

東京大学大学院新領域創成科学研究科
人間環境学専攻

2019 年度

修士論文

フィンレス熱交換器における空気側性能に
関する研究

2020 年 2 月 6 日提出

指導教員 飛原 英治 教授



学籍番号 47186738

山村 修史

目次

図目次.....	1
表目次.....	5
記号表.....	6
第 1 章 序論	7
1.1 研究背景.....	7
1.2 扁平多孔管を用いた新型熱交換器の提案.....	8
1.3 従来研究.....	12
1.4 研究目的.....	14
1.5 本論文の構成.....	14
第 2 章 新型扁平多孔管を用いた熱交換器の空気側伝熱実験	16
扁平多孔管の詳細.....	16
2.1.....	16
2.1.1 フィンレス熱交換器 Type1 に用いた扁平多孔管.....	16
2.1.2 フィンレス熱交換器 Type2 に用いた扁平多孔管.....	16
2.1.3 フィンレス熱交換器 Type3 に用いた扁平多孔管.....	17
2.1.4 銅管と扁平多孔管の仕様.....	18
2.2 熱交換器の詳細.....	18
2.2.1 フィンチューブ熱交換器.....	18
2.2.2 フィンレス熱交換器 Type1.....	20
2.2.3 フィンレス熱交換器 Type1 用渦発生器.....	21
2.2.1 フィンレス熱交換器 Type2.....	22
2.2.2 フィンレス熱交換器 Type3.....	23
2.2.3 各熱交換器の仕様.....	24
2.3 実験装置.....	24
2.4 実験条件.....	27
2.5 解析手法.....	28
2.6 実験結果.....	31
2.6.1 乾燥条件.....	32
2.6.2 湿潤条件.....	34
2.6.3 着霜条件, 着霜除霜条件.....	37
2.6.4 考察.....	38
第 3 章 渦発生器の構造最適化	45

3.1	解析方法	45
3.1.1	解析モデル	45
3.1.2	解析手法	47
3.1.3	解析条件	49
3.2	解析結果	50
3.2.1	渦発生器の縦横比(aspect ratio)を変えた数値解析結果	51
3.2.2	渦発生器の羽角度(wing angle)を変えた数値解析結果	52
3.3	考察	52
第4章	扁平管の構造最適化	56
4.1	解析方法	56
4.1.1	解析モデル	56
4.1.2	解析手法	56
4.1.3	解析条件	57
	解析の妥当性の確認	58
4.1.4	58	
4.2	解析結果	60
4.2.1	各チャンネルサイズでの結果	60
4.2.2	全チャンネルサイズでの比較結果	62
4.3	考察	63
第5章	結論	64
5.1	総括	64
5.1.1	空気側伝熱試験について	64
5.1.2	渦発生器形状最適化について	64
5.1.3	扁平多孔管構造最適化について	64
5.2	課題	65
付録A	フィンレス熱交換器 Type3 図面	66
	参考文献	69
	謝辞	72

図目次

図1-1	世界のCO ₂ とHFC排出量(B)	8
図1-2	機械拡管概念図 [3]	9
図1-3	フィンチューブ熱交換器(空調用)	10
図1-4	コルゲートフィン扁平多孔管熱交換器(自動車用)	10

図 1- 5	新旧室外機比較 (ダイキン工業) (6)	11
図 1- 6	扁平多孔管を用いた熱交換器(a)およびフィンレス熱交換器(b)の排水 ...	12
図 2- 1	フィンレス熱交換器 Type1 の断面図.....	16
図 2- 2	扁平多孔管 Type2 の断面図 (p=plane, l=louver)	17
図 2- 3	扁平多孔管 Type3 の断面図.....	18
図 2- 4	フィンチューブ熱交換器.....	19
図 2- 5	フィンレス熱交換器 Type1	20
図 2- 6	楯の概要.....	21
図 2- 7	楯挿入の概要.....	21
図 2- 8	フィンレス熱交換器 Type1 用渦発生器 (A : CAD モデル, B:実物)	22
図 2- 9	フィンレス熱交換器 Type2 (a=plane, b=louver)	23
図 2- 10	新型熱交換器 Type3	24
図 2- 11	実験装置の概要図.....	25
図 2- 12	テストセクションの写真.....	25
図 2- 13	直交流型熱交換器の概要.....	28
図 2- 14	異なる風速におけるフィンレス熱交換器 Type1, 2, 3 とフィンチューブ熱交換器の比較 (A : 空気側熱移動係数, B : 圧力損失, C : VG) 以下同様.....	32
図 2- 15	異なる風速における渦発生器を用いたフィンレス熱交換器 Type1, 3 とフィンチューブ熱交換器の比較.....	33
図 2- 16	異なる風速におけるフィンレス熱交換器 Type1, 2, 3 とフィンチューブ熱交換器の比較.....	34
図 2- 17	異なる風速における渦発生器を用いたフィンレス熱交換器 Type1, 3 とフィンチューブ熱交換器の比較.....	36
図 2- 18	異なる風速におけるフィンレス熱交換器 Type1, 2, 3 とフィンチューブ熱交換器の比較.....	37
図 2- 19	着霜除霜条件における実験結果.....	38
図 2- 20	フィンレス熱交換器各部長さの呼称.....	39
図 2- 21	各熱交換器のフィン効率.....	39
図 2- 22	異なる風速におけるフィンレス熱交換器 Type1, 2, 3, フィンチューブ熱交換器の凝縮量の検討 (A : 顕熱比, B 凝縮速度)	41
図 2- 23	異なる風速におけるフィンレス熱交換器 Type1, 2, 3, フィンチューブ熱交換器の凝縮量の検討 (A : 顕熱比, B:凝縮速度).....	42

図 2- 24 入口風速 2m/s における空気側熱移動係数と圧力損失 (A:dry, B:wet, C:frost).....	43
図 3- 1 VG を用いたフィンレス熱交換器の概念図.....	45
図 3- 2 A : フィンレス熱交換器 Type1, B : 渦発生器 (VG).....	46
図 3- 3 扁平多孔管 Type1 の断面図.....	46
図 3- 4 縦横比 2 で異なる羽角度の渦発生器 (A1:羽角度 22.5° , A2:45° , A3:55°) , 羽角度 45 度で異なる縦横比の渦発生器 (B1:縦横比 1, B2:2, B3:3)	46
図 3- 5.....	47
図 3- 6 A:縦横比 2 で異なる羽角度の渦発生器, B:羽角度 45 度で異なる縦横比の渦 発生器.....	49
図 3- 7 A : 主渦と二次渦生成の概要, B : VG 後方の流れ方向渦度のコンター図...	50
図 3- 8 異なる縦横比の渦発生器の解析結果 (A : 熱伝達率と圧力損失, B : VGF)	51
図 3- 9 様々な羽角度の渦発生器の解析結果 (A : 熱伝達率と圧力損失, B : VGF)	52
図 3- 10 考察した断面.....	53
図 3- 11 VG との距離 0.5mm, 5.5mm, 10.5mm, 15.5mm の断面の流れ方向渦度のコンタ ー図と VG からの流線図 (Aspect ratio:Ar) (A1, B1:縦横比 1, A2, B2:縦横比 2, A3, B3:縦横比 3).....	53
図 3- 12 縦横比の違いによる VG からの距離毎の最大・最小渦度 (Aspect ratio:Ar) 54	
図 3- 13 VG との距離 0.5mm, 5.5mm, 10.5mm, 15.5mm の断面の流れ方向渦度のコンタ ー図と VG からの流線図 (A1 : 羽角度 30° , A2 : 羽角度 45° , A3 : 羽角度 55°)	55
図 3- 14 角度の違いによる VG からの距離毎の最大・最小渦度.....	55
図 4- 1 渦発生器後方断面における速度ベクトル (縦横比 A : 3, B : 2).....	51
図 4- 2 扁平管構造図.....	56
図 4- 3 解析モデル図.....	57
図 4- 4 解析モデル例 (A:チャンネル辺 0.1mm が 103 個, B:0.2mm が 24 個, C:0.3mm が 10 個, D:0.4mm が 5 個).....	58
図 4- 5 メッシュ精度による圧力損失.....	59
図 4- 6 後流部長さの妥当性確認.....	59
図 4- 7 解析結果と実験結果の比較.....	60

図 4- 8 各チャンネルサイズでの解析結果(A:チャンネル一辺 0. 1mm, B:0. 2mm, C:0. 3mm, D:0. 4mm).....	61
図 4- 9 全チャンネルサイズでのバランス点同士の比較(A:伝熱量と圧力損失, B : VGF とチャンネル数).....	62
図 4- 10 各バランス点の扁平管総質量.....	63
図 A- 1 フィンレス熱交換器 Type2 ヘッダー図面.....	66
図 A- 2 フィンレス熱交換器 Type2 サポート板図面.....	67
図 A- 3 フィンレス熱交換器 Type2 固定具図面.....	68

表目次

表 2- 1 フィンチューブの銅管と扁平多孔管の仕様.....	18
表 2- 1 各熱交換器の仕様.....	24
表 2- 3 コリオリ式流量計.....	26
表 2- 4 恒温槽(高温側, 低温下流側).....	26
表 2- 5 恒温槽(低温上流側).....	26
表 2- 6 鏡面冷却露点計.....	26
表 2- 7 デジタル微差圧計.....	26
表 2- 8 白金側温熱電対.....	26
表 2- 9 ノズル差圧計.....	27
表 2- 10 ブライン(不凍液).....	27
表 2- 11 実験条件(フィンレス Type1, 2, 3)	28
表 3- 2 羽角度を変えた時の条件.....	49
表 3- 3 縦横比を変えた時の条件.....	49
表 4- 1 解析モデルのメッシュサイズ, メッシュ数.....	57
表 4- 2 扁平管の解析に用いたパラメータ.....	58
表 4- 3 妥当性確認に用いたメッシュ一覧.....	58
表 4- 4 空気側と冷媒側のバランス点.....	62

記号表

記号

A	: area, m^2
b	: enthalpy gradient, $J/kg \cdot K$
C	: heat capacity of fluid at dry condition, $J/kg \cdot s$
C'	: heat capacity of fluid at wet and frost/defrost conditions, $J/kg \cdot s$
c_p	: specific heat, $J/kg \cdot K$
C_r	: heat capacity ratio, -
dP	: pressure drop, Pa
G	: mass flow rate, $kg/s \cdot m^2$
h	: heat transfer coefficient, $W/m^2 \cdot K$
H	: latent heat of refrigerant, kJ/kg
i	: specific enthalpy, J/kg
l	: Side length, m
L	: Perimeter, m
LH	: Latent heat, W/ m^2
m	: mass flow rate, kg/s
MTR	: Mass transfer rate, $kg/m^2 \cdot s$
N	: num, -
NTU	: number of transfer units, -
Q	: heat transfer, W
SH	: Sensible heat, W/ m^2
SHF	: Sensible Heat Factor
T	: temperature, K
U	: overall heat transfer coefficient, $W/m^2 \cdot K$
U'	: overall enthalpy transfer coefficient, $kg/m^2 \cdot s$
x	: Absolute humidity, $kg/kgDA$ -
Z	: Length of fin, m

Greek symbols

ε	: temperature / enthalpy efficiency, -
η	: fin efficiency, -
ρ	: density, kg/m^3
λ	: thermal conductivity, W/mK

Subscripts

O	: overall
a	: air
b	: brine
c	: channel
f	: frontal
in	: inlet
out	: outlet
s	: saturated air
t	: tube
w	: wall

第1章 序論

1.1 研究背景

人類は冷媒としてフルオロカーボン類を使い、快適で安全な生活を得てきた。しかしそれらは大気中で化学的に安定であり、対流圏では分解されずに成層圏でオゾン層を破壊し、対流圏で留まり地球の熱放射を吸収する温室効果を発揮し、地球温暖化を促すことが判明した。オゾン層が破壊され紫外線が増加すると皮膚ガンや白内障への影響だけでなく、動植物の遺伝子を傷つける恐れがある。そして、モントリオール議定書(1987)でこれまでの冷媒の中心であった特定フロン CFC, 指定フロン HCFC といったフロンガス類の製造や消費を全廃することが決定された。HCFC は先進国では 2020 年まで、途上国では 10 年後の 2030 年までに段階的に全廃されることになっている。

家庭用空調機用冷媒に使われている R410A(地球温暖化係数, Global Warming Potential)などの代替フロン HFC は ODP(オゾン破壊係数, Ozone-Depleting Potential)が 0 であり、モントリオール議定書では規制されなかった。ところが、図 1- 1 から分かるように、HFC の CO₂ 換算排出量は総排出量の 19%を占め、地球温暖化に大きな影響を及ぼすことが分かり、京都議定書(1997)、パリ協定(2015)において HFC も先進国において排出削減の対象に挙げられ、さらにモントリオール議定書キガリ改正(2016)で、CFC や HCFC の全廃に加え HFC も生産消費が段階的に削減されることが採択された。それにより、ODP が 0 であるだけでなく GWP の低い冷媒が求められ始め、家庭用空調機用冷媒は R32 (GWP675) へと転換され始めている。さらに、更なる低 GWP 化のためにアンモニア(GWP1 以下)、そしてプロパン (GWP3) などの自然冷媒が注目されている。しかしアンモニアには毒性や可燃性があり、プロパンは強燃性を有している。そこで、空調機器から冷媒が漏れ出したときの安全性の確保のために、熱交換器への冷媒封入量の大幅な削減が必要と言われており、熱交換器の小型化が求められている。

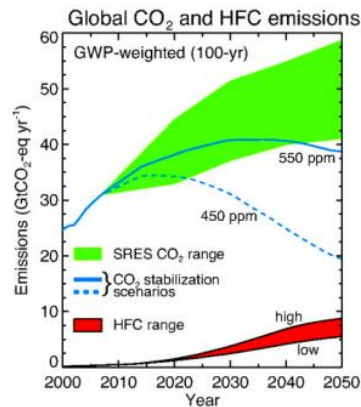


図 1- 1 世界の CO₂ と HFC 排出量(B) (1)

さらに、エネルギー白書 2013 (2)によると空調機器は民生部門の電力消費の約 3 割も占めるため、従来の冷媒よりも地球温暖化係数(GWP)やオゾン層破壊係数(ODP)の低い新冷媒の開発だけでなく、省エネルギーを実現する空調機器の開発も続けられている。空調機器とは一般に室内機と室外機の 2 つに分かれており、それらは熱交換器、圧縮機、膨張機、ファンで構成される。そして熱交換器内を流れる冷媒が空気と熱交換を行い、室内機や室外機のファンによって室内や室外に温風や冷風が送られる。

1.2 扁平多孔管を用いた新型熱交換器の提案

従来の家庭用空調機用の熱交換器は図 1- 3 に示すようなフィンチューブ熱交換器が主流であり、フィンチューブ熱交換器の高性能化には、熱交換器と空気との熱伝達に伴う管外伝熱性能向上と、冷媒と熱交換器の熱伝達に伴う管内伝熱性能の向上という大きく分けて 2 通りのアプローチがある。

管外伝熱性能の向上に関しては、図 1- 4 のようにコルゲートフィンの取り付けにより管外伝熱面積を増加し、またフィン形状の工夫により伝熱性能を向上する工夫が行われてきた。しかし、後述するように湿潤、着霜・除霜条件で排水、除霜性の問題があった。

管内伝熱性能に関しては、熱交換器内配管を細管化することで、体積あたりの伝熱面積を向上させ、伝熱性能を向上することが図られてきた。細管化により熱交換器のコンパクト化が可能になり冷媒充填量の削減ができ、冷媒漏洩時の安全性向上や、環境負荷の軽減も可能になった。

しかし、熱交換器は図 1- 2 に示すような機械拡管という方法で銅管をフィン内に通すようにして製造していたため、銅管細管化は内径 3mm 程度までが限界であった。機械拡管とはフィンチューブ熱交換器の一般的製造過程で用いられる技法の 1 つであり、銅管とアルミフィンとを接合させる方法である。プレス加工で製造されたアルミフィンに銅管を挿入し、銅管内にマンドレルと呼ばれる拡管棒を挿入し、銅管を押し広げ、アルミフィンの穴部に密着

するようになる。銅管の細管化が進むと、マンドレルにかかる摩擦力が、その強度に対して大きくなり座屈してしまうため、機械拡管方式では技術的限界がある。

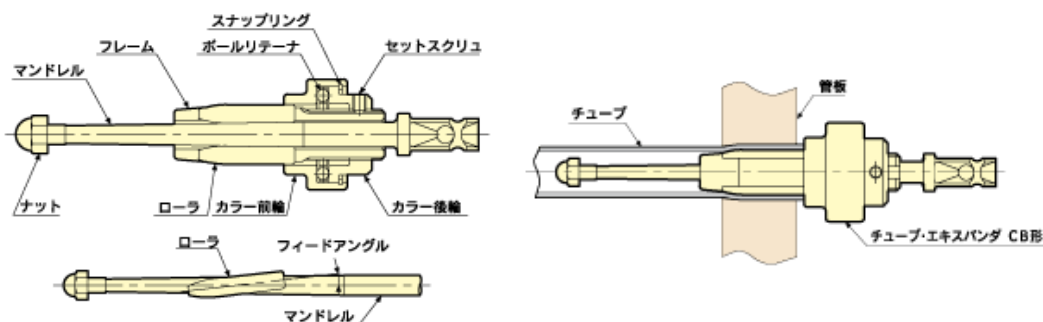


図 1- 2 機械拡管概念図 [3]

そこで、着目されたのが、図 1- 4 に表される自動車冷房などに用いられている扁平多孔管熱交換器である。一般に、扁平管熱交換器は垂直に取り付けられた扁平多孔管と、管の間に水平に取り付けられたコルゲートフィンとからなる。扁平多孔管は 1mm 以下の複数流路で構成される断面を持つ。扁平多孔管熱交換器はオールアルミ熱交換器の側面を持つため、銅管とアルミフィンを用いるフィンチューブ熱交換器と比較して、低コストで、軽量で、リサイクルが容易であるだけでなく、炉中一体蟻付け製造が可能で、機械拡管接合よりもフィンとチューブの接合伝熱抵抗も小さくなるなどの特徴もある。実際に、図 1-4 に示すように 2012 年にダイキンから扁平多孔管熱交換器を使用した業務用空調機が販売され、室外機 P112～P160 形に適用されている (4)。2013 年 10 月に三菱電機からも扁平管熱交換器が採用された省エネを実現した業務用空調機「グランマルチシリーズ」も発売された (5)。2015 年 2 月発売の FIVE STAR ZEAS は扁平多孔管熱交換器と R32 の採用で、室外機の高さはそのまま、省エネも実現している (6)。

さらにフィンチューブ熱交換器の銅管は溝付管などの内部形状の工夫が可能であったが、扁平多孔管は、内部チャンネル形状を矩形、正方形、円など比較的自由に製造することが可能であり、一般的な扁平多孔管はその内部面積をより有効活用するために、ほとんどが矩形チャンネルになっている。さらに熱伝達性能や圧力損失性能向上のために、田中 (7)、新山 (8)、Li (9) によって流路内冷媒の蒸発や凝縮の研究が行われており、 $60\text{kg}/\text{sm}^2$ 程度の低質量流束では正方形チャンネルが優れ、 $120\text{kg}/\text{sm}^2$ 程度の高質量流束では矩形チャンネルが優れると示されており、全体で最適設計をする中で、質量流速に応じたチャンネル形状などを選ぶ必要がある。しかし、扁平多孔管同士の間には、管外熱伝達性能向上のため通常はコルゲートフィンが設置されており、これもフィンチューブ熱交換器同様に排水、除霜性能に問題がある。それにより空気側圧力損失が増加するだけでなく、全体の熱伝達性能も下がる懸念があり、その性能を改善することが重要とされている。

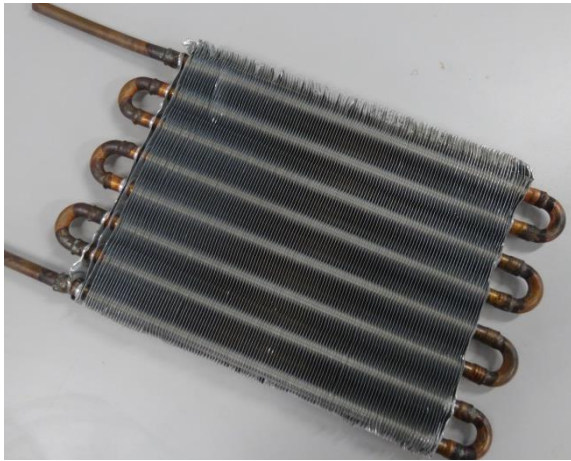


図 1- 3 フィンチューブ熱交換器（空調用）



図 1- 4 コルゲートフィン扁平多孔管熱交換器（自動車用）


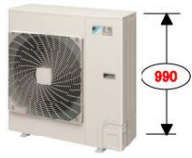


5HPの場合	従来 ZEAS	新 ZEAS
		
製品サイズ(mm)	H1170×W900×D320	H990×W940×D320
重量(kg)	80	59
省エネ性:APF	5.0	5.2
充填冷媒量(kg)	3.0	2.6
熱交換器 採用技術	<p>現行熱交換器 (銅管+アルミフィンによるクロスフィン方式) 【お詫び】銅管ではなく、銅管の張りです。 お詫びして訂正させていただきます。</p>  <p>伝熱管(銅製) 溝付円管 フィン(アルミ製)</p> <p>【フィンと伝熱管の密着】(拡管による接触) 機械的に伝熱管を広げてフィンに接触させる だけで、微小な隙間が出来る。</p>	<p>新熱交換器 (オールアルミ製マイクロチャネル方式)</p> <p>約▲20%</p>  <p>伝熱管(アルミ製) 7mm扁平多孔伝熱管 1mm未満(マイクロ単位)の 冷媒流路に別れている為、 冷媒が効率よく伝熱管内面 に接触する。</p> <p>差込みワッフルローフフィン(アルミ製) 扁平で薄い伝熱管により、通風抵抗を大幅に低減。 伝熱管を差込む方式で、フィンを分断させず、上下 方向にフィンを通わせることで、水はけ性を確保。</p> <p>【フィンと伝熱管の密着】(ロウ付けによる接合) ロウ付けにより金属結合を行い、隙間が出来ない。 金属間接合による熱伝導のため、伝熱性能が 大幅に向上。</p>

