U.D.C. 621.57.044: 628.82: 629.114.5-46

自動車冷房装置用アルミ鋭着小形熱交換器

Aluminum-brazing Compact Heat Exchanger for Car Cooler

松 村 帝 男* 埋 橋 英 夫* Kimio Matsumura Hideo Uzuhashi

内 容 梗 概

自動車冷房装置に使用する凝縮器には,徒来フィン-パイプ形の多管式熱交換器が大部分用いられてきた。航空機器には,軽重量で高熱交換性を有するアルミ鋭着熱交換器が油冷却器として開発されているが,これを自動車冷房装置の凝縮器に採用するため実験検討を行い,きわめて良好な結果を得た。ここではその構造および 放熱試験結果について述べる。

1. 緒 言

強制通風によって放熱面を冷却する方式の熱交換器の種類は多く あるが,現在最も多く使用されているものは,フィン-パイプ形の多 管式熱交換器である。冷凍機またはその応用製品において用いられ ている熱交換器は,平板にパイプをそう入しパイプ内を流れる冷媒 と外気との間に熱交換を行わせるものである。その加工,製作は比 較的単純であるが熱交換性能はあまり良好でなく,熱貫流率は最大 30 kcal/m²h^oC 程度の値が実用の限界である。

アルミニウム材料を熱交換器に用いると材料費は廉価になり軽量



化することはわかっていたが、今までこれが多く用いられなかった のは材料の熱伝導性、加工性、耐圧性および耐食性などに問題があ ったためである。しかし、航空機用油冷却器にはアルミ鎌着の小形 熱交換器が開発され、その熱交換性能はきわめて高く、熱貫流率は 100~150 kcal/m²h[°]C が実用されている。本論文においてはこれを 自動車冷房装置の凝縮器に採用するためその製作を住友精密工業株 式会社に依頼し、所要の性能をうるためまず基礎実験により空気側 の熱伝達率および通風抵抗を算出する実験式を求め、それらを基礎 として設計した凝縮器の冷媒試験を行い良好な性能を発揮すること を確認した。このようにして得られたアルミ鎌着凝縮器では、フィ ンーパイプ形式に比較して同一熱交換量をうる場合、重量で1/3.5、 材料費で1/5.5、容積当り伝熱面積 1.7 倍弱ときわめて優秀な性能を 発揮することがわかった。

2. 構 造

冷媒対空気の熱交換には、その状態の性質上両ガス体を分離した まま行わねばならず、その流通方式には冷媒と空気が直角に流れる いわゆる直交流が最も多い。本放熱器は第1図に示すようにアルミ ニウム板の間に波形のアルミニウム薄板をフィンとして鎌着し、一 方を冷媒、他方を空気が通るようにしてある。これらのアルミニウ ム板にはしん材より熔融点の低い同材を被覆しておき、組立後槽に 浸漬して熔融し鎌着させるのである。第2図はその拡大図である。 このような構造では伝熱部は最高1m³当り約1,500 m² までの伝熱 面を持つことができる⁽¹⁾。従来の多管式では 1 m³ 当りの伝熱面積 は 165m² であり前者の^{1/}9 しか得られない。

空気側のフィン形状には、一枚薄板を波形にしたものと、波形に したうえ切込みをつけてのこ歯状にし、乱流を生ぜしめるようにし 第1図 アルミ放熱器の構造



第2図 フィン 鎌着部拡大図

を決定し、それにかなうだけの大きさのものを作る方法と、一定の スペースにはいる最大の寸法のものを作ってその熱交換器が発揮し うる熱交換量を規定する2方法がある。いずれの場合にもいかなる 構造寸法のものを採用すれば最大の放熱効果をうるかを決定するの に、一番問題になるのは表面熱伝達率とフィンによる空気抵抗であ る。ここでは放熱器の表面熱伝達率について述べる。

3.1 表面熱伝達率

現在までの多くの実験結果によると,空気または水のように完全 なガス体または液体においては,強制対流による表面の熱伝達率は

たものとがある。冷媒側はもっぱらのこ歯状フィンが用いられる が,特に冷媒を用いる凝縮器においては15~20 kg/cm²の高圧に耐 えるように,あまりフィンの高さは大きくすることができない。

