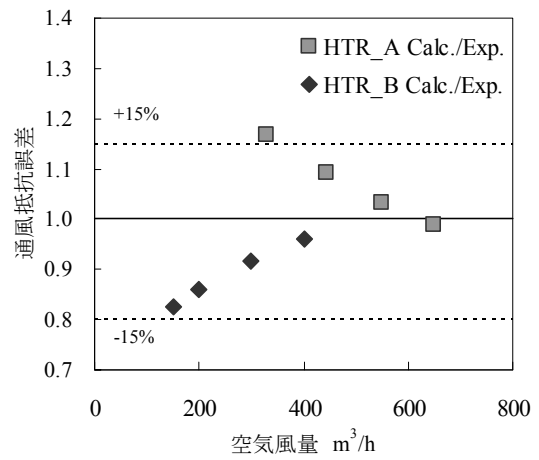


(b) 実験値に対する計算値の誤差

図 4.3.5 室内凝縮器性能比較 (放熱能力)



(a) HTR-B に対する HTR-A の比率



(b) 実験値に対する計算値の誤差

図 4.3.6 室内凝縮器性能比較 (通風抵抗)

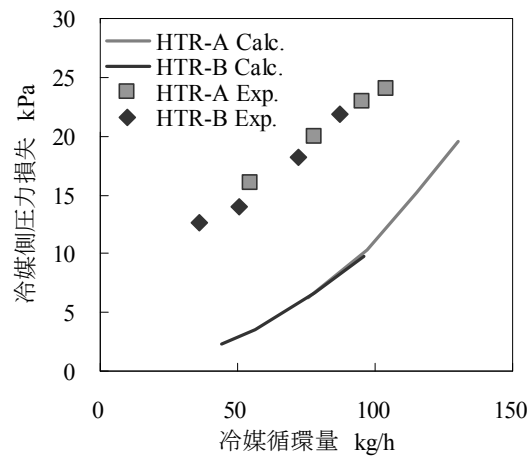


図 4.3.7 室内凝縮器性能比較 (圧力損失)

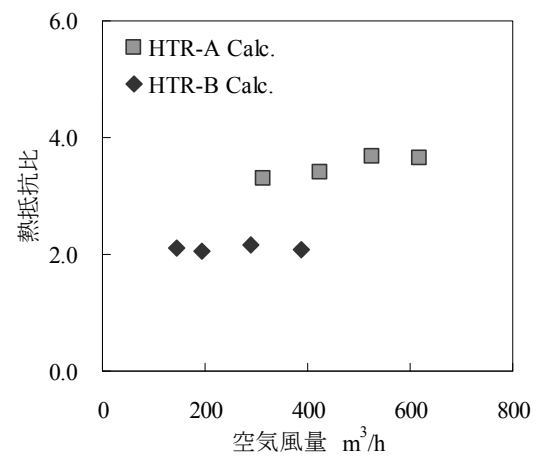


図 4.3.8 室内凝縮器熱抵抗比

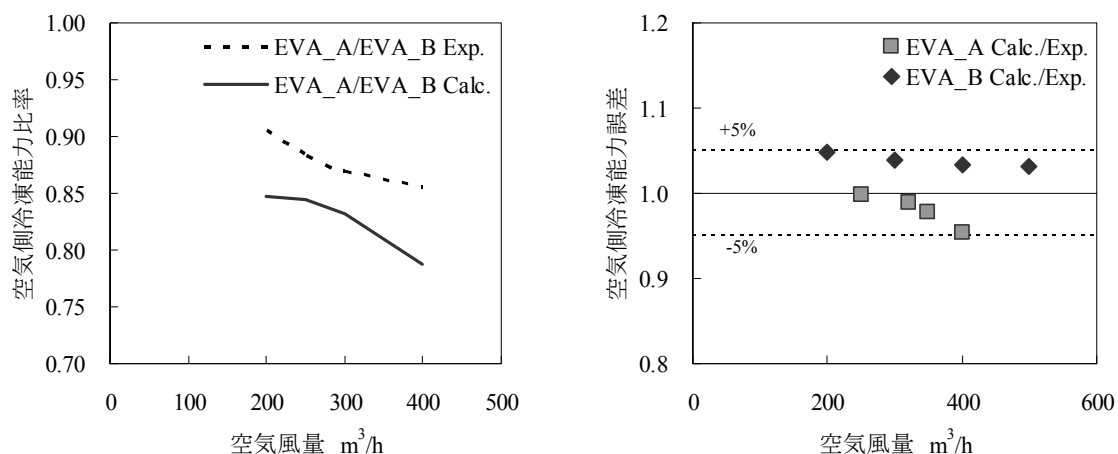
(2) 室内蒸発試験

図 4.3.9～図 4.3.11 にそれぞれ室内蒸発器の冷凍能力，通風抵抗，冷媒側圧力損失の試験結果とシミュレーション結果の比較を示す。EVA-A と EVA-B は，表 4.3.2 に示すようにチューブ，フィンともに仕様が異なるものである。

図 4.3.9 及び図 4.3.10 から冷凍能力，通風抵抗は熱交換器の構造の異なる性能相違を定性的に予測できていることが分る。また冷凍能力の誤差はほぼ±5%以内と非常に高い予測精度が得られている。通風抵抗についても-25%～0%以内の誤差に収まっており高い精度が得られているが，実験値のほうがやや高い傾向を示している。蒸発器では，結露が生じるた

め、フィンやチューブの表面に凝縮水の滞留が生じる。蒸発器表面には親水性処理が施されており、膜状となり流下する構造となっているが、フィン根元部等に滞留する液滴も存在する。通風抵抗については、CFD 解析から得られた相関式を用いて予測を行っているため、滞留水による通風面積の減少が通風抵抗を増加させていると考えられる。また、冷媒側の圧力損失については、図 4.3.11 から定性的にも定量的にも高い精度が得られていることが分る。なお実験で用いた圧力センサーの精度は $\pm 0.25\%F.S$ ($F.S=2MPa$) であり、 $\pm 5kPa$ の測定誤差が生じるため、圧力損失の測定誤差としては、最大で $\pm 10kPa$ である。

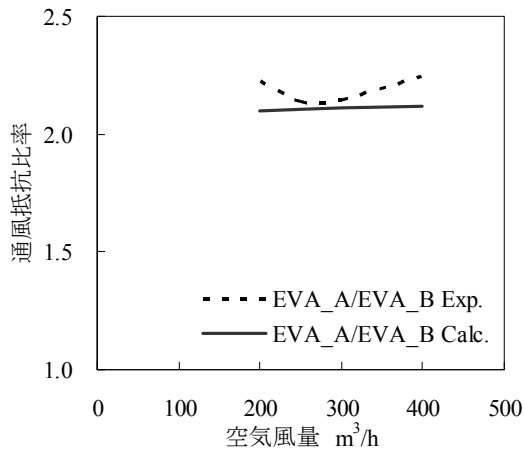
また、図 4.3.12 に各熱交換器の熱抵抗比の比較を示す。各熱交換器の熱抵抗比の値は、おおよそ 7~8 程度であり、先述の室内凝縮器の結果と比較して、高い値となっていることが分る。従って、本解析で用いた室内蒸発器では、冷媒側の伝熱面積の増加あるいは熱伝達率の向上による性能改善への寄与度は低く、空気側の熱抵抗軽減が有効であるといえる。



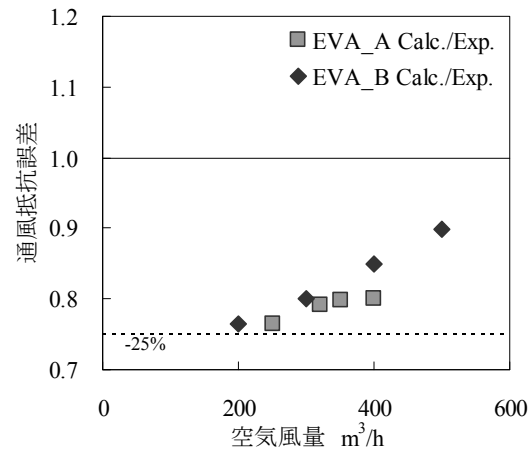
(a) EVA-B に対する EVA-A の比率

(b) 実験値に対する計算値の誤差

図 4.3.9 室内蒸発器性能比較 (冷却能力)



(a) EVA-B に対する EVA-A の比率



(b) 実験値に対する計算値の誤差

図 4.3.10 室内蒸発器性能比較 (通風抵抗)

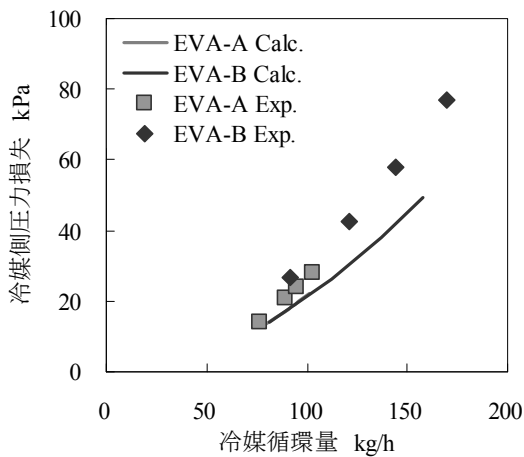


図 4.3.11 室内蒸発器性能比較 (圧力損失)

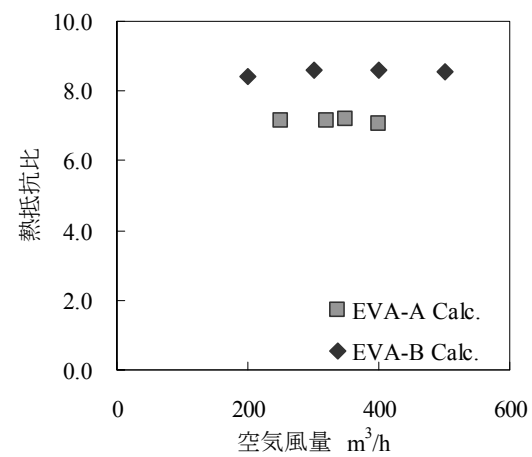


図 4.3.12 室内蒸発器熱抵抗比

(3) 室外凝縮試験

図 4.3.13～図 4.3.15 にそれぞれ室外凝縮器の放熱能力、通風抵抗、冷媒側圧力損失の試験結果とシミュレーション結果の比較を示す。OHX-A と OHX-B は、表 4.3.3 に示すようにチューブ、フィンともに仕様が異なるものである。

放熱能力については、定性的な傾向としては実験値と予測値はほぼ一致しており、定量的にも±20%以内で予測できているが、全体的に予測値は実験値よりも小さな値となっていることが分る。通風抵抗についても定性的な一致は確認できるが、予測値は実験値よりも

小さな値となっており、定量的には大きく乖離していることが分る。これは、第 2 章で述べた CFD 解析結果から作成した相関式の推定誤差が影響しているといえる。また、冷媒側の圧力損失についても定性的な傾向は一致しているが、実験値は予測値よりも小さな値となっていることが確認できる。先述した室内凝縮器についての結果では、圧力損失の予測値は実験値よりも小さくなっていたことから、チューブにおける摩擦抵抗の影響ではなく、ヘッド部での圧力損失が大きく影響していると考えられる。

また、図 4.3.16 に各熱交換器の熱抵抗比の比較を示す。各熱交換器の熱抵抗比の値は、おおよそ 10~17 程度であり、空気側の熱抵抗が非常に大きくなっていることが分る。従って、本解析で用いた室内蒸発器では、冷媒側の伝熱面積の増加あるいは熱伝達率の向上による性能改善への寄与度は低く、空気側の熱抵抗低減が有効であるといえる。また同時に、放熱能力の予測精度に与える空気側の熱伝達率の予測精度の影響も非常に大きいといえる。

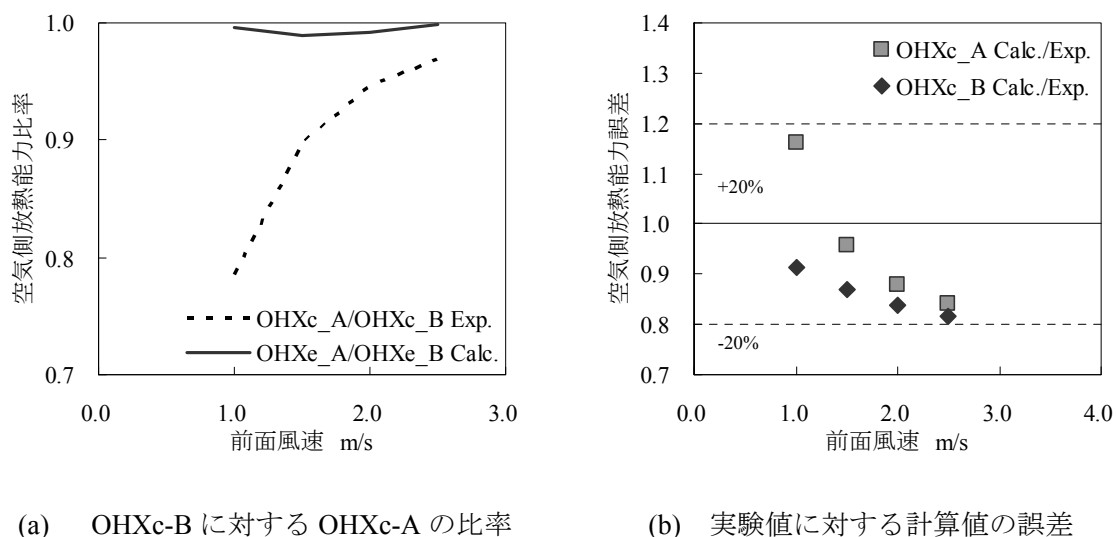
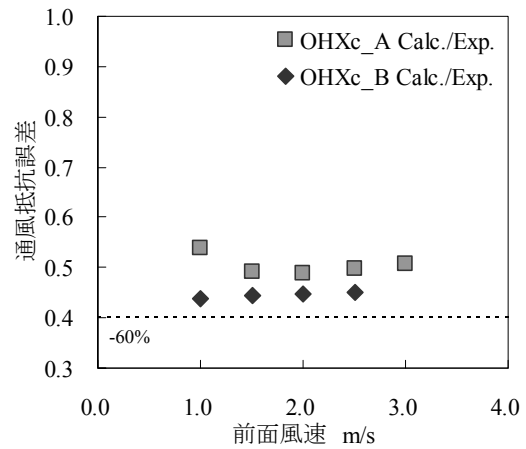
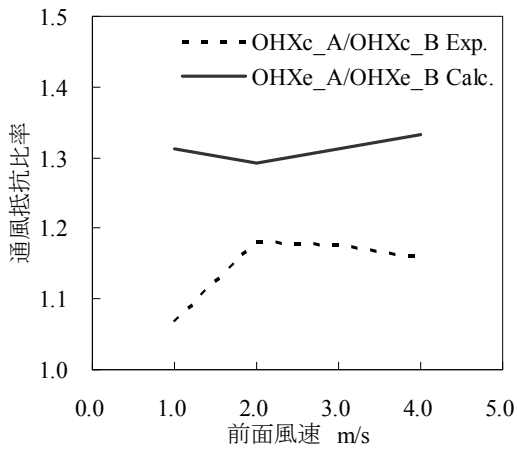


図 4.3.13 室外凝縮性能比較（放熱能力）



(a) OHXc-B に対する OHXc-A の比率

(b) 実験値に対する計算値の誤差

図 4.3.14 室外凝縮性能比較 (通風抵抗)

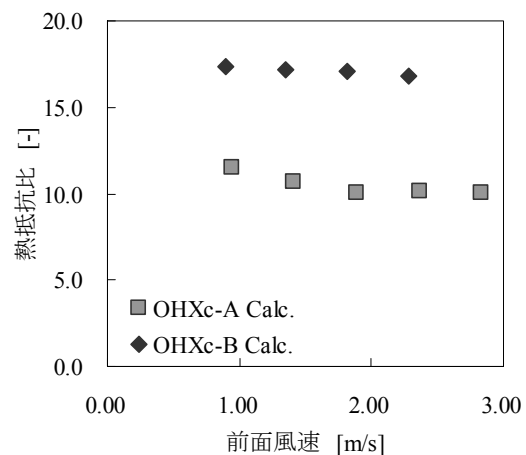
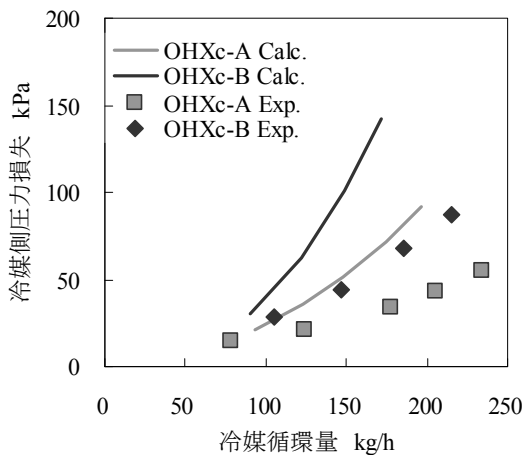


図 4.3.15 室外凝縮器性能比較 (圧力損失)

図 4.3.16 室外凝縮器熱抵抗比

(4) 室外蒸発試験

図 4.3.17～図 4.3.19 にそれぞれ室外凝縮器の放熱能力，通風抵抗，冷媒側圧力損失の試験結果と予測結果の比較を示す。OHX-A と OHX-B は，表 4.3.3 に示すようにチューブ，フィンともに仕様が異なるものである。

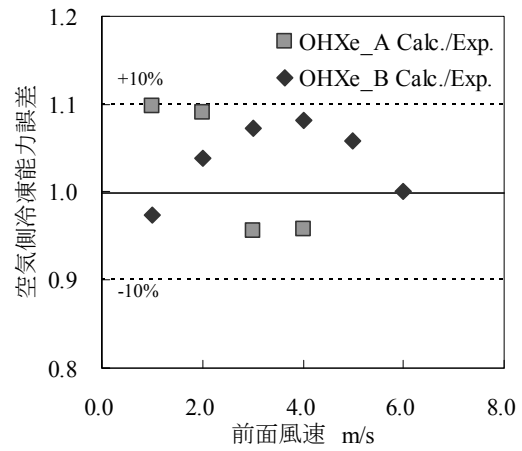
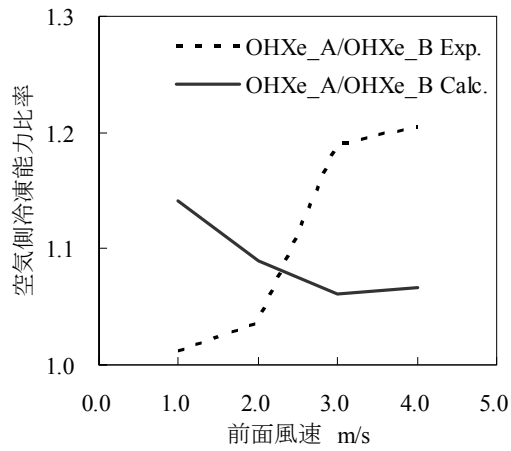
冷凍能力については，定性的な傾向は一致しており，定量的にも±10%以内で予測できていることが分る。通風抵抗については定性的な一致は確認できるが，予測値は実験値よりも小さな値となっており，定量的には大きく乖離していることが分る。室外熱交換器は蒸発試験，凝縮試験ともに同じ熱交換器を用いており，凝縮試験と同様に空気側の熱伝達

率や圧力損失の予測値の精度によって、このような結果となっていると考えられる。また、図 4.3.19 から冷媒側の圧力損失に関しては、実験値と予測値は、定性的にも定量的にもほぼ一致した結果が得られていることが確認できる。

また、図 4.3.20 に各熱交換器の熱抵抗比の比較を示す。各熱交換器の熱抵抗比の値は、おおよそ 2~4 程度であり、凝縮条件に比べて冷媒側の熱抵抗が支配的となっていることが分る。また、前面風速が増加するほど熱抵抗比は小さくなっていることが分る。前面風速が増加することで空気側の熱伝達率は増加するが、冷媒側は熱伝達率があまり増加していないということを示している。従って、室外蒸発器の性能改善への冷媒熱伝達率の寄与度は比較的高くなる。

一方で、蒸発器では圧力損失も性能に大きく影響を与える因子となる。図 4.3.21 は HFO1234yf の飽和圧力-温度曲線を示したものであるが、この図から分るように、飽和温度が下がるほど、飽和圧力の低下率は小さくなる。つまり、飽和温度が低いほど圧力損失による温度降下が大きいということが分る。例として、10kPa の圧力損失に対応する温度降下は飽和温度 0°C の場合は約 1°C、飽和温度 60°C の場合は約 0.3°C である。本解析で用いた蒸発器の境界条件では、蒸発器出口圧力を固定しているため、圧力損失による温度降下分だけ空気との温度差が小さくなる。特に室外熱交換器が蒸発器として使われる場合には、熱負荷が非常に低く、冷媒循環量も小さくなるため、空気との温度差が小さい状態で運転される。従って、圧力損失による温度降下の影響が相対的に大きくなるため、冷凍能力に対しても大きく影響を与える。

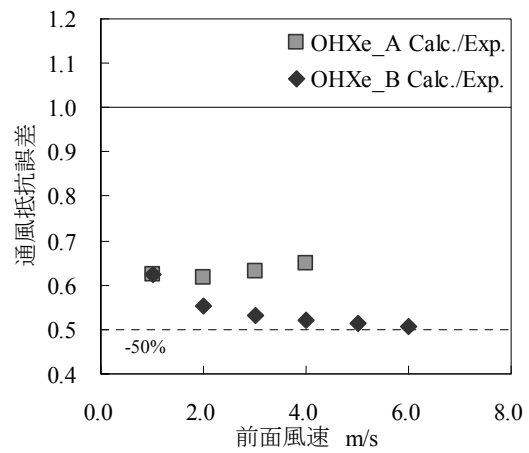
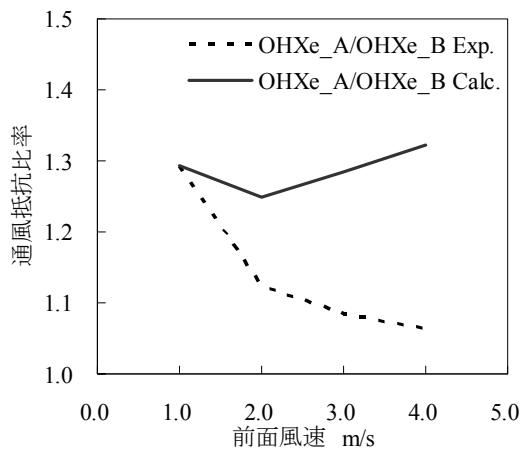
熱抵抗比の観点からは冷媒側の熱伝達率を向上させることが比較的有効であると述べたが、熱伝達率の向上は圧力損失の増加の原因となるため、熱伝達率の増加と圧力損失の低減を両立させる構造が必要であるといえる。



(a) OHXe-B に対する OHXe-A の比率

(b) 実験値に対する計算値の誤差

図 4.3.17 室外蒸発器性能比較 (吸熱能力)



(a) OHXe-B に対する OHXe-A の比率

(b) 実験値に対する計算値の誤差

図 4.3.18 室外蒸発器性能比較 (通風抵抗)

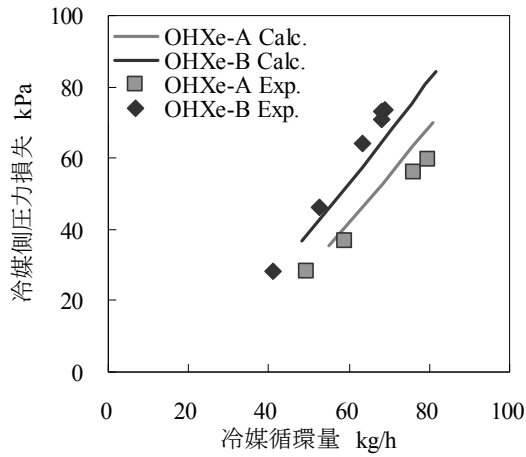


図 4.3.19 室外蒸発器性能比較 (圧力損失)

