

回転式交番流熱交換器の研究

平成16年1月

学位論文：博士(工学) 甲232

天 木 勇

目 次

第1章 序論	1
1. 1 序言	2
1. 2 従来研究の総括	4
1. 2. 1 フィン付熱交換器	4
1. 2. 2 貫流ファン	6
1. 2. 3 回転式熱交換器	7
1. 3 本回転式交番流熱交換器の基本構造	7
1. 4 本研究の目的	8
1. 5 本研究の内容	9
第2章 実験装置および方法	12
2. 1 供試サンプル	13
2. 2 空気側実験装置	13
2. 2. 1 送風性能測定	13
2. 2. 2 伝熱性能測定	14
2. 3 流体側実験装置	15
2. 4 管壁温度測定装置	16
2. 5 平均熱伝達率の算出	16
第3章 貫流ファンを応用した回転式熱交換器の送風性能解析	27
3. 1 貫流ファンの特長と性能	28
3. 2 ロータ内の流れと渦	28
3. 3 回転式交番流熱交換器の送風性能	30
3. 3. 1 ロータ直径と長さの影響	30
3. 3. 2 フィンピッチの影響	30
3. 3. 3 内外径比の影響	31
3. 4 動力特性	31
3. 5 騒音特性	32
第4章 交番流れを伴う回転式熱交換器の伝熱性能解析	43
4. 1 乾き伝熱面での伝熱特性	44
4. 1. 1 ロータ直径と長さの影響	44
4. 1. 2 フィンピッチの影響	45

4. 1. 3	内外径比の影響	4 5
4. 1. 4	従来の熱交換器との比較	4 5
4. 1. 5	交番流効果	4 7
4. 2	湿り伝熱面での伝熱性能	4 8
4. 2. 1	湿り伝熱性能	4 8
4. 2. 2	伝熱面での凝縮水滴の動き	4 9
第5章 ケーシングが回転する構造体のポンプ性能解析		6 3
5. 1	ポンプ作用の原理	6 4
5. 2	固定案内羽根・回転羽根の形状と性能	6 4
5. 2. 1	固定案内羽根形状とポンプ性能	6 5
5. 2. 2	回転羽根形状とポンプ性能	6 5
5. 3	外部寸法のポンプ性能への影響	6 6
5. 4	ポンプ性能と放熱性能	6 7
第6章 研削盤用オイルクーラへの応用		7 6
6. 1	オイルクーラへ適用の背景	7 7
6. 2	回転式オイルクーラの設計	7 7
6. 2. 1	設計目標値	7 7
6. 2. 2	設計概要および試作品の性能測定結果	7 8
6. 3	実工場での長期運転結果	7 9
第7章 結論		9 0
記号		9 6
文献		9 8
謝辞		1 0 2

第1章

序論

1. 1 序言

産業革命以来、急速な発展を遂げてきた産業界において、1970年前半から1980年にかけての第1次オイルショック、第2次オイルショック以降、世界的に化石エネルギー資源枯渇の危機が叫ばれ、また近年は、地球温暖化などの地球環境問題も大きく取り上げられ、有限エネルギーの有効利用に関する促進技術の研究が注目をあび、省エネルギーや省資源の重要性が再認識されている。そのための自然エネルギーおよび排熱エネルギーの有効活用するための製品として中核をなしているのが熱交換器であり、エネルギー利用コストを割安にするためには、いかに小型、高性能で安価な、かつ高耐久性の熱交換器を実現するかにかかっている。

熱交換器の伝熱促進技術には、要素開発として、熱交換する流体間の熱伝達を促進するために、流体の駆動力以外の外力を加えない受動的促進法と、駆動力以外の力を積極的に加える能動的促進法がある。また、前者の場合、Berglesらの、伝熱管の場合ではあるが、伝熱量増加、ポンプ動力の低減、サイズ低減の目的に対し、伝熱面積、流量、圧力損失、ポンプ動力、熱負荷を固定因子として伝熱性能を評価したもの⁽¹⁾がある。

まず、受動的促進法では、熱交換器の空気側熱伝達率向上のために、平板の前縁効果を利用したスリットフィンやルーバードフィンの採用、伝熱面積をより多く確保するための拡大伝熱面を持つ伝熱管の採用、また、乱流促進形状の採用などが、オイルショック以降、生産技術研究や材料開発技術の発展と共に積極的になされてきた。しかし、今日、それら加工技術の限界もあり、受動的手法による伝熱促進の要素技術の開発は成熟化の域に達している。

次に能動的伝熱促進法には、機械的に攪拌する方法、ドリームパイプと呼ばれる流体に振動を与える方法^{(2)・(3)}、低密度粒子を用いた流動層熱交換器に周期的に変動を与える方法⁽⁴⁾、管内に突起列を設け突起先端からの流体の噴流に

よるコアンダ効果により強制的に流れを偏流させる方法⁽⁵⁾、気流中にコロナ放電を発生させ、それに伴うイオン風を主流に付加する方法^{(6)・(7)}、磁性粒子を流体中に添加し、磁場を付与することにより伝熱面を乱す方法⁽⁸⁾などがある。しかし、これらの能動的伝熱促進法は、いずれも外部動力を必要とすることで、実用化にあたっては、まだまだ解決しなければならない課題が多い。

一方、システムとしての改善の例として、液側の熱伝達率の寄与度が大きいことから、抵抗低減現象のトムズ効果を有する界面活性剤を利用することにより、液側の熱伝達率を犠牲にするが、ポンプ動力を減らし、省エネルギー化を図る方法⁽⁹⁾が報告されている。

今日、熱交換器を開発・改良するに当たっては、上述の要素開発としての熱伝達率促進のみならず、熱交換システムとして、送風動力やポンプ動力の損失エネルギーも考慮した評価をしていかなければならない時代になっている。

そこで、熱交換システムとして熱交換器を捉え、熱交換器本体のみならず、送風機・ポンプも考慮した、全く新しい形式のコンパクト熱交換器として研究・開発に取り組んだのが、本研究の回転式交番流熱交換器^{(10)・(11)・(12)・(13)}である。

この熱交換器の特色は、貫流ファンの送風翼を放熱フィンとし、液側にポンプ作用装置を持ち、送風機とポンプと熱交換器を一体化にした画期的なもので、放熱フィンである送風翼の表面で、貫流ファンであるために、気流方向が回転毎に切り替わる、いわゆる交番流れとなり、伝熱促進が期待できることから、あえて「回転式交番流熱交換器」と命名した熱交換器である。

したがって、この熱交換器の狙いは、1) 高性能であること、2) 小型・軽量であること、3) 省動力であること、の基本性能に加え、4) 低騒音であること、5) 自己清掃作用があること、を併せ持つことを期待している。

1. 2 従来研究の総括

本研究の回転式交番流熱交換器は、貫流ファンを応用し、板状の送風翼を放熱フィンとする構造であるが、その基本は、フィン付熱交換器であるので、まず、依然として開発が続いている回転を伴わないフィン付熱交換器について、従来の研究を総括する。また、もう一方の基本である貫流ファンについて、さらに回転式熱交換器についても従来の研究を総括し、この研究・開発の位置付けと狙いを明確にする。

1. 2. 1 フィン付熱交換器

熱交換器のコンパクト化に大きく寄与したのは、受動的手法の伝熱促進技術としての前縁効果による熱伝達率の向上を目的として、フィンにルーバと呼ばれる切り起し加工したことである。そのルーバードフィンの性能に関する研究は、藤掛ら^{(14)・(15)}が、シュリーレン法の可視化でルーバの効果を明らかにし、熱交換器の改良に結びつけたものをはじめ、フィンピッチおよびルーバピッチをそれぞれ変化させて、熱伝達と圧力損失の実験的關係式を求めた Davenport らの報告⁽¹⁶⁾、Wong ら⁽¹⁷⁾の拡大モデルによる熱伝達測定とフィン出口部分の速度分布の測定を行ったもの、Beauviais⁽¹⁸⁾のルーバ内の流れを煙を使って可視化したもの、水槽内での色素流脈法を用い解析した藤掛の研究⁽¹⁹⁾、平松の研究⁽²⁰⁾、村本らの報告⁽²¹⁾、フィン前方のヒータを ON-OFF した時の過渡応答より熱伝達特性を求めるもの⁽²²⁾、薄膜蒸着測温抵抗体素子を用いてルーバの熱伝達率を測定した品川らの研究^{(23)・(24)}、改良したシングルブロー法による伝熱特性迅速計測システムで解析した八木らの研究^{(25)・(26)}など多くの実験的研究により、ルーバードフィンの伝熱特性の解明がなされている。また、計算機の発展に伴い数値計算によるルーバの解明および最適形状

算出がなされ、例えば、ルーバードフィン近傍で精度のよい計算をするために、平方四辺形で構成される斜格子を採用し解析した平松らの研究^{(27)・(28)・(29)}や、複数の計算格子を重ね合せた重合形格子で解析した須賀らの研究^{(30)・(31)・(32)}など多くの解析も試みられている。

一方、フィン表面で空気中の水分が凝縮し、湿り空気の凝縮を伴う熱伝達として扱わなくてはならない室内空調機用のクーラや除湿機、およびカーエアコンの冷風を発生させるエバポレータについては、古くから、内田らのフィン付き・空気冷却減湿器の研究⁽³³⁾、水科らの冷却凝縮器中の霧生成現象に関する研究⁽³⁴⁾、藤掛の湿り気流中の水分の移動を伴う熱伝達の研究⁽³⁵⁾などの基本的研究がある。最近では、大原らによりカークーラ用エバポレータ性能向上研究^{(36)・(37)・(38)・(39)}が積極的になされ、エバポレータ内の二相流れによる冷媒の最適な流動方式の決定から、外部の最適フィン形状の決定までがなされ、年々高性能なエバポレータが実現している。その中で、フィン表面で凝縮する水が空気抵抗となって性能を阻害することから、その水分を速やかに排除するための種々の形状工夫も報告されている。

さらに、これらの熱交換器が実際に市場で使われるためには、性能とともに軽く・強く・長寿命に耐え、安価な熱交換器であることが重要であり、そのための生産技術・材料技術の開発・研究が多くなされている。特に、最近では軽量化の観点から最適な材料としてアルミニウムが多く使用され、アルミニウムの弱点である腐りやすい、強度が弱い、接合技術が難しいなどの問題を解決するための、材料開発研究^{(40)・(41)・(42)・(43)・(44)・(45)・(46)}や、ろう付け技術研究^{(47)・(48)}がなされ、また多種多量の生産システム研究⁽⁴⁹⁾などもなされ、今日の熱交換器の発展に寄与している。

以上述べたように、フィン付きコンパクト熱交換器の発展の歴史はルーバードフィンに切り換えられ、そのルーバードフィンの伝熱機構の解明や性能改善に関する研究で、伝熱学的には完成の域に達し、その後は、高強度材料の開発、

高耐腐食性材料の開発，接合技術の発展などによる製造・生産技術の研究・開発が，コンパクト熱交換器の，高性能化，小型，軽量化および長寿命化に寄与しているが，その技術も，今日では成熟期の状況に達している．

1. 2. 2 貫流ファン

本開発の回転式交番流熱交換器の骨格をなす貫流ファンは，19世紀末に考案されて以来，多くの研究がなされ，小形で大きな全圧係数が得られ，二次元性がよく，羽根長さを長くするだけで大風量化が可能なことから，家庭用空調機や電子機器冷却用ファンとして多く使用されている．

このファンは羽根車内にできる渦によって，空気流れが励起され，風は羽根車を貫流して流れるという特殊なファンで，羽根車形状やケーシング形状で特性はいかようにも変化するというファンである．

古くからその基本特性の解明がなされ，例えば，Ilberg ら⁽⁵⁰⁾ は，3孔ピトー管で，Porter ら⁽⁵¹⁾ は熱線風速計で，Tramposch⁽⁵²⁾ は水槽実験で羽根車内の流れを観察し，さらに理論的考察を加えている．

国内でも山藤^{(53)・(54)} が，渦の形成過程に注目し，水槽での水面上の流れ模様観察の実験と理論からその解明を試みている．実用的なファンの最適設計を目的とした研究としては，村田らが精力的に行い，とくにケーシング形状と性能の関係を実験的に詳細に調べたもの^{(55)・(56)}，ファンの寸法効果を明らかにしたもの^{(57)・(58)} がある．

貫流ファンの内部流れは複雑であるため，可視化による研究では，古くから前述のピトー管法^{(51)・(59)}，山藤のモアレ法⁽⁵³⁾，および高橋らのトレーサー法⁽⁶⁰⁾ があり，最近では，鶴崎らの粒子追跡法^{(61)・(62)・(63)}，多久島らや新井らのLDVによる内部流速測定^{(64)・(65)・(66)} などがある．

またコンピュータの発展に伴い，数値解析による内部流れ解析が，多久島ら

⁽⁶⁷⁾, 陳ら⁽⁶⁸⁾, 赤池ら⁽⁶⁹⁾, 酒井ら⁽⁷⁰⁾によって精力的に行われている。

これらの研究成果を本研究の回転式交番流熱交換器に応用すればよいが、後述するように、複雑な構造体のロータであるので、直接反映させることはできない。しかし、基本的形状については、これらの結果を利用している。

1. 2. 3 回転式熱交換器

回転式熱交換器といえば、一般的に蓄熱式回転熱交換器のことを指し、多くの研究がなされているが、本研究のような貫流ファンを応用した回転式熱交換器としては、唯一、1963年にアイディアとして提案されたドイツの Laing が特許として発表したもの^{(71)・(72)}がある。その基本構造は、中空状にした貫流ファンの翼の内部に流体を流し、この中空翼に接合された多数のドーナツ板状のフィンで放熱するものである。共同開発者である Leidenfrost らがその内容について報告している⁽⁷³⁾が、その各要素の性能に与える影響、また、その伝熱現象など詳しい説明はしていない。この熱交換器は、放熱性能向上のために、伝熱面積となるドーナツ板状フィンを増やす必要があり、これによる通風抵抗の増加が、逆に送風性能を低下させること、またその他、シールの不完全性など実用上の問題がなんら言及・解決もされていないことなどが、今日まで実用化に至っていない理由と推測される。

1. 3 本回転式交番流熱交換器の基本構造

開発した回転式交番流熱交換器の構造を図 1-1 に示す。これは貫流ファンの送風翼を放熱フィンとすることを基本構造としたものである。回転体であるロータ 1 は入り口ヘッダタンク 2 と出口ヘッダタンク 3 に多数の環状偏平水管 4 が接合され、その偏平水管列間に多数の翼形の薄板 5 が一定ピッチ p_f で接合

されている。

ロータがケーシング 6, 7 の中で回転すると、ロータ内にできる渦によって、白抜きの矢印で示すようなロータを貫流する空気流れが生ずる。すなわち、ロータの吸い込み側では、気流は外から内に流れ、吐き出し側では、内から外へと流れ、伝熱面である翼面上では、一回転毎に気流の方向が切り替わる交番流れとなる。

一方、ロータの両端内部には、ロータと共に回転する送液羽根 8 と、ロータと独立した回転しない固定案内羽根 9 があるため、ロータの回転によってポンプ作用が生じる。液体は図の右側の中空軸より流入し、回転羽根 8 で入り口ヘッドタンク 2 に導かれ、それから環状偏平水管 4 に分流し、もう一方の出口ヘッドタンク 3 に集まる。そして、非回転の固定案内羽根 9 により左側の中空軸に送られ、流出する。

したがって、ロータを貫流する空気と、管内を流れる液体との間で熱交換が行われ、一個の回転体が熱交換器であると共に、送風機であり、液ポンプでもある。

1. 4 本研究の目的

本研究の目的は、開発した回転式交番流熱交換器の、送風・放熱性能に影響を及ぼす回転体の各諸元の特性を明らかにすること、交番流れという特殊な環境の中での伝熱特性について明らかにすること、また一般の液ポンプは回転羽根によってポンプ作用が起こるのに対し、固定案内羽根と回転するケーシング間の圧力差によってポンプ作用が起こるという、そのポンプ特性の原理と性能について明らかにし、かつ従来の熱交換器との優位性を示すことである。

以下、その構造、送風性能、乾き伝熱面と湿り伝熱面での伝熱性能、ポンプ性能、および工場用オイルクーラへの応用事例について、その研究成果⁽⁷⁴⁾・

(75)・(76)・(77)・(78)・(79)・(80) を基に詳述していく。

1. 5 本研究の内容

本研究は、以上述べたように、まず、第1章で、従来の研究を総括した上で、開発した回転式交番流熱交換器の構造と目的を明らかにした。

第2章では、この研究に用いた供試サンプルと、実験装置について述べる。特に、正確な伝熱特性を得るための、変動の少ない熱源の供給と正確な温度の計測について詳しく述べる。また、平均熱伝達率の算出にあたっての定義を記述する。

第3章で、この貫流ファンを応用した回転式交番流熱交換器の送風性能解析について述べる。この熱交換器の送風原理は、貫流ファンであるが、特殊な構造のため、従来の貫流ファンの研究成果をそのまま応用できないので、まず、ロータ内の流れと渦の観察・測定から解析を進め、従来の貫流ファンとの差異を考察する。つぎに、種々のサンプルによる送風性能測定・解析から、各諸元の性能に及ぼす影響とその要因を考察する。また、その動力特性、騒音特性も解析する。

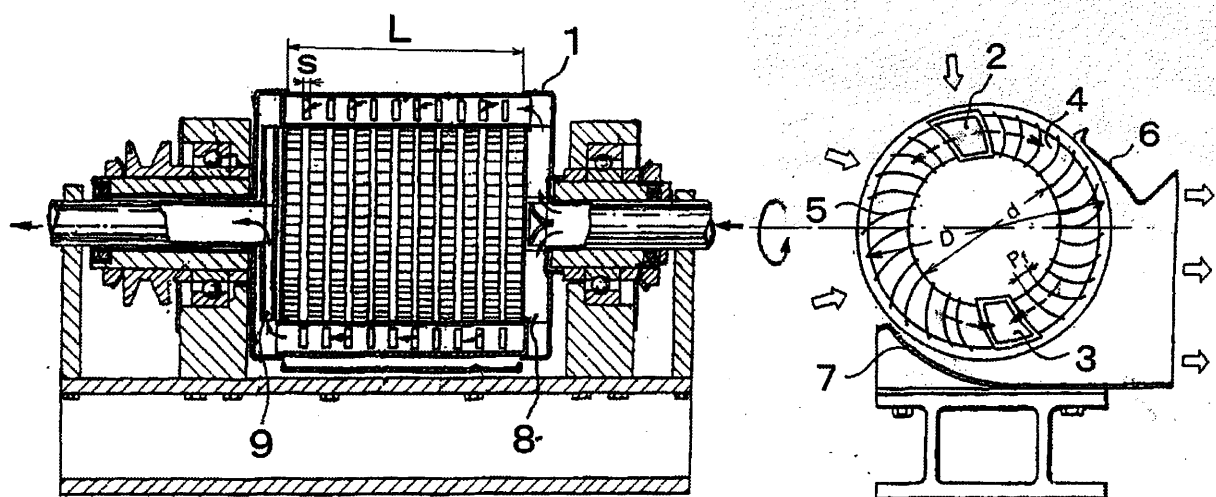
第4章では、交番流れを伴う回転式熱交換器の伝熱性能解析として、まず、流体側に温水を流し、伝熱面で空気中の水分が凝縮しない、乾き伝熱面での各諸元と伝熱特性の関係を明らかにすると共に、従来のコルゲーテッドストレートフィン付熱交換器と比較できる整理を試み、その差を明らかにする。特に、交番流れによる伝熱促進効果についての解析とその考察を加える。次に、流体側に冷水を流し、伝熱面で空気中の水分が凝縮する、湿り伝熱面での性能解析を示し、回転体であることによる効果について考察する。

第5章では、一般のポンプと異なり、ケーシングが回転する構造体であるこの回転式交番流熱交換器のポンプ性能について、まず、その原理を考察し、各

諸元のポンプ性能に及ぼす影響について解析し，明らかにする．また，そのポンプ性能と，伝熱性能との関係も考察する．

第6章では，応用例として，工作機械である研削盤用オイルクーラへの適用例を，その背景，設計計算結果，性能測定結果，および実工場での長期運転結果から，この回転式交番流熱交換器の有用性について考察し，明らかにする．

最後に，第7章で以上の研究結果を総括し，結論とする．



1. Rotary Heat Exchanger
2. Inlet Header Tank
3. Outlet Header Tank
4. Annular Flattened Water Tube
5. Blade
6. Casing
7. Casing
8. Rotary Impeller
9. Stationary Guide Impeller

図 1 — 1 回転式交番流熱交換器の構造

第2章

実験装置および方法

2. 1 供試サンプル

一般に、フィン付きコンパクト熱交換器では、(伝熱面積／体積)をコンパクトネスと呼び、小形熱交換器ほど、それが大きいとしている。

図1-1の回転式交番流熱交換器の構造から、コンパクトネスを大きくするには、ロータの外径 D 、内外径比 d/D およびフィンピッチを p_f できるだけ小さくすることである。しかし、送風機としては、従来の貫流ファンの特性から、 D と p_f は大きく、 d/D は0.85程度に大きくした方が送風量は大きくなる。

また、回転式交番流熱交換器は、ロータを貫流する空気流れがほぼ二次元流れとなるために、ロータの外径 D 、長さ L によって、熱交換器能力を自由に選べるという利点がある。

これら諸寸法と各諸特性への影響を実験的に明らかにするため、表2-1に示す18個の供試ロータを製作した。その一部の写真を図2-1に示す。右側の一番大きなロータの外形は240mm、長さは240mmである。

なお、ロータの送風翼の形状は、貫流ファンについて村田ら⁽⁵⁶⁾が最適値として選定している、外周角 25° 、内周角 90° の円弧翼を採用した。

2. 2 空気側実験装置

本実験に使用した空気側実験装置の概略を図2-2に示す。この図は、回転式交番流熱交換器の送風性能および伝熱性能(乾き伝熱面と湿り伝熱面)測定時の送風量、空気の温度・湿度調整機構および各々測定点の位置を示す。

2. 2. 1 送風性能測定

回転式交番流熱交換器の吸い込み側静定室11の圧力が常に大気圧になるよ

うに、圧力計 16 を監視しながら可変速のブーストファン 9 を調節し、そのときの送風量 G_d を内径 60 mm のベルマウス 2 の中央に設置したアネモマスタ一風速計 1 で測定した。ベルマウスの壁面静圧より送風量を求める方法は適用 R_e 数を超えるごとにベルマウス直径を変更しなければならないが、本装置では風量の大小によらずベルマウス内の風速分布の一様性が確認できたので、一点の風速測定から求める方法を用いた。このベルマウスの中心風速から求めた送風量は、吐き出しダクト断面における 176 点の実測風速から求めた送風量と、1 % 以内で一致した。なお、この測定方法での限界は静定室の容量が 1 m^3 であることと、ブーストファン 9 の使用限度により、 $900 \text{ m}^3/\text{hr}$ であった。

2. 2. 2 伝熱性能測定

静定室 11 へは 3 ~ 8 で構成される温湿度制御ダクトにより一定温度、湿度に制御した空気を供給した。特に、供試熱交換器 17 の湿り伝熱面での伝熱性能測定時の吸い込み空気は、厳密に調整した温度・湿度が必要である。したがって、温度センサ 6 の位置で、その温度での飽和湿り空気をヒータ 3 と噴霧ノズル 4 で作り、エリミネータ 5 で水滴を除去し、温度センサ 14 の位置で目的の温度、湿度になるように減湿器 7 およびヒータ 8 で調整した。また、静定室 11 内の温度・湿度分布が生じないように緩衝板 12 と整流金網 13 を置き、その壁は 30mm のウレタンフォームで断熱した。

供試熱交換器 17 の吸い込み側および吐き出し側の空気温度は、15、20 の位置に各々 10 本の $\phi 0.1$ の銅・コンスタンタン熱電対を設置し、それを直列結合することにより、平均温度として測定した。予備調査で、測定部位での断面温度を走査して測定し、各温度のバラツキは $\pm 1^\circ\text{C}$ であり、その平均値と上記の熱電対の平均温度との差は 2 % 程度であることを確認した。

また、空気の湿度は $\phi 0.1$ の銅・コンスタンタン熱電対の接点に長繊維の綿を

巻きつけた微小湿球温度計を作り，吸い込み側4点，吐き出し側10点の平均湿球温度を測定した．なお，吸い込み側の温度・湿度は常時，アスマン湿度計10で監視した．吐き出し側には，内部に水滴除去板19を持つ静定室18を設けて，回転熱交換器から飛散する水滴が，吐き出し側温度・湿度測定に及ぼす影響を取り除いた．また，吐き出し側ダクト壁も30mmのウレタンフォームで断熱した．

なお，供試熱交換器17の乾き伝熱面での伝熱性能測定時には，吸い込み側の温度・湿度の調整は厳密には必要ないので，3～8の温湿度制御ダクトは可動させないで，実験室内の空気を吸い込ませた．

2. 3 流体側実験装置

流体側実験装置の概略を図2－3に示す．供試回転式熱交換器1は可変速モータ3により，トルク計2を介して，タイミングベルトで駆動される．トルク計の軸上に電磁式ピックアップ4を設置し，回転数を計測した．

熱源装置5で一定温度に調節された流体は装置内のポンプ7で供試熱交換器へ供給され循環される．循環流量はバルブ8，9で調節し，ルーツ流量計6で計測した．

ポンプ性能測定時，供試熱交換器1前後の差圧を水銀マンオメータ（図示せず）より読み取った．また，ルーツ流量計で読み取れない微小流量はバルブ9の後流より三方弁（図示せず）を介して，直接，秤量計で計量した．

乾き伝熱面の伝熱性能測定時の熱源装置5は小型ボイラーを使った熱源装置で 80 ± 0.1 ℃の温水を供給した．また，湿り伝熱性能測定時のそれは小型冷凍機を使った低熱源装置で 0 ± 0.1 ℃のブラインを供給した．

2. 4 管壁温度測定装置

熱伝達率の算出に必要な管壁温度 t_i の測定装置を図2-4に示す。回転式交番流熱交換器①の管壁表面5ヶ所に $\phi 0.1\text{mm}$ の銅・コンスタンタン熱電対の温接点をハンダ付けし（図示せず）、回転冷接点冷却器②を介して、水銀スリップリング③に接続し、5点平均の管壁温度 t_i を取り出した。供試熱交換器①へは、常に、一定温度に調節した温水もしくは冷水を④から流入させ、⑤から流出させた。そして、流入通路には $\phi 0.2\text{mm}$ の銅・コンスタンタン熱電対⑥を設置し、流入水温 t_{w1} を測定した。

図2-5に、スリップリング（SR）用いた回転体の温度測定において、冷接点冷却器（CJ）の位置による温度指示誤差の違いを示す。スリップリングの後に冷接点冷却器を置くとスリップリング部の発熱の影響により、図のように時間と共に、温度指示誤差が大きくなるが、スリップリングの前に回転する冷接点冷却器を介して測定すれば、温度指示誤差は 0.3°C 以下となる。

2. 5 平均熱伝達率の算出

実測の送風量 G_a 、吸い込み空気温度 t_{a1} 、吐き出し空気温度 t_{a2} 、管壁温度 t_i から空気側の平均熱伝達率を次の手順より求めた。

まず次式の見かけの空気側平均熱伝達率 h_a を求めた。

$$h_a = \frac{Q}{A_a \cdot \Delta t_m} \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})] \quad \dots\dots\dots (2-1)$$

ここで、放熱量 Q および対数平均温度差 Δt_m は次式で実測値より求めた。

$$Q = G_a \gamma_a c_{pa} (t_{a2} - t_{a1}) \times 3.6 \quad [\text{W}] \quad \dots\dots\dots (2-2)$$

$$\Delta t_m = \frac{t_{a2} - t_{a1}}{\ln\left\{\frac{(t_i - t_{a1})}{(t_i - t_{a2})}\right\}} \quad \dots\dots\dots (2-3)$$

しかし、この空気側平均熱伝達率 h_a は、上式のように管壁温度と気流である空気温度で定義しているので、フィン伝熱面での真の平均熱伝達率 h_f はフィン効率 ζ を考慮した次式となる。

$$h_f = \frac{A_a}{A_t + \zeta A_f} h_a \quad \dots\dots\dots(2-4)$$

ここで、 A_t ; 空気側水管表面積 (m²)、 A_f ; フィンの表面積 (m²)、

A_a ; 空気側全表面積 (= $A_t + A_f$)

h_a から h_f を求める手順は、まず h_f の第1近似式として、 $h_{f1} = h_a$ とおき、あとで述べる h_f の関数式から ζ_1 を計算する。それを用いて、式(2-4)から第2の近似の h_{f2} を求め、次に、この第2近似の h_{f2} を用いて ζ_2 を求める。この操作を順次繰り返し、 h_{fn} の収束値を求める。本研究では $|h_{fn} - h_{f(n-1)}| \leq 10^{-5}$ 時を真の h_f とした。

フィン効率 ζ は、共同研究者の1人藤掛がコルゲーテッドストレートフィン付熱交換器の研究⁽⁸¹⁾で提唱している次式を適用した。これはフィン内熱伝達が1次元の場合に算出された **Gardner** の式⁽⁸²⁾を2次元に発展させ、近似式を得たものである。

$$\zeta = \tanh\left(L_f \sqrt{\frac{L_y}{L_t} \frac{2h_f}{\lambda_f s_f}}\right) \bigg/ \left(L_f \sqrt{\frac{L_y}{L_t} \frac{2h_f}{\lambda_f s_f}}\right) \quad \dots\dots\dots(2-5)$$

ただし、 $(L_y - L_t)/L_f < 1$ 、 $L_t/L_y > 0.5$

ここで、 λ_f ; フィンの熱伝導率、 s_f ; フィンの板厚である。

図2-6は、藤掛が計算モデルとしたコルゲーテッドストレートフィン付熱交換器のフィン形状である。また、図2-7は本研究の回転式熱交換器のフィン形状である。両者はチューブとフィンの接合形状が少し異なるが、式(2-5)でほぼ近似できる。

検証のため、図2-8の例で示すように、 $2h_f/\lambda_f s_f = 8,000$ (1/m²)のとき、フィンの温度分布からフィン効率を算出したものと、式(2-5)で算出し

たものと比較したが、前者が 85.7%で後者は 86.0%で、その差はわずか 0.3%であった。そこで、以後本研究では式 (2-5) より算出したフィン効率を用いた。

また、湿り伝熱面でのフィン効率は式 (2-5) の h_f に凝縮潜熱の補正項をいれた次式より算出した。

$$\zeta = \tanh \left(L_f \sqrt{\frac{L_y}{L_t} \frac{2(h_f + \kappa \Gamma n)}{\lambda_f s_f}} \right) \bigg/ \left(L_f \sqrt{\frac{L_y}{L_t} \frac{2(h_f + \kappa \Gamma n)}{\lambda_f s_f}} \right) \dots\dots\dots (2-6)$$

