

冷媒 R-22 の水平管内凝縮熱伝達

Condensing Heat Transfer of Refrigerant R-22 inside Horizontal Tubes

松村 帝男* 埋橋 英夫*
Kimio Matsumura Hideo Uzuhashi

内 容 梗 概

小形空調機の一つであるルームクーラには、冷媒凝縮器として一般にフィン付パイプの多管式熱交換器が使用される。効率のよい凝縮器を設計するためには、空気側と冷媒側の熱伝達特性を十分には握しておく必要がある。しかるに後者の冷媒凝縮熱伝達については文献も少なく正確な値が知られていない。本報告は水平管内で冷媒 R-22 が凝縮液化するときの熱伝達を実験的に求めたものである。

1. 緒 言

ルームクーラに使用されている凝縮器は、直径が8~16mmの水平管内の冷媒とパイプ外に取り付けたフィンの間を流れる空気との間に熱交換を行なわせ、内部の冷媒ガスを冷却して凝縮させる作用をするものである。

すでに報告した「ルームクーラ用フィン形熱交換器」⁽¹⁾ においては空気とフィンとの熱伝達に関する実験を行ない、また「フィン形熱交換器の熱貫流率の解析」⁽²⁾ では熱交換器の性能に及ぼす種々の因子について熱貫流率の見地から検討を加えた。そしてその際冷媒とパイプ内壁との間の熱伝達については測定技術の上から不明の点が多いことを述べた。

冷媒の凝縮熱伝達に関する文献は少なく、Nusselt⁽³⁾, Jakob⁽⁴⁾, Rohsenow⁽⁵⁾ などにより行なわれている理論的考察はほとんど垂直管内外の凝縮状態についてのものであり、しかも冷媒ガスの速度がきわめて小さく凝縮した液膜とガスとの間に摩擦が生じないという仮定を設けている。また Chaddock⁽⁶⁾, Chato⁽⁷⁾ らは水平管内の冷媒の凝縮に関して水と空気の二相流のデータをもとにして解析を行ない、Potter⁽⁸⁾ は水平管内における冷媒 R-12 の凝縮熱伝達率の実験値を報告しているがいずれも流速が非常に低いところのものである。

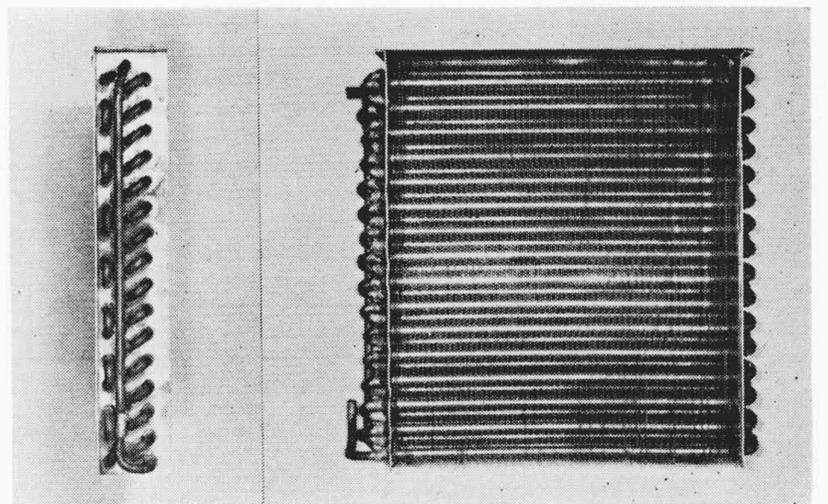
本報告は冷媒 R-22 が小径の水平管内をルームクーラの凝縮器の使用条件に近い状態で凝縮して流れているときの熱伝達率を実測したものである。

2. 冷 媒 の 凝 縮

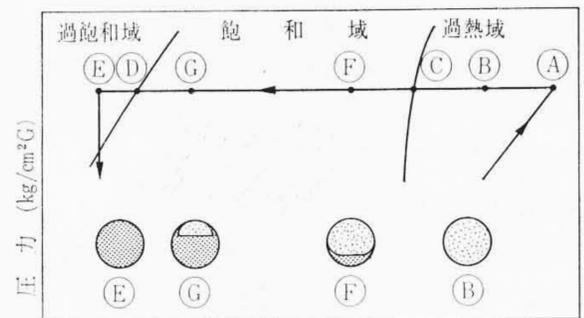
ルームクーラの凝縮器は第1図のような外観をしており、パイプ内を流れる冷媒と、表面のフィンの間を流れる空気との間で熱交換を行なう構造になっている。この凝縮器はパイプ内径7.1mm、水平長さ350mm、延べ水平管段数48本、パイプ肉厚1.0mmの寸法を有している。

第2図は圧縮機から出た高温高圧の冷媒 R-22 ガスが凝縮器内で冷却凝縮し完全に液化するまでの冷媒状態図を示すものである。第2図においてA点は圧縮機の出口における冷媒状態を示し過熱状態Bで凝縮器にはいる。冷却されてBからCに達したとき飽和温度になる。飽和域にはいったCからDに至る間は液化した冷媒がガス状冷媒から分離し、水平管内を流れるうちに次第に液の量が増大して気液混合の状態はDにおいて終了する。その後若干の過冷却がE点に至るまでの液域で行なわれ、そこで膨張弁またはキャピラリチューブなどの減圧機構を経て蒸発器には行って行く。このように凝縮器内の冷媒は気体—気液混合—液体と変化し、その状態変化の過程は明確でないが、水平管の管壁に凝縮付着した液冷媒は薄い膜を形

* 日立製作所栃木工場



第1図 ルームクーラ用凝縮器



エンタルピ (kcal/Kg)
A 圧縮機出口 E 凝縮器出口
B 凝縮器入口 F 飽和域
C 飽和ガス G 飽和域
D 飽和液

第2図 冷媒凝縮状態図

第1表 実験範囲

項 目	単 位	水冷二重管	空冷フィン凝縮器
凝 縮 圧 力	kg/cm ² G	16~20	19~20
流 入 冷 媒 温 度	℃	90~120	60~90
冷 媒 流 量	kg/s	0.008~0.016	0.008~0.03
冷 却 水 量	kg/h	8~50	—
冷 却 風 量	m ³ /min	—	10~30