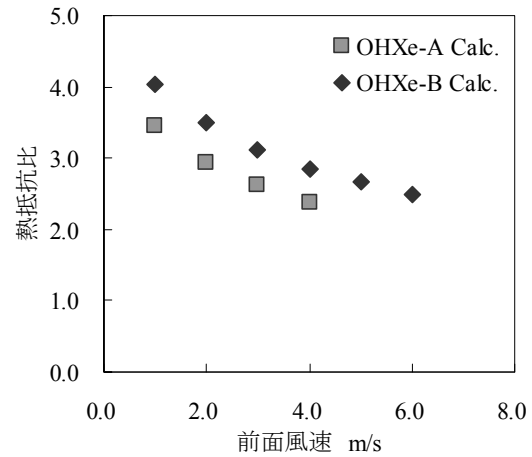


図 4.3.20 室外蒸発器熱抵抗比

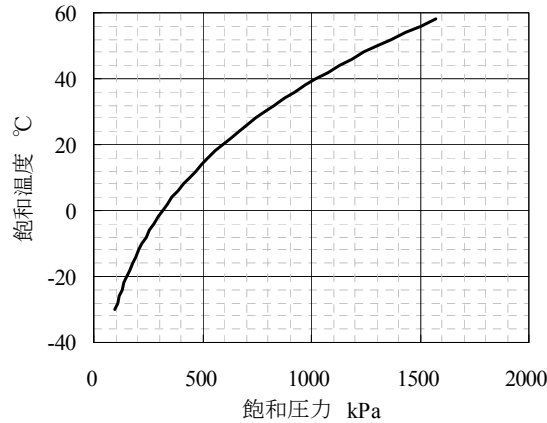


図 4.3.21 HFO1234yf 飽和圧力-温度曲線

4.3.3 まとめと今後の課題

前節で示したように、本章で作成した性能予測シミュレーションは、従来熱交換器の性能を定性的にも定量的にも高い精度で再現できることがわかった。特に熱交換量に関しては、どの熱交換器においても予測精度が高いことから、空気側・冷媒側それぞれの熱伝達率予測式の有効性が確認できたといえる。一方で、空気側・冷媒側の圧力損失については、実験値との誤差が大きい部分もあり、今後の改善が必要である。空気側の通風抵抗については、予測式の更なる精度向上と同時に、蒸発側については、凝縮水の滞留の影響を考慮することで更なる精度改善が図れると考えられる。また、冷媒側の圧力損失に関しては、本解析では考慮していないヘッダタンク内部における圧力損失や冷凍機油の影響を考慮す

る必要がある。特に冷凍機油については、冷媒側の熱伝達率にも影響を与えるため、その影響を加味した相関式の確立が求められる。

4.4 実機検証（フィンレス熱交換器）

4.4.1 熱交換器仕様及び試験条件

本節では、作成した性能予測シミュレーションの精度確認のための実機検証の結果について述べる。供試熱交換器は表面に凹凸を有する押し出しチューブのみで構成されたマルチフロータイプのフィンレス熱交換器である。解析対象とするフィンレス熱交換器のチューブの断面図及び概略図を図4.4.1、図4.4.2に示す。フィンレス熱交換器ではフィンがない分、伝熱面積の拡大のためチューブをより高密度化させて構成する。熱交換器コアの主な仕様は表4.4.1に示す通りである。

また、本節で述べるフィンレス熱交換器は室外熱交換器を想定しており、ここでは蒸発器として用いた場合について検証を行った。試験条件は表4.4.2に示す通りである。

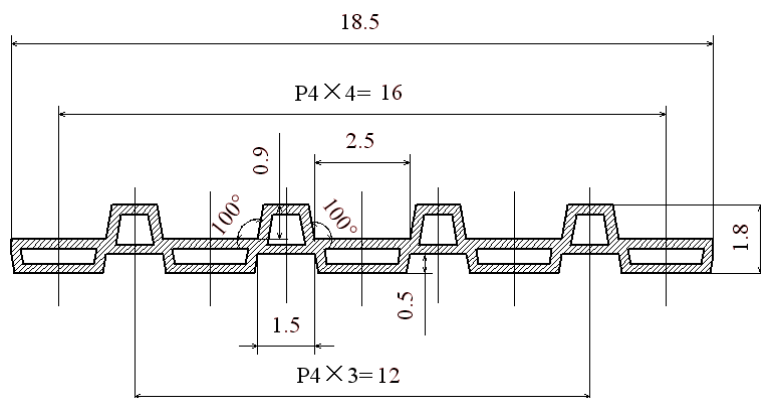


図 4.4.1 チューブ断面図

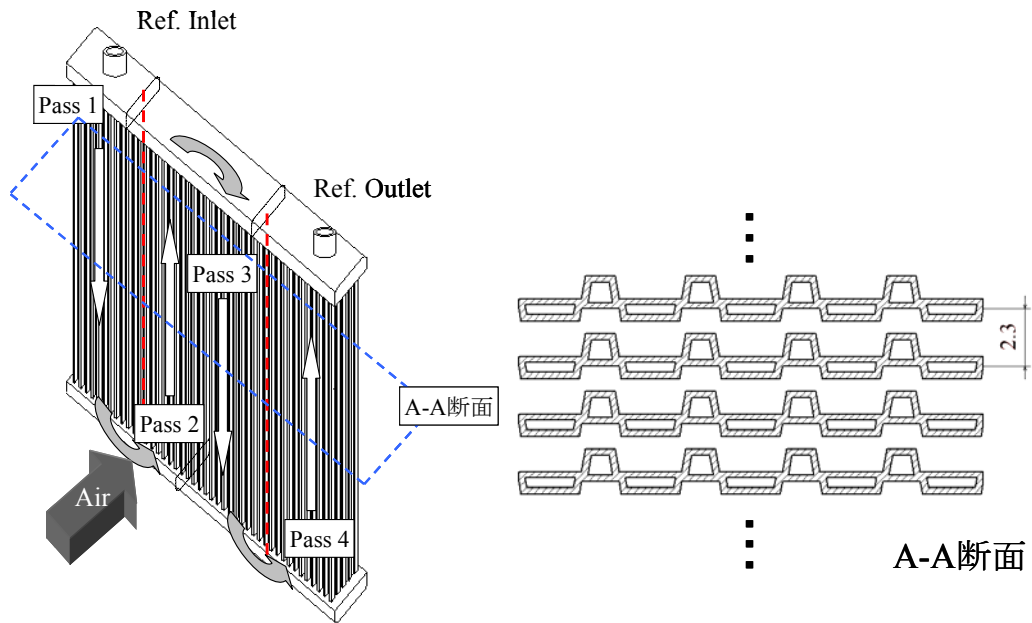


図 4.4.2 フィンレス熱交換器外観図

表 4.4.1 フィンレス熱交換器仕様

開口部サイズ (H×W×D)	mm	316×386.8×18.5
パス数		4
管本数(Pass1/Pass2/Pass3/Pass4)		40/40/40/40
管長さ	mm	314
管高さ	mm	1.8
管厚さ	mm	0.25
管内流路断面積	mm ²	6.62
管内相当直径	mm	0.72
管ピッチ	mm	2.3
冷媒		HFO-1234yf

表 4.4.2 蒸発試験条件

蒸発器出口圧力	MPaG	0.20
蒸発器出口過熱度	deg	5.0
膨張弁前圧力	MPaG	1.49
膨張弁前過冷却度	deg	5.0
流入空気乾球温度 (D.B.)	℃	7.0
流入空気湿球温度 (W.B.)	℃	5.5
前面風速	m/s	1.0 - 4.0
冷媒		HFO-1234yf

予測値との検証を行うため、表 4.4.1 に示す仕様でフィンレス熱交換器を試作した。図 4.3.3 はろう付け前のコア外観であり、図 4.3.4 はろう付け後のコアである。これらの図から明らかのようにろう付け後のコアはチューブが変形し、チューブピッチが大きくばらついていることが分る。ろう付け炉において熱交換器は 600℃程度まで加熱後に急速に冷やされるため、熱交換器は膨張と収縮の過程を経ることになる。この際、チューブやヘッダタンクの熱容量の相違に基づき熱交換器の各部で温度ムラが発生し、膨張率の違いによる歪みが生じる。従来の熱交換器では、チューブとチューブの間にフィンが介在するため、チューブの変形が制限され、大きな変形は生じない。一方でフィンレス熱交換器では、フィンがないため、チューブの変形が制限されず、図 4.3.4 のように大きな変形につながったと考えられる。

実験では図 4.3.4 に示した熱交換器のチューブピッチを機械的に矯正したものを使用した。図 4.3.5 は試験時の熱交換器コア外観である。各パスの両端のチューブに関しては、矯正が不可能であったため、図に示すように前面を閉塞させ、空気との熱交換を行わないようにした。そのため、各パスでの実質的なチューブ本数は表 4.4.3 に示す通りとなっている。また、チューブの変形に伴って、チューブピッチのばらつきも生じており、各パスの開口部面積から逆算した各パスの平均チューブピッチについても表 4.4.3 に示す。平均値は設計上の 2.3mm に対して±0.1mm の範囲内にあるが、各パス内でのピッチのばらつきはそれ以上の値となっている。従って熱交換器の試作方法については、今後の課題となる。

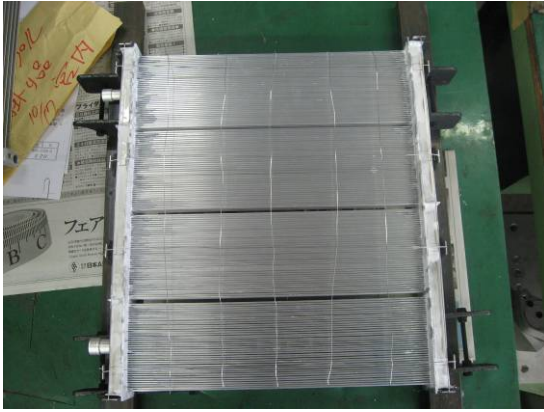


図 4.4.3 ろう付け前コア外観

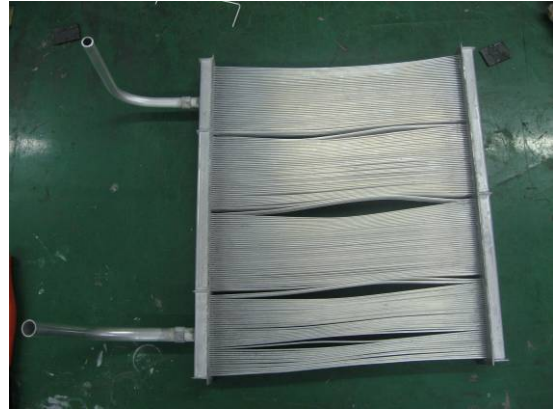


図 4.4.4 ろう付け後コア外観

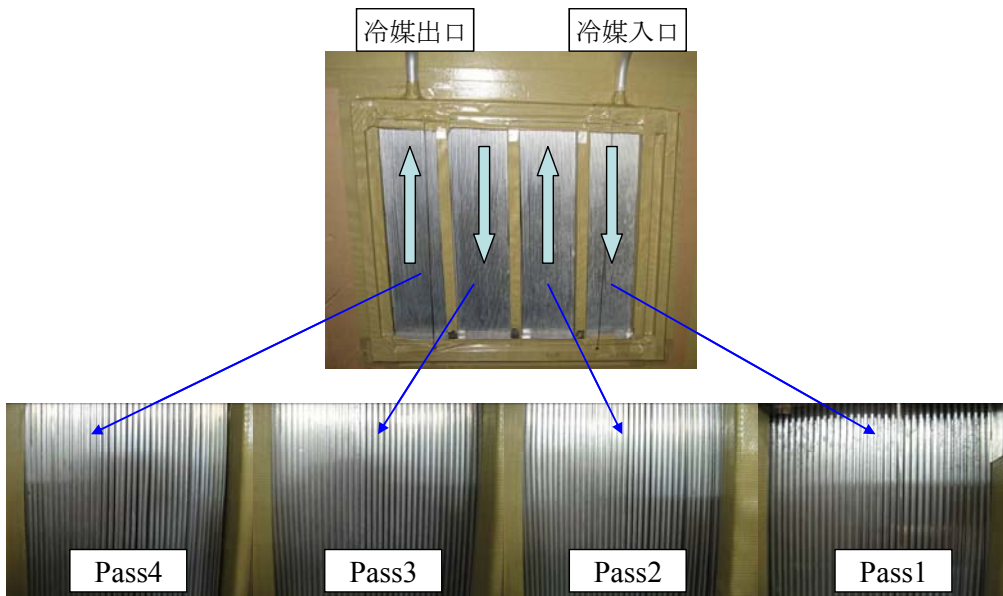


図 4.4.5 試験時コア外観

表 4.4.3 修正後各パス寸法

開口寸法 (H×W)	mm	314×83	314×78	314×81	314×75
チューブ本数		35	35	35	33
平均チューブピッチ	mm	2.37	2.23	2.31	2.27
開口面積	mm ²	0.0261	0.0245	0.0254	0.0236

4.4.2 検証結果

図 4.4.6～図 4.4.8 にそれぞれ開口面積当りの冷凍能力，通風抵抗，冷媒側圧力損失の試験結果と予測結果の比較を示す．なおシミュレーションで用いた熱交換器の仕様は，図 4.4.1 や表 4.4.1 に示した図面上の値を用いて計算を行った．

開口面積当りの冷凍能力については，予測値との誤差は±20%以内であり，比較的高い予測精度が得られているが，予測値は実験値よりもやや大きな値となっていることが分る．前述したように，実験で用いた熱交換器の形状変形が性能に対して影響していると考えられるため更なる検証が必要である．通風抵抗については，実験値は予測値よりも 30%程度低い値となっており，これについても形状変形の影響が出ていると考えられる．第 3 章で示した通り，熱伝達率や通気抵抗に大きく影響するパラメータとして，凸部高さを平板間距離で除した無次元凸部高さが挙げられるが，チューブピッチがばらつくことにより，無次元凸部高さにもばらつきが生じる．特に通風抵抗については，熱伝達率よりも無次元凸部高さの影響を大きく受けることが明らかになっている．そのため図 4.4.6，図 4.4.7 に示すように，チューブピッチのばらつきの影響としては冷凍能力よりも通風抵抗に対して大きくなる結果となったと考えられる．ただし，熱伝達と圧力損失のアナロジーから考えると，冷凍能力，通風抵抗ともに実験値は予測値よりも低い値となっていることから，形状変形による定性的な傾向は予測値と一致しているといえる．また，冷媒側の圧力損失については全体的に予測値が実験値を上回る結果となった．ただし，実験で用いた圧力センサーの精度は±0.25%F.S (F.S=5MPa) であり，±15kPa の測定誤差が生じるため，圧力損失の測定誤差としては，最大で±30kPa となる．本実験における圧力損失の測定値は最大で 25kPa 程度であるため，測定の不確かさを考慮すると，予測値の精度としては，十分であると考えられる．

また，図 4.4.9 に熱抵抗比の結果を示す．熱抵抗比は 8～9 程度の値となっており，前述の従来熱交換器（室外蒸発）に比べて空気側の熱抵抗が大きくなっていることが分る．従ってフィンレス熱交換器は従来熱交換器に対して，空気側の熱抵抗が支配的であることが分る．空気側と冷媒側の伝熱面積比（空気側／冷媒側）は従来熱交換器では，およそ 3～5 であるのに対して，フィンレス熱交換器はチューブのみで構成されるため，ほぼ 1 に近い値となる．従って，同じ熱伝達率でも従来熱交換器に比べて，冷媒側の熱抵抗を低減できるため，相対的に空気側の熱抵抗が大きくなりこのような結果となったと考えられる．従って，従来熱交換器に比べて空気側の伝熱促進が全体の熱交換能力に大きく影響を与える

ことが分る.

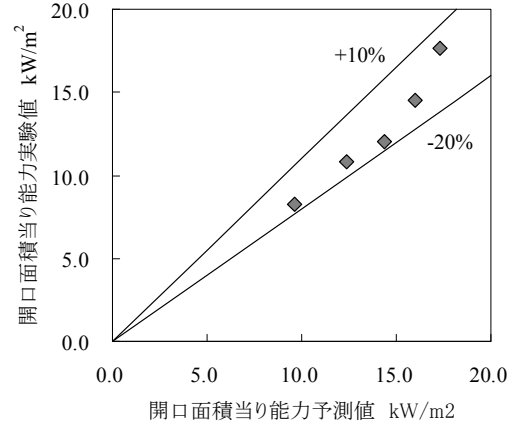
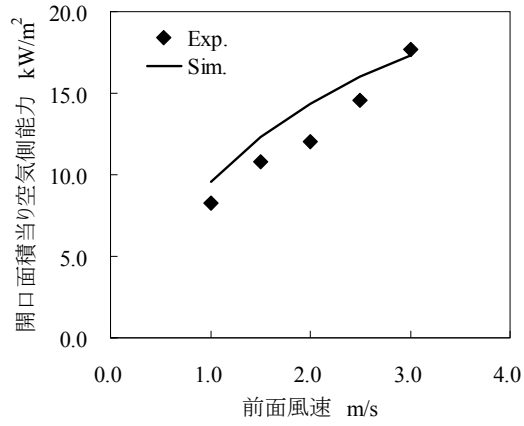


図 4.4.6 蒸発器性能比較 (冷凍能力)

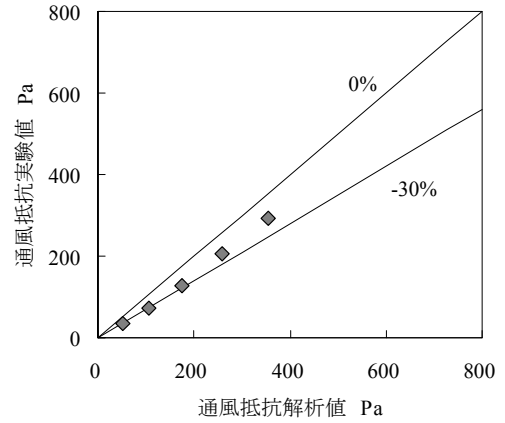
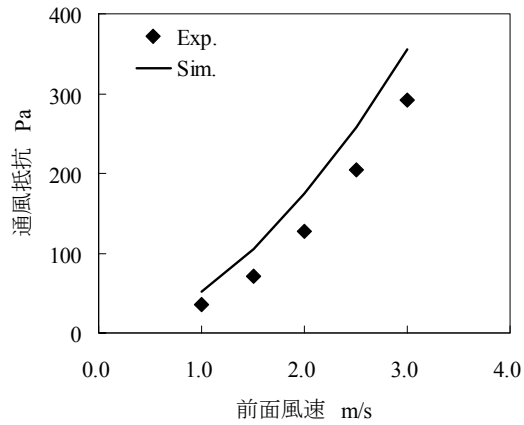


図 4.4.7 蒸発器性能比較 (通風抵抗)

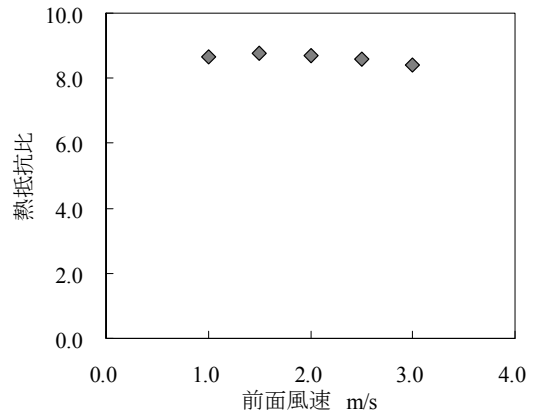
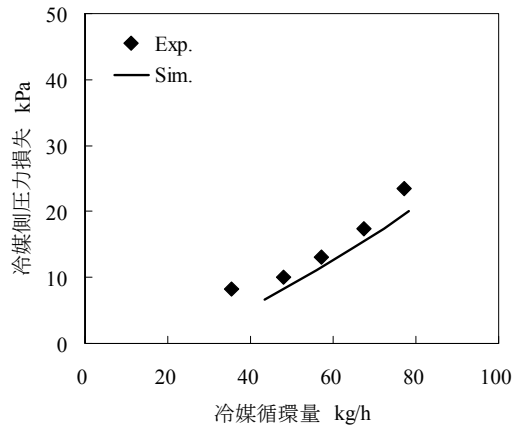


図 4.4.8 蒸発器性能比較 (圧力損失)

図 4.4.9 蒸発器熱抵抗比

4.4.3 まとめと今後の課題

本節では、フィンレス熱交換器の試作と実機検証結果について述べた。4.4.1 節で示したように、今回試作を実施したフィンレス熱交換器は試作方法が確立できておらず、チューブの変形が生じてしまった。そのため、実機検証において予測値との誤差が生じる結果となったが、その誤差は比較的小さく、本手法を用いることでフィンレス熱交換器においても高精度な性能予測が可能であることが確認できた。今後は、試作方法の改良による寸法精度の向上とそれに伴い異なる仕様での熱交換器試作及び評価が求められる。

4.5 従来熱交換器とフィンレス熱交換器の比較

4.3 節及び 4.4 節で述べた従来熱交換器とフィンレス熱交換器について、開口面積当りの冷凍能力、通風抵抗、冷媒側圧力損失を比較した結果を図 4.5.1～図 4.5.3 にそれぞれ示す。単位開口面積当りの能力をみると、同一の前面風速においては、フィンレス熱交換器は従来熱交換器の 2 倍近くの能力が得られていることが分る。一方で通風抵抗については、従来熱交換器に対して 5～6 倍の値となっており、今回試作したフィンレス熱交換器は高性能・高圧損の熱交換器であるといえる。また冷媒側の圧力損失は、開口面積当りのチューブ本数が増加したことにより、フィンレス熱交換器の圧力損失は従来熱交換器よりも低減できることが分る。

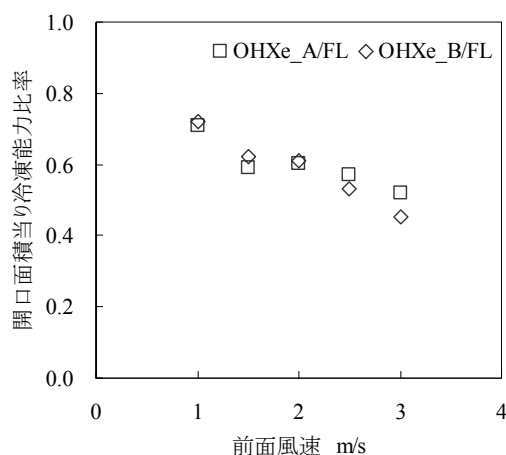


図 4.5.1 従来熱交換器に対するフィンレス熱交換器の能力比率

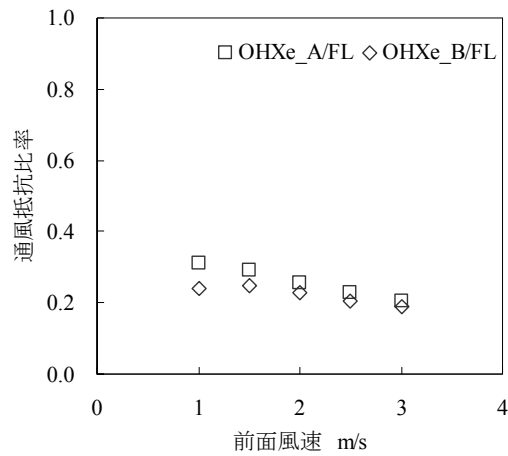


図 4.5.2 従来熱交換器に対するフィンレス熱交換器の通風抵抗比率

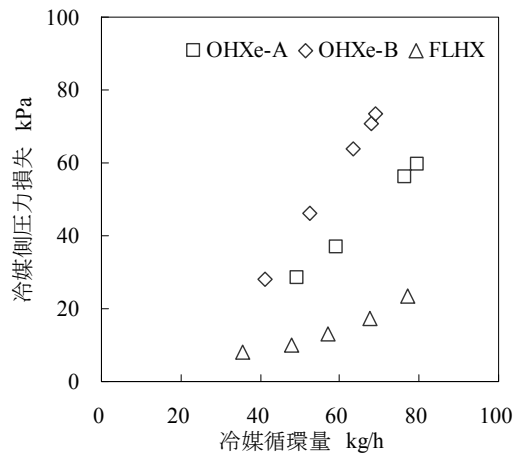


図 4.5.3 圧力損失比較 (従来熱交換器 vs.フィンレス熱交換器)