ここで、 Γ : 水の凝縮潜熱 [W・hr/kg]

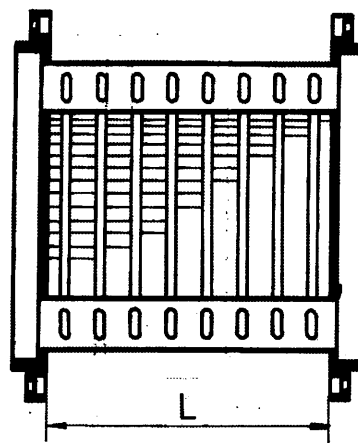
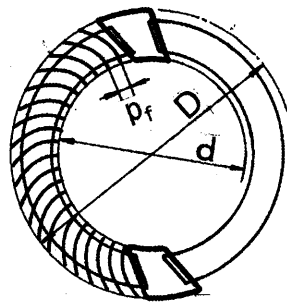
$$n = \frac{x_a - x_t}{t_a - t_t} \quad [1/K] \quad \dots\dots\dots (2-7)$$

$$\kappa = \frac{G_a \gamma_a (x_{a1} - x_{a2})}{(x_a - x_t)} \quad [\text{kg} / (\text{hr} \cdot \text{m}^2)] \quad \dots\dots\dots (2-8)$$

ただし、 $t_a = \frac{t_{a1} + t_{a2}}{2}$, $x_a = \frac{x_{a1} + x_{a2}}{2}$ とし、 x_t は t_t における飽和状態の絶対湿度とした。

表 2 - 1 供試交番流熱交換器の寸法

No	D (mm)	d/D	L (mm)	p _f (mm)
1	144	0.75	100	3.0
2				4.0
3				5.0
4				6.0
5	120	0.65	60	5.5
6		0.55	120	4.6
7		0.65		5.5
8		0.75		6.0
9		0.65	240	5.5
10	240	0.65	60	11.0
11			120	
12			240	3.5
13				4.5
14				7.0
15				9.0
16				11.0
17				13.0
18	170	0.65	285	6.0



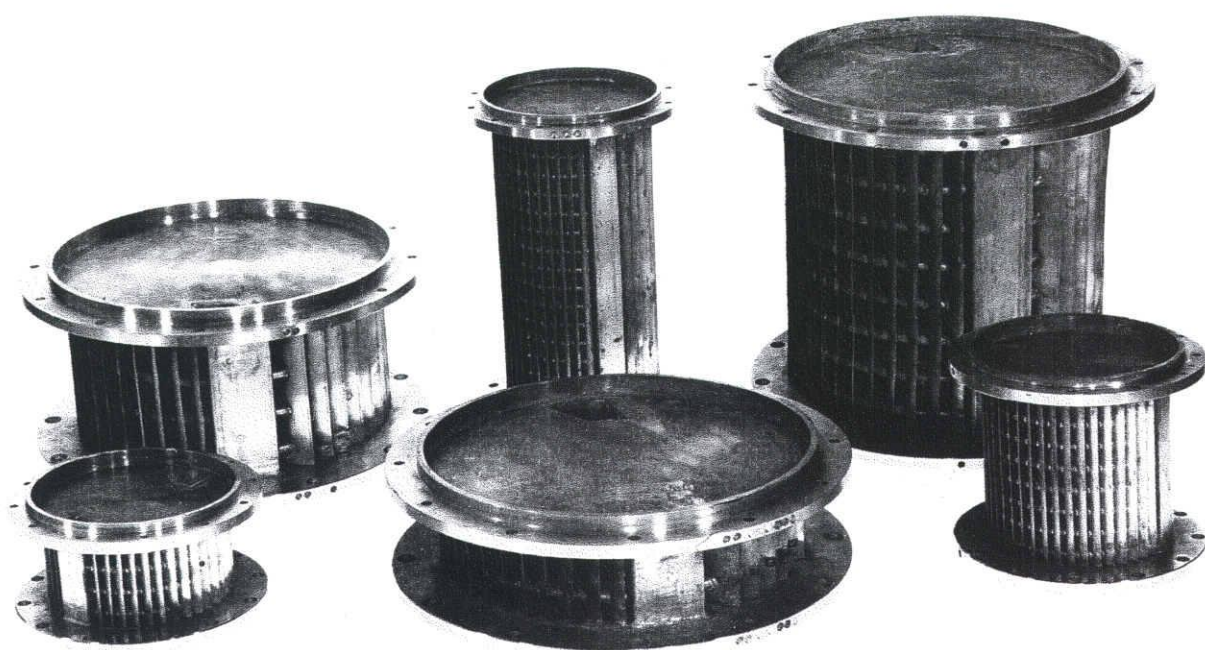
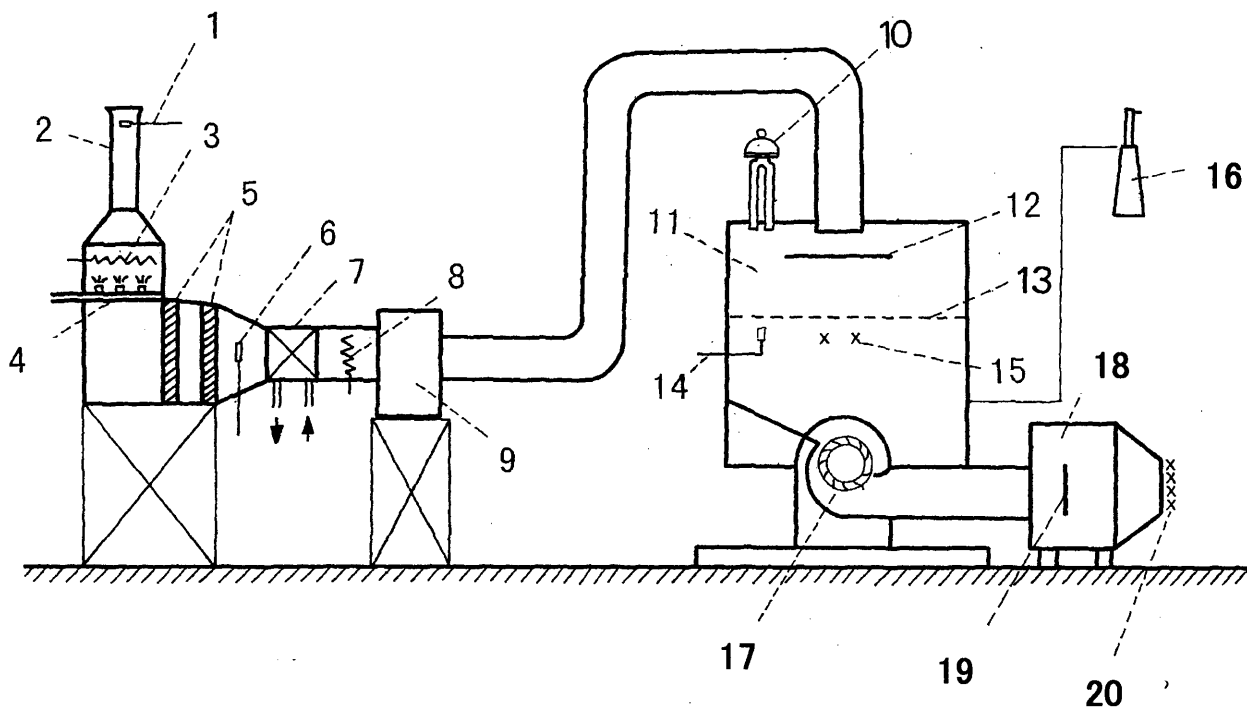
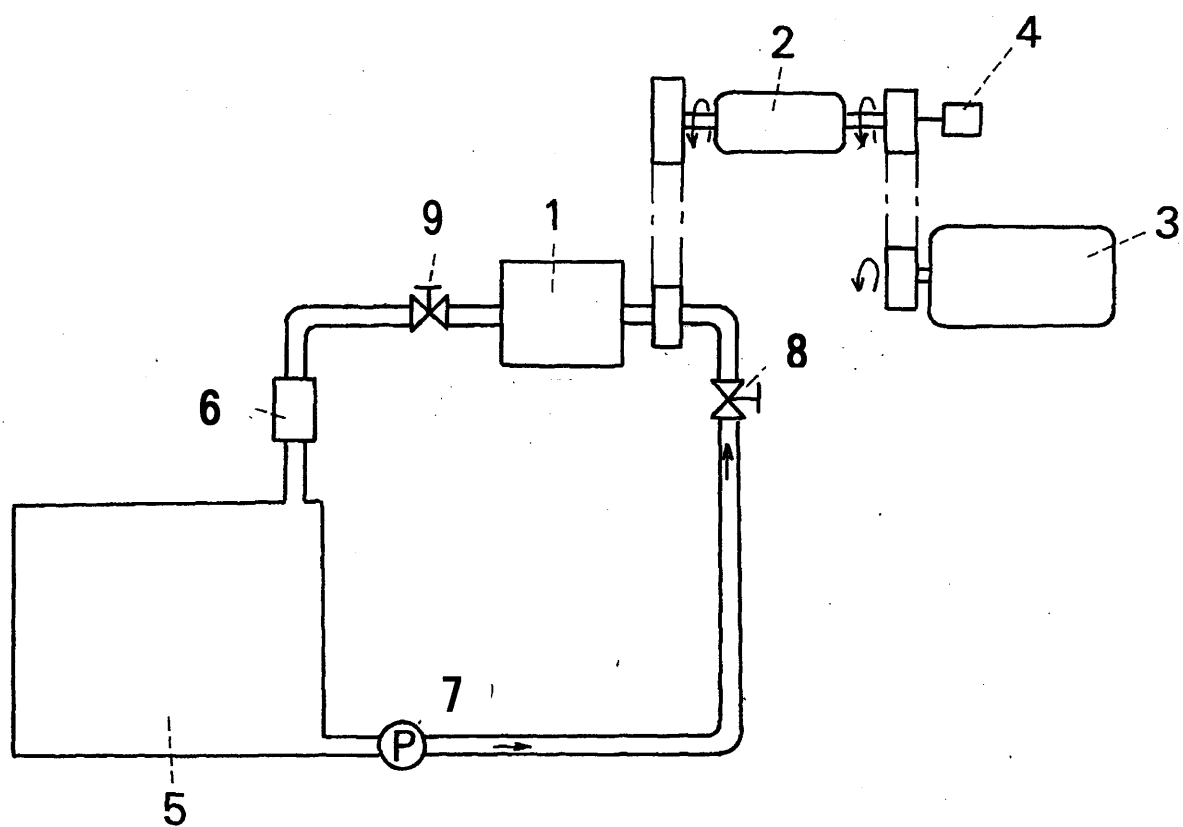


図 2 - 1 供試品の例



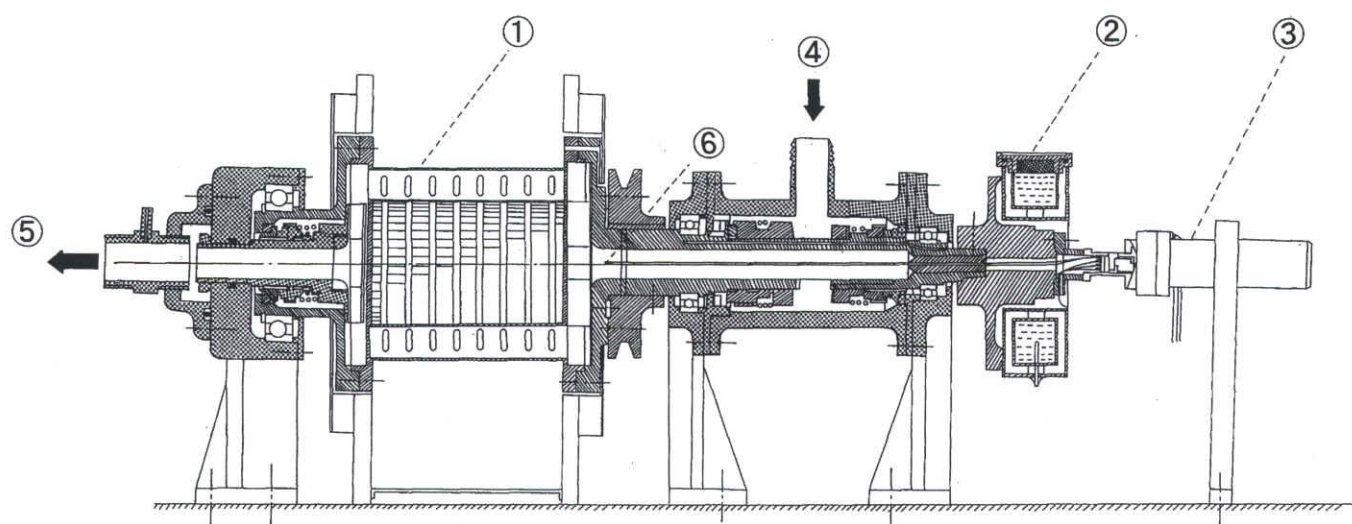
- | | |
|---------------------------|---------------------------|
| 1. Velocity Sensor | 11. Stabilizing Chamber |
| 2. Bell-mouth | 12. Baffle Plate |
| 3. Heater | 13. Wire Gauze |
| 4. Water Spray | 14. Temperature Sensor |
| 5. Water Drops Eliminator | 15. Thermocouples |
| 6. Temperature Sensor | 16. Manometer |
| 7. Dehumidifier | 17. Rotary Heat Exchanger |
| 8. Heater | 18. Stabilizing Chamber |
| 9. Blower | 19. Baffle Plate |
| 10. Hygrometer | 20. Thermocouples |

図 2 - 2 空気側実験装置



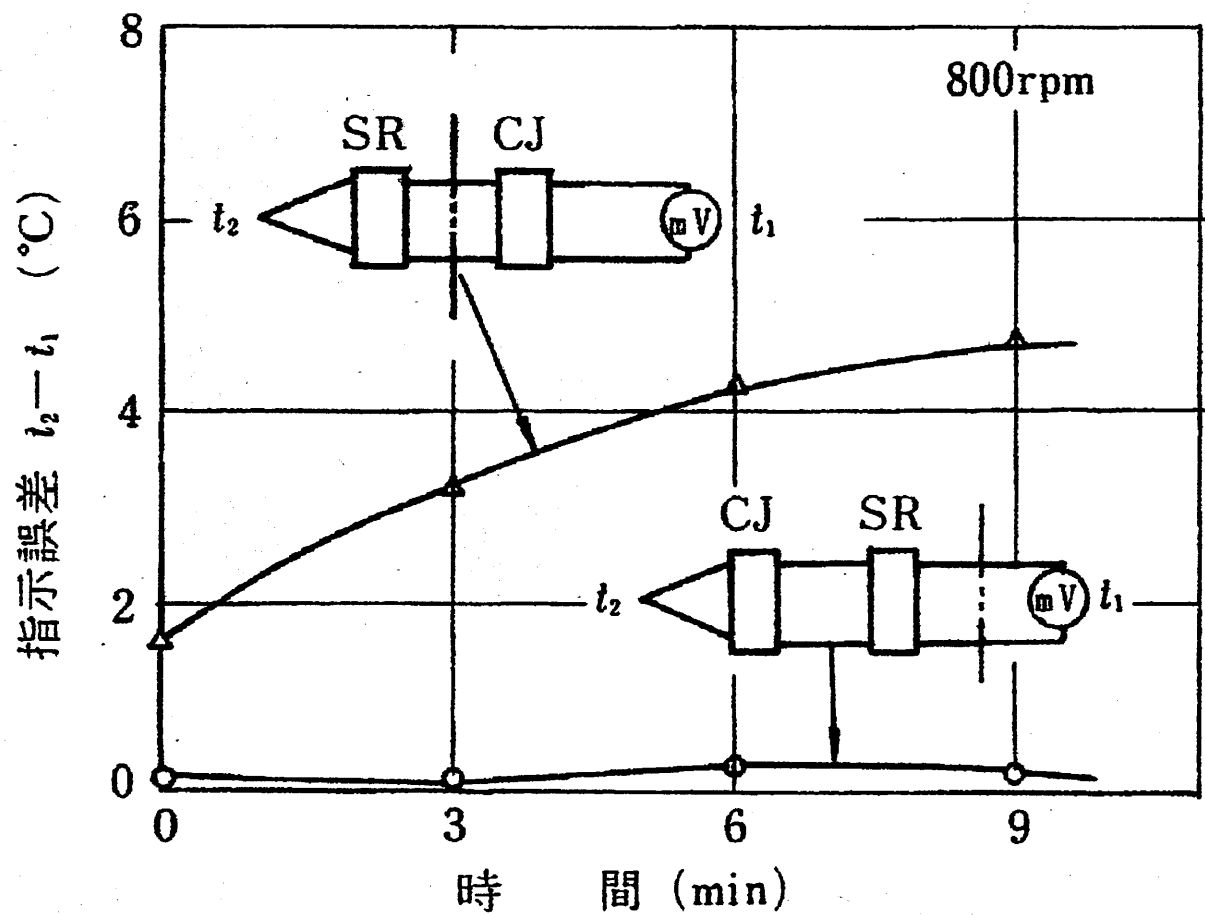
- | | |
|--------------------------|-----------------|
| 1. Rotary Heat Exchanger | 6. Water Meter |
| 2. Torque Meter | 7. Pump |
| 3. Motor | 8. Inlet Valve |
| 4. Tachometer | 9. Outlet Valve |
| 5. Water Tank | |

図 2 - 3 流体側実験装置



- ① Rotary Heat Exchanger
- ② Rotary Cold Junction Cooler
- ③ Mercury slip ring
- ④ Water Inlet
- ⑤ Water Outlet
- ⑥ Thermocouple

图 2 - 4 管壁温度测定装置



SR : Slip Ring

CJ : Cold Junction

図 2-5 スリップリングによる指示温度差

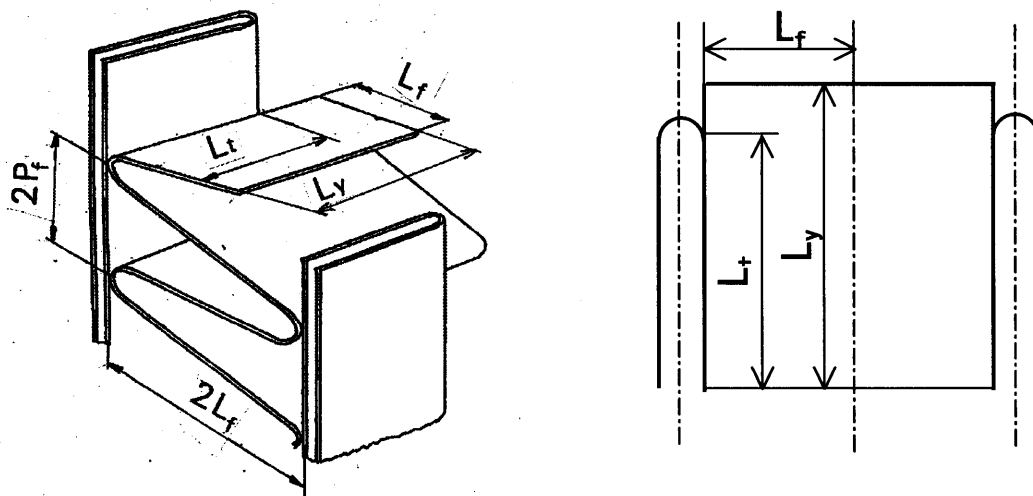


図 2-6 コルゲーテッドストレートフィン付
熱交換器のフィン形状

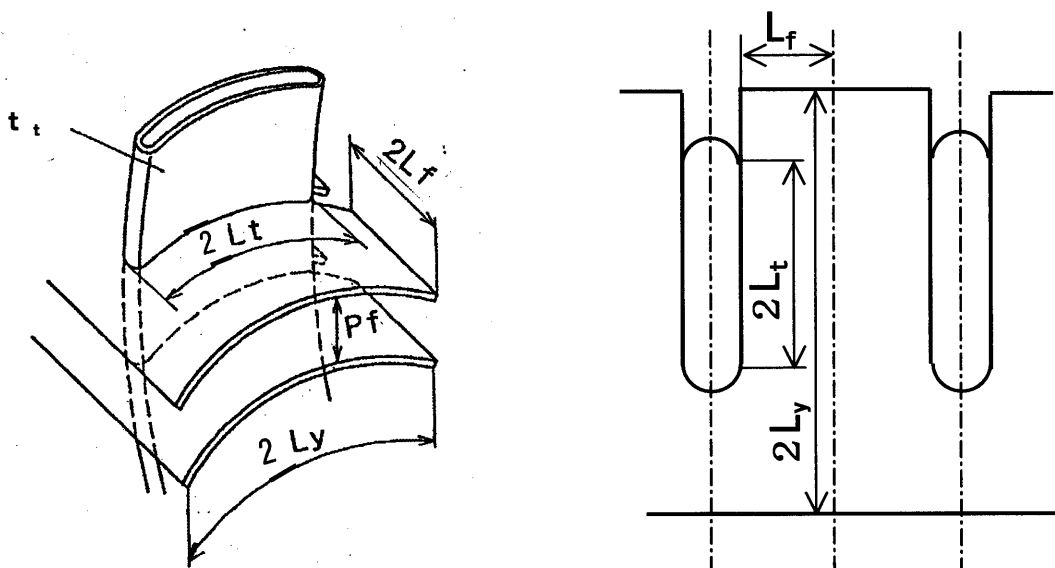
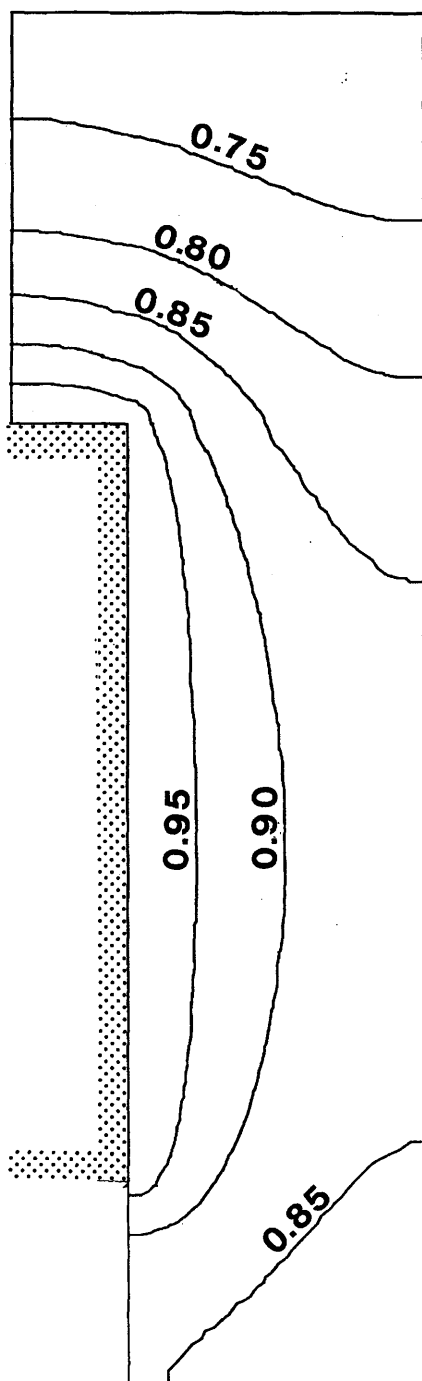


図 2-7 回転式熱交換器のフィン形状



$$\frac{2h_f}{\lambda_f s_f} = 8000 (1/m^2)$$

$$\zeta = 0.857$$

図 2-8 温度分布からのフィン効率算出例

第3章

貫流ファンを応用した 回転式熱交換器の送風性能解析

3. 1 貫流ファンの特長と性能

回転式交番流熱交換器は、図 1-1 で示したように、貫流ファンを応用したものである。一般に、貫流ファンは、図 3-1 の左図に示すように、ロータの内周近くにてできる渦によってロータを貫流する流れが生じ、送風作用を起こすファンである。この渦の位置とその強さが送風特性を支配し、それはケーシング形状によって大きく作用される。右図は、水槽内に直径 1 mm のスチレン粒子を混入し、スリット光源により可視化して、確認したものである。送風特性とケーシング形状の関係については数多くの実験的研究がなされているが、その中で、安定した送風特性が得られると推奨している村田らの研究^(5.5)のケーシング形状をもとに、図 3-2 に示す形状を標準ケーシングとして用いた。この形状の特長は、ケーシング曲線を決める半径寸法をロータ直径 D としたシンプルなことである。

3. 2 ロータ内の流れと渦

回転式交番流熱交換器は、一般の貫流ファンと大きく異なり、ファンの翼部に内部流体を流すためのタンク 2 個と多数のチューブを持つ特殊な構造である。そこで、このロータの送風特性と渦の強さ・位置の関係を把握するために、表 2-1 のロータ No. 5 の翼間流路の内周側に図 3-3 中に示す熱線風速センサを取り付けて、実験的に検討した。

図 3-3 の (a) はロータ内の渦をモデル化したもので、渦中心を通る断面の風速分布は、(b) のような強制渦（半径 r_0 、最大風速 v_m ）と自由渦の組み合わせによるランキン渦となっている。

風速センサが渦中心を通過すれば、(b) の V 形の風速分布となるが、(a) のセンサ位置では常に $R_H > R_O$ であるために (c) のような谷形の風速分布となる。実

測した風速分布の一例を図 3-4 に示す。この実測の風速分布から、渦の偏心率と強さを次のように求めた。

図 3-4 の谷部の風速 $b \cdot v_m$ ，渦の最大風速 v_m および回転角 α は図 3-5 の値に対応する。図において

$$\frac{e}{r_0} = \frac{b \cdot v_m}{v_m} = b \quad \dots\dots\dots (3-1)$$

および $\triangle AOB$ から、 $a = R_H \sqrt{2(1 - \cos \alpha)}$ となるので

$$\cos \beta = \frac{a^2 + e^2 - r_0^2}{2ae} = \frac{a^2 + e^2 - (e/b)^2}{2ae} \quad \dots\dots\dots (3-2)$$

の関係を得る。したがって、上式から

$$e = a \frac{-\cos \beta + \sqrt{\cos^2 \beta + (1/b^2 - 1)}}{1/b^2 - 1} \quad \dots\dots\dots (3-3)$$

となる。ここで、 $\beta = 90 - \alpha/2$ (度) である。

ゆえに渦の偏心率 Ω および渦の強さ Λ は次式となる。

$$\Omega = \frac{R_0}{R_2} = \frac{R_H - e}{R_2} \quad \dots\dots\dots (3-4)$$

$$\Lambda = 2\pi r_0 v_m \quad \dots\dots\dots (3-5)$$

実測の風速分布から、 α ， v_m ， b を求め、上式に代入して得られた渦の偏心率 Ω ，渦の強さ Λ と周速 u との関係を図 3-6，3-7 に示す。村田ら⁽⁵⁶⁾ は、一般の貫流ファンでの渦の偏心率 Ω はロータ内周近くに安定して存在し、渦の強さは $4\pi R_1 u_1$ (ただし、 R_1 ， u_1 はロータ内周半径、内周速) に近い値になると述べている。

図 3-6 より、渦の偏心率は内周よりやや中心寄りであるが、回転数によらず一定で安定している。また図 3-7 より、渦の強さは、一般の貫流ファンの

平均的な内外径比 $d/D = 0.85$ の $4\pi R_1 u_1$ で試算したものに比べると、約 60 % であるが、熱交換器として、タンクと多数の偏平水管を持つこの回転式交番流熱交換器の送風性能も、一般の貫流ファンと同じように周速に比例して増加する。

3. 3 回転式交番流熱交換器の送風性能

3. 3. 1 ロータ直径と長さの影響

回転式交番流熱交換器は、吐き出し側に流路抵抗のほとんどない状況、すなわち、吐き出し側絞り全開で使うので、その時の送風量 G_a を調べた。内外径比 d/D が同じでフィンピッチ p_f が同じ比率で、外径 D および長さ L の異なる 6 種類のロータ (No. 5, 7, 9, 10, 11, 16) について実測した。 D と L からチューブ厚さ s の総和 $s \cdot n$ (n : チューブ本数) を除いた有効通路幅 $(L - s \cdot n)$ との積、および周速 u が、 G_a にそれぞれ 1.08 乗、1.10 乗に比例する関係を得たので、 G_a を $[D(L - s \cdot n)]^{1.08} u^{1.10}$ との関係で整理すると図 3-8 を得た。

6 種類のロータの送風量 G_a は、ほぼ一本の線上に集まり、次の整理式を得た。

$$G_a = 1.0 [D(L - s \cdot n)]^{1.08} u^{1.10} \times 3600 \quad [\text{m}^3/\text{hr}] \quad \text{..... (3-6)}$$

この式から、送風量 G_a は D 、 L および u にほぼ比例して多くなることがわかる。

3. 3. 2 フィンピッチの影響

交番流熱交換器の伝熱面積を広くとりコンパクトにするためには、フィンピッチ p_f を小さくする方法と、ロータの内外径比 d/D を小さくする方法がある。そこで、 D と L が同じでフィンピッチの異なる 6 種類のロータ (No. 12, 13, 14, 15, 16, 17) のロータで送風量 G_a を調べた。フィンピッチと内径比 $p_f/d = 0.07$

での送風量 G_a を基準とした送風量比で整理すると、図3-9となる。送風量は $p_f/d = 0.04$ 以上ではフィンピッチと無関係で一定であるが、 $p_f/d = 0.04$ 以下では流路抵抗の影響が大きくなり、急激に送風量が落ちる。

熱交換器として、伝熱面積を考慮した最適なフィンピッチについては、第4章で述べる。

3. 3. 2 内外径比の影響

貫流ファンについて村田ら⁽⁵⁵⁾は多くの研究結果をまとめ、内外径比は0.8~0.86が最適と報告しているが、熱交換器としては伝熱面積を大きくするためには内外径比はできるだけ小さくしなければならない。内外径比 d/D の異なる3種類のロータ No. 6, 7, 8 ($d/D = 0.55, 0.65, 0.75$) について、送風量 G_a と内外径比 d/D との関係を調べたのが、図3-10である。供試品の範囲では、送風量 G_a は内外径比 d/D にほぼ比例して増加する。熱交換器としての最適な内外径比は、第4章で述べるが、 $d/D=0.75$ 以上では、伝熱性能の低下割合が大きいので、供試品としては、0.75までとした。

3. 4 動力特性

供試ロータは図2-3で示したように、トルク計を介して、可変速モータで駆動した。トルク計は2種類のトルク計を用い、トルクの大小により取り替えた。まず、ロータの翼部を紙で巻き、送風作用が起こらない状態での各回転数での軸受損失トルクを T_0 [N・m]として、予め測定した。送風作用中での実測トルク T から軸受損失トルク T_0 を差し引いた $T-T_0$ を送風作用に必要な動力トルクとし、動力は $PS = 2\pi N_0(T-T_0)/60$ [W] として算出した。ここで、 N_0 はトルク計の回転数 (rpm) である。

