

- 研究 (第1報, 平滑面上の凝縮熱伝達), 冷凍, 58-668, (昭58-6), 549-556.
- 16) 尾花英明: 「熱交換器設計ハンドブック」 640-643, 工学図書, 東京 (昭49).
- 17) 日本機械学会: 「伝熱工学資料」改訂第3版, 324, 日本機械学会, 東京 (昭50).
- 18) 日本冷凍協会: 「冷凍空調便覧」(基礎編) 新版第4版, 177-247, 日本冷凍協会, 東京 (昭56).

記号

- A: 伝熱面積 (真実面積)
 B₀: ポンド数 [式 (15)]
 B₀*: 修正ポンド数 [式 (14)]
 (Deq): 相当直径
 G: 流量
 g: 動力の加速度
 Gr_i: グラスホフ数 [式 (10)]
 H: 顕潜熱比 [式 (12)]
 h: フルード (溝) の深さ
 L: 凝縮の潜熱
 l: 冷却面の長さ
 Nu_c: 冷却水側のヌセルト数 [式 (4)]
 (Nu_i)₀: スムース面上の層流膜状凝縮のヌセルト数 [式 (9)]
 Nu_i: 凝縮側のヌセルト数 [式 (7)]
 Pr: プラントル数

- p: フルード (溝) のピッチ
 Q_c: 冷却水の持ち去る熱量 [式 (2)]
 Re_c: 冷却水のレイノルズ数 [式 (5)]
 Re_l: 凝縮側のレイノルズ数 [式 (8)]
 T_{em}: 冷却水の平均温度 = (T_{co} + T_{ci}) / 2
 T_{wc}: 冷却水側の壁表面温度の平均値
 T_{ci}: 冷却水の入口温度
 T_{co}: 冷却水の出口温度
 T_{vm}: 蒸気温度の平均値
 T_{wv}: 凝縮側の壁表面温度の平均値
 V: 平均流速
 α_c: 冷却水側の強制対流平均熱伝達係数
 α_v: 平均凝縮熱伝達係数
 ΔT: 温度差
 ν: 動粘性係数
 λ: 熱伝導率
 σ: 表面張力
 μ: 粘性係数
 ρ: 密度
- 添字
 c: 冷却水
 L: 凝縮液
 l: 代表寸法に冷却面長さをとる.
 m: 平均値
 V: 蒸気

冷凍編集委員会

(58年度)

担当	副会長	委員	委員
	高田 秋一 (株)荏原製作所	稲生 稔	日本冷蔵(株)
委員	長 服部 賢	柏木 孝夫	東京工業大学
	長岡技術科学大学	田中 博国	三機工業(株)
副委員長	渡部 康一	田中 武夫	東海区水産研究所
	慶応義塾大学	土井 和典	東京工科専門学校
委員	新井 鉄治	長谷川 良雄	農産物流通技術研究会
	ダイキン工業(株)	三堀 友雄	東京水産大学
	倉光 豊		東京芝浦電気(株)

研究論文

冷凍サイクル用アキュムレータの動的シミュレータ

Dynamic Simulator of a Suction Line Accumulator Used in the Refrigeration Cycles.

渥美晃*
 Akira Atsumi
 森田敏男**
 Tosio Morita
 斎藤孝基**
 Takamoto Saito

Summary

A dynamic simulator of a suction line accumulator used in the refrigeration cycles has been developed. In this simulator, the foaming phenomenon and the nonequilibrium phenomenon of the vapor and liquid refrigerant are considered.

Experimental validations for the simulator were performed under the condition of a start-up operation of a heat pump air conditioner in the heating mode. Simulation results by the simulator showed good agreements with experimental results and the validity of the simulator has been confirmed.

1. 緒言

空気熱源ヒートポンプ式空調機は、冷房から暖房まで幅広い雰囲気温度で運転されるため性能向上と合わせてすべての温度領域での信頼性確保が必要である。冷凍サイクルの信頼性向上のための重要な研究課題の一つとして過渡特性の解明がある。冷凍サイクルを構成する各要素のうち圧縮機、熱交換器、膨張弁等については過渡特性の研究が行われている¹⁾²⁾。しかしアキュムレータやレシーバ等の容器内の冷媒挙動について検討した例は少ない。アキュムレータに関し実験的な検討結果が報告されている³⁾が、理論的な検討は行われていない。アキュムレータは、圧縮機起動時等に多量の冷媒液が圧縮機へ吸入されることを防止するために設けられ、その特性が圧縮機の信頼性に大きく影響する。アキュムレータ内での冷媒挙動の過渡現象としては、フォーミング現象あるいは過熱蒸気と飽和液が共存する非平衡現象がある。特にフォーミング現象は圧縮機の液圧縮に直接関連する。