4.6 本章のまとめ

本章では、カーエアコン用の熱交換器に適用可能な性能予測ツールの開発手法とその予測精度に関する検証結果について述べた。予測手法の検証においては、現行のカーエアコン用熱交換器として広く用いられているコルゲートルーバフィンを用いたマルチフロータイプの熱交換器に対して、蒸発特性実験及び凝縮特性実験を実施し、予測値との比較を行った。また、フィンレス熱交換器を試作し、その蒸発特性実験を行い、同様に予測値との比較を実施した。本章における結論は、以下のようにまとめられる。

①従来熱交換器について

- (1) 室内凝縮器の比較において、仕様の異なる熱交換器に対しても定性的な予測が可能であることを示した。また実験値に対する予測値の誤差は放熱能力では 0%～15%以内、通風抵抗では±15%以内であり、冷媒循環量 120kg/h における冷媒側圧力損失の予測精度はおおよそ-30%程度であり高い予測精度が得られ、定性的・定量的な予測を可能にした。
- (2) 室内蒸発器の比較結果において、仕様の異なる熱交換器に対しても定性的な予測が可能であることを示した。実験値に対する予測値の誤差は冷凍能力では±5%以内、通風抵抗では-20%～0%以内であり、冷媒循環量 120kg/h における冷媒側圧力損失の予測精度はおおよそ-35%程度であり、高い予測精度が得られ、定性的・定量的な予測を可能にした。
- (3) 室外凝縮器の比較結果において、実験値に対する予測値の誤差は放熱能力では-20%～10%以内であり、比較的高い予測精度が得られたが、通風抵抗では-50%程度、冷媒循環量 120kg/h における冷媒側圧力損失の予測精度はおおよそ-80%程度であり、予測値とのずれが大きい結果となった。ただし仕様の異なる熱交換器に対しては定性的な予測が可能であることを確認した。
- (4) 室外凝縮器の比較結果において、仕様の異なる熱交換器に対しても定性的な予測が可能であることが確認できた。実験値に対する予測値の誤差は冷凍能力では±10%以内、冷媒循環量 120kg/h における冷媒側圧力損失の予測精度はおおよそ±20%程度であり、高い予測精度が得られたが、通風抵抗では-35%程度となり予測値とのずれが大きい結果となったが、全般的に定性的・定量的な予測が可能であることを示した。

②フィンレス熱交換器について

- (1) フィンレス熱交換器の蒸発特性試験において、実験値に対する予測値の誤差は、冷凍能力では±20%以内、通風抵抗では-30%程度であり、比較的高い予測精度が得られたが、冷媒循環量 120kg/h における冷媒側圧力損失の予測精度はおおよそ+50%程度であり、予測値とのずれが大きい結果となった。
- (2) 蒸発特性、凝縮特性ともに熱交換量の予測精度は比較的高く、空気側、冷媒側ともに

熱伝達率の予測手法は妥当であると考えられる。ただし、通風抵抗の予測精度は全体的に低い傾向にあるため、圧力損失と熱伝達のアナロジーから考えると、空気側の熱伝達率予測手法には、改善の余地があると考えられる。

以上のことから、本章で述べた性能予測手法を用いることで、熱交換器の性能を定性的・定量的に予測可能であることが示されたといえる。ただし冷媒側の圧力損失に関しては、全体的に実験値との乖離が大きく、今後、実験の不確かさやディストリビュータ内での圧力損失の影響やOCRの影響を評価していく必要がある。次章では、本性能予測手法を用いた熱交換器の最適化検討について述べる。

4.7 参考文献

- (1) カーエアコン用熱交換器の最新技術, 大原敏夫, 山本道泰, 神谷定行, デンソーテクニカルレビュー, **4**(2), 1999
- (2) New Refrigerants Evaluation Results Using LCCP Method, 池上徹 他, Review of Automotive Air-Conditioning 2008
- (3) R-744 gas cooler model development and validation, Jin Min Yin, Clark W. Bullard, Predrag S. Hrnjak, International Journal of Refrigeration, **24**, p.p. 692-701, 2001
- (4) A general simulation model for performance prediction of plate fin-and-tube heat exchanger with complex circuit configuration, W. K. Ding, J. F. Fan, et al., Applied Thermal Engineering, **31**, p.p. 3106-3116, 2011
- (5) Correlation for boiling heat transfer of R-134a in horizontal tubes including effect of tube diameter, Shizuo Saitoh, Hirofumi Daiguji, Eiji Hihara, International Journal of Heat and Mass Transfer, **50**(25-26), p.p. 5215-5225, 2007
- (6) Two-phase flow in high-heat-flux micro-channel heat sink for refrigeration cooling applications Part I - pressure drop characteristics, Jaeson Lee, Issam Mudawar, International Journal of Heat and Mass Transfer, **48**, p.p. 928-940, 2005
- (7) Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a small pipe, Yi-Yie Yan, Tsing-Fa Lin, International Journal of Heat and Mass Transfer, **41**(24), p.p. 4183-4194, 1998
- (8) A General Correlation for Saturated 2-Phase Flow Boiling Heat-Transfer Inside Horizontal and

- Vertical Tubes, S.G.Kandlikar, ASME Journal of Heat Transfer, **112**, p.p. 219-228, 1990
- (9) Friction factor and heat transfer coefficient of R134a liquid flow in mini-channels, Bruno Agostini, Barbara Watel, Andr e Bontemps, Bernard Thonon, Applied Thermal Engineering, **22**, p.p. 1821-1834, 2002
- (10) Correlation of two-phase friction for refrigerants in small-diameter tubes, Ralph L. Webb, Ming Zhang, R. Narayanamurthy, Heat Transfer 1998, Proceedings of the 11th IHTC, **6**, p.p. 403-408
- (11) Condensation Heat Transfer and Pressure Gradient Inside Multiport Minichannels, Alberto Cavallini, Davide Del Col, et al., Heat Transfer Engineering, **26(3)**, p.p. 45-55, 2005
- (12) M. H. Kim, J. S. Shin et al., 1st International conference on Microchannels and Minichannels, p.p. 47-58, 2003
- (13) An experimental study of flow boiling characteristics of carbon dioxide in multiport mini channels, Shigeru Koyamaa, Ken Kuwahara, et al, International Journal of Refrigeration, **24**, p.p.425-432, 2003
- (14) New equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow, V. Gnielinski, International Journal of Chemical Engineering, **16**, 1976, p.p. 359–368.
- (15) Some characteristics of air-water two-phase flow in small diameter vertical tubes, K. Mishima, T. Hibiki, International Journal of Multiphase Flow, **22(4)**, p.p.703-712, 1996
- (16) Correlation of two-phase friction for refrigerants in small-diameter tubes, M. Zhang, R.L. Webb , Experimental Thermal and Fluid Science, **25(3-4)**, p.p.131-139, 2001
- (17) The pressure drop in microtubes and the correlation development, Y. W. Hwang, M. S. Kim, International Journal of Heat and Mass Transfer, **49(11-12)**, p.p.1804-1812, 2006
- (18) Evaluation analysis of prediction methods for two-phase flow pressure drop in mini-channels, L. Sun, K. Mishima, International Journal of Multiphase Flow, **35(1)**, p.p.47-54, 2009

第5章 熱交換器最適化検討

5.1 緒言

第2章、第4章で述べたように、熱交換器の性能改善は、フィンやチューブの高密度化・微細化及びそれに伴う熱交換器の構造の変化によって達成されてきた。その背景には、生産技術の発展や耐圧性、耐食性に関わる材料開発、ろう付け工法開発等の進歩が挙げられる。これらの技術進歩は今後も続いていくと考えられ、従来熱交換器もこのような要素技術の進歩によってさらに性能改善が可能であると考えられる。ただし、フィンやチューブの肉厚がゼロとなることはあり得ないため、将来的に性能改善の余地がなくなることが予想される。また、フィンやルーバの微細加工技術にも限界があり、伝熱促進の観点からも将来的には性能限界を迎えることは明らかで、その限界値を把握しておくことは重要である。また製品開発においては、既存の製品のマイナーチェンジへの対応や性能改善に迅速に対応していく必要があるが、フィンやチューブのどの仕様を変えることが最も効果的かを事前に把握することが試作回数や実験回数の低減につながり、開発リードタイムの短縮となる。

また、現在のコルゲート・ルーバフィンを用いたマルチフロータイプの熱交換器は将来的には性能限界を迎えると考えられるが、省エネに対する要求はトップランナー的に高まっていくことは明らかである。これまでの熱交換器の開発経緯を見ていくと、「フィン&チューブからサーペントイン」、「サーペントインからマルチフロー」といったように、熱交換器の構造を変化させることで、大幅な性能改善が図られてきた。つまり熱交換器の更なる性能改善のためには、その基本構造から見直していく必要があると考えられる。第3章及び第4章で述べたフィンレス熱交換器はその一つであるが、その性能が現行熱交換器に代わる技術となり得るかを検証することが必要である。従って各熱交換器の最適化を実施した上で、それらの熱交換器の性能比較を行うことが重要であるといえる。

熱交換器の最適化に関する研究としては、例えば Chen ら⁽¹⁾の研究のようにフィン形状と熱伝達率、圧力損失の関係から j/f のアナロジー値について最適化を実施した例が多い^{(2)~(4)}。しかしながら、このような最適化手法による最適値を実際の熱交換器に適用するためには、いくつかの問題がある。

1 つはフィン形状とチューブ形状の相関が無視されていることである。例えば Dong ら⁽²⁾の研究を例にとると、フィン高さが高いほど j/f は高くなる傾向となっているが、実際の熱

交換器に置き換えると、フィン高さが高いほど、チューブピッチが大きくなる。その結果、開口面積当りのチューブ本数が減少するため、同一容積の熱交換器においては、冷媒側の流路断面積及び伝熱面積が相対的に減少するため、圧力損失の増加あるいは熱抵抗の増加につながり、熱交換量の低下を引き起こす。このように、フィン形状とチューブの配列には密接な相関があるため、空気側のアナロジー値の最適化が熱交換器全体としての最適化とイコールではないといえる。

2つ目として、 j/f のアナロジー値において、 j ファクターと f ファクターの重みが同一であるという点が挙げられる。例えば、コルゲート・ルーバフィンにおいて、ルーバ角度のみを変化させることで、① $j/f=1.0/1.0$ と② $j/f=1.2/1.2$ という結果が得られたとすると、流路断面積、伝熱面積は同一であるので、②の伝熱量と通風抵抗はいずれも①の1.2倍となる。このとき、伝熱量と通風抵抗の増加割合が同等でも、ファンを含めた熱交換器全体の性能として考えると、①と②では結果が異なる可能性が高い。つまり、熱交換器の性能を比較するためには、 j/f のアナロジー値だけではなく、 j ファクター、 f ファクターの絶対値も重要となる。

以上のように、熱交換器の最適化を検討するためには、フィン形状、チューブ形状及びそれらの相関関係を含めて考える必要がある。しかしながら、熱交換器の構造は、チューブやフィンの構成によって組合せは膨大となるため、それらを効率的に評価し、最適化を実施することが重要である。また、熱交換器は外気温度や室内負荷等の条件によって、様々な運転状況下で使用される。つまり、特定の条件における性能を最大化するのではなく、使用される全ての運転条件下での性能向上が求められる。そのための手段の一つとして直交表を用いたパラメータスタディが挙げられる。実験計画法を用いた熱交換器フィンの最適化に関する研究例としては、Chen⁽¹⁾らやDing⁽²⁾らの研究が挙げられるが、いずれも特定の条件下における各設計パラメータの影響度合いの把握に留まっている。前述のような様々な条件における最適化を検討するためには、タグチメソッドによる動特性解が特に有効である。つまりタグチメソッドにおいて、熱交換器の使用条件をばらつきとして与えることで、このような運転条件の変化を考慮した最適設計が可能であると考えられる。

本章では、コルゲート・ルーバフィンを用いたマルチフロータイプの熱交換器及びフィンレス熱交換器について、第4章で述べたシミュレーション手法とタグチメソッドを用いた最適化を実施し、各熱交換器の最適化の方向性及び性能の限界値の見極めについての検討を行うことを目的とする。

5.2 解析方法

5.2.1 評価指標の設定

熱交換器の性能は、主に熱交換量、通気抵抗、冷媒側圧力損失の3つで評価される。当然ながら熱交換量は大きく、通気抵抗や冷媒側圧力損失は低くすることが望ましいが、これらは基本的に相反関係にあり、熱伝達率を高めて熱交換量を大きくすれば圧力損失も大きくなる。熱交換器の良し悪しはこれら3つの性能で決定されるわけであるが、熱交換量と圧力損失には相反関係があるため、各性能を一つにまとめて評価する必要がある。

まず、空気側の圧力損失について、ファンのPQ特性と通風抵抗の間には図5.2.1に示す関係がある。図中の実線はファンのPQ特性を示したものであり、縦軸が差圧、横軸は風量を表す。一方で、図中の破線と一点鎖線は熱交換器の通風抵抗を示しており、これら2本の線の交点はそのファンを用いた場合の熱交換器に流れる動作点風量となる。従って熱交換器の通風抵抗が高ければ、交点は低風量側に移動し、通風抵抗が低ければ高風量側に移動する。図5.2.2は風量と熱交換器の能力の関係を示しており、図中の破線と一点鎖線は図5.2.1に対応している。つまり破線で示した熱交換器は同一風量での能力は高いが、通風抵抗も高い熱交換器を示したものである。ここで図5.2.1中の動作点風量で能力を比較すると、破線で示した熱交換器は動作点での風量が低くなるため、実際の能力は一点鎖線で示した熱交換器よりも低くなる。このように動作点風量での能力比較を行うことで、能力と通風抵抗を一つにまとめて評価することが可能であると考えられる。

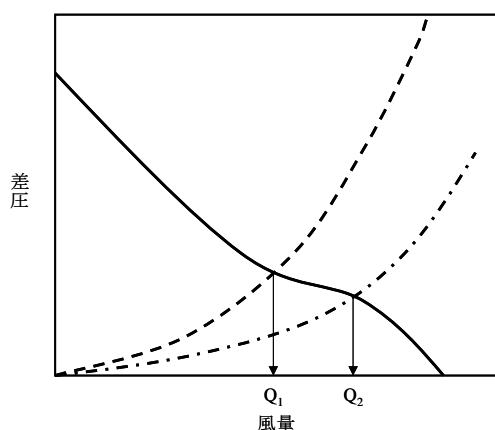


図 5.2.1 ファン PQ 特性と通風抵抗の関係

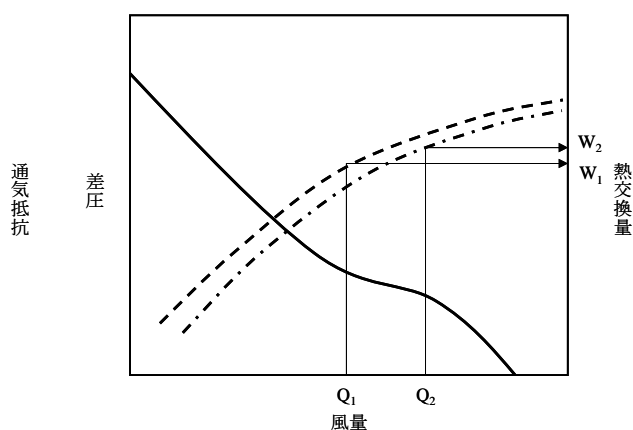


図 5.2.2 動作点風量と能力の関係

また冷媒側の圧力損失については、本来はサイクルに組み込んで評価をする必要があるが、コンプレッサや配管、他方の熱交換器さらにはサイクル構成などの影響が大きく、単

純には評価できない。熱交換器における冷媒側の圧力損失は、飽和温度の上昇の要因となるため、圧力損失が高ければ、その分空気との温度差が小さくなり能力が低下する。第4章で述べた蒸発器の試験条件では、蒸発器出口の圧力、温度条件を固定した評価となっており、蒸発器の入口圧力は、熱交換器の圧力損失によって決まる。従って、圧力損失の高い熱交換器であれば、熱交換器内を流れる冷媒の飽和温度も高くなる。熱交換量は熱伝達率と伝熱面積及び温度差の積で決まるため、このような試験条件においては、圧力損失の影響が熱交換能力に含まれているといえる。一方で、第4章で示した凝縮器の試験条件では、冷媒側の圧力を凝縮器出入口の平均圧力を固定した評価となっているため、圧力損失の影響が放熱能力に影響しない評価方法となっている。そこで、蒸発器と同様の考え方をを用いると、凝縮器の入口圧力を固定した条件で評価を行うことで、圧力損失の影響を放熱能力に含めることが可能であると考えられる。

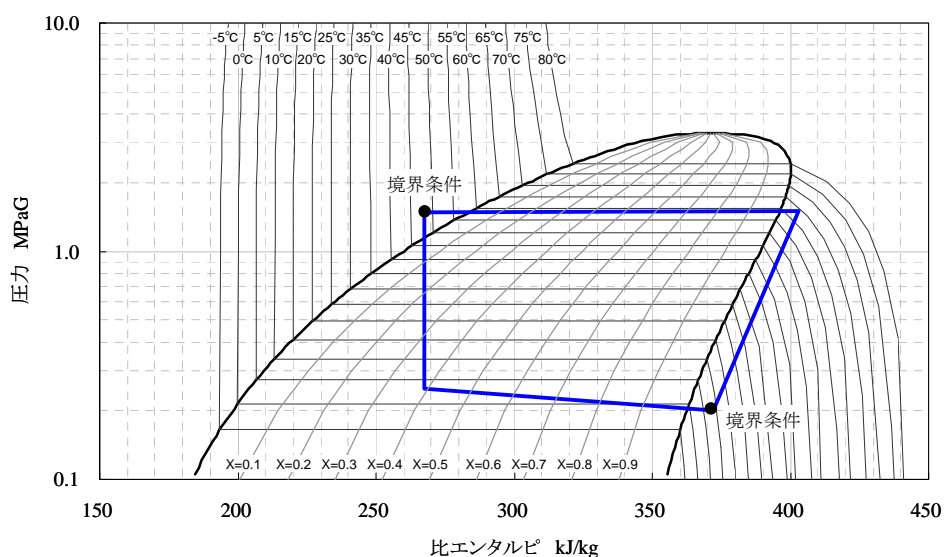


図 5.2.3 蒸発器単体試験境界条件

以上のことから、本研究における熱交換器の評価条件として、蒸発器については第4章で述べた熱交換器の試験条件をシミュレーションの境界条件とし、凝縮器については、第4章で述べた熱交換器の試験条件のうち、冷媒圧力の境界条件に凝縮器入口冷媒圧力を用いることとした。また性能評価指標としては、任意のPQ特性と通風抵抗曲線及び能力曲線から得られる動作点での能力を熱交換器の性能として用いることとする。なおここでの能力とは開口面積当りの能力である。

5.2.2 解析条件

本節では、蒸発器、凝縮器の最適化における信号因子、誤差因子について述べる。評価方法として、5.2.1 節で述べた単位開口面積当りの動作点における能力を評価指標(以下 Y とする)とし、信号因子としてファン回転数を用いた動特性解析を行う。表 5.2.1 及び図 5.2.4 に自動車用ラジエータファンを想定した P-Q 特性データを示す。

またシステムの作動状態による熱交換器のばらつきを評価するため、誤差因子として膨張弁前の冷媒状態点を取り上げ、SN 比の算出に用いることとした。具体的には、蒸発器の評価においては、膨張弁前の過冷却度を固定し、3 水準の圧力条件を誤差因子とした。従って、解析は図 5.2.5 に示すような境界条件で行うこととなる。冷凍サイクルは外気条件や室内熱負荷等の様々な条件下で運転されるため、当然ながら熱交換器も様々な条件下で使われることとなる。ここで取り上げた誤差因子は、室内の暖房負荷の違いを想定した条件であり、暖房負荷が高いほど高圧圧力が上昇するため、過冷却度が固定であれば膨張弁前及び蒸発器入口のエンタルピが高い条件で運転されることとなる。このとき、同一の空気側条件の下では、空気側の熱抵抗は変わらない。また、蒸発器出口圧力を固定しているため、仮に冷媒回路内の圧力損失がなく、熱伝達率も同等であれば、各圧力条件における熱交換量は同等となる。このとき、図 5.2.5 中の各条件において冷媒循環量は $N_0 < N_1 < N_2$ となることは明らかである。このように境界条件によって冷媒循環量が異なるため、誤差因子として、上述の境界条件を与えることで冷媒側の熱伝達率や圧力損失が熱交換性能に与える影響を評価することが可能となる。従って、このような冷媒循環量の相違によるばらつきを評価することで、システムの運転条件に左右されづらい熱交換器の最適設計が可能となる。蒸発器の解析における境界条件を表 5.2.2 に示す。

同様に凝縮器の解析条件として、凝縮器入口冷媒圧力を表 5.2.3 に示すように 3 水準与える。流入空気温度は、各圧力条件における冷媒の飽和温度との差が同等になるように冷媒圧力毎に異なる値を用いた。

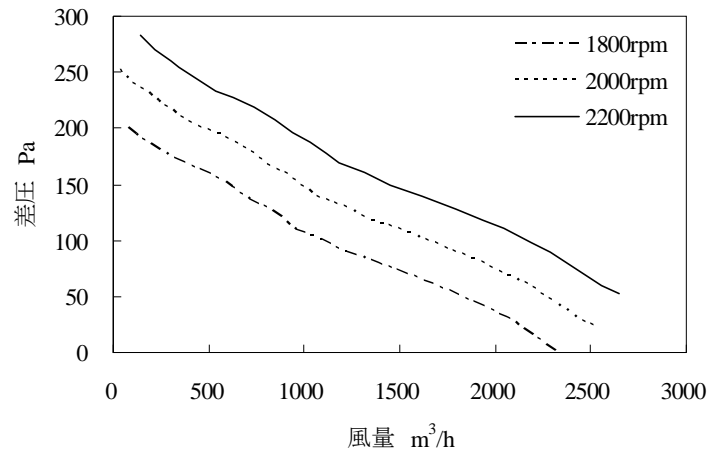


図 5.2.4 ファン P-Q 特性

表 5.2.1 ファン P-Q 特性データ

1800rpm		2000rpm		2200rpm	
風量 m ³ /h	差圧 Pa	風量 m ³ /h	差圧 Pa	風量 m ³ /h	差圧 Pa
76.1	200.8	190.2	230.6	304.3	260.4
116.6	194.8	230.7	224.6	344.8	254.4
308.2	173.6	422.3	203.4	536.4	233.1
513.3	158.8	627.4	188.6	741.6	218.3
709.6	137.2	823.7	167.0	937.8	196.7
886.7	118.8	1000.8	148.6	1114.9	178.3
1087.5	100.8	1201.7	130.5	1315.8	160.3
1222.4	89.6	1336.6	119.3	1450.7	149.1
1391.1	79.2	1505.2	108.9	1619.3	138.7
1563.5	68.8	1677.6	98.5	1791.8	128.3
1706.0	58.3	1820.2	88.1	1934.3	117.9
1812.6	51.1	1926.7	80.9	2040.9	110.7
1958.5	39.1	2072.6	68.9	2186.7	98.7
2058.5	30.7	2172.6	60.5	2286.7	90.3
2328.2	0.3	2442.4	30.1	2556.5	59.9