一般に送風動力は送風特性の圧力 P と送風量 G_a の積に比例する。送風圧力 P は周速 u の 2.20 乗に比例することを得たので、送風量 $G_a \propto [D(L-s \cdot n)]^{1.08} u^{1.10}$ の関係から、送風動力を $[D(L-s \cdot n)]^{1.08} u^{3.30}$ の関係で整理した。

図 3-11 は内外径比 d/D が同じでフィンピッチ p_f が同じ比率の、外径 D および長さ L の異なる 6 種類のロータ (No. 5, 7, 9, 10, 11, 16) について整理したもので、送風量と同様に次の整理式を得た。

$$PS = 1.5 [D(L-s \cdot n)]^{1.08} u^{3.30} \quad [\text{W}] \quad \text{-----} (3-7)$$

3. 5 騒音特性

環境への影響として、製品の低騒音化は重要な課題である。標準ケーシングは騒音特性も考慮された形状であるが、一般の貫流ファンと構造がことなるので、回転式交番流熱交換器の騒音特性について調べた。外径 D および長さ L の異なる 6 種類のロータ (No. 5, 7, 9, 10, 11, 16) について、音圧レベルと送風量の関係で図 3-12 に示す。騒音測定は図 2-2 の静定室 11 を取り外し、図 3-12 中に図示した位置で行った。この位置はロータの周囲 1 m の範囲で音圧レベルが一番高い値を示した位置である。

図より、送風量 G_a に対する音圧 SPL はロータの外径 D 、長さ L および周速 u に依存していることが分かる。

一般に、送風機の音圧レベルは、次式で表わされる。

$$SPL = K_s + 10 \log_{10} (P^2 G_a) \quad \text{-----} (3-8)$$

ここで、動力性能と同じように、圧力 $P \propto u^{2.20}$ 、送風量 $G_a \propto [D(L-s \cdot n)]^{1.08} u^{1.10}$ の関係を用い、 $[D(L-s \cdot n)]^{1.08} u^{5.50}$ の関係を式 (3-8) に代入すると音圧レベル SPL は次式となる。

$$SPL = a + b \log_{10} \{ [D(L-s \cdot n)]^{1.08} u^{5.50} \} \quad \text{-----} (3-9)$$

図 3-13 は上式の a と b を決めるために、横軸を $[D(L-s \cdot n)]^{1.08} u^{5.50}$ にとり、図 3-12 の SPL を再整理したもので、 $\pm 2 \text{ dB(A)}$ のばらつきを許せば、外径 D および長さ L の異なる 6 種類のロータ (No. 5, 7, 9, 10, 11, 16) についての騒音 SPL は次の整理式で表わすことができる。

$$SPL = 24.5 + 12.1 \log_{10} \{ [D(L-s \cdot n)]^{1.08} u^{5.50} \} \quad [\text{dB(A)}] \quad \cdots \cdots (3-10)$$

上式から、周速との強い相関があることがわかる。回転式交番流熱交換器はロータ径を小さくしてロータ長さを大きくすれば、送風能力をだすことができるので、回転数をあまりあげることなく、すなわち低周速で運転することができ、低騒音での運転が可能となる。

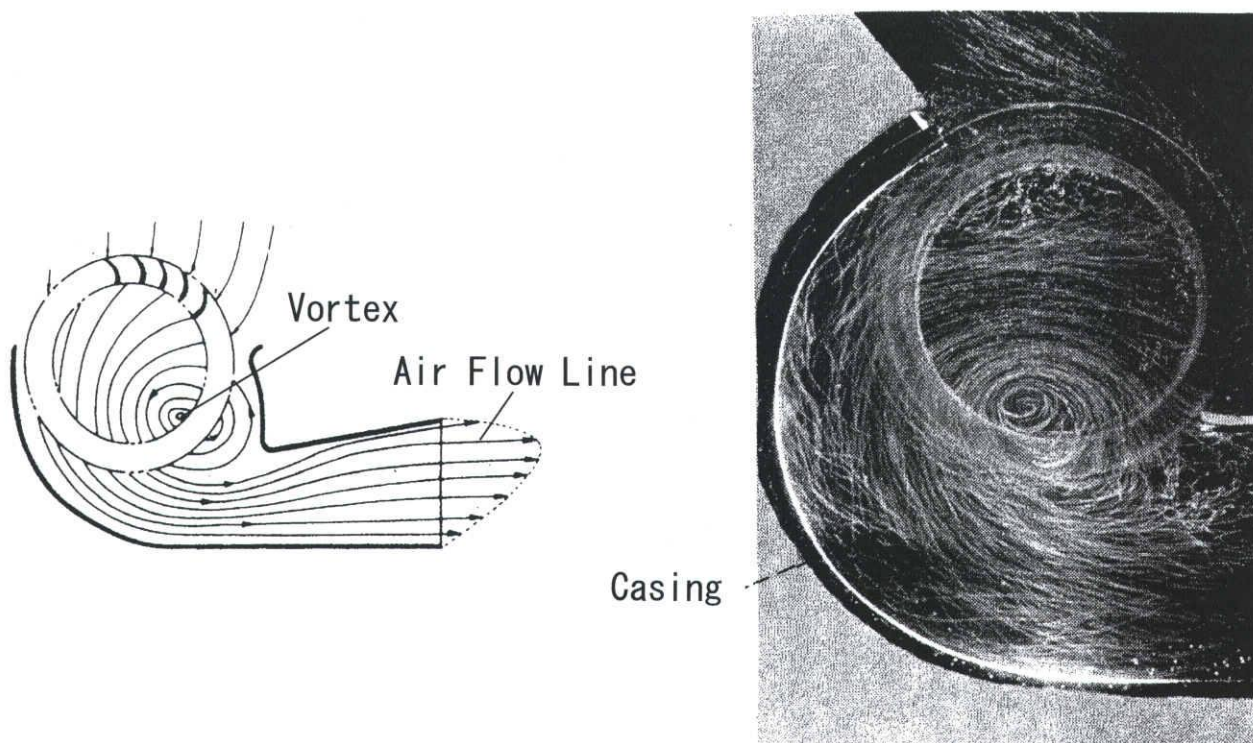


図 3 - 1 貫流ファンのフローパターン

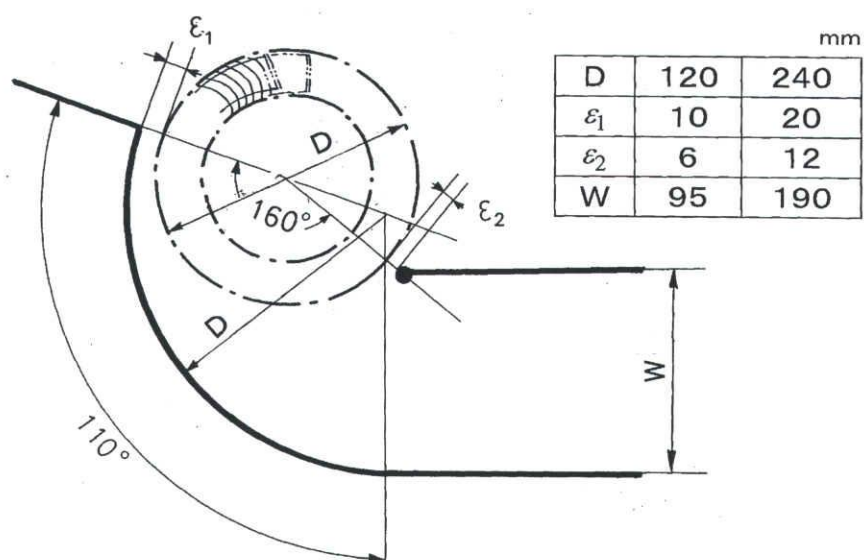


図 3 - 2 標準ケーシング形状

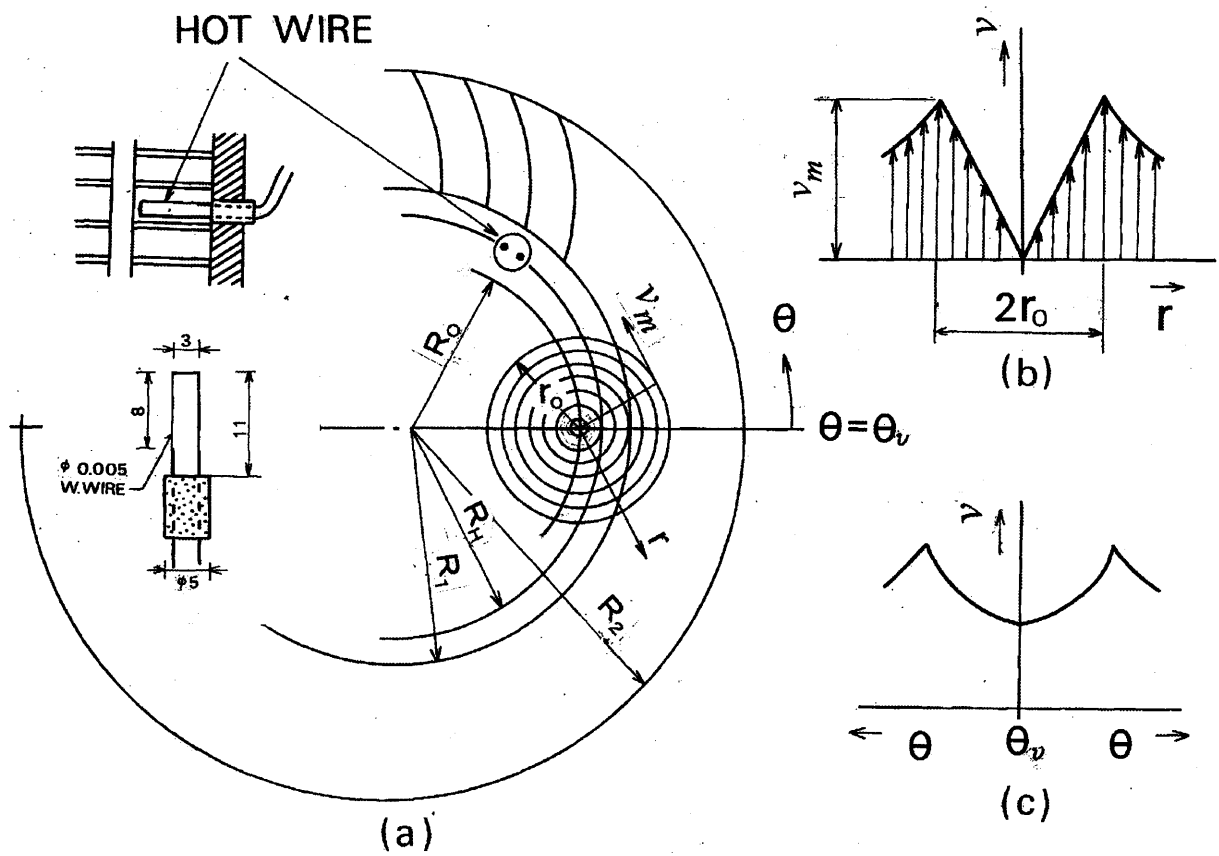


図 3-3 渦の偏心率、渦の強さを求めるための説明図(I)

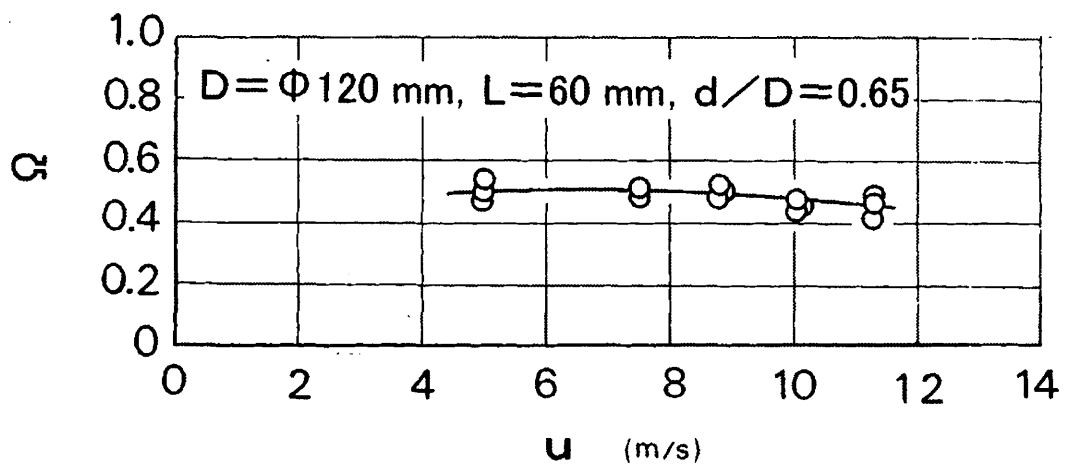


図 3-6 ロータ回転周速と渦の偏心率

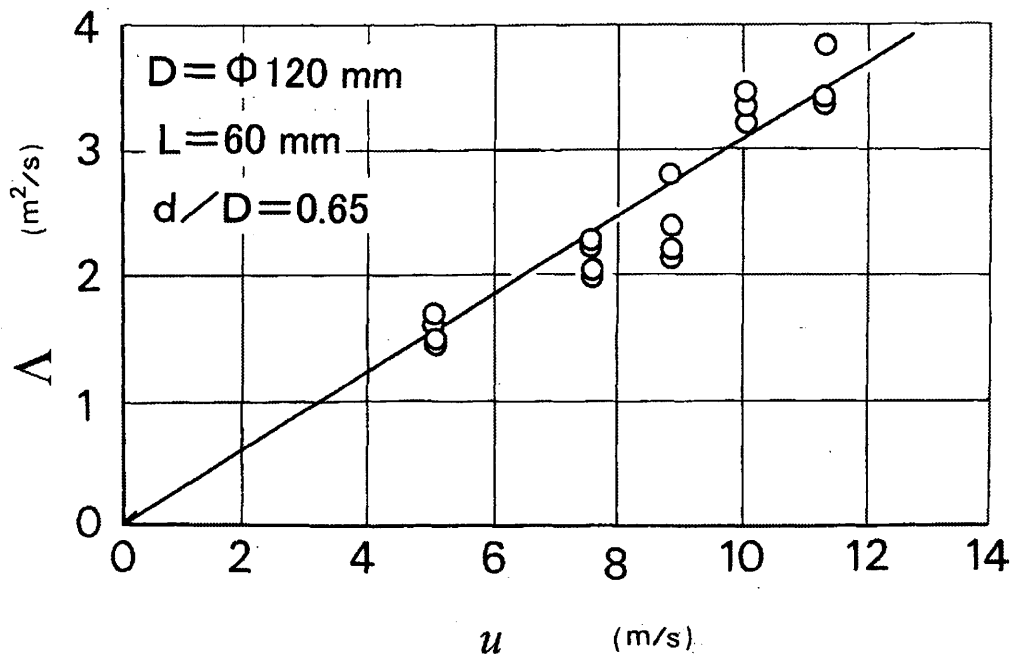


図 3-7 ロータ回転周速と渦の強さ

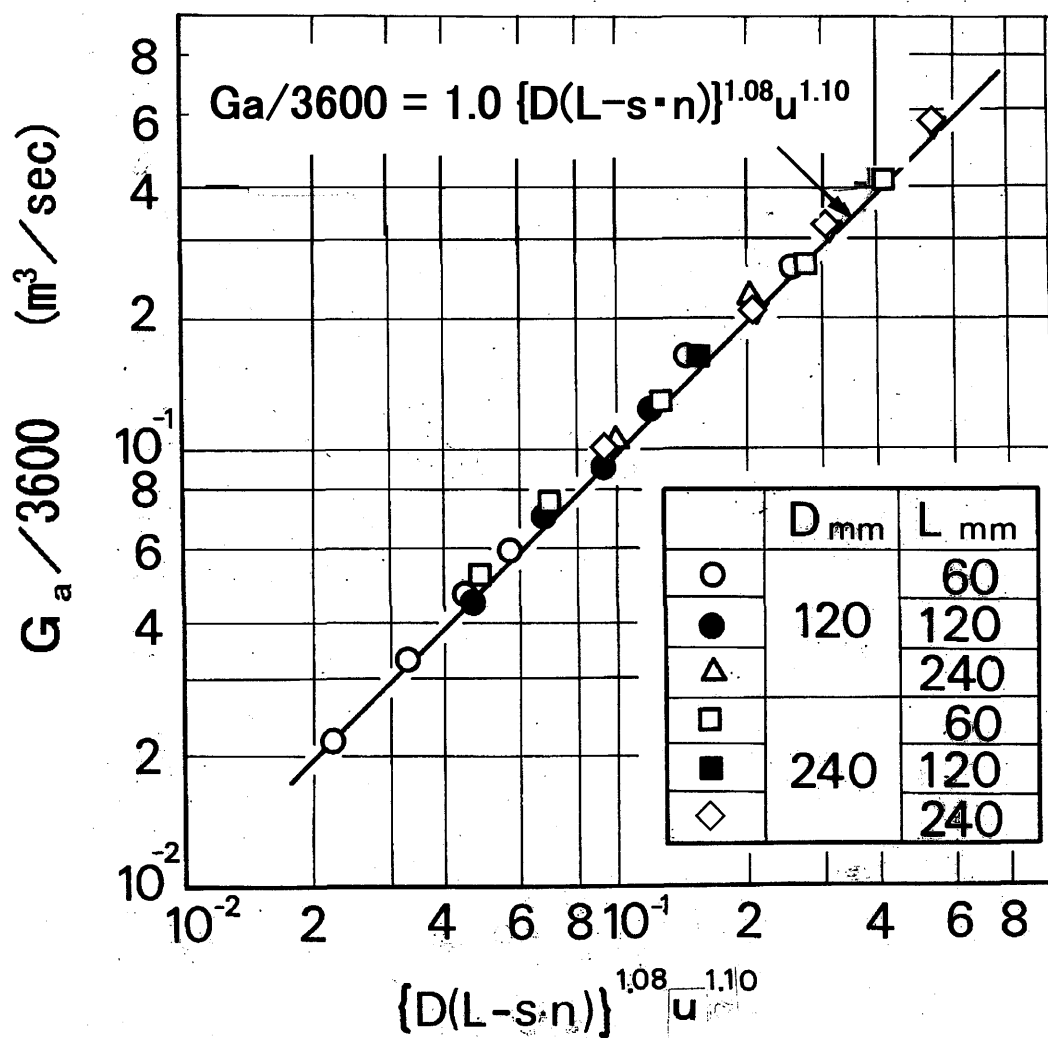


図 3 - 8 口一タ径・長さ と 送風性能

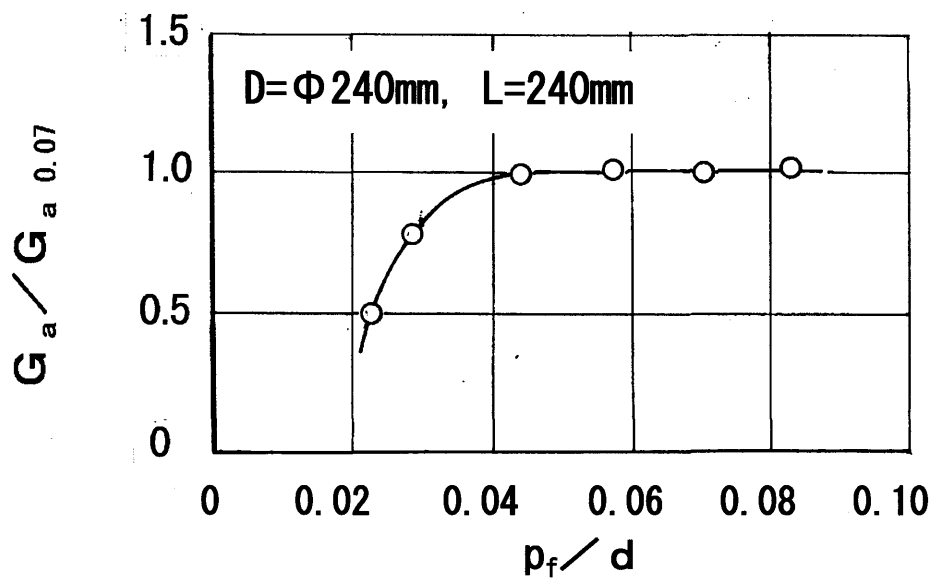


図 3-9 フィンピッチと送風性能

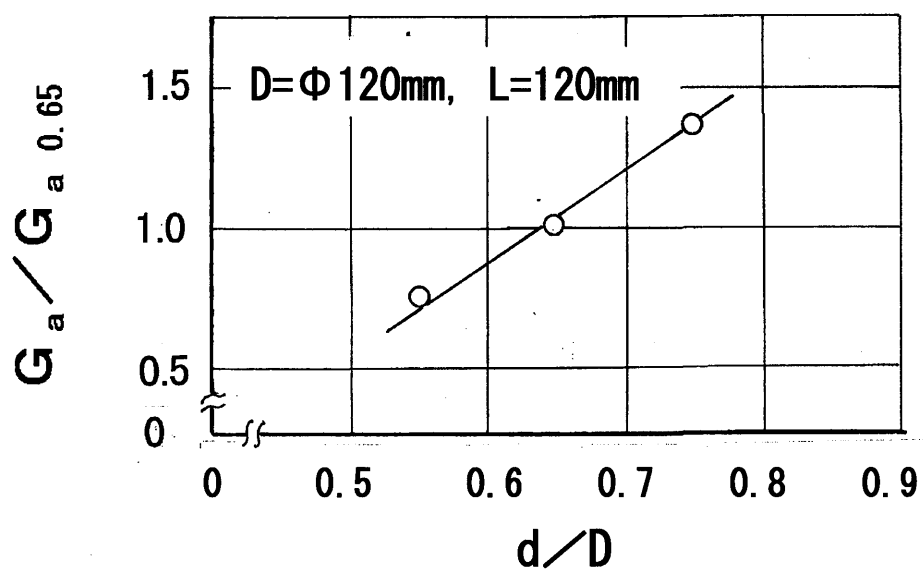


図 3-10 内外径比と送風性能

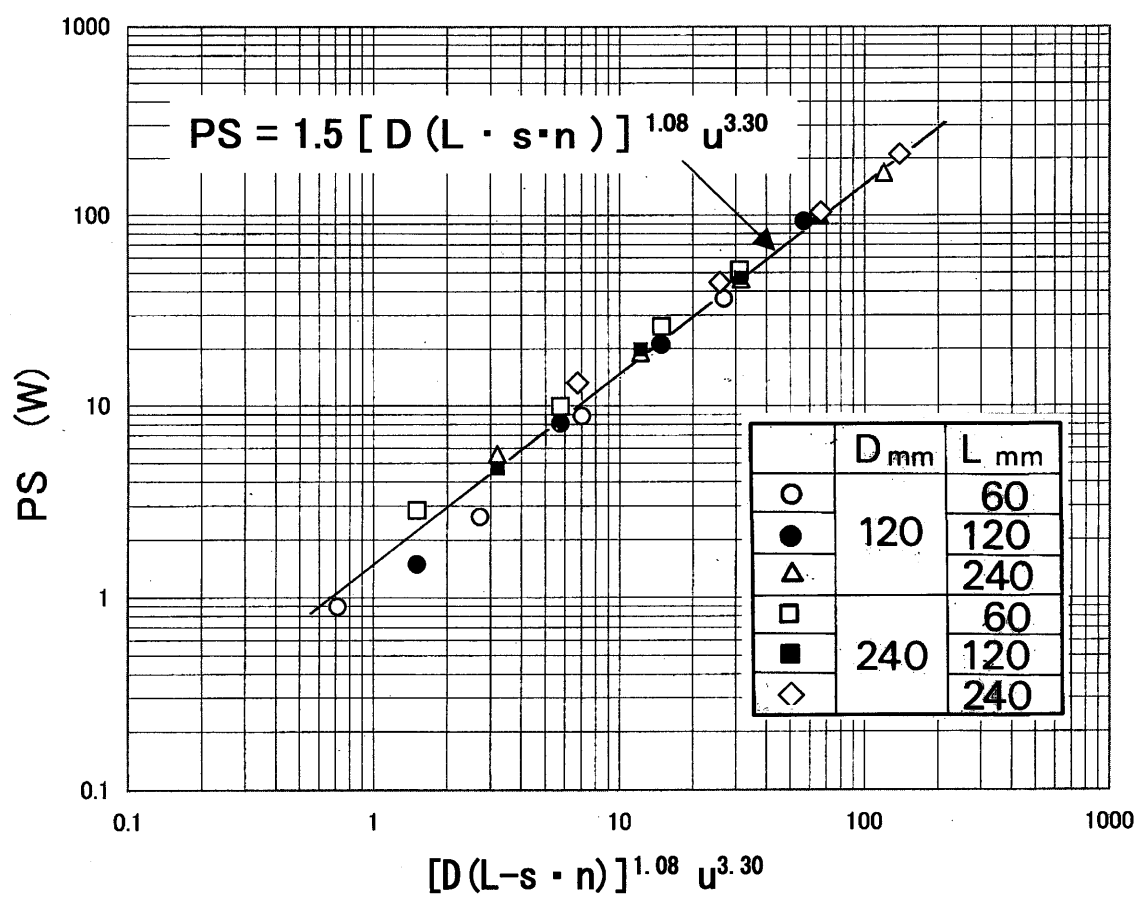


図 3 - 1 1 口一タ径・長さ と 動力特性

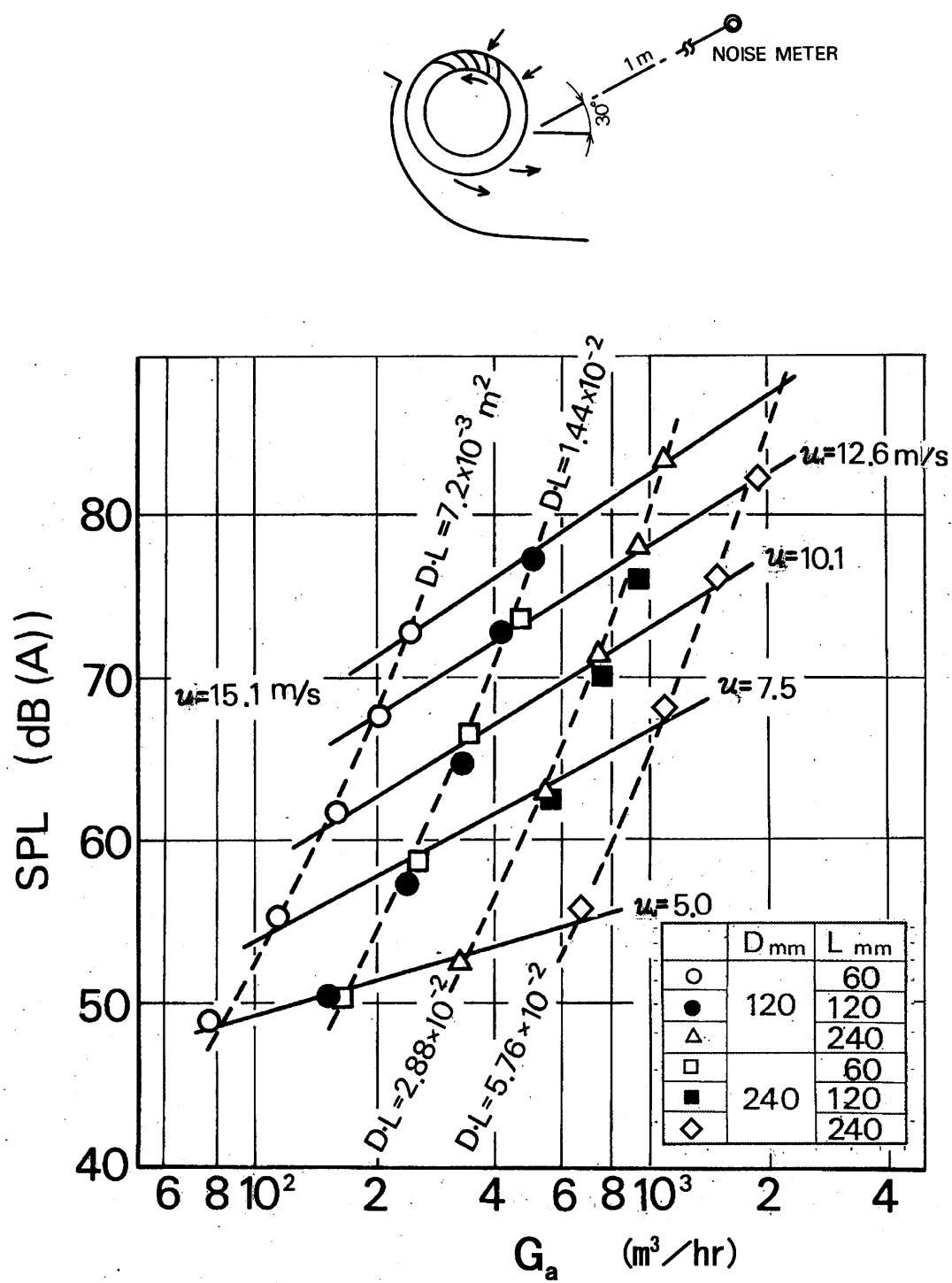


図3-12 ロータ径・長さ騒音特性

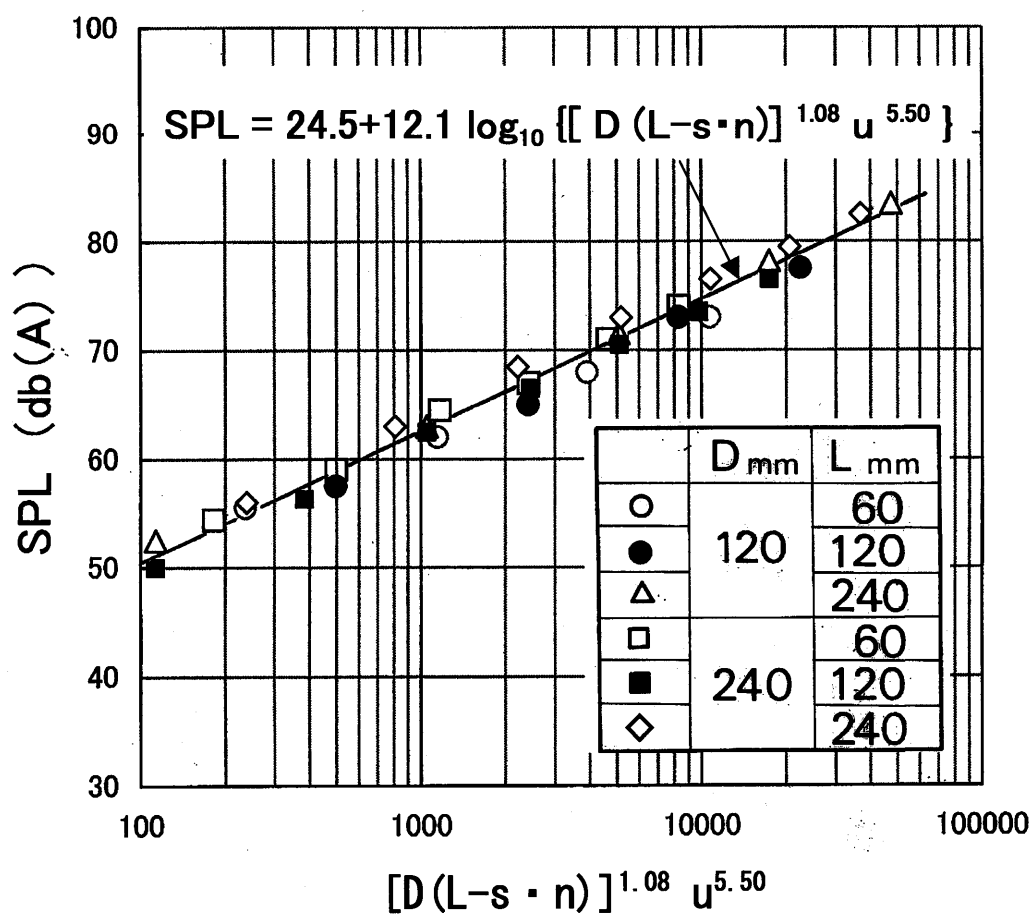


図 3-13 口一タ径・長さ と騒音特性

第 4 章

交番流れを伴う回転式熱交換器 の 伝熱性能解析

4. 1 乾き伝熱面での伝熱性能

乾き伝熱面での放熱量の測定は、第2章 2. 2. 2 の伝熱性能測定の項で説明した方法で行った。空気側には室温の空気を供給し（図2-2の空気側実験装置において、3～8の温湿度制御ダクトの制御系はOFFとした）、流体側には 80 ± 0.1 °C に制御した温水を供給した。