図 1- 5 新旧室外機比較 (ダイキン工業) (6)

扁平多孔管を用いた熱交換器は先述のように夏季の自動車用空調機や冷暖房を切り替えない業務用空調機に使用されているが、冷暖房を切り替える必要がある家庭用空調機にはほとんど用いられていない。家庭用空調機の場合、夏季に室内機側の熱交換器は蒸発器として、室外機側の熱交換器は凝縮器として働き、冬季にはその逆として働く。これまで扁平多孔管を用いた熱交換器は、図 1- 6 (a) に示すように扁平多孔管の間の排水の問題のために蒸発器としてほとんど使用されていなかった。夏季でも湿潤条件で蒸発器として働くと、先述した通り結露がフィン上に滞留し、熱伝達性能、圧力損失性能が低下するだけでなく、冬季も室外機の蒸発器の着霜・除霜問題がより深刻となるからだ。空調の暖房運転時、室外機から冷風を吹き出しており、室外機の熱交換器が冷やされ、そこを通る空気中の水分が凍って着霜する。この状態が着霜運転である。また、除霜運転とは、着霜により空気を吸いこめず、暖房能力が低下してしまうため、暖房運転を止めて、室外機の熱交換器を温めることで霜を溶かす運転のことである。また、自動車用空調機に関しては、軽量コンパクト化のために、コルゲートフィン扁平多孔管熱交換器が先述のように既に使われている。冬季は家庭用空調機とは違いエンジン排熱を利用して暖房運転している。ところが、これからますます市場が拡大する電気自動車では冬季に排熱を用いない暖房運転も必要となり、コルゲートフィン扁平多孔管熱交換器の欠点である結露、着霜・除霜は解決すべき重要な問題となる。さらに自動車車室体積は家庭室内に比べ、小さく熱容量が小さいので、暖房運転停止の影響が大きく、除霜運転の短縮も重要である。結露や着霜耐力の大きい熱交換器が求められている。

上記の問題を受け、扁平管の間のコルゲートフィン無くしたコルゲートフィンレス扁平多孔管熱交換器（以下簡単のため、フィンレス熱交換器）が自動車用空調機および家庭用空調機の室外機用に提案されている。フィンレス熱交換器を図1-6(b)に示す。このフィンレス熱交換器は、扁平多孔管の間のコルゲートフィンが取り付けられておらず、垂直に取り付けられた扁平多孔管のみで構成されている。従来型熱交換器はコルゲートフィンに結露水や融解液が溜まっていたが、フィンレス熱交換器はこのような形状にすることで、それがなくなり、劇的に排水性が向上する。さらにコルゲートフィンをなくしたことで、扁平管をより細かく設置し、全体サイズをコンパクトにすることも可能になる。

結論として、熱伝達性能を向上することができれば、コルゲートフィン無くしたフィンレス熱交換器は、扁平多孔管の間の排水性も高く、有用であると注目されている。

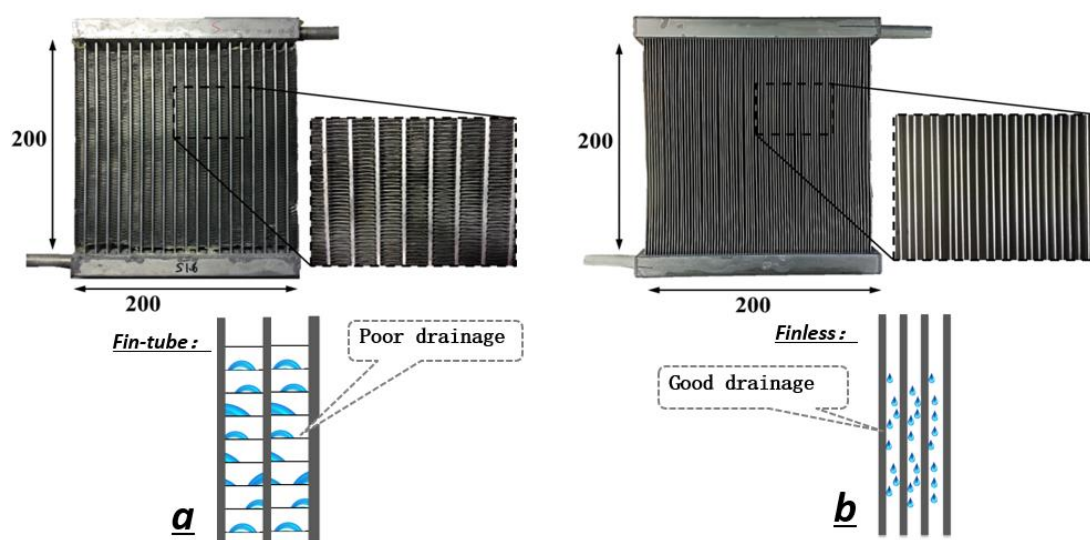


図1-6 扁平多孔管を用いた熱交換器(a)およびフィンレス熱交換器(b)の排水

1.3 従来研究

フィンを有する熱交換器において、その高性能化を図るため様々な熱交換器における空気側熱性能に関する研究が多くの研究者によって行われてきた。先述した通り、扁平多孔管を用いた熱交換器の着霜・除霜時の性能低下や結露水や融解水の排水性の悪さが実用化に向けた研究において課題となっている。この実用化のために、萱島 (11)や新山 (8)は 実際に扁平多孔管を用いた熱交換器を試作し、その性能を評価する研究を行ってきた。その性能の評価基準として乾燥、湿潤、着霜・除霜の3つの状態において実験を行い、空気側圧力損失と熱交換量を指標としたデータをまとめて比較を行っている。萱島らの研究ではスリットフィンとルーバーフィンのそれぞれを有し、フィンピッチの異なる複数の熱交換器を用いて乾燥、湿潤、着霜、着霜・除霜条件での実験を行った。一般に、フィンピッチが狭くな

り(フィンの枚数が増え)伝熱面積が大きくなるほど熱交換量が大きくなり、圧力損失も同様にその密集度から高くなると言われている。しかしながら萱島らの実験結果はその傾向に反する点が確認され、これはフィン構造による影響によるものだと推察されている。3条件の実験結果から最適なフィンピッチは1.4mm程度で、フィンの形状はルーバーフィンの熱交換器の方がスリットフィンの熱交換器よりも有利であると結論付けた。新山らの実験でも同様にスリットフィンとルーバーフィンのそれぞれを有し、フィンピッチの異なる複数の熱交換器を用いて乾燥、湿潤、着霜・除霜条件での実験が行われた。その結果、やはりルーバーフィンを用いた熱交換器の方がスリットフィンを用いた熱交換器よりも高い熱伝達性能を有していることが分かる。さらに圧力損失に関してもルーバーフィンの熱交換器の方が低く、ルーバーフィンの方が有利であるとしている。また新山らはフィンレス熱交換器についても実験を行っており、空気側にフィン加工が施されていないことから、他のフィンを用いた熱交換器よりも圧力損失が極めて低く抑えられるという点や、結露水や融解水を妨げるものがないことのために湿潤条件や着霜・除霜条件において性能の低下が認められず、その排水性の良さが確認できるとし、今後の熱交換器の主流となるポテンシャルを示したと結論付けた。

Liら(9)(10)の研究では5つのフィンを用いた熱交換器とフィンレス熱交換器、さらにフィンレス熱交換器に渦発生器を取り付けたものを用いて、萱島らと同様に乾燥、湿潤、着霜条件での実験を行った。渦発生器とは、熱交換器前に設置される、1000個程度のユニットからなるプレートであり、熱交換器に入る空気の流れに縦渦を発生させ、伝熱性を向上させるものである。フィンレス熱交換器の伝熱面積がフィンを用いた分だけ小さくなっており低いため、熱伝達性能はフィンチューブ熱交換器よりも低いことが知られている。そこで、渦発生器を正面に設置したフィンレス熱交換器の伝熱促進方法を提案している。数値シミュレーションによって従来の発生器と比較して、より多くの伝熱促進が可能な二重三角形を採用した渦発生器を設計した。風速が1.5m/sから3m/sに変化する間に、渦発生器の有無によるフィンレス熱交換器の熱伝達性能と圧力降下を実験的に測定し、フィンチューブ熱交換器と比較を行った。

空気流速が2m/sのとき、渦発生器によってもたらされる熱伝達係数の向上はおよそ63%であり、以前の渦発生器と比較すると、熱伝達係数が20%程度向上するだけでなく、圧力損失も倍増していくトレードオフの関係になっていることが確認されている。そして渦発生器を取り付けたフィンレス熱交換器の熱伝達性能は扁平多孔管からなる熱交換器と比較して、乾燥条件下では依然として低いが、湿潤および着霜条件下で優位性を示すと結論付けている。

1.4 研究目的

前述のように、冷媒規制の背景から、従来のフィンチューブ熱交換器に代わる熱交換器として、扁平多孔管を用いたフィンレス熱交換器が注目されている。このフィンレス熱交換器では従来のフィンチューブ熱交換器と湿潤・着霜条件下で同等以上の性能を発揮しながらも、軽量化、製造時のコスト削減が実現された。またフィンレス化することによりコルゲートフィン扁平多孔管熱交換器よりも排水性に優れていることが考えられる。

そこで本研究では、フィンレス熱交換器の性能を従来の熱交換器と乾燥条件下も含めた全条件下で同程度まで向上させることを目的とした。

また、フィン形状以外でのフィンレス熱交換器を高性能化させるための手段としての渦発生器の有用性も評価し、更に高性能化を目指すことも本研究の目的とした。

熱交換器の空気側性能は、乾燥、湿潤、着霜・除霜条件下での空気側熱移動係数および圧力損失により判断する。従来の銅管とアルミニウムのフィンからなるフィンチューブ熱交換器と新型扁平多孔管を用いたフィンレス熱交換器、さらに熱伝達性能を向上させるためにフィンレス熱交換器に後述する渦発生器 (Vortex Generator, VG) を取り付けたものを熱交換器前面に設置し、乾燥、湿潤、着霜条件下で実験を行い、比較を行った。

渦発生器の性能については、Liら (9)の研究で二重三角羽の形状が最も伝熱に優れるということから、どのような二重三角羽渦発生器の形状が最適であるか、後述する縦横比と羽角度を変更して解析を行い、熱伝達性能と圧力損失性能から検討した。

そして、フィンレス熱交換器の空気側性能向上のために扁平多孔管の形状を評価し、さらに高性能化を目指し最適化を目指すことも本研究の目的とする。

そのために、これまでの実験や先行研究で得られた事実を踏まえつつ [7] [8] (10) [12], 扁平多孔管の形状最適化に向けた解析を行った。後述するように扁平管の幅、扁平管壁の間隔 (空気流路幅)、扁平管肉厚を固定し、扁平管チャンネルサイズ、チャンネル数を変更し解析を行い、扁平管1本分の空気側伝熱量を確認し、冷媒はワンパスで蒸発しきるとして潜熱、質量流速を固定した時の冷媒側伝熱量もチャンネル合計面積から算出した。その際、冷媒側の伝熱抵抗は空気側に比べてはるかに小さいので冷媒側はチャンネル壁に温度一定条件をかけた。室外機内にL字に設置される熱交換器サイズを想定し、扁平管本数を逆算し、熱交換器全体としての総伝熱量を計算し、空気側、冷媒側の伝熱量がバランスするものの中で最も熱伝達性能、圧損性能に優れる扁平管を検討した。

1.5 本論文の構成

第1章では、本論文の研究背景、先行研究を紹介し、研究目的の説明を行った。

第2章では、新型扁平多孔管を用いた熱交換器の実験に関するデータを示し、その熱交換器の特性について考察を行う。

第3章では、渦発生器の構造最適化に向けた解析結果を示し、その渦発生器の特性について考察を行う

第4章では、扁平多孔管の構造最適化に向けた解析結果を示し、その扁平多孔管の特性について考察を行う。

第5章では、本研究で得られた結果を統括し、今後の展望について述べる。

第2章 新型扁平多孔管を用いた熱交換器の空気側伝熱実験

この実験では従来型のフィンチューブ熱交換器とフィンレス熱交換器 Type1, Type2(P, L)さらにフィンレス熱交換器 Type3 に渦発生器を取り付けたものについて乾燥, 湿潤, 着霜, 着霜除霜条件下での空気側性能を実験的に調べた. 一般に, 伝熱促進方法の性能を判断するためには, 圧力降下と伝熱係数を同時に考慮しなければならないため, 双方を調べた.

はじめに乾燥条件について述べ, 湿潤, 着霜, 着霜・除霜条件についても同様に比較を行う. 最後にそれらの結果をまとめる.

2.1 扁平多孔管の詳細

2.1.1 フィンレス熱交換器 Type1 に用いた扁平多孔管

比較対象として用いたアルミ製扁平多孔管 Type 1 を図 2-1 に示す. フィンレス熱交換器用に試作したもので, 可能な限り薄くしている. 幅 16.6mm, 厚さ 0.6mm で, 内部に矩形チャンネルが設けられている. 管内の流路の径は長辺が 0.91mm, 短辺が 0.21mm である. 1 本の扁平管内には 16 本の流路が作られている.



図 2-1 フィンレス熱交換器 Type1 の断面図

2.1.2 フィンレス熱交換器 Type2 に用いた扁平多孔管

比較対象として用いたアルミ製扁平多孔管(Type 2)を図 2-2 に示す. この扁平多孔管は Type1 の管とは全く別物であり, 湿潤, 着霜条件下でのフィンレス熱交換器の強みをより伸ばすことを目的として設計された. (12)

そもそも伝熱量は空気側の伝熱抵抗と伝熱面積から決定されるが、Type1 に用いられている扁平多孔管では伝熱量に比べて扁平多孔管内の冷媒質量流速が大きすぎるといった問題があることが分かっていた。

そのため冷媒側の質量流量を変えずに質量流速を減らすために扁平多孔管の幅を短くしたものが Type2 に用いられている扁平多孔管となっている。

扁平多孔管自体の幅が短くなり空気側の伝熱面積が減った分、管の側面にフィンを取り付けることで伝熱面積を確保しており、ここのフィンの形状が異なる2種類の扁平多孔管を用いた2つのタイプがある。1つはフィンに切り欠きの無いプレーンフィン、もう1つはフィンの一部に切り込みがあり、そこに角度をつけてルーバー状に加工してあるルーバーフィンとなっている。それぞれを Type 2P, Type 2L と呼ぶ。

扁平多孔管の幅は 5.05mm, 厚さを 0.6mm で、管内流路体積を削減した構造とした。そして、扁平多孔管の前後にフィンを装着して空気側伝熱面積を向上している。フィンは厚さ 0.1mm のアルミ製で、幅 20mm のフラットフィンとルーバーフィンを扁平多孔管にロウ付けしてある。

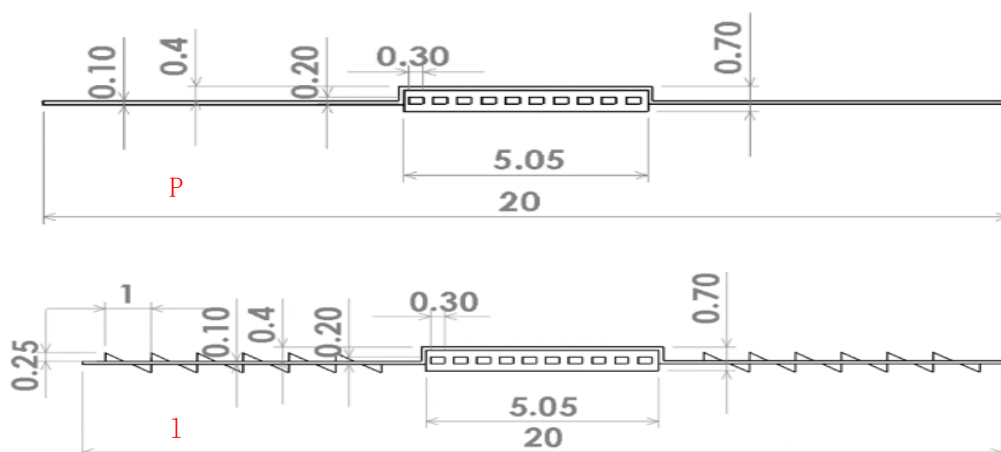


図 2- 2 扁平多孔管 Type2 の断面図 (p=plane, l=louver)

2.1.3 フィンレス熱交換器 Type3 に用いた扁平多孔管

扁平多孔管とフィンを後でロウ付けするのは工程が増えるという問題がある。そこで、扁平多孔管とフィンを一体で押し出すことを試み、図 2- 3 に示す伝熱管を試作した(Type3)。幅 24mm,

厚さ 0.8mm, 扁平多孔管部の幅は 14mm, フィン厚さは 0.4mm である. 以前のチャンネルは, 0.2mm 程度で, 詰まりの心配があるため, 0.4mm の円形とした. 円形としたのは, 製作上の制約からである. フィン効率を上げるため, フィンは厚くした.

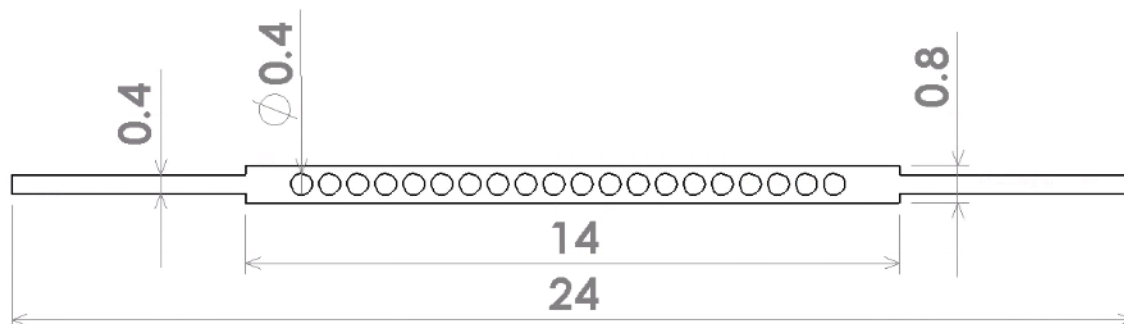


図 2- 3 扁平多孔管 Type3 の断面図

2.1.4 銅管と扁平多孔管の仕様

各管の仕様をまとめたものを表 2-1 に示す.

表 2- 1 フィンチューブの銅管と扁平多孔管の仕様

Heat exchanger	Num of channel	Figure of channel	Height/radius mm	width mm
Fin tube	1	Circle	6. 935	-
Finless 1	16	Rectangle	0.91	0.21
Finless 2	10		0.3	0.2
Finless 3	20	Circle	0.4	-

2.2 熱交換器の詳細

2.2.1 フィンチューブ熱交換器

本研究において, 使用したフィンチューブ熱交換器の概要図を図 2- 4 に示す. 銅管とアルミニウム製のフィンからなるフィンチューブ熱交換器であり, フィンには切り欠き等の無いプレーンフィンが使用されている. 銅管の外径は 7mm, 内径は 6. 56mm である. 管内部には表面積を確保するために襞が作られている. その拡管率は 1. 0572 であり, 拡管率を考慮した際の実質内径は 6. 935mm となる. フィンは厚み 0. 1mm で, ピッチは約 1. 47mm で 127

枚配置されている。熱交換器自体のサイズは長辺が 200mm, 短辺が 170mm, 奥行きは 22mm となっている。チューブの段ピッチは 20mm と、大きめになっている。フィン効率をやや低くし、着霜耐力が高めるように設計されている。

このフィンチューブ熱交換器の空気側性能を測定し、後述するフィンレス熱交換器との性能比較の基準とする。

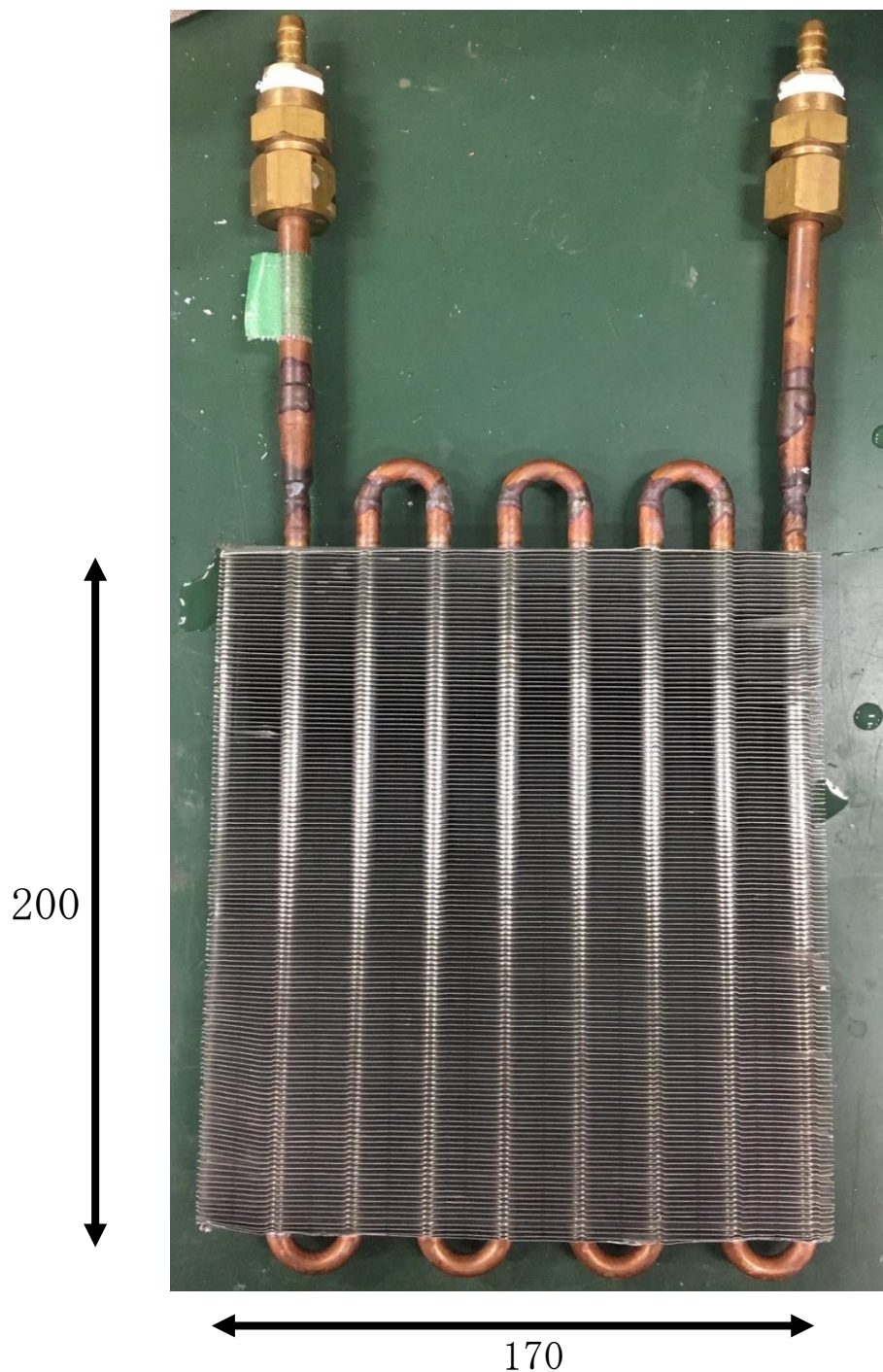


図 2-4 フィンチューブ熱交換器

2.2.2 フィンレス熱交換器 Type1

本研究において、使用したフィンレス熱交換器の概要図を図 2- 5 に示す。アルミニウム製の扁平多孔管からなるフィンレス熱交換器である。80 本の扁平多孔管がピッチ 2.5mm で配置されている。扁平管多孔壁の間隔（空気流路幅）は 1.9mm である。扁平多孔管を垂直に設置するので、結露水や融解水は重力により容易に流下する。熱交換面のサイズは1辺が 200 mm の正方形である。