表 5.2.2 蒸発器解析条件

蒸発器出口压力	MPaG	0.20
蒸発器出口過熱度	K	5.0
膨張弁前压力	MPaG	1.20, 1.54, 1.94
膨張弁前過冷却度	K	5.0
流入空気乾球温度 (D.B.)	°C	7.0
流入空気湿球温度 (W.B.)	°C	6.0
前面風速	m/s	1.0, 2.0, 3.0, 4.0
冷媒		HFO-1234yf

表 5.2.3 凝縮器解析条件

凝縮器入口压力	MPaG	1.203	1.542	1.944
凝縮器入口過熱度	K	25.0		
凝縮器出口過冷却度	K	5.0		
流入空気乾球温度 (D.B.)	°C	40.0	50.0	60.0
前面風速	m/s	1.0, 2.0, 3.0, 4.0		
冷媒		HFO-1234yf		

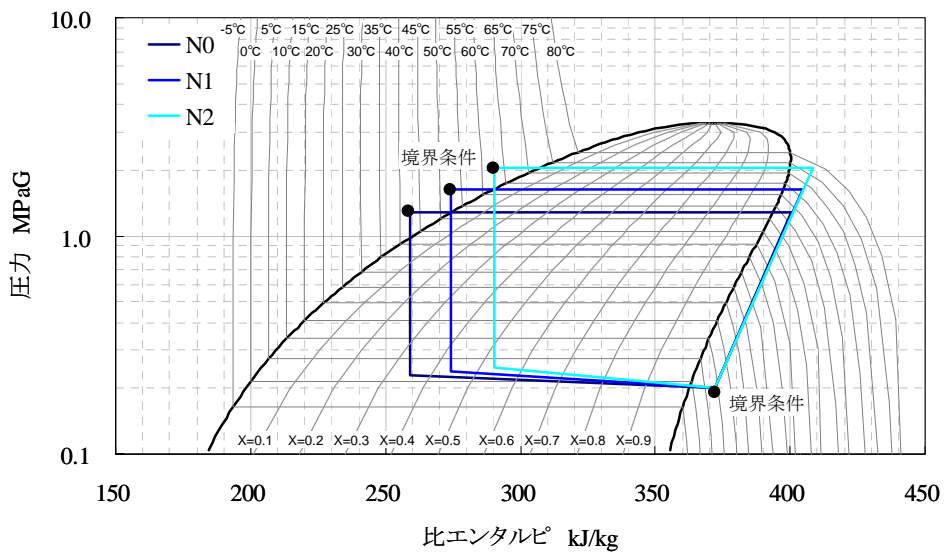


図 5.2.5 冷媒側境界条件 (蒸発器試験)

5.3 従来熱交換器の最適化

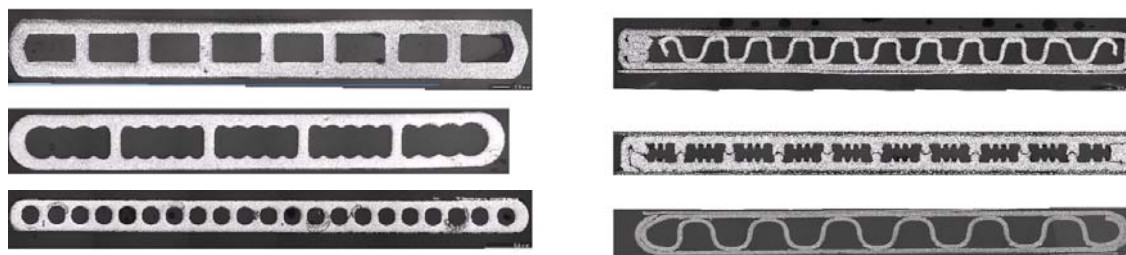
5.3.1 パラメータの選定

本節では、コルゲート・ルーバフィンを用いたパラレルフロータイプの熱交換器における設計パラメータについて検討する。また、対象とする熱交換器は室外熱交換器を想定し、基本構造は第4章の図4.3.3に示したように、空気流れ方向に対しての段数は1段としている。設計パラメータとして、フィンについては、第3章で述べたように、主に6つの設計パラメータが考えられる。一方で、チューブについては、図5.3.1に示すように様々な断面形状が想定されるため、検討すべき設計パラメータはフィンよりも多く、内面突起の有無、穴数、板厚等により様々な形状が考えられるが、ここでは、それらの形状を含めた水力直径と流路断面積をチューブ断面形状の設計パラメータとして扱うこととした。従って、チューブの設計パラメータとしては、水力直径、流路断面積、チューブ高さ、チューブ幅、チューブ長さの5つが挙げられる。また、その他に考慮すべき設計パラメータとしてパス割りと各パスでのチューブ本数が考えられる。

これらのパラメータを全て同時に検討することは、現実的ではなく、パラメータの絞り込みを行う必要がある。熱交換器の設計における要求仕様のひとつとして、外形サイズが挙げられるが、ここでは、同一の開口面積における性能の最大化に着目してパラメータの絞り込みを行った。まず、熱交換性能に影響を与える因子の一つである伝熱面積に着目すると、チューブについては水力直径、フィンについてはフィンピッチ、フィン幅及びフィン高さが挙げられる。また、薄肉化に関連するパラメータとして、チューブについては流路断面積、フィンについては、フィン厚さが挙げられる。また、冷媒側、空気側それぞれの熱伝達率や圧力損失も熱交換性能に影響を及ぼすが、冷媒側に着目すると、同一循環量での冷媒の流速を大きく変化させるパス割りが重要な因子となる。以上7つの設計パラメータについて検討することとし、表5.3.1に示すようにL18直交表への割付けを行った。また、その他の設計パラメータについては、以下に示す条件で設定した。

- ・チューブ高さ、チューブ長さ、ルーバピッチ、ルーバ角度は固定。
- ・各パスのチューブ本数は同一（均等パス）
- ・各パスのチューブ本数は各解析モデルの開口面積がほぼ同等になるように決定

以上をまとめると解析を実施した熱交換器の仕様は表5.3.3に示す18通りとなる。またその他の設計パラメータは表5.3.2に示すように固定値を与えた。



(a) 押出し

(b) 板曲げ

図 5.3.1 扁平チューブ断面の例

表 5.3.1 設計パラメータの割付け

	第 2 列	第 3 列	第 4 列	第 5 列	第 6 列	第 7 列	第 8 列
因子名	パス数	フィンピッチ mm	フィン高さ mm	フィン幅 mm	フィン厚さ mm	水力直径 mm	流路断面積 mm ²
水準 1	2	1.0	5.0	14	0.04	0.6	18.0
水準 2	4	1.4	6.0	16	0.06	1.2	20.0
水準 3	6	1.8	7.0	18	0.08	1.8	22.0

表 5.3.2 設計パラメータ (固定値)

チューブ長さ mm	チューブ高さ mm	ルーバピッチ mm	ルーバ角度 deg
360	2.0	0.8	24

表 5.3.3 解析モデル一覧

解析 No.	パス数	フィン ピッチ mm	フィン 高さ mm	フィン 幅 mm	フィン 厚さ mm	水力 直径 mm	流路 断面積 mm ²	1パス当り チューブ本数	開口面積 mm ²
1	2	1.0	5.0	14.0	0.04	0.6	18.0	57	0.287
2	2	1.4	6.0	16.0	0.06	1.2	20.0	50	0.288
3	2	1.8	7.0	18.0	0.08	1.8	22.0	44	0.285
4	4	1.0	5.0	16.0	0.06	1.8	22.0	29	0.292
5	4	1.4	6.0	18.0	0.08	0.6	18.0	25	0.288
6	4	1.8	7.0	14.0	0.04	1.2	20.0	22	0.285
7	6	1.0	6.0	14.0	0.08	1.2	22.0	17	0.294
8	6	1.4	7.0	16.0	0.04	1.8	18.0	15	0.292
9	6	1.8	5.0	18.0	0.06	0.6	20.0	19	0.287
10	2	1.0	7.0	18.0	0.06	1.2	18.0	44	0.285
11	2	1.4	5.0	14.0	0.08	1.8	20.0	57	0.287
12	2	1.8	6.0	16.0	0.04	0.6	22.0	50	0.288
13	4	1.0	6.0	18.0	0.04	1.8	20.0	25	0.288
14	4	1.4	7.0	14.0	0.06	0.6	22.0	22	0.285
15	4	1.8	5.0	16.0	0.08	1.2	18.0	29	0.292
16	6	1.0	7.0	16.0	0.08	0.6	20.0	15	0.292
17	6	1.4	5.0	18.0	0.04	1.2	22.0	19	0.287
18	6	1.8	6.0	14.0	0.06	1.8	18.0	17	0.294

5.3.2 解析結果

各モデルについて表 5.2.2 に示した条件の下で、第 4 章で述べた性能予測シミュレーションを行うことで、前面風速に対する通風抵抗及び能力の特性が得られるが、その結果を各ファン回転数に対する動作点風量及び能力に変換する必要がある。図 5.3.2 はファンの PQ 特性と通風抵抗、吸熱能力の関係について、蒸発試験の解析結果の一例を示したものであ

図中の各破線は通風抵抗，吸熱能力の近似曲線であり，それぞれ 2 次の多項式で近似されている．各近似式の決定係数は 0.999 以上であり，近似精度としては十分である．同様にファンの PQ 特性については，表 5.2.1 及び図 5.2.4 に示した PQ 特性を 5 次の多項式で近似した．解析における風量範囲は PQ 特性との交点を含んでいるため，これらの近似式を用いて動作点風量及び能力を求めることで各ファン回転数における Y の値を求めることができる．各解析モデルに対して，同様の処理を行うことで，図 5.3.3～図 5.3.20 に示すように各条件におけるファン回転数と Y の関係が得られる．どの解析条件においても Y の値は N_0 が最も大きく， N_2 が最も小さい結果となっていることが分る．前述したように N_2 は冷媒循環量が最も大きくなる条件であるので，冷媒循環量の増加に伴う冷媒側の熱伝達率の増加と圧力損失の増加（飽和温度の上昇）とを比較すると，圧力損失の増加による性能低下の割合が大きいことが分る．

なお凝縮器の解析についても同様に解析結果から動作点能力を算出した．

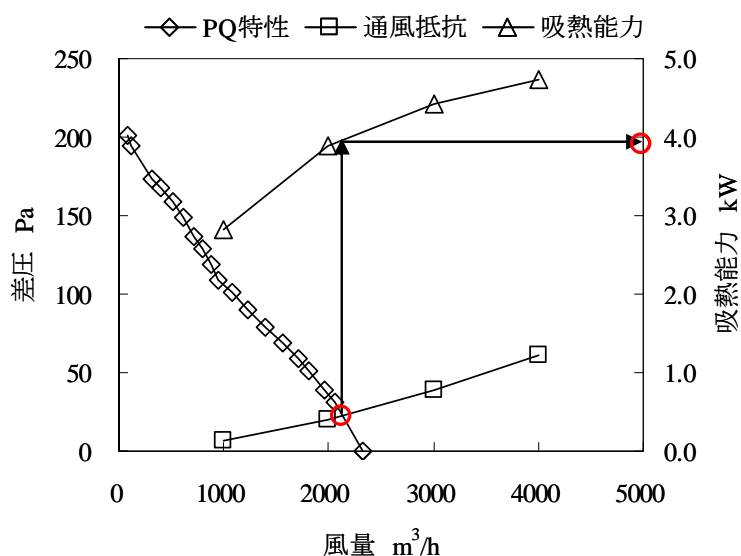


図 5.3.2 PQ 特性と通気抵抗，吸熱能力の関係

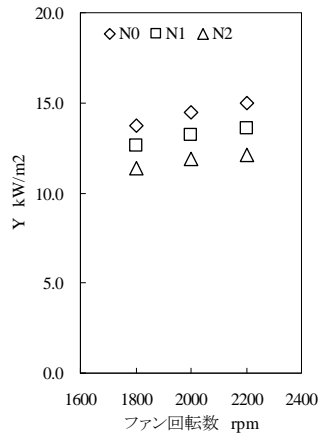


図 5.3.3 No.1 解析結果

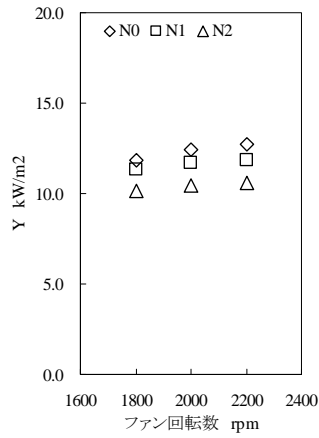


図 5.3.4 No.2 解析結果

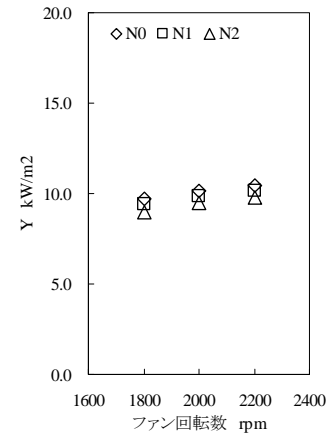


図 5.3.5 No.3 解析結果

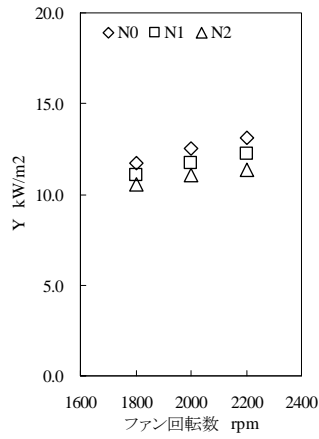


図 5.3.6 No.4 解析結果

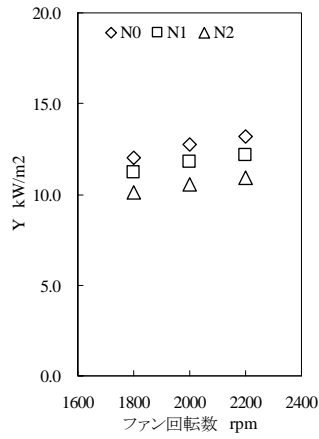


図 5.3.7 No.5 解析結果

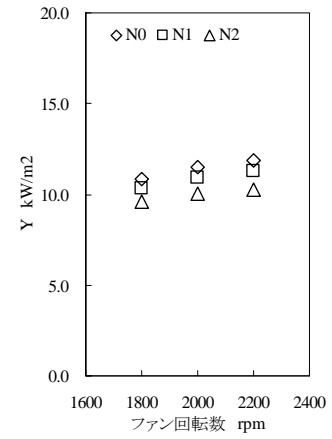


図 5.3.8 No.6 解析結果

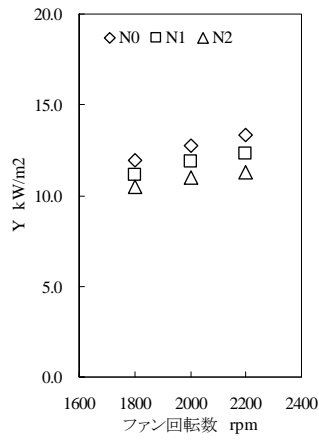


図 5.3.9 No.7 解析結果

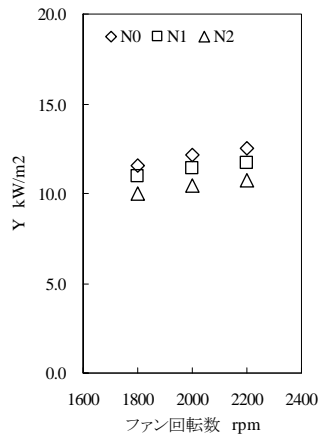


図 5.3.10 No.8 解析結果

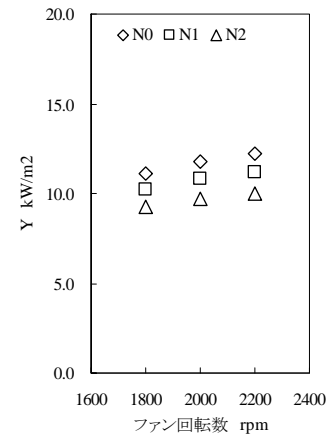


図 5.3.11 No.9 解析結果

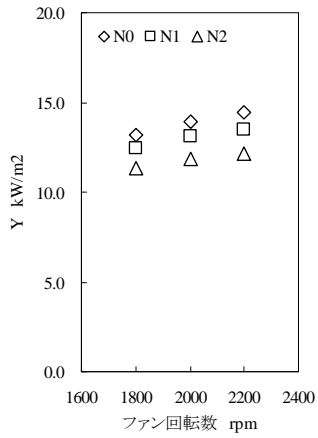


図 5.3.12 No.10 解析結果

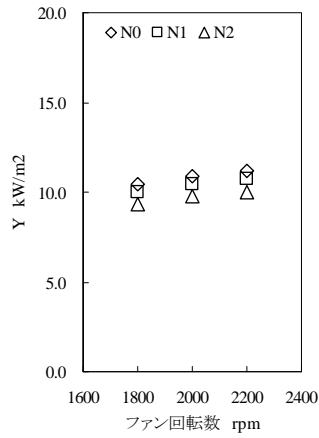


図 5.3.13 No.11 解析結果

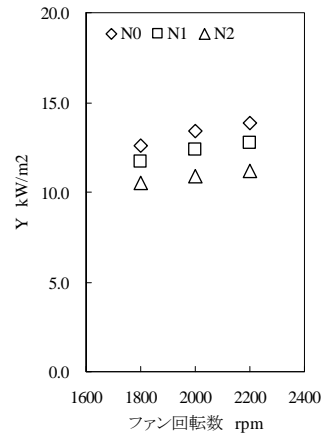


図 5.3.14 No.12 解析結果

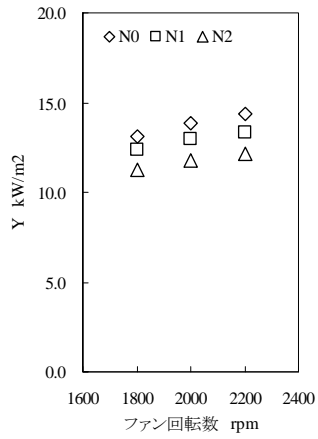


図 5.3.15 No.13 解析結果

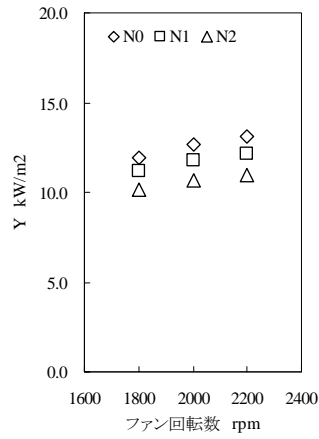


図 5.3.16 No.14 解析結果

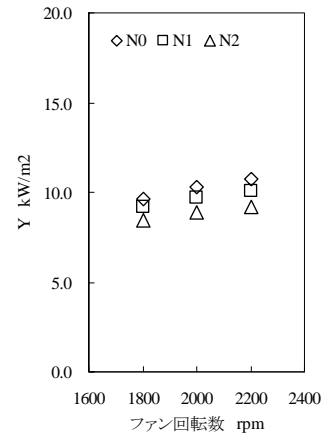


図 5.3.17 No.15 解析結果

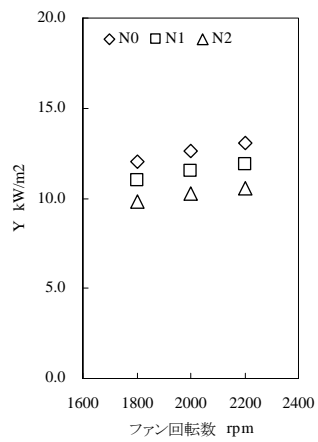


図 5.3.18 No.16 解析結果

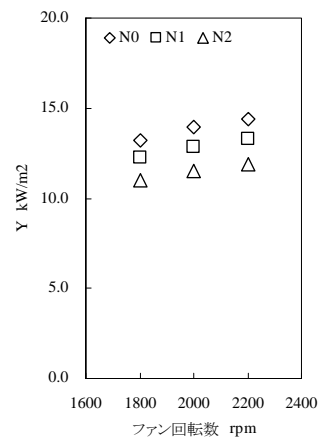


図 5.3.19 No.17 解析結果

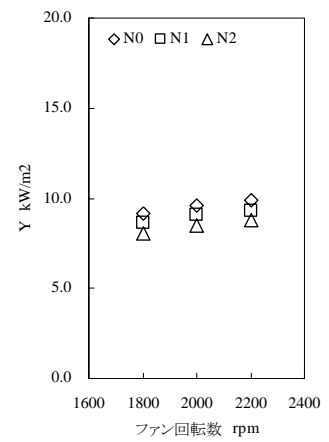


図 5.3.20 No.18 解析結果

5.3.3 最適化検討（蒸発器）

前節でファン回転数と Y との関係を示したが、本節ではその最適化についての検討を行う。ファン回転数と Y の関係として、ファン回転数と Y が比例関係にあることがシステム制御の観点から理想であると考えられる。つまり、ファン回転数の増加に伴い、 Y がリニアに増加することが望ましく、式(5.3.1)のような関係が理想であるといえる。ここで、 β は直線の傾き、 M はファン回転数を示す。

$$Y = \beta M \quad (5.3.1)$$

従って、本節では、3.2 節で述べた動特性解析（ゼロ点比例）を用いて、前節の結果から SN 比及び感度を算出することとする。SN 比、感度はそれぞれ式(5.3.2)、式(5.3.3)で示される。その他の計算式については、表 5.3.4 に示す。これらの式を用いて、各条件における SN 比及び感度を算出すると表 5.3.5 が得られる。さらに、算出した SN 比、感度から各パラメータ毎の水準平均値は、SN 比、感度についてそれぞれ表 5.3.6 及び表 5.3.7 のようになる。また、これらの表から要因効果図を作成すると図 5.3.21 が得られる。なお図中の破線と一点鎖線はそれぞれ SN 比と感度の平均値を表している。

パス数については、パス数が少ないほど感度は増加していることが分る。つまり、チューブ 1 本当りの冷媒循環量が少ないほど性能が増加するといえる。このことから熱伝達率増加の影響よりも圧力損失増加の影響のほうが大きいといえる。一方で SN 比については水準 2 でピークをとっている。パス数が少ないほどチューブ 1 本当りの冷媒循環量が少なくなるため、相対的に熱伝達率の影響が大きくなり誤差因子によるばらつきが大きくなっていると考えられる。またパス数が多いほどチューブ 1 本当りの冷媒循環量が多くなるため、相対的に圧力損失の影響が大きくなり、誤差因子によるばらつきが大きくなったと考えられる。

フィンピッチについては、フィンピッチが小さいほど、感度は増加していることが分る。このことから、フィンピッチを狭めることによる通風抵抗の増加、つまり動作点風量の低下よりも、伝熱面積の増大及び伝熱促進効果のほうが大きいということが分る。一方、SN 比については、フィンピッチが小さくなるほど減少傾向にあるが、水準 2 で下限値をとっている。またフィンピッチが小さくなることによって能力が増加し、冷媒循環量も増加する。従って、圧力損失も増加し、その影響によりばらつきは大きくなる傾向にあると考え

られる。ただし水準 1 においては、空気側の熱抵抗の減少により、相対的に冷媒側熱伝達率の影響が大きくなり、圧力損失によるばらつきを軽減していると考えられる。

フィン高さについては、水準 2 で感度の極大値となっていることが確認できる。フィン高さが低いほどコア全体のチューブ本数は増加するため、空気側・冷媒側それぞれの伝熱面積が増加し、その分能力も増加する傾向にある。一方で、チューブ高さは固定としているため、フィン高さが低いほど空気の通風面積は小さくなり、通風抵抗が増加し、動作点風量は低下する傾向にある。つまり、これらの相反関係によって水準 2 で極大値となっていると考えられる。また SN 比については、水準 2 で SN 比が極小値をとっていることが分る。フィン高さが低いほどチューブ 1 本当たりの冷媒循環量が低下するため、圧力損失の影響が小さくなり、SN 比が増加すると考えられる。一方でフィン高さが高いほど空気側の熱抵抗が増加し、相対的に冷媒側の影響が小さくなるため SN 比が高くなっていると考えられる。