従来フォーミングに関する容器内二相流体の挙動については、原子力工学部門でさかんに研究されてい⁴⁾⁵⁾る。しかしこれらの研究では水と空気あるいは水

と水蒸気の二相流体を対象としており、フロン冷媒のフォーミング現象に関する研究はほとんど行われていない。

筆者らは先にアキュムレータの定常特性について検討し、油戻し穴部の流量特性を明らかにした⁶⁾。本研究ではアキュムレータ内冷媒挙動の過渡現象を解明するために、まずヒートポンプ式空調機の実働状態下での冷媒挙動を把握する実験を行い、この結果をもとにアキュムレータ内の非定常冷媒挙動の解析を行った。本シミュレータにはフォーミング現象と気液非平衡現象が考慮されている。この解析では、(1)容器壁面での熱伝達率 α_{wr}、(2)気液界面での過熱蒸気と飽和液間の熱交換量を定める熱伝達率 α_{vl}、(3)二相部のポイド率分布を決める気泡分布係数 C_x および(4)界面高さを決定する気泡離脱速度 U_B を実験的に求めて与える必要がある。これらの因子のうち(1)

* 日立製作所 機械研究所
 Mechanical Engineering Research Laboratory,
 HITACHI, Ltd.

** 東京大学工学部機械工学科
 Department of Mechanical Engineering,
 Faculty of Engineering, University of Tokyo.
 原稿受理 昭和58年3月30日

(2)については上述のヒートポンプ式空調機の実験結果をもとに求め、(3)については容器単体を使った実験により求めた。また気泡分布係数 C_x は、成合らの水を用いた減圧沸騰の実験結果をもとに0.8一定とした。なお冷媒はR22である。

解析法の妥当性を確認するために、フォーミング現象の代表例として暖房運転開始時の冷媒挙動の解析結果と実験結果の比較を行った。この結果、本解析法がほぼ妥当であることが確認できた。本報告ではこれら過渡特性に関する検討結果を述べる。