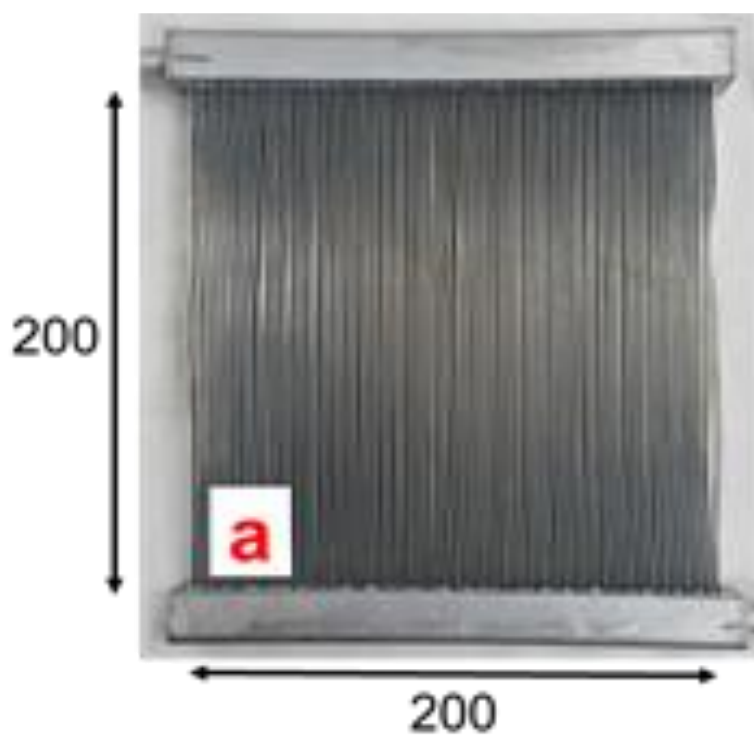


図 2- 5 フィンレス熱交換器 Type1

こういったフィンレス熱交換器は扁平多孔管のみで構成されているため、扁平多孔管の間のコルゲートフィンにより管ピッチが保持されることが無く、フィンに歪みや曲がりが生じやすい特徴がある。この偏差が大きくなってくると空気側の熱伝達性能に大きな影響を与えることが報告されている (10)。そのためこの熱交換器には扁平多孔管のピッチを均一に保つために櫛を挿入している。風下から見て仰角 30° で 2 列挿入されている。櫛の概要を図 2- 6 に、挿入された概要を図 2- 7 に示す。

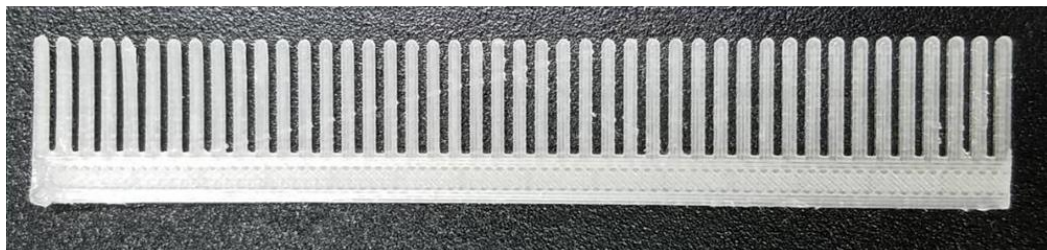


図 2-6 櫛の概要

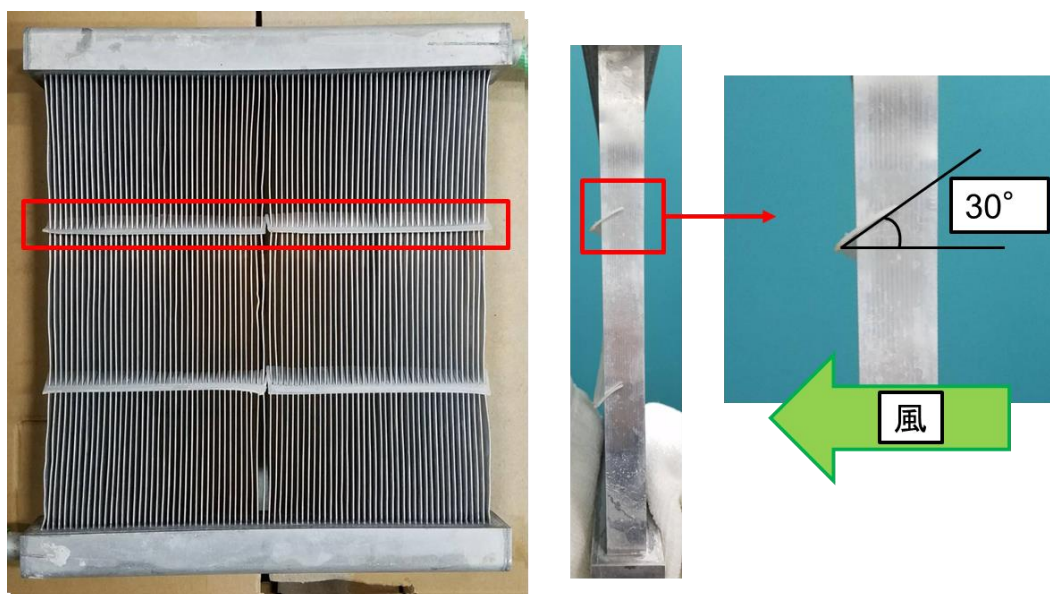


図 2-7 櫛挿入の概要

2.2.3 フィンレス熱交換器 Type1 用渦発生器

フィンレス熱交換器の熱伝達性能の向上させることを目的に渦発生器を設計・作成し、熱交換器の前方に設置した状態で実験を行い、その優位性が確認されている (9) (10)。

フィンレス熱交換器用 Type1 の渦発生器を図 2-8 に示す。サイズは1辺が 200 mm の正方形である。フィンレス熱交換器 Type1 用の渦発生器に関して、2つの直角三角形が互いの斜辺を向かい合わせるように並んでおり、風上方向へ三角形の鋭角側が前になるような形状になっている。この形状は三角形が1つのみの渦発生器や四角形で構成されている渦発生器と比較した際、熱伝達性能が優れているという報告がされている。(9)

この渦発生器によって生じた渦がフィンレス熱交換器の有する扁平多孔管の間、伝熱領域に流入することによって空気混合の増強が期待される。これによって熱伝達性能が向上することが考えられる。渦発生器の有無による空気側性能および圧力損失を比較し、その優位性が確認された [9]。

渦発生器の設置に際して、熱交換器表面から隙間を開けて設置を行った。この隙間によって湿潤条件における結露水や着霜条件における融解水が渦発生器に落下することはないと考えられ、湿潤および着霜条件の影響を受けないと考えられた。

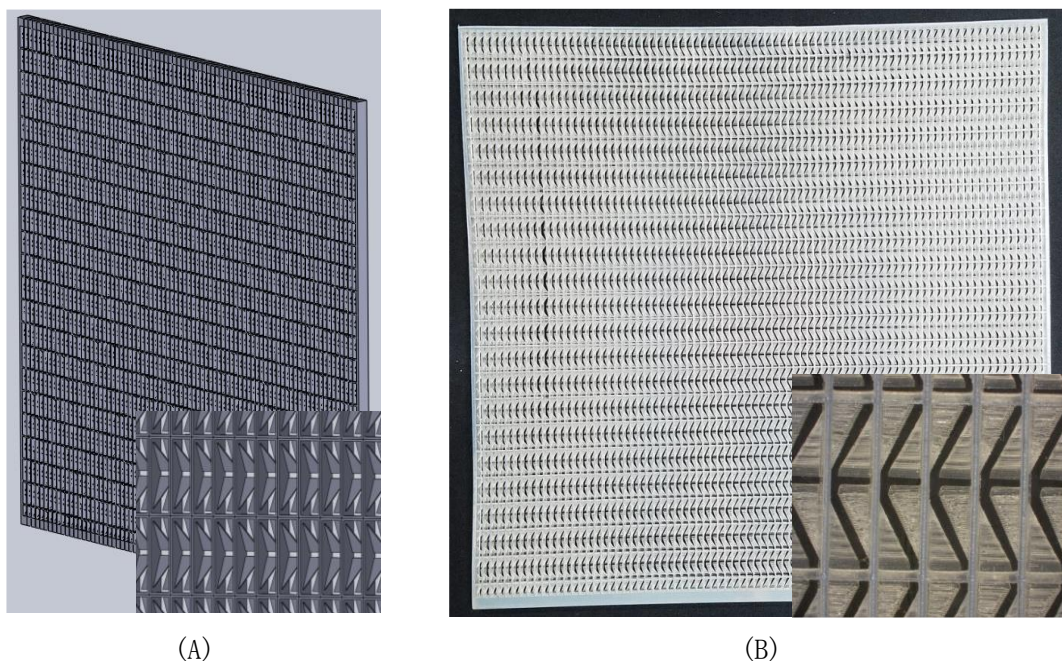


図 2-8 フィンレス熱交換器 Type1 用渦発生器 (A : CAD モデル, B:実物)

2.2.1 フィンレス熱交換器 Type2

プレーンフィン型の扁平多孔管を有する熱交換器をフィンレス熱交換 Type2P, ルーバーフィン型の扁平多孔管を有する熱交換器をフィンレス熱交換 Type2L と呼称する。それぞれのフィンレス熱交換器の概要図を図 2- 9 に示す。図中の a がプレーンフィンを用いた熱交換器, b がルーバーフィンを用いた熱交換器を示している。また, 上記 2 つの扁平多孔管の概要図を図 2- 2 に示す。図中の p がプレーンフィン, l がルーバーフィンを示している。

2 つのタイプの熱交換器本体のヘッダー部は真鍮製で, 2 タイプとも共通して 46 本の扁平多孔管がピッチ 2.2mm で配置されている。熱交換面のサイズは長辺が 200mm, 短辺が 100mm である。

この熱交換器 Type2 にも前述のフィンレス熱交換器 Type1 と同様に扁平多孔管のピッチを均一に保つために櫛を挿入している。風下から見て仰角 30° で 2 列挿入されている。またフィン部に関しても間隔が均等になるように歪みを修正してから実験をおこなった。

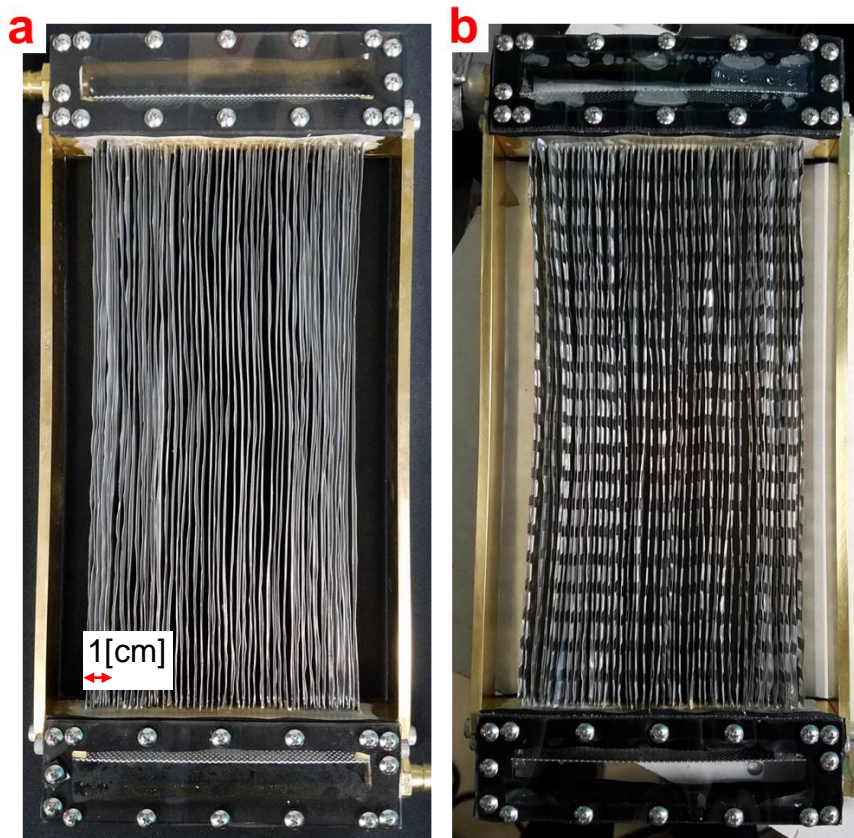


図 2- 9 フィンレス熱交換器 Type2 (a=plane, b=louver)

2.2.2 フィンレス熱交換器 Type3

図 2- 10 に作成したフィンレス熱交換器 Type3 を示す. Type2 と組み立て方法や材料は同じで, 部品は扁平管挿入口とその数を変更して設計した.

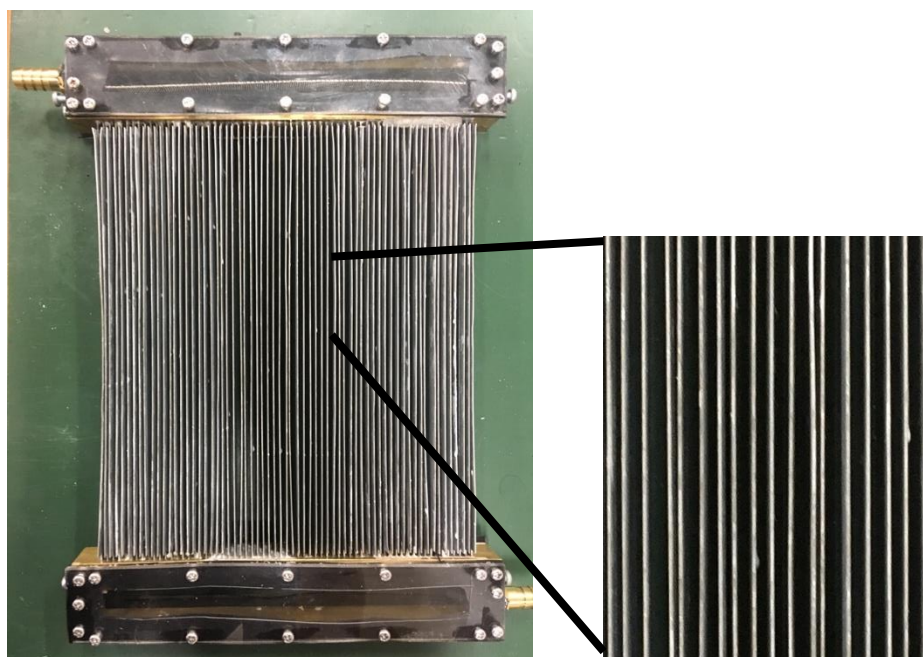


図 2- 10 新型熱交換器 Type3

2.2.3 各熱交換器の仕様

各熱交換器の仕様をまとめたものを表 2- 2 に示す。

表 2- 2 各熱交換器の仕様

Type	Width mm	Height Mm	Depth mm	Fin(tube)pitch mm	Outside transfer area mm^2	heatCross-sectional area of pipe mm^2	Num of tubes
1	200	200	16.6	2.5	796.8	305.76	80
2P, 2L	100	200	20	2.2	645.61	44.16	46
3	200	200	24	2.5	1248	163.28	65
Fin tube	200	170	22	1.47	54130.4	38.465	1

2.3 実験装置

本実験で用いた試験風洞装置の概略図を図 2- 11 に示す。装置は空気供給源，風洞装置，ブライン（不凍液：40%プロピレングリコール水溶液）恒温槽から構成されている。空気供給源により調温調湿された空気は，風洞装置に供給される。風洞には図 2- 12 に示すテストセクションが備えられており，供試熱交換器を設置する。また熱交換器には恒温槽が接続されており，調温されたブラインが導入される。熱交換器を介した空気とブラインの熱交換が行われる。

熱交換器の出入口空気温度は、白金測温抵抗体を用いて測定した。出入口空気露点温度は、鏡面露点計を用いて測定した。熱交換器前後での空気差圧は、差圧計を用いて測定した。空気風量は、ノズル差圧計を用いて測定し制御した。ブラインの熱交換器出入口温度及び流量は白金測温抵抗体及びコリオリ流量計を用いてそれぞれ測定した。下記表 2-3～表 2-10 に使用した実験器具の一覧を示す。

図 2-11 実験装置の概要図

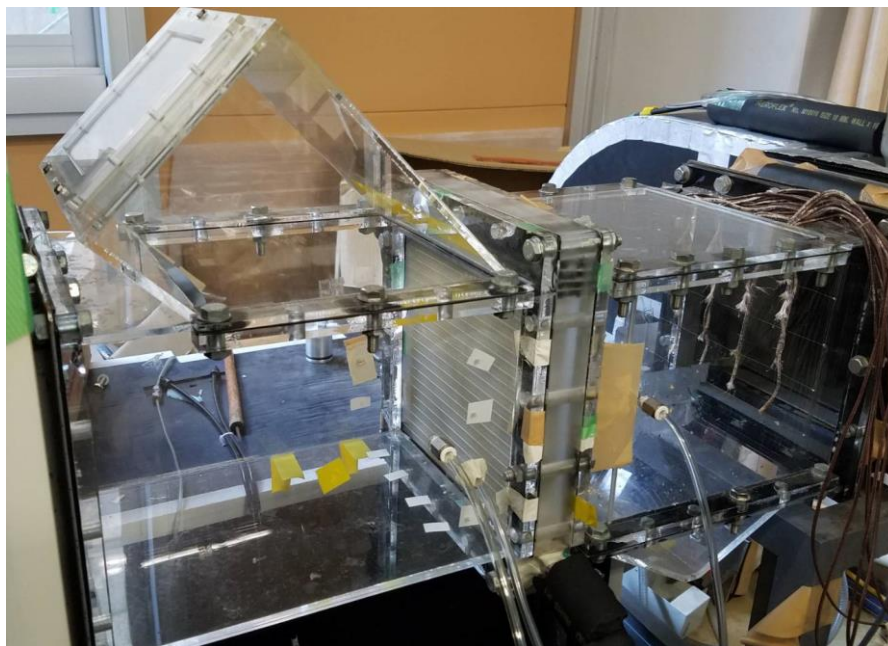
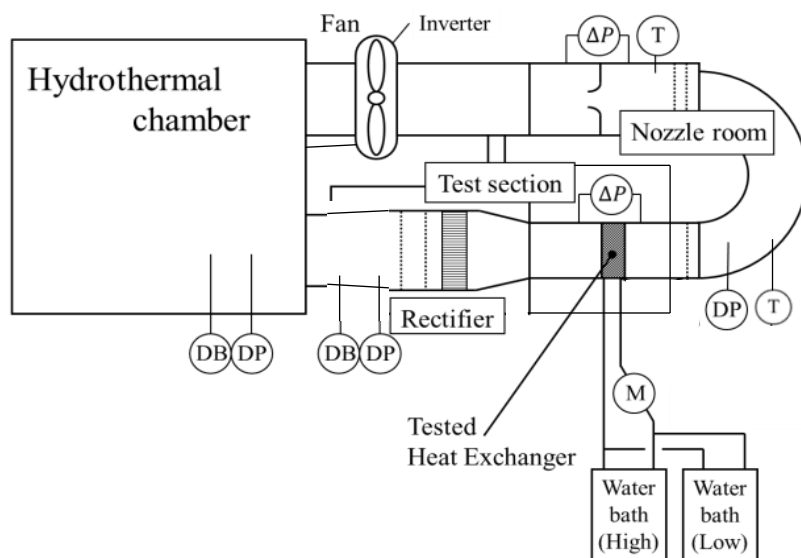


図 2-12 テストセクションの写真

表 2- 3 コリオリ式流量計

製作会社	OVAL Corporation
型式	CA010L11SA12BA1100
最高圧力[MPa]	15
最高温度[°C]	130
測定範囲[kg/min]	1～10
測定精度	±0.1 %

表 2- 4 恒温槽(高温側, 低温下流側)

製作会社	東京理化器械株式会社
型式	CTP-6000
対応温度[°C]	-20～80
冷凍能力[W] @10°C	900

表 2- 5 恒温槽(低温上流側)

製作会社	東京理化器械株式会社
型式	CA-1110
対応温度[°C]	-20～30
冷凍能力[W] @10°C	850

表 2- 6 鏡面冷却露点計

製作会社	東陽テクニカ GE SENSING
型式	DEW10-2D-1
測定範囲[°C]	-40～68
測定精度[°C]	±0.5

表 2- 7 デジタル微差圧計

製作会社	長野計器 株式会社
型式	GC62
測定範囲[Pa]	0～ 200
測定精度	± 1.5 % FS + 1 digit(3.2°C)]