フィン幅については、フィン幅の増大に伴い、感度は増加する傾向であることが分る。フィン幅が増加することで伝熱面積が増加するため、能力、通風抵抗共に増加するが、本結果からフィン幅増加による動作点風量の低下影響は小さいといえる。一方で、SN 比については、水準 2 で極小値をとっていることが確認できる。

フィン厚さについては、フィン厚さの増加に伴い、感度は低下し、SN 比は増加する傾向となっていることが分る。これはフィン厚さが大きいほど、通風抵抗の増加が生じて動作点能力が低下していると考えられる。また、能力の低下に伴い冷媒循環量も低下することから、圧力損失影響が低下し SN 比は増加傾向になるといえる。

水力直径については、水力直径の増加に伴って、感度は低下し、SN 比は増加する傾向であることが確認できる。水力直径の増加に伴い、冷媒側の伝熱面積が低下することから、冷媒側の熱抵抗が大きくなり、能力が低下すると考えられる。

流路断面積については、流路断面積の増加に伴い、感度は増加する傾向であることが分る。また、SN 比については、水準 2 で極小値をとっていることが確認できる。流路断面積が増加することで、冷媒側の伝熱面積は増加し熱抵抗が低下するが、冷媒流速が低下することで圧力損失、熱伝達率ともに低下傾向となる。これらのバランスによって、感度及び SN 比にこのような傾向が現れたと考えられる。

$$\text{SN 比 } \eta = 10 \log \frac{\beta^2}{\sigma^2} = 10 \log \frac{\frac{1}{nr} (S_\beta - V_e)}{V_N} \quad (5.3.2)$$

$$\text{感度 } S = 10 \log \beta^2 = 10 \log \frac{1}{nr} (S_\beta - V_e) \quad (5.3.3)$$

表 5.3.4 SN 比, 感度の導出式

有効除数	$r = M_1^2 + M_2^2 + M_3^2$
線形式 L	$L_1 = M_1 y_{11} + M_2 y_{21} + M_3 y_{31}$ $L_2 = M_1 y_{12} + M_2 y_{22} + M_3 y_{32}$ $L_3 = M_1 y_{13} + M_2 y_{23} + M_3 y_{33}$
全変動	$S_T = Y_{11}^2 + Y_{12}^2 + Y_{13}^2 + Y_{21}^2 + Y_{22}^2 + Y_{23}^2 + Y_{31}^2 + Y_{32}^2 + Y_{33}^2$
線形式の傾きの変動	$S_\beta = \frac{(L_1 + L_2 + L_3)^2}{nr}, \quad n = 3$
誤差因子 N の変動	$S_{N \times \beta} = \frac{L_1^2 + L_2^2 + L_3^2}{r} - S_\beta$
誤差変動	$S_e = S_T - S_\beta - S_{N \times \beta}$
誤差分散	$V_e = \frac{S_e}{kn - n}, \quad k = 3$
総合誤差変動	$S_N = S_T - S_\beta = S_e + S_{N \times \beta}$
総合誤差分散	$V_e = \frac{S_e}{kn - n}$

表 5.3.5 各解析 No.における SN 比，感度計算結果

解析 No.	M ₁ (1800rpm)			M ₂ (2000rpm)			M ₃ (2200rpm)			S N比 (d b)	感度 (d b)
	N ₁	N ₂	N ₃	N ₁	N ₂	N ₃	N ₁	N ₂	N ₃		
1	13.74	12.60	11.39	14.47	13.18	11.85	14.95	13.55	12.14	-46.22	-43.72
2	11.87	11.32	10.15	12.43	11.66	10.43	12.75	11.83	10.59	-45.93	-44.89
3	9.69	9.41	8.99	10.14	9.82	9.47	10.43	10.11	9.74	-41.91	-46.27
4	11.70	11.03	10.55	12.53	11.75	11.03	13.13	12.26	11.35	-43.06	-44.68
5	12.05	11.20	10.09	12.74	11.79	10.58	13.20	12.18	10.91	-45.53	-44.74
6	10.84	10.36	9.60	11.48	10.92	10.02	11.89	11.29	10.29	-43.84	-45.43
7	11.91	11.17	10.47	12.73	11.85	10.97	13.30	12.31	11.30	-43.98	-44.63
8	11.57	10.95	10.03	12.16	11.43	10.48	12.54	11.74	10.76	-44.58	-45.00
9	11.13	10.23	9.28	11.78	10.81	9.73	12.20	11.20	10.03	-45.67	-45.46
10	13.16	12.42	11.31	13.91	13.08	11.83	14.42	13.52	12.16	-44.79	-43.87
11	10.42	9.98	9.35	10.90	10.43	9.76	11.21	10.72	10.03	-43.35	-45.79
12	12.62	11.73	10.51	13.39	12.34	10.91	13.88	12.73	11.17	-46.21	-44.37
13	13.13	12.35	11.24	13.86	12.96	11.77	14.34	13.36	12.12	-44.89	-43.92
14	11.95	11.18	10.17	12.67	11.76	10.63	13.14	12.14	10.93	-45.22	-44.75
15	9.67	9.21	8.44	10.30	9.72	8.88	10.73	10.06	9.17	-44.04	-46.43
16	12.02	11.01	9.83	12.64	11.54	10.26	13.04	11.90	10.55	-46.42	-44.90
17	13.24	12.28	11.01	13.94	12.87	11.51	14.41	13.25	11.85	-45.86	-43.98
18	9.11	8.64	8.06	9.59	9.06	8.47	9.90	9.33	8.75	-43.50	-46.98

表 5.3.6 SN 比の水準平均値

	パス数 A	フィンピッチ B	フィン高さ C	フィン幅 D	フィン厚さ E	水力直径 F	流路断面積 G
水準 1	-44.7	-44.9	-44.7	-44.4	-45.3	-45.9	-44.8
水準 2	-44.4	-45.1	-45.0	-45.0	-44.7	-44.7	-45.0
水準 3	-45.0	-44.2	-44.5	-44.8	-44.2	-43.5	-44.4

表 5.3.7 感度の水準平均値

	パス数	フィンピッチ	フィン高さ	フィン幅	フィン厚さ	水力直径	流路断面積
	A	B	C	D	E	F	G
水準 1	-44.8	-44.3	-45.0	-45.2	-44.4	-44.7	-45.1
水準 2	-45.0	-44.9	-44.9	-45.0	-45.1	-44.9	-45.1
水準 3	-45.2	-45.8	-45.0	-44.7	-45.5	-45.4	-44.8

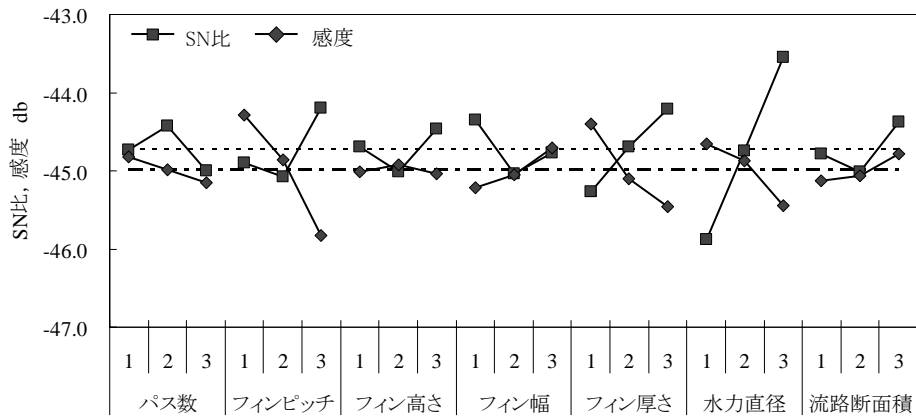


図 5.3.21 SN 比, 感度の要因効果図

要因効果図から, SN 比を最大にする設計パラメータの組合せ, 感度を最大にする設計パラメータの組合せは, 表 5.3.8 に示す通りとなる. このときの SN 比, 感度の推定値は, それぞれ式(5.3.4)及び式(5.3.5)で表される. 式中の μ_η , μ_s はそれぞれ, SN 比と感度の平均値である. この式を用いて, SN 比最大とした場合, 感度最大とした場合における SN 比と感度を推定すると表 5.3.9 が得られる. ここで, 表 5.3.9 における推定利得は, 感度最大とした場合に対する SN 比最大とした場合の SN 比及び感度の差を示したものである. 要因効果図から得られた推定利得に対して, 再現性の検証を行うために, 表 5.3.8 に示した組合せで解析を行う必要がある. 解析方法は 5.3.2 節と同様で, 表 5.3.8 の設計パラメータの組み合わせを基に表 5.3.10 に示す 2 つのモデルについて解析を行った. 解析結果を表 5.3.11 に示す. この表から, SN 比, 感度について, 実際の利得を算出すると, SN 比については, 利得 = $(-41.86) - (-46.86) = 5.47$ となり, 感度については, 利得 = $(-47.91) - (-43.23) = -4.69$ であり, 表 5.3.10 に示した推定値とほぼ一致していることから, 解析の再現性が確認できたといえる. つまり, 本解析モデルの設計パラメータの範囲内において, 表 5.3.8 に示した組合せによって SN

比または感度が最大となることが示されたといえる。各最適組合せにおけるファン回転数と Y との関係について、誤差因子によるばらつきを含めて図 5.3.22 に示す。SN 比を最大にした場合と感度を最大にした場合とで Y の値に大きな開きがあることが確認できる。冷凍サイクルの運転条件による熱交換性能のばらつきをどの程度許容できるかによって、どのような設計とするかを定める必要があるため、実際には図 5.3.22 中の 2 つの直線の範囲に入る設計とすることが望ましい。

表 5.3.8 各水準における SN 比と SN 比の最適水準

	パス数	フィンピッチ	フィン高さ	フィン幅	フィン厚さ	水力直径	流路断面積
	A	B	C	D	E	F	G
SN 比最大	2	3	3	1	3	3	3
感度最大	1	1	2	3	1	1	3

$$\eta = A_2 + B_3 + C_3 + D_1 + E_3 + F_3 + G_3 + 6\mu_\eta \quad (5.3.4)$$

$$S = A_1 + B_1 + C_2 + D_3 + E_1 + F_1 + G_3 + 6\mu_S \quad (5.3.5)$$

表 5.3.9 最適水準における SN 比と感度

	推定 SN 比	推定感度	推定利得 (SN 比)	推定利得 (感度)
SN 比最大	-41.0	-46.8	5.36	-4.18
感度最大	-46.4	-42.6		

表 5.3.10 最適水準における熱交換器仕様

解析 No.	パス数	フィンピッチ mm	フィン高さ mm	フィン幅 mm	フィン厚さ mm	水力直径 mm	流路断面積 mm ²	1 パス当り チューブ本数	開口面積 mm ²
SN 比最大	4	1.8	7.0	14.0	0.08	1.8	22.0	22	0.285
感度最大	2	1.0	6.0	18.0	0.04	0.6	22.0	58	0.285

表 5.3.11 最適水準における SN 比と感度

解析 No.	M ₁ (1800rpm)			M ₂ (2000rpm)			M ₃ (2200rpm)			S N 比 (d b)	感度 (d b)
	N ₁	N ₂	N ₃	N ₁	N ₂	N ₃	N ₁	N ₂	N ₃		
SN 比最大	7.98	7.69	7.34	8.42	8.17	7.76	8.71	8.49	8.05	-41.39	-47.91
感度最大	14.69	13.41	11.91	15.41	13.99	12.38	15.86	14.35	12.68	-46.86	-43.23

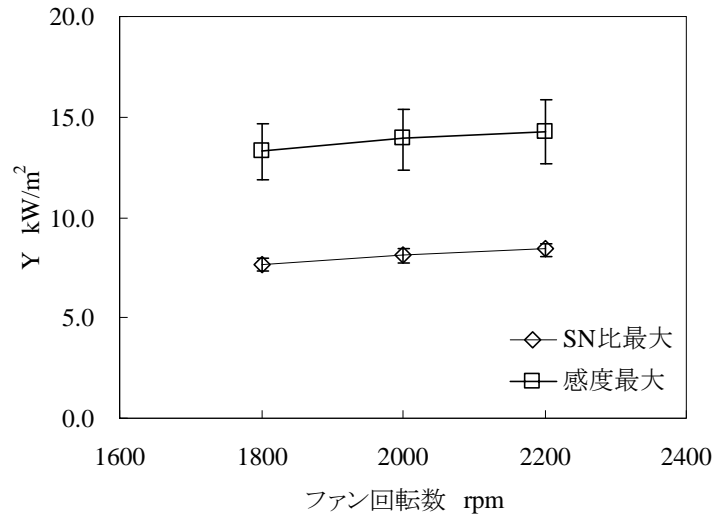


図 5.3.22 各最適組合せにおけるファン回転数と Y の関係

ここで、各最適値におけるチューブ流路断面形状の妥当性について検証する。5.3.1 で述べたように、扁平管の流路断面形状は水力直径と流路断面積で定義しているため、解析モデル上では計算可能であっても実際に製造可能であるかの判断が必要である。そこで、図 5.3.23 に示す簡易的な流路断面形状を用いて、妥当性検証を行う。図 5.3.23 において、 T_w はチューブ幅、 T_h はチューブ高さ、 δ_t は外周肉厚、 δ_p は中柱の肉厚である。さらに穴数を N とすると、各穴の幅 x 及び高さ y は式(5.3.6)及び式(5.3.7)で表される。従って、流路断面積 S_c 及び水力直径 D_h はそれぞれ式(5.3.8)及び式(5.3.9)で表される。

$$x = \frac{T_w - 2\delta_t - (N-1)\delta_p}{N} \quad (5.3.6)$$

$$y = (T_h - 2\delta_t) \quad (5.3.7)$$

$$S_c = x \times y \times N \quad (5.3.8)$$

$$D_h = \frac{4S_c}{2(x+y) \times N} \quad (5.3.9)$$

式(5.3.6)～式(5.3.9)において、チューブ幅、チューブ高さ、水力直径及び流路断面積は表 5.3.11 の各モデルの仕様で決まっている。従って、外周肉厚、中柱の肉厚及び穴数をパラメータとして、式(5.3.6)～式(5.3.9)を満たす解を見つければよい。ただし、方程式の数よりも変数の数が一つ多いため、解は一意には決まらないため、限定条件を課す必要がある。外周肉厚や中柱の肉厚は耐圧性や耐食性の観点から、ある程度の厚みが必要となる。そこで、外周肉厚の下限値を 0.15mm、中柱の肉厚の下限値を 0.1mm とし、エクセルのソルバー機能を用いて、解を求めると表 5.3.12 が得られる。ただし、SN 比最大については、適切な解が存在しなかったため、解析モデルに近い値について示した。この表に記した値を用いたチューブ形状は図 5.3.24 のようになる。SN 比最大としたチューブ形状については、製造上、特に問題はないと考えられる。一方で、感度最大としたチューブ形状については、穴数が多く、穴形状も非常に微細な縦長の形状となっているため、押出し加工による製造は困難であると考えられる。従って、図 5.3.22 に示した感度の最大値は、現実的には実現が困難であると考えられる。

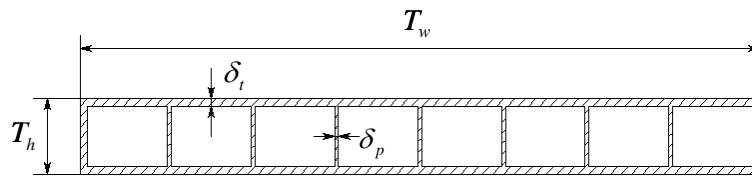
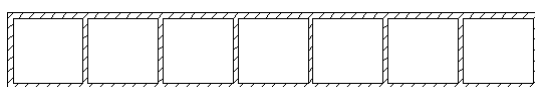


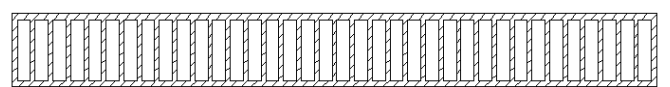
図 5.3.23 チューブ断面簡易形状

表 5.3.12 最適水準におけるチューブ形状

	T_w	T_h	S_c	D_h	x	y	N	δ_t	δ_p
	mm	mm	mm ²	mm	mm	mm		mm	mm
SN 比最大	14.0	2.0	22.0	1.77	1.85	1.70	7	0.150	0.126
感度最大	18.0	2.0	22.0	0.6	0.366	1.671	36	0.164	0.129



(a) SN 比最大



(b) 感度最大

図 5.3.24 最適水準におけるチューブ断面形状

5.3.4 最適化検討（凝縮器）

蒸発器と同様に、凝縮器についても前節の結果から表 5.3.13 に示すように、各解析 No. における Y の値及びそこから算出される SN 比、感度が得られる。また SN 比及び感度の水準平均値を算出すると、それぞれ表 5.3.14 及び表 5.3.15 に示す通りとなる。従ってこれらの表から要因効果図を作成すると図 5.3.25 が得られる。なお図中の破線と一点鎖線はそれぞれ SN 比と感度の平均値を表している。

まず SN 比について、蒸発器の場合と比較すると、フィン高さ、流路断面積については、蒸発器の傾向と一致していることが分る。一方で、その他のパラメータに関しては傾向が全く異なることが分る。つまり凝縮器の場合には、圧力損失による性能への影響が蒸発器の場合と性質が異なるということがいえる。一方で、感度については、パス数、フィン高さ以外のパラメータに関しては、蒸発器と同様の傾向を示していることが分る。パス数やフィン高さは、1 パス当りのチューブ本数を変えるパラメータであるため、圧力損失に大きく影響するパラメータであるといえる。このことから凝縮器と蒸発器での圧力損失の影響が異なることが確認できる。

以上のことから、本解析条件においては、室外蒸発器の設計指針として特に考慮すべきパラメータはパス数とフィン高さであることが分る。特にパス数については、蒸発器と凝縮器で正反対の影響となるため、冷房性能と暖房性能のどちらを優先するかで、パス割りを決定する必要があるといえる。

表 5.3.13 各解析 No.における SN 比, 感度計算結果

解析 No.	M ₁ (1800rpm)			M ₂ (2000rpm)			M ₃ (2200rpm)			S N比 (d b)	感度 (d b)
	N ₁	N ₂	N ₃	N ₁	N ₂	N ₃	N ₁	N ₂	N ₃		
1	18.52	18.15	17.71	20.63	20.19	19.66	22.21	21.71	21.11	-33.62	-40.01
2	13.24	12.80	12.27	14.59	14.03	13.43	15.58	14.93	14.28	-38.30	-43.17
3	9.62	9.21	8.64	10.54	10.10	9.47	11.21	10.74	10.07	-40.25	-46.07
4	15.23	14.82	14.38	16.84	16.40	15.86	18.04	17.58	16.97	-35.58	-41.82
5	14.37	14.07	13.77	16.19	15.87	15.54	17.59	17.26	16.91	-31.58	-42.09
6	11.35	11.03	10.70	12.55	12.22	11.82	13.45	13.09	12.66	-35.56	-44.38
7	15.18	14.90	14.66	16.85	16.47	16.44	18.09	17.67	17.82	-30.36	-41.70
8	13.01	12.93	12.87	14.53	14.36	14.39	15.68	15.45	15.55	-26.92	-42.91
9	14.11	13.85	13.61	15.87	15.59	15.31	17.20	16.91	16.61	-30.60	-42.24
10	15.27	14.73	14.07	16.87	16.27	15.58	18.07	17.44	16.73	-37.49	-41.89
11	11.12	10.74	10.19	12.21	11.74	11.13	13.01	12.45	11.81	-39.28	-44.75
12	14.19	13.68	13.41	15.80	15.28	14.91	17.01	16.48	16.04	-34.77	-42.39
13	15.56	15.06	14.62	17.16	16.55	16.27	18.34	17.67	17.54	-34.97	-41.66
14	13.41	13.10	12.79	14.96	14.63	14.31	16.14	15.79	15.47	-32.59	-42.79
15	10.41	10.10	9.79	11.61	11.27	10.94	12.52	12.16	11.81	-34.85	-45.06
16	17.04	16.89	16.74	18.97	18.87	18.57	20.41	20.35	19.95	-29.31	-40.62
17	16.70	16.49	16.20	18.61	18.35	18.23	20.04	19.76	19.80	-28.23	-40.80
18	9.48	9.18	8.91	10.48	10.12	9.90	11.22	10.83	10.66	-35.14	-45.96

表 5.3.14 SN 比の水準平均値

	パス数 A	フィンピッチ B	フィン高さ C	フィン幅 D	フィン厚さ E	水力直径 F	流路断面積 G
水準 1	-37.3	-33.6	-33.7	-34.4	-32.3	-32.1	-33.3
水準 2	-34.2	-32.8	-34.2	-33.3	-35.0	-34.1	-34.7
水準 3	-30.1	-35.2	-33.7	-33.9	-34.3	-35.4	-33.6

表 5.3.15 感度の水準平均値

	パス数	フィンピッチ	フィン高さ	フィン幅	フィン厚さ	水力直径	流路断面積
	A	B	C	D	E	F	G
水準 1	-43.0	-41.3	-42.4	-43.3	-42.0	-41.7	-43.0
水準 2	-43.0	-42.8	-42.8	-42.7	-43.0	-42.8	-42.8
水準 3	-42.4	-44.3	-43.1	-42.5	-43.4	-43.9	-42.6

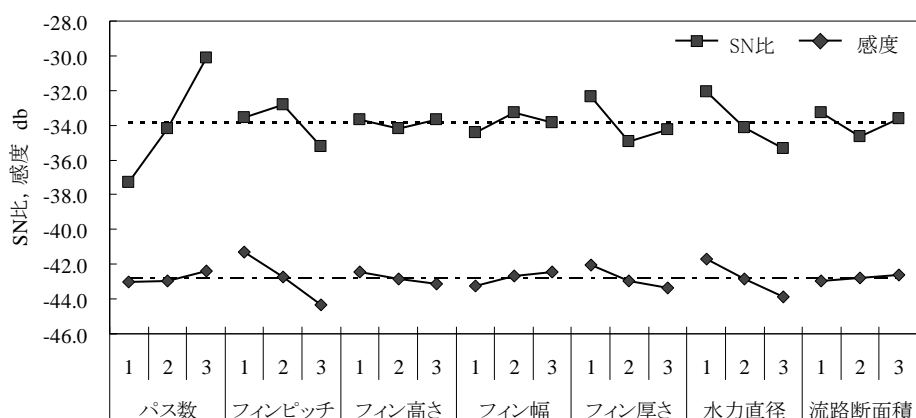


図 5.3.25 SN 比，感度の要因効果図

蒸発器と同様に、要因効果図から SN 比を最大にする設計パラメータの組合せ、感度を最大にする設計パラメータの組合せは表 5.3.16 に示す通りとなる。このときの SN 比、感度の推定値は、それぞれ式(5.3.10)及び式(5.3.11)で表され、表 5.3.17 が得られる。また要因効果図から得られた推定利得に対して再現性の検証を行うために、表 5.3.18 に示す 2 つのモデルについて解析を行った。解析結果を表 5.3.19 に示す。この表から SN 比、感度について、実際の利得を算出すると、SN 比については、利得 $=(-32.16) - (-24.32) = -7.84$ となり、感度については、利得 $=(-41.38) - (-39.14) = -2.24$ となる。表 5.3.17 に示した推定値と比較すると、感度については、利得はほぼ一致しており、解析の再現性が確認できたといえる。一方で、SN 比については、推定値と大きく乖離しており再現性は確認できず、解析を行った 20 モデルのうち SN 比が最も高くなったのは、感度最大とした場合の組合せとなった。ただし、凝縮器の場合には前述のように圧力損失の影響が小さく、そのばらつきも小さくなるため、SN 比の重要性は蒸発器の場合よりも低くなると考えられる。