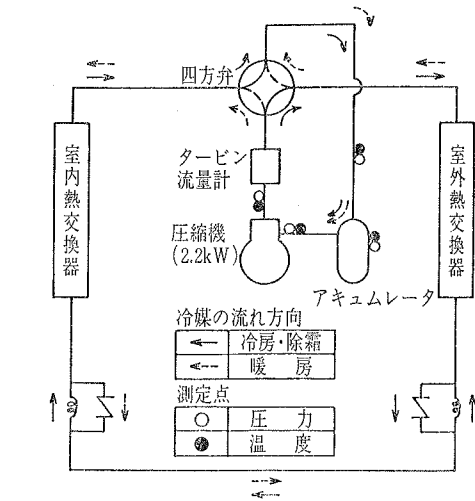


図1 実験装置の冷凍サイクル構成

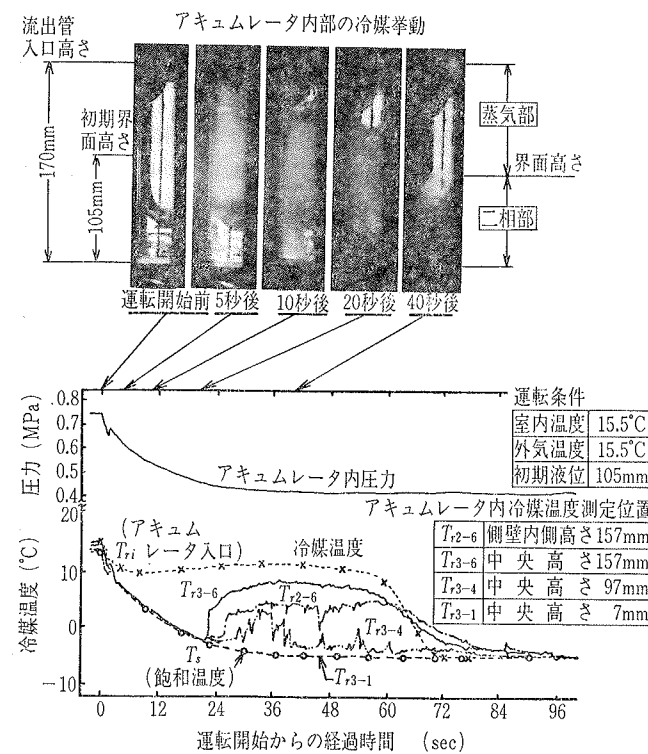


図3 暖房運転開始時の特性

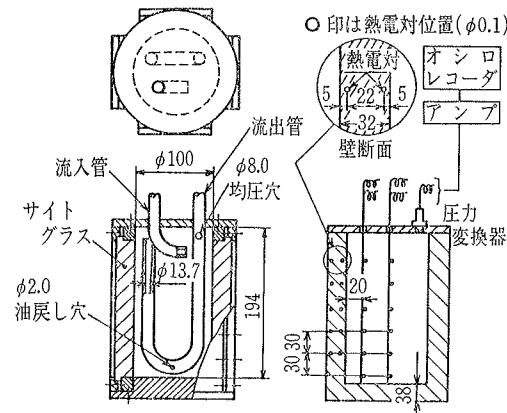


図2 供試アキュムレータの構造と諸元

果と実験結果の比較を行った。この結果、本解析法がほぼ妥当であることが確認できた。本報告ではこれら過渡特性に関する検討結果を述べる。

2. アキュムレータ内の冷媒挙動

アキュムレータ内の現象をモデル化するために、まず、空気熱源ヒートポンプ式空調機を用いて圧縮機起動時その他の過渡状態の冷媒挙動を観察する実験を行った。

2.1 実験装置および実験方法

図1は実験装置の構成を示す。圧縮機のモータ出力は2.2kWである。冷凍サイクルは四方弁を切換えることにより、冷房運転では実線矢印方向に、暖房運転では破線方向に冷媒を循環させてそれぞれの運転が行えるように構成されている。図2には供試アキュムレータの構造と諸元および圧力・温度の測定位置が示されている。側面には内部冷媒の観察と界面高さ測定のためにサイトグラスが設けられており、外表面は厚さ25mmの発泡スチロール板により断熱されている。アキュムレータは四方弁に接続される流入管と圧縮機に接続されるU字形の流出管とから構成され、流出管には油戻し穴と均圧穴が設けられている。流入する油を含んだ冷媒は気液分離され、蒸気は流出管入口及び均圧穴から、油(または油を溶解した冷媒液)は油戻し穴から流出管内に流入して圧縮機に戻る。今回の実験ではアキュムレータ入口と出口の

冷媒の流れが気液二相状態となるため流量測定が困難であり、一つの目安として圧縮機出口部の流量をタービン式流量計で測定した。圧力と温度の記録には電磁オシログラフとペンレコーダを用いた。また実験時には一定時間間隔でアキュムレータ内部を写真撮影し、この写真から界面高さを読み取った。

2.2 実験例

ここでは実験結果の代表例として暖房運転開始時のアキュムレータ内の冷媒挙動を説明する。図3に暖房運転で圧縮機停止後約10時間放置(雰囲気温度8~15°C)した後に運転を開始した場合の圧力・温度などの時間的変化と内部冷媒状態(写真)を示す。図中に示す飽和温度は圧力の測定結果から求めた値である。起動前にはアキュムレータ内部に約1.0kgの冷媒液が溜っており、この冷媒量は冷凍サイクル内に封入された全冷媒量の約40%に相当する。

運転開始後圧力の急速な降下にもないフォーミングが生じ、二相部と蒸気部の界面は容器上端付近まで達している。このような状態ではアキュムレータから気液二相の冷媒が流出している。また流入する冷媒は運転開始から約70秒間は過熱蒸気であり、上部の蒸気部冷媒は、界面が降下し始める点以後(起動から約20秒後)過熱温度を示している。一方下部に存在する気液二相冷媒は飽和温度を示しており、界面が降下し始める20秒以後は過熱蒸気と飽和二相冷媒が共存する非平衡状態となっていることがわかる。

以上説明したようにアキュムレータ内では空調機の運転条件によりフォーミングや気液非平衡を生じることから、モデル化に当たってはこれらの現象を考慮する必要がある。

3. アキュムレータ動的モデルの解析

3.1 アキュムレータのモデル化と基礎式

前述の実験結果をもとに本解析ではフォーミングに対しては界面下の蒸気泡による界面上昇を、また気液非平衡に対しては過熱蒸気と飽和二相部の間の熱交換を取入れるモデルとした。図4は解析モデルを示す。実際のアキュムレータと同様に油戻し機構を備え、流出管の入口も容器内に突出した構造となっている。また冷媒蒸気(あるいは気液二相冷媒)は流出管入口と均圧穴から流出管内に流入し、それぞれの流量は流出管入口から均圧穴までの圧力損失と均圧穴部の合流損失などにより決定されるが、この解析では簡単化のため合計流量 G_{21} でまとめた。

解析に当たっては次に示すような仮定を設けた。

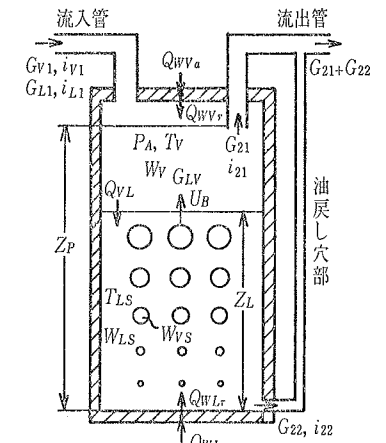


図4 解析モデル

- (1) フォーミングが生じている部分、すなわち二相部のポイド率は上方ほど大きく、高さ方向に直線的に分布する。
- (2) 蒸気部温度は一律である。
- (3) 二相部は飽和状態である。
- (4) 流出管内での気液二相冷媒は均質流で気液のスリップはない。
- (5) 流入する冷媒は容器内で完全に気液分離される。

ここで仮定(1)に関しては成合らが水を用いた減圧沸騰の実験でこれを実証しており⁹⁾、本研究でもこの考え方を取り入れた。また(2)については前述の実験結果のように気液非平衡状態の場合、蒸気部に温度分布が生じるが、計算を簡易化するために代表温度を用いて一律として扱う。

図4に示されるように圧力 P_A の容器内二相部に質量 W_{LS} の飽和液と W_{VS} の飽和蒸気および蒸気部に W_V の過熱蒸気が存在する場合、次に示す諸式が成り立つ。