表 2- 8 白金側温熱電対

製作会社	株式会社チノー
------	---------

型式	Pt100 classA 2mA
校正精度[°C]	±0.1
校正範囲[°C]	-10, 5, 20, 35, 50

表 2- 9 ノズル差圧計

製作会社	株式会社 Setra
型式	Model239
測定範囲	0.5inAq
測定精度	±0.073%FS

表 2- 10 ブライン(不凍液)

製作会社	株式会社 ADEKA
型式	食品添加物プロピレングリコール
成分	プロピレングリコール 40%, 水 60%
使用可能温度[°C]	-20 ~80

2.4 実験条件

熱交換器は蒸発器で使用されることを想定し、実験は乾燥、湿潤、着霜、着霜・除霜の4つの条件で行った。実験条件を表 2-11 に示す。これらの条件に関しては、Li (10)や、室伏(12)の扁平管熱交換器に関する研究を参考に決定した。

乾燥条件では凝縮を回避するために、ブライン温度を空気温度より高く設定した。湿潤条件ではブライン温度を空気露点温度より低く設定し、熱交換器表面で水蒸気が結露する条件で試験を行った。乾燥および湿潤条件では、空気及びブラインを循環させ安定したことを確認した後に2秒間隔で10分間測定し、平均を取った。

着霜実験ではブライン温度を0°C以下に設定し、熱交換器表面で結露した水が氷結する条件で試験を行った。フィンレス熱交換器 Type 2, 3の実験では実験開始後4時間運転させ、着霜が進んでいく様子を測定した。着霜・除霜実験では、着霜時は圧力損失が200Paに上昇するまで着霜運転を行い、その後ブライン循環を停止し圧力損失が15Paに下がるまで除霜運転を行った。上記の着霜運転と除霜運転を3サイクル繰り返し、最後の1サイクルの結果を用いて解析と比較を行った。

ブライン流量は各熱交換器の流路サイズから算定した。乾燥、湿潤、着霜条件では、質量流速を合わせ、着霜・除霜条件では、ブラインが扁平管に入ってから出るまでの時間を合わせている。

表 2- 11 実験条件

Condition	Dry	Wet	Frost	Frost/ Defrost
Brine temperature (°C)	40.0	10.0	-5.5	-6.8
Brine flow rate (kg/min)	*4.0/0.48/2.67	*4.0/0.4/2.67	*2.0/0.2/0.2	**4.0/2.33
Air inlet temperature (°C)	27.0	2.5	2.5	2.5
Air inlet dew point temp(°C)	14.6	20.0	2	1.5
Air velocity (m/s)	0.5, 1.0, 1.5, 2.0, 2.5, 3.0		2.0	2.0

*conditions of finless Fintube and Type 1 / Type 2 /Type 3,

**conditions of finless Fintube /Type 3

2.5 解析手法

解析手法には熱交換後の空気温度の分布と熱交換器の壁温を測り推定する方法や ϵ -NTU 法などが挙げられるが、本実験の解析には後者の ϵ -NTU 法を用いた。その理由として、前者では熱交換後の空気温度の分布と熱交換器の壁面温度の測定が非常に困難であるため、2 流体の出入り口温度から計算できる温度効率を用いた解析手法である ϵ -NTU 法を用いている。本研究では、熱交換器の性能を評価する指標として、空気側圧力損失 ΔP と空気側熱移動係数 $\eta_a h_a A_a / A_f$ を用いる。

まず式(2-5-1)を用いて、に表されるようなブラインの出入り口温度差から伝熱量 Q を求める。

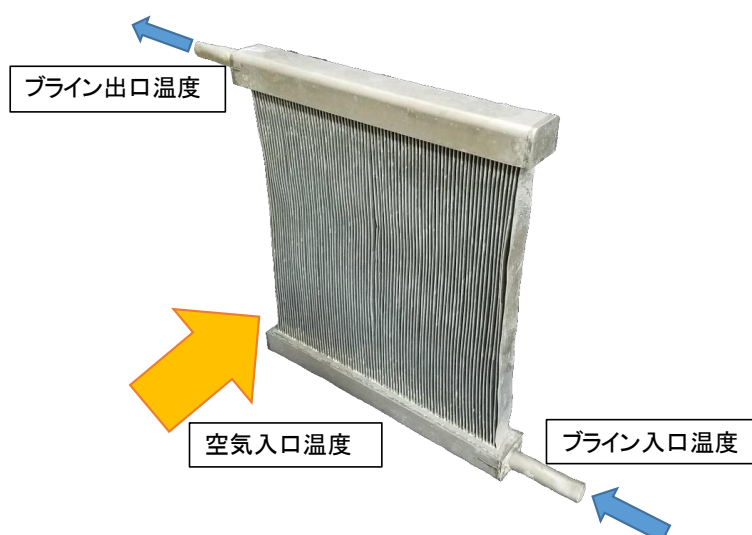


図 2- 13 直交流型熱交換器の概要

(2-

$$Q = m_b c_{p,b} (T_{b, in} - T_{b, out})$$

5-1)

ただし、 m_b はブライン流量、 $c_{p,b}$ はブライン比熱、 $T_{b, in}$ 、 $T_{b, out}$ はブラインの入口、出口温度である。

空気側温度効率 ε は、伝熱量と空気、ブラインの温度を用いて式(2-5-2)のように表される。

$$\varepsilon = \frac{Q}{m_a c_{p,a} (T_{b,in} - T_{a,in})} \quad (2-5-2)$$

また、直交流熱交換器の温度効率は、移動単位数 NTU を用いて、以下のように表される(13)。

$$\text{if } C_b > C_a \text{ then } \quad \varepsilon = 1 - \exp\left\{\frac{NTU^{-0.22}}{C_r} \left\{\exp(-C_r NTU^{-0.78}) - 1\right\}\right\} \quad (2-5-3)$$

$$\text{if } C_a > C_b \text{ then } \quad \varepsilon = C_r \left[1 - \exp\left\{\frac{NTU^{-0.22}}{C_r} \left\{\exp(-C_r NTU^{-0.78}) - 1\right\}\right\}\right]$$

ここで移動単位数 NTU 、流体の熱容量比 C_r については

$$NTU = \frac{U_0 A_0}{C_{\min}} \quad (2-5-4)$$

$$C_a = m_a c_{p,a}, \quad C_b = m_b c_{p,b} \quad (2-5-5)$$

$$C_{\min} = \min(C_a, C_b), \quad C_{\max} = \max(C_a, C_b), \quad C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (2-5-6)$$

の様に表される。

式(2-5-3)(2-5-4)を連立させることにより、総括熱移動係数 $U_0 A_0$ 得る。

また、空気側の熱移動係数とブライン側の管内熱移動係数を用いて、総括熱移動係数は以下のように表される。

$$\frac{1}{U_0 A_0} = \frac{1}{h_b A_b} + \frac{1}{\eta_a h_a A_a} \quad (2-5-7)$$

管内熱移動係数は層流の対流熱伝達率を用いて算出できるため、式(2-5-7)を用いること

で空気側熱移動係数 $\eta_a h_a A_a$ を算出できる。

本研究では異なる前面面積の熱交換器を比較するため、上記の空気側熱移動係数を前面面積 A_f で除した $\eta_a h_a A_a / A_f$ を用いた。

湿潤条件の場合は、熱容量の代わりにエンタルピーを用いて、以下の様に表される (14)。まず、式(2-5-2)と同様に、エンタルピー効率以下の様に表される。

$$\varepsilon' = \frac{Q}{m_a(i_{a,in} - i_{a,sat})} \quad (2-5-8)$$

流体の熱容量は、乾燥条件の式(2-5-6)に代わり、以下の式(2-5-9)を用いる。

$$C_a' = b_a m_a, \quad C_b' = b_w m_b \quad (2-5-9)$$

湿潤、着霜条件における熱バランスは乾燥条件の式(2-5-7)と同様に、式(2-5-10)のように表される。

$$\frac{1}{U_0' A_0} = \frac{b_b}{h_b A_b} + \frac{b_a}{\eta_a h_a A_a} \quad (2-5-10)$$

ただし、式(2-5-10)中のエンタルピー勾配 b_a 、 b_w はそれぞれ以下のように示される。

$$b_w = \frac{i_{b,w} - i_{b,in}}{T_w - T_{b,in}}, \quad b_a = \frac{i_{a,in} - i_{a,sat}}{T_{a,in} - T_{b,in}} \quad (2-5-11)$$

以上の式より、 $\eta_a h_a A_a / b_a$ を湿潤、着霜条件での空気側熱移動係数として算出した。

また圧力損失と熱伝達性能を合わせて評価する指標として体積良好係数 VGF を用いる。その導出には以下のような計算を行った。

まずヌッセルト数 Nu を以下のように求める

$$Nu = \frac{\eta_a U_a' A_a}{b_a} \times \frac{b_a}{A_a} \times \frac{D}{\lambda_a} \quad (2-5-12)$$

そして VGF を以下のように求める

$$VGF = St/f^{1/3} = \frac{Nu}{RePr} \left/ \left(\frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho_{air} u_{air}^2} \times \frac{D}{L} \right)^{1/3} \right. \quad (2-5-13)$$

2.6 実験結果

ここで、行った実験とその解析結果を示す。以降のグラフは特に注意がない限り、左側に空気側熱移動係数の風速の影響に関するグラフ（横軸に関して、乾燥、湿潤条件では風速、着霜、着霜・除霜条件では時間を示している）、右側に空気側圧力損失の風速の影響に関するグラフ（同様に横軸に関して、乾燥、湿潤条件では風速、着霜、着霜・除霜条件では時間を示している）、下側に(3-6)から求めた体積良好係数の風速の影響に関するグラフ（横軸は風速）を示す。サイズの異なる熱交換器の空気側熱移動係数を比較する際、熱交換器の前面面積で除することにより単位通風面積当たりの値として整理している。

ここから、フィンチューブ熱交換器、フィンレス熱交換器 Type1, フィンレス熱交換器 Type2, フィンレス熱交換器 Type3 とそれらに渦発生器を取り付けたものに関して各条件において比較した結果を示す。はじめに乾燥条件について述べ、湿潤条件と着霜条件と着霜除霜条件についても同様に比較を行う。最後にそれらの結果をまとめる。扁平多孔管の種類の違いを比較することで管形状の影響を明らかにし、最適な扁平多孔管の形状を考察する。

各図中の黒色の線はフィンチューブ熱交換器、緑色の線はフィンレス熱交換器 Type1, 青色の線がプレーンフィンを持つフィンレス熱交換器 Type2P, 水色の線がルーバーフィンを持つフィンレス熱交換器 Type2L, 赤色の線がフィンレス熱交換器 Type3 の結果である。点線がそれらに渦発生器を取り付けたものを示している。

2.6.1 乾燥条件

乾燥条件における本実験の結果を図 2-14 に示す。VGF は(3-8) から求めた。

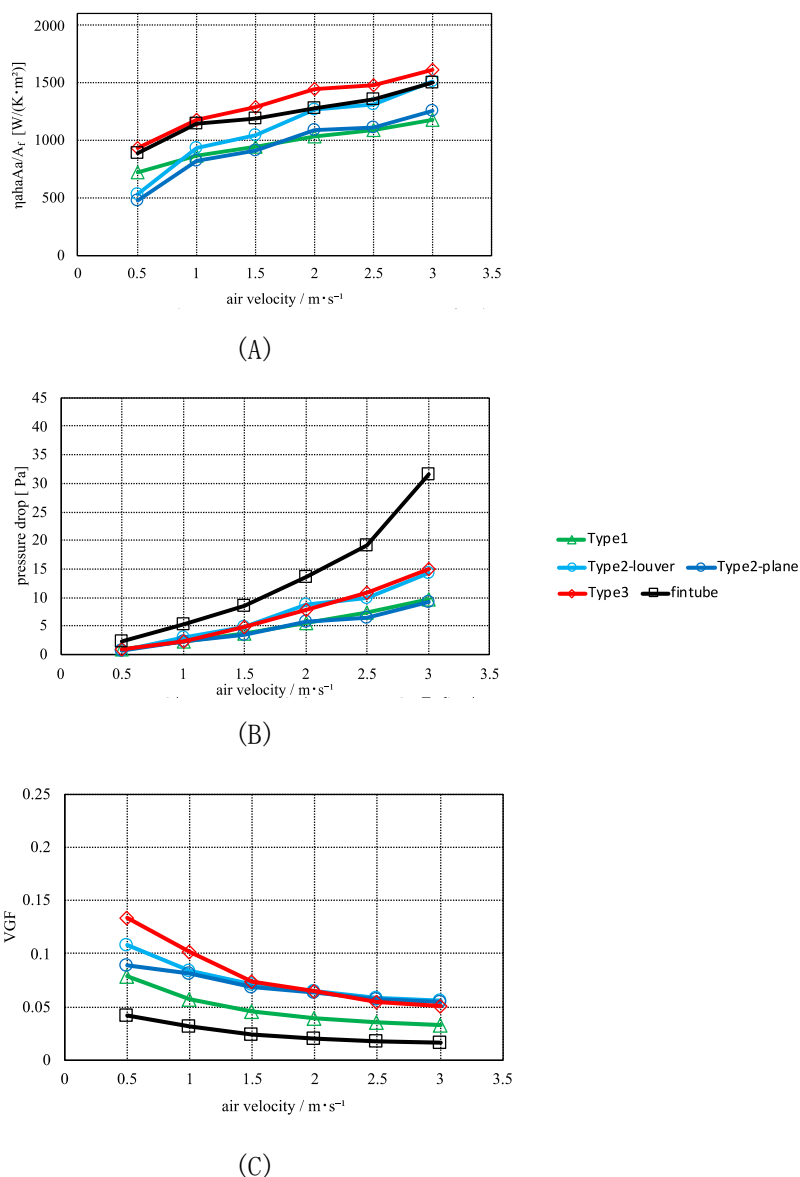
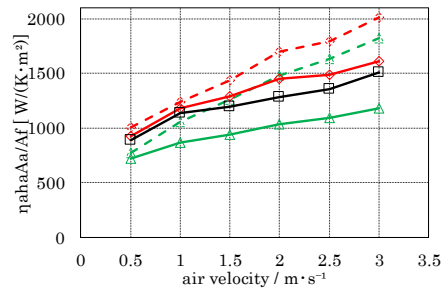


図 2-14 異なる風速におけるフィンレス熱交換器 Type1, 2, 3 とフィンチューブ熱交換器の比較 (A : 空気側熱移動係数, B : 圧力損失, C : VG) 以下同様

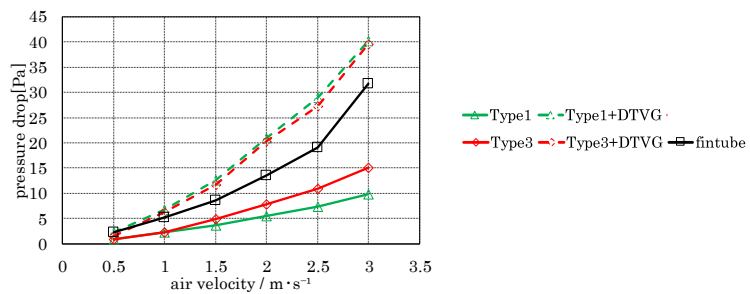
フィンレス熱交換器 Type 3 はフィンチューブ熱交換器より高い値をとっており、圧力損失に関してはフィンチューブ熱交換器に比べ 50%程度低く、フィンレス熱交換器 Type 2L と同程度である。フィンレス熱交換器 Type 3 の圧力損失がフィンレス熱交換器 Type 2L 程度

に高いのは、扁平多孔管が厚いので、空気流路が狭まっているからと考えられる。総合的に考えて、フィンレス熱交換器 Type 3 のその有用性が確認できた。

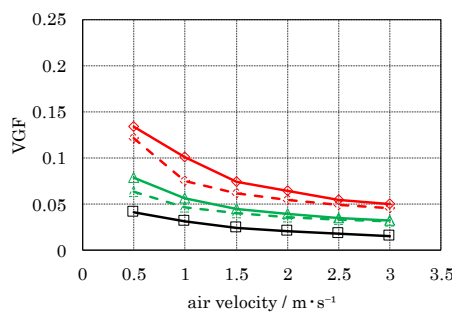
さらに、渦発生器を取り付けた場合のフィンレス熱交換器 Type3 の結果を加えたグラフを図 2- 15 に示す。



(A)



(B)



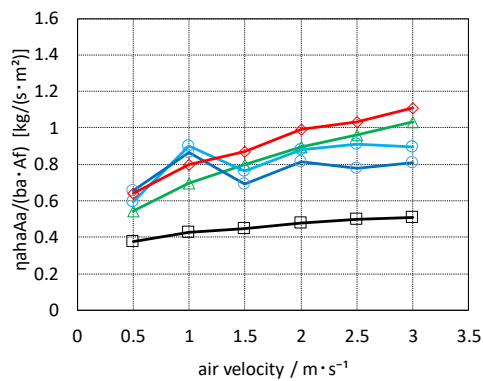
(C)

図 2- 15 異なる風速における渦発生器を用いたフィンレス熱交換器 Type1, 3 とフィンチューブ熱交換器の比較

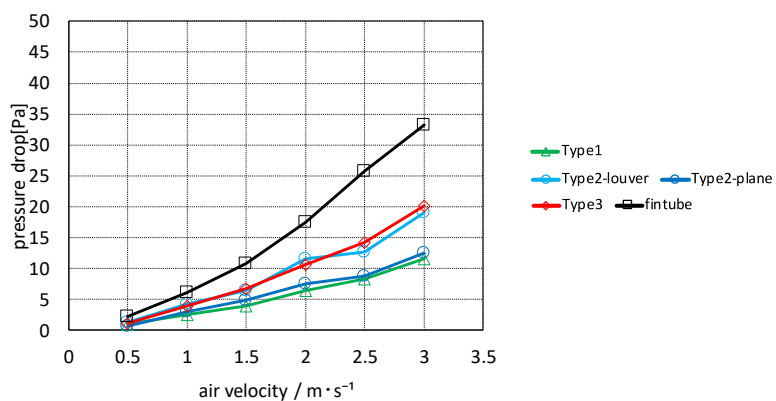
この図から二重三角渦発生器 (DTVG) を用いた際の空気側熱移動係数は高風速域で最大 25%程度上昇することが分かった。それと同時に圧力損失も増加する結果となった。フィンレス熱交換器 Type 3 については DTVG をつけなくても、フィンレス熱交換器 Type1 に DTVG をつけたものと同等程度の空気側熱移動係数があり、圧力損失も小さいことから、フィン付き扁平多孔管の形状を最適化すれば、DTVG をつける必要がないことも示唆された。

2.6.2 湿潤条件

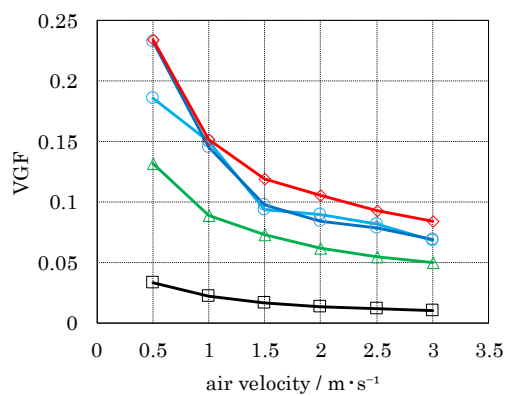
湿潤条件における本実験の結果を図 2-16 に示す。



(A)



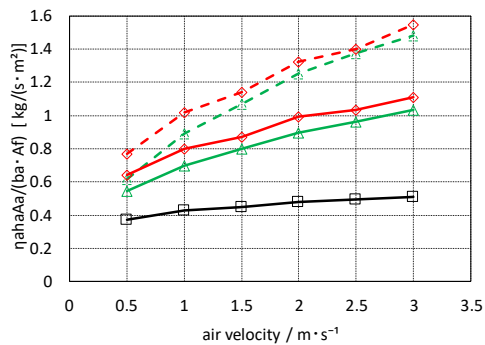
(B)



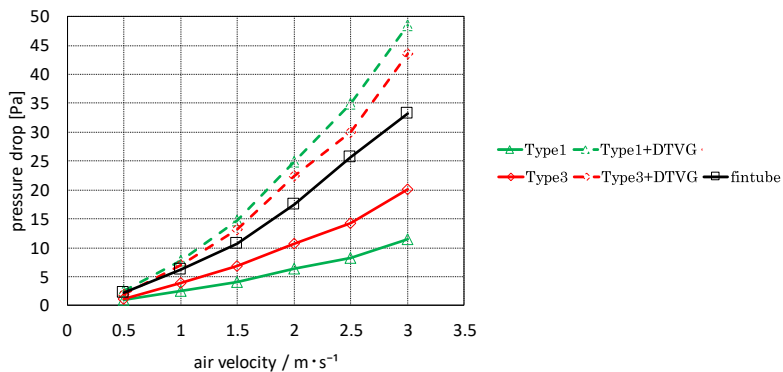
(C)

図 2-16 異なる風速におけるフィンレス熱交換器 Type1, 2, 3 とフィンチューブ熱交換器の比較

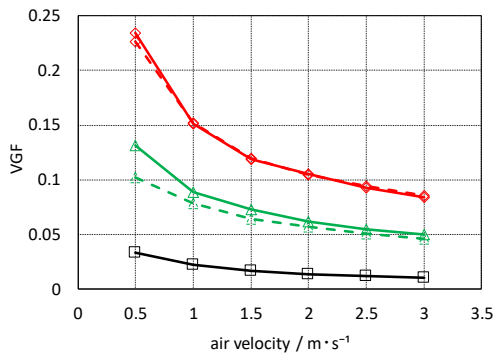
この図から、乾燥条件の結果とは異なり、フィンレス熱交換器の空気側熱移動係数はフィンチューブ熱交換器よりもかなり大きな数値となることが分かった。フィンレス熱交換器の中では、Type 3, Type 1, Type 2L, Type 2P の順に高い性能となった。フィンレス熱交換器 Type3 はフィンレス熱交換器 Type2L に比べ 10%以上空気側熱移動係数が高くなり、圧力損失も同程度であった。フィンレス熱交換器 Type 3 はフィンレス熱交換器 Type 1 に比べ 10%程度空気側熱移動係数が高くなったが、圧力損失はそれ以上に大きくなった。次に、フィンレス熱交換器 Type 3 をフィンチューブ熱交換器と比べると、空気側熱移動係数は 50%以上高く、圧力損失は 30%程度小さく、十分な性能向上となることが示された。さらに、渦発生器を取り付けた場合のフィンレス熱交換器 Type3 の結果を加えたグラフを図 2- 17 に示す。



(A)



(B)



(C)

図 2- 17 異なる風速における渦発生器を用いたフィンレス熱交換器 Type1, 3 とフィンチューブ熱交換器の比較

フィンレス熱交換器 Type 3 は DTVG をつけると空気側熱伝達性能は高風速域で 50%ほど高くなり、圧力損失は最大 100%程度大きくなっているが、VGF は同等なので、DTVG は湿潤条件では有用であったと考えられる。

2.6.3 着霜条件, 着霜除霜条件

着霜条件における本実験の結果を図 2-18 に示す.