成して管の底部に流れ落ち下底にたまった液は未凝縮ガスとともに水平方向に流れていると考えられる。

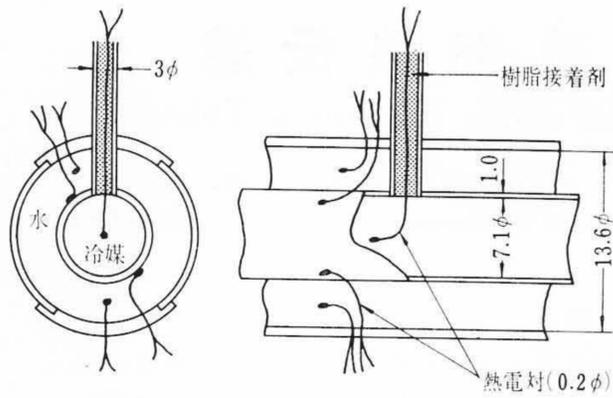
3. 実験方法および装置

3.1 実験方法

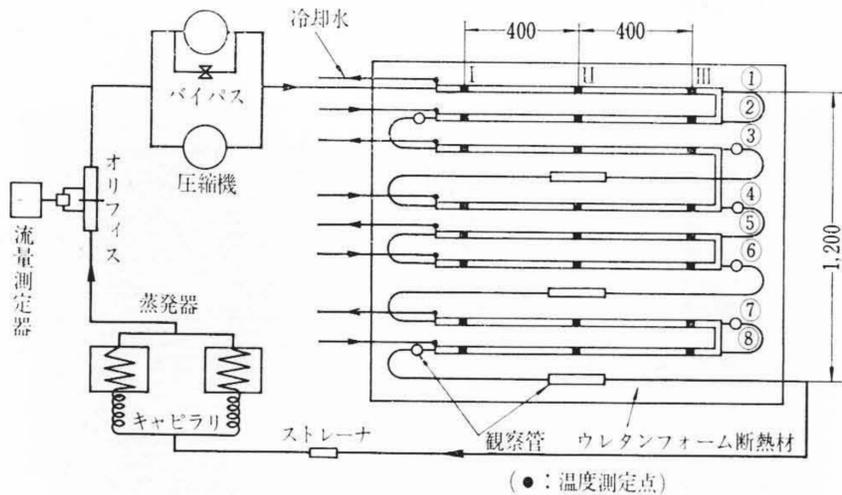
実験は水冷却による二重水平管凝縮器により過熱ガス域、飽和域、過冷却液域の熱伝達率の測定を行ないさらに空気冷却のフィン形凝縮器で確認実験を行なった。実験範囲は第1表のとおりである。