最適組合せにおけるファン回転数と Y との関係について、誤差因子によるばらつきを含めて図 5.4.26 に示す。ただし、SN 比最大となる組合せと感度最大となる組合せは一致して

いるため、本解析範囲何においては、図 5.3.26 に示した組合せが感度、SN 比ともに最も高い組合せであるといえる。

表 5.3.16 各水準における SN 比と SN 比の最適水準

	パス数 A	フィンピッチ B	フィン高さ C	フィン幅 D	フィン厚さ E	水力直径 F	流路断面積 G
SN 比最大	3	2	3	2	1	1	1
感度最大	3	1	1	3	1	1	3

$$\eta = A_3 + B_2 + C_3 + D_2 + E_1 + F_1 + G_1 + 6\mu_\eta \quad (5.3.10)$$

$$S = A_3 + B_1 + C_1 + D_3 + E_1 + F_1 + G_3 + 6\mu_S \quad (5.3.11)$$

表 5.3.17 最適水準における SN 比と感度

	推定 SN 比	推定感度	推定利得 (SN 比)	推定利得 (感度)
SN 比最大	-24.2	-40.7	1.67	-2.72
感度最大	-25.9	-38.0		

表 5.3.18 最適水準における熱交換器仕様

解析 No.	パス数	フィンピッチ mm	フィン高さ mm	フィン幅 mm	フィン厚さ mm	水力直径 mm	流路断面積 mm ²	1パス当り チューブ本数	開口面積 mm ²
SN 比最大	6	1.4	7.0	16.0	0.04	0.6	18.0	22	0.285
感度最大	6	1.0	5.0	18.0	0.04	0.6	22.0	58	0.285

表 5.3.19 最適水準における SN 比と感度

解析 No.	M ₁ (1800rpm)			M ₂ (2000rpm)			M ₃ (2200rpm)			SN 比 (d b)	感度 (d b)
	N ₁	N ₂	N ₃	N ₁	N ₂	N ₃	N ₁	N ₂	N ₃		
SN 比最大	15.76	15.58	15.31	17.44	17.32	16.90	18.68	18.60	18.09	-32.16	-41.38
感度最大	19.93	19.75	19.63	22.39	22.25	22.19	24.26	24.15	24.12	-24.32	-39.14

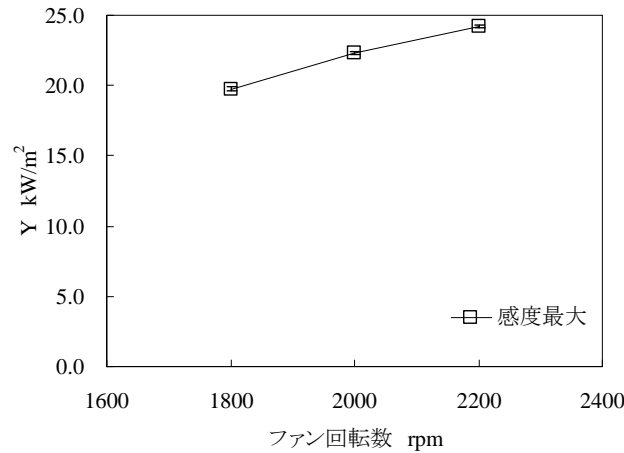


図 5.3.26 各最適組合せにおけるファン回転数と Y の関係

5.4 フィンレス熱交換器の最適化

5.4.1 パラメータの選定

本節では、フィンレス熱交換器に対する最適化における設計パラメータについて検討する。チューブ形状については、第 3 章で示した凹部深さ、凸部高さ、凹部幅、凹凸ピッチ、凹凸部テーパ角度、凹凸数によってチューブ外形形状が決まる。また、チューブの内面形状は、その構造上、チューブの板厚によって一意に決まるため、これらをパラメータとすることで、流路断面積、水力直径等が決定する。また、平板間の距離は第 3 章で示した相関式における各無次元数の基準長さであるため、重要な設計パラメータとなりうる。また、その他に考慮すべき設計パラメータとしては、パス割りと各パスでのチューブ本数が考えられる。従来熱交換器の場合よりも、考慮すべき設計パラメータは少ないが、L18 直交表で解析を行うために、5.3 節と同様に、同一の開口面積における性能の最大化に着目してパラメータの絞り込みを行った。上述のチューブ外形形状を決める 6 つのパラメータはフィンレス熱交換器の性能に大きく影響する因子であるため、設計パラメータとして必須であると考えられる。ただし、凹凸数については、熱交換器の体積を大きく変化させるため除外することとした。平板間距離については、他の形状パラメータとの相互作用が強いと考えられるため固定値とした。また、チューブ板厚は材料の薄肉化に関わるパラメータとして重要であるため検討が必要である。従来熱交換器と同様に、冷媒側の熱伝達率や圧力損失に着目すると、同一循環量での冷媒の流速を大きく変化させるパス割りが重要な因子となるため、設計変数として取り上げることとした。以上、7 つの設計パラメータについて検討

することとし、表 5.4.1 に示すように L18 直交表への割付けを行った。各設計パラメータの定義図を図 5.4.1 に示す。また 5.3 節と同様に、その他の設計パラメータについては、以下に示す条件で設定した。

- ・チューブ長さ (360mm)，平板間距離 (1.6mm)，凹凸数 (4) は固定。
 - ・各パスのチューブ本数は同一 (均等パス)
 - ・各パスのチューブ本数は各解析モデルの開口面積がほぼ同等になるように決定
- 以上をまとめると解析を実施した熱交換器の仕様は表 5.4.2 に示す 18 通りとなる。

表 5.4.1 設計パラメータの割付け

	第 2 列	第 3 列	第 4 列	第 5 列	第 6 列	第 7 列	第 8 列
因子名	凹部深さ mm	凸部高さ mm	凹凸部幅 mm	凹凸ピッチ mm	パス数	テーパ角度 deg	チューブ板厚 mm
水準 1	0.40	0.40	1.00	2.40	2	0.0	0.150
水準 2	0.60	0.60	1.40	2.80	4	10.0	0.175
水準 3	0.80	0.80	1.80	3.20	6	20.0	0.200

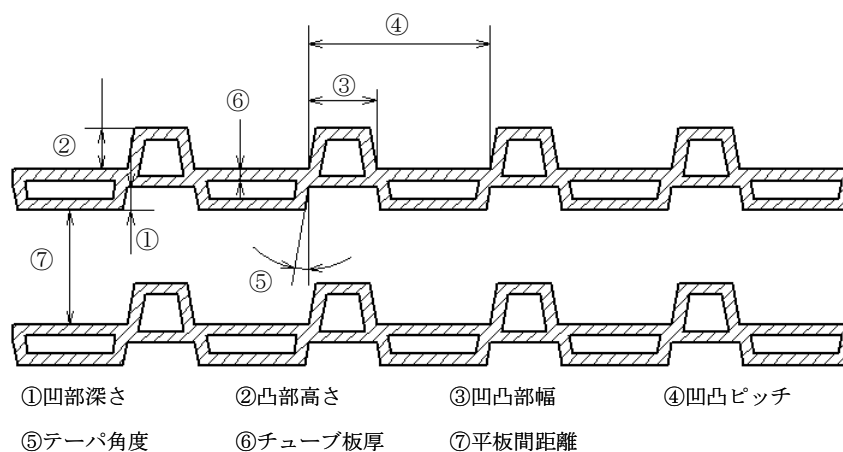


図 5.4.1 設計パラメータ定義図

表 5.4.2 解析モデル一覧

解析 No.	凹部 深さ mm	凸部 高さ mm	凹凸 部幅 mm	凹凸 ピッチ mm	パス数	テーパ 角度 deg	チューブ 板厚 mm	1パス当り チューブ本数	開口面積 mm ²
1	0.4	0.4	1.0	2.4	2	0	0.150	348	0.288
2	0.4	0.6	1.4	2.8	4	10	0.175	340	0.288
3	0.4	0.8	1.8	3.2	6	20	0.200	336	0.290
4	0.6	0.4	1.0	2.8	4	20	0.200	308	0.288
5	0.6	0.6	1.4	3.2	6	0	0.150	318	0.286
6	0.6	0.8	1.8	2.4	2	10	0.175	314	0.288
7	0.8	0.4	1.4	2.4	6	10	0.200	288	0.290
8	0.8	0.6	1.8	2.8	2	20	0.150	296	0.288
9	0.8	0.8	1.0	3.2	4	0	0.175	292	0.289
10	0.4	0.4	1.8	3.2	4	10	0.150	348	0.288
11	0.4	0.6	1.0	2.4	6	20	0.175	342	0.289
12	0.4	0.8	1.4	2.8	2	0	0.200	336	0.290
13	0.6	0.4	1.4	3.2	2	20	0.175	314	0.288
14	0.6	0.6	1.8	2.4	4	0	0.200	308	0.288
15	0.6	0.8	1.0	2.8	6	10	0.150	318	0.286
16	0.8	0.4	1.8	2.8	6	0	0.175	288	0.285
17	0.8	0.6	1.0	3.2	2	10	0.200	286	0.288
18	0.8	0.8	1.4	2.4	4	20	0.150	296	0.288

5.4.2 解析結果

5.3 節と同様に、表 5.2.2 に示した条件の下で各モデルについて第 4 章で述べた性能予測シミュレーションを行うことで前面風速に対する通風抵抗及び能力の特性が得られる。さらに、その結果を各ファン回転数に対する動作点風量及び能力に変換することで、蒸発器試験について図 5.4.2～図 5.4.19 に示すように各条件におけるファン回転数と Y の関係が得られる。5.3 節と同様にどの解析条件においても Y は N_0 が最も大きく、 N_2 が最も小さい結

果となっていることが分る。また、凝縮器についても同様に解析を行い、同様の結果が得られた。

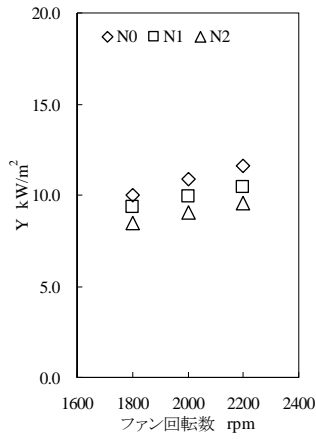


図 5.4.2 No.1 解析結果

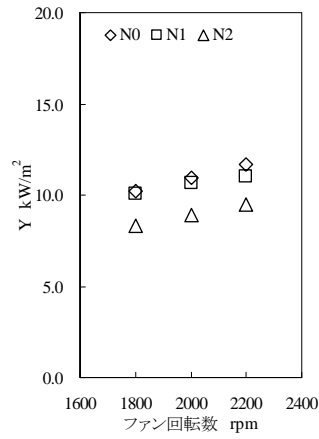


図 5.4.3 No.2 解析結果

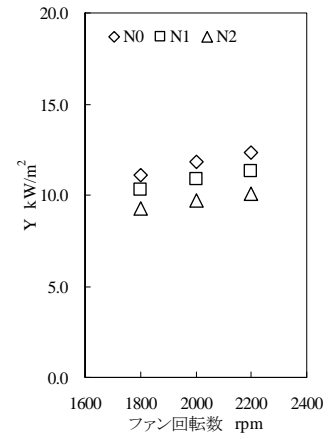


図 5.4.4 No.3 解析結果

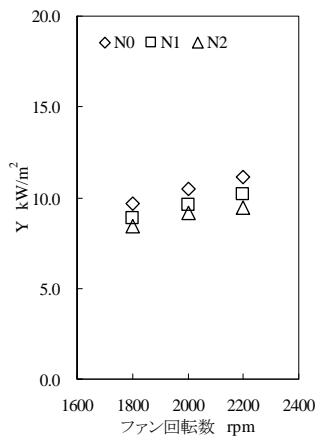


図 5.4.5 No.4 解析結果

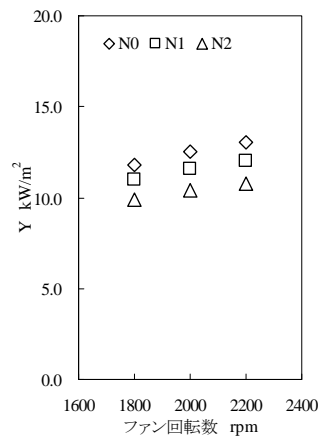


図 5.4.6 No.5 解析結果

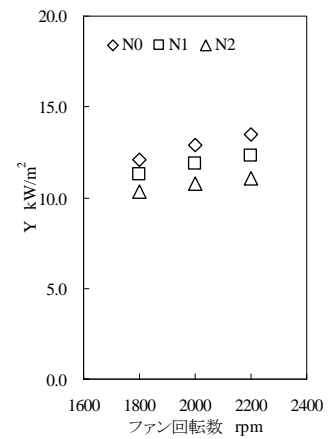


図 5.4.7 No.6 解析結果

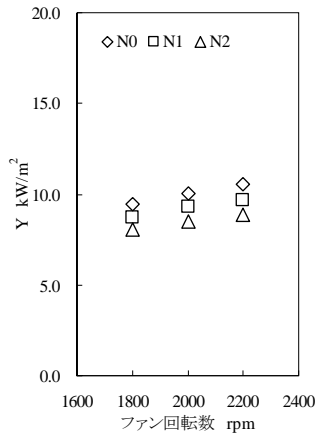


図 5.4.8 No.7 解析結果

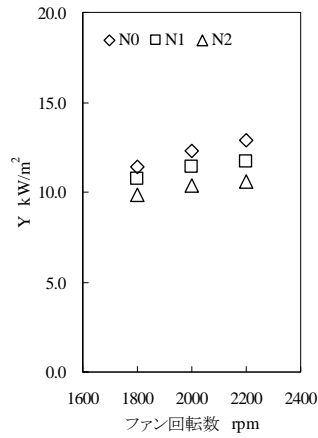


図 5.4.9 No.8 解析結果

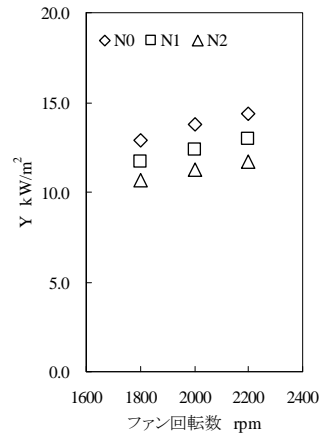


図 5.4.10 No.9 解析結果

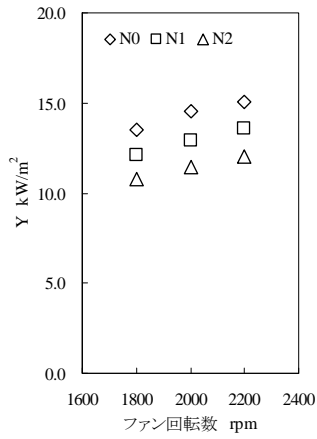


図 5.4.11 No.10 解析結果

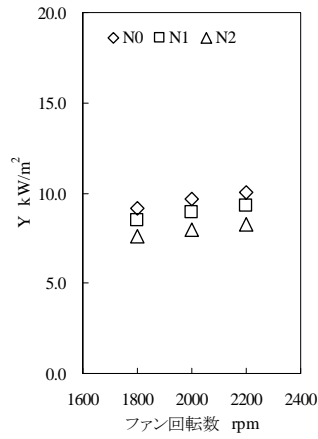


図 5.4.12 No.11 解析結果

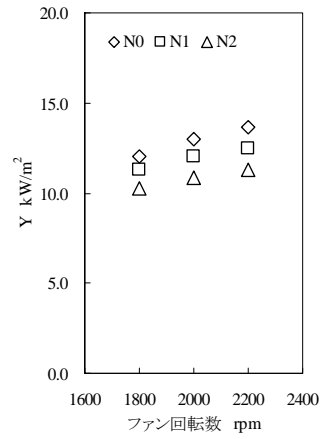


図 5.4.13 No.12 解析結果

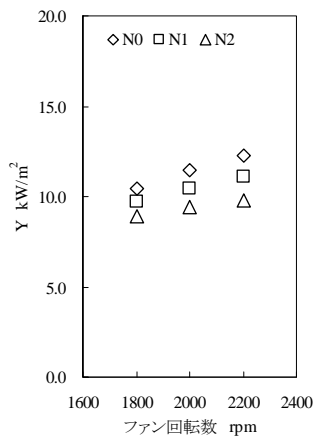


図 5.4.14 No.13 解析結果

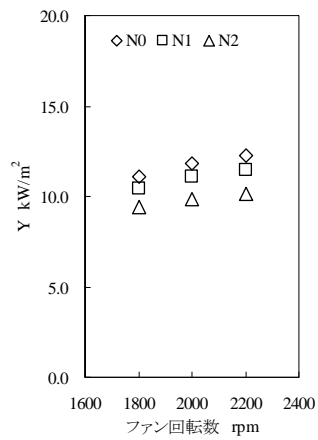


図 5.4.15 No.14 解析結果

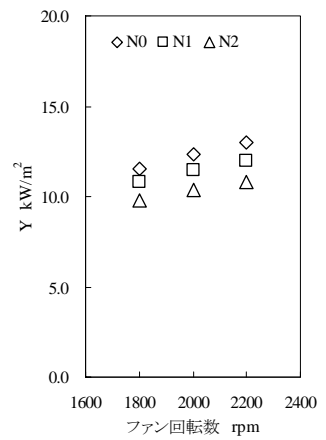


図 5.4.16 No.15 解析結果

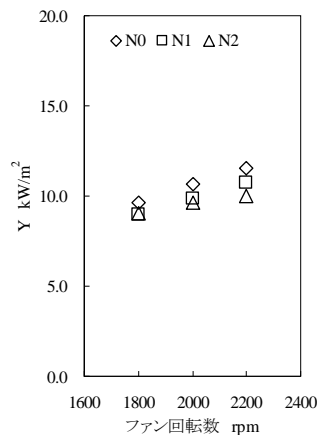


図 5.4.17 No.16 解析結果

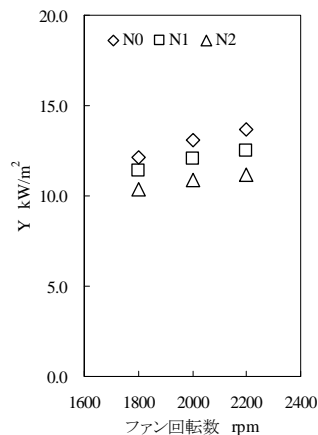


図 5.4.18 No.17 解析結果

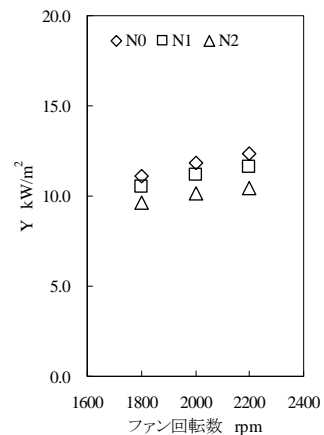


図 5.4.19 No.18 解析結果

5.4.3 最適化検討 (蒸発器)

本節では、5.3 節と同様にゼロ点比例の動特性解析を用いて SN 比、感度の算出を行い、各設計パラメータの最適化について検討する。SN 比と感度の導出方法については、5.3 節と同様であり、各条件における SN 比及び感度を算出すると表 5.4.3 が得られる。さらに、算出した SN 比、感度からパラメータ毎の水準平均値は、SN 比、感度についてそれぞれ表 5.4.4 及び表 5.4.5 のようになる。また、これらの表から要因効果図を作成すると図 5.4.20 が得られる。なお図中の破線と一点鎖線はそれぞれ SN 比と感度の平均値を表している。

凹部深さについては、凹部深さが大きくなるほど、SN 比、感度ともに増加していることが分る。凹部深さと熱交換器構造の関係として、凹部深さが大きくなるほど、チューブ当りの冷媒側流路断面積は増加する一方で、チューブ本数が減少するため、パス当りの流路断面積は減少する傾向となる。このような傾向は冷媒側の圧力損失の値に対して正反対の効果となるが、凹部深さが大きいほど SN 比が高くなっていることから、チューブの流路断面積の増加による圧力損失の低減効果のほうが大きいと考えられる。一方で、感度については、第 3 章の結果から凹部深さが大きくなるほど、j ファクターは低下しているが、冷媒側圧力損失が低減したことによる能力向上効果の方が大きいため、凹部深さの増加に伴って、熱交換量も増加していると考えられる。

凸部高さについては、凸部高さが大きくなるほど感度は増加していることが確認できる。凸部高さと熱交換器構造の関係としては、凸部高さが大きくなるほど冷媒側流路断面積は増加するが、チューブ本数は変化しない。そのため、冷媒側の圧力損失の観点からは、凸部高さが大きくなるほど、熱交換量は増加すると考えられる。また、第 3 章の結果から、

凸部高さが大きくなるほど、 j ファクター、 f ファクターともに増加する傾向であり、 j/f のアナロジー値は、凸部高さが大きくなるほど低下することが示されていた。しかしながら、本章のように熱交換器全体で考えた場合には、凸部高さが高いほど性能が向上する結果となっており、ファンのPQ特性を考慮した解析とは異なることが明確となった。

凹凸部幅については、SN比、感度ともに1.4mmにおいて極小値をとっていることが確認できる。凹凸部幅とチューブ形状の関係を考えると、図5.4.1に示すチューブ上下の凹凸のピッチ方向の長さの割合が変化するだけであるので、熱交換器の外形形状に対しては影響を与えない。また、チューブの流路断面積も変化しないため、基本的には圧力損失による性能のばらつきは少ないと考えられるため、要因効果図におけるSN比のばらつきは解析誤差によるばらつきである可能性が高い。

凹凸ピッチについては、SN比は凹凸ピッチ2.8mmで極大値となっていることが確認できる。凹凸ピッチはチューブ幅つまり熱交換器の厚さと関係があるため、凹凸ピッチが増加するほど熱交換器の容積が増加することになる。そのため、伝熱面積の観点からは凹凸ピッチが増加するほど熱交換量が増加する傾向となるといえる。

パス数については、パス数が多くなるほどSN比は増加、感度は低下傾向にあることが分る。パスと熱交換器構造の関係としては、パス数が多くなるほど、1パス当りのチューブ本数は減少する傾向となる。そのため、チューブ1本当りの冷媒循環量が相対的に増加することに加えて、冷媒が流れる流路の全長も増加する。その結果、圧力損失が増加し、感度が低下傾向になったと考えられる。一方で、SN比については、チューブ本数の減少に伴い、圧力損失の影響が大きくなり、SN比は低下傾向になると考えられる。しかし、感度低下に起因する冷媒循環量の減少効果の影響が大きく、結果として性能に対するばらつきが小さくなりSN比が増加していると考えられる。

テーパ角度については、テーパ角度の増加に伴い感度は低下傾向にあり、SN比はテーパ角度10degで極小値をとっていることが確認できる。テーパ角度とチューブ形状の関係としては、テーパ角度が大きくなるほど冷媒側流路断面積は減少する。そのため、冷媒側圧力損失の影響が相対的に大きくなり、SN比は低下する傾向になると考えられる。一方で、伝熱量はテーパ角度が大きくなるほど低下する傾向であるため、冷媒循環量が減少し、SN比の増加につながるため、このような極値が現れたと考えられる。

最後に管板厚については、板厚0.175mmにおいて、感度は極小値、SN比は極大値をとっていることが確認できる。板厚が薄くなるほど、冷媒側流路断面積が増加するため、圧力

損失は低下するが、流量の減少によって熱伝達率も低下するため、両者のバランスによって、感度に対して極値が現れたと考えられる。SN比に関しては、冷媒循環量の増減による圧力損失の影響が大きく、冷媒循環量が小さい、すなわち圧力損失が最も小さい条件において極大値となっていると考えられる。