1) 質量バランス

$$\frac{dW_V}{dt} = G_{V1} - k_2 \cdot G_{21} + G_{LV} \dots \dots \dots (1)$$

$$\frac{d}{dt}(W_{LS} + W_{VS}) = G_{L1} - (1 - k_2) \cdot G_{21} - G_{22} - G_{LV} \dots \dots \dots (2)$$

ここに k_2 は界面が流出管入口より高いか否かにより決定されるユニット関数である。

$$k_2 = 1 (Z_L < Z_P) \dots \dots \dots (3)$$

$$= 0 (Z_L > Z_P)$$

また界面高さ Z_L は次式で表わされる。

$$Z_L = (W_{VS} \cdot v_{VS} + W_{LS} \cdot v_{LS}) / F_A \dots \dots \dots (4)$$

2) 熱量バランス

$$\frac{d}{dt}(W_V \cdot u_V) = G_{V1} \cdot i_{V1} - k_2 \cdot G_{21} \cdot i_V + G_{LV} \cdot i_{VS} - Q_{VL} - Q_{WVr} \dots (5)$$

$$\frac{d}{dt}(W_{VS} \cdot u_{VS} + W_{LS} \cdot u_{LS}) = G_{L1} \cdot i_{L1} - (1 - k_2) G_{21} \cdot i_{21} - G_{22} \cdot i_{22} - G_{LV} \cdot i_{VS} + Q_{VL} + Q_{WVr} \dots (6)$$

$$u_V = i_V - P_A \cdot v_V, \quad u_{VS} = i_{VS} - P_A \cdot v_{VS}, \quad u_{LS} = i_{LS} - P_A \cdot v_{LS} \dots (7)$$

ここに i_{21} , i_{22} は流出管入口および油戻し穴から流出する冷媒の比エンタルピであり、次式で表わされる。

$$i_{21} = i_{LS} + x_{21} \cdot (i_{VS} - i_{LS}), \quad i_{22} = i_{LS} + x_{22} \cdot (i_{VS} - i_{LS}) \dots (8)$$

3) 全容積一定

$$\frac{d}{dt}(W_V \cdot v_V + W_{VS} \cdot v_{VS} + W_{LS} \cdot v_{LS}) = 0 \dots (9)$$

以上の基礎式に用いた流量、熱量について以下説明する。まず流量について説明する。 G_{22} は油戻し穴からの液（あるいは気液二相）流出量であり、油戻し穴部の定常状態での流量特性⁶⁾が非定常状態にも適用できるとすれば、流出管入口からの流量 G_{22} 、界面高さ Z_L などから決定される。

$$G_{22} = f_{R2}(G_{21}, x_{21}, x_{22}, v_{VS}, Z_L \dots) \dots (10)$$

また G_{LV} は二相部から蒸気部に抜ける蒸気流量で、蒸気泡が界面から離脱する速度を U_B とすれば次式で表わされる。

$$G_{LV} = F_A \cdot f_{ZL} \cdot U_B / v_{VS} \dots (11)$$

ここで U_B は実験的に求める必要のある因子である。また f_{ZL} は界面直下のポイド率である。二相部のポイド率については、仮定(1)から図5に示すような高さ方向に直線的に分布するモデルを考える。界面下の任意高さにおけるポイド率 f_z は、平均ポイド率 f_m と界面高さ Z_L の関数として次式のように表わされる。

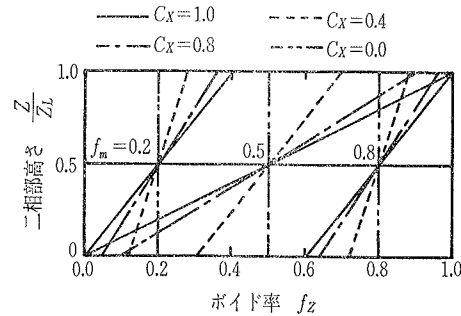


図5 気泡分布係数 C_x とポイド率の関係

$$\left. \begin{aligned} f_z &= 2 C_x \cdot f_m \cdot Z / Z_L + (1 - C_x) \cdot f_m \quad (0 \leq f_m \leq 1/2) \\ &= 2 C_x \cdot (1 - f_m) \cdot Z / Z_L + (1 + C_x) \cdot f_m - C_x \quad (1/2 \leq f_m \leq 1) \end{aligned} \right\} \dots (12)$$

$$f_m = W_{VS} \cdot v_{VS} / (W_{LS} \cdot v_{LS} + W_{VS} \cdot v_{VS})$$

ここに C_x はポイド率分布の傾きを決める定数であり、 $C_x=0$ では高さに関係なくポイド率が一樣になり、 C_x の値が大きいほどポイド率分布の傾きは大きい。なおこの C_x も実験から得られる値であって、ここでは成合らの実験結果⁹⁾をもとに $C_x=0.8$ とおいた、 C_x が決まれば界面直下のポイド率 f_{ZL} は式(12)で $Z=Z_L$ として計算できる。