3.2 水冷却二重管測定装置

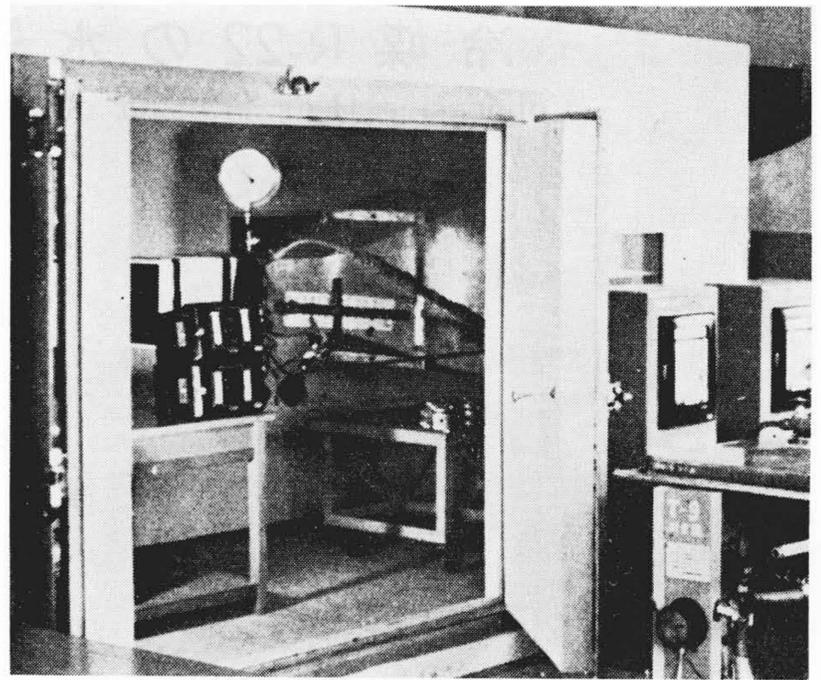
第3図のような内管を冷媒、外管を冷却水が流れる水平管を8段



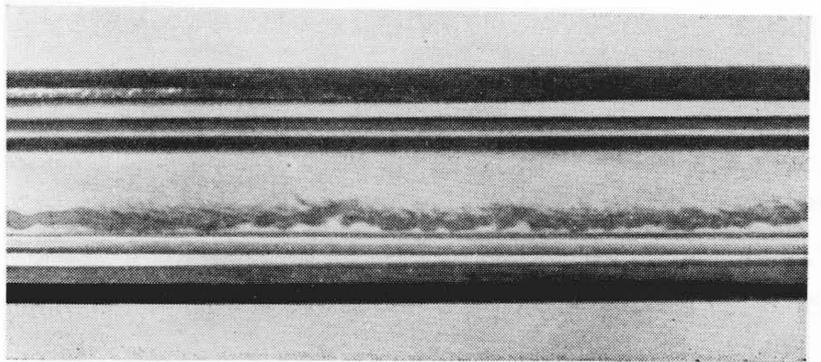
第 3 図 水冷却二重管の熱電対取付構造



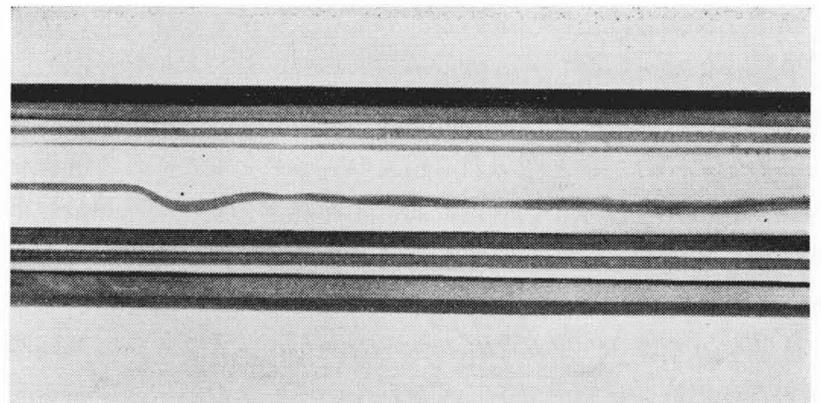
第 4 図 冷凍サイクル系統図



第 5 図 風 洞



第 6 図 凝縮初期の冷媒の流れ



第 7 図 凝縮後期の冷媒の流れ

設け、熱漏れを少なくするために断熱性能の高い発泡（ぼう）ウレタンフォームで全体をおおっている。冷凍サイクルは第 4 図のように 2 台の圧縮機と 2 台の蒸発器からなりバイパスバルブで冷媒流量を調節した。凝縮圧力は冷却水量とその温度で制御した。冷媒はガス状で上部よりはいり下部から出て行く。途中で冷媒の凝縮状態を観察するために硬質ガラス製の透明管を設けてある。凝縮温度は各段の管の両端部の圧力を測定してその飽和温度によって確認した。冷媒流量は校正したオリフィスを圧縮機入口直前に組み込み、蒸発器を出た過熱ガスの圧力差を検出し次式により算出した。

$$G_R = (\varepsilon\alpha) F_0 \sqrt{2g\gamma_1(P_1 - P_2)} \dots\dots\dots (1)$$

- ここに G_R : 冷 媒 流 量 (kg/s)
- F_0 : オリフィス断面積 38.47 (mm²)
- g : 重力加速度 9.8 (m/s²)
- P_1, P_2 : オリフィス前後の圧力 (kg/m²G)
- γ_1 : オリフィス入口冷媒比重量⁽⁹⁾ (kg/m³)
- $(\varepsilon\alpha)$: オリフィス係数 0.60±0.02

3.3 空気冷却フィン形凝縮器測定装置

フィン形凝縮器は、フィンピッチ 5 mm、パイプ外径 9.5 mm、内径 7.1 mm、横 300×高さ 300×幅 60 mm の大きさで、フィンとパイプは接触熱抵抗を無視できるようにはんだで溶着してある。パイプ列は 2 列 22 段で上部よりガス状ではいり液化して下部から出て行く構造である。パイプの内部および表面には温度測定のため 0.2 φ の銅—コンスタンタン熱電対を多数埋め込み両側の曲管部は断熱材でおおった。

実験装置は第 5 図に示すような絞り風洞付の実験室で、冷媒と空気の状態を自由に変化できる制御装置を備えている。冷媒流量は水冷却二重管試験の場合と同じくオリフィスによって測定した。

4. 実験結果とその検討

4.1 水冷却二重管の場合

第 4 図の装置を用いて冷媒 R-22 凝縮状態を観察した結果、過熱ガス域と過冷却液域は無色透明であり、飽和域においては、ガス

ピードが速いうちは第 6 図のように下部にたまった凝縮液の表面が非常に波だっており、ガススピードが遅くなるにつれて第 7 図のように次第に静かな流れになってくることがわかった。そして定常状態では 1～2 秒の周期で脈動波を生じている。これは第 4 図の凝縮器に見られるように測定管が縦方向に段になっているので上部にある程度たまった液が粘性抵抗に打ち勝って急激に流れ落ちるためと推定される。

第 8 図は凝縮圧力 16 kg/cm²G、冷媒流量が 0.00953 kg/s の場合について凝縮管全長にわたって測定した一例を示したものである。管の熱伝達率を算出する場合、冷媒と管壁温度との差のとりかたにより誤差が大きくなるよう冷媒と冷却水とは対向流としている。冷媒流路の途中に冷媒観察管を入れているので測定管③と④、⑤と⑥はそれぞれ同一の冷却水流路であるが図では不連続に示されている。