 3. 放 熱 特 性
 よっ

 放熱器を設計製作する場合には、与えられた条件下での熱交換量
 て所

 * 日立製作所栃木工場
 表面

その流速のみに影響されることがわかっている。しかし流体の接触 する伝熱面の形状によって流体の乱流度が変化すると,いかなる場 合でも熱伝達率が一定とはならない。

本報告では理論的に無次元化された熱伝達関数 **j**なる値を実験に よって求め、空気流量が与えられれば表面熱伝達率 α_a が算出され て所要の伝熱面積が決定できるようにした。ここで熱伝達関数 **j**は 表面熱伝達率 α_a を表わす無次元数で摩擦損失とのアナロジーを使



った都合よいものであり、(1)式で示される⁽²⁾。

$$j = \frac{\alpha_a P_r^{\frac{2}{3}}}{C_p G_a}$$
.....(1)

ここに α_a : 空気側表面熱伝達率 (kcal/m²h^oC)

Pr: プラントル数

 C_p : 空気の定圧比熱 (kcal/kg°C)

Ga: 空気の通過断面積当り重量 (kg/m²s)

ここでプラントル数は空気の場合 0.7 (室温 35℃)であり,空気の 自由に通過できる断面積当りの重量 Ga は、放熱器の通路を第3図 に示すような形状のものと仮定すると(2)式で与えられる。



温度差から決定しなければならない。この計算のため、冷凍サイク ルをモリエル線図上に示したのが第4図である。図において圧縮機 から出た過熱ガス②は②と③の間で凝縮器にはいり⑤の状態で 凝縮器を出る間に凝縮液化する。各域における理論放熱量は次のと おりである。

ガス過熱領域 ②~③ $q_1 = i_2 - i_3$ (kcal/kg)(5) 飽和領域③~④ $q_2 = i_3 - i_4$ (kcal/kg)(6) 液体領域 ④~⑤ $q_3 = i_4 - i_5$ (kcal/kg)(7) $q = q_1 + q_2 + q_3$ (kcal/kg)(8) 凝縮器の全放熱量 各領域における冷媒の熱伝達率を α_{R1} , α_{R2} , α_{R3} とすると(4)式 よりそれぞれの熱貫流率が求められる。また各領域の空気と冷媒の 算術平均温度差 θ_{m_1} , θ_{m_2} , θ_{m_3} を求めれば, (6)~(8)式から各領 域の全放熱量は

ここに
$$V$$
: 空気全流量 (m³/min)
 γ : 空気比重量 (kg/m³)
 F_{fa} : 空気の自由に通過する断面積 (m²)
 $= \frac{NL_a D_1 D_2}{D_1 + S}$ N: 通路段数

空気流量との関係を求めるためレイノルズ数 Re を使用すると (3)式で計算できる。

 D_h : 等価直径 (m)

$$= rac{2 D_1 D_2}{D_1 + D_2}$$

種々の寸法構造を有する放熱器を製作して放熱試験を行い、その 実験値を(1)~(3)式で整理すると、任意の空気流量の場合の表面 熱伝達率を求める実験式をうる。これを用いれば実際に必要な放熱 器を設計する場合,その伝熱面積を決定することができる。

3.2 熱貫流率と伝熱面積

アルミ猟着放熱器の熱貫流率は材料の熱抵抗とフィンの接触熱抵 抗を無視すれば(4)式で与えられる。

ここに K: 熱貫流率 (kcal/m²h^oC)

$$Q_1 = G_R q_1 = K_1 F_{sa_1} \theta_{m_1} \dots (9)$$

(9)~(11)式より所要放熱量Qに必要な空気側の伝熱面積は

したがって第一設計条件としてフィンピッチD1+S,フィン板厚 S, フィン高さ D_2+S , 放熱器前面寸法 $L_a \times L_c$ を決めたとき, 全 表面積 Fsa を表わす式

に(12)式を代入することにより,所要伝熱面積 Fsa の場合の放熱器 奥行長さ Lb を決定することができる。

3.3 表面熱伝達率および熱伝達関数の実験式

----- 59 -----

フィン形状の異なる放熱器について温水を用いた試験から表面熱 伝達率を求めた結果を第5図に示す。供試凝縮器の仕様はフィン数 が17/1", 高さ6.3 mm および8.9 mm, 板厚0.15 mm である。 第 5図 より α_a と G_a との関係式(14)が得られる。