4. 1. 1 ロータ直径と長さの影響

ロータ直径 D および長さ L の異なる6種類のロータ (No. 5, 7, 9, 10, 11, 16) で、放熱量 Q $\{=G_a \gamma_a c_{pa} (t_{a2} - t_{a1}) \times 3.6\}$ [W] を測定した。ただし、放熱量は流入空気温度と流入水温とに影響を受けるので、流入気水温度差 60°C に換算して整理した。第3章で、送風量 G_a は、 D と L からチューブ厚さの総和を除いた有効通路幅 $(L - s \cdot n)$ の積、および周速 u と、それぞれ 1.08 乗、1.10 乗に比例する関係を得て、次の整理式を報告した。

$$G_a = 1.0 [D(L - s \cdot n)]^{1.08} u^{1.10} \times 3600 \quad [\text{m}^3/\text{hr}] \quad \dots\dots\dots (3-6)$$

放熱量 Q は送風量 G_a と密接な関係にあるので、 G_a と同じように $[D(L - s \cdot n)]^{1.08} u^{1.10}$ の関係で Q を整理すると、図4-1となり、両対数グラフでの直線性から次の整理式を得た。

$$Q = 1.31 \times 10^4 c_{pa} [D(L - s \cdot n)]^{0.90} u^{0.91} \quad [\text{W}] \quad \dots\dots\dots (4-1)$$

この式より、放熱量 Q も送風量 G_a と同様に D 、 L および u にほぼ比例して、大きくなることがわかる。なお、この式の指数は実験的に決定した指数のため次元の一致は係数を考慮しなければならないが、実用的には式(4-1)の2つの指数を同じ 0.9 とし、次式(4-2)としても、両式の差は本実験範囲内で 1 % 以下である。

$$Q = 1.34 \times 10^4 c_{pa} [D(L - s \cdot n)u]^{0.90} \quad \dots\dots\dots (4-2)$$

これらの式を用いて、限られた範囲ではあるが、ロータ径、長さと同転数を設定すれば、その放熱量を推定することができる。

4. 1. 2 フィンピッチの影響

D と L が同じで、フィンピッチの異なる 6 種類のロータ（No. 12, 13, 14, 15, 16, 17）で放熱性能へのフィンピッチの影響を調べた。放熱量は送風量と空気の放熱面積でほぼ決まるので、図 4-2 に、フィンピッチと内径比 $p_f/d = 0.07$ を基準とした放熱量比、送風量比および放熱面積比の関係を示す。

送風量は $p_f/d = 0.04$ 以下で急激に減少するが、放熱面積は逆に急増するので、放熱量は、 $p_f/d = 0.04 \sim 0.06$ のとき最大となる。

4. 1. 3 内外径比の影響

内外径比の異なる 3 種類のロータ（No. 6, 7, 8）で放熱性能への内外径比の影響を調べた。図 4-3 に、内外径比 0.65 を基準とした放熱量比、送風量比および放熱面積比の関係を示す。

一般の貫流ファンでは内外径比 0.8~0.86 で送風量は最大になるといわれているが、回転式交番流熱交換器としての放熱面積を考慮すると、内外径比 0.55~0.65 で放熱量は最大となる。

4. 1. 4 従来の熱交換器との比較

共同研究者の一人藤掛は図 4-4 に示すような、流路長さ l と流路相当直径 d_e の比 (l/d_e) が比較的小さいコルゲーテッドストレートフィン付熱交換器の熱伝達率を、流路のアスペクト比 $R [= 2L_f/(p_f + 2L_f)]$ を導入して、

$R_e(1/4R^2)(d_e/l)$ と $N_u(1/2R)$ の関係で整理して、次の整理式を報告した^{(19)・(8)}

3) (参照：付図 4-1)．これは、平行平板の助走区間の熱伝達率について理論解析した Mercer らの結果⁽⁸⁴⁾を長方形管に変形し、適用したものである．

$$N_u = 2R \left[1.10 + 0.555 \left(R_e P_r \frac{1}{4R^2} \frac{d_e}{l} \right)^{0.55} \right] \dots\dots\dots (4-3)$$

ここで、適用範囲は、 $l/d_e \leq 26.5$ ， $2L_f/P_f \geq 3.5$ ， $R_e \leq 2300$ である．

回転式交番流熱交換器のフィン部を図 4-5 とすると、同じような流路のアスペクト比 R が得られる．また、式 (4-4) の各値をコルゲーテッドストレートフィン付熱交換器の形状と比較しながら次式で定義した．

$$R_e = u_m d_e / \nu \dots\dots\dots (4-4)$$

$$N_u = h_f d_e / \lambda \dots\dots\dots (4-5)$$

$$d_e = 4\Delta / a_a \dots\dots\dots (4-6)$$

$$u_m = G_a / A_d \dots\dots\dots (4-7)$$

$$A_d = (\pi D_i - 2\partial - s_f z)(L - s \cdot n)(\alpha/360) \dots\dots\dots (4-8)$$

ここで、 Δ ， a_a ， D_i ， ∂ ， s_f ， z ， α は 図 4-6 に示す流路容積，流路表面積，ロータ平均直径，タンク幅，フィン板厚，フィン枚数，吸い込み角度である．

これらを用いて、 l/d_e ， $2L_f/P_f$ および R_e を算出すると適用範囲条件内であるので、式 (4-3) と同様の整理法を当てはめ、従来のコルゲーテッドストレートフィン付熱交換器との比較を試みた．図 4-7 が、その結果である．図中 ロータ 11 個の平均熱伝達率の無次元数である修正ヌッセルト数は、 $\pm 15\%$ の偏差でほぼ一つの線上に集まり、次の整理式を得た．

$$N_u = 0.59R \left(R_e \frac{1}{4R^2} \frac{d_e}{l} \right)^{0.72} \dots\dots\dots (4-9)$$

なお、図中の破線は、式 (4-3) のコルゲーテッドストレートフィン付熱交換器の実験式である．式 (4-3) と対比して、定数項がないが、 $R_e = 0$ すなわち

回転ゼロでの自然対流熱伝達の項は適用外として考慮していない。

横軸の修正レイノルズ数に対する平均熱伝達率はストレートフィン付熱交換器の場合が 0.55 乗で層流的流れであるのに対し、回転式交番流熱交換器の場合は 0.72 乗となり、乱流的流れとなっている。図より明らかなように、両者が交差する修正レイノルズ数が 70 以上でこの熱交換器を使用すれば、従来のストレートフィン付熱交換器より有利なものとなる。ただし 70 以下では、不利となるが、これは、交番境界層流れにより乱流的な様相が維持されているものの、フィンピッチが小さく、回転数が低い領域では、熱伝達を支配する有効な速度分布に変化が生じているためと思われる。

4. 1. 5 交番流効果

図 4-8 の上図は回転式熱交換器の空気流れの概念図を示す。ロータの吸い込み側では、空気はロータの外部から内部へ流れ、吐き出し側では、逆に内部から外部へ流れる。すなわち、下図に示すように、熱交換器の伝熱面でもある翼表面では、1 回転で、実線の矢印の流れから破線の矢印の流れとなり、交番流れとなる。図 4-9 は翼でもある伝熱面すなわちフィンのフィン間流路に第 3 章の図 3-3 と同様の小型熱線風速計を取り付けて、流路の気流速度分布を測定した一例を示す。図に示すように、伝熱面を通過する気流は 1 回転に 1 サイクルの交番流れとなり、吐き出し流れと吸い込み流れの時間間隔はほぼ等しいため、一方向流れの時間は、 $30/N$ (秒) (N : 回転数 rpm) となり、1000 rpm で 0.03 秒、2000 rpm で 0.015 秒である。

このように短い時間間隔で伝熱面上の流れの方向が変わる時の熱伝達に及ぼす交番サイクルの効果を調べるために、送風量を一定に保ちながらロータの回転数のみを変えた場合、つまり交番サイクルを変えた場合のフィン伝熱面の平均熱伝達率を求めた。図 4-10 は表 2-1 の、No. 7 のロータで、送風量 250

m^3/hr 一定での回転周波数 f (c/s) と平均熱伝達率 h_f の関係である。

平均熱伝達率は回転周波数とともに増加し、次の関係式を得た。

$$h_f \propto f^{0.14} \dots\dots\dots (4-10)$$

これが交番流効果であり、従来の熱交換器の一様流れ中での伝熱現象と異なった交番流れでの現象を数値で表わすことができた。その効果はそれほど大きくはないが、これは、回転ごとに伝熱面の境界層が切り替わる前縁効果はあるものの、伝熱流路（フィン間流路）を通過する風量によって、熱伝達は支配されるためと考えられる。

4. 2 湿り伝熱面での伝熱性能

湿り伝熱性能は、図 2 - 2 の実験装置における 3 ～ 8 の温湿度制御ダクトで、供試回転式交番流熱交換器の吸い込み空気の温度・湿度を変化させて実験を行った。

また、流体側は、 0 ± 0.1 $^{\circ}\text{C}$ に制御したブラインを供給した。

4. 2. 1 湿り伝熱性能

図 4 - 1 1 は表 2 - 1 の No. 7 のロータを用い、送風量 $250 \text{ m}^3/\text{hr}$ 一定のもとに、吸い込み側の気流と管壁と絶対湿度差 Δx [kg/kg'] をパラメータに回転数 N とフィン側の平均熱伝達 h_f との関係を調べたものである。ここで、白丸印は $\Delta x = 0$ の乾き伝熱面であるが、図 4 - 1 0 の横軸の回転周波数 f [c/s] を回転数 N ($= 60 \times f$) [rpm] に置き変えたものである。乾き伝熱面に比べ、湿り伝熱面の場合は回転数と共に、平均熱伝達率は上昇し、絶対湿度差の高い程その度合は高くなる。

4. 2. 2 伝熱面での凝縮水滴の動き

図4-12は、 $\Delta x = 0.01 \text{ kg/kg'}$ 時の 800 rpm と 1600rpm における伝熱面上の凝縮水滴を、空気吸い込み側斜め前方から観察した写真である。写真で示すように、800 rpm に比べ 1600 rpm の水滴は非常に細かく、水滴の流跡も多数である。

図4-13の上図は、遠心力により飛散する水滴をガラス面上のシリコン油膜で受止めた写真で、下図はその測定した平均径の結果である。800 rpm の飛散水滴径は 0.84mm であるのに対し、1600 rpm では 0.43 mm と約半分になり、 $\bar{d} \propto 1/N$ の関係にある。

図4-14は伝熱面上で凝縮した水滴にかかる力のバランスを考察したものである。上図はロータの空気吸い込み側で、下図は吐き出し側である。

吸い込み側では、水滴には周方向の力と遠心力および図示のような空気の流れ方向の力のバランスから、伝熱面表面より飛び出す方向に力が作用するものと推測できる。一方、吐き出し側では、伝熱面に沿った力が作用し、翼先端から水滴が飛び出す方向に力がかかる。すなわち伝熱面上ではあたかも水滴が掃除したかのように水滴の流跡を形成するものと推測される。

回転数が増加するに従い、伝熱面上より飛散する水滴径が小さくなり、その頻度も多くなり、また、回転数の増加と共に、表面にできた水滴による伝熱表面を掃除する頻度が高くなって、速いサイクルで伝熱抵抗となる水膜が取除かれることにより、次から次へと新しい伝熱面が形成されて、伝熱性能が促進される。このことは、一般のクーラや除湿機では、除湿量が多いほど、水滴もしくは水膜により伝熱性能低下が増加することに対して、この回転式熱交換では、逆に伝熱性能向上が促進されることを示している。

ただし、実用製品への適用にあたっては、飛散する水滴に対しては、水滴除去板などの工夫は考慮しなければならない。

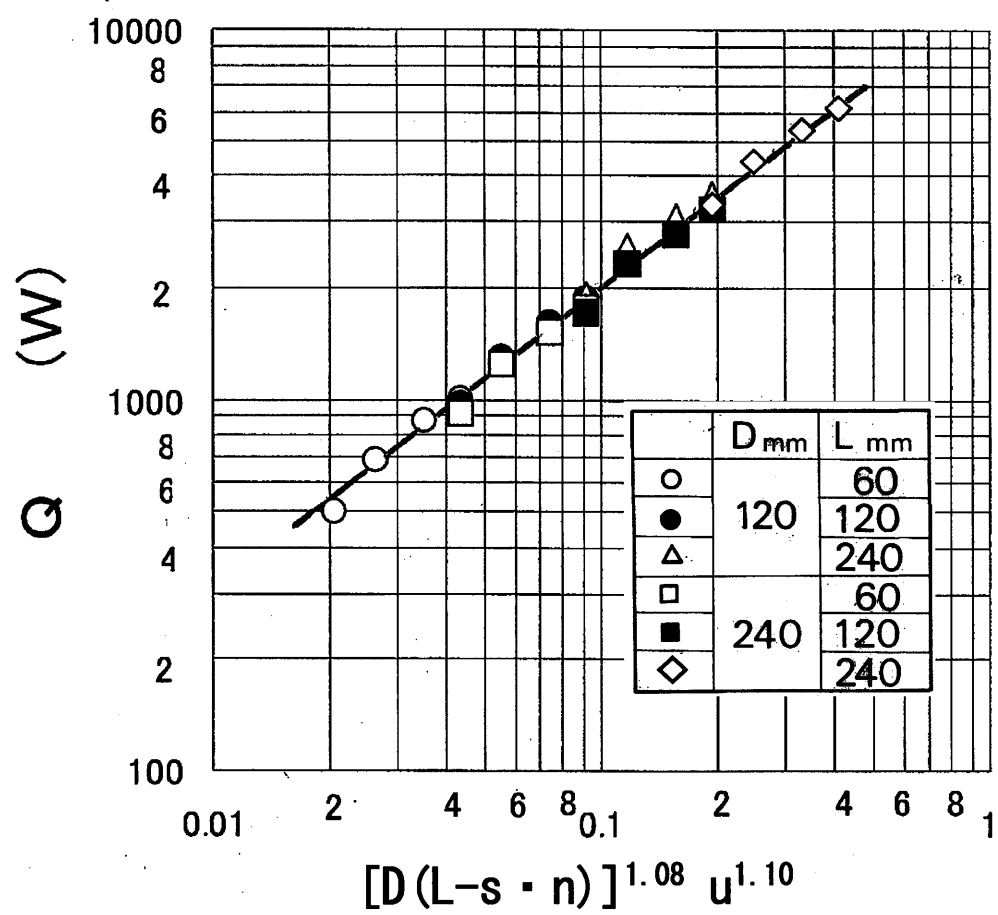


図 4 - 1 口一タ径・長さ と 放熱性能

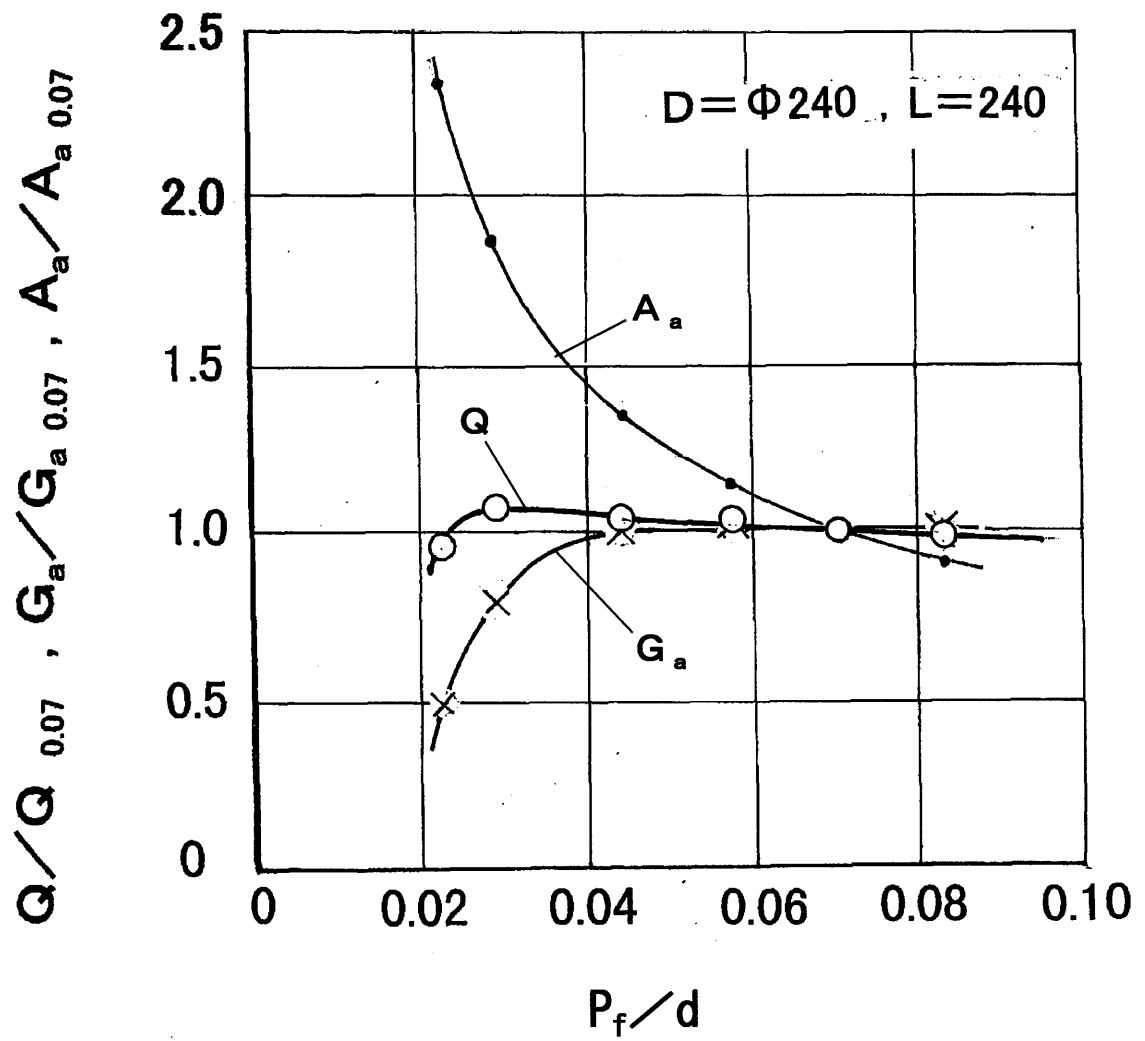


図 4-2 フィンピッチと放熱性能

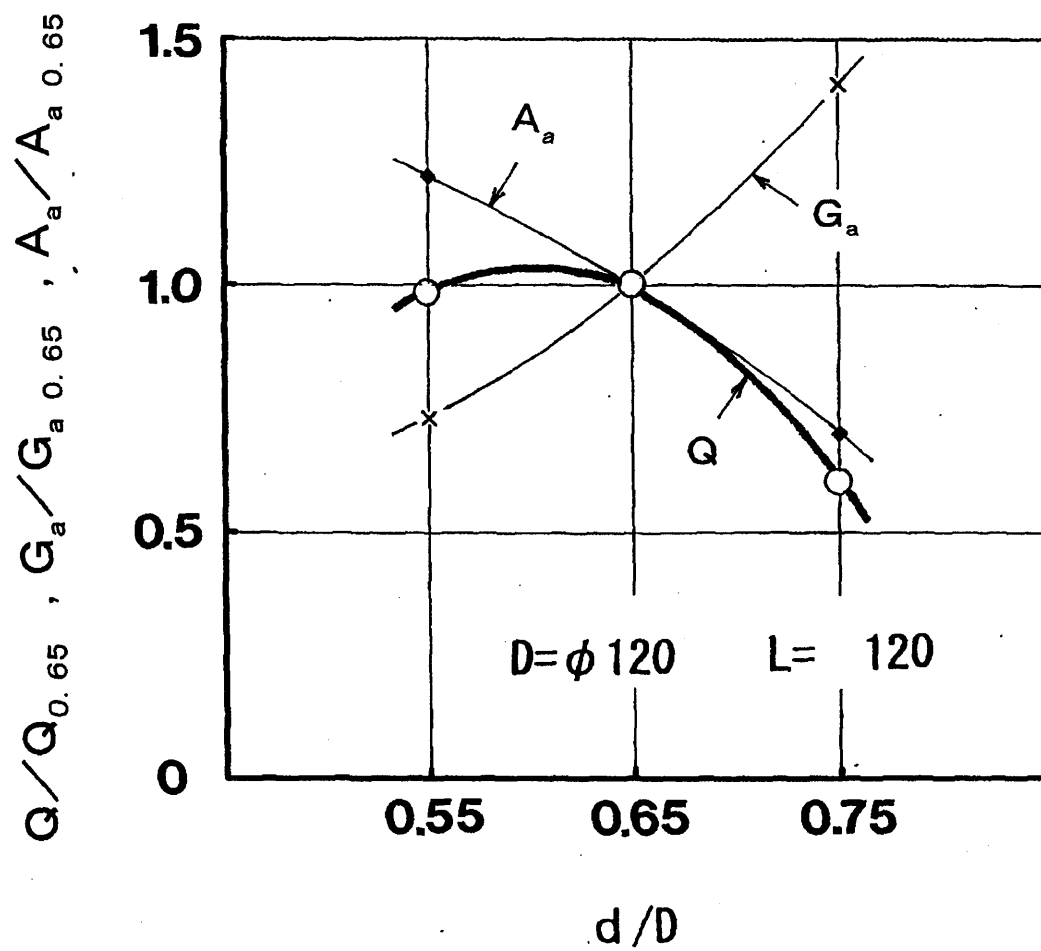
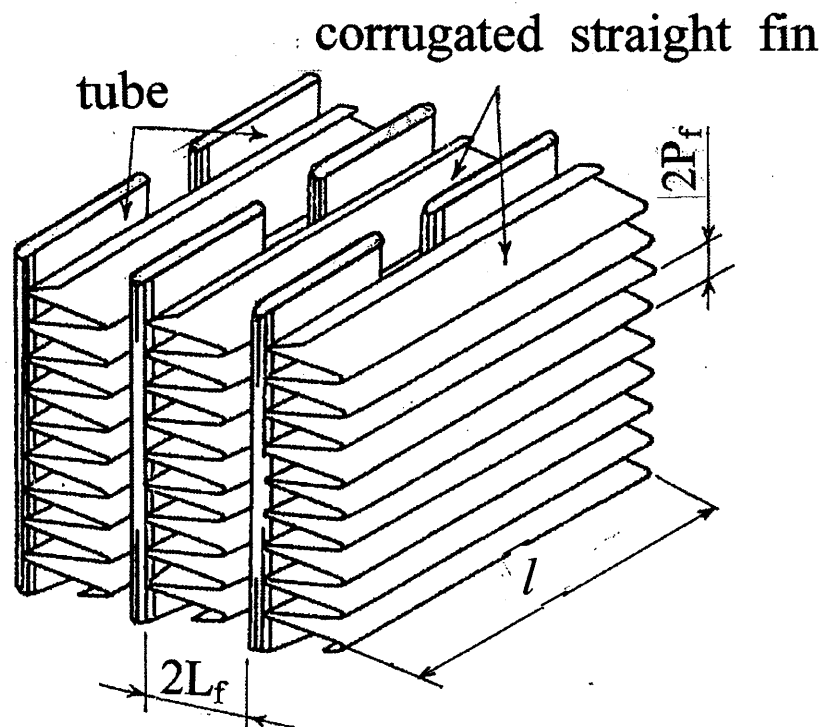