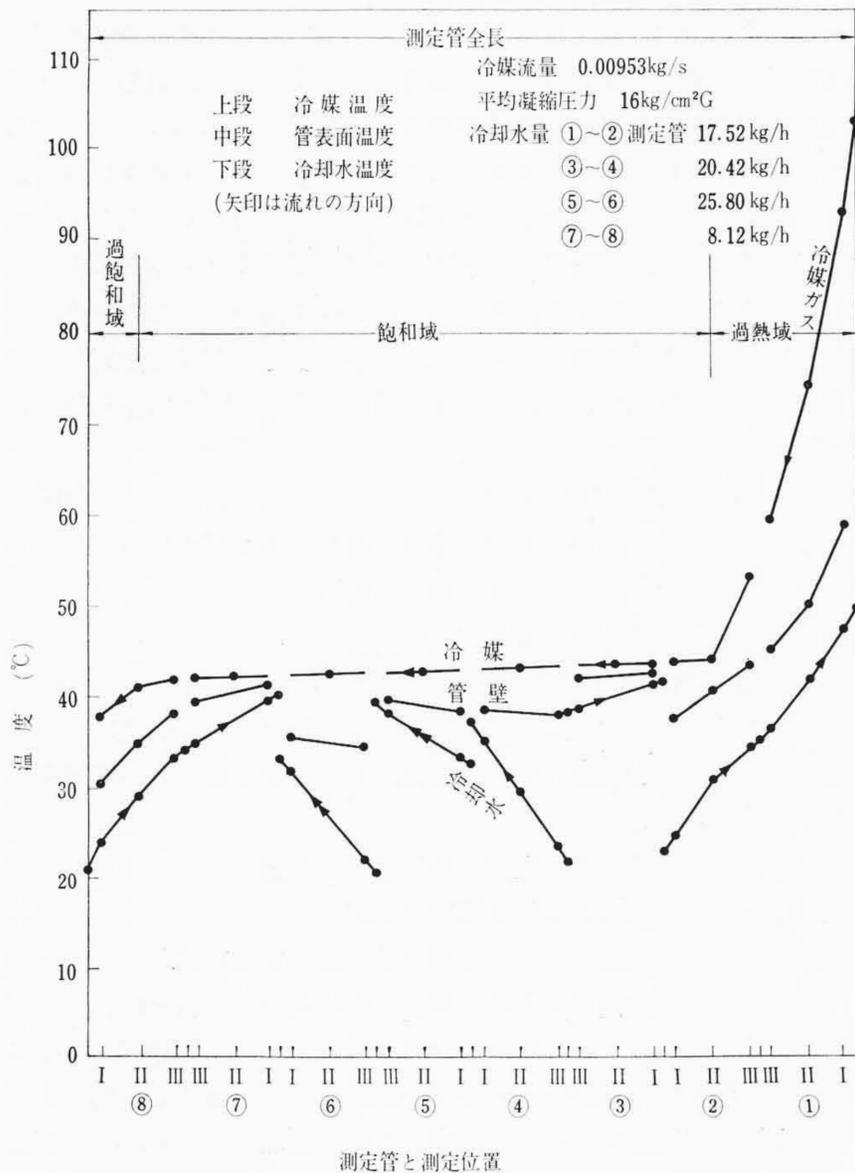
冷媒と管壁との間の熱伝達率は

$$\alpha_R = \frac{Q}{A \cdot \Delta T} \dots\dots\dots (2)$$

ここに α_R : 冷媒の熱伝達率 (kcal/m²h deg)

第2表 熱伝達率計算例

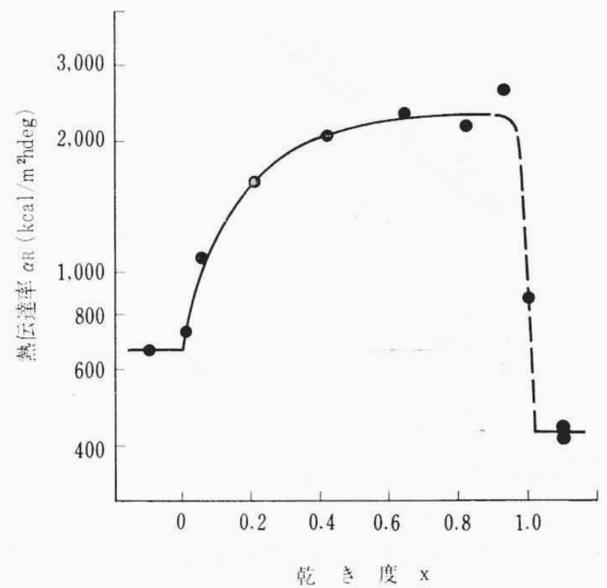
項目	測定管 単位	①		②		③	④	⑤	⑥	⑦	⑧	
		I~II	II~III	III~II	II~I	I~III	III~I	III~I	I~III	I~III	III~II	II~I
冷却水量	kg/h	17.52	17.52	17.52	17.52	20.42	20.42	25.80	25.80	8.12	8.12	8.12
低位水温度	℃	41.9	37.5	30.8	24.5	38.9	23.6	33.3	23.1	34.9	29.1	24.0
高位水温度	℃	48.1	41.9	33.8	30.8	41.2	34.1	38.5	31.8	39.6	33.1	29.1
測定管水温度差	deg	6.2	4.4	3.0	6.3	2.3	10.5	5.2	8.7	4.7	4.0	5.1
水側熱量	kcal/h	108.6	77.0	52.5	110.4	47.0	214.5	146.1	244.6	38.4	32.5	41.4
入口冷媒温度	℃	92.8	73.6	53.9	44.4	43.5	—	—	—	—	41.8	41.3
出口冷媒温度	℃	73.6	59.6	44.4	43.6	43.5	—	—	—	42.1	41.3	37.8
平均(中間)冷媒温度	℃	83.2	66.6	49.1	44.0	43.5	43.1	42.7	42.5	42.3	41.6	39.6
入口管温度	℃	58.8	49.8	43.2	41.5	42.8	38.5	39.5	35.2	41.0	38.0	35.0
出口管温度	℃	49.8	44.6	41.5	37.2	41.8	37.5	38.5	34.2	39.6	35.0	30.4
平均管温度	℃	54.3	47.2	42.5	39.3	42.3	38.0	39.0	34.7	40.3	36.5	32.7
冷媒温度差	deg	19.2	14.0	9.5	—	—	—	—	—	—	—	3.5
冷媒流量	kg/s×10 ⁻³	9.53	9.53	9.53	9.53	9.53	9.53	9.53	9.53	9.53	9.53	9.53
冷媒熱量	kcal/h	108.8	77.7	52.7	—	—	—	—	—	—	—	41.6
冷媒管温度差	deg	28.9	19.4	6.6	4.7	1.2	5.1	3.7	7.8	2.0	5.1	6.9
熱伝達率	kcal/m ² hdeg	422	446	888	2,630	2,192	2,355	2,020	1,600	1,070	714	674
管入口水温度	℃	40.9	35.1	30.8	22.3	37.5	21.2	32.5	21.5	34.0	29.1	21.0
管出口水温度	℃	49.2	40.9	35.1	30.8	41.5	37.5	39.4	32.5	40.3	34.0	29.1
管出入口水温度差	deg	8.3	5.8	4.3	8.5	4.0	16.3	6.9	11.0	6.3	4.9	8.1
全水側熱量	kcal/h	145.6	101.7	75.4	149.0	81.7	333.0	178.0	284.0	51.2	33.8	65.8
乾き度		1.0	1.0	1.0	0.93	0.82	0.64	0.42	0.21	0.05	0.02	0



第8図 全域温度測定結果例

- Q: 測定区間の放熱量 (kcal/h)
- A: 測定区間の管内表面積 (m²)
- ΔT: 冷媒と管壁との平均温度差 (deg)

で算出される。管内壁の温度は管外表面温度で代用しているが内外の温度差は Jakob の変形式⁽¹⁰⁾を用いれば本実験範囲では外周温度の 0.1% 以下であり問題ない。第8図に示した測定結果から(2)式を用いて熱伝達率を計算すると第2表のようになる。これを乾き度と熱伝達率の関係で整理した結果が第9図である。乾き度が1以上つまり過熱ガスの場合と、0以下つまり過飽和液の場合は飽和域の