また熱伝達関数とレイノルズ数との関係にすると第6図のように なり、レイノルズ数 Re が 150~2,000 の範囲では(15)式に示す実験

 F_{sa} : 空気側表面積 (m²) F_{sR} : 冷媒側表面積 (m²) α_R : 冷媒側熱伝達率 (kcal/m²h^oC) 冷媒が凝縮器で液化する過程において、加熱ガス域、飽和凝縮域 および液域にわかれるが、その各状態によって冷媒と凝縮器内壁と の冷媒熱伝達率 α_R は異なる。したがって伝熱面積の算出には、熱 貫流率Kをその冷媒状態の α_R から求め、その域における放熱量と

式が得られた。

(15)式を使用することにより、任意の場合の空気側表面熱伝達率 を求めることができる。





4. 通風抵抗

4.1 摩擦係数

本放熱器のフィン構造は、前述のように単位容積当りの交換熱量 を非常に大きくとるため、空気側および冷媒側のフィンはごく小さ くとり,フィンピッチも小さくしてある。そのため規定の風量を出 す場合抵抗が大きくなる。ここでは種々の放熱器について表面が乾 燥状態の場合の通風抵抗を測定し,空気流量と摩擦係数の関係を求 め,任意の寸法,構造の放熱器の通風損失を求める実験式を得た。

波形ストレートフィンの場合は、フィン表面の摩擦抵抗があり、 波形のこ歯状フィンの場合は、フィン表面のほかに、フィン切込断 面に気流が衝突する際の抵抗を考えねばならない。放熱器の入口, 出口に生ずる圧力損失をも加味したときの全体の圧力降下は Kay & London により、(16)式で与えられている⁽³⁾。

ここに *Ap*: 圧力損失 (kg/m²)

- Ga: 自由通過断面積当り空気量 (kg/m²s)

f: フィン表面摩擦係数 (16)式の($K_c+1-\sigma^2$) は入口部収縮による損失であり、2 $\left(\frac{v_2}{v_1}-1\right)$ は加熱または冷却による損失であり、 $f - \frac{F_{sa}}{F_{fa}} \cdot \frac{v_m}{v_1}$ はフィ ン抵抗による損失であり、 $(1-\sigma^2-K_e)$ は出口部の拡散による損失 を示している。

本放熱器の寸法構造より面積比σが0.4~0.7の間では Kay & London の表より $K_c = 0.85$, $K_e = -0.21$ であり比体積 v を比重量 r に書き替えると(16)式は(17)式のようになる。

$$\Delta p = \frac{G_a^2}{2g} \left\{ f \frac{4(D_1 + D_2)}{D_1 \cdot D_2} \cdot \frac{L_b}{(\gamma_1 + \gamma_2)} + \frac{1.50}{\gamma_1} - \frac{0.86}{\gamma_2} \right\} \dots \dots \dots (17)$$

すなわち,摩擦係数fは

で表わされるので種々の放熱器について実験的に摩擦係数fを求め ておけば,設計の際にその放熱器に適するフィン仕様を選択できる。

4.2 摩擦係数の実験式

種々の供試品について空気抵抗を測定した結果を(18)式で整理す ると、摩擦係数fと空気量 G_a との関係は第7図のようになる。第 7図では各放熱器の形状の違い(特にフィンピッチの違い)により 実際の設計に役立てることは困難であるので、(3)式のレイノルズ 数で整理すると第8図のようになる。この結果,摩擦係数fとレイ ノルズ数 Reとの間には, Re が 150~2,000 の範囲で $f = 1.18 \ Re^{-0.578}$ (19) なる実験式が得られた。(19)式を用いれば、フィン高さ、フィンピ ッチを決定すれば、所要風量の場合の空気抵抗が求められる。

v₁: 入口空気比体積(m³/kg) **v**₂: 出口空気比体積 (m³/kg) g: 重力の加速度 (m/s²) **v**_m: 空気平均比体積 (m³/kg) Kc: 入口部収縮流に対する損失係数 Ke: 出口部拡散流に対する損失係数 自由通過断面積 F_{fa} 放熱器前面面積 F σ :

自動車冷房装置用アルミ鋭着小形熱交換器

第1表 凝縮器使用条件

名	í	7	际	記号	単 位	設 計 値
空	気	温	度	T_r	°C DB.	35
湿			度	ϕ	% R.H.	70
風			11. III.	V	m ⁸ /min	42
凝	縮	熱	量	Q	kcal/h	5,000
冷	媒	流	量	G_R	kg/h	144
凝	縮	圧	カ	P_d	kg/cm ² abs.	$13 \sim 14$
凝	縮	温	度	t_R	°C	$53 \sim 55$
空	気」	七重	量	r	kg/m ³	1.10
定	圧	比	熱	C_p	kcal/kg°C	0.242
プ	ラン	トル	数	P_r		0.7
	ŀ	$r_{r_{3}}^{2}$				0.8