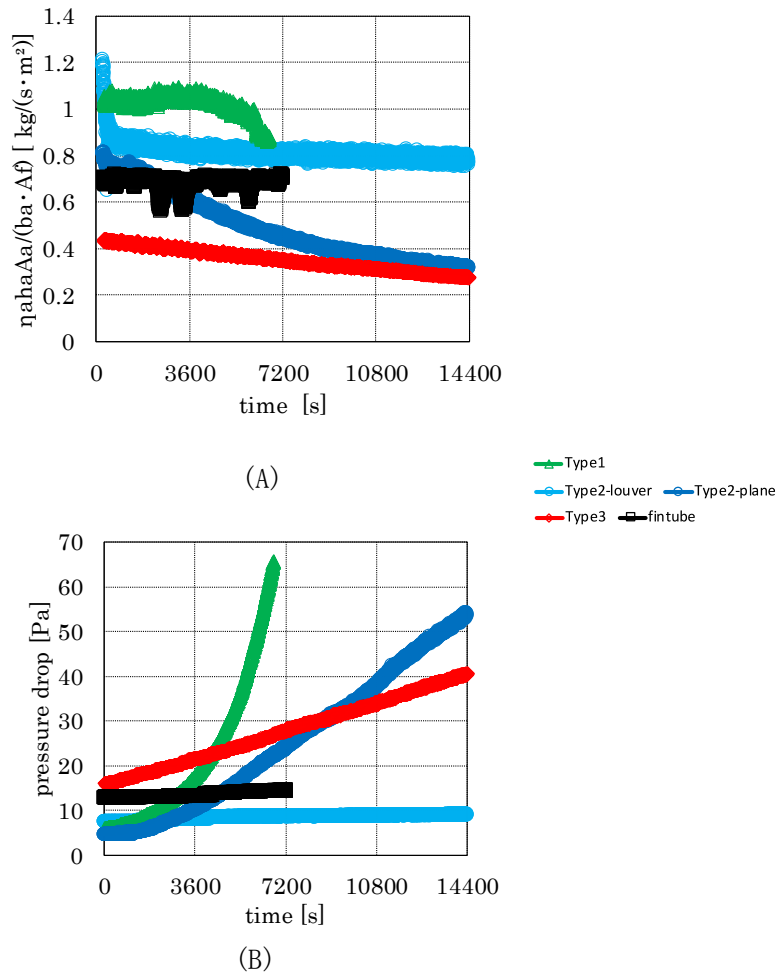


図 2-18 異なる風速におけるフィンレス熱交換器 Type1, 2, 3 とフィンチューブ熱交換器の比較

異なる風速におけるフィンレス熱交換器 Type1, 2, 3 とフィンチューブ熱交換器の比較

フィンレス熱交換器 Type3 に関しては圧力損失がフィンレス熱交換器 Type2 と同程度であるのにも関わらず, 着霜開始時の空気側熱移動係数がフィンレス熱交換器 Type2P に比べて低くなることを確認した.

着霜除霜条件における本実験の結果を図 2-19 に示す.

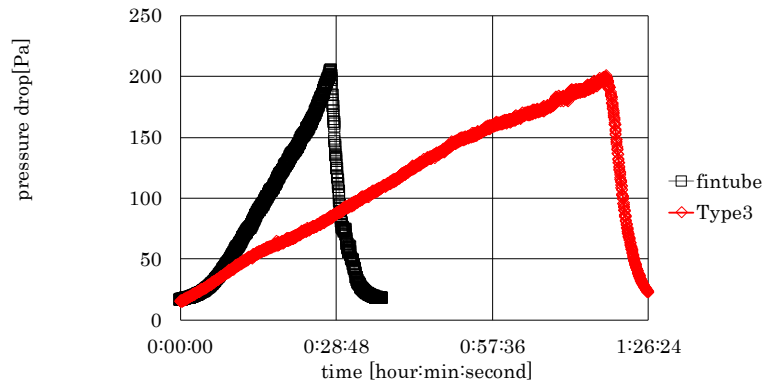


図 2- 19 着霜除霜条件における実験結果

このグラフから、フィンレス熱交換器 Type3 はフィンチューブ熱交換器に比べ非常に着霜に 2 倍ほど長く時間がかかり、着霜しにくいことが確認できた。また除霜時間に関しては、フィンレス熱交換器 Type3 はフィンチューブ熱交換器と同程度であることを確認し、フィンレス熱交換器の着霜除霜条件における優位性を確認できた。

2.6.4 考察

得られた実験結果から、各熱交換器の異なる風速におけるフィン効率を以下のように求めた。

まず、扁平管（フィン）の長さ Z 、フィンの厚み t からフィンの周囲長 L 、断面積 A_{fin} は以下の式のように求められる。

$$L = 2(Z + t) \quad (2-2-1)$$

$$A_{fin} = Zt \quad (2-2-2)$$

次にフィンレス熱交換器のチューブ部分を含めた総括フィン効率 η_{total} は、矩形のフィン効率の理論式から式 (2-2-3) (2-2-4) を用いて求めた。ただし U_a は実験から得られる熱伝達率、 λ はアルミの熱伝導率、 l_{fin} はフィンの幅である。

$$m = \sqrt{\frac{U_a L}{\lambda A_{fin}}} \quad (2-2-3)$$

$$\eta_{total} = \frac{\tanh(ml_{fin})}{ml_{fin}} \quad (2-2-4)$$

また、総括フィン効率 η_{total} は、フィン部分のみのフィン効率 η_{fin} 、チューブ部分のフィン効率 η_{tube} (=1)とフィンの幅 l_{fin} 、チューブの幅 l_{tube} の比から以下のように表される。(2-2-5)

$$\eta_{total} = \frac{\eta_{tube}l_{tube} + \eta_{fin}2l_{fin}}{l_{tube} + 2l_{fin}} \quad (2-2-5)$$

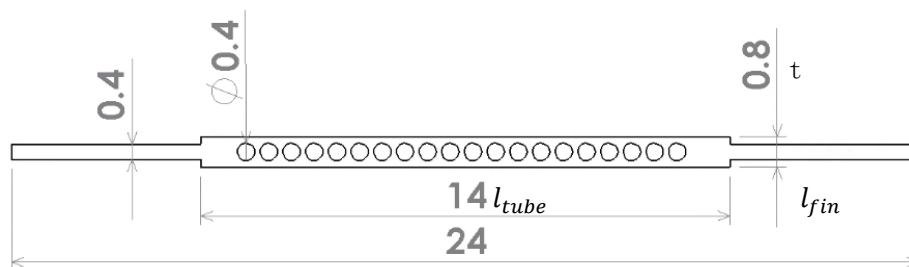


図 2- 20 フィンレス熱交換器各部長さの呼称

そして実験から得られる総括空気側熱移動係数 $\eta_{total}UA_f$ に代入し、収束計算を行い、図 2- 21 に示すように異なる風速におけるフィン効率 η_{fin} を求めた。赤色の線がフィンレス熱交換器 Type3, 青色の線がフィンレス熱交換器 Type2P, 水色の線がフィンレス熱交換器 Type2L, 黒色の線がフィンチューブ熱交換器である。縦軸がフィン効率, 横軸が風速を表す。

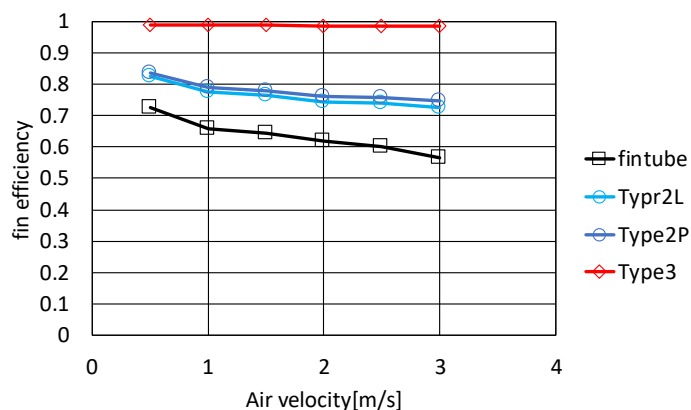


図 2- 21 各熱交換器のフィン効率

設計通りに Type3 のフィン効率は高くなっていることを確認した。

また、フィンレス熱交換器 Type1, Type2, Type3 とフィンチューブ熱交換器の湿潤条件における凝縮量の検討も行った。本研究では、湿潤条件の際に熱交換器の性能を評価する指標として、凝縮速度 MTR 、顕熱比 SHF を用いる。その導出には以下の様な計算を行った。

まず空気側熱移動量 Q_a 、凝縮速度 MTR は、

$$Q_b = m_b c_b (T_{b,in} - T_{b,out}) \quad (2-5-14)$$

$$MTR = (\rho_a v_a A_f)(x_{in} - x_{out}) \quad (2-5-15)$$

の様に表され、潜熱移動量 LH は凝縮速度を用いて

$$LH = 2501MTR \quad (2-5-16)$$

の様に表される。顕熱移動量 SH は空気側熱移動量、潜熱移動量を用いて

$$SH = Q_a - LH \quad (2-5-17)$$

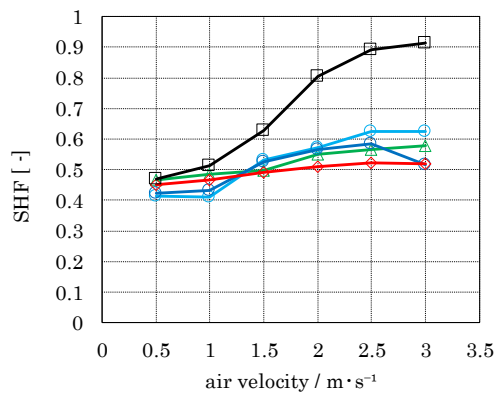
の様に表され、顕熱比 SHF は顕熱移動量を用いて

$$SHF = \frac{SH}{Q_a} \quad (2-5-18)$$

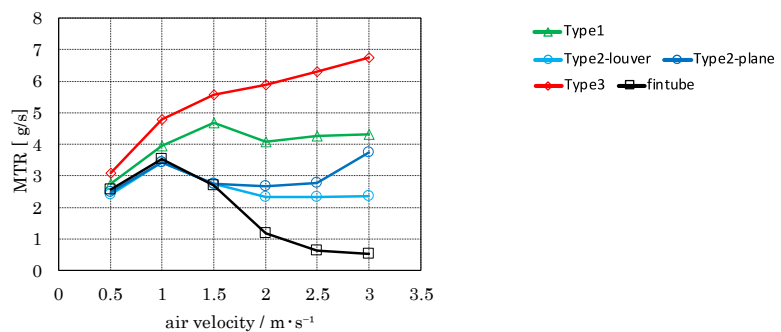
の様に表される。

得られた結果を図 2- 22 に示す。

図中の左のグラフが(2-5-16)から求めた顕熱比の風速の影響を、右のグラフが(2-5-13)から求めた水蒸気凝縮量の風速の影響を示している。顕熱比とは顕熱移動量を全熱移動量で除した値であり、全熱移動量に対する顕熱移動量の割合を示すものである。



(A)



(B)

図 2-22 異なる風速におけるフィンレス熱交換器 Type1, 2, 3, フィンチューブ熱交換器の凝縮量の検討(A: 顕熱比, B 凝縮速度)

(B)から、フィンレス熱交換器の凝縮速度はフィンチューブ熱交換器より大きいことが分かる。フィンチューブ熱交換器の凝縮速度は風速の増加によって減少するのに対して、フィンレス熱交換器は減少しない。特にフィンレス熱交換器 Type 1, Type 3 の凝縮速度はフィンチューブ熱交換器に比べて非常に大きい。これは扁平多孔管部分で凝縮が進み、結果として熱伝達性能が向上していることを示している。フィンレス熱交換器 Type 1 に比べてフィンレス熱交換器 Type 3 の凝縮速度が大きいのは、Type 3 扁平多孔管についているフィンが厚く、扁平多孔管の伝熱面積が大きくなっていることが原因と考えられる。フィンレス熱交換器 Type2 に比べてフィンレス熱交換器 Type 3 の凝縮速度が高いのは、扁平多孔管部分の幅が長く、設置されているフィンが厚いのでフィン効率が上がっているためと考えられる。

(A)の顕熱比を見ると、フィンレス熱交換器は 0.4~0.6 の範囲にあるが、フィンチューブ熱交換器は風速とともに増加し、0.5~0.9 の範囲にある。今回用いたフィンチューブ熱交換器は、着霜耐力を上げるために、フィン効率を下げた設計がされているので、凝縮速度が低く、顕熱比も大きい。それに対して、フィンレス熱交換器のフィン効率は比較的高いので、顕熱比が低くなっていると考えられる。

また、フィンレス熱交換器とフィンチューブ熱交換器において湿潤条件に関して、渦発生器をつけた場合の凝縮量の検討も行った。その結果を図 2- 23 に示す。

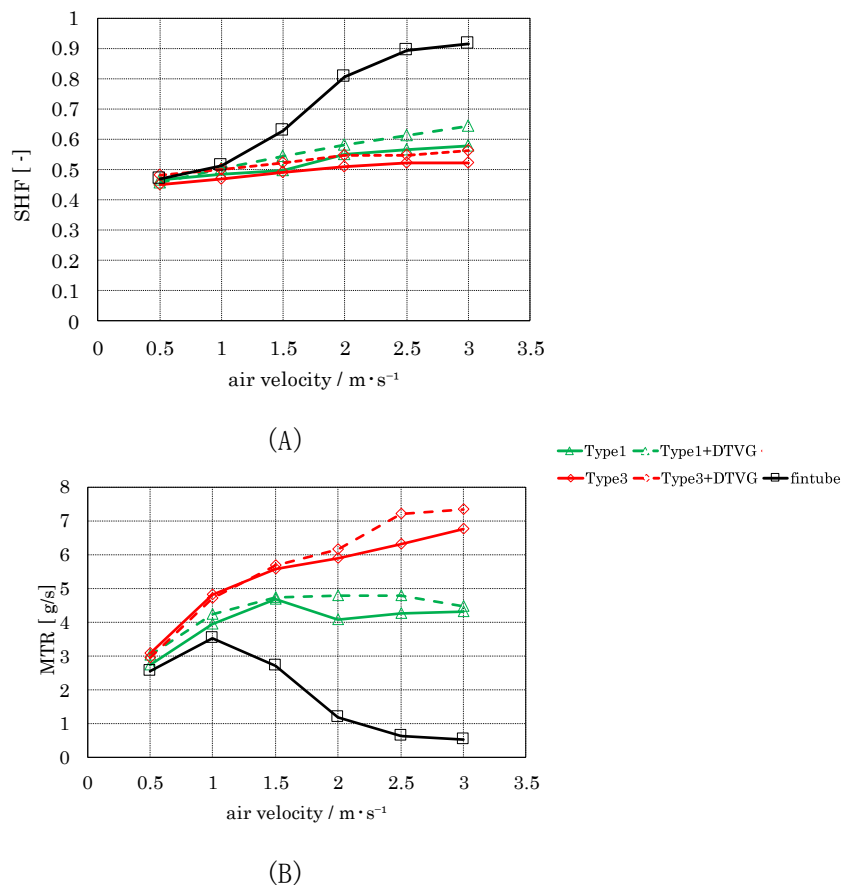
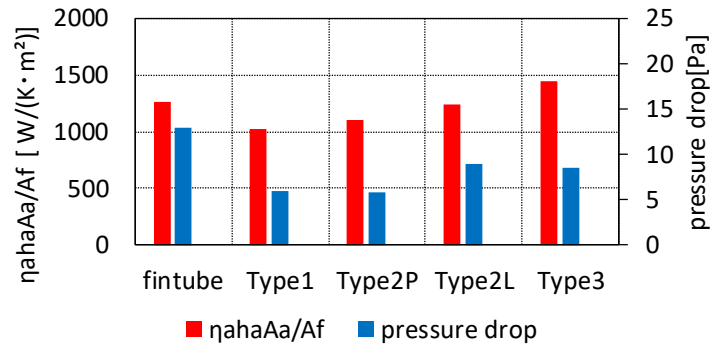


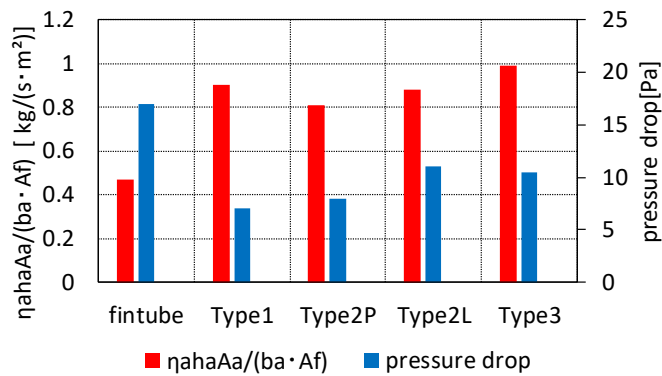
図 2- 23 異なる風速におけるフィンレス熱交換器 Type1, 2, 3, フィンチューブ熱交換器の凝縮量の検討(A : 顕熱比, B:凝縮速度)

フィンレス熱交換器 Type3 は DTVG を設置することで、高風速域において顕熱比は 10% ほどの上昇し、凝縮量は 15%ほど増大することが分かった。

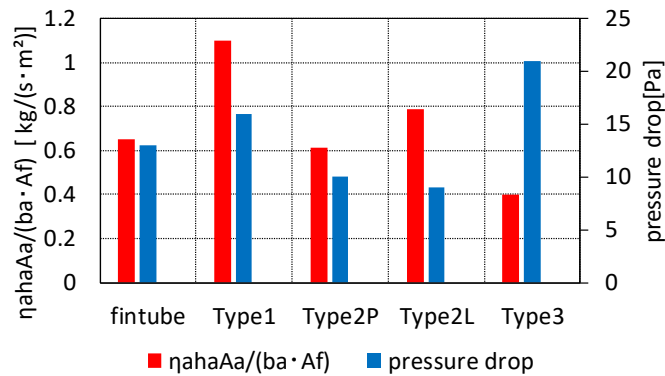
各条件での結果は図 2- 24 に示すような関係となっている。



(A)



(B)



(C)

図 2- 24 入口風速 2m/s における空気側熱移動係数と圧力損失(A: dry, B: wet, C: frost)

乾燥条件試験では、フィンレス熱交換器はコルゲートフィンを取り払っているため、熱伝達性能はフィンチューブ熱交換器より不利となる。ただし、フィンレス熱交換器 Type 3 は厚いフィンがついていることもあって、フィンチューブ熱交換器と同等以上の熱伝達性能を示した。圧力損失はフィンチューブ熱交換器よりも十分小さな結果となった。

湿潤条件試験では、フィンレス熱交換器はフィンチューブ熱交換器に比べて、熱伝達性能、

圧力損失性能ともに優位な結果を示した。これは、空気中の水分の凝縮を積極的に進めることにより、熱伝達性能を高めることができたと考えられる。凝縮に関しては詳しく後述する。フィンレス熱交換器では結露水の排水が優れていることを利用した結果である。

着霜・除霜条件試験では、フィンレス熱交換器 Type3 はフィンチューブ熱交換器より熱伝達率が低く、着霜時間が長いという結果となっており、フィンピッチが大きく扁平管についた霜が隣の管の霜とつながりにくかったことが原因として考えられる。

結露水や融解水の排水性能が優れているというフィンレス熱交換器の特長を生かし、空気側熱伝達性能を向上させるためには、扁平多孔管の前後にフィン装着する構造が有効であることが分かった。特に、湿潤、除霜性能を向上するためには、排水性の高いフィン効率の高いフィン装着することが重要であることが分かった。

渦発生器に関してはフィンレス熱交換器 Type 1 の熱伝達性能向上のために考案された縦渦発生器をフィンレス熱交換器 Type 3 に装着して、性能試験を行った。その結果、縦渦によりフィンレス熱交換器 Type 3 の性能が向上することが確認できたが、圧力損失も増大することが確認された。縦渦発生器を利用するかどうかは、許容できる空気側圧力損失との関係で決まると考えられる。

第3章 渦発生器の構造最適化

本章では伝熱促進を目的として熱交換器前面に設置される渦発生器 (DTVG) の構造最適化を行う。図 3-1 に示すように、DTVG を空気が流れると、長手方向の渦が発生し、扁平管間の伝熱領域に流入する。縦方向の渦によって暖気と冷気の混合が促進され、DTVG による圧力損失性能の低下と共に空気側の熱伝達性能は増加する。数値シミュレーションを用いて、DTVG の最適設計のためにパラメータ分析を行った。