表 5.4.3 各解析 No.における SN 比，感度計算結果（蒸発器）

解析 No.	M ₁ (1800rpm)			M ₂ (2000rpm)			M ₃ (2200rpm)			S N比 (d b)	感度 (d b)
	N ₁	N ₂	N ₃	N ₁	N ₂	N ₃	N ₁	N ₂	N ₃		
1	9.97	9.31	8.41	10.80	9.90	9.00	11.49	10.39	9.53	-44.59	-46.16
2	10.23	10.10	8.32	10.98	10.65	8.91	11.65	11.05	9.50	-46.06	-45.91
3	11.11	10.26	9.24	11.84	10.90	9.74	12.30	11.32	10.07	-45.61	-45.42
4	9.55	8.78	8.30	10.40	9.52	9.13	11.10	10.16	9.44	-42.85	-46.39
5	11.59	10.82	9.78	12.41	11.51	10.33	12.98	11.97	10.71	-45.12	-44.96
6	12.11	11.30	10.31	12.90	11.89	10.76	13.47	12.29	11.04	-45.38	-44.63
7	9.23	8.57	7.91	9.96	9.18	8.44	10.48	9.61	8.81	-44.13	-46.83
8	11.38	10.71	9.84	12.32	11.37	10.35	12.87	11.71	10.58	-44.97	-45.04
9	12.89	11.74	10.69	13.75	12.36	11.25	14.38	12.93	11.74	-45.69	-44.17
10	13.27	11.97	10.64	14.28	12.72	11.25	14.90	13.37	11.81	-46.64	-43.98
11	9.22	8.60	7.70	9.69	9.00	8.05	10.04	9.30	8.31	-45.64	-47.09
12	12.59	11.71	10.59	13.36	12.29	11.08	13.86	12.63	11.39	-45.63	-44.35
13	10.19	9.57	8.81	11.30	10.35	9.31	12.22	11.01	9.75	-44.90	-45.80
14	11.07	10.41	9.38	11.80	11.06	9.88	12.24	11.44	10.15	-45.17	-45.36
15	11.63	10.88	9.86	12.33	11.46	10.33	12.95	11.97	10.75	-44.99	-44.95
16	9.41	8.79	8.94	10.48	9.73	9.54	11.45	10.62	9.98	-40.04	-46.13
17	12.03	11.30	10.33	13.05	12.08	10.90	13.65	12.50	11.19	-44.96	-44.54
18	11.13	10.49	9.62	11.80	11.15	10.12	12.33	11.61	10.47	-44.19	-45.25

表 5.4.4 SN 比の水準平均値 (蒸発器)

	凹部深さ	凸部高さ	凹凸部幅	凹凸ピッチ	パス数	テーパ角度	チューブ板厚
	A	B	C	D	E	F	G
水準 1	-45.70	-43.86	-44.79	-44.85	-45.07	-44.37	-45.08
水準 2	-44.73	-45.32	-45.00	-44.09	-45.10	-45.36	-44.62
水準 3	-44.00	-45.25	-44.64	-45.49	-44.26	-44.69	-44.72

表 5.4.5 感度の水準平均値 (蒸発器)

	凹部深さ	凸部高さ	凹凸部幅	凹凸ピッチ	パス数	テーパ角度	チューブ板厚
	A	B	C	D	E	F	G
水準 1	-45.49	-45.88	-45.55	-45.89	-45.09	-45.19	-45.05
水準 2	-45.35	-45.48	-45.52	-45.46	-45.18	-45.14	-45.62
水準 3	-45.33	-44.80	-45.09	-44.81	-45.90	-45.83	-45.48

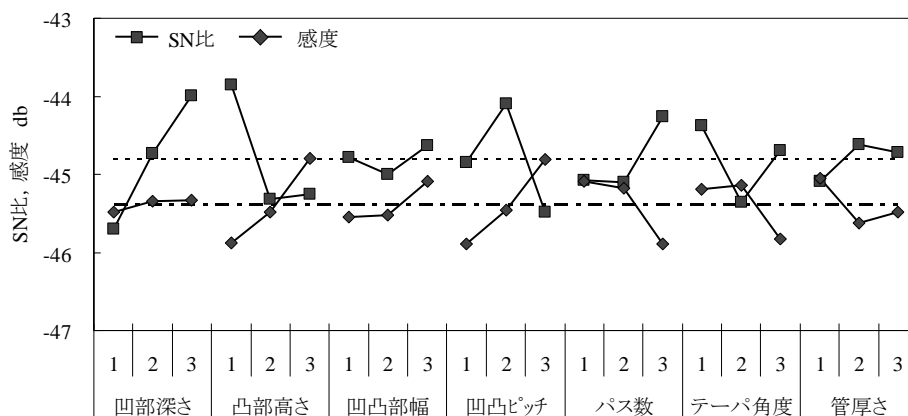


図 5.4.20 SN 比, 感度の要因効果図 (蒸発器)

要因効果図から、SN 比を最大にする設計パラメータの組合せ、感度を最大にする設計パラメータの組合せは、表 5.4.6 に示す通りとなる。式(5.4.1)及び式(5.4.2)を用いて、SN 比最大とした場合、感度最大とした場合における SN 比と感度を推定すると表 5.4.7 が得られる。ここで、表 5.4.7 における推定利得は、感度最大とした場合に対する SN 比最大とした場合の SN 比及び感度の差を示したものである。要因効果図から得られた推定利得に対して、再

現性の検証を行うために、表 5.4.6 に示した組合せで解析を行う必要がある。解析方法は 5.3 節と同様で、表 5.4.6 の設計パラメータの組み合わせを基に表 5.4.8 に示す 2 つのモデルについて解析を行った。解析結果を表 5.4.10 に示す。この表から、SN 比、感度について、実際の利得を算出すると、SN 比については、利得= $(-40.04) - (-44.43) = 4.38$ となり、感度については、利得= $(-45.41) - (-46.13) = -1.72$ となる。表 5.4.7 に示した推定値と比較すると SN 比はほぼ一致しているが、感度については、絶対値が同等とはいえない。一般に推定による利得と確認実験による利得の誤差が 30%以内であれば再現性があるといえるが、本解析における感度の推定値には再現性があるとはいえない。例えば、表 5.4.3 中の各解析モデルにおいて、最も感度が高いのは No.10 であり、その値は-43.98 となっている。これは表 5.4.9 に示す感度を最大化した場合の-44.41 よりも大きくなっている。このように、再現性が取れていない場合、最適水準の組合せを誤る可能性がでてくる。その要因の一つとして、パラメータ間の交互作用が考えられる。本研究で対象としているようなフィンレス熱交換器の場合、チューブ外形形状が冷媒側の流路形状に影響を与えるため、このような結果となっていると考えられる。従って、交互作用の影響を含めた検討が今後の課題となる。

各最適組合せにおけるファン回転数と Y との関係について、誤差因子によるばらつきを含めて図 5.4.21 に示す。SN 比を最大にした場合と感度を最大にした場合とで Y の値にそれほど大きな差がないことが確認できる。これは、上述したように SN 比、感度の推定における再現性が取れていないことによると考えられる。従って、さらに検討することで、誤差因子によるばらつきや感度を改善することが可能であると考えられる。

表 5.4.6 各水準における SN 比と SN 比の最適水準 (蒸発器)

	凹部深さ	凸部高さ	凹凸部幅	凹凸ピッチ	パス数	テーパ角度	チューブ板厚
	A	B	C	D	E	F	G
SN 比最大	3	1	3	2	3	1	2
感度最大	3	3	3	3	1	2	1

$$\eta = A_3 + B_1 + C_3 + D_2 + E_3 + F_1 + G_2 + 6\mu_\eta \quad (5.4.1)$$

$$S = A_3 + B_3 + C_3 + D_3 + E_1 + F_2 + G_1 + 6\mu_S \quad (5.4.2)$$

表 5.4.7 最適水準における SN 比と感度 (蒸発器)

	推定 SN 比	推定感度	推定利得 (SN 比)	推定利得 (感度)
SN 比最大	-40.98	-46.15	5.05	-3.16
感度最大	-46.03	-42.99		

表 5.4.8 最適水準における熱交換器仕様 (蒸発器)

解析 No.	凹部	凸部	凹凸	凹凸	パス数	テーパ	チューブ	1 パス当り チューブ本数	開口面積 mm ²
	深さ	高さ	部幅	ピッチ		角度	板厚		
	mm	mm	mm	mm	mm	deg	mm		
SN 比最大	0.8	0.4	1.8	2.8	6	0	0.175	48	0.290
感度最大	0.8	0.8	1.8	3.2	2	10	0.150	148	0.288

表 5.4.9 最適水準における SN 比と感度 (蒸発器)

解析 No.	M ₁ (1800rpm)			M ₂ (2000rpm)			M ₃ (2200rpm)			S N 比 (d b)	感度 (d b)
	N ₁	N ₂	N ₃	N ₁	N ₂	N ₃	N ₁	N ₂	N ₃		
SN 比最大	9.41	8.79	8.94	10.48	9.73	9.54	11.45	10.62	9.98	-40.04	-46.13
感度最大	12.20	11.49	10.51	13.09	12.21	11.08	13.80	12.75	11.51	-44.43	-44.41

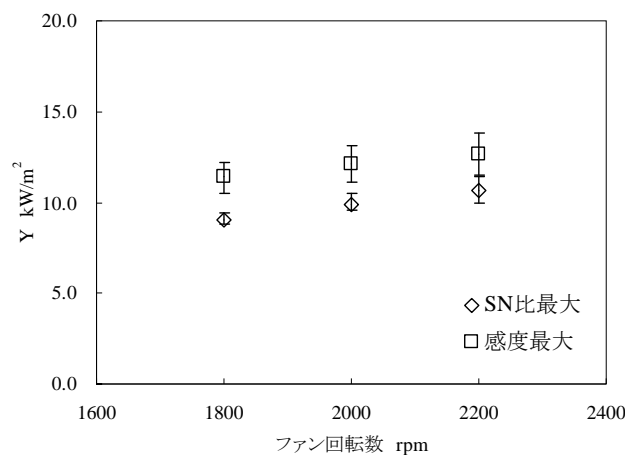


図 5.4.21 各最適組合せにおけるファン回転数と Y の関係 (蒸発器)

5.4.4 最適化検討（凝縮器）

蒸発器と同様に、凝縮器についても前節の結果から表 5.4.10 に示すように、各解析 No. における Y の値及びそこから算出される SN 比、感度が得られる。また SN 比及び感度の水準平均値を算出すると、それぞれ表 5.4.11 及び表 5.3.12 に示す通りとなる。従って、これらの表から要因効果図を作成すると図 5.4.22 が得られる。なお図中の破線と一点鎖線はそれぞれ SN 比と感度の平均値を表している。

SN 比、感度ともに蒸発器の場合と比較すると、ほぼ全てのパラメータについて傾向が異なっていることが確認できる。本研究で対象としたフィンレス熱交換器の場合、チューブ外周形状と内面形状の間に相関があるため、各設計パラメータは、空気側、冷媒側それぞれの特性に影響を及ぼす。つまり蒸発器と凝縮器それぞれにおける冷媒側の圧力損失の影響度合いの相違が要因効果図に表れているといえる。

まず SN 比について蒸発器の場合と比較すると、凸部高さ、テーパ角度、板厚、パス数については、蒸発器の場合とは逆の傾向を示していることが確認できる。凸部高さ、テーパ角度については、空気側熱伝達率を大きく変化させるパラメータであるため、例えば凸部高さに関しては、凸部高さが大きくなるほど、熱伝達率が大きくなるため冷媒循環量が増加する傾向となる。蒸発器の場合であれば、冷媒循環量の増加が SN 比の低下につながるが、凝縮器の場合には、冷媒側圧力損失の影響が小さいために、性能の増加によってばらつきが相対的に小さくなったと考えられる。また板厚に関しては、蒸発器の場合には、板厚が薄くなると流量増加による圧力損失の影響により SN 比は低下しているが、凝縮器の場合には、逆の傾向を示している。このことから凝縮器の場合には冷媒側圧力損失の影響が小さいことが分る。同様の理由で、パス数についても蒸発器とは異なる傾向となっていると考えられる。

また、感度については、凹部深さ、凹凸部幅、板厚について、蒸発器の場合と異なる傾向となっていることが確認できる。凹部深さに関しては、凹部深さが小さくなるほど、チューブ本数の増加によって伝熱面積が増加することで、性能が向上していると考えられる。蒸発器の場合には、凹部深さの小さくなるほどチューブ流路断面積が低下し、圧力損失の影響が大きくなる傾向であったが、前述のように凝縮器の場合には、圧力損失の影響が小さいために、蒸発器とは異なる結果となったといえる。また、凹凸部幅に関しては、冷媒側の総流路断面積はほとんど変化しないため、空気側の性能が支配的となり、このような結果となったと考えられる。

表 5.4.10 各解析 No.における SN 比, 感度計算結果 (凝縮器)

解析 No.	M ₁ (1800rpm)			M ₂ (2000rpm)			M ₃ (2200rpm)			S N比 (d b)	感度 (d b)
	N ₁	N ₂	N ₃	N ₁	N ₂	N ₃	N ₁	N ₂	N ₃		
1	10.57	10.70	10.87	11.01	11.18	11.38	11.33	11.51	11.71	-41.19	-45.12
2	11.50	11.63	11.76	12.19	12.25	12.36	12.72	12.71	12.79	-39.61	-44.32
3	12.25	12.35	12.56	13.36	13.42	13.58	14.29	14.30	14.40	-34.07	-43.50
4	10.14	10.31	10.50	10.52	10.72	10.95	10.83	11.03	11.26	-41.58	-45.48
5	12.48	12.57	12.71	13.32	13.39	13.52	14.00	14.02	14.11	-38.03	-43.54
6	11.42	11.46	11.49	12.53	12.48	12.43	13.50	13.35	13.21	-32.75	-44.14
7	9.16	9.26	9.45	9.55	9.59	9.84	9.88	9.85	10.14	-41.36	-46.38
8	10.26	10.37	10.50	11.00	11.01	11.05	11.64	11.53	11.48	-38.26	-45.23
9	13.84	13.77	13.70	15.26	15.10	14.94	16.46	16.20	15.95	-31.95	-42.50
10	11.56	11.74	11.94	12.09	12.32	12.55	12.46	12.71	12.96	-40.84	-44.29
11	10.42	10.59	10.85	11.02	11.15	11.39	11.50	11.58	11.79	-39.99	-45.11
12	13.23	13.26	13.33	14.59	14.52	14.49	15.70	15.54	15.40	-31.97	-42.83
13	10.87	11.03	11.22	11.32	11.52	11.74	11.67	11.88	12.09	-41.15	-44.86
14	10.57	10.67	10.81	11.34	11.35	11.39	11.98	11.89	11.84	-38.16	-44.97
15	12.73	12.72	12.80	13.99	13.94	13.99	15.03	14.93	14.92	-31.37	-43.18
16	10.26	10.37	10.55	10.72	10.79	11.03	11.11	11.12	11.39	-40.93	-45.38
17	11.56	11.63	11.77	12.44	12.39	12.45	13.18	13.00	12.97	-37.71	-44.19
18	10.64	10.62	10.67	11.67	11.56	11.52	12.57	12.38	12.23	-33.11	-44.79

表 5.4.11 SN 比の水準平均値 (凝縮器)

	凹部深さ A	凸部高さ B	凹凸部幅 C	凹凸ピッチ D	パス数 E	テーパ角度 F	チューブ板厚 G
水準 1	-37.9	-41.2	-37.3	-37.8	-37.2	-37.0	-37.1
水準 2	-37.2	-38.6	-37.5	-37.3	-37.5	-37.3	-37.7
水準 3	-37.2	-32.5	-37.5	-37.3	-37.6	-38.0	-37.5

表 5.4.12 感度の水準平均値 (凝縮器)

	凹部深さ	凸部高さ	凹凸部幅	凹凸ピッチ	パス数	テーパ角度	チューブ板厚
	A	B	C	D	E	F	G
水準 1	-44.2	-45.3	-44.3	-45.1	-44.4	-44.1	-44.4
水準 2	-44.4	-44.6	-44.5	-44.4	-44.4	-44.4	-44.4
水準 3	-44.7	-43.5	-44.6	-43.8	-44.5	-44.8	-44.6

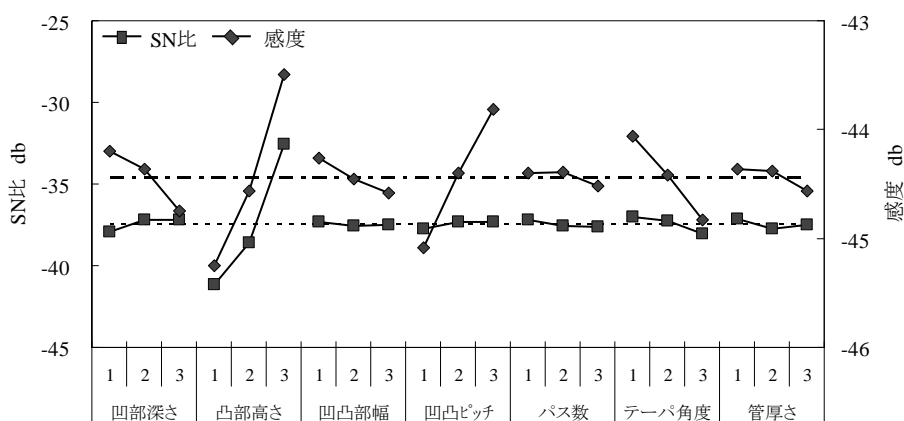


図 5.4.22 SN 比, 感度の要因効果図 (凝縮器)

また要因効果図から、SN 比を最大にする設計パラメータの組合せ、感度を最大にする設計パラメータの組合せは、表 5.4.13 に示す通りとなる。さらに、式(5.4.3)及び式(5.4.4)を用いて、SN 比最大とした場合、感度最大とした場合における SN 比と感度を推定すると表 5.4.14 が得られる。ここで、表 5.4.14 における推定利得は、感度最大とした場合に対する SN 比最大とした場合の SN 比及び感度の差を示したものである。また、要因効果図から得られた推定利得に対して、表 5.4.15 に示すモデルで再現性の検証を行うと、表 5.4.16 が得られる。この表から、SN 比、感度について、実際の利得を算出すると、SN 比については、 $\text{利得} = (-32.61) - (-31.33) = -1.28$ となり、感度については、 $\text{利得} = (-42.59) - (-41.41) = -1.18$ となる。表 5.4.14 に示した推定値と比較すると感度はほぼ一致しているが、SN 比については、乖離がみられ、解析を行った 20 モデルのうち SN 比が最も高くなったのは、感度最大とした場合の組合せとなった。

最適組合せにおけるファン回転数と Y との関係について、誤差因子によるばらつきを含めて図 5.4.23 に示す。ただし、SN 比最大となる組合せと感度最大となる組合せは一致して

いるため、本解析範囲何においては、図 5.4.23 に示した組合せが感度、SN 比ともに最も高い組合せであるといえる。

表 5.4.13 各水準における SN 比と SN 比の最適水準 (凝縮器)

	凹部深さ A	凸部高さ B	凹凸部幅 C	凹凸ピッチ D	パス数 E	テーパ角度 F	チューブ板厚 G
SN 比最大	2	3	1	2	1	1	1
感度最大	1	3	1	3	1	1	1

$$\eta = A_2 + B_3 + C_1 + D_2 + E_1 + F_1 + G_1 + 6\mu_\eta \quad (5.4.3)$$

$$S = A_1 + B_3 + C_1 + D_3 + E_1 + F_1 + G_1 + 6\mu_S \quad (5.4.4)$$

表 5.4.14 最適水準における SN 比と感度 (凝縮器)

	推定 SN 比	推定感度	推定利得 (SN 比)	推定利得 (感度)
SN 比最大	-30.96	-42.72	0.77	-0.76
感度最大	-31.74	-41.97		

表 5.4.15 最適水準における熱交換器仕様 (凝縮器)

解析 No.	凹部 深さ	凸部 高さ	凹凸 部幅	凹凸 ピッチ	パス数	テーパ 角度	チューブ 板厚	1 パス当り チューブ本数	開口面積 mm ²
	mm	mm	mm	mm		deg	mm		
SN 比最大	0.6	0.8	1.0	2.8	2	0	0.150	160	0.288
感度最大	0.4	0.8	1.0	3.2	2	0	0.150	174	0.288

表 5.4.16 最適水準における SN 比と感度 (凝縮器)

解析 No.	M ₁ (1800rpm)			M ₂ (2000rpm)			M ₃ (2200rpm)			S N 比 (d b)	感度 (d b)
	N ₁	N ₂	N ₃	N ₁	N ₂	N ₃	N ₁	N ₂	N ₃		
SN 比最大	13.75	13.62	13.59	15.09	14.94	14.83	16.19	15.98	15.77	-32.61	-42.59
感度最大	14.98	14.97	14.95	17.30	17.15	16.92	19.20	18.92	18.51	-31.33	-41.41

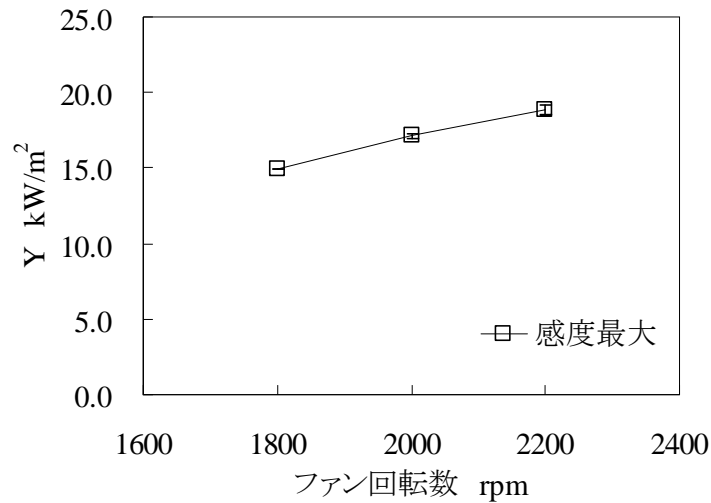


図 5.4.23 各最適組合せにおけるファン回転数と Y の関係（凝縮器）

5.5 従来熱交換器とフィンレス熱交換器の比較

5.3 節及び 5.4 節から得られた結果から、従来熱交換器とフィンレス熱交換器の最適設計値における性能比較について検討する。

まず蒸発器に関して、従来熱交換器については、5.3 節における設計パラメータの範囲内での最適値は図 5.3.24 に示した通りである。一方、フィンレス熱交換器については、パラメータ設計における再現性が取れていないことから、感度に関しては図 5.4.21 に示した結果が最適であるとはいえない。そこで、便宜的に表 5.4.4 に示した解析モデルのうち、感度が最も高いものを最適組合せであるものとして比較を行うこととする。表 5.4.4 中で感度が最も高いのは解析 No.10 である。それぞれの解析モデルにおけるファン回転数と Y の平均値との関係について、誤差因子によるばらつきを含めて図 5.5.1 に示す。また図 5.5.1 中には従来熱交換器の結果についても合せて記す。この図から本解析による最適化の検討結果として、感度を最大化した場合の性能は従来熱交換器の方が高いことが分る。一方で、SN 比を最大化した場合には、フィンレス熱交換器の性能が勝っていることが確認できる。フィンレス熱交換器の場合には、チューブ本数が従来熱交換器よりも多くなることから、冷媒側の圧力損失や熱抵抗の影響を受けにくい為、このような結果となっていると考えられる。

次に凝縮器に関しては、従来熱交換器、フィンレス熱交換器ともに SN 比についての再現性がとれなかったため、感度を最大とした場合の最適値についてのみ図 5.5.2 に示す。凝縮

器では、冷媒側の圧力損失の影響が相対的に小さくなることから、チューブ本数が多くなるフィンレス熱交換器のメリットが小さくなるため、従来熱交換器よりも性能が低くなる結果となっていることが分る。