図 4 - 3 内外径比と放熱性能



d_e : Equivalent Diameter

l : Flow Path Length

R : Aspect Ratio

$$= 2L_f / (P_f + 2L_f)$$

図 4 - 4 コルゲーテッドストレートフィン付

熱交換器諸元の定義

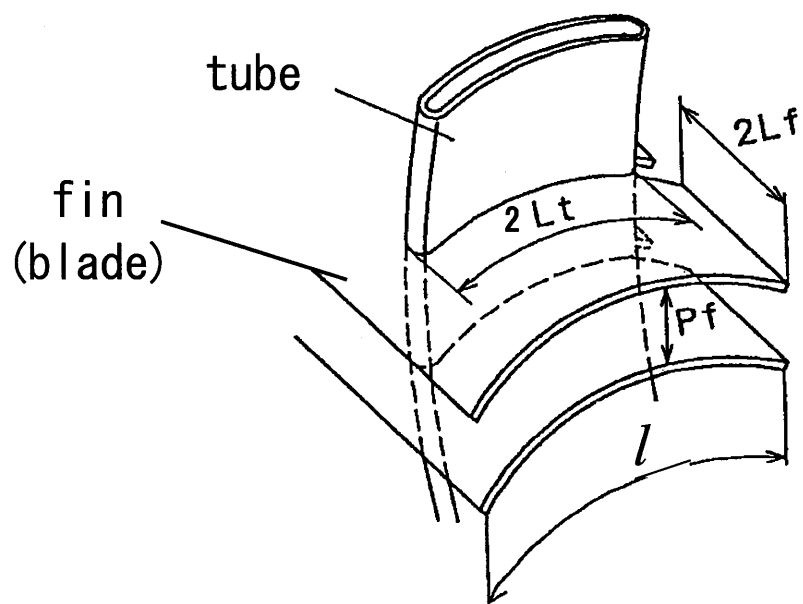


図 4 - 5 回転式熱交換器のフィン形状

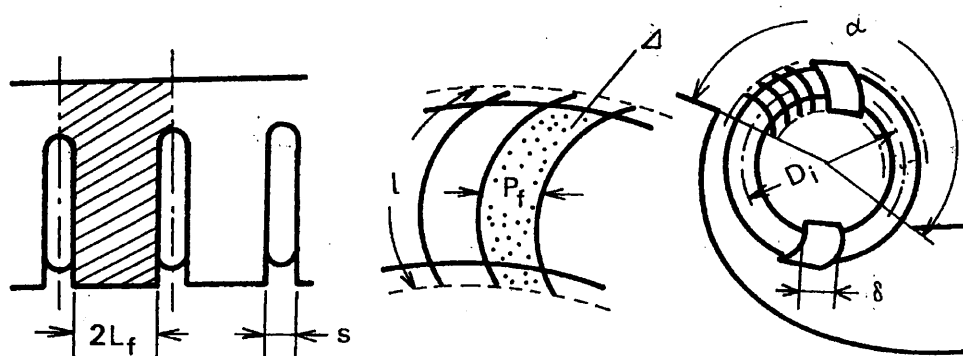


図 4 - 6 ロータおよびフィンの寸法記号

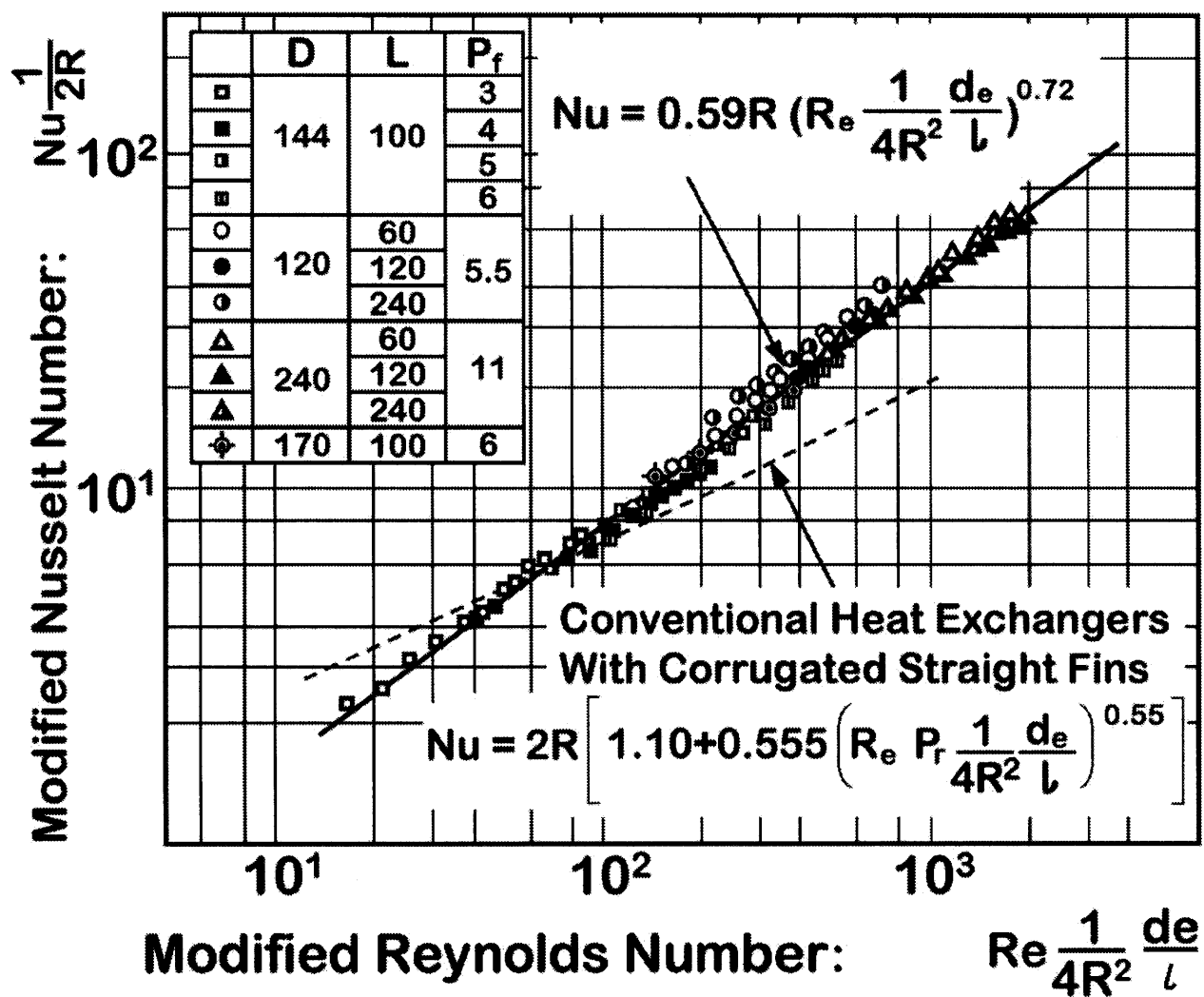


図 4-7 回転式交番流熱交換器と従来熱交換器の
平均熱伝達率の比較

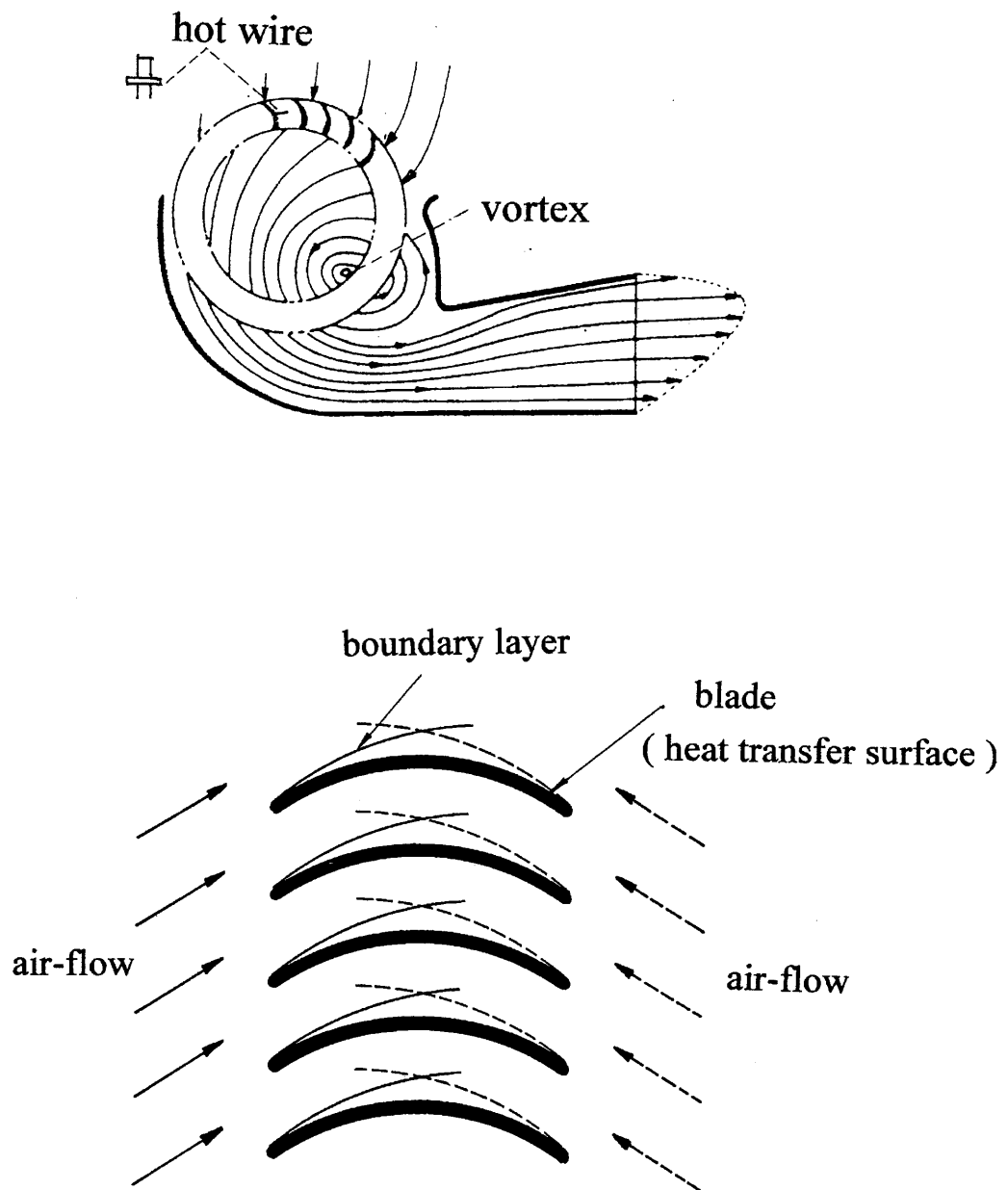


図 4 - 8 ロータ貫流および翼面上の空気流れ概念図

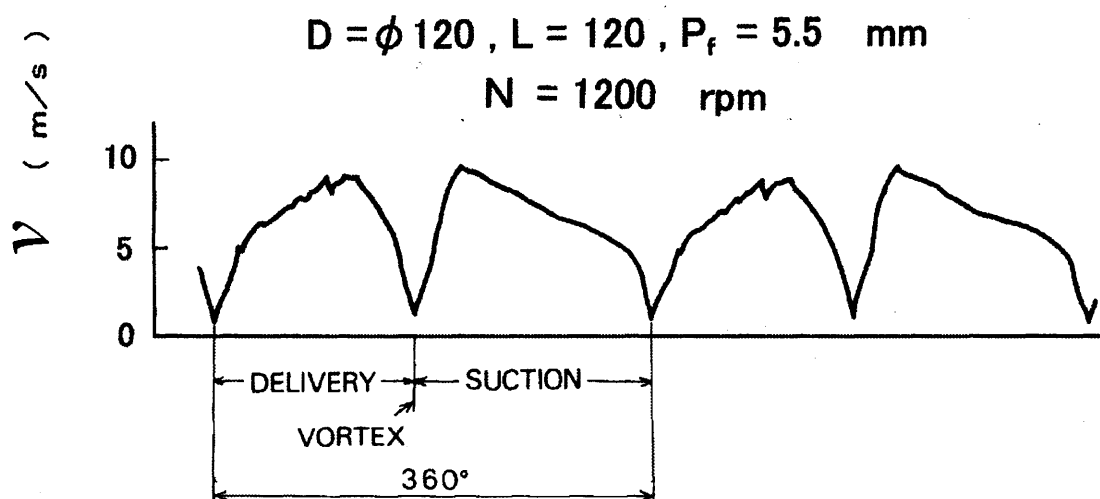


图 4-9 翼間風速分布

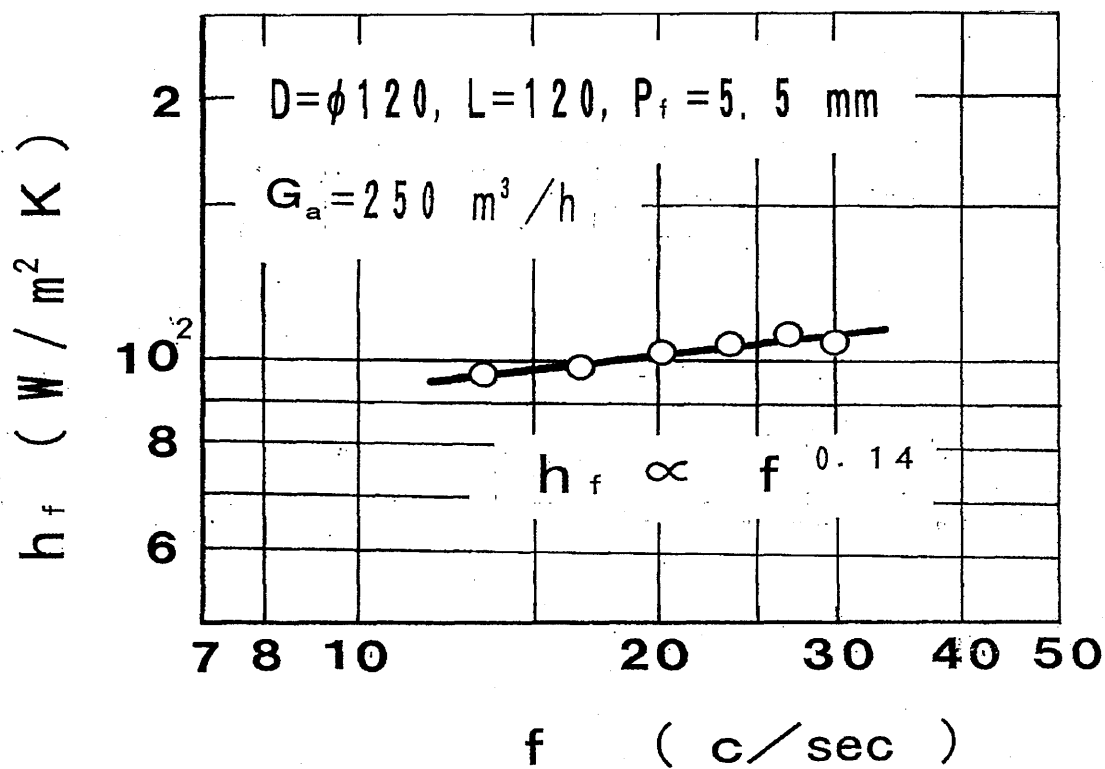


图 4-10 交番流効果

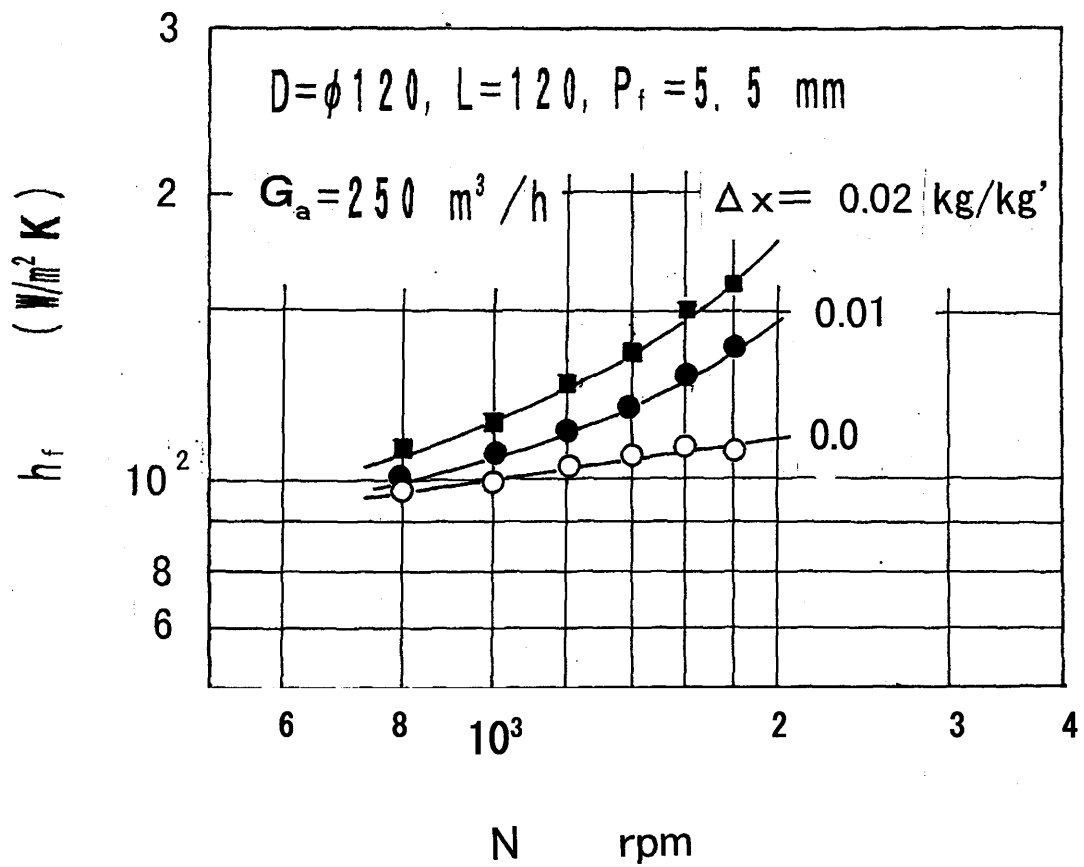
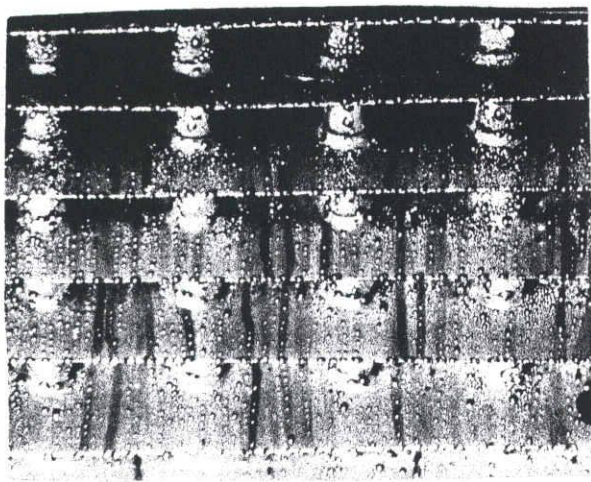
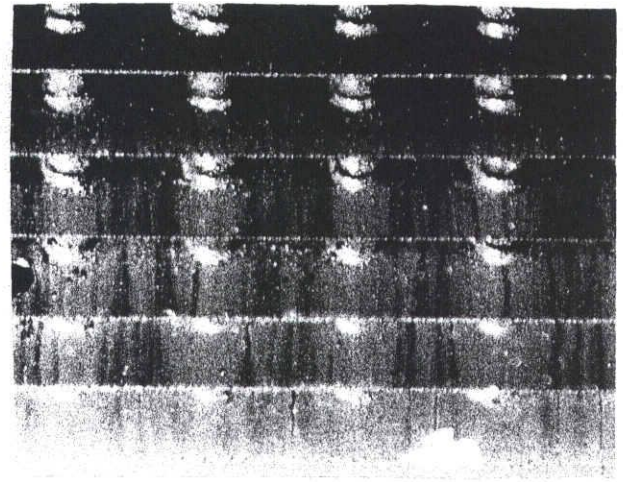


図 4 - 1 1 湿り伝熱面における交番流効果



800rpm



1600rpm

$$\Delta x = 0.01 \text{ kg/kg'}$$

図 4 - 1 2 伝熱面（翼面）上の凝縮水滴

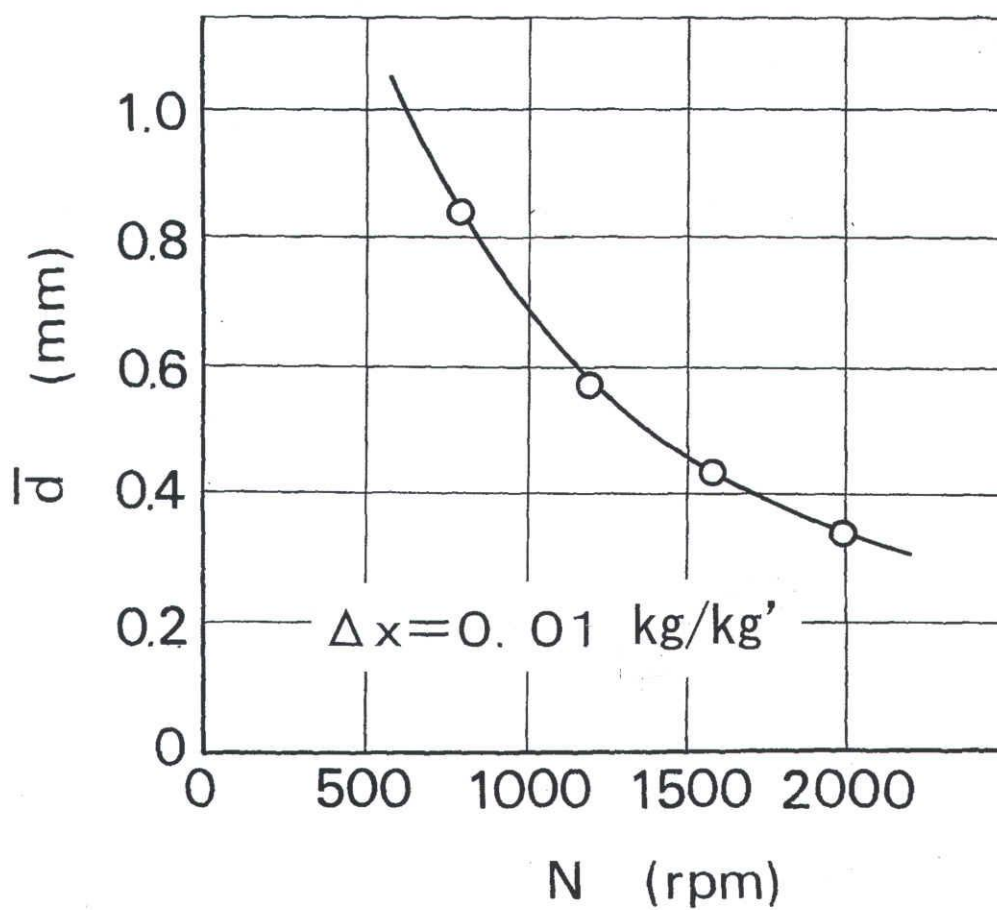
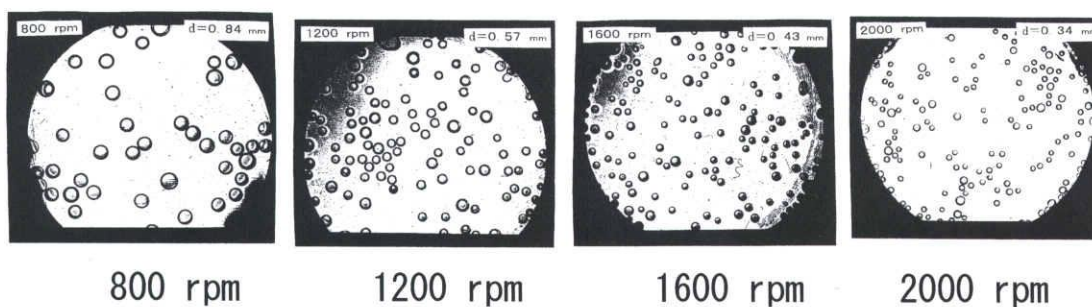
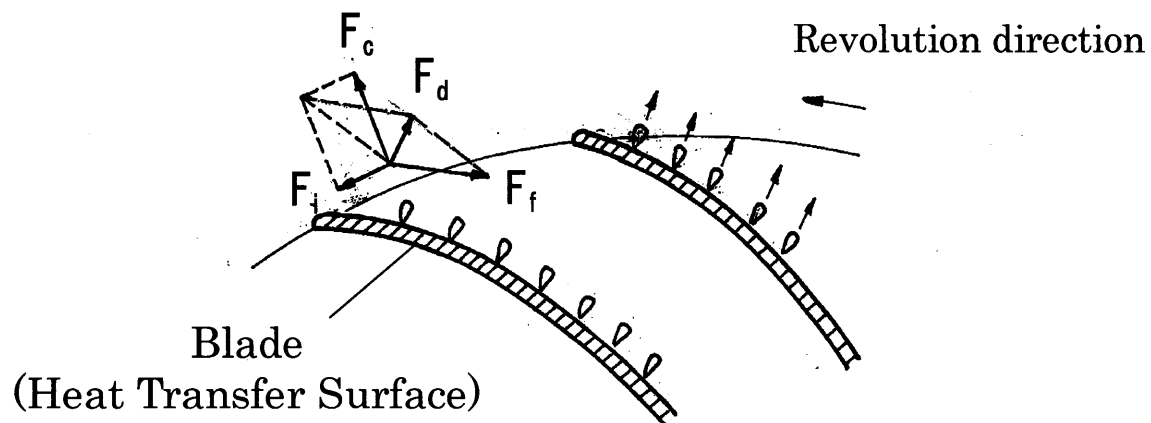
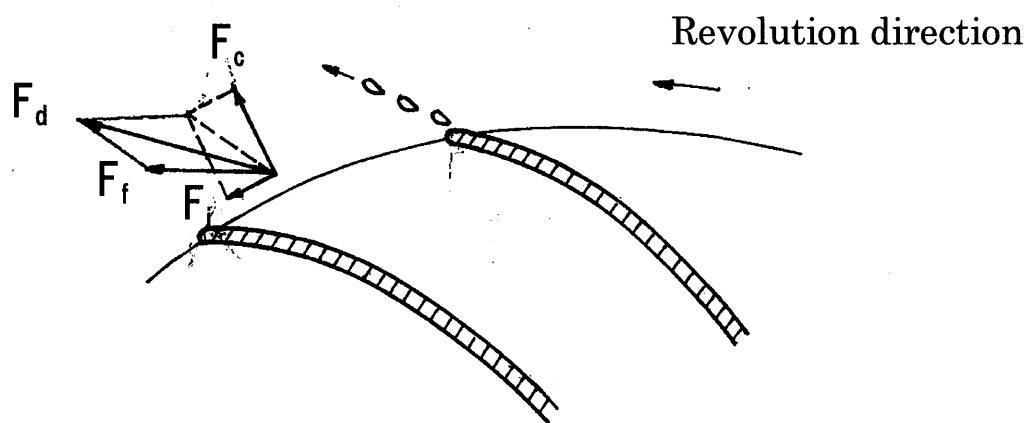


图 4-13 飛散水滴平均径



Rotor Inlet Side

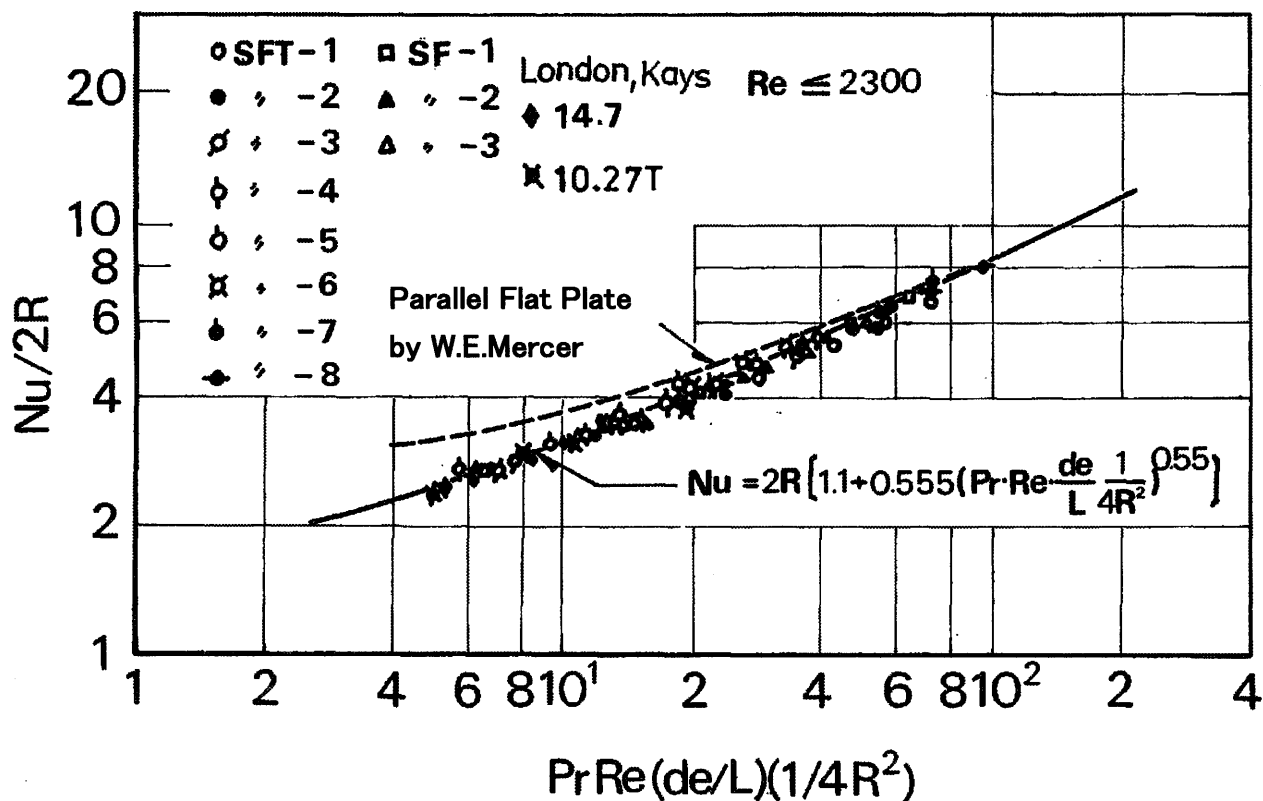


Rotor Outlet Side

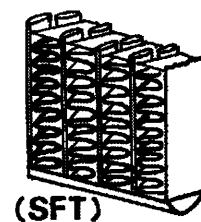
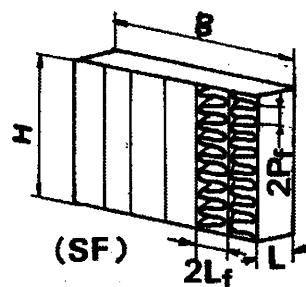
- F_d : Force to droplet
- F_f : Force by Airflow
- F_c : Centrifugal Force
- F_i : Inertia Force by Revolution

図 4 - 1 4 凝縮水滴にかかる力のバランス推定図

(by K.Fujikake)



NO.	L mm	2P _f mm	d _e mm	L/d _e	2L _f mm	S _f mm	2L _f /P _f	水管配列 H × B, mm
SF-1	24	3.8	3.10	7.74	10	0.08 Cu	5.26	80×100
SF-2	28	3.9	3.11	9.03	↗	↗	5.14	↗
SF-3	32	3.8	3.10	10.32	↗	↗	5.26	↗
SFT-1	26	4.0	3.13	8.31	↗	0.05 Cu	5.00	2×13水管2列 200×200
SFT-2	32	↗	↗	10.22	↗	↗	↗	↗
SFT-3	49	↗	↗	15.65	↗	↗	↗	2×13水管3列 200×200
SFT-4	66	↗	↗	21.09	↗	↗	↗	2×13水管4列 200×200
SFT-5	83	↗	↗	26.52	↗	↗	↗	2×13水管5列 200×200
SFT-6	32	3.1	2.43	13.17	↗	↗	6.45	2×13水管2列 200×200
SFT-7	↗	5.0	3.76	8.51	↗	↗	4.00	↗
SFT-8	↗	5.7	4.15	7.71	↗	↗	3.50	↗



付図 4-1 コルーゲテッドストレートフィン付

熱交換器の熱伝達率

第5章

ケーシングが回転する構造体 の ポンプ性能解析

5. 1 ポンプ作用の原理

この回転式交番流熱交換器は送風・熱交換・ポンプの3つの機能を持つが、この章では、そのポンプ機能について述べる。

図5-1の概念図に示すように、ロータに液を充満させ、角速度 ω で回転させると、半径 r での液体の総エネルギー（理論水頭 H ）は、液体自身が持つ回転エネルギーと遠心力によるエネルギーの和となり、次式となる。

$$H = \frac{(r\omega)^2}{2g} + \int_0^r \frac{\omega^2}{g} r dr = \frac{u_r^2}{g} \quad \dots\dots\dots (5-1)$$

ここで、 u_r は半径 r での周速度である。

図5-1の状態では、ロータ左右側通路の圧力が同じで、液の移動はできない。そこで、図5-2に示すように吐き出し側に回転しない固定案内羽根を取り付ければ、固定案内羽根部の圧力は、先端 r_0 の圧力で一定となり、吸い込み側と圧力差 ΔH を生ずる。この圧力差 ΔH はポンプの締め切り圧力に相当し、ポンプ作用を起こさせる。

一方、吸い込み側のロータと一緒に回転する回転羽根は液体に出来るだけ損失を少なくして、回転エネルギーを伝達するためのものである。

5. 2 固定案内羽根・回転羽根の形状と性能

一般のポンプは、羽根車が回転することにより液体に速度エネルギーを与え、羽根車を囲むケーシングによって、速度エネルギーを圧力エネルギーに変えてポンプ作用を起こさせるものである。しかし、この熱交換器のポンプ作用は、5. 1でも述べたように、一般のポンプのケーシングが回転するという特殊なものであるので、一般のポンプの設計法を適用することが出来ない。

さらに、この回転式交番流熱交換器は図1-1の構造図で示したように、液

流体を吸い込み側から導き、吐き出し側に流出させるのは、ヘッダータンク 2, 3 の各々 1 個の開口穴だけの、特殊な流れの経路をもつ構造体である。

そこで、この熱交換器のポンプ作用の原理を有効に働かせるために、吐き出し側の固定案内羽根と吸い込み側の回転羽根形状を種々変えて、実験的に検討した。

5. 2. 1 固定案内羽根形状とポンプ性能

図 5-3 の A 形は固定案内羽根の外径 がロータの内径と同じにしたもので、B 形はヘッダータンクの開口穴からの流液を吐き出し側に流動し易くするために、側壁の一部が開放している、いわゆるオープンインペラ部を持つものである。締め切り圧に相当する ΔH は、A 形の ΔH_A に対し、B 形の ΔH_B の方が大きくなる。実際の羽根形状を図 5-4 に、またそのポンプ特性を図 5-5 に示す。

ここで、 $\Psi = H / (u_2^2 / g)$, $\Phi = G_w / (A_w u_2)$, u_2 : ロータ外周での周速度, A_w : ヘッダータンクの開口面積である。B 形は A 形より、締め切り揚程は 40% 増、全開流量も 80% 増と、優れた特性となった。

なお、ここで吸い込み側の回転羽根は後述する図 5-6 の形状 I を用いた。

5. 2. 2 回転羽根形状とポンプ性能

図 5-6 は、図 5-4 の回転羽根形状を中心に図中 I から VII のように種々ガイド形状を試行錯誤的に変化させた時の回転数と全開流量の関係である。羽根部の網掛け部で示す開口部に向けて、いかに損失を少なくして誘導させるかが重要となる。開口部近くに流入し易くするためのガイドベーンを設けた形状 I のものが、一番良い結果を示した。なぜこの形状がよいのかを油膜法 (T_iO_2 を

10 g に対し、ギアオイル（#90）を 7.5 c c の割合で混合し、測定面に薄く塗布し、10～15 分回転させた後、観察する）を用い、形状 V と比較して可視化した。その油膜の様子をスケッチしたのが図 5－7 である。形状 V の場合、流路 1，2 の流れの一部が直接開口部に流れ込むが、その他は外周を循環する流れとなっている。一方形状 I は、ガイドベーンがあるために流路 1，2 の流れのほとんど全てが直接開口部に流れ込んでいる。

また、羽根板の全くない黒丸印のものに比べ、4～5 倍の流量となった。なお、ここで固定案内羽根は前述の B 形を用いた。

5. 3 外部寸法のポンプ性能への影響

ポンプ特性に及ぼす寸法要因として、中空軸内径 d_2 ，固定案内羽根の内幅 b ，羽根車長さ L ，回転羽根の内幅 E およびヘッダタンク入口面積 A_i の影響を調べた。