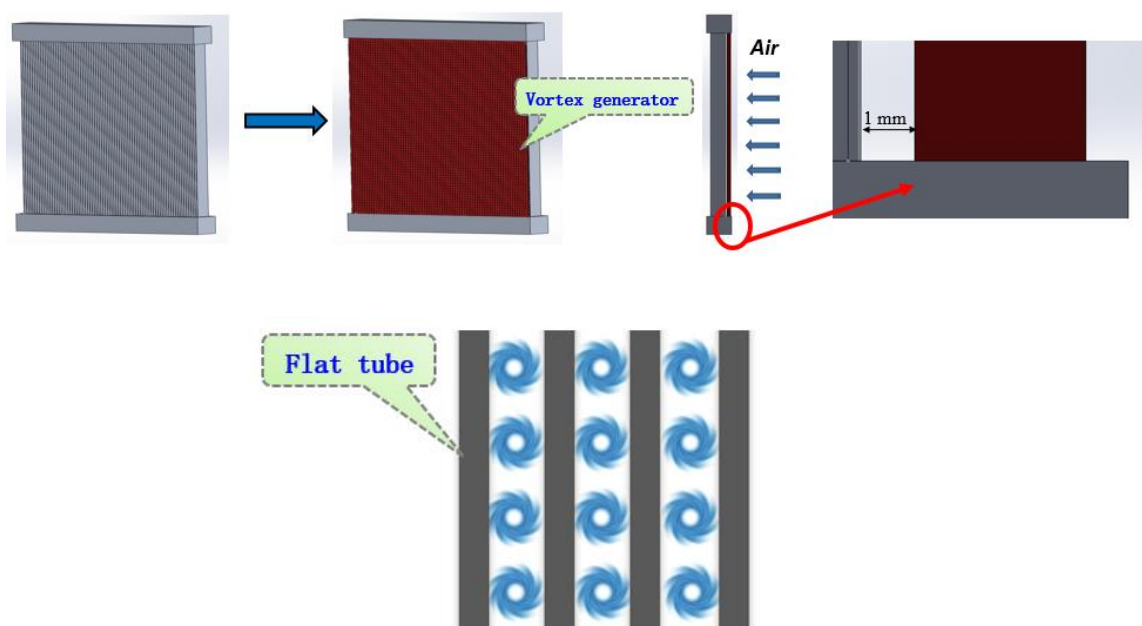


図 3-1 VG を用いたフィンレス熱交換器の概念図

3.1 解析方法

3.1.1 解析モデル

性能解析を行う VG は、フィンレス熱交換器に用いることを想定して構造を決定した。図 3-2 にフィンレス熱交換器を示す。本熱交換器は 2.5 mm のチューブピッチを持つ 80 個の垂直に配置された平行なアルミニウム製扁平多孔管で構成されている。各扁平管は、厚さ 0.6mm、幅 16.6mm、長さ 200mm である。扁平多孔管は、図 3-3 に示すように、16 個の 0.9mm × 0.2mm の矩形断面のチャンネルを有する。VG は 200mm × 200mm であり各ユニットの横ピッチは 2.5mm、縦ピッチは 3.6mm で向きは交互に並んでいる。

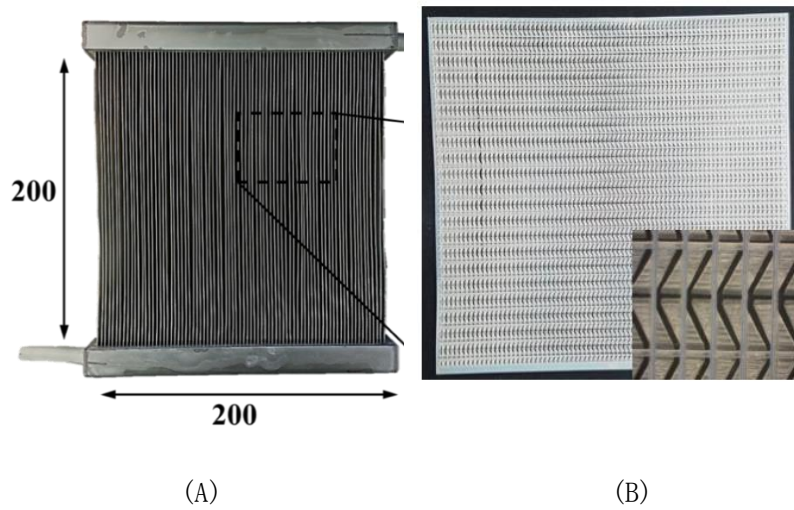


図 3- 2 A : フィンレス熱交換器 Type1, B : 渦発生器 (VG)

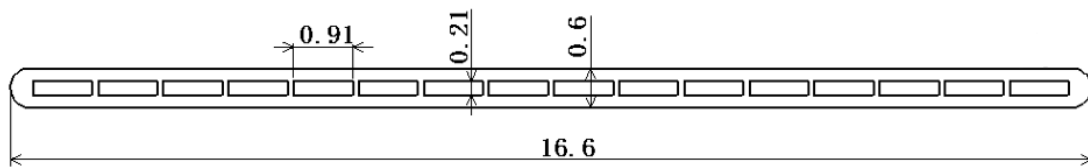


図 3- 3 扁平多孔管 Type1 の断面図

VG プレートは、何千もの小型 VG ユニットで構成されており、0.5mm の小さな隙間をあけてフィンレス熱交換器の前に取り付けられている。本研究では図 3- 4 に示すような VG ユニットについて検討した。中央の 2 つは同じモデルである。羽根形状が長方形や三角形のものはよく見られるが、DTVG は三角形羽根を 2 個組み合わせたもので熱伝達率向上のために開発されている。VG の羽角度 (Wing angle) 45 度、縦横比 (Aspect ratio=height/width) 2 の DTVG ユニットならびにそれらの計算領域を図 3- 5 に示す。計算領域としては左下の上流から空気が流入し、赤と青で塗られた羽の部分に沿って空気が 2 手に分かれて流れ、合流し渦が発生していくことで、茶色で塗られた扁平管で挟まれた空間を渦が攪拌し、弱まった渦が下流へと流れていくという仕組みになっている。

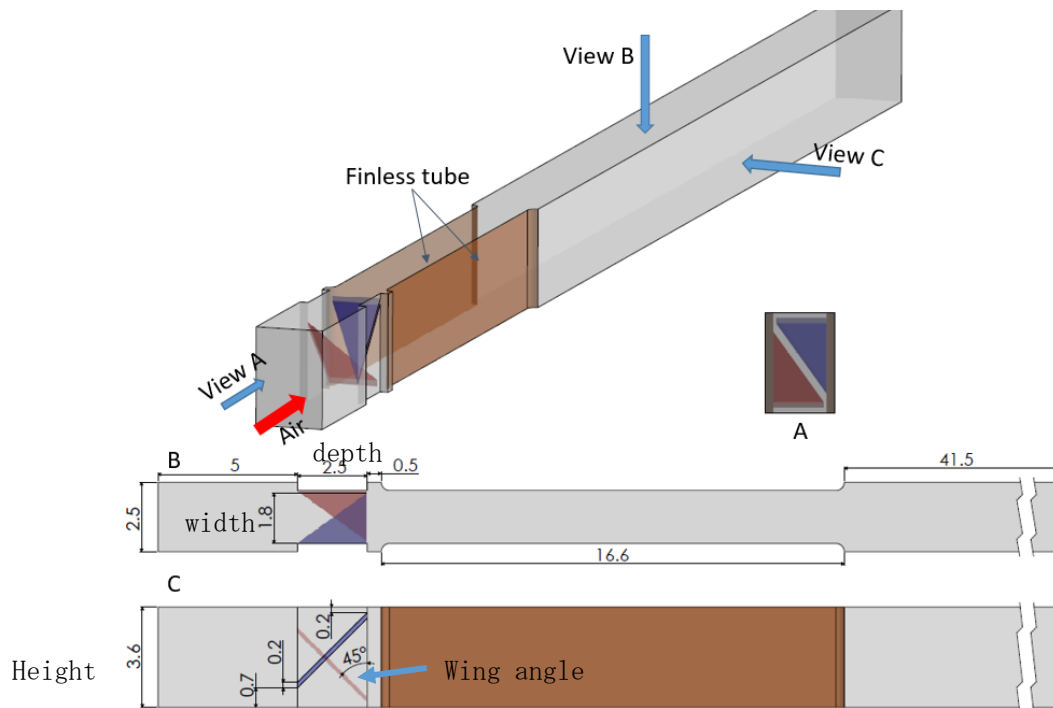


図 3- 5 解析モデル(A:風下から見た図, B:上面図, C:側面図)

3.1.2 解析手法

支配方程式は有限体積法を用いて解いた。差分スキームは QUICK で、圧力場解法は SIMPLE である。図 3- 5 に示すように、上下境界には周期的境界条件を設定し、左右境界には対称境界条件を設定した。代表長さとして扁平管ピッチ 2.5 mm を用いると、2m/s の空気速度でのレイノルズ数は 312 であるため、計算領域では層流モデルを採用した。タイムステップを 0.01 秒、タイムステップ数 500 回、一回あたり最大反復数 10 で非定常解析を行った。層流対流熱伝達の支配方程式には、以下のような連続の式、運動方程式、およびエネルギー方程式が含まれる。収束条件は反復毎に連続性、速度、エネルギーの絶対残差値が 0.001 以下であるときとした。

連続の式:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (3-1)$$

運動方程式:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_k)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\eta \frac{\partial u_k}{\partial x_i} \right) - \frac{\partial p}{\partial x_k} \quad (3-2)$$

エネルギー方程式:

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i T)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\lambda}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (3-3)$$

熱伝達率は以下のように定義した.

$$h = \frac{Q}{A \Delta T_{\ln}} \quad (3-4)$$

Q は交換された熱量, A は計算領域における扁平管の側面積, ΔT_{\ln} は対数平均温度差であり, 以下のように定義される.

$$\Delta T_{\ln} = \frac{(T_w - T_{in}) - (T_w - T_{out})}{\ln\left(\frac{T_w - T_{in}}{T_w - T_{out}}\right)} \quad (3-5)$$

T_w , T_{in} , T_{out} はそれぞれ扁平管面温度, 入り口空気温度, 出口空気温度である.

体積良好係数 $VGF(j/f^{1/3})$ (Volume goodness factor: VGF)は, ルーバーフィン (15), オフセットトリップフィン (16) (17), および渦発生器性能 (18)を評価するために広く採用されている. 体積良好係数 $VGF(j/f^{1/3})$ は, 次のように定義される.

$$j/f^{1/3} = \frac{Nu}{RePr^{1/3}} \left/ \left(\frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho u_{in}^2} \times \frac{D}{W} \right)^{1/3} \right. \quad (3-6)$$

ここで, j はコルバーンの j 因子, f は摩擦係数, Pr はプラントル数, W は扁平管の幅, u_{in} は熱交換器入り口の風速, ヌセルト数 Nu は次のように定義される.

$$Nu = \frac{hD}{\lambda} \quad (3-7)$$

D は扁平管ピッチ, λ は空気熱伝導率, レイノルズ数 Re は以下のように定義した.

$$Re = \frac{u_{in} D}{\nu} \quad (3-8)$$

ν は空気の動粘性係数である.

3.1.3 解析条件

すべてのVGユニットの奥行きは2.5 mm, 幅は1.8mmである. 一様な入口境界条件と完全に発達した出口境界条件を実現できるように, 計算領域は上流5 mmと下流41.5 mmに拡張されている. 計算では, 吸気口の温度と速度はそれぞれ300Kと2m/sで, 扁平管表面は313.15 Kの一定温度に設定した.

メッシュサイズは, VG に関しては0.05mm, 伝熱部分に関しては0.1mm, その他部分に関しては0.2mmとしており, その妥当性はLiら (9)により確認されている. また本モデルの数値計算の妥当性に関しても, 実験値との比較で確認されているため, 同様の条件でモデルを作成した.

なおこれらのモデルで羽角度を変える際, 奥行(depth)のみを変え, 縦横比で変える際, 奥行と高さ(height)のみを表3-1, 表3-2のように変えた.

表 3- 1 羽角度を変えた時の条件

羽角度[°]	22.5	30	42	45	47.3	55
縦横比	2	2	2	2	2	2

表 3- 2 縦横比を変えた時の条件

羽角度[°]	45	45	46	45
縦横比	1	2	3	4

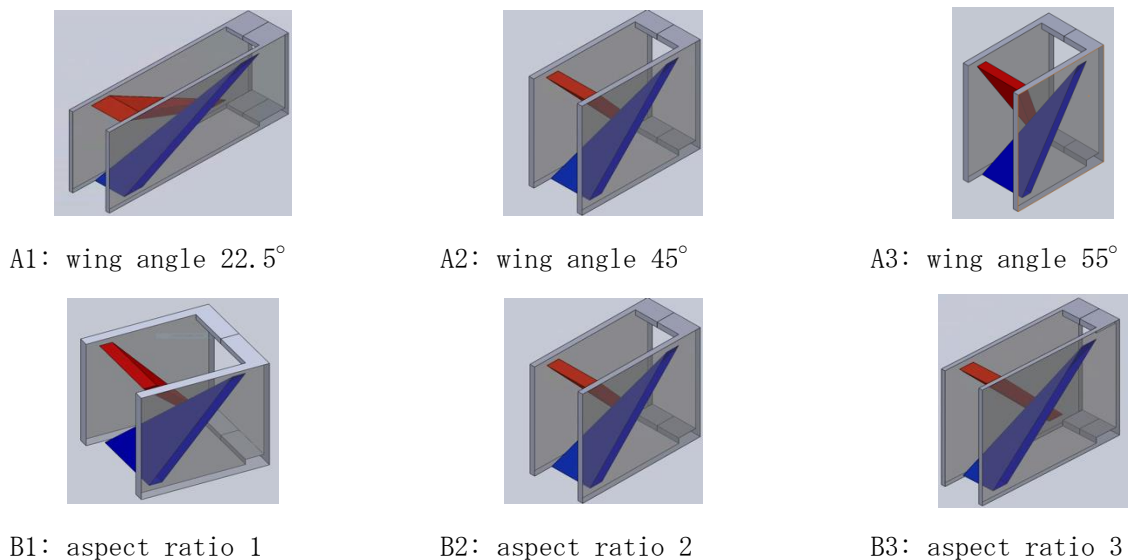
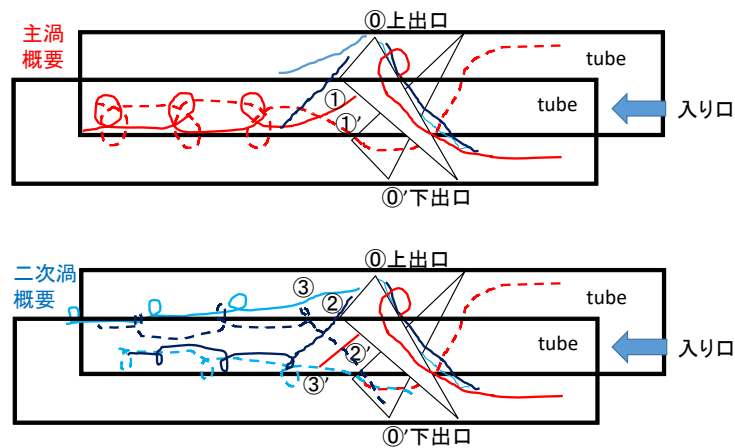


図 3- 6 A:縦横比 2 で異なる羽角度の渦発生器, B:羽角度 45 度で異なる縦横比の渦発生器

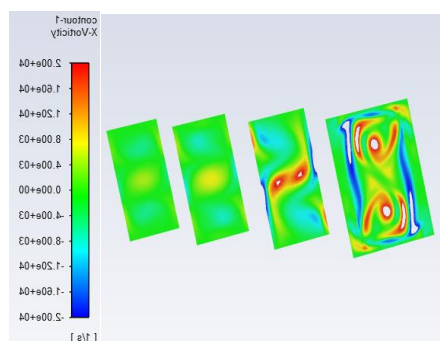
3.2 解析結果

図 3- 8 に縦横比 2，羽角度 45° に解析結果を示す．流れ方向渦度のコンター図であり，VG からの距離が 0.5mm から 5mm おきの断面を表している．この図から，赤色で示される時計回りの主渦と，青色で示される反時計回りの二次渦が形成されていることが分かる．

図 3- 7 に，渦生成のメカニズムを示す．まず VG に入った空気は 2 つの三角羽に沿ってそれぞれ流れ，①①' 出口でそれぞれ三角羽を回り込み主に 3 つずつの流れに分かれる．その後主渦に関しては上図の様に，上出口からの流れ①が下出口から来た流れ①' と中央で合流し生成する．その後二次渦に関しては下図の様に，上出口から出て奥の扁平管に沿った流れ②が下出口から出た流れ③' と合流し生成し，流れ③と流れ②' も同様となる．主渦と二次渦は逆向きの渦である．



(A)



(B)

図 3- 7 A : 主渦と二次渦生成の概要，B : VG 後方の流れ方向渦度のコンター図

3.2.1 渦発生器の縦横比(aspect ratio)を変えた数値解析

結果

縦横比 1, 2, 3 における VG 後方 0.5mm での断面方向速度ベクトルコンター図を示す。

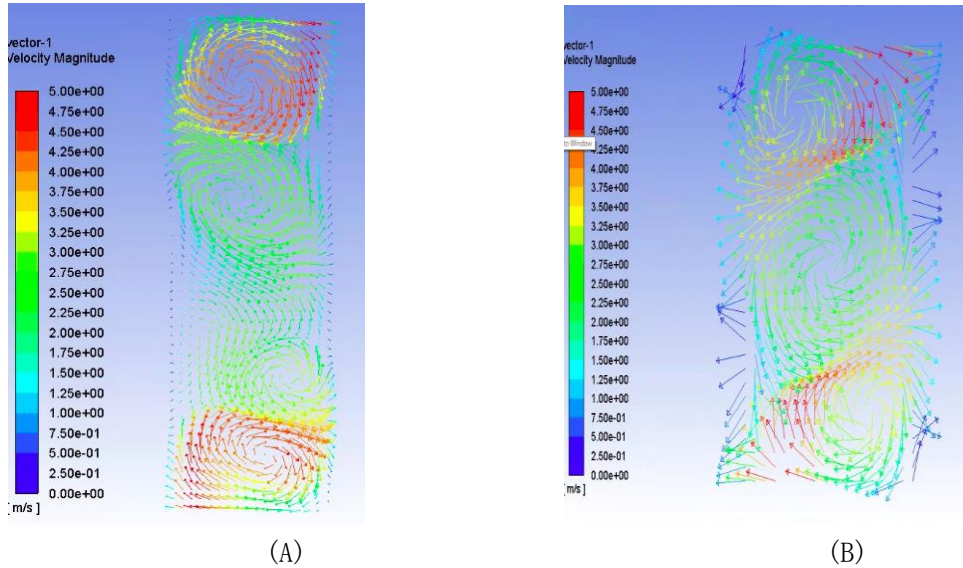


図 4- 1 渦発生器後方断面における速度ベクトル (縦横比 A : 3, B : 2)

どちらも二次渦が 2 つになっており縦横比 3 では主渦が 2 つ, 縦横比 2 では主渦が 1 つに合流するという違いが生じた。

羽角度 45° において, VG の縦横比を 1, 2, 3, 4 に変化させたときの計算結果を図 3-7 に示す. 横軸は AB どちらも縦横比であり, A の縦軸は熱伝達率と圧力損失, B の縦軸は VGF である. 縦横比 0 の部分には比較のため VG がないものの結果を記してある.

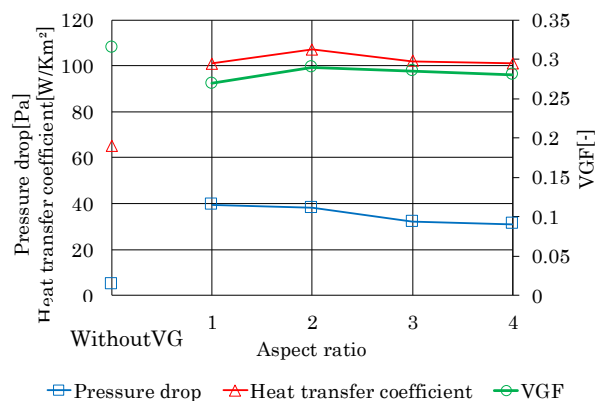


図 3- 8 異なる縦横比の渦発生器の解析結果 (A : 熱伝達率と圧力損失, B : VGF)

縦横比 2 にすると熱伝達率は最も高くなる結果となった。縦横比が 2 より大きくなると、図 4- 1 (A) に示される扁平管後端における断面内の断面方向速度ベクトル図に示すように、扁平管の後端は中央に位置する主渦が 2 つに分離し、図 4- 1 (B) に示すように 1 つの主渦を形成することによる強め合いが起きず、主渦の回転速度が小さくなり、熱伝達率も低くなったと考えられる。つまり羽角度が 45° の時は、縦横比が 2 の時に最も熱伝達率が高くなることを確認した。

3.2.2 渦発生器の羽角度(wing angle)を変えた数値解析

結果

縦横比 2 において羽角度を 22.5° 、 30° 、 42° 、 45° 、 47.3° 、 55° に変えたときの計算結果を図 3- 9 に示す。横軸は AB どちらも羽角度であり、A の縦軸は熱伝達率と圧力損失、B の縦軸は VGF である。羽角度 0 の部分には比較のため VG がないものの結果を記してある。

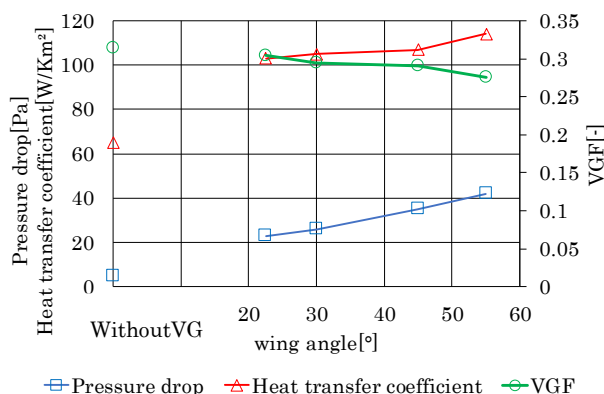


図 3- 9 様々な羽角度の渦発生器の解析結果 (A : 熱伝達率と圧力損失, B : VGF)

熱伝達率は羽角度が 55° の時に最も高くなっている。これは、羽角度が急になるほど、VG を空気が通る際に断面方向に進み、強い渦が生成されているためであると考えられる。しかし、圧力損失も同時に大きくなり、VGF は低下する結果となっている。つまり、熱伝達率は圧力損失とトレードオフの関係で得られることがわかった。

3.3 考察

羽角度一定で縦横比を変えた解析結果をエラー! 参照元が見つかりません。、エラー! 参照元が見つかりません。に示す。エラー! 参照元が見つかりません。は左から縦横比 1, 2,