また界面が流出管入口より上昇した場合の流出管入口から流出する冷媒の乾き度 x_{21} は、式(12)で $Z=Z_P$ として得られるポイド率 f_{ZP} を用いて次式により求まる。

$$x_{21} = (S_P \cdot f_{ZP} / v_{VS}) / \{ S_P \cdot f_{ZP} / v_{VS} + (1 - f_{ZP}) / v_{LS} \}$$

上式で S_P は気液のスリップ率であり、仮定(4)より $S_P=1$ とおいて次式を得る。

$$x_{21} = (f_{ZP} / v_{VS}) / \{ f_{ZP} / v_{VS} + (1 - f_{ZP}) / v_{LS} \} \dots (13)$$

次に熱量バランスについて説明する。式(5)(6)で Q_{VL} は気液間の熱交換量であり、蒸気部の代表温度が T_V 、二相部の飽和温度が T_S の場合、界面での熱伝達率を α_{VL} とおくと次式で求められる。

$$Q_{VL} = F_A \cdot \alpha_{VL} \cdot (T_V - T_S) \dots (14)$$

また Q_{WVr} , Q_{WVl} は容器壁と冷媒との熱交換量である。蒸気部および二相部と接する容器内表面積は界面高さによって変化することから、容器壁を高さ方向に分割して扱う必要がある。計算モデルを図6に示す。分割された要素の伝熱面積を ΔF_{WVrj} 、蒸気部および二相部の熱伝達率をそれぞれ α_{WVr} , α_{WVl} とするとそれぞれの熱交換量 Q_{WVr} , Q_{WVl} は次式により計算される。

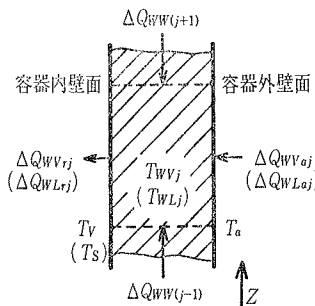


図6 容器垂直断面

$$\left. \begin{aligned} Q_{WVr} &= \sum_j \Delta Q_{WVrj} = \sum_j \{ \Delta F_{WVrj} \cdot \alpha_{WVr} \cdot (T_{WVj} - T_V) \} \\ Q_{WVl} &= \sum_j \Delta Q_{WVlj} = \sum_j \{ \Delta F_{WVlj} \cdot \alpha_{WVl} \cdot (T_{WVj} - T_S) \} \end{aligned} \right\} \dots (15)$$

各要素の温度 T_{WVj} , T_{WVlj} は隣接する要素との熱伝導により流入する熱量 $\Delta Q_{WV(j-1)}$, $\Delta Q_{WV(j+1)}$ と外表面および内表面での熱交換量とから表わされるエネルギー式により求められる。

$$\left. \begin{aligned} C \cdot \Delta W_{Wj} \frac{dT_{WVj}}{dt} &= \Delta Q_{WVaj} - \Delta Q_{WVrj} + \Delta Q_{WV(j-1)} + \Delta Q_{WV(j+1)} \\ C \cdot \Delta W_{Wj} \frac{dT_{WVlj}}{dt} &= \Delta Q_{WVlj} - \Delta Q_{WVl} + \Delta Q_{WV(j-1)} + \Delta Q_{WV(j+1)} \end{aligned} \right\} \dots (16)$$

上式で ΔQ_{WVaj} , ΔQ_{WVlj} は外表面での空気との熱交換量であり、次式を用いて計算される。

$$\left. \begin{aligned} \Delta Q_{WVaj} &= \Delta F_{Waj} \cdot \alpha_{Wa} \cdot (T_a - T_{WVj}) \\ \Delta Q_{WVlj} &= \Delta F_{Wlj} \cdot \alpha_{Wa} \cdot (T_a - T_{WVlj}) \end{aligned} \right\} \dots (17)$$

ここで冷媒の物性値すなわち過熱蒸気の比容積 v_V 、比エンタルピ i_V は圧力 P_A と温度 T_V の関数として、また飽和蒸気および飽和液の比容積 v_{VS} , v_{LS} 、比エンタルピ i_{VS} , i_{LS} は圧力 P_A あるいは圧力に対する飽和温度 T_S の関数として表わされる。

以上の諸式の中で基礎方程式は式(1)(2)(5)(6)(9)の5式、その未知変数は P_A , T_V , W_V , W_{VS} , W_{LS} の5個であり、これを初期値問題として解くことができる。

3.2 冷凍サイクルへの適用

アキュムレータは冷凍サイクル中で蒸発器と圧縮機の間で設けられており、アキュムレータ入口の流量 G_{V1} , G_{L1} と比エンタルピ i_{V1} , i_{L1} は蒸発器の伝熱性能と膨張弁の流量特性から与えられ、出口流量は圧縮機の流量特性から与えられる。そして圧縮機に吸入される冷媒の乾き度はアキュムレータの特性によって決定される。