第9図 乾き度と熱伝達率

凝縮状態に比較して熱伝達率はそれぞれ 22%, 35% と小さい値である。過熱ガス域と過冷却液域の熱伝達率を冷媒流量を変えて測定した結果は第10図のようであり、熱伝達率は流量に比例し、同じ流量でもガスより液のほうが大きい。一般に管内を流れる完全流体の熱伝達率は次のような実験式で算出される⁽¹¹⁾⁽¹²⁾。

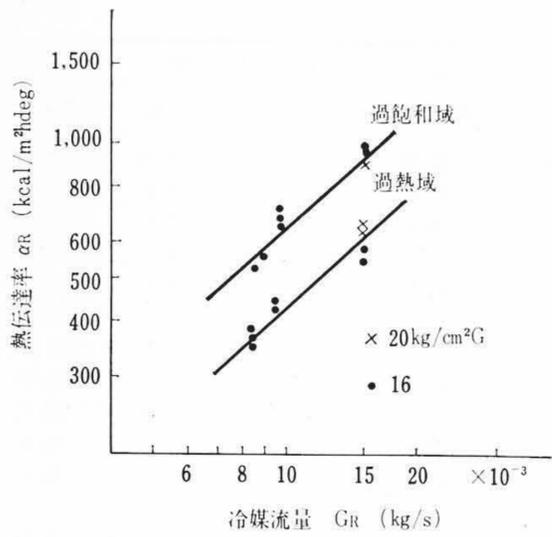
$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \dots\dots\dots (3)$$

または

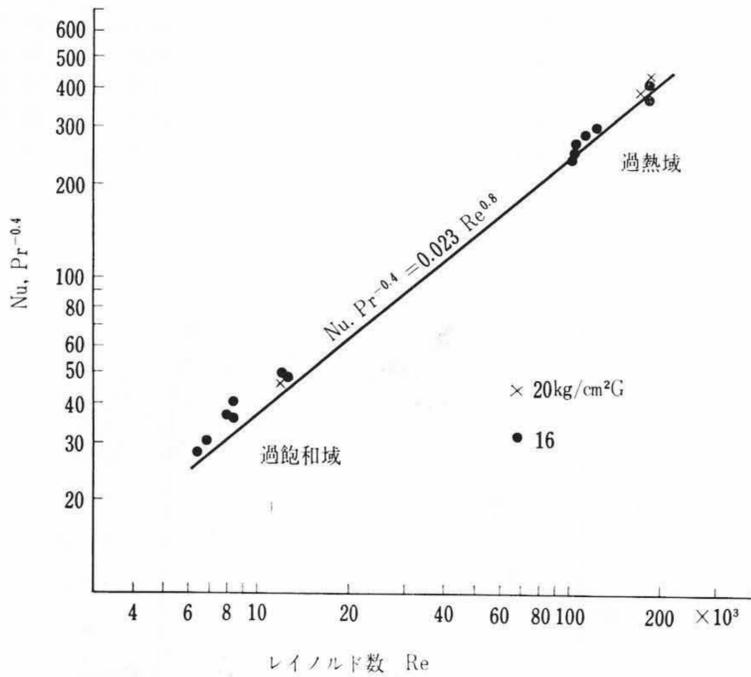
$$\left(\frac{\alpha \cdot d}{\lambda}\right) = 0.023 \left(\frac{V \cdot d}{\nu}\right)^{0.8} \left(\frac{Cg\eta}{\lambda}\right)^{0.4} \dots\dots\dots (4)$$

- ここに Nu: ヌセルト数
- Re: レイノルド数
- Pr: プラントル数
- α: 管内流体熱伝達率 (kcal/m²h deg)
- d: 管内径 (m)
- λ: 流体の熱伝導率 (kcal/mhdeg)
- V: 流速 (m/h)
- ν: 流体の動粘性係数 (m²/h)
- g: 重力加速度 (m/h²)
- C: 流体の比熱 (kcal/kg deg)
- η: 流体の粘性係数 (kg h/m²)

第10図の実測値を上記の無次元数で整理して比較すると第11図のようになる。過熱ガス域は(3)式とほぼ一致しているが過冷却液



第 10 図 過熱域過飽和域熱伝達率



第 11 図 過熱域過飽和域熱伝達率の無次元表示

域は測定値のほうが若干高い値を示している。この理由の一つとして ASHRAE の Data Book⁽¹³⁾ より引用した冷媒物性値の精度が多分に影響を及ぼしていると考えられる。

次に第 9 図において点線で示した部分すなわち、凝縮開始直後は、管壁温度が飽和温度以下でも中心の冷媒温度は飽和温度以上である場合もありデータのバラツキが大きかった。しかし凝縮膜は非常に薄くガススピードが大きいので薄膜と壁との熱伝導は良好である。その上底部には凝縮液が少ないので有効伝熱面積が多く平均熱伝達率は大きい。そして次第にガスおよび底部液冷媒のスピードが遅くなり、かつ底部液冷媒の管内を占める割合が多くなることにより有効伝熱面積が減少してくると熱伝達率も低下してくることがわかる。Chaddock⁽⁶⁾ は冷媒流速が遅い場合に管底にたまった液化冷媒の占める割合を考慮して次のような計算方法を示している。すなわち水平管内に流れる液化冷媒からの熱伝導は無視してガスが接触している面へのみ熱が伝達されるものと考えると平均熱伝達率 α_s は次のように表わされる。

$$\alpha_s = \frac{\phi}{\pi} \alpha_\phi \dots\dots\dots (5)$$

$$\alpha_\phi = \frac{\beta \Omega}{(D_i \cdot \theta_R)^{0.25}} \dots\dots\dots (6)$$

$$\Omega = [\lambda_R^3 \cdot \rho_R (\rho_R - \rho_v) g \cdot r / \mu_R]^{0.25} \dots\dots\dots (7)$$

$$\phi = \pi - \left[0.47 J \frac{l(\theta_R)^{3/4}}{d_i^{2.75}} \right]^{0.142} \dots\dots\dots (8)$$

$$J = \left[\frac{\lambda_R^3 (\rho_R - \rho_v) g}{\mu_R \rho_R^2 \gamma^3} \right]^{0.25} \dots\dots\dots (9)$$