3でVGとの距離0.5, 5.5, 10.5, 15.5mmの扁平管に挟まれる部分の断面の流れ方向渦度のコンター図とVGからの流線図である。赤い部分が反時計回りの主渦, 青い部分が時計回りの二次渦である。エラー! 参照元が見つかりません。は縦横比 (Aspect ratio:Ar) とVGからの距離を変えた時の流れ方向最大最小渦度である。縦軸が渦度(断面方向の回転周期の逆数)で横軸がVGからの距離である。渦度とはAnsys fluentにより算出した断面方向の流れの回転時間の逆数である。縦軸正の部分がその断面の主渦の最大渦度を表し、負の部分がその断面の二次渦の最大渦度を表す。反時計回りの渦度が正の値で、時計回りの渦度が負の値であるため、渦度としての最小値の絶対値が二次渦の最大渦度となっている。

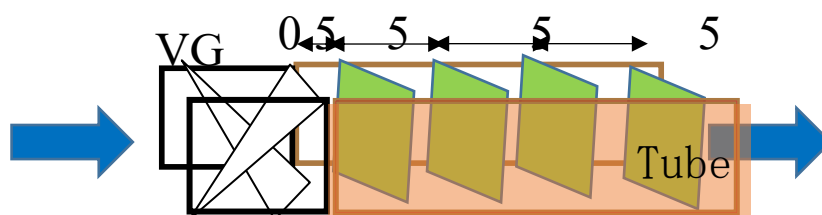


図 3- 10 考察した断面

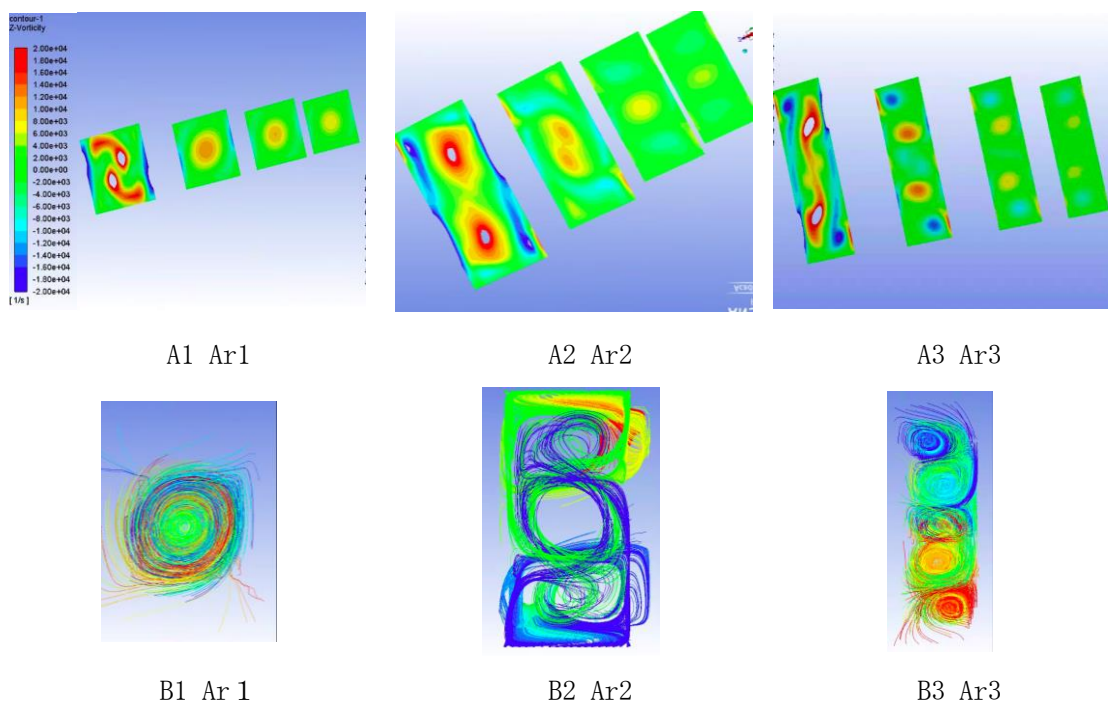


図 3- 11 VG との距離 0.5mm, 5.5mm, 10.5mm, 15.5mm の断面の流れ方向渦度のコンター図とVGからの流線図(Aspect ratio:Ar) (A1, B1:縦横比 1, A2, B2:縦横比 2, A3, B3:縦横比 3)

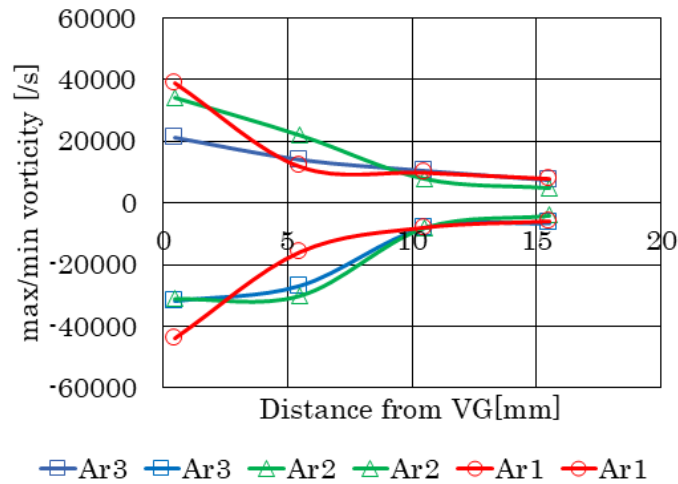


図 3- 12 縦横比の違いによる VG からの距離毎の最大・最小渦度 (Aspect ratio:Ar)

エラー！参照元が見つかりません。の流線図に表されるように縦横比が小さいと、上下の二次渦が主渦を包み込み、エラー！参照元が見つかりません。からわかるように早く弱まってしまうことが分かる。縦横比が大きいと二次渦は主渦を包み込まないが、大きすぎても、中央で1つの主渦を形成せず、2つに分かれたままで強め合いが起きず、熱伝達が悪くなったと考えられる。その結果、羽角度 45° の場合、二次渦と主渦の距離が適当であり、主渦が1つに合流する縦横比2の熱伝達が最もよくなると考えられる。

次に羽角度を変えた解析の結果をエラー！参照元が見つかりません。、エラー！参照元が見つかりません。に示す。エラー！参照元が見つかりません。はVGとの距離0.5, 5.5, 10.5, 15.5mmの扁平管に挟まれる部分の断面の流れ方向渦度のコンター図である。赤い部分が反時計回りの主渦、青い部分が時計回りの二次渦である。エラー！参照元が見つかりません。は羽角度とVGからの距離を変えた時の流れ方向最大最小渦度である。縦軸が渦度で横軸がVGからの距離である。縦軸正の部分がその断面の主渦の最大渦度を表し、負の部分はその断面の二次渦の最大渦度を表す。反時計回りの渦度が正の値で、時計回りの渦度が負の値であるため、渦度としての最小値の絶対値が二次渦の最大渦度となっている。

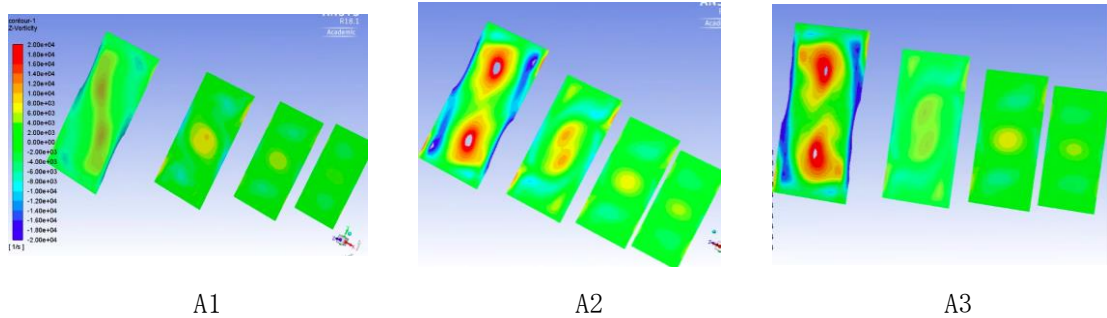


図 3- 13 VG との距離 0.5mm, 5.5mm, 10.5mm, 15.5mm の断面の流れ方向渦度のコンター図と VG からの流線図 (A1 : 羽角度 30° , A2 : 羽角度 45° , A3 : 羽角度 55°)

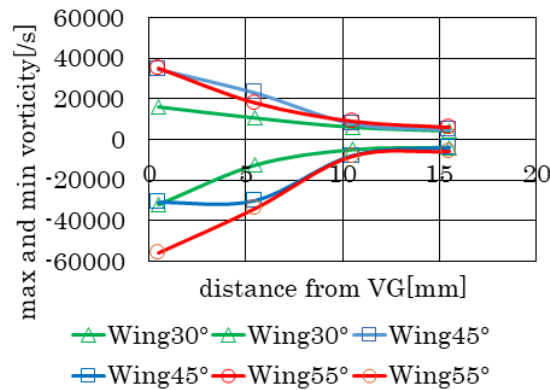


図 3- 14 角度の違いによる VG からの距離毎の最大・最小渦度

羽角度が急なほど VG 出口からの回り込みが強く、主渦が強くなり、流体が攪拌され熱伝達も向上していると考えられる。

本章では様々な羽角度、縦横比の二重三角渦発生器を用いた熱交換器の解析を行った。羽角度に比例して熱伝達率は高まるが、圧力損失も大きくなるトレードオフの関係であると考えられた。ここから、高い熱伝達率を求めるとすれば、羽角度を大きくした方が良く、圧力損失を抑えたいのであれば、羽角度を小さくした方が良いと考えられる。

一方で、縦横比の場合はトレードオフの関係ではなく、羽角度など条件によって最適な値があると考えられる。これは、縦横比を小さくしすぎると二次渦が主渦を包み込み渦が弱くなり、縦横比を大きくしすぎると主渦が 1 つに合流せず、熱伝達が小さくなるからだと考えられる。

第4章 扁平管の構造最適化

4.1 解析方法

4.1.1 解析モデル

図4-2に表されるような扁平管幅，扁平管フィンの厚み，扁平管間同士の距離，扁平管側面側肉厚，扁平管のフィン側肉厚を固定し，扁平管正方形チャンネル辺長さ，チャンネル数を変更した解析を行い，扁平管1本あたりの空気側伝熱量を確認する．そして H500×W800×L300 の室外機内にL字に1つ設置される熱交換器サイズを想定した時の扁平管本数を逆算し，空気側総伝熱量を計算する．冷媒はワンパスで蒸発しきるとして，潜熱 200kJ/kg，質量流速を $60\text{kg}/\text{sm}^2$ とした時の冷媒側伝熱量も全扁平管の合計チャンネル面積から算出した．その際，冷媒側の伝熱抵抗は空気側に比べてはるかに小さいので，冷媒側はチャンネル壁に温度一定条件を設定した．空気側，冷媒側の伝熱量がバランスするものの中で最も熱伝達性能，圧損性能に優れた扁平管を検討した．

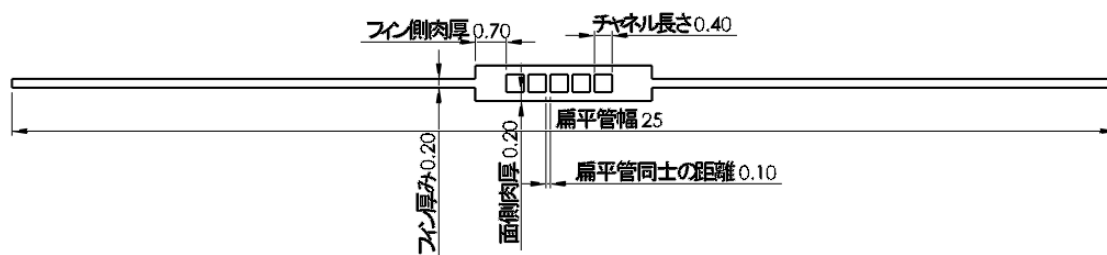


図4-2 扁平管構造図

4.1.2 解析手法

支配方程式は有限体積法を用いて解いた．差分スキームは QUICK で，圧力場解法は SIMPLE である．代表長さとして扁平管ピッチ 2.5 mm 程度とし，2 m/s の空気速度でレイノルズ数は 300 程度であるため，計算領域では層流モデルを採用した．計算では，図4-3の左側の吸気口の温度と速度はそれぞれ 268 K と 2 m/s で，チャンネル側面は 273 K の一定温度に設定した．図4-3に示すように，進行方向に対して左右境界には対称境界条件を設定し，定常解析を行った．層流対流熱伝達の支配方程式には，第3章と同様の連続の式，運動方程式，およびエネルギー方程式が含まれる．

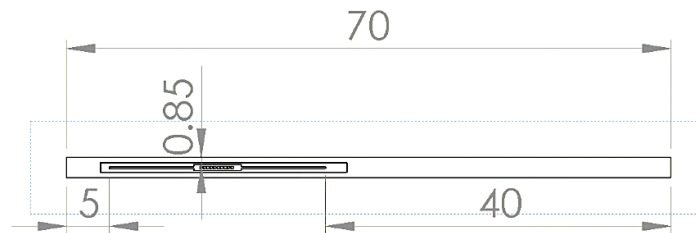


図 4-3 解析モデル図

解析結果から空気側伝熱量 Q_a を、空気比熱 C_p 、空気密度 ρ 、空気側入り口流速 v_{in} 、扁平管ピッチ D 、扁平管本数 N_t 、空気側入口温度 T_{in} 、空気側出口温度 T_{out} を用いて以下のように求めた。

$$Q_a = C_p(T_{in} - T_{out})v_{in}D\rho N_t \quad (4-1)$$

また冷媒側伝熱量 Q_b は以下のように求めた。チャンネル面積 l_c^2 、チャンネル数 N_c 、扁平管本数 N_t 、質量流速 60kg/sm^2 、 270K の潜熱 $H200\text{kJ/kg}$ を用いて以下のように求めた。

$$Q_b = HG(l_c^2 N_c N_t) \quad (4-1)$$

4.1.3 解析条件

図 4-3 のように 2 次元モデルで、扁平管は幅 2.5mm、フィンの厚み 0.2mm、扁平管壁の間隔（空気流路幅）1.7mm、壁厚み 0.2mm を固定し、図 4-4、表 4-2 に表されるように正方形チャンネル一辺長さ、チャンネル数を変更した解析を行い、扁平管 1 本あたりの空気側伝熱量を確認する。その際、扁平管前後に上流 5mm、下流 40mm の空間を用意している。メッシュサイズ、メッシュ数は扁平管部 0.25mm で 10000 個、扁平管周囲は 0.5mm で 9000 個、その他空間は 0.1mm で 12000 個。そして H500×W800×L300 の室外機内に L 字に設置される熱交換器サイズを想定した時の扁平管本数を逆算し、空気側総伝熱量を計算する。そして、潜熱 200kJ/kg、質量流速 60kg/sm^2 を固定した時の冷媒側伝熱量もチャンネル断面積から算出する。空気側、冷媒側の伝熱量がバランスするものの中で最も熱伝達性能、圧損性能に優れた扁平管を検討した。

表 4-1 解析モデルのメッシュサイズ、メッシュ数

	扁平管	扁平管周囲	その他領域
メッシュサイズ mm	0.25	0.5	0.1
メッシュ数	10000	9000	12000

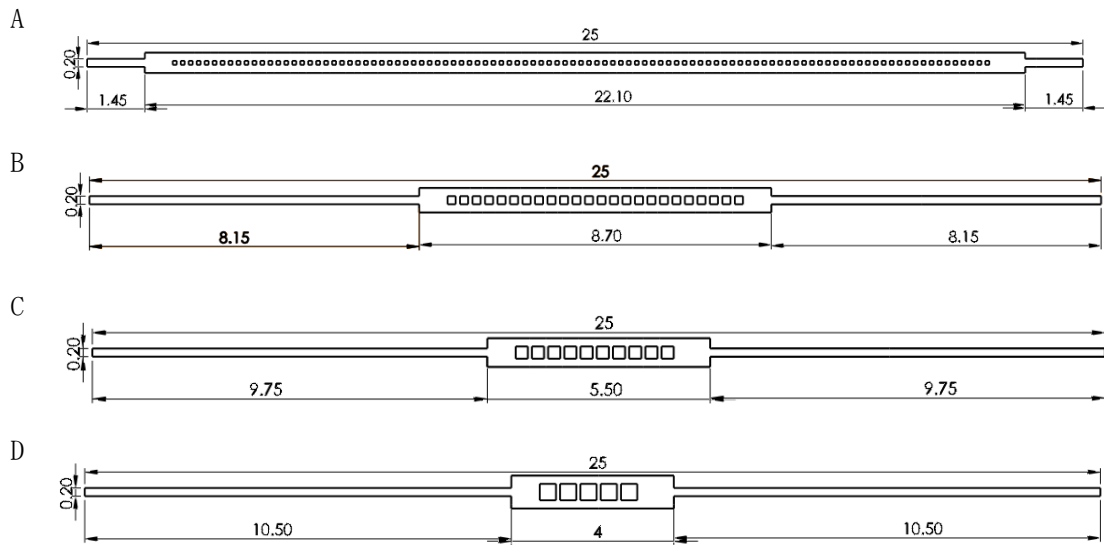


図 4- 4 解析モデル例 (A:チャンネル辺 0.1mm が 103 個, B:0.2mm が 24 個, C:0.3mm が 10 個, D:0.4mm が 5 個)

表 4- 2 扁平管の解析に用いたパラメータ

チャンネル辺長さ mm	0.1	0.2	0.3	0.4
チャンネル数	10~80	10~60	10~50	10~40
扁平管厚み mm	0.5	0.6	0.7	0.8
扁平管ピッチ mm	2.2	2.3	2.4	2.5
扁平管本数	40.9	391	375	360

4.1.4 解析の妥当性の確認

まずメッシュ数の妥当性確認をした。確認に用いたメッシュ一覧を表 4- 3 に、結果を図 4- 5 に表す。横軸にメッシュ数、縦軸に圧力損失を表す。

表 4- 3 妥当性確認に用いたメッシュ一覧

流体部の最大メッシュサイズ mm	0.32	0.16	0.8	0.4
伝熱管の最大メッシュサイズ mm	0.128	0.64	0.32	0.64
メッシュ数	2752	12194	41701	16142

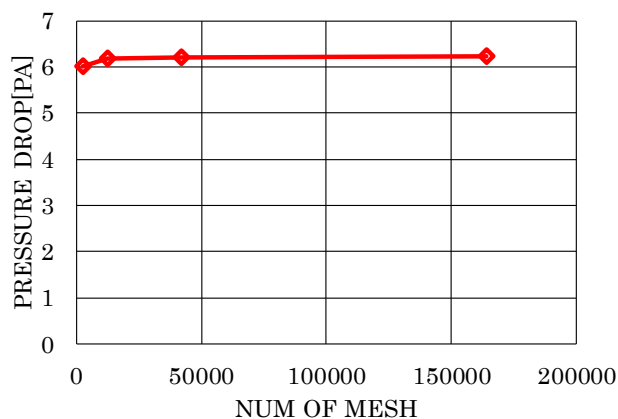


図 4- 5 メッシュ精度による圧力損失

メッシュ精度はメッシュ数 12194 のもので十分それ以上のメッシュ数のものと同等の圧力損失となっており，流体部 0.16mm，伝熱管部 0.64mm の最大メッシュサイズを採用することにした。

さらに後流部長さについても，短いと出口がゲージ圧から流れに影響し十分発達した流れとならないため，十分な長さを検討した．結果を図 4- 6 に表す．横軸に後流部長さ，縦軸に圧力損失を表す．

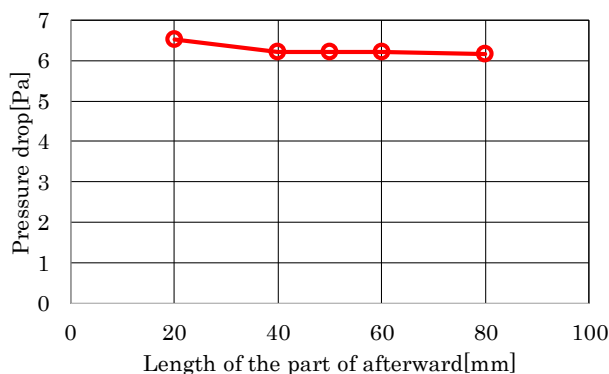


図 4- 6 後流部長さの妥当性確認

図 4- 6 から後流部長さは 40mm で妥当であることを確認した。

次に計算の妥当性を確認するために，本解析計算の結果を実験結果と比較したものが図 4- 7 解析結果と実験結果の比較である．青色の点が実験結果で，赤色の点が解析結果である．縦軸が圧力損失で，横軸が風速である。