アキュムレータ出口における平均比容積 v_2 は、流出管入口と油戻し穴から流出する流量 G_{21} , G_{22} から次式で求められる。

$$v_2 = v_{LS} + x_2(v_{VS} - v_{LS}) \dots (18)$$

ここに $x_2 = (i_2 - i_{LS}) / (i_{VS} - i_{LS})$ 、 $i_2 = (G_{21} \cdot i_{21} + G_{22} \cdot i_{22}) / (G_{21} + G_{22})$ である。圧縮機に吸入される容積流量 V_2 は、アキュムレータから流出する冷媒流量と比容積を用い次式で表わされる。

$$V_2 = (G_{21} + G_{22}) \cdot v_2 \dots (19)$$

以上説明したように蒸発器からの冷媒流量と状態量および圧縮機の吸入容積流量が与えられれば、式(1)~(19)を用いてアキュムレータ内の圧力 P_A 、蒸気温度 T_V 、界面高さ Z_L 、出口乾き度 x_2 等が計算でき、サイクルシミュレーションへも適用できることになる。ただし、本解析は完全な理論解析ではなく、前述したように実験的に求める因子が含まれている。すなわち、

- (1) 容器壁面での冷媒側および空気側熱伝達率 α_{Wr} , α_{Wa}
- (2) 気液界面での熱伝達率 α_{VL}
- (3) 気泡分布係数 C_x と気泡離脱速度 U_B

がシミュレーションに必要となる。以下これらの因子に関する検討結果を説明する。

4. 容器壁面での熱伝達率

容器壁面での熱伝達率のうち外表面での空気側熱伝達率 α_{Wa} は、沸騰あるいは凝縮を伴う内表面での冷媒側熱伝達率と比較して小さい。したがって過渡状態での熱源としては容器壁の熱容量が支配的となり、また伝熱量は α_{Wr} に支配される。このことから α_{Wr} を特に明らかにする必要がある。

まず冷媒側熱伝達率 α_{Wr} について説明する。容器内壁面での非定常熱伝達に関する研究は少なく、本研究の場合に適用できる資料は見当たらない。本研究では2章で述べた実験から得られた壁温度の測定結果をもとに、次のようにして α_{Wr} を求めた。実験では容器外表面が断熱されていることから、熱伝達率 α_{Wr} と熱流束 q_w は次式の関係から求めた。

$$q_{wj} = -C \cdot \Delta W_{Wj} \cdot \frac{dT_{Wjm}}{dt} = \alpha_{Wj} \cdot (T_{Wj} - T_r) \dots (20)$$

式(20)で添字 j は容器の高さ方向の位置を表わし、 Δt 時間の壁温度変化 ΔT_{Wjm} と内表面温度 T_{Wj} は次のようにして求められる。図2に示したように実験では容器壁温度を同一高さで肉厚方向に2箇所位置で測定している。このため ΔT_{Wjm} を求めるには図7に示すように容器壁を肉厚の中心位置で2分割し、測定温度差 ΔT_{Wij} と ΔT_{Woj} をそれぞれの代表温度として次式を用いた。

$$\Delta T_{Wjm} = \left\{ r_2^2 - \left(\frac{r_1 + r_2}{2} \right)^2 \right\} / (r_2^2 - r_1^2) \cdot \Delta T_{Woj} + \left\{ \left(\frac{r_1 + r_2}{2} \right)^2 - r_1^2 \right\} / (r_2^2 - r_1^2) \cdot \Delta T_{Wij} \dots (21)$$

また T_{Wj} を求めるには肉厚方向に温度勾配があることから、次式の関係を用いた。

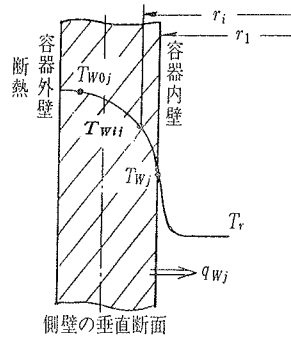
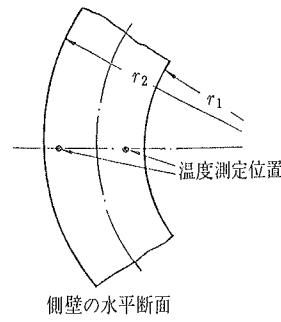


図7 側壁の垂直断面 (温度勾配)

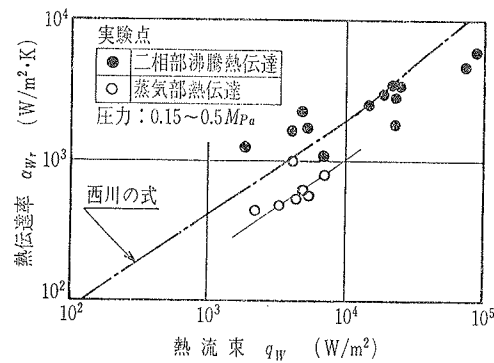


図8 容器内壁面での熱伝達率

$$T_{wj} = T_{wvj} - r_1 \cdot q_{wj} \cdot \ln(r_i/r_1) / \lambda \dots (22)$$

図8は q_w と α_{wr} の関係を示す。●印はフォーミング時の二相部の沸騰熱伝達率、○印は蒸気部の熱伝達率を表わしている。一点鎖線は西川らによる核沸騰熱伝達率(プール沸騰)の実験式⁷⁾であり、●印で示される二相部の沸騰熱伝達率はほぼ近い値となっていることがわかる。減圧沸騰時の熱伝達率に関しては、海野らが水を用いた場合の研究を行っており⁸⁾、この場合も過渡熱伝達率の変化は定常熱伝達率の圧力による変化からほぼ推定できると結論づけられている。蒸気部の熱伝達率については、フォーミング時には界面の変動により蒸気部壁面にも液膜が存在するが、間欠的であるために二相部より小さめの値となっていると