図 5－8 は表 2－1 のロータ No 7 ($D = \phi 120 \text{ mm}$, $L = 120 \text{ mm}$, $p_f = 5.5 \text{ mm}$) での液側流路の基準寸法 b_0 , E_0 , A_{i0} , d_{20} , L_0 を定めて、個々の寸法を変化させ、吐き出し流量の影響を調べたものである。各部の寸法とも、ある寸法以下で急激に流量が減少する領域が存在する。例えば、ロータ長さ L では $L/L_0 = 1.0$ 以下で流量が急減する。これは L が短くなるとヘッダタンクに接合される偏平水管の数が減少し、ヘッダタンクから水管への流路断面積の合計がこの回転式熱交換器の流路の最小断面積となるためである。

そこで、図 5－8 の基準流路のなかで、最小断面積である $A_{i0} = 305 \text{ mm}^2$ を基準とした面積比で再整理すると図 5－9 となる。ここで横軸の A_x はそれぞれの寸法の流路断面積である。この図より、流量が減少する寸法は、流路の最小断面積となる $A_x/A_{i0} \leq 1$ であることがわかる。

ただし、回転羽根の内幅 E だけは、その傾向が異なるが、流体が中空軸から

ヘッダタンクの流入口へ流入する際に複雑な流れをするため、単純に断面積のみでは定まらないためである。

5. 4 ポンプ性能と放熱性能

この熱交換器のポンプ性能が、熱交換器として十分なものか確認するために、ロータ No 7 ($D=\phi 120 \text{ mm}$, $L=120 \text{ mm}$, $p_f = 5.5 \text{ mm}$) について、液流量 V_w と放熱量 Q の関係を調べた。

流入空気温度を 20°C 、流入水温度を 80°C として、空気側熱伝達率は式 4-9 から求め、液側熱伝達率は管内層流熱伝達の次式を用いて、低流量域から高流量域まで算出した。

$$Nu_w = 3.65 + \frac{0.0668 \left(\frac{d_e}{l} \cdot R_e \cdot P_r \right)}{1 + 0.04 \left(\frac{d_e}{l} \cdot R_e \cdot P_r \right)^{2/3}} \dots\dots\dots (5-2)$$

その計算結果を図 5-10 に示す。液流量が 15 l/min 以下では放熱量が急激減少するが、それ以上では、放熱量に与える流量の影響は少ない。 1600 rpm の場合を例とすると、図 5-6 より形状 I は 38 l/min であり、そのときの送風量 G_a は約 $340 \text{ m}^3/\text{hr}$ であるので、熱交換器として十分なポンプ特性であると言える。

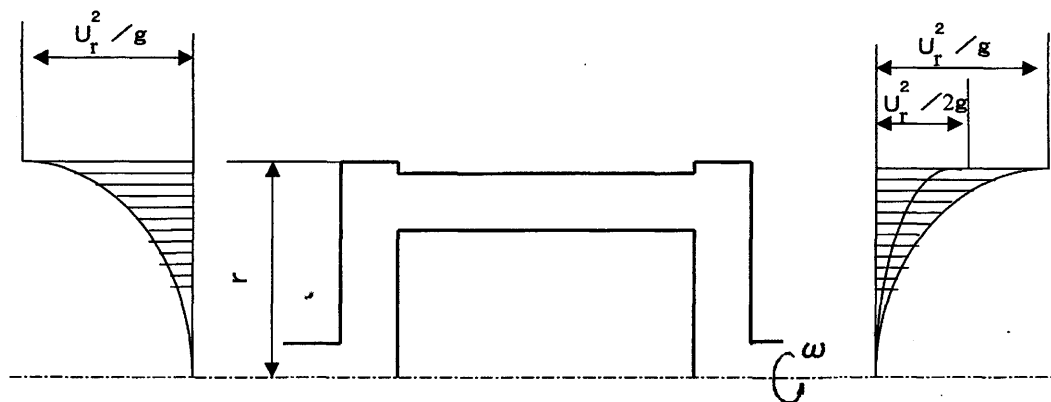


図 5 - 1 ロータ内の圧力分布（固定案内羽根のない場合）

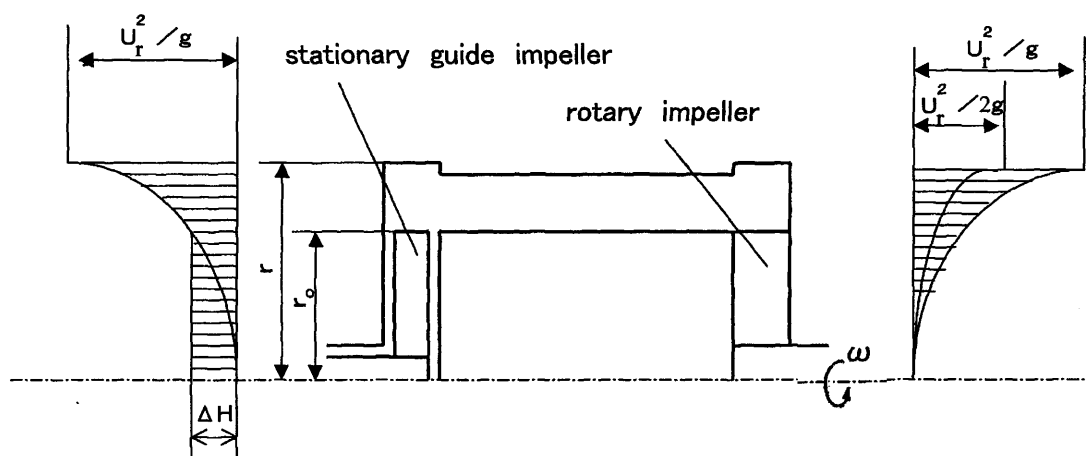


図 5 - 2 ロータ内の圧力分布（固定案内羽根のある場合）

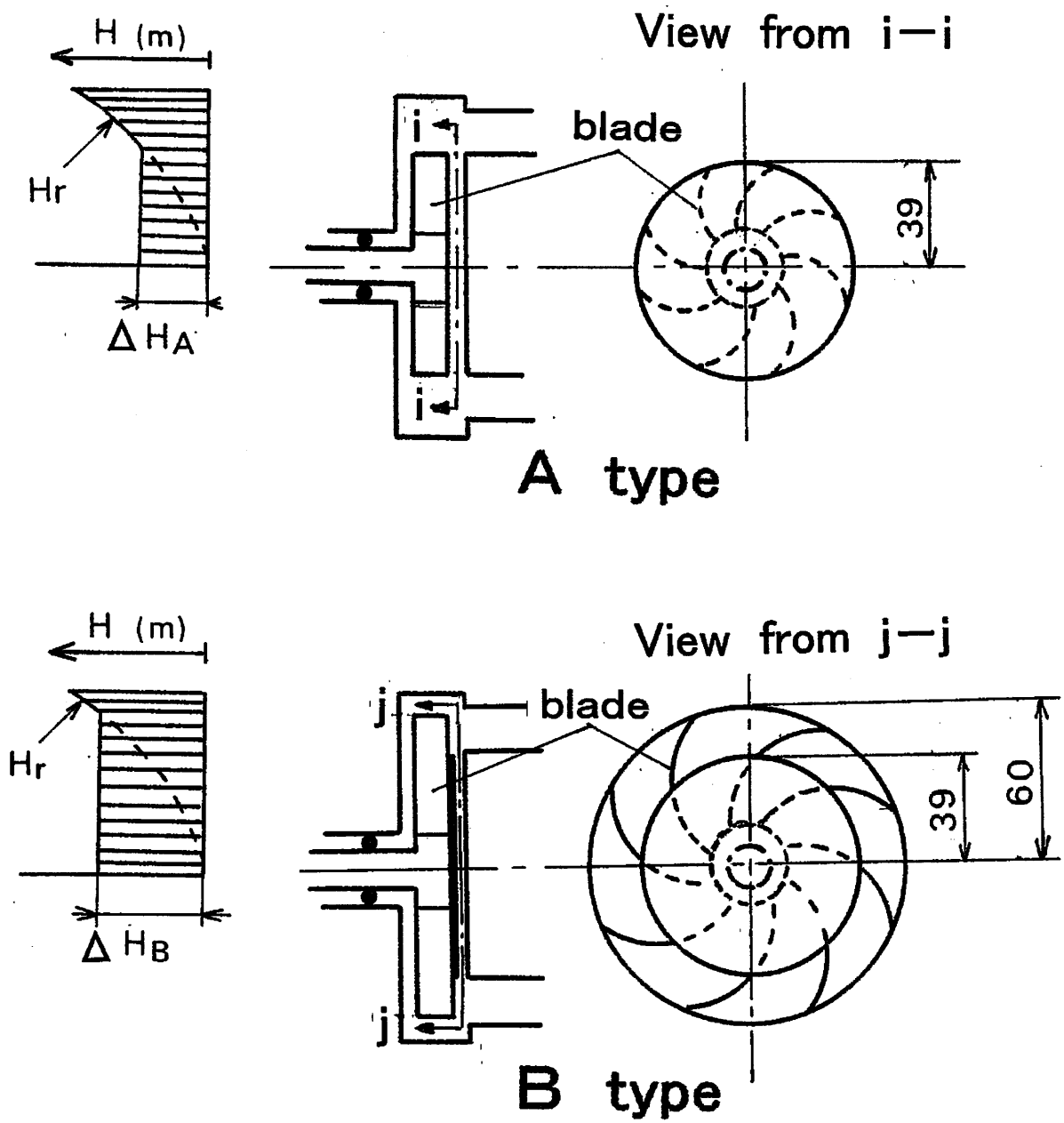


図 5 - 3 固定案内羽根形状差による圧力分布概念図

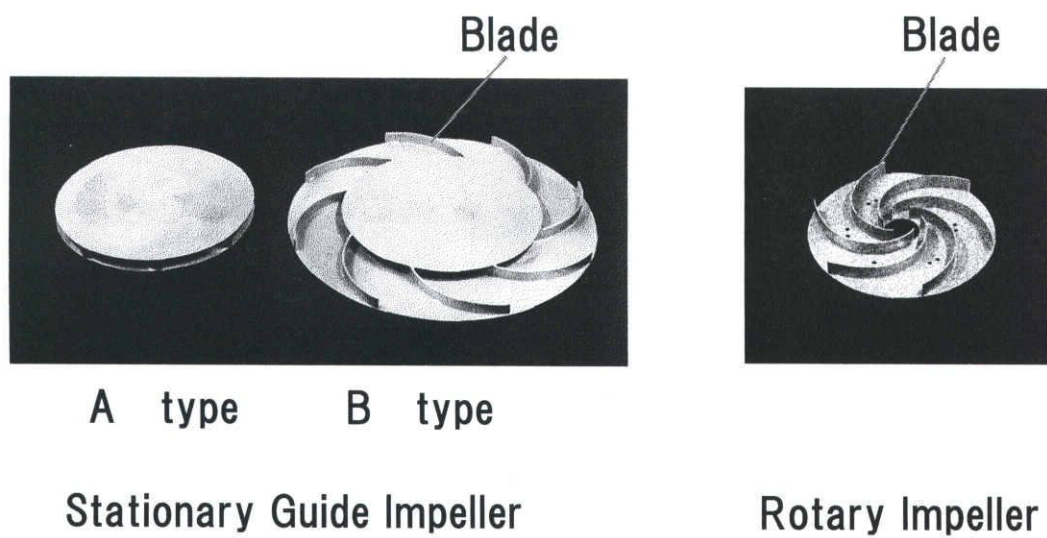


図 5 - 4 固定案内羽根形状および回転羽根形状

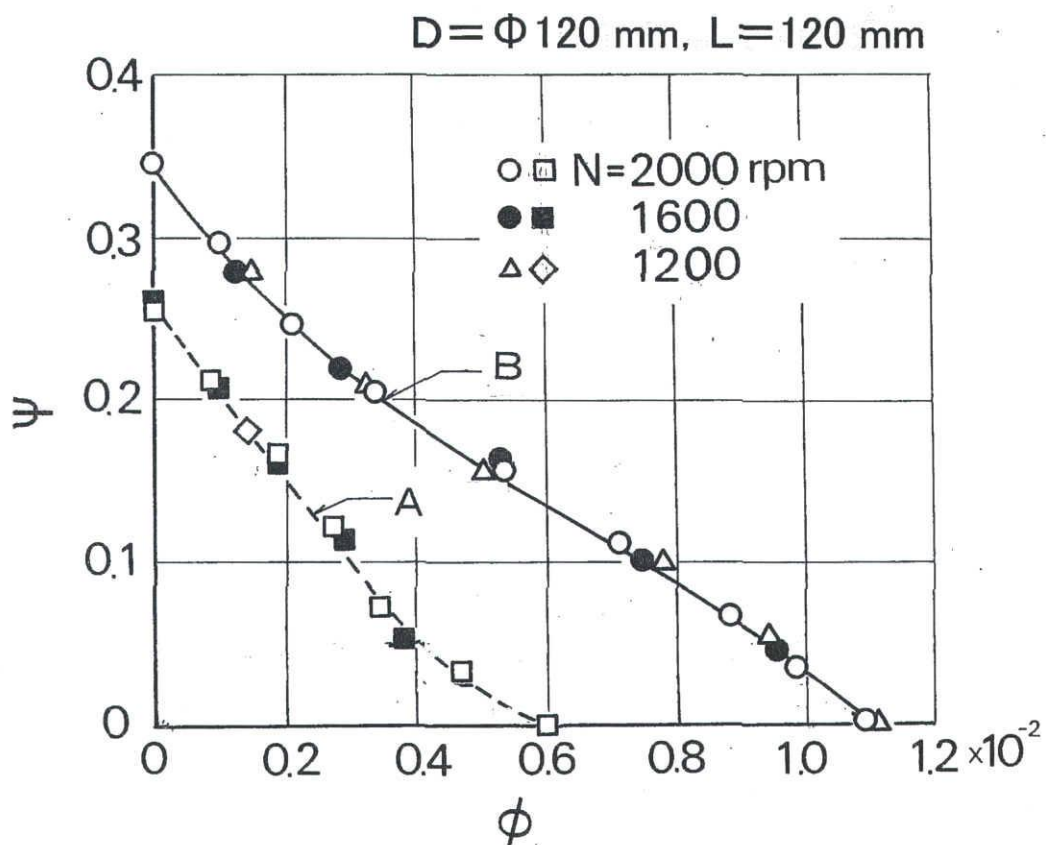


図 5 - 5 固定案内羽根形状差とポンプ特性

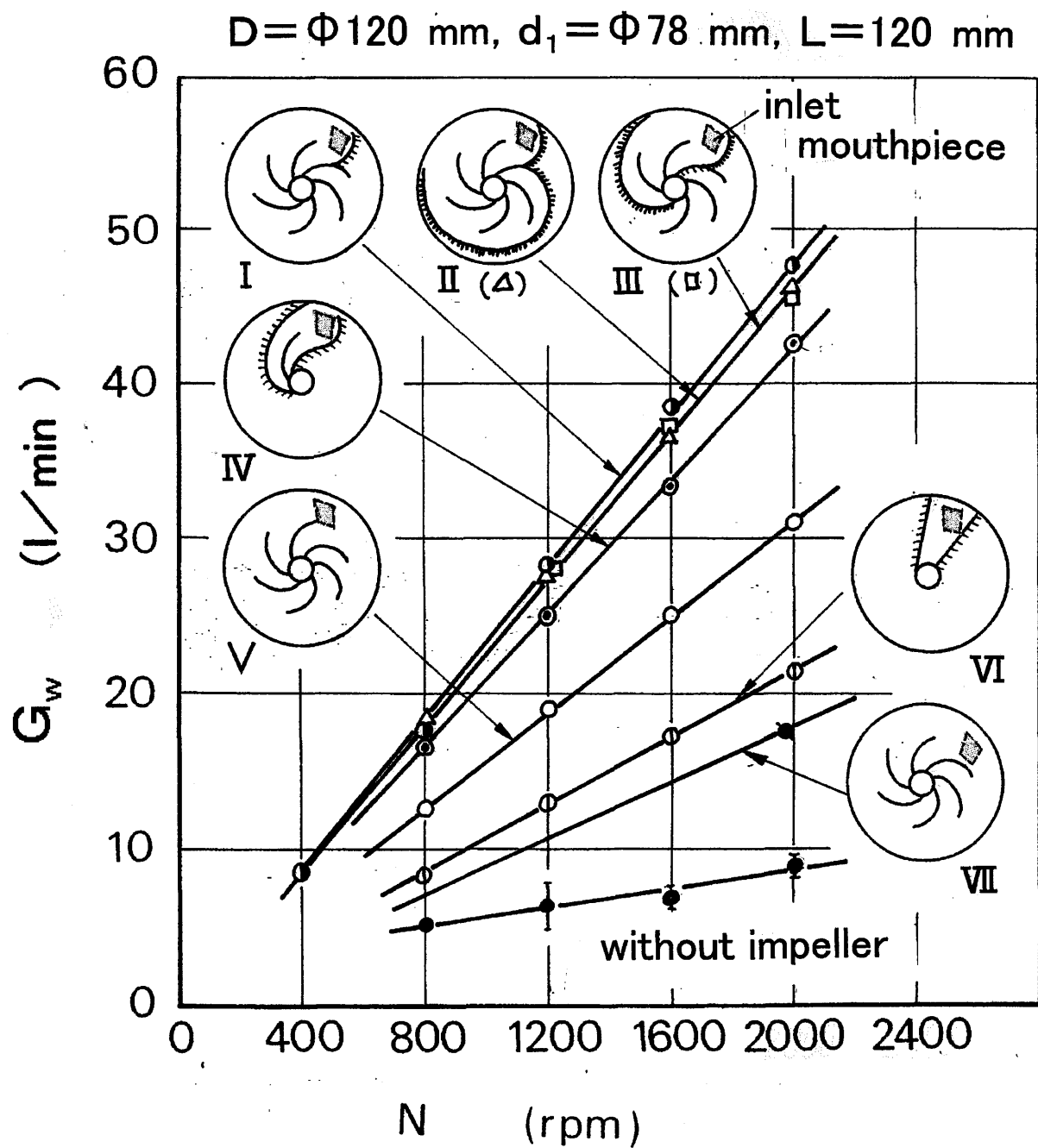
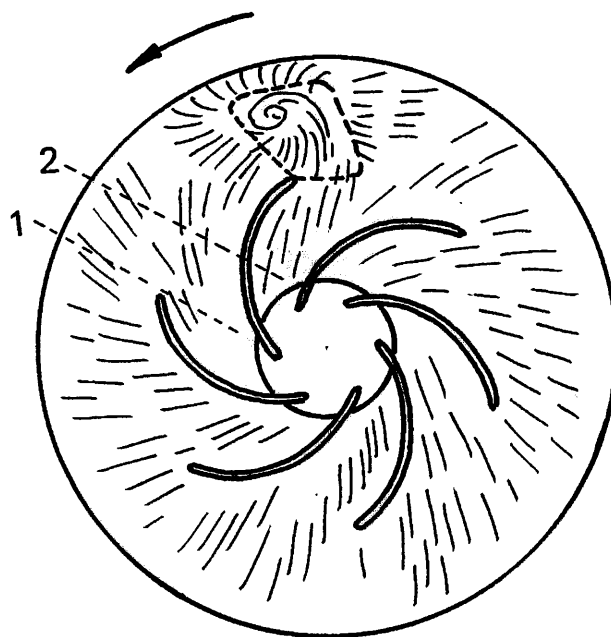


図 5-6 回転羽根形状とポンプ流量

V type



I type

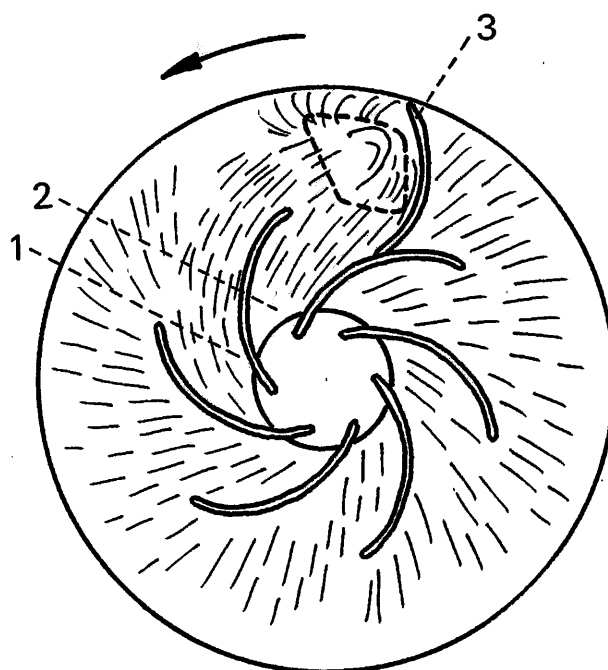


図 5 - 7 油膜法による回転羽根と開口部間の流れ観察

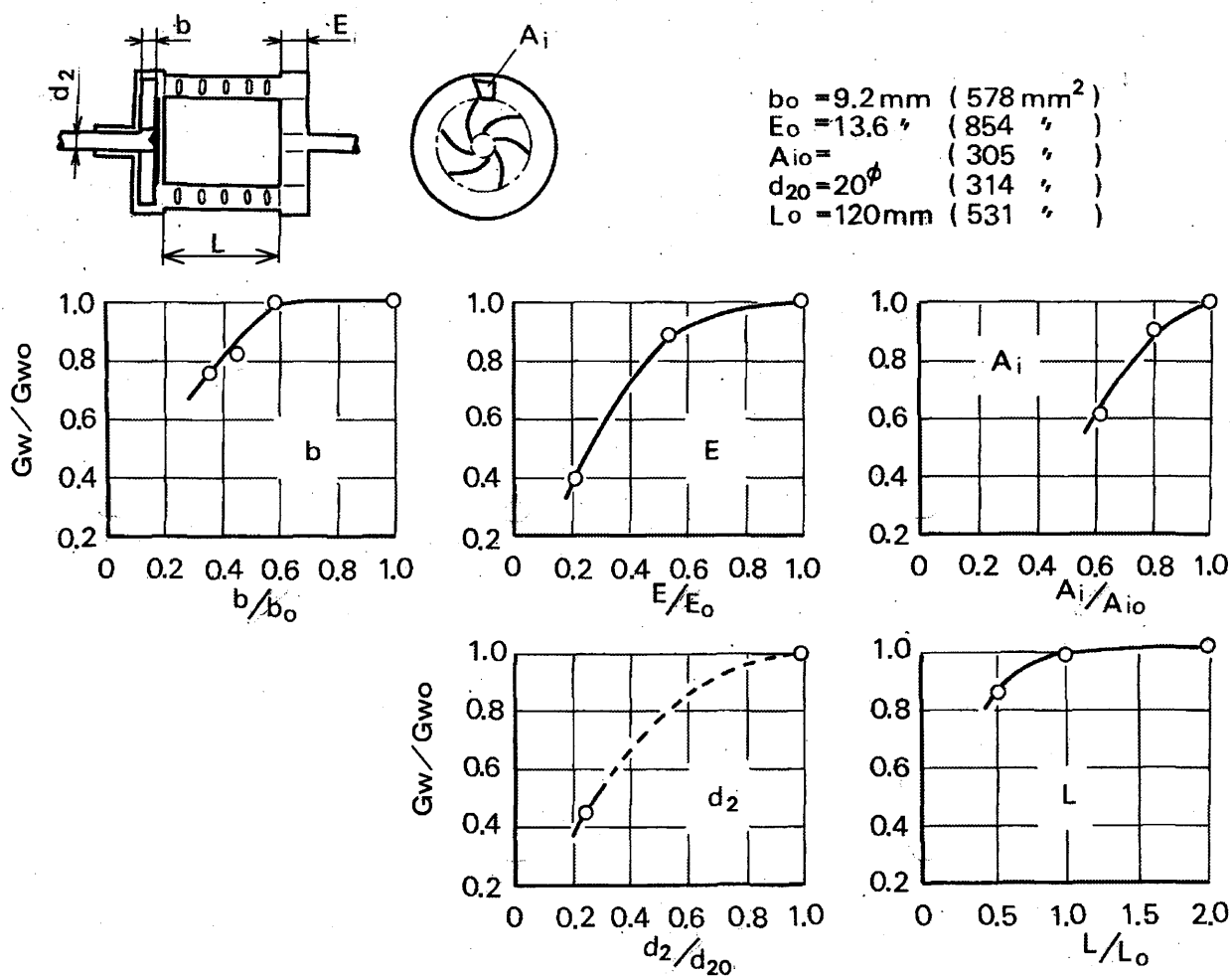


図 5-8 各部流路寸法とポンプ流量

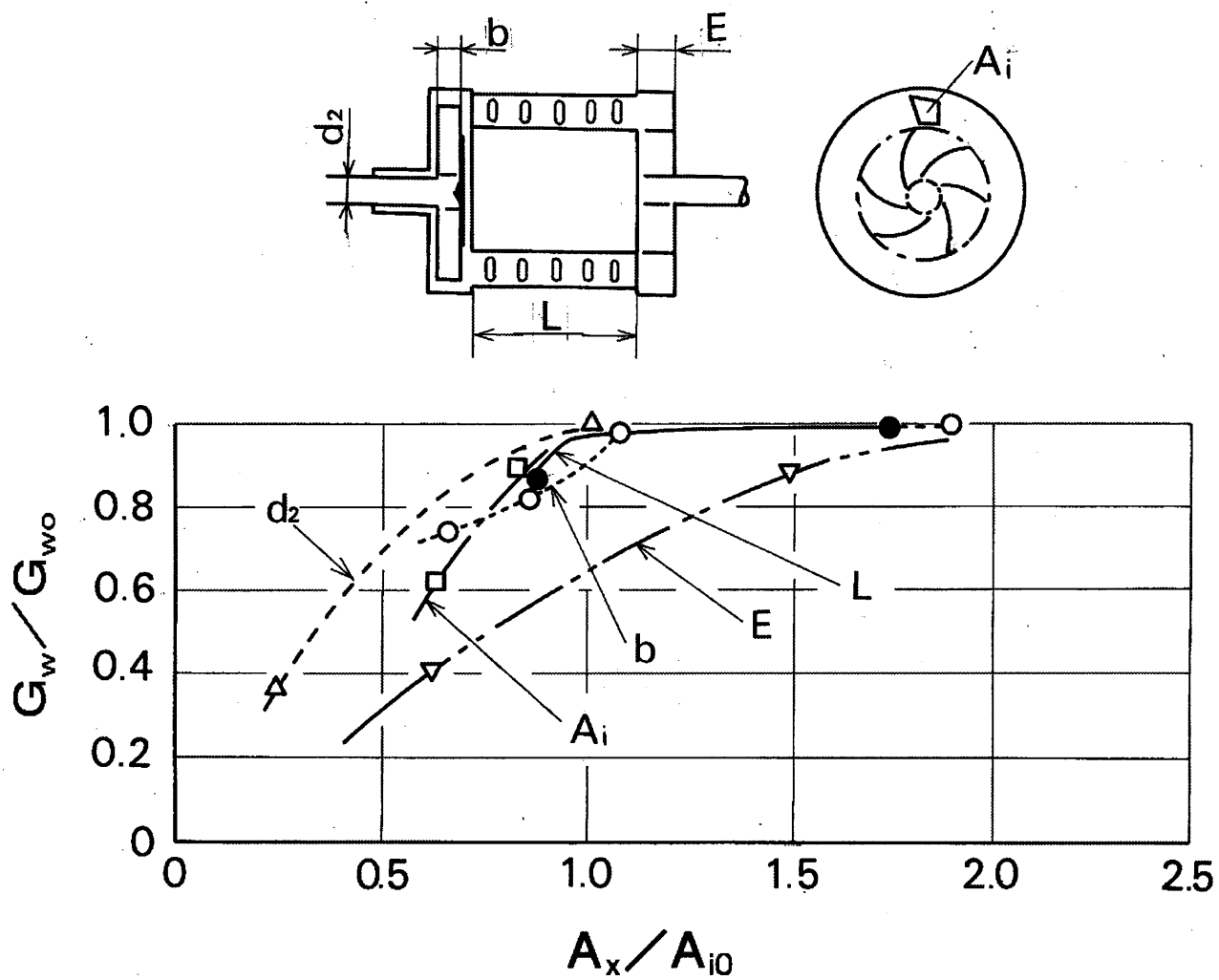


図 5 - 9 各部流路面積とポンプ流量

$D = \phi 120, L = 120 \text{ mm}, P_f = 5.5$

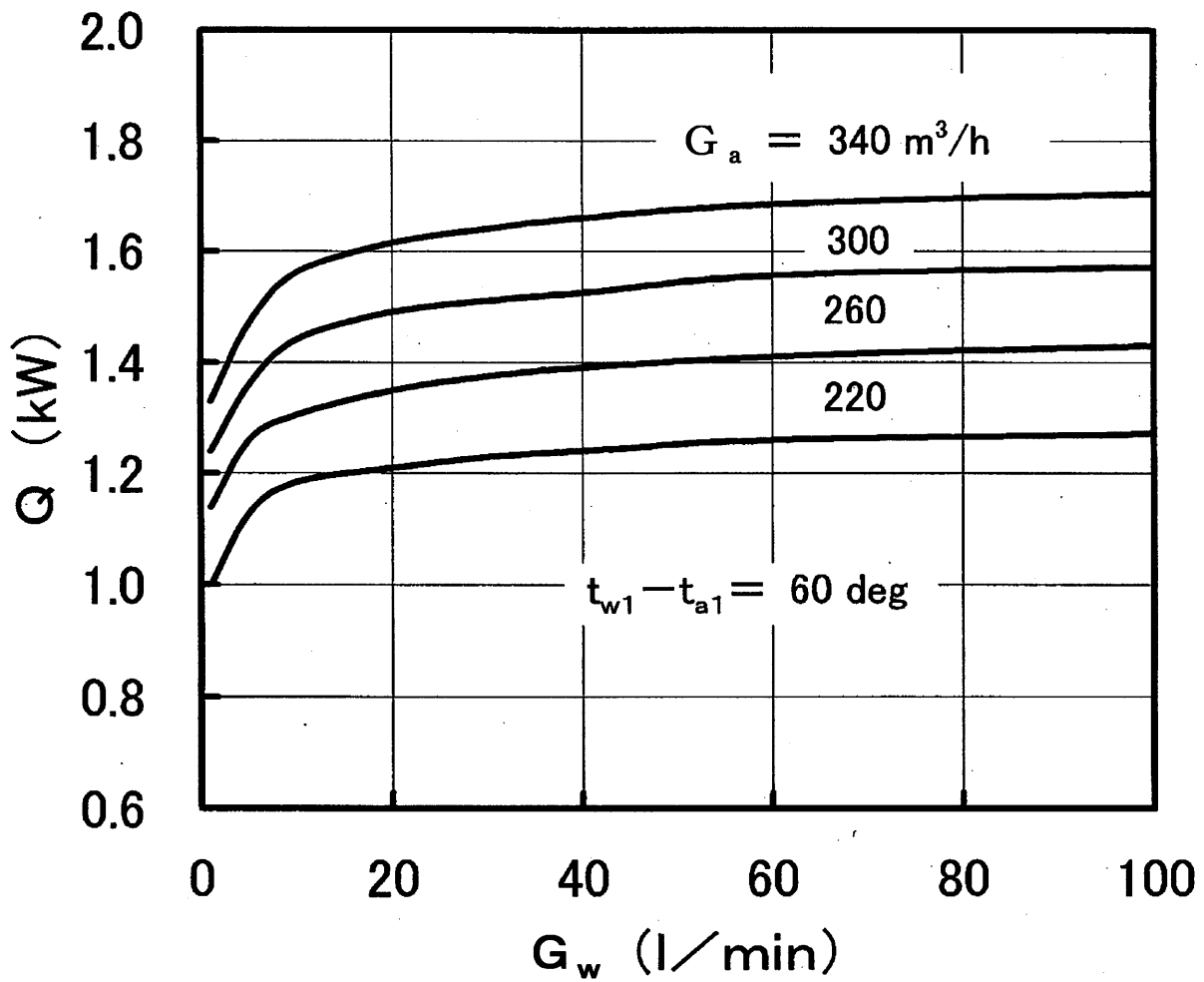


図 5 - 1 0 ポンプ流量と放熱性能

第6章

研削盤用オイルクーラへの応用

6. 1 オイルクーラへ適用の背景

工作機械用のオイルクーラは、一般にストレートフィン付き熱交換器とファンを組み合わせたものを箱の中に収め、そのファンによる冷却空気の吸い込み側に粉塵を除去するためのフィルタを設置したものが多く使われている。例えば、自動車エンジンのクランクシャフトの研削盤用オイルクーラは、研削盤のオイルミスト、研削砥石粉、細かい金属紛さらに空気中の塵などが浮遊している工場で稼動している。多数の研削盤が稼動している工場内はほとんど無人ではあるが、このような環境の中でオイルクーラの空気吸い込み側のフィルタは短期間に目詰まりを起し、伝熱面であるフィンやチューブも汚れ、そのオイルクーラの性能を維持するために、フィルタの洗浄・交換、熱交換器の洗浄などの保守点検には多くの労力が使われている。