- ここに α_s : 平均凝縮熱伝達率 (BTU/ft²h°F)
- α_ϕ : 薄膜部の熱伝達率 (BTU/ft²h°F)
- β : 薄膜面積の関数
- λ_R : 液化冷媒の熱伝導率 (BTU/ft h°F)
- ρ_R : 液化冷媒の比重量 (lb/ft³)
- ρ_v : ガス冷媒の比重量 (lb/ft³)
- g : 重力加速度 (4.16×10^8 ft/h²)
- γ : 冷媒の蒸発熱 (BTU/lb)
- μ_R : 液化冷媒の絶対粘度 (lb/h ft)
- ϕ : 薄膜角度 (rad)
- θ_R : 冷媒とパイプ内壁との温度差 (°F)
- l : パイプ長さ (ft)
- D_i : パイプ内径 (ft)
- d_i : パイプ内径 (in)

本実験で得た飽和域の熱伝達率の値を上記の計算式と比較してみると第 12 図のようになり、バラツキも大きくかつ全般的に実測値のほうが高くなった。計算式は 25~50 mm という大径の水平管において 0.3 m/s という低速ガスを流したときのデータをもとにしたもので本実験のように 7.1 mm の細管に 3.5~7 m/s のガス速度ではいり凝縮する場合とはだいぶ凝縮状態が違うものと考えられる。すなわち理論式の原理によれば、ガス速度が遅い場合は凝縮薄膜の厚さは表面せん断力と凝縮量と液膜の自重の関数となり、凝縮量が多くなれば壁を伝わり降りる薄膜の厚みが増し熱伝達率が低下してくることを示しているが、ガススピードが大きいと液膜が非常に薄くなり、凝縮液の移動、膜および下部液の攪乱(かくらん)などのため熱伝達率が高くなると考えられる。次に冷媒循環量と冷却水とを増して放熱量を多くしてそれぞれについて第 9 図のような乾き度—飽和域熱伝達率曲線を求め、その平均値を流量との関係で整理した結果を第 13 図に示す。すなわち本実験における範囲では飽和域平均凝縮熱伝達率として

$$\alpha_R = 6.12 \times 10^4 G_R^{0.75} \dots\dots\dots (10)$$

- ここに α_R : 飽和域平均凝縮熱伝達率 (kcal/m²h deg)
- G_R : 冷媒流量 (kg/s)

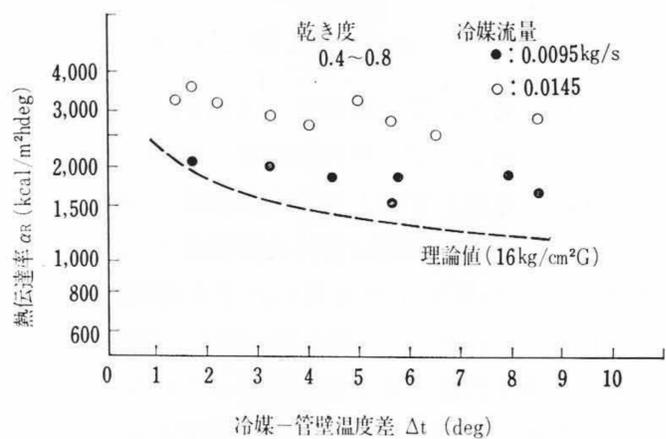
なる実験式を得ることができた。

4.2 空気冷却フィン形凝縮器の場合

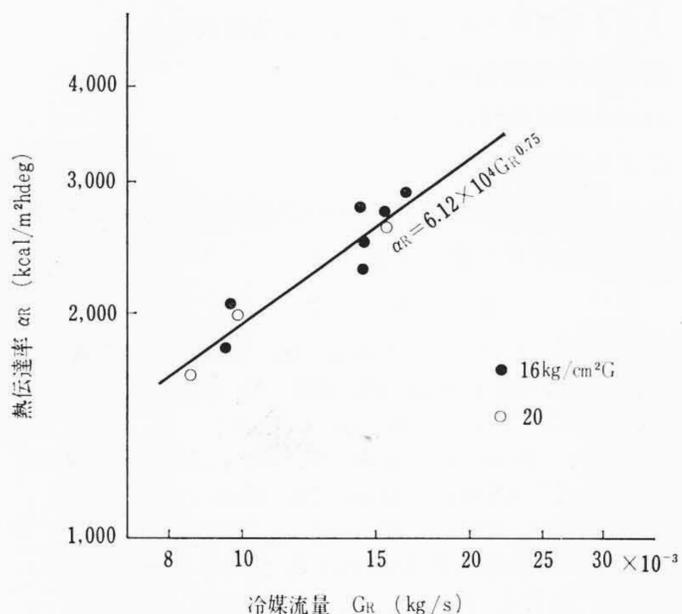
前項では水冷却水平二重管を用いて求めた各域の熱伝達について述べたが、これを実際の空冷凝縮器で下記のような項目の測定を行なって確認した。

- (1) 温水試験による空気側熱伝達率の測定
- (2) 冷媒試験による熱貫流率の測定
- (3) 二重管試験で求めた各域の熱伝達率を用いて理論的に空冷凝縮器の熱貫流率 K を算出し(2)項の実験値と比較

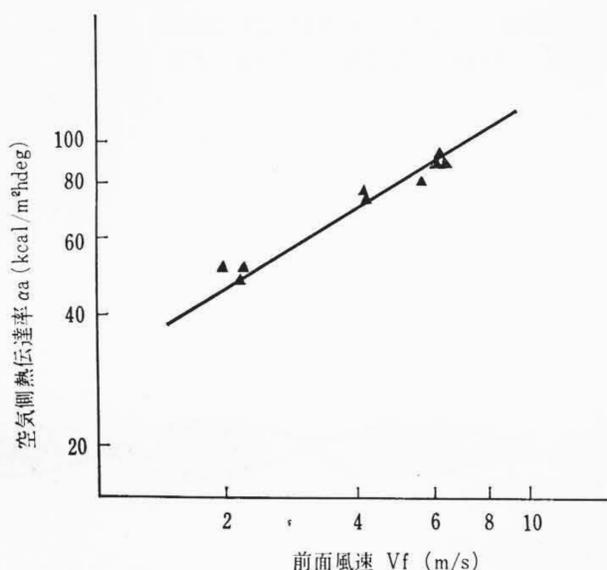
まず絞り風洞にフィン凝縮器を取り付け入口空気温度を 35°C に保ち、50~70°C の温水を 2~4 l/min の速度で循環させ平均パイプ温度と平均空気温度との差を測定して空気側熱伝達率 α_a を求めた。