考えられる。

次に外表面での空気側熱伝達率について説明する。アキュムレタ周囲の空気流速は、アキュムレタが空調機ユニットの通風路に設置される場合でも0.5 m/s程度と考えられる。いまアキュムレタを円柱として扱い、式(23)を用いて熱伝達率を計算する⁹⁾と空気流速が0.5 m/sで約7 W/m²K、流速が0.1 m/sで約3 W/m²Kである。このように空気側熱伝達率は冷媒側熱伝達率と比較して小さく、内部の冷媒挙動への影響は小さいと考えられる。本研究では空気側熱伝達率は実測しておらず、式(23)で計算される熱伝達率を用いることにした(7 W/m²K)。

$$\alpha_{wa} = \frac{\lambda}{d} \cdot 1.12 \cdot c (Re)^n \cdot Pr^{1/3} \dots (23)$$

5. 界面での熱伝達率

2章で述べた運転例に見られるようにアキュムレタ内では流入する冷媒が過熱し、かつ冷媒液が溜っている状況があり、この場合には蒸気部に温度分布が生じる。図9に2章で説明した実験から求めたアキュムレタ内の高さ方向の温度分布の一例を示す。横軸は飽和温度からの過熱度を表す。蒸気部冷媒温度は界面近傍で勾配が大きく、上方ではほぼ一様となっていることがわかる。

気液が非平衡状態にある場合の気液間の熱および物質移動に関する研究は少なく、本研究のような場合に使える資料は見当たらない。そこで本研究では2章で説明した実験結果から、式(14)で定義した気液界面での熱伝達率 α_{VL} を次のようにして求めた。流入する冷媒が過熱蒸気で界面が流出管入口より低い場合に

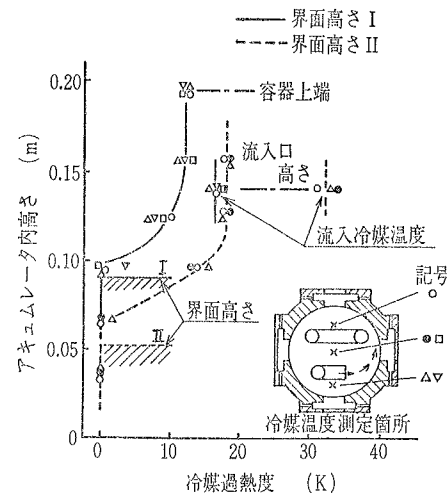


図9 アキュムレタ内冷媒温度分布

表1 計算の入力と出力(1)

入 力	出 力
アキュムレタ内圧力 P_A	アキュムレタ内冷媒量 W_v, W_{vs}, W_{Ls}
流入冷媒温度 T_{v1}	蒸気部平均温度 T_v
二相部界面高さ Z_m	壁温度 T_{wv}, T_{wL}
圧縮機出口流量 G_{21}	流入流量 G_{v1}

記 号	$\alpha_{VL} (W/m^2 \cdot K)$	
○	0	— 実験値
×	100	— 計算値
○	1000	
△	10000	

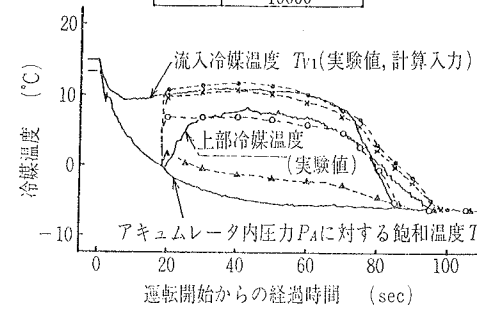


図10 アキュムレタ内蒸気部冷媒温度の計算値と実験値の比較

いて、3章に述べた解析法により界面での熱伝達率 α_{VL} をパラメータとして計算を行い、蒸気部温度の計算結果が実験結果と近い値となる α_{VL} を求めた。解析では蒸気部温度を一様としているが、実際には図9に示したような温度分布があるため、温度勾配が小さい上方の冷媒温度の実験結果と比較した。なお3章に述べた解析では界面の高さを決定する気泡分布係数 C_x と気泡離脱速度 U_B を必要とするが、式(11)(12)から明らかなように界面が流出管入口より低い場合にはこれら C_x, U_B は界面高さだけに影響するものであり、ここでの計算では実験で得られた界面高さを与えた。表1に計算の入力と出力を示し、図10に計算結果と実験結果の比較を示す。計算結果のうち $\alpha_{VL}=0$ の場合の蒸気部冷媒温度 T_v の計算値が入口冷媒温度 T_{v1} より高くなっているのは、冷媒蒸気が容器壁面と熱交換するためである。蒸気部冷媒温度の計算値と実験値の比較から、この場合界面での熱伝達率 α_{VL} は約1,000 W/m²程度であることがわかる。この α_{VL} の値は冷媒蒸気の過熱度あるいは冷媒流速などによって変化すると考えられるが、本研究では系統的な研究を行っておらず今後詳細な検討が必要である。