そこで、回転体であることから伝熱面への浮遊物質の付着を防止でき、保守・点検が容易にできる可能性があること、また、送風・熱交換・ポンプの3機能を持つことから高性能で小型化が期待でき、低騒音化も期待できることから、研削盤用オイルクーラへの回転式交番流熱交換器の適用を試みた。

6. 2 回転式オイルクーラの設計

6. 2. 1 設計目標値

現在使われているストレートフィン付き熱交換器&ファンとの置き換えを前提に次の値を設計目標値とした。

放熱性能 (Q)	:	2 6 5 0	W
循環油量 (V_o)	:	1 0	l/min
吸い込み空気温度 (t_{a1})	:	3 0	$^{\circ}C$
吸い込み油温度 (t_{o1})	:	6 0	$^{\circ}C$
騒音 (周囲 1 m) (SPL)	:	7 0	$dB(A)$

6. 2. 2 設計概要および試作品の性能測定結果

数回の予備計算および製作上・搭載上の問題点を考慮した上で、外観の概要を定め、式 (3-6) の送風量整理式、式 (4-9) の空気側平均熱伝達率の無次元数であるヌッセルト数などの整理式を用いて、設計目標値を成立させる熱交換器の仕様を決めた。油側の熱伝達率は、自動車用オイルクーラで算出した実験式を用いた。騒音は式 (3-10) より推定した。

設計した回転式オイルクーラの外観を図 6-1 に示す。ロータの外径は $D = 190 \text{ mm}$ 、内径 $d = 110 \text{ mm}$ 、フィンピッチ $P_f = 6 \text{ mm}$ および長さ $L = 295 \text{ mm}$ である。ケーシングと組み合わせた外観図を図 6-2 に示す。

また、実際に、この設計に基づいて試作した回転式オイルクーラの写真を図 6-3 に示す。

設計目標値と計算結果および試作品での性能試験結果を表 6-1 に示す。回転数 1300 rpm で、目標の放熱性能が得られた。

なお、騒音測定結果のカッコ内は図 3-2 の標準ケーシングでの結果で、騒音推定整理式 (3-10) から算出した値とほぼ同等であったが、目標値に比べ高い値であった。そこで、目標値に近づけるために、シンプルな標準ケーシング形状を無視して種々検討し、図 6-4 の示すように、ケーシングの一部の板厚を厚くすることで、騒音の目標値を達することができた。

比較のため、ストレートフィン付き熱交換器&ファン式オイルクーラの性能値も併記した。この表で明らかなように、同一性能で回転式オイルクーラは、ファン式に対し、消費動力値は 80 %、騒音値は - 9 dB(A)、であり、サイズ 40 %とコンパクトにでき、実用上の有意性が実証できた。

6. 3 実工場での長期運転結果

長期運転における性能劣化程度を調べるために、自動車エンジン用クランクシャフトの無人研削工場の研削盤に、現在使われているストレートフィン付き熱交換器&ファン式オイルクーラと回転式オイルクーラのそれぞれの新品を、同時に同じ場所に装着し、同じ条件で連続運転した。

図 6 - 5 は長期運転による送風量の減少を回転式とファン式について比較したものである。回転式は、4 ヶ月で、送風量は新品時の 70 %に、放熱量は 80 %低下するが、7 ヶ月後には送風量は 76 %に、放熱量は 86 %と回復している。これは回転式の送風翼に付着した泥状ダストの堆積層がある程度の厚みまで成長すると遠心力により部分的に離脱し飛散するからである。一方、ファン式は 4 ヶ月で送風量は新品時の 40 %に、放熱量は 60 %と極端に性能は低下した。このファン式は 4 ヶ月毎にフィルタと熱交換器部の清掃の保守が実施されている。

図 6 - 6 はファン式オイルクーラの新品と 4 ヶ月連続運転後のフィルタの拡大写真である。4 ヶ月連続運転後のフィルタはほとんど泥状物質で目詰まりし、わずかに小さな通気孔が残っている程度である。図 6 - 7 はフィルタを取り外して写した新品と 4 ヶ月連続運転後の熱交換器部の写真である。連続運転後はプレートフィン自体もかなりの目詰まりを起し、通風量の減少のみならず、伝熱面も汚れている。

図 6 - 8 は回転式オイルクーラの新品と 4 ヶ月連続運転後の伝熱面でもあ

る送風翼部の写真である。回転式の場合、連続運転後でも翼の背面にはほとんど泥状物質は付着していない。これは湿り伝熱面での図4-14の凝縮水滴にかかる力のバランス推定図でも考察したように、翼の背面には付着しない力が働くためである。一方、翼の腹面では、物質にかかる遠心力が逆に付着するように作用するため、写真のように約0.5mmの厚さの付着物質が観察される。ただし、翼端に所々白く光って見えるのは付着層が一部はがれ、飛び散った跡である。そして、7ヶ月後には、その跡が多く観察された。これが図6-5で示した7ヶ月後に送風量が70%から76%に、放熱量が80%から86%に回復する原因である。

このことから、回転式はオイルクーラの目詰まり性にも優れ、メンテナンスフリーが実現でき、保守点検性に優れた熱交換器であることが実証できた。

図6-9に研削盤上に回転式オイルクーラを配置した時の検討例を示す。図6-3の試作品の写真は、回転式オイルクーラ駆動用のモータを取り付けているが、表6-1の実測値で示すように消費動力はオイルポンプ駆動モータの定格出力7.5KWに比べて、ほんのわずかの160Wであるので、図に示すように、オイルポンプ駆動モータ動力からベルトを介して取り出し、回転式オイルクーラを駆動させる配置とした。従来のファン式オイルクーラが研削盤近くで広い配置面積を要するに比べ、回転式オイルクーラは小形化の利点を生かして、研削盤オイルタンク上に設置することが可能である。

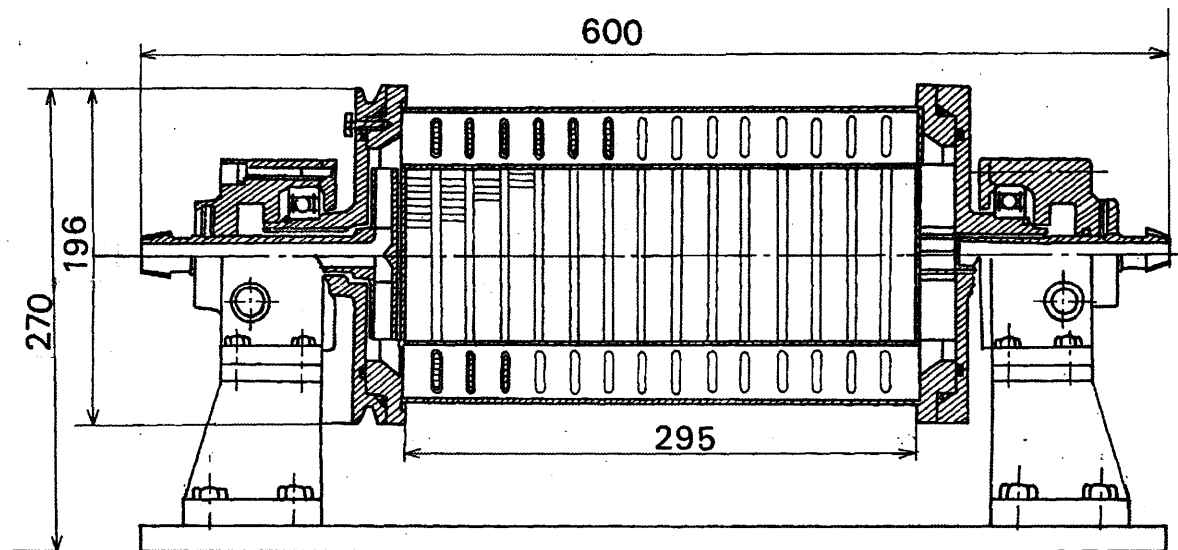


図 6 - 1 回転式オイルクーラ設計外観図

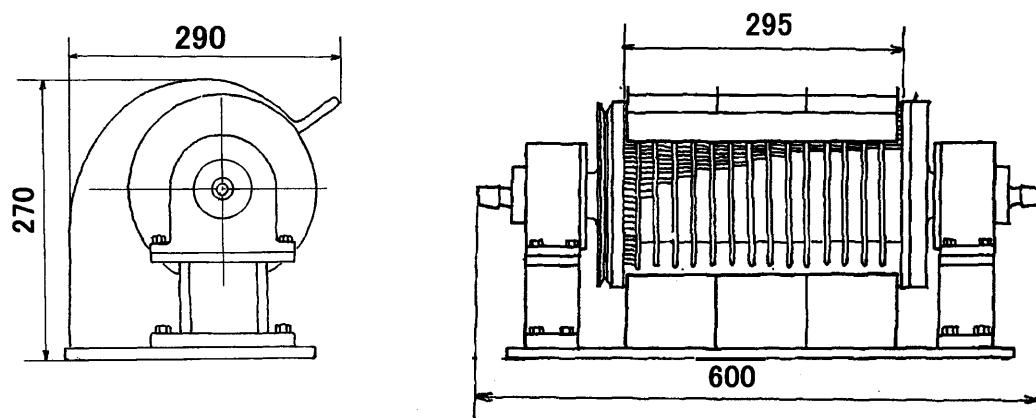


図 6 - 2 ケーシングと組み合わせた外観図

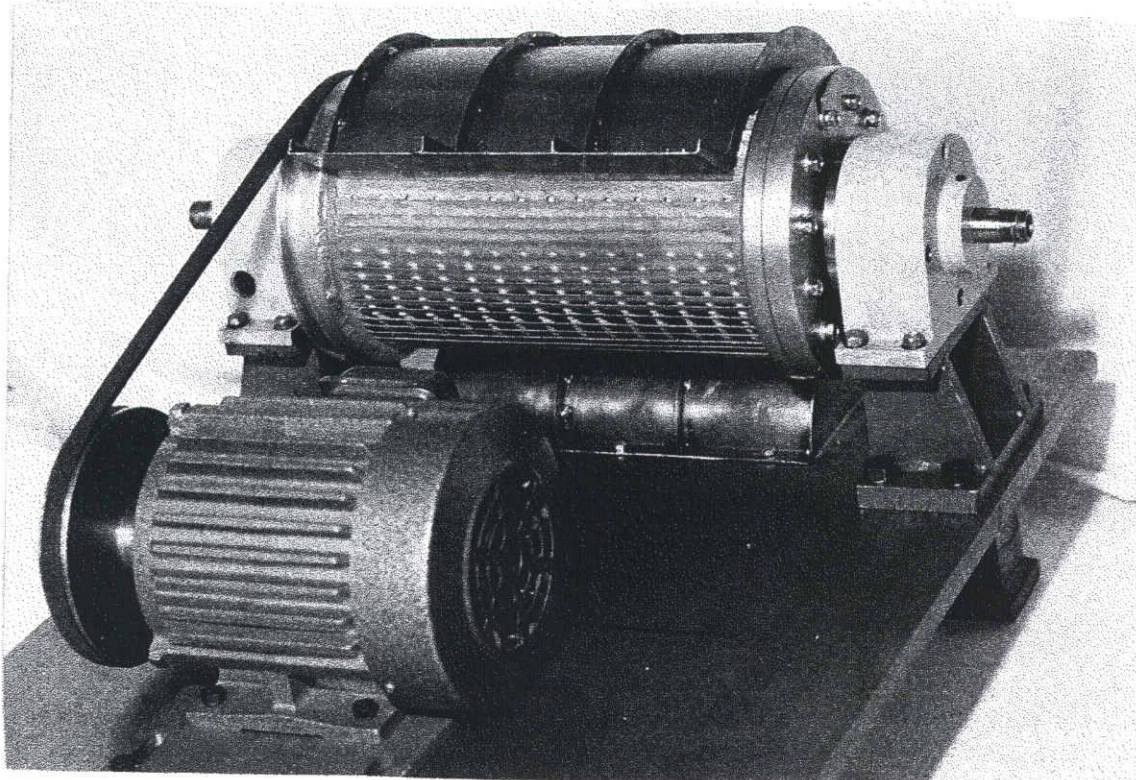
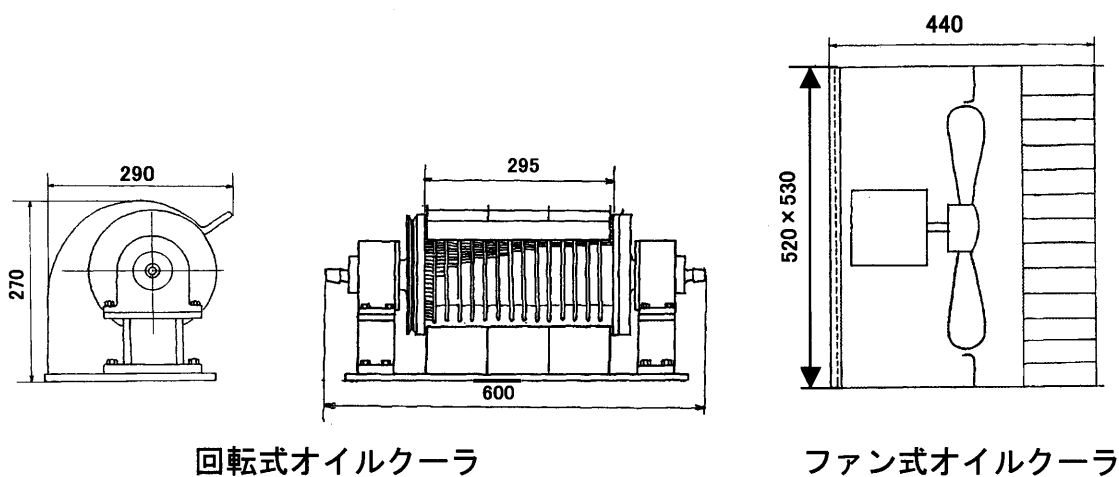


図 6 - 3 回転式オイルクーラの試作品

表 6－1 目標値、設計計算値および実測値



	Rotary Oil Cooler			Fun Type
	Target	Calculation	Result	Result
Q_o (W)	2650	2750	2650	2650
N (rpm)	—	1300	1300	1800**
G_a (m ³ /hr)	—	1300	1150	—
W_o (l/min)	10	10	10.2	10
SPL* (dB(A))	70	76	75→70	79
PS (W)	160	120+ α	160 (80)	200 (100)
Size (mm)	290 × 270 × 600 (40)			530 × 520 × 440 (100)

* Max value at one meter from rotor

** Fun's revolution

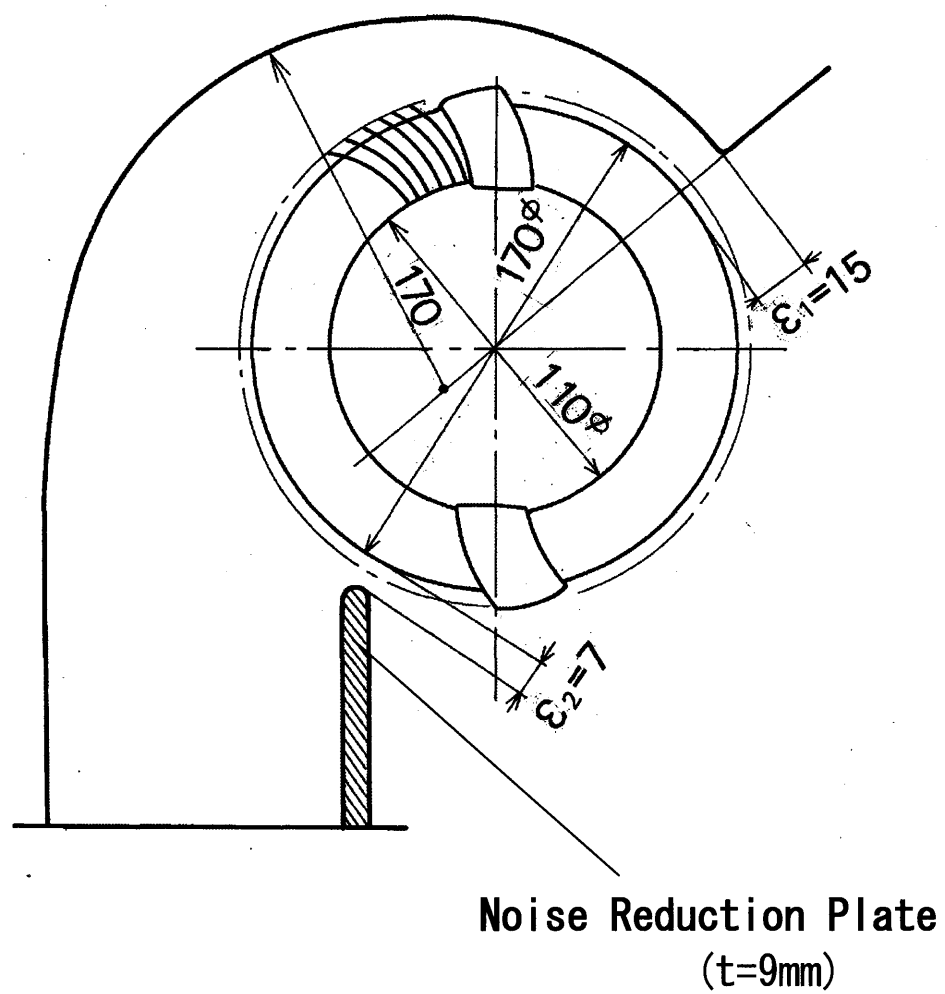


図 6 - 4 ケーシングの改良（騒音低減）

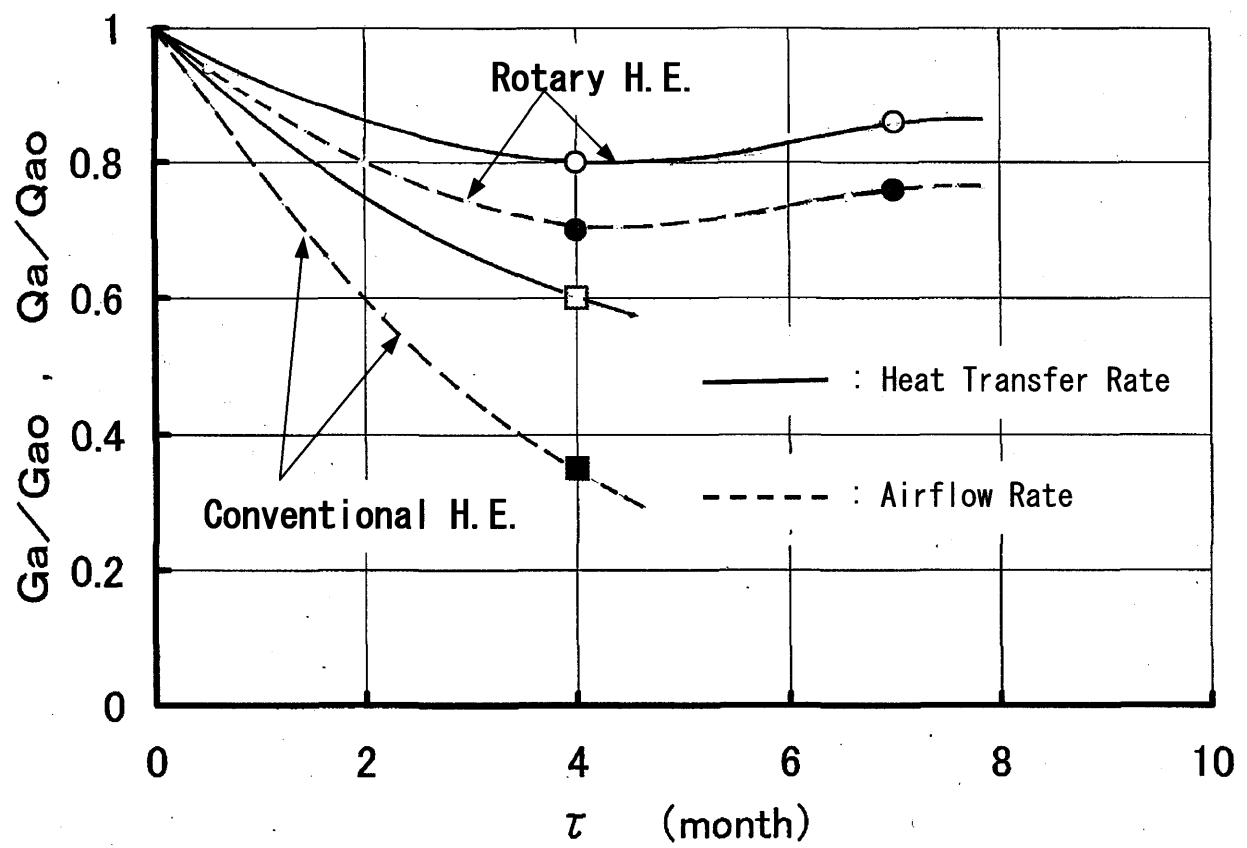


図 6 - 5 連続運転後の性能比

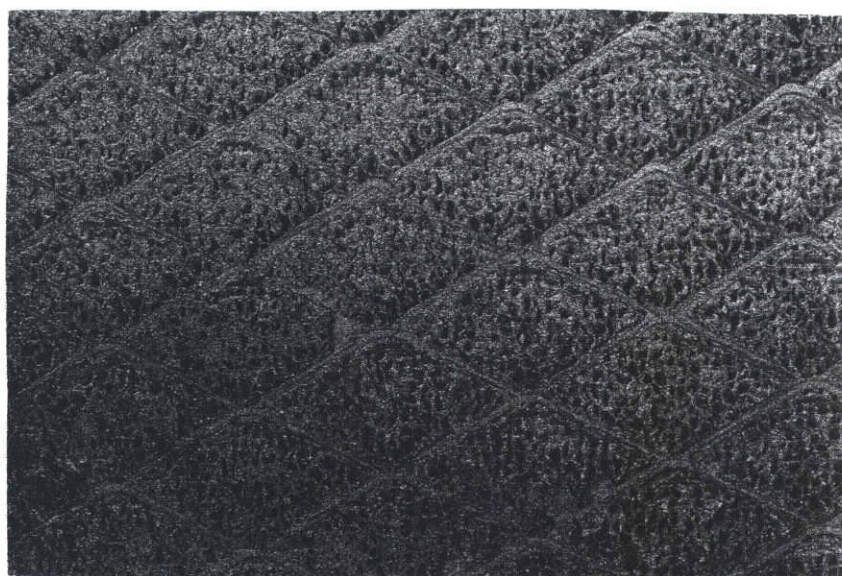
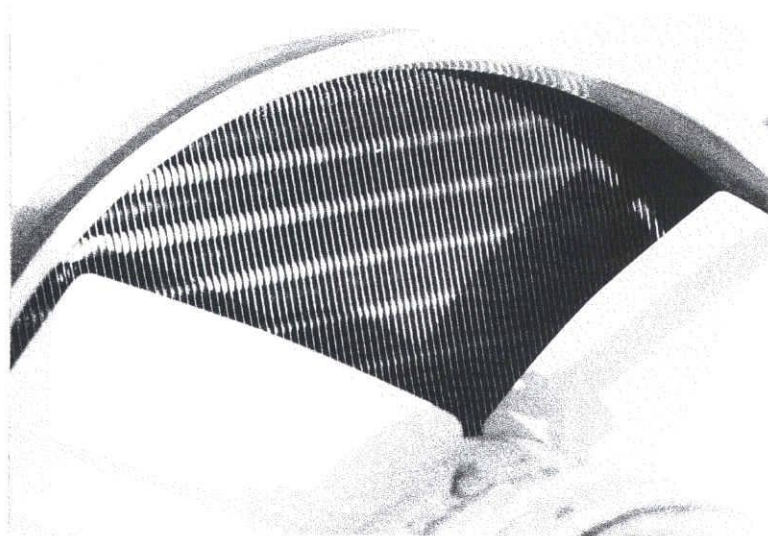
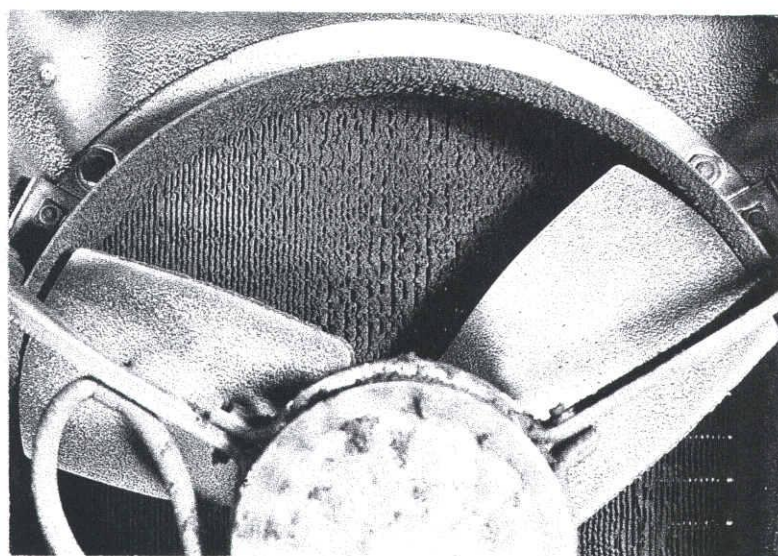