以上のことから、本解析範囲内においては、性能の最大値は従来熱交換器の性能が勝っているといえる。ただし前述したようにフィンレス熱交換器については、感度の最適化ができていないとは言えない。また従来熱交換器については、最適組合せにおけるチューブの製造可否の検討及び、設計パラメータに含めなかったルーバピッチやルーバ角度の最適化により、両熱交換器の性能の最大値が逆転する可能性もあるため、今後更なる検討が必要である。

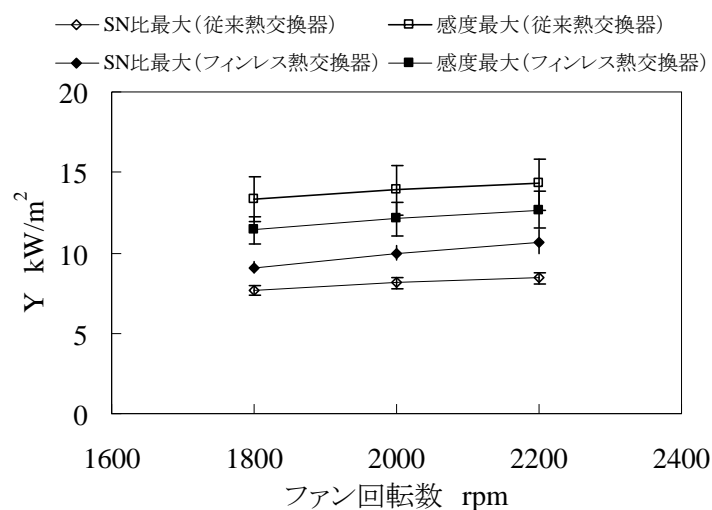


図 5.5.1 従来熱交換器とフィンレス熱交換器の比較 (蒸発器)

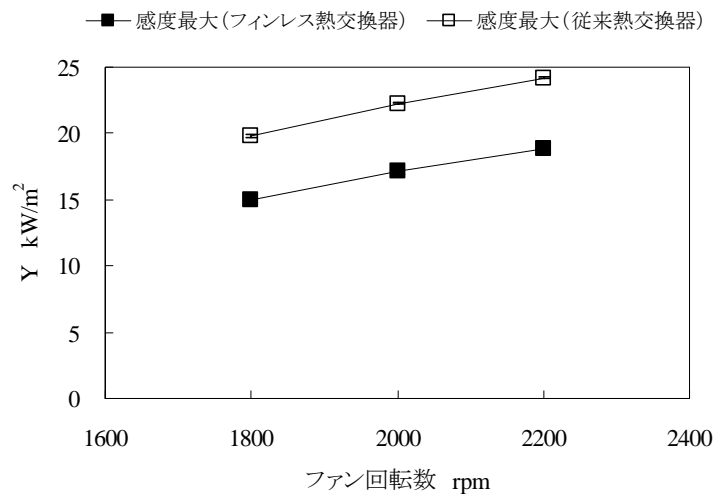


図 5.5.2 従来熱交換器とフィンレス熱交換器の比較（凝縮器）

5.6 本章のまとめ

本章では，第 4 章で確立した熱交換器の性能予測手法とタグチメソッドを併用することで，空気側，冷媒側それぞれの伝熱・圧力損失の影響を考慮した最適化検討が可能となった．この手法を用いて，従来のコルゲート・ルーバフィンを用いた平行フロータイプの熱交換器とフィンレス熱交換器について，蒸発条件及び凝縮条件下における最適化検討を行い，それぞれの熱交換器の性能について比較を行った．本章における結論は，以下のようにまとめられる．

- (1) 従来熱交換器において，フィンピッチ，フィン高さ，フィン幅，フィン厚さ，水力直径，流路断面積，パス数を設計パラメータとした最適化検討を実施し，SN 比及び感度が最大となる最適値設計値を明らかにした．ただし，最適値におけるチューブ形状の製造可否について検討が必要であることを示した．
- (2) 従来熱交換器において，同一の熱交換器を蒸発器として用いた場合と凝縮器として用いた場合では，最適設計値が異なることを明らかにした．特にフィン高さとパス数によって傾向が大きく異なることから，この相違が冷媒側の圧力損失によって生じることを示した．

- (3) フィンレス熱交換器において、凹部深さ、凸部高さ、凹凸部幅、凹凸ピッチ、テーパ角度、チューブ板厚、パス数を設計パラメータとした最適化検討を実施し、SN比、感度が最大となる最適設計値を明らかにした。ただし、パラメータ間の相互作用の影響を検討する必要があることを示した。
- (4) フィンレス熱交換器において、同一の熱交換器を蒸発器として用いた場合と凝縮器として用いた場合では、最適設計値に大きな相違があることを明らかにした。これは、空気側の流路形状と冷媒側の流路形状に強い相関関係があるフィンレス熱交換器特有の現象である。
- (5) 従来熱交換器とフィンレス熱交換器の性能比較を実施し、本解析範囲内における最適設計値において、フィンレス熱交換器の性能は従来熱交換器より劣ることが明らかとなった。

以上のように、本章では、最適設計値における従来熱交換器とフィンレス熱交換器の性能比較を実施した。その結果、性能面においては、従来熱交換器に対するフィンレス熱交換器の優位性は低いことが明らかとなった。従って、今後の熱交換器の高性能化手段としては従来熱交換器の最適設計によって成されるべきであるといえる。ただし、今回検討しなかった室内凝縮器、室内蒸発器としての有意差についても今後検討が必要である。また本章で検討した室外熱交換器についても、着霜・除霜時の性能を含めて有意差を明らかにしていく必要がある。

5.7 参考文献

- (1) Parametric study on the performance of a heat exchanger with corrugated louvered fins, Zhao-gang Qi, Jiang-ping Chen, Zhi-jiu Chen, Applied Thermal Engineering, **27**, p.p.539-544, 2007
- (2) Experimental study on thermal-hydraulic performance of a wavy fin-and-flat tube aluminum heat exchanger, Junqi Dong, Lin Su, Qian Chen, Weiwu Xu, Applied Thermal Engineering, **51**, p.p. 32-39, 2013
- (3) Optimization of heat exchangers with vortex-generator fin by Taguchi method, M. Zeng, L. H.

- Tang, M. Lin, Q. W. Wang, *Applied Thermal Engineering*, **30**, p.p. 1775-1783, 2010
- (4) Parametric study and optimization of louver finned-tube heat exchangers by Taguchi method,
Ching-Tsun Hsieh, Jiin-Yuh Jang, *Applied Thermal Engineering*, **42**, p.p. 101-110, 2012

第6章 結論

6.1 本論文の成果

第1章の序論で述べたように、車両の電動化によるHPへの対応、環境規制による冷媒の変更など、カーエアコンを取り巻く環境は大きな変革期にあると言える。一方で、カーエアコンでは搭載スペースの観点から熱交換器の小型・高性能化が常に求められており、これらの要求に応えるために、効率的な設計手法の確立が望まれる。そこで本論文では、カーエアコン用の熱交換器の性能改善を目的とし、従来のコルゲートフィンを用いたパラレルフロータイプの熱交換器とフィンレス熱交換器について、伝熱・圧力損失の基礎特性把握から熱交換器としての最適化に至るまでの解析手法について言及した。

第2章では、コルゲートルーパーフィンについて実験及びCFD解析を用いて、熱伝達率・圧力損失の基礎特性についての検討を行った。実験計画法を用いたパラメータスタディにより、 j ファクター及び f ファクターに与えるフィン形状の影響度合いを定性的に明らかにすることができた。さらに各パラメータ間の交互作用について言及し、フィンピッチ、ルーバピッチ、ルーバ角度から決められる流路比が交互作用の要因であることを示した。その結果、従来提案されている相関式では考慮されていない流路比の概念を相関式に組み込むことで、定性的かつ定量的なフィン性能の予測式を作成することができた。

第3章では、流れ方向に周期的な凹凸を有する平行平板間流れについて、実験及びCFD解析を用いて、熱伝達率・圧力損失の基礎特性についての検討を行った。実験では j ファクター、 f ファクターに与える凹凸形状の影響を統計的に調査し、影響度合いの把握を行った。さらにCFD解析では、実験値との整合性の確認とともに、広範囲な凹凸形状について、解析を行った。その結果、従来提案されている臨界 Re 数の予測式が適用できない条件があることを示した。またCFD解析の結果を基に相関式の作成を行った。特に流路形状から決まる縮流比、膨張比、なす角を説明変数に加えることで、 j ファクター、 f ファクターともに、解析値を $\pm 15\%$ 以内で整理する予測式を作成することができた。

第4章では、熱交換器の性能予測手法について述べ、実験値との比較を実施した。空気側の熱伝達率、圧力損失の予測に第2章及び第3章で作成した相関式を適用することで、熱交換量については、高い予測精度が得られることを示した。一方で通風抵抗の予測値は全体的に実験値よりも低い傾向を示しており、相関式の精度にはまだ改善の余地があると考えられる。また、冷媒側圧力損失に関してもヘッダタンク内の圧力損失やオイル循環量

の影響を踏まえて更なる改良が求められる。ただし、フィンやチューブの仕様が変化した場合の定性的な予測値は実験値と良く一致しており、最適化検討に十分適用可能な予測手法であるといえる。また、本予測手法は、VC++を用いてプログラミングされており、平易なインターフェイスを通して誰でも解析が可能なシミュレーションツールとして落とし込むことができた。

第 5 章では、熱交換器の最適化について述べた。熱交換器の性能は、実際のシステムで考えた場合、伝熱性能と冷媒側、空気側それぞれの圧力損失が相互に影響を及ぼす。従って、単純に伝熱性能だけでは良し悪しは判断できない。本論文では、熱交換器の伝熱性能や圧力損失を同時に評価可能な指標を定義し最適化を行った。従来熱交換器とフィンレス熱交換器に対して、蒸発器条件、凝縮器条件それぞれについて最適化を実施した結果、いずれの場合にも性能の最大値は従来熱交換器のほうが高いことを明らかにした。ただしフィンレス熱交換器については、最適化が十分であるとはいえないため、更なる検討が必要である。また、どちらの熱交換器においても、蒸発器における最適設計値と凝縮器における最適設計値には相違があり、このような相違が冷媒側の圧力損失に起因することを明らかにした。

6.2 今後の展望

6.2.1 着霜・除霜特性に関する検証

本論文では、カーエアコン用の熱交換器に着目して、コルゲートフィンを用いた従来型の熱交換器とフィンレス熱交換器の性能比較を行った。本論文の解析範囲内においては、性能の最大値は従来熱交換器の方が高いことが明らかとなった。しかし、第 1 章で述べたように、HP 暖房システムの大きな課題の一つとして、着霜への対応が今後求められると考えられる。フィンレス化のメリットとして、本論文で述べた性能改善の他に、凝縮水の滞留を抑制することによる着霜耐力・除霜性能の向上効果が期待できる。従来熱交換器の場合には、その構造上、フィン間への凝縮水の滞留が生じやすく、除霜時に発生する融解水が効率よく排水されない可能性がある。特に従来熱交換器の性能向上のためには、フィンピッチの縮小が大きく影響するため、性能向上と凝縮水の滞留量に相反関係が生じることが懸念される。

定置用空調機器に多く用いられているフィン&チューブ型熱交換器については、従来から着霜・除霜に関する研究例は比較的多く、実験的にも解析的にも様々な検討が行われてい

る⁽¹⁾⁽²⁾。本間ら⁽³⁾の研究例では、着霜時と無着霜時の性能バランスを考慮すると、必要以上にフィンピッチを狭めることはできないことが明らかにされている。

一方で、コルゲートルバフィンの着霜特性に関しても、近年徐々に研究例が増えてきている⁽⁴⁾⁽⁵⁾。Padhmanabhan ら⁽⁶⁾はコルゲートフィンを用いたマルチフロータイプの熱交換器とフィン&チューブ型熱交換器について、着霜条件下での性能比較を行っており、着霜の進行による性能低下が開始する時間がマルチフロータイプの熱交換器のほうが短いことを示している。つまりフィン&チューブ型熱交換器は、構造上凝縮液滴が流下しやすい構造であるため、そのような傾向になると考えられる。

本研究で提案したフィンレス熱交換器は、構造的にフィン&チューブ型と従来のマルチフロー型熱交換器の中間的な性質である。つまり、フィン&チューブ型熱交換器のフィンが凹凸チューブに置き換わるような形状であるため、凝縮水が流下しやすい構造であるといえる。また性能面でも第 5 章で示したように従来のマルチフロー型熱交換器に近い性能を有しているため、フィン&チューブ型よりも性能は高いと考えられる。着除霜特性の把握は、HP システムにおいて特に重要な課題であり、今後はこのような観点から、フィンレス化の有意性を検証していく必要がある。

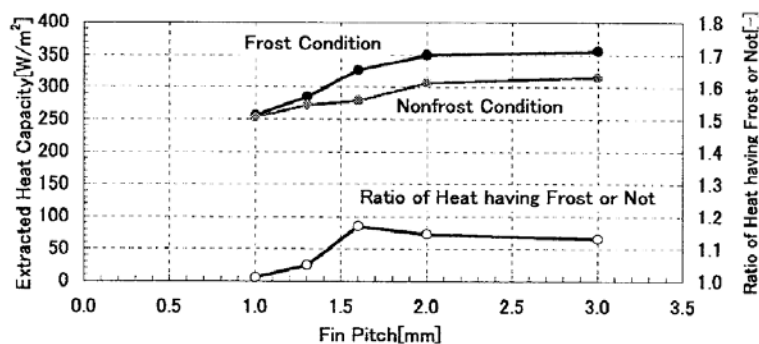


図 6.2.1 着霜時におけるフィン&チューブ型熱交換器のフィンピッチ最適値⁽³⁾

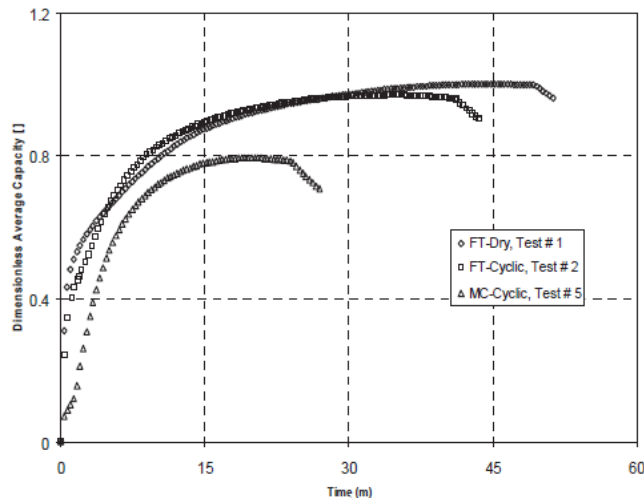


図 6.2.2 フィン&チューブ型熱交換器とマルチフロー型熱交換器の着霜特性比較⁽⁶⁾

6.2.2 定置用空調機器への展開

本論文では自動車空調用の熱交換器に着目して述べてきたが、近年の銅価格の高騰⁽⁷⁾により、定置用空調機器において熱交換器のオールアルミ化が検討されている⁽⁵⁾⁽⁸⁾⁽⁹⁾。それに伴い、熱交換器の構造も従来のフィン&チューブからコルゲートフィン等を用いたマルチフロータイプに置き換わるため、本研究の成果を適用することが可能である。第 4 章で述べた熱交換器性能予測に関しては、R410A, R1234ze, R32 等の冷媒に対応させることは容易であるため、これらの冷媒に適応した相関式を導入することで定置用オールアルミ熱交換器の性能予測が可能になると考えられる。

コルゲートフィンを用いた熱交換器とフィンレス熱交換器の性能についても、定置用空調機器に用いられる冷媒では、特性の違いが現れる可能性がある。また、前述したように着霜・除霜特性についても有意差があると考えられるため、今後はフィン&チューブタイプ、コルゲートフィンタイプ、フィンレスタイプそれぞれの熱交換器の特性を把握し、メリット・デメリットを明確にしていく必要がある。

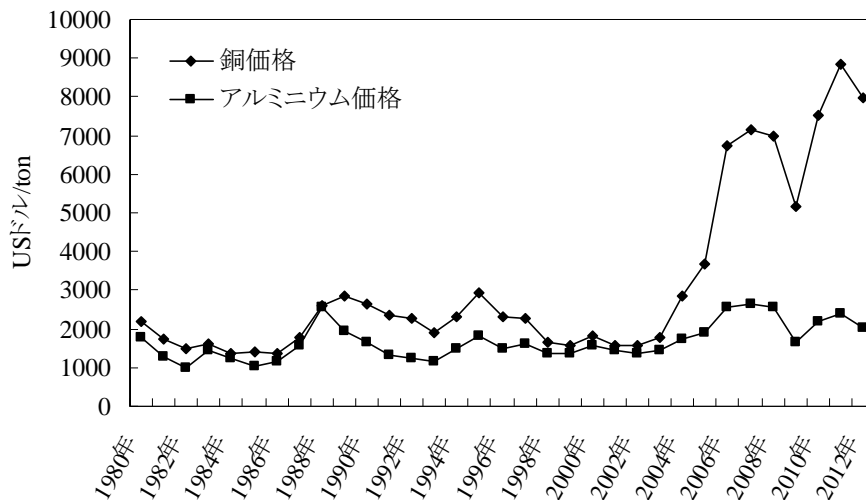


図 6.2.2 銅・アルミニウムの価格推移⁽⁷⁾

6.2.3 製造コストへの展開

本論文の第 5 章では、冷媒側の圧力損失による影響を誤差因子として用いて、タグチメソッドによるパラメータ設計を実施した。従って、そこから得られた最適設計水準は性能面では非常に優れた熱交換器であると言えるが、実際に製品として成立させるためには、製造面コストに対しての言及が必要である。そのための手段の一つとして、第 5 章で用いた評価指標にコストの概念を取り入れることが有効であるといえる。具体的には、コストを重量と同義であるとし、評価指標 Y を重量で除した値を新たな評価手法とすることで、第 5 章と同様の手法で最適設計値が見出せると考えられる。一方で、タグチメソッドにおける解析手法の一つとして、許容差設計が挙げられる。一般に、タグチメソッドを用いた開発においては、パラメータ設計による最適設計値を決定した後に、各パラメータの部材グレードや寸法公差等を決定することが求められる。許容差設計では、寸法公差等をばらつきとして与えることで、評価指標に対する許容差の SN 比が算出可能であるため、要因効果図を用いることで、寸法公差と評価指標との関係が明確になる。その結果、適切な公差の選択が可能となり、製造コストの低減につながると考えられる。

6.3 参考文献

- (1) Experimental study on frost growth and dynamic performance of air source heat pump system, Xian-Min Guo, Yi-Guang Chen, et al., Applied Thermal Engineering, **28**, p.p.2267-2278, 2008
- (2) An improved model for predicting performance of finned tube heat exchanger under frosting condition, with frost thickness variation along fin, C.P. Tso, Y.C. Cheng, A.C.K. Lai, Applied Thermal Engineering, **26**, p.p. 111-120, 2006
- (3) フィンチューブ型熱交換器の着霜に関する検討, 本間隆, 石川光浩, 沢田信之, 日本機械学会 2009 年度年次大会講演論文集, p.p.185-186, 2009
- (4) Air-side performance evaluation of three types of heat exchangers in dry, wet and periodic frosting conditions, Ping Zhang, P.S. Hrnjak, International Journal of Refrigeration, **32** (5), p.p. 911-921
- (5) ヒートポンプ用パラレルフロー型熱交換器の開発, 早瀬岳, 崔容華, 金榮珉, 2012 年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集, p.p. 11-12, 2012
- (6) Comparison of Frost and Defrost Performance between Micro channel Coil and Fin-and-Tube Coil for Heat Pump Systems, Sankar Padhmanabhan, et al., International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, **19** (4), p.p. 273-284, 2011
- (7) International Monetary Fund, <http://www.imf.org/external/np/res/commmod/index.aspx>
- (8) 空調用オールアルミマイクロチャネル熱交換器の開発, 鎌田俊光, 金鉉永, 藤野宏和, 2011 年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集, p.p. 37-40, 2012
- (9) パラレルフロータイプオールアルミ熱交換器の開発, 水田貴彦, 柿山史郎, 2011 年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集, p.p. 43-44, 2012

謝 辞

本論文は筆者が早稲田大学大学院環境・エネルギー研究科博士後期課程に在籍中の研究成果をまとめたものです。同研究科の勝田正文教授には、学位取得の機会を与えて頂くとともに、学部・修士時代も含め 8 年間に渡り、ご指導賜りましたことを心より感謝致します。また本論文の作成に当り、早稲田大学同研究科の永田勝也教授、吉田徳久教授、友成真一教授、関谷弘志教授、紙屋雄史教授、納富信教授、ならびに小野田弘士准教授には多くの有益なご指摘を賜りました。厚く御礼申し上げます。特に本論分の審査において副査を務めて頂きました同研究科の大聖泰弘教授、草鹿仁教授、中垣隆雄教授には、本論文を纏めるに当り、多くのご助言、ご指摘を賜りましたことを心より感謝致します。

また本研究を開始するに当り、サンデン株式会社には多くのご協力を頂きました。上司である塚本公氏、坪井政人氏、門浩隆氏には、学位取得のために時間を割くことを快く許可して頂きました。また北爪三智男氏には実験装置や経費面で多大なるご協力を賜りました。心より御礼申し上げます。その他同僚の方々にも多くのご協力を頂きましたことを感謝申し上げます。

また実験装置の作製、データ取得等で多くの協力を頂いた勝田研究室の学生にも深く感謝申し上げます。修士 2 年（当時）の目崎裕也氏、学部 4 年（当時）の宮下敏明氏には、研究の立ち上げ時の装置作製から実験データの取得に多くの時間を割いて頂きました。また、学部 4 年（当時）の堀竜平氏、学部 4 年（当時）の浜野友樹氏にも実験データの取得やデータ整理等多くのご協力を頂きました。厚く御礼申し上げます。

本論文はこのように多くの皆様のご助言、ご協力によって纏めることができました。心より感謝申し上げます。

2013 年 2 月

金子 智

研 究 業 績

分 類	著者(申請者含む), 題名, 発行掲載誌名/発表場所・巻号・頁, 発行/発表年月
口頭発表	勝田正文, 金子智, 浜野友樹, 凹凸平板間を流れる空気の熱伝達・圧力損失に関する研究, 日本冷凍空調学会, 2012 年度年次大会講演論文集, A321-1, 2012・9
口頭発表	○ Akira Kaneko, Masafumi Katsuta, Yuki Hamano, Research of Heat Transfer and Pressure Drop Characteristic of Concavo-Convex Plate, ACRA2012, 2012
査読論文	○ 金子智・勝田正文・目崎裕也・宮下敏明, 車載用熱交換器の空気側伝熱特性評価ー第 1 報: CFD 及び実験計画法に基づくパラメータスタディー, 日本冷凍空調学会論文集
口頭発表	○ 金子智・勝田正文・堀竜平, 凹凸平板間の伝熱・圧力損失特性に関する研究, 日本伝熱学会第 48 回日本伝熱シンポジウム講演論文集, G321, 2011・6
査読論文	○ Akira Kaneko, Masafumi Katsuta, Takahiro Oshiro, Sangchul BAE, Shunji Komatsu, Yohei Ohno, The Development of Performance Prediction Methods for an Automotive CO2 A/C Cycle, J. Thermal Sci. Eng. Appl., Volume 3, Issue 2, 2011
口頭発表	<p>勝田正文, 金子智, 目崎裕也, 宮下敏明, 結露条件を含む車載用熱交換器の空気側伝熱特性評価, 日本冷凍空調学会, 2010 年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集, B211-1, 2010・9</p> <p>Masafumi Katsuta, Takahiro Oshiro, Akira Kaneko, Shunji Komatsu, Yohei Ohno, The Development of Performance Prediction Methods for an Automotive CO2 Air Conditioning Cycle, 2010 14th International Heat Transfer Conference, pp.129-134, 2010</p>