第 12 図 温度差と熱伝達率



第 13 図 冷 媒 流 量 と 熱 伝 達 率



第 14 図 空 気 側 熱 伝 達 率

第 14 図はその結果である。なお温水出入口温度差と空気出入口温度、風速の総合誤差は 3~6% であった。

次にそのフィン形凝縮器に冷媒 R-22 を通し凝縮熱貫流率 K を実測した。過熱ガス域の熱貫流率 K_g は凝縮開始点を熱電対で測定すれば次の式から算出できる。

$$Q_g = G_R (i_1 - i_2) \quad (\text{冷媒流量}) \dots\dots\dots (11)$$

$$Q_g = M \gamma C_p (t_{a2} - t_{a1}) \times \frac{X}{L} \quad (\text{風量}) \dots\dots\dots (12)$$

$$A_g = \frac{X}{L} A_a \dots\dots\dots (13)$$

$$K_g = \frac{Q_g}{A_g (t_{Rm} - t_{am})} \dots\dots\dots (14)$$

(11)~(14)式より

$$K_g = \frac{G_R (i_1 - i_2)}{\frac{X}{L} A_a \left[t_{Rm} - \left\{ t_{a1} + \frac{L G_R (i_1 - i_2)}{2 X M C_p \gamma} \right\} \right]} \dots\dots\dots (15)$$

- ここに Q_g : 過熱ガス域放熱量 (kcal/h)
 G_R : 冷 媒 流 量 (kg/h)
 i_1 : 凝縮器入口冷媒エンタルピ (kcal/kg)
 i_2 : 凝縮開始点冷媒エンタルピ (kcal/kg)
 M : 風 量 (m³/h)
 γ : 空 気 比 重 量 (kg/m³)
 C_p : 空 気 比 熱 (kcal/kg deg)
 t_{a1}, t_{a2} : 空気入口出口温度 (°C)
 X : ガス域パイプ長さ (m)
 L : パイプ全長 (m)
 A_g : 過熱ガス域空気側伝熱面積 (m²)

- A_a : 空気側全伝熱面積 (m²)
 t_{Rm} : 冷媒平均温度 (°C)
 t_{am} : 空気平均温度 (°C)
 K_g : 過熱ガス域熱貫流率 (kcal/m²h deg)

また飽和域の場合も同様に

$$K_s = \frac{G_R (i_2 - i_3)}{\frac{Y}{L} A_a \left[t_{Rm} - \left\{ t_{a1} + \frac{L G_R (i_2 - i_3)}{2 Y M \gamma C_p} \right\} \right]} \dots\dots\dots (17)$$

- ここに K_s : 飽和域熱貫流率 (kcal/m²h deg)
 Y : 飽和域パイプ長さ (m)
 i_3 : 凝縮終了点冷媒エンタルピ (kcal/kg)

なお、実際には、膨張機構としてキャピラリを使用しているルームクーラがほとんどであり、その場合凝縮器内の過冷却液域範囲はきわめて小さいので確認実験では過冷却液域については行なわなかった。

理論的にフィン形凝縮器の熱貫流率は次式により算出できる。

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\frac{A_i}{A_a} \alpha_R} + \frac{1}{\alpha_a} \dots\dots\dots (18)$$

- ここに K : 各域の熱貫流率 (kcal/m²h deg)
 $\frac{A_i}{A_a}$: 冷媒側/空気側の面積比 (m²/m²)
 α_a : 空気側熱伝達率 (kcal/m²h deg)
 α_R : 各域冷媒側熱伝達率 (kcal/m²h deg)

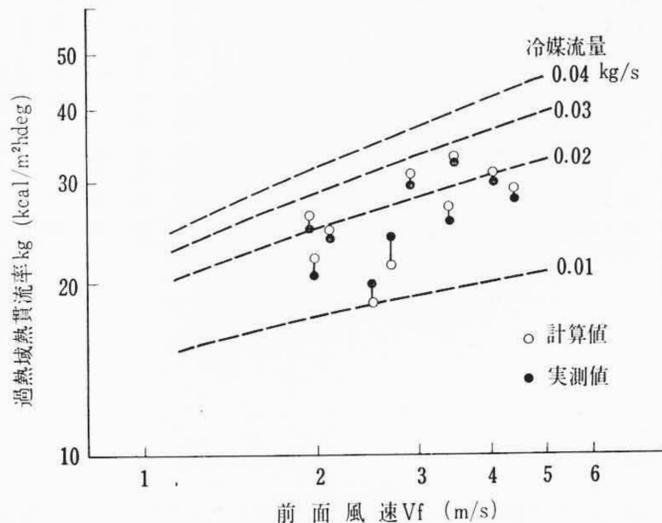
空気側熱伝達率 α_a は温水試験より求めた第 14 図の値を用い、冷媒側熱伝達率 α_R は二重管試験より求めた第 10 図および第 13 図の値を用いればよい。実験値と計算値とを冷媒流量および風速との関係で整理比較すると第 15, 16 図のとおりになる。図中点線は冷媒流量が変化したときの理論熱貫流率 K であり飽和域に比較してガス域は冷媒熱伝達率が小さいので流量の及ぼす影響が大きい。

過熱ガス域、飽和域ともに実験値のほうが若干低い値を示しているが、最大 10% (平均 6%) の誤差であり比較的よく一致しているといえる。以上の結果から水冷却水平管における実験式は空冷式フィン形凝縮器の場合にも適用できるという結論を得た。