第2表 設 計 計 算

	名			称		記号	単 位	$P_d = 13 \text{ kg/cm}^2$	$P_d = 14 \text{ kg/cm}^3$
前	ī	ī.	風	N.	速	U	m/s	5.0	5.6
空	気 出	ス		昷 度	差	Δt_a	°C	6.0	6.0
空	気	出	П	温	度	t_{a2}	°C	41.0	41.0
Ŧ	均	空	気	温	度	tam	°C	38.0	38.0
É	由道	Ú	過 断	面	積	F_{fa}	m^2	$8.30 imes 10^{-2}$	$8.30 imes 10^{-2}$
É	由通過關	斤面	積当り	空気	流量	G_a	kg/m²s	9.3	9.3
熱	伝		達	函	数	j		0.0130	0.0130
空	気(IJ	熱 伝	達	率	α_a	kcal/m²h °C	132.0	132.0
ガ	ス	域	放	熱	量	q_1	kcal/kg	4.0	3.9
飽	和	域	放	熱	量	q_2	kcal/kg	29.5	29.1
液	域		放	熱	量	q_3	kcal/kg	1.2	1.7
ガ	スカ	戓	冷媒	温	度	t_{R1}	°C	62	63
飽	和力	戓	冷媒	温	度	t_{R2}	°C	53	55
液	域	冷	媒	温	度	t_{R3}	°C	51	53
温	度	差	: (ガ	ス	域)	θ_{m1}	°C	24	25
温	度	差	: (飽	和	域)	θ_{m2}	°C	15	17
温	度	差	(液		域)	θ_{m3}	°C	13	15
冷り	媒熱伝i	幸率	K (ガ	ス	域)	α_{R1}	kcal/m ² h°C	1,000	1,000
冷切	媒熱伝i	室卒	(飽	和	域)	α_{R2}	$kcal/m^2h^{\circ}C$	1,500	1,500
冷切	媒熱伝i	室卒	(液		域)	α_{R3}	$kcal/m^{2}h^{\circ}C$	2,000	2,000
埶	貫 流	举	K (ガ	ス	域)	K_1	kcal/m ² h°C	83.5	83.5
熱	貫 流	泽	(飽	和	域)	K_2	kcal/m ² h°C	87.5	87.5
熱	貫 流	淬	3 (液		域)	K_3	$kcal/m^{2}h^{\circ}C$	103.0	103.0
放	熱	量	: (ガ	ス	域)	Q_1	kcal/h	576	566
放	熱	日	(飽	和	域)	Q_2	kcal/h	4,250	4,190
放	熱	量	: (液		域)	Q_3	kcal/h	174	244
放	熱 面	積	i (ガ	ス	域)	F_{sa1}	m^2	0.288	0.265
放	熱面	積	〔〔飽	和	域)	Fsa 2	m^2	3.24	2.97
放	熱面	積	〔液		域)	F_{sa3}	m^2	0.113	0.158
全	放		熱	面	積	F_{sa}	m^2	3.65	3.33
奥	彳	ī		6	法	L_b	mm	25	.0
決	5	Ë	4	ž.	法	L_a, L_b, L_c	mm ³	310×2	25×455
v	イ	1	12	ズ	数	R_{e}		1,120	1,120
摩	ł	察	係		数	f		0.021	0.021
入	口 2	۲ġ Ľ	気 比	重	量	71	kg/m ³	1.11	1.11
出	<u>п</u> 2	Ë	気 比	重	量	72	kg/m ³	1.09	1.09
空	5	xi	抵		抗	ΔP	mmAq	6.3	6.3



第9図 5,000 kcal/h 凝 縮 器



第3表 凝縮器寸法仕様

	空気側	冷媒側
流動方式	直 3	交 流
フィン形式	波 形 の	こ歯状
フィン数	$17 = /1'' (D_1 = 1.35 D_2 = 8.75)$	$ 7 = /1'' (D_1 = 3.30 \ D_2 = 2.97)$
フィン高さ	8.9 mm	3.3 mm
フィン厚さ	0.15mm	0.33mm
通 路 数	34	35
冷却管厚さ	0.5	54mm
$L_a \times L_b \times L_c$	310×25	5×455 mm