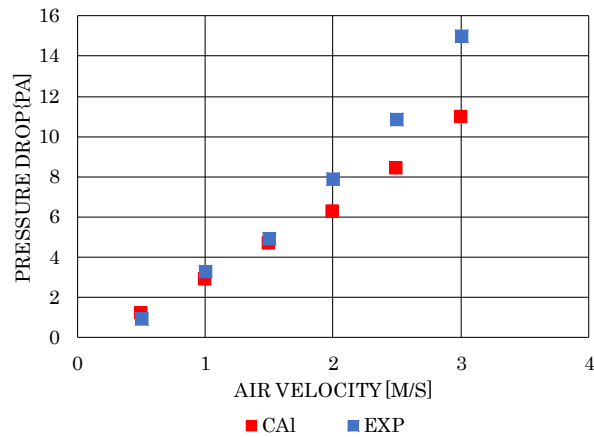


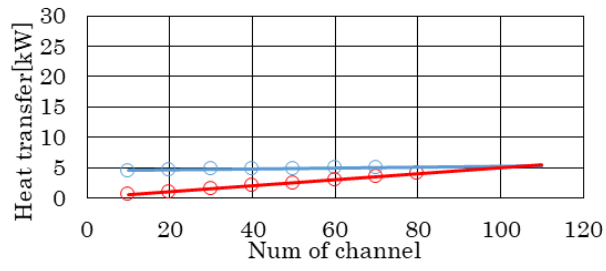
図 4-7 解析結果と実験結果の比較

高風速域では実験結果の値が大きくなったが、実験においてテストセクション設置部の損失が発生し、高風速域ではそれが顕著になったからだと考えられる。

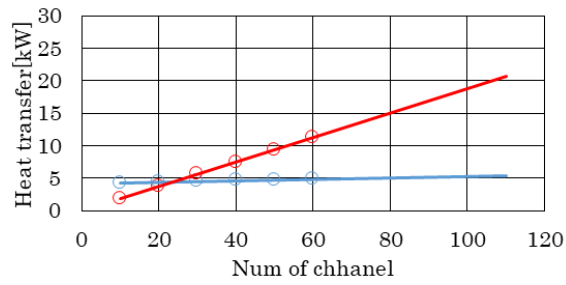
4.2 解析結果

4.2.1 各チャンネルサイズでの結果

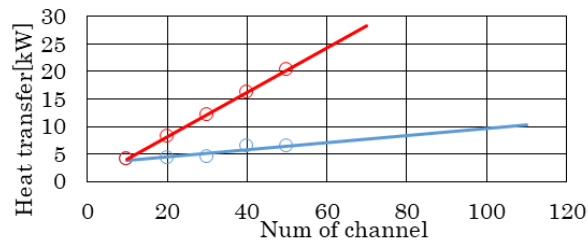
質量流速 $60\text{kg}/\text{sm}^2$ で冷媒を流した時の冷媒側伝熱量と等しくなるような空気側伝熱量を持つ扁平管チャンネルの辺の長さ・数を検討した結果を図 4-8 に示す。(4-1)(4-2)を用いて伝熱量は計算した。横軸がチャンネル数、縦軸が伝熱量であり、橙色の線が冷媒側伝熱量を表し、青色の線が空気側伝熱量を表し、その交点が空気側と冷媒側の伝熱量が過不足なくバランスする点である。



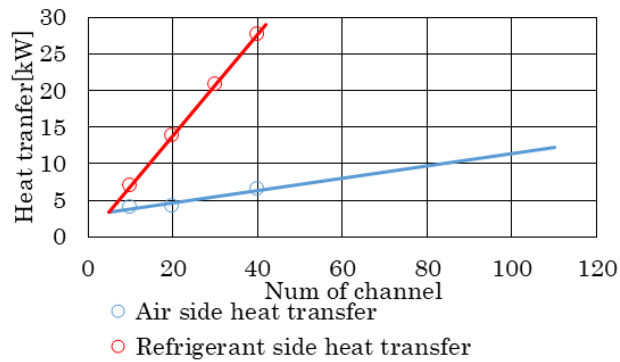
(A)



(B)



(C)



(D)

図 4- 8 各チャンネルサイズでの解析結果(A:チャンネル一辺
0. 1mm, B:0. 2mm, C:0. 3mm, D:0. 4mm)

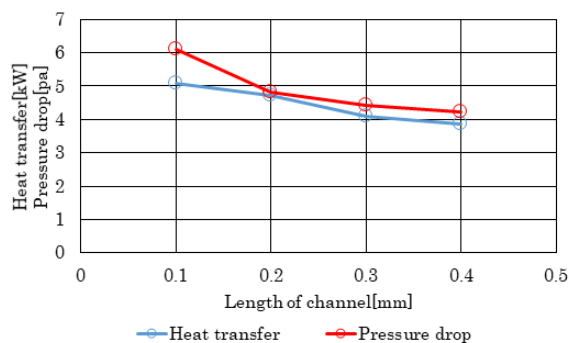
空気側伝熱量と冷媒側伝熱量がバランスした交点となったのは、図 4- 4 及び以下の表 4- 4 に表される点である。

表 4- 4 空気側と冷媒側のバランス点

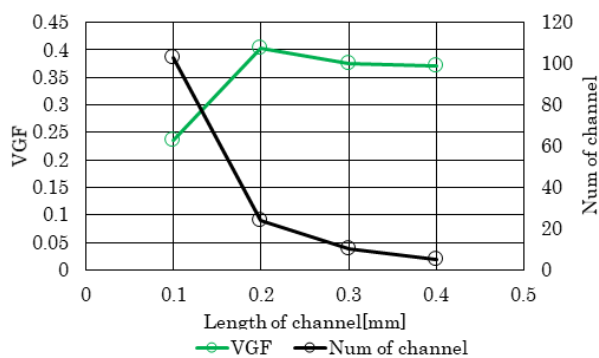
チャンネルサイズ mm	0.1	0.2	0.3	0.4
チャンネル数	103	24	10	5

4.2.2 全チャンネルサイズでの比較結果

4.2.1 で検討した 4 つのバランス点(表 4- 5)の性能を検討した結果を図 4- 9 に示す。横軸がチャンネルサイズを表し、A では縦軸は圧力損失、伝熱量を表し、B の主軸は VGF、第二軸はチャンネル数を表す。A の橙色の線が圧力損失を表し、青色の線が伝熱量を表す。B の青色の線は(3-6)で求められる VGF、灰色の線はチャンネル数を表す。



(A)



(B)

図 4- 9 全チャンネルサイズでのバランス点同士の比較(A:伝熱量と圧力損失, B: VGF とチャンネル数)

一辺 0.1mm の場合が最も伝熱量が大きくなるが、一辺 0.2mm の場合に VGF が最高となり、チャンネル数も 24 個と製作難易度も従来程度であり、この形状がこの条件下で適当であると判断した。また伝熱量も 4kW 以上と妥当な値である。

さらに表 4-5 で得られた各バランス点の扁平管総質量を図 4- 10 に表す。縦軸が扁平管の総質量であり、横軸がチャンネル一辺長さである。

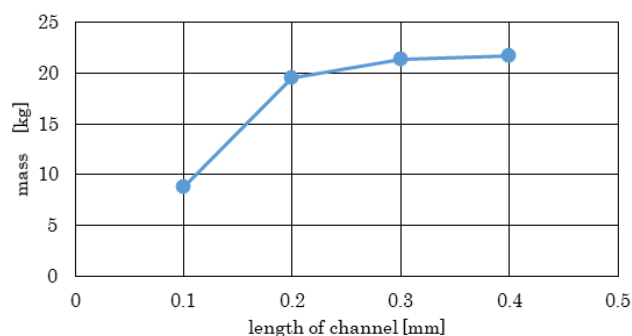


図 4- 10 各バランス点の扁平管総質量

チャンネルが小さく、チャンネル数が多い時、扁平管の必要な数は多くなるが、それ以上に 1 本あたりの質量が軽くなるために扁平管総質量も軽くなる。

4.3 考察

様々な条件を固定して解析したが、結果として一辺 0.2mm で 24 個の場合にバランスが取れ、熱伝達性能、圧力損失性能共に高くなった。これは現在産業界でも採用されている形状に近く、産業界とは異なる方法で同様の形状を導くことができ、その形状が適当であることを改めて示すことができた。一方で今回はあくまで、諸々の条件を固定して解析したので、その点について今後解析を継続していく必要がある。

第5章 結論

5.1 総括

5.1.1 空気側伝熱試験について

本研究では、新型扁平管を用いた熱交換器の性能を実験により確かめた。また渦発生器を取り付けた実験も行いその性能を検討した。扁平管・渦発生器のさらなる高性能形状を解析により検討した。

本研究を通じて、フィンレス熱交換器 Type3 が従来のフィンチューブ熱交換器に比べ、乾燥、湿潤条件で有利であることが確認された。

乾燥条件では、フィンレス熱交換器 Type3 は厚いフィンを持つため、コルゲートフィンを残していながらも、フィンチューブ熱交換器より優れる伝熱性能を示し、圧力損失もフィンチューブ熱交換器に比べ、十分小さくなった。

湿潤条件においても、フィンレス熱交換器は高いフィン効率を持つため、空気中の水分お凝縮を積極的に進め、さらに結露水の高い排水性により、フィンチューブ熱交換器より優れる伝熱性能を得ることができた。同時に圧力損失性能でも優れる結果を得ることができた。

着霜条件では、高い熱伝達率が本来あるにも関わらず、着霜時間が長くなるという結果となり、実験環境的に十分な熱交換量が確保できなかったことが原因として考えられる。

5.1.2 渦発生器形状最適化について

本研究では、渦発生器の羽角度、縦横比を変えた時の性能を解析と実験により確かめた。

本研究を通じて、縦横比2の条件下の解析で羽角度を変えることにより、熱伝達率と圧力損失がトレードオフの関係で得られることがわかった。また、羽角度45度の条件下で縦横比を大きくすると、圧力損失は比例するが、熱伝達率は縦横比2程度で最高値を得ることがわかった。実験でも縦横比2のものを用いているが、得られる熱伝達率以上に圧力損失が大きくなってしまったため、その有用性は確認できなかった。

5.1.3 扁平多孔管構造最適化について

本研究では、扁平多孔管のチャンネル数とチャンネルサイズを変えた時の性能を解析により確かめた。

本研究では、一辺0.2mmの正方形チャンネルを24個持つ構造が伝熱性能も高く、圧力損失も小さい構造となることがわかった。

5.2 課題

本研究において、フィンレス熱交換器 Type3 の着霜時の熱伝達率が他の条件や他のフィンレス熱交換器と比べ著しく低くなり、妥当な結果が得られなかった。熱交換量を確保した実験環境を準備する必要がある。

また渦発生器については、今回フィンレス熱交換器 Type1 の扁平管モデルを用いた解析を行ったため、フィンレス熱交換器 Type3 の扁平管モデルを用いた解析をして、熱伝達も向上しつつ圧力損失が大きくなりすぎない構造があるか確認する必要がある。

そして扁平管構造については、熱交換器を1列に配列するという前提での解析だったので、2列配列の解析や、扁平管の肉厚やチャンネルピッチを固定しない解析も行い、より高性能な構造を検討する必要もある。

付録 A フィンレス熱交換器 Type3 図面

以下にフィンレス熱交換器 Type3 の設計図を示す。組み立ては (12) と同様である。

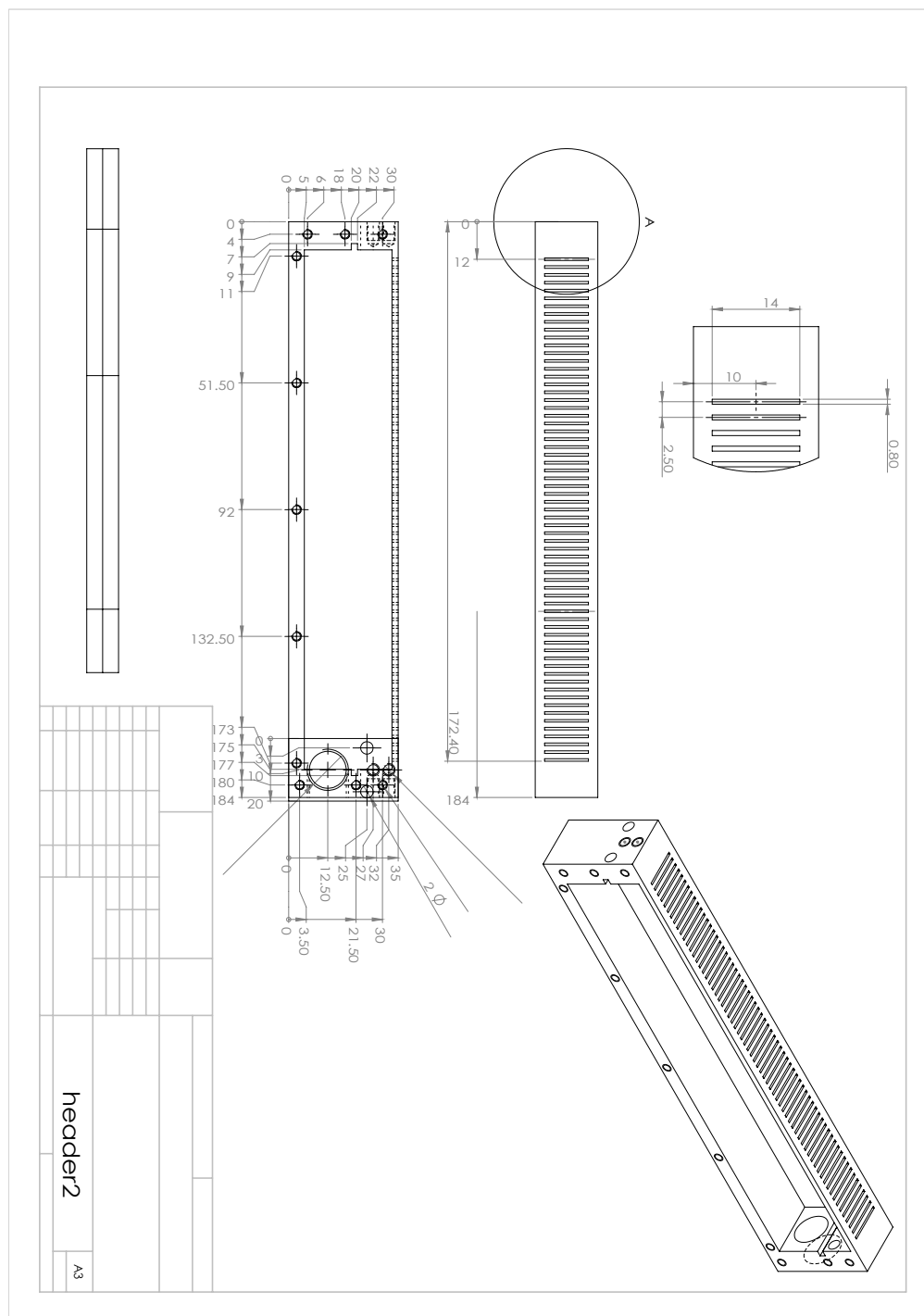


図 A- 1 フィンレス熱交換器 Type2 ヘッダー図面

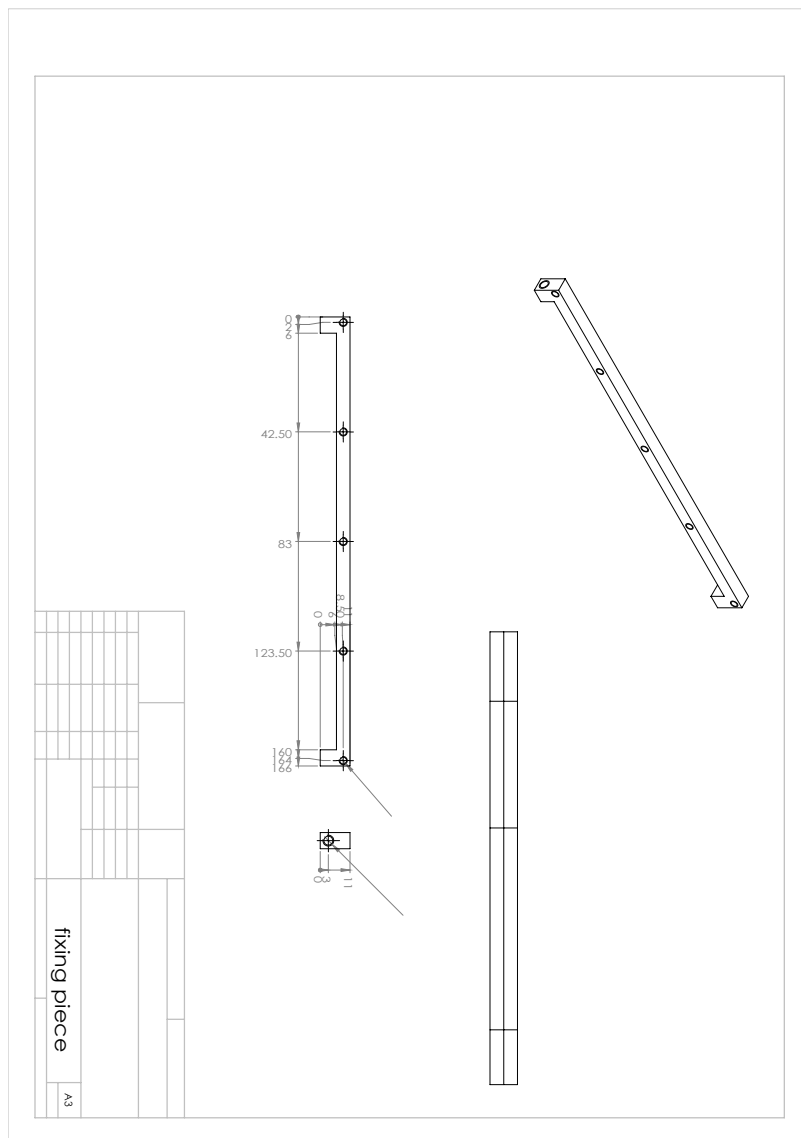


図 A- 3 フィンレス熱交換器 Type2 固定具図面

参考文献

1. *The large contribution of projected HFC emissions to future climate forcing.* Guus J. M. Velders, David W. Fahey, John S. Daniel, Mack McFarland, and Stephen O. Andersen. 27, 2009, Proceedings of the National Academy of Sciences of the United States of America, Vol. 106, pp. 10949-10954.
2. 平成 24 年度エネルギーに関する年次報告. 経済産業省資源エネルギー庁. 2013 年, エネルギー白書.
3. 拡張工具「エクスパンダ」加工とは? (オンライン) 株式会社スギノマシン, 2020 年 1 月 30 日. <https://www.sugino.com/site/qa/exp-technical-strongpoint01.html>.
4. ダイキン工業. (オンライン) 2020 年 1 月 30 日.
http://www.daikin.co.jp/press/2012/120126_2/press_20120126_2.pdf.
5. 三菱電機. (オンライン) 2020 年 1 月 30 日.
<http://www.mitsubishielectric.co.jp/news/2013/0709.html>.
6. ダイキン工業. (オンライン) 2020 年 1 月 30 日.
<https://www.daikinaircon.com/shopoffice/products/fivestarzeas/p1.html>.
7. 田中千歳. 扁平多孔管内流動沸騰の伝熱特性. 出版地不明 : 東京大学博士論文, 2014.
8. 新山周史. 扁平多孔管を用いたマルチフロー熱交換器の空気側熱伝達に関する研究. 出版地不明 : 東京大学修士論文, 2014.
9. Heat transfer enhancement in a parallel, finless heat exchanger using a longitudinal vortex generator, Part A: numerical investigation,. J. Li, C. Dang and E. Hihara. 2018 年, International Journal of Heat and Mass Transfer.
10. *Heat transfer enhancement in a parallel, finless heat exchanger using a longitudinal vortex generator, Part B: Experimental investigation on the performance of finless and fin-tube heat exchangers.* J. Li, C. Dang and E. Hihara. 2018, International Journal of Heat and Mass Transfer.
11. 萱島崇. 扁平多孔管におけるフィン性能に関する研究. 出版地不明 : 東京大学修士論文, 2013.
12. 室伏孝彦. フィンレス熱交換器の空気側性能に関する研究. 出版地不明 : 東京大学修士論文, 2019.
13. Bergman, T. L. et al. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer.* s.l. : John Wiley & Sons, 2011.

14. *Air-side performance evaluation of three types of heat exchangers in dry, wet and periodic frosting conditions.* Hrnjak, P. Zhang and P.S. 2009, International Journal of Refrigeration, Vol. 32, pp. 911-921.
15. *Heat-transfer and friction characteristics for the louvered-fin heat exchanger.* Kim, J.H. Yun, J.H. Lee, C.S. 1, 2004, Journal of Thermophysics and Heat transfer, Vol. 18, pp. 58-64.
16. *Analysis of heat transfer and pressure drop characteristics in an offset strip fin heat exchanger.* Bhowmik H., Lee K.S. 2009, International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 36, pp. 259-263.
17. *Performance comparison of modified offset strip fins using a CFD analysis.* Hwang S.W., Jeong J.H. 3,1650015, 2016, International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, Vol. 24.
18. *CFD analysis of fin tube heat exchanger with a pair of delta winglet vortex generators.* Hwang S.W., Kim D.H., Min J.K., Jeong J.H. 9, 2012, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 26, pp. 2949-2958.
19. 柴田豊. 空調機用熱交換器の高性能化における研究開発. 出版地不明 : 日本機械学会熱工学カンファレンス 2007 講演論文集, 2007.
20. 大原敏夫ら. カーエアコン用熱交換器の最新技術. 出版地不明 : デンソーテクニカルレビュー, 1999.
21. *Development of all aluminum microchannel heat exchanger for air-conditioner.* Hirokazu Fujino, Toshimitsu Kamada, Satoshi Inoue. s.l. : Proc. of the 15th International Heat Transfer Conference, 2014. Proc. of the 15th International Heat Transfer Conference.
22. *Development of General Correlation for Heat Transfer in Single-Phase Turbulent Flow Inside Internally Helical-Grooved Tubes.* M. Goto, N. Inoue, K. Siromoto, Y. Emoto, Y. Li, M. Sato and A. Kiyotani. 2005, JSRAE.
23. *Optimal Design of Micro Bare-Tube Heat Exchanger.* Paitoonsrikam, S. et al. 2000, Proc. Symp. Energy Engineering, in the 21st Century, Vol. 3, pp. 972-979.
24. *CFD analysis of fin tube heat exchanger with a pair of delta winglet vortex generators.* S. W. Hwang, D. H. Kim, J. K. min and J. H. Jeong. 2018, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 26, pp. 2949-2958.
25. S.G. Kandlikar, S. Garimella, D. Li, S. Colin, M.R. King. *Heat transfer and fluid flow in minichanne.*
26. *Flow boiling heat transfer in two-phase micro-channel heat sinks--I. Experimental investigation and assessment of correlation methods.* W. Qu, I.

Mudawar. 2003, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 46.15, pp. 2766-2771.

27. Webb, R. L. principles of Enhanced Heat Transfer. s.l. : John Wiley & Sons, Inc., 1994, pp. 87-165.

謝辞

本研究は、飛原英治教授のもとで行われました。飛原教授にはお忙しい中お時間を割いていただき、いつも丁寧にご指導いただきました。心より感謝申し上げます。

党超鋌准教授には、研究会の場をはじめとして解析計算だけでなく、研究発表に関しても多くのご指導、ご指摘を頂きました。深く感謝いたします。

研究員の東さんには研究に関する相談に多々乗っていただきました。また、学会発表資料の添削も行っていただきました。本論文は、東さんの協力なしには完成することはありませんでした。本当にありがとうございました。

最後に本論文を執筆するにあたり、お世話になったすべての皆様に深い感謝と御礼を申し上げます。ありがとうございました。