図 6－6 ファン式オイルクーラのフィルタ
新品（上図）と 4 ヶ月連続運転後（下図）

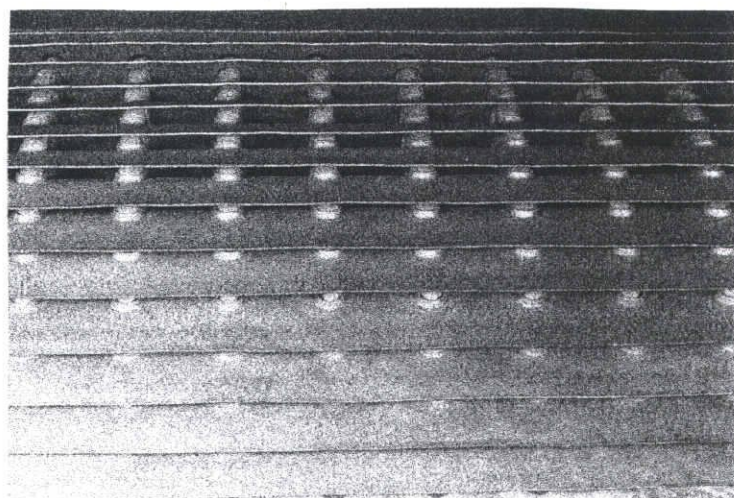


NEW HEAT EXCHANGER

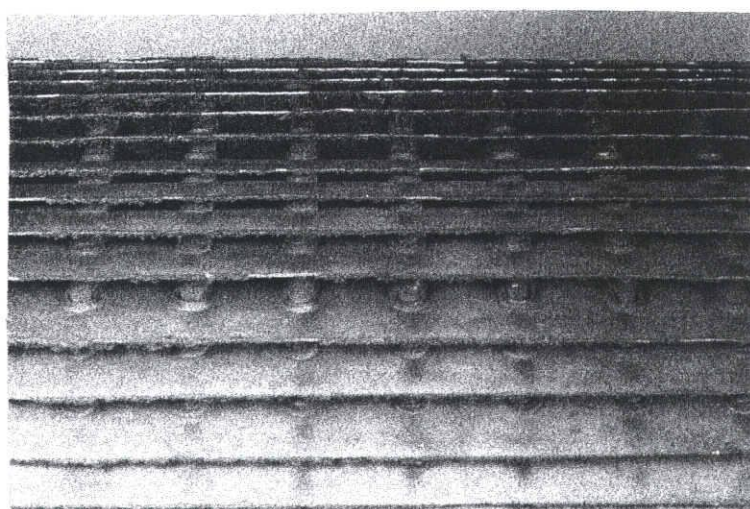


USED HEAT EXCHANGER

図 6 - 7 ファン式オイルクーラの熱交換器部
新品（上図）と4ヶ月連続運転後（下図）



NEW ROTARY H.E



USED ROTARY H.E

図 6 - 8 回転式オイルクーラの熱交換器部
新品（上図）と4ヶ月連続運転後（下図）

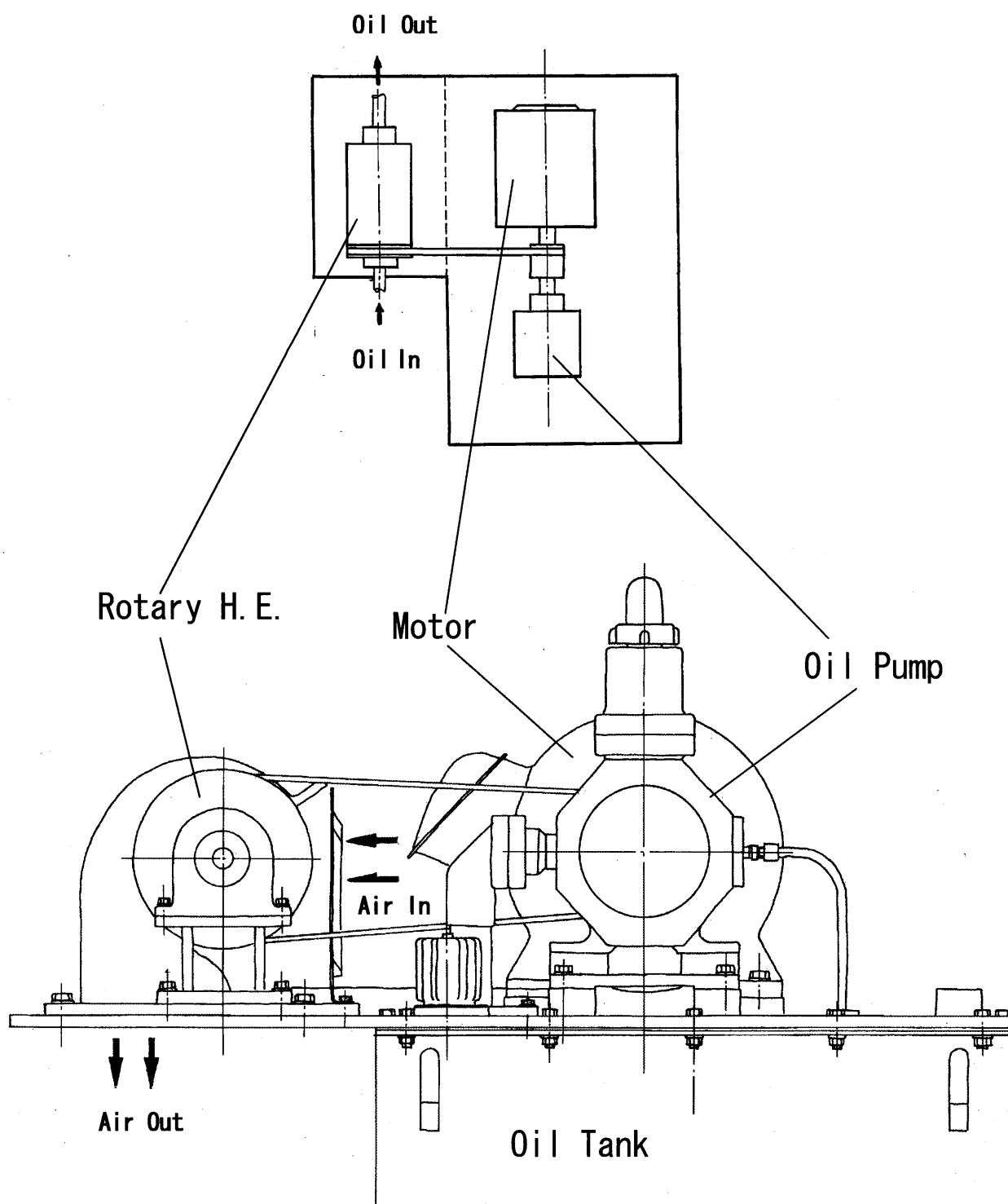


図 6 - 9 オイルクーラの配置検討図

第 7 章

結論

オイルショック以降、省エネルギーや省資源が叫ばれている中で、熱交換器が重要な役割を果たしている。熱交換器の伝熱促進技術には、前縁効果、伝熱面積の拡大化、乱流促進効果を狙った受動的促進法があり、加工技術、材料技術の発展と共に進化してきたが、その要素技術の開発は成熟化の域に達している。また、機械的攪拌法、振動法、流動層の利用、電場・磁場の付与などによる能動的促進法があるが、いずれも外部動力を必要とし、実用化にあたっては、まだまだ解決しなければならない課題が多い。

そこで、システムとして、熱交換器を捉え、熱交換器本体のみならず、送風機とポンプの基本機能を併せ持った、全く新しい形式の、画期的なコンパクト熱交換器が、本論文の回転式交番流熱交換器である。この回転式交番流熱交換器は、貫流ファンの送風翼を放熱フィンとすることを基本構造としたもので、諸元の異なる18個の供試ロータを製作し、まず送風性能（含む、騒音性能、動力性能）について、次に伝熱性能（乾き伝熱面および湿り伝熱面）について、さらにポンプ性能について、実験的検証を主体にして解明した。

第3章では、まず、送風特性に大きく影響を及ぼすロータ内の渦の挙動を熱線風速計による風速測定で調べ、一般の貫流ファンとの相違を考察した。

渦の中心はロータの内周よりやや中心部にあり、その位置は周速によらず安定して存在し、また、渦の強さは一般の貫流ファンに比べ値は低いが、同じように周速に比例して増加する結果が得られた。

この回転式交番流熱交換器の貫流ファンとしての渦の挙動は、一般の貫流ファンと同じような挙動を示すが、複雑な形状のこの熱交換器の基本性能である送風量 (G_a) に及ぼす、ロータの外径 (D)、長さ (L) および周速度 (u) に関係を実験的に考察した。一般の貫流ファンでは、送風量はロータの外径、長さおよび周速度には比例する関係であるが、この熱交換器の場合、完全な比例関係ではなく、各項目に対し便宜上、指数的な整理を試み、一般整理式（式(3-6)）を得た。

また、熱交換器として、伝熱面積との関係で重要なロータの内径に対するフィンピッチと内径比 (p_f/d) および内外径比 (d/D) の送風量 (G_a) への影響を解析した。その結果、送風量 (G_a) は、フィンピッチと内径比 (p_f/d) が 0.04 以上ではフィンピッチと無関係に一定であるが、0.04 以下では急激に減少することがわかり、内外径比 (d/D) については、供試品の範囲 ($d/D = 0.55 \sim 0.75$) で、内外径比 (d/D) に比例して増加することがわかった。

また、送風量 (G_a) と同様、動力 (PS) および騒音 (SPL) の、ロータの外径 (D)、長さ (L) および周速度 (u) との関係を検証・考察した。一般的なファンの動力は、送風圧力と送風量の積に比例し、騒音は送風圧力の二乗と送風量の積に関係するが、この回転式交番流熱交換器の動力 (PS) と騒音 (SPL) もまた同じような関係であることを立証し、それぞれの整理式を得た。

(式 (3-7), 式 (3-10))

なお、ここで、これらの特性に大きく寄与する貫流ファンとしてのケーシング形状は、村田ら^(5.5)が多くの実験から安定した特性が得られると推奨している形状をもとに、標準ケーシングとして定めた。

第4章では、この回転式交番流熱交換器の伝熱性能について、まず、乾き伝熱面での特性を調べ、従来の熱交換器と比較できる整理法を試み、考察・検討した。

乾き伝熱面における放熱量 (Q) の、外径 (D)、長さ (L) および周速度 (u) との関係は、放熱量 (Q) が送風量 (G_a) にほぼ比例することから、同じように整理し、一般整理式を得た (式 (4-1))。送風量 (G_a) と同様、各項目に対する指数表示で、次元的一致はないが、放熱量の設計計算式としては便利に活用できる式である。この式はロータのフィンピッチと内外径比は同じサンプルでの結果であるが、伝熱性能の最適化計算として重要な、ロータのフィンピッチと内径比 p_f/d と内外径比 d/D の関係を調べた結果、放熱量 Q が送風量と放熱面積の関係で決まることから、最適範囲が存在し、フィンピッチ

は $p_f/d = 0.04 \sim 0.06$ で、内外径比は $d/D = 0.55 \sim 0.65$ で放熱量 Q は最大となることを明らかにした。

次に、従来のコルゲーテッドストレートフィン付きコンパクト熱交換器と性能を比較するために、コルゲーテッドストレートフィン付きコンパクト熱交換器での平均熱伝達率の整理法を適用し、回転式交番流熱交換器の乾き伝熱面での平均熱伝達率について、寸法緒元の異なる各種ロータでの整理を検討し、統一できる実験式を得ることができた(式(4-9))。同じ座標軸で、コルゲーテッドストレートフィン付きコンパクト熱交換器と回転式交番流熱交換器の両者を比較することができ、一様流中での層流熱伝達であるストレートフィン付きの場合、熱伝達率が、レイノルズ数の 0.55 乗に比例するのに対し、回転式交番流の場合は、 0.72 乗に比例することが分かった。このことは、回転式交番流熱交換器における一回転毎の交番流れの熱伝達を、乱流的な流れとして扱ってもよいことを示唆している。そして、修正レイノルズ数が 70 以上の領域で、従来のコルゲーテッドストレートフィン付熱交換器より、回転式交番流熱交換器の方が高い伝熱特性となる。

この章では、さらに、この回転式交番流熱交換器の、速いサイクルで伝熱面上の気流の方向が変わる交番流による伝熱促進効果を明らかにした。回転数と共に変化する送風量の影響をなくすために、吸い込み側の圧力を調整して、送風量を一定に保ちながら、回転数と乾き伝熱面での熱伝達率との関係を調べ、熱伝達率への交番流効果は、回転数の 0.14 乗に比例することを明らかにし、従来の熱交換器と異なった交番流れ効果を定量的に評価した。

一方、水分の凝縮を伴う湿り伝熱面で、乾き伝熱面と同じように、送風量を一定に保ちながら、回転数と熱伝達率との関係を検証した。乾き伝熱面での交番流効果に比べ、気流と管壁の絶対湿度差 Δx が大きいほど、回転数が高い程、熱伝達率が大きいことを明らかにした。これは、気流の交番流効果に加え、ファンの翼面である伝熱表面上にできた水滴が、その伝熱表面を掃除し、新しい

伝熱面を形成する頻度が高くなり、速いサイクルで伝熱抵抗となる水膜が取除かれることにより、伝熱性能が増すためである。この現象を有利に活用すれば、除湿器などで苦慮している水膜抵抗増加による性能低下を防止することができる。

第5章では、この回転式熱交換器のポンプ作用の原理と性能について考察した。一般のポンプの流体は、インペラ（羽根車）を回転させることにより、速度エネルギーを与えられ、ケーシングによって圧力エネルギーに変換されて、吐き出し側に誘導されるのに対し、この熱交換器の場合、ケーシングに相当するものが回転するため、ロータの吐き出し側に回転しない固定案内羽根を設けて、回転エネルギーと遠心力エネルギーの和である水頭ヘッドエネルギーを軸側に取り出すのが基本原理である。吸い込み側にはロータと一緒に回転する回転羽根を設けたが、これは出来るだけ損失を少なくして、回転エネルギーを伝達するものである。一般のポンプと原理が異なることから、従来の設計法が適用できないので、各部の形状とポンプ性能の関係を実験的に明らかにし、また、各諸元と性能に及ぼす影響を調べ、この熱交換器のポンプ性能の最大にするための最適形状を決定した。また、このポンプ性能が熱交換器のポンプ能力として十分なことを放熱性能の関係から確認した。

第6章では、この回転式交番流熱交換器を、研磨粉、油ミスト、埃・塵粉などによる目詰まりで保守・点検に苦慮している研削機械用オイルクーラに、適用した事例を示した。第5章までで得られたこの熱交換器の設計資料を基に設計・試作し、従来から用いられている、ストレートフィン付コンパクト熱交換器とファンの組み合わせからなるファン式オイルクーラと比較・検討した。適用した回転式オイルクーラは、ファン式に比べ、小型で、消費動力、騒音に優れたものとなった。特に、実際の無人研削工場での長期連続運転後の結果では、目詰まり性に対してはほとんどメンテナンスフリーが可能であることが分かり、この回転式交番流熱交換器の有用性を実証できた。

以上、従来の一様流れ中での平板に沿う強制対流層流熱伝達の原理をもとにしたフィン付きコンパクト熱交換器に対して、伝熱面の流れ一回転毎に切り替わる、いわゆる交番流れを伴う回転式交番流熱交換器の原理と諸特性を実験的な解析を主体として、明らかにするとともに、その特性を設計に便利な整理式にまとめた。

本研究で明らかにした優位性を生かし、かつこの研究で得られた各特性値を用い、この回転式交番流熱交換器が、全く新しい型の熱交換器として、種々の熱交換器分野へ拡張・適用できることを明らかにしたが、実用化にあたっては、複雑な構造の回転体であるので、回転バランス、液体シールなど製作上での問題は多々あるので、引き続き実用化の研究が必要である。

記号

A	: 面積 (m^2)
b	: ポンプ作用固定案内羽根の幅 (mm)
c_p	: 比熱 (kJ/kgK)
d	: ロータ内径 (mm)
d_e	: 相当直径 (mm)
d_2	: 中空軸内径 (mm)
D	: ロータ外形 (mm)
D_i	: 羽根平均径 (mm)
\bar{d}	: 水滴平均径 (mm)
E	: ポンプ作用回転羽根の幅 (mm)
e	: 熱線取り付け位置から渦中心までの距離 (mm)
F	: 力 (kg)
f	: 回転周波数 (cycle/sec)
G_a	: 送風量 (m^3/hr)
G_w	: 送液量 (l/min)
g	: 重力加速度 (m/sec^2)
H	: ポンプ揚程 (m)
h_a	: 空気側平均熱伝達率 ($\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$)
h_f	: フィン伝熱面での真の平均熱伝達率 ($\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$)
K_s	: 比騒音 (dB(A))
L	: ロータ長さ, フィン各部長さ (mm)
l	: フィン間流路長さ (mm)
N	: 回転数 (rpm)
n	: 水管の数
N_u	: ヌッセルト数
P	: 送風圧力 (Pa)
p_f	: フィンピッチ (mm)
P_r	: プラントル数
PS	: 動力 (W)
Q	: 熱量 (W)
R	: フィンの無次元係数
R_e	: レイノルズ数
R_H	: 熱線取付け位置 (mm)
R_0	: 渦中心位置 (mm)
R_1	: ロータ内半径 ($= d/2$) (mm)
R_2	: ロータ外半径 ($= D/2$) (mm)
r_0	: 渦速度最大値 (v_m) の渦半径 (mm)
s	: 水管の幅 (mm)
s_f	: フィンの厚み (mm)
SPL	: 騒音 (dB(A))

T	:	トルク (N・m)
t	:	温度 (°C)
Δt_m	:	対数平均温度差 (K)
u	:	周速 (m/sec)
v	:	速度 (m/sec)
W	:	ダクト高さ (mm)
x	:	絶対湿度 (kg/kg*)
z	:	羽根枚数
α, β	:	角度 (°)
Γ	:	凝縮潜熱 (W・hr/kg)
γ	:	比重量 (kg/m ³)
δ	:	ヘッダタンクの幅 (mm)
ε	:	隙間 (mm)
ζ	:	フィン効率 (%)
θ	:	角度 (°)
κ	:	湿度係数 (kg/(hr・m ²))
Λ	:	渦の強さ (m ² /sec)
λ	:	熱伝導率 (W/(m・K))
ν	:	動粘性係数 (m ² /sec)
τ	:	時間 (月)
Φ	:	流量係数
Ψ	:	圧力係数
Ω	:	渦の偏心率
ω	:	角速度 (rad/sec)

添字

a	:	空気
$a1$:	流入空気
$a2$:	流出空気
f	:	フィン
m	:	最大
o	:	油
r	:	半径
t	:	チューブ (水管)
w	:	液体
$w1$:	流入液
$w2$:	流出液

文献

- (1) Bergles, A. E., A. R. Blumenkrantz and J. Taborek, Proc. 5th Int. Heat Transfer Conf., 2, 239 (1974)
- (2) 塩治, 新しい熱輸送管 (Dream Pipe), 日機誌, 90-824, (1987), 911
- (3) 小澤・坂口・浜口・河本・市居・小野, 液体振動による熱伝達の促進 (熱輸送管の非定常特性), 機論, 56-530, (1990-10), 3056-3063
- (4) 熊田, 最適伝熱管配置による固気二相流動の安定化と粒子の局所循環増進による伝熱促進, 文部省科研費重点領域研究 [エネルギー] 報告書, (1991), 67-71
- (5) 土方・石黒・尾台・石戸谷, 突起列を有する管内の非定常乱流の熱流体力学的挙動, 機論, 52-476, (1986-4), 1711-1717
- (6) 滝本・多田・山田・林, コロナ放電を利用した対流伝熱の促進 (第2報, 放電極の極性および配列の影響), 機論, 56-524, (1990-4), 1119-1125
- (7) 緒方・矢部・竹谷, EHD効果を活用する沸騰伝熱促進に関する研究 (第2報, 沸騰気泡の挙動と伝熱特性), 機論, 56-527, (1990-7), 2052-2059
- (8) 前田, 軟磁性粒子群を含む気体を用いた局所熱伝達の増進と制御, 文部省科研費重点領域研究 [エネルギー] 報告書, (1991), 61-65
- (9) Sato, K., Chu, R. and Kumada, M., Heat Transfer Enhancement Using Turbulent Promoters for Drag-Reducing Surfactant Aqueous Solution Flow, Journal of Enhanced Heat Transfer, Vol. 10, No. 3, (2003), 301-309
- (10) 藤掛・天木・鈴木, 熱交換器, 日本特許, 昭56-31509
- (11) Fujikake, K., Amaki, I., Suzuki, M., Heat Exchangers, US patent, 4073338
- (12) Fujikake, K., Amaki, I., Suzuki, M., Heat Exchangers, UK patent, 1462901
- (13) Fujikake, K., Amaki, I., Suzuki, M., Warmetauscher, GER patent, 2430435
- (14) 小林・藤掛, ルーバーフインの性能に関する研究, 自動車技術, Vol. 20, No. 8, (1966), 708-714
- (15) 梅原・藤掛, 自動車用ラジエータフィン伝熱とその改良, 内燃機関, Vol. 9, No. 97, (1970-6), 11-19
- (16) Davenport, C. J., Correlations for Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Louvered Fin, AIChE Symposium Ser., Vol. 79, No. 225, (1983), 19-27
- (17) Wong, L. T. and Smith, M. c., Airflow Phenomena in the Louvered-Fin Heat Exchanger, SAE, 730237, (1973), 1-6
- (18) Beauvais, F. N., An Aerodynamic Look at Automotive Radiators, SAE, 650470, (1965).
- (19) 藤掛, コルゲーテッドフィン付き熱交換器の研究, 東北大学博士論文, (1976)
- (20) 平松, コンパクト熱交換器におけるフィンの伝熱促進に関する研究, 静岡大学博士論文, (1990)
- (21) 村本・生井・望月, ルーバーフイン内の流れの可視化, 第35回日本伝熱シンポジウム講演論文集, (1998-5), 727-728
- (22) Fujikake, K., Aoki and H. Mitsui, H., An Apparatus for Measuring the Heat Transfer Coefficients of Finned Heat Exchangers by Use of a Transient Method, Heat Transfer Science and Technology, (1987), 832-839
- (23) 品川・青木・須賀, フィン付き熱交換器の研究 (第5報, ルーバの熱伝達率計測法), 第23回日本伝熱シンポジウム講演論文集, (1986-5), 340-342.
- (24) Aoki, H. Shinagawa and T. Suga, K., An Experimental Study of The Local Heat Transfer Characteristics in Automotive Louvered Fins, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 2, No. 3, (1989), 293-300
- (25) 八木・望月, 改良シングルプロワ法の開発 (平行平板群への適用による本測定法の検証), 56-529, 機論, (1990), 2724-2728

- (26) 八木・望月, 改良シングルブロー法によるルーバードフィンの熱伝達特性評価, 第35回日本伝熱シンポジウム講演論文集, (1998-5), 507-508
- (27) 平松・石丸・松崎, 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), 機論, 55-519, (1989-11), 3449-3456
- (28) 平松・石丸・松崎, 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数), 機論, 55-519, (1989-11), 3457-3461
- (29) 平松・石丸・松崎, 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), 機論, 55-519, (1989-11), 3462-3466
- (30) 須賀・青木・品川, 重合形格子によるルーバフィンの二次元熱流体数値解析, 機論, 55-509, (1989-1), 221-226
- (31) 須賀・青木, 重合形格子によるルーバフィンの二次元熱流体数値解析 (第2報, フィン緒元の影響), 機論, 56-531, (1990-11), 3279-3283
- (32) Suga, K. and Aoki, H., Numerical Study on Heat Transfer and Pressure Drop in Multi-louvered Fins, Journal of Enhanced Heat Transfer, Vol.2, No.3, (1995), 231-238
- (33) 内田・手塚, フィン付き・空気冷却減湿器, 衛生工業協会誌, Vol.34.No7. (1960-7), 476-487
- (34) 水科・中島・大本・福泉, 冷却凝縮器中の霧生成現象に関する研究, 化学機械, Vol.16, No.10, (1952), 13-19
- (35) 藤掛, 湿り気流中における水分の移動を伴う熱伝達 (第1報), 日本機化学会第714回講演会前刷集, (1963-11), 153-156
- (36) Ohara, T. and Takahashi, T., High Performance Evaporator Development, SAE Trans. 880047, (1988), 4.25-4.35
- (37) Kamiya, S., Mori, M., Ohara, T. and Torigoe, E., Development of High Performance Evaporator, SAE Tech.Paper, 980058, (1998), 1-5
- (38) 長田・青木・大原・畔柳, エバポレータフィンの凝縮伝熱性能解析, 第35回日本伝熱シンポジウム講演論文集, (1998-5), 725-726
- (39) Nakamura, T., Kuroyanagi, I., Kamiya, S. and Ohara, T., Ultra-thin and Light-weight RS Evaporator, SAE Tech. Paper, 2003-01-0527, 1-7
- (40) 田部・萩原・重永, 亜鉛拡散処理アルミニウム合金管の腐食挙動について, 防食技術, 23, (1974), 485-492
- (41) 石丸・三浦, 耐食性にすぐれたカーエアコンの開発, 軽金属, Vol.33, No3, (1983), 157-164
- (42) 伊東・岩井・長良・宮木・藤本・瀧川, 高強度アルミニウム合金製ラジエータの開発と実用化, 軽金属, (1994), 246-252
- (43) 池田, 正路, 自動車熱交換器用アルミニウム材料の進歩, 住友軽金属技報, Vol.35, No1, No2, (1994), 43-56
- (44) 池田, アルミニウム合金製自動車熱交換器の防食, 住友軽金属技報, Vol.41, No.1, (2000), 134-146
- (45) Isobe, Y., Takeuchi, K., Tanaka, M. Mori, M., Yamauchi, S. and Namba, K., Development of Corrosion Resistant Brazing Sheet for Drawn Cup Type Evaporators Part2: Application to Evaporator, SAE Tech. Paper, 930149, 1-8
- (46) Fukuda, T., Ikeda, H., Hasegawa, Y. and Nagasawa, T., Development of Quad-Layer Clad Brazing Sheet for Drawn Cup Type Evaporators: Part 1, SAE Tech. Paper, 2001-01-1253, 1-7
- (47) Cooke, W. E., Wright, T. E. and Hirschfield, J. A., Furnace Brazing of Aluminum with a Non-Corrosive Flux, SAE Trans., 780300, (1978), 1357-1363
- (48) Ando, Y., Nita, I., Uramoto, M., Ochiai, H. and Fujiyoshi, T., Development of Aluminum Radiators Using the Nocolok Brazing Process-Corrosion Resistance of New Aluminum Radiators by Applying a Nocolok Brazing Process, SAE Trans., 870180, (1987), 1.611-1.620

- (49) 太田・平松・花井・高木, 小型高性能ラジエータとその多種ランダム自動生産システムの開発, 日機誌, Vol. 88, No798, (1985), 480-481
- (50) Ilberg, E. and Sadeh, W. Z., Flow theory and performance of tangential fans, Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. 180, Pt. 1, No. 19, (1965-66), 481-496
- (51) Porter, A. M. and Markland, E., A Study of The Cross Flow Fan, J. Mech. Eng. Science, Vol. 12, No. 6, (1970), 421-431
- (52) Trampusch, H., Cross-Flow Fan, A. S. M. E. Paper No. 64-WA/FE-26, (1964), 1-15
- (53) 山藤, 貫流羽根車の流れの研究 (第1報, 実験的研究), 機論, 41-341, (1975-1), 189-199
- (54) 山藤, 貫流羽根車の流れの研究 (第2報, 解析的研究), 機論, 41-344, (1975-4), 1184-1192
- (55) 村田・西原, 横断流送風機に関する研究 (第1報, ケーシング形状が送風機性能に及ぼす影響), 機論, 41-347, (1975-7), 2026-2075
- (56) 村田・西原, 横断流送風機に関する研究 (第2報, 性能曲線と内部流動状態), 機論, 41-347, (1975-7), 2076-2089
- (57) 田中・村田, 横流送風機の寸法効果に関する研究 (第1報, 特性曲線に及ぼす羽根車寸法の影響), 機論, 58-550, (1992-6), 1788-1795
- (58) 田中・村田, 横流送風機の寸法効果に関する研究 (第2報, 内部流動に及ぼす羽根車寸法の影響および特性表示法の検討), 機論, 59-560, (1993-4), 1153-1160
- (59) Matuki, K., Shinobu, Y., Takushima, T. and Tanaka, S., Experimental Study of Internal Flow of a Room Air Conditioner Incorporating a Cross Flow Fan, ASHRAE Trans. Vol. 94, No. pt1, (1988), 350-364
- (60) 高橋, 大黒, 貫流ファンの流れの可視化, 流れの可視化, Vol. 2, No. 6, (1982-7), 473-478
- (61) 靄崎・清水・辻本・吉田・北川, 可視化によるクロスフローファン内部流れの研究 (第1報, 粒子追跡法による計測結果の検討), 機論, 59-568, (1993-12), 3743-3748
- (62) 吉田・田附・清水・靄崎・北川・辻本, 可視化によるクロスフローファン内部流れの研究 (第2報, 偏心渦の強さのバランスの機構), 機論, 60-580, (1994-12), 4074-4081
- (63) Tsurusaki, H., Shimizu, H., Tsujimoto, Y., Yoshida, Y. and Kitagawa, K., Study of Cross-Flow-Fan Internal Flow by Flow Visualization (Discussion of Measured Results by Particle -Tracking Velocimetry), JSME Int. Ser. B, Vol. 39, No3, (1996), 540-545
- (64) Takushima, A., Shinobu, Y., Tanaka, S. and Matuki, K., Flow Measurement by Laser Doppler Velocimeter in a Cross-Flow Fan for Air- Conditioning Use, ASHRAE Trans. Vol. 96, No. pt1, (1990), 497-501
- (65) 新井・杉山・Soeharto・小林, クロスフローファン内部流れの可視化とLDV測定, 機論, 61-583, (1995-3), 967-973
- (66) 新井・杉山・Soeharto・小林, クロスフローファン内部流れの可視化とLDV測定, 機論, 61-583, (1995-3), 967-973
- (67) 多久島・飯塚, クロスフローファンの内部流れの数値解析 [CIC(Clouds-in-Cells)法とFEMの適用], 機論, 58-545, (1992-1), 64-70
- (68) 陳・深野・原, 境界要素法と離散渦法によるクロスフローファン内部流れの解析, 機論, 61-587, (1995-7), 2387-2392
- (69) 赤池・北田・平・菊山, クロスフローファンの内部流れと送風特性, 機論, 63-606, (1997-2), 583-589
- (70) 酒井・徳重・石川・石原, クロスフローファン周りの流れの数値解析, 日本冷凍空調学会論文集, Vol. 17, No. 2, (2000), 137-146
- (71) Laing, N., Heat Exchangers, US patent, 3260306
- (72) ライニング・エッグ, とくに電氣的回転機器と一体装置に組合わせ得る熱交換器用ブロウ装置, 日本特許, 昭38-12041
- (73) Leidenfrost, W., E. Eisele, Rotating Heat Exchangers and the Optimization of a Heat Pump, IEEE Transactions on Industry Applications, Vol. 1A-8, No. 3, (1972), 345-354

- (74) 藤掛・天木・鈴木, 交番流熱交換器の研究 (第1報), 第12回日本伝熱シンポジウム講演論文集, (1975-5), 565-568
- (75) 藤掛・天木・鈴木, 交番流熱交換器の研究 (第2報), 第14回日本伝熱シンポジウム講演論文集, (1977-5), 271-273
- (76) 藤掛・鈴木・青木・天木, 交番流熱交換器の研究 (第3報), 第15回日本伝熱シンポジウム講演論文集, (1978-5), 376-378
- (77) 藤掛・青木・鈴木・天木, 交番流熱交換器の研究 (第4報オイルクーラについて), 56年秋季油空圧講演会講演論文集, (1981-11), 29-32
- (78) 天木・熊田・青木・鈴木・藤掛, 回転式交番流熱交換器の研究 (第1報, 構造と送風・ポンプ特性), 機論, 68-669, (2002-5), 1503-1508
- (79) 天木・熊田・青木・鈴木・藤掛, 回転式交番流熱交換器の研究 (第2報, 伝熱特性), 機論, 68-669, (2002-5), 1509-1514
- (80) Amaki, I. and Kumada, M., A Study of Rotary Heat Exchanger with Air Flow across The Rotor, The 6th ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conference, (2003-3), 169
- (81) 藤掛, コルゲーテッドフィン付き熱交換器の研究 (第1報, ストレートフィンのフィン効率と総合伝熱効率), 機論, 42-356, (1976-4), 1224-1232
- (82) Gardner, K.A., Efficiency of Extended Surface, Trans. ASME, Vol. 67, No. 8, (1945), 621-631
- (83) 藤掛, コルゲーテッドフィン付き熱交換器の研究 (第2報, ストレートフィンの性能と統一の整理), 機論, 43-365, (1977-1), 241-249
- (84) Mercer, W.E., Pearce, W.M. and Hitchcock, J.E., Laminar Forced Convection in the Entrance Region Between Parallel Flat Plates, Trans. ASME, Ser. C, Vol. 89, No. 3, (1967-8), 251-257

謝 辞

終わりに、本研究を行うにあたり、終始変わらぬ御指導と御鞭撻を賜りました岐阜大学熊田雅弥教授に深く敬意と感謝の意を表します。

また本研究遂行の過程にて数々の有益な御討論を頂きました岐阜大学安里勝雄教授、若井和憲教授、檜和田宗彦教授、三松順治助教授に厚く御礼申し上げます。

本研究は、(株)豊田中央研究所在籍中に行ったものを基本にまとめあげたものですが、当時懇切なる御指導を賜りました元 豊田中央研究所 取締役 藤掛賢司博士、実験解析等に御協力・御支援いただきました豊田中央研究所 青木博史主席研究員と鈴木正利技師に心から御礼申し上げます。

また、元(株)デンソー会長 石丸典生博士、元(株)デンソー副会長 太田和宏様には多くの適切な御助言と御援助、励ましの御言葉をいただき深く感謝申し上げます。

最後に、本研究を社会人課程において行うにあたり、快い御理解と暖かい激励をいただきました(株)デンソー技研センター社長 生駒昇様に厚く感謝申し上げます。