5. 試作凝縮器の冷媒試験

第10図 放熱量と冷媒循環量

熱電対を冷媒循環通路内にそう入接着して測定した。冷媒循環量は あらかじめ圧縮機の容積効率を測定しておき,運転時のガス温度, 回転数から求めた。放熱量の測定は,凝縮器前後の空気温度差から 求める方法,冷媒流量と冷媒エンタルピ差から求める方法,放熱器 を通過する空気量から熱伝達率を求め壁温と平均空気温度の差を用 いて求める方法がある。

試験結果を総合放熱量と冷媒循環量の関係で図示すると**第10**図 のようになる。この結果,空気エンタルピ,冷媒エンタルピ,空気 側表面熱伝達率より求めた放熱量は,同一の値を示し,設計値の冷 媒循環量 *G_R*=144 kg/h のときの放熱量 5,000 kcal/h を得た。した がって温水試験で得た空気側表面熱伝達率を求める実験式(15)をほ かの放熱器を製作する場合にも用いることが可能である。

今凝縮器内の冷媒温度の実測値と、平均凝縮圧力より求めた凝縮 温度(飽和域と仮定する)の比較から、過熱ガス域、凝縮飽和域、 液域に分けて求めると、それぞれの領域の空気側伝熱面積はほぼ 0.28 m^2 , 3.17 m^2 , 0.12 m^2 になった。これから各域の放熱量を求め 各域の熱貫流率Kおよび冷媒側熱伝達率 α_R を求めると第11~13 図 のようになる。図中に示した設計点は、数種の予備実験によって推 定した仮定設計値である。冷媒熱伝達率 α_R の算出法がまだ確定し ていないので、今後この面の研究が必要であるが、この種の放熱器

では実験的に求めた 第12, 13 図 からおよその設計値を決めてさし
つかえない。
以上の凝縮器冷媒試験により,第1表に示した条件下で良好な凝
縮性能を発揮することがわかった。
5.3 空 気 抵 抗
凝縮器の静圧差を測定した結果を第14図に示す。設計値6.3mm
Aq より若干高い結果となっているが、厳密な値を要求しないかぎ
51 ——

論



6. フィン・パイプ形放熱器との比較

第4表にフィン-パイプ形放熱器とアルミ猟着放熱器の比較を示 す。アルミ猟着放熱器はパイプ-フィン形より重量で1/3.5,材料費 で1/5.5, 容積当りの伝熱面積は1.7倍弱となりきわめて優秀な性能 を有することがわかった。

7. 結 言

自動車冷房装置用凝縮器に小形軽量なアルミ鎌着放熱器を開発 し、冷媒試験によりその放熱性能を調べた結果を要約すると下記の とおりである。

(1) アルミ 鎌着の小形放熱器の空気 側熱伝達率を算出するため の熱伝達関数を実験的に求めた。

第14図 空気抵抗と風量

第4表 熱交換器の比較

				フィンーパイプ形	アルミ猟着形
使	用	材	料	アルミフィン-銅パイプ	アルミニウム
製	作	方	法	そう入圧着	浸 漬 鋭 着
冷	媒	通	路	24 本	35 段
伝	熱	面	積	5.65m ²	3.57m ²
外	径	4.	法	$614 \times 320 \times 50$ mm	$310 \times 25 \times 455$ mm
総	Ī	E	量	11.2 kg	3.1 kg
重	量当	り放き	執量	450 kcal/h/kg	1,600 kcal/h/kg
容	債 当	り放き	熱量	5.1×10^{5} kcal/h/m ³	14.2×10 ⁵ kcal/h/m ³
放熱	大量当	り材料	料費	0.71¥/kcal/h	0.31¥/kcal/h
容積	責当り	伝熱ī	面積	$575m^{2}/m^{3}$	$1,010m^2/m^3$

(2) フィン構造によって変化する空気抵抗を求めるための摩擦 係数を得た。

(3) 基礎実験式により設計した凝縮器を冷媒試験した結果,所 要の放熱量を発揮することを確認した。

(4) 所要放熱量に対しこの種,熱交換器の設計法を確立した。 (5) フィンーパイプ形放熱器に比較して、多くの点ですぐれて いることがわかった。

終りにのぞみ,本凝縮器の製作に協力をいただいた住友精密工業 株式会社赤山二郎氏に深甚の謝意を表するものである。

考 献 参 文 (1) 赤山二郎: 住友金属 Vol.11, No.1 別冊 (2) 粟野誠一: 伝熱工学 (1957) (3) Kay & London: Compact Heat Exchangers (1955)