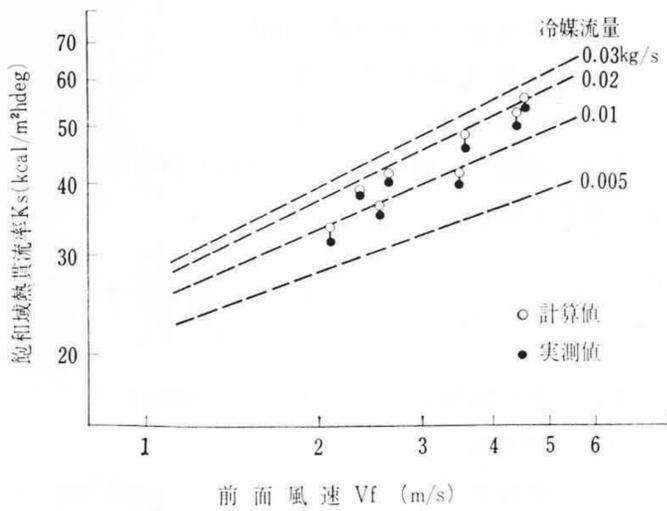
5. 結 言

直径 7.1 mm の水平銅管内で凝縮する冷媒 R-22 の熱伝達率を測定した結果を要約すると次のとおりである。

- (1) 過熱ガス冷媒および過冷却液冷媒が管内を流れる場合の熱伝達率の値は一般に用いられている完全流体の実験式 $N_u = 0.023 R_e^{0.8} P_r^{0.4}$ によって求めた値と一致する。
- (2) 水平管内で凝縮した液は管の底部にたまって流れ、その上



第 15 図 過 熱 域 熱 貫 流 率



第 16 図 飽 和 域 熱 貫 流 率

部を未凝縮ガスが流れている。

- (3) 飽和域の熱伝達率は乾き度が 0.2 以下においては急激に過冷却液域の値に接近し、0.9 以上においては急激に過熱ガス域の値に接近する。そして 0.2~0.9 の範囲では乾き度が

小さくなるにつれてやや低くなる傾向にある。

- (4) 飽和域平均凝縮熱伝達率は

$$\alpha_R = 6.12 \times 10^4 G_R^{0.75}$$

により算出できる。

終わりにのぞみ本実験に際し種々のご指導をいただいた東京大学教授内田秀雄氏に深甚な謝意を表する。

参 考 文 献

- (1) 松村, 埋橋, 太田: 日立評論 44, 1228 (昭 37-8)
- (2) 松村, 埋橋: 日立評論 45, 886 (昭 38-5)
- (3) W. Nusselt: V. D. I., 60, 541 (1916)
- (4) M. Jakob: Heat Transfer., I, 664 (1958)
- (5) Rohsenow: ASME Trans., 78, 1645 (1956)
- (6) J. Chaddock: Refrig. Engng., 4, 36 (1957)
- (7) J. Chato: ASHRAE Journal 4, 2, 52 (1962)
- (8) Potter: Refrig. Engng., 5, 45 (1956)
- (9) 長岡: 冷凍 31, 341, 194 (1956)
- (10) 大賀真二: 伝熱諸論とその適用 43 (1931)
- (11) Mc Adams: Heat Transfer, 219 (1954)
- (12) 日本機械学会: 伝熱工学資料 29 (1959)
- (13) ASHRAE: Guide & Data Book, 276 (1961)



特 許 と 新 案



最近登録された日立製作所の特許

特許番号	名 称	氏 名	特許登録日	特許番号	名 称	氏 名	特許登録日
312476	遅延回路	三浦武雄	38. 12. 6	414633	内燃機関で駆動される油圧動力伝達装置における制動装置	森川 巖	38. 12. 5
312477	半波チョップ回路方式	中村久吾	"	414634	走査型 X 線顕微鏡	岡野 寛	"
312478	信号対雑音比改善方式	市川真人	"	414635	遠心式ミクサーセッラー	平戸 瑞穂	"
312479	誘電体力率測定装置	真島秀泰	"	414636	電気発光装置	菊地 秀雄	"
312480	指向性の選択自由な受波装置	三浦武雄	"	414637	電子顕微鏡等の試料冷却装置	丸山 瑛一	"
312481	増幅回路	阿部善右衛門	"	414638	変換方式	片桐 信二郎	"
312482	移動通信方式	三北五郎	"	414639	変速回転機械の軸駆動油ポンプ装置	小井 善一郎	"
312483	半導体光電素子	永田 穰	"	414640	変速回転機械の圧油ポンプ装置	西井 善治	"
312484	並列ダイオード検波回路	阿部善右衛門	"	414641	流体変速機	梶 康文	"
312485	非直線回路素子を利用せる超再生増幅回路方式	田島 巖	"	414642	ジャンクションレールの操作装置	伊藤 文夫	"
312486	位相補償回路つき線型電子加速器	大野 稔	"	414643	非常減速指令発生装置	伊藤 文夫	"
312487	パイルドライバーのパイルガイド装置	山崎 誠司	"	414644	クライストロン	梶 康文	"
312488	過大入力信号制限装置	油井 重樹	"	414645	電気線輪異常検出装置	関 英彦	"
312489	緊急自動受信機	前川 明嗣	"	414646	多数線条の同期送出装置	井上 儀二	"
414624	E L 表示装置	伊藤 一紀	38. 12. 5	414647	直流負荷電流の方向転換装置	小川 志津郎	"
414625	真空通路 X 線分光器	鈴木 虎雄	"	414648	超小形水晶振動子保持方法	刈谷 藤本	"
414626	蒸気タービン調整装置	及川 充	"	414649	超小形水晶振動子保持装置	竹金 猛洋	"
414627	OTL回路方式による多重スピーカー系駆動方式	岡野 寛	"	414650	電圧電流変換装置	沢田 利次	"
414628	電話器におけるベル装置	坂井 彰	"	414651	内燃機関の平衡装置	井上 坦	"
414629	多数点抵抗熔接装置	村井 幹夫	"	414652	内燃機関の平衡装置	長岩 幸二	"
414630	誤受信防止装置	村井 幹夫	"	414653	球状重合体の製造法	田 敏之	"
414631	中性子エネルギースペクトロメータ	安川 文弘	"			橘品 敏之	"
414632	ガイガーミュラー計数管の最適動作電圧設定回路	長松 井岡	"			橘品 敏之	"
		矢島 脩真	"			三浦 武雄	"
		伊与部 三三	"			工藤 弘	"
		青木 亮	"			工藤 弘	"
		諏訪 志朗	"			高桑 通夫	"
						岡 越政	"