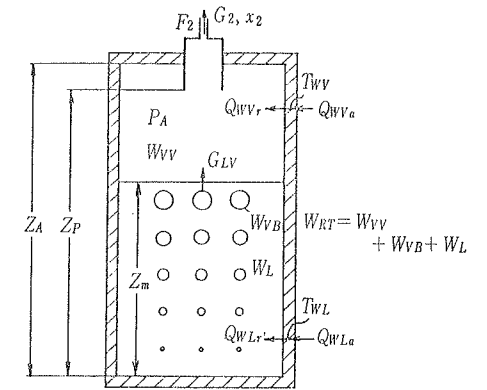


図11 減圧沸騰実験モデル

6. 気泡分布係数と気泡離脱速度

3章で述べたようにフォーミング現象を解明するには、二相部のポイド率分布を決める気泡分布係数 C_x と界面での気泡離脱速度 U_B が必要となる。成合らは水を用いた減圧沸騰に関する研究の中で二相部のポイド率分布を実測し、本研究のような容器上部から流出する場合には $C_x=0.8$ と結論づけている⁵⁾。本研究では第1段階として $C_x=0.8$ として気泡離脱速度の定量化を検討した。

まず気泡離脱速度 U_B を検討するモデルを図11に示す。図は容器単体から冷媒を流出させるモデルであり、前述の図4とは異なり容器に流入する冷媒はなく、またフォーミングが生じているため容器内は飽和状態として扱ってもよい。気泡離脱速度 U_B を求めるには図11に示すモデルについて U_B をパラメータとして3章に述べた解析を行い、圧力、ポイド率の計算値と実験値が一致するような U_B の値を求める方法をとった。以下実験装置、実験方法、気泡離脱速度に関する検討結果を述べる。

6.1 実験装置および実験方法

図12は実験装置の構成と供試容器の諸元を示す。実験装置は容器本体、流出配管および冷媒重量測定部などから構成されている。容器円筒部には内部の冷媒挙動が観察できるよう耐圧強化ガラスが用いられている。容器内に残存する冷媒重量は、天秤とロードセルの組合せにより微量の変化が測定できるようになっている。

実験はまず容器内を真空ポンプにて真空にした後所定の冷媒、あるいは冷媒と冷凍機油を封入した。その後数時間放置し圧力、温度等が所定値に安定した時点で電磁弁を開き冷媒を流出させた。実験時には一定時

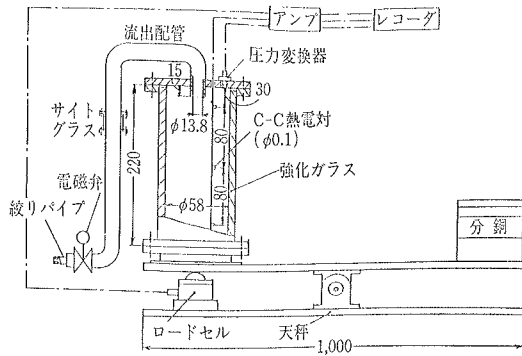


図12 実験装置概略

間隔で容器部を写真撮影し、この写真から界面高さを求めた。減圧速度を変えるには、流出配管に設けられている絞り管の内径を変化させた。なお使用した冷媒はR22で、冷凍機油はナフテン系150番相当の油である。

実験のパラメータは初期界面高さ、減圧速度(絞り抵抗)および冷凍機油の有無であり、その組合せは表2に示されている。なお以下に述べる実験結果のうち二相部の平均ボイド率は、実測の冷媒重量から蒸気部重量を除いた二相部の冷媒重量(蒸気を含まない液部も二相部として扱う)と界面高さから求める二相部容積とから算出した。

6.2 実験結果の例

図13はRUN No. 1とNo. 2の実験結果を示す。ここでは圧力 P_A 、容器内に残存する冷媒量 W_{RT} 、界面高さ Z_m 、二相部の平均ボイド率 f_m の時間変化が示されている。実線は絞り抵抗が大きく減圧速度が小さい場合であり、破線は絞り抵抗が小さく減圧速度が大きい場合である。 Z_m 、 f_m について両者を比較すると、流出開始直後では破線で示す場合の方が気泡発生量が多いために Z_m は高く、 f_m は大きくなっている。その後は流出量が多いために W_{RT} が減少し、その結果 Z_m は低くなっている。

図14は冷凍機油を混入した場合(RUN No. 5)と混入しない場合(RUN No. 1)の比較を示す。なお絞り抵抗は同一である。冷凍機油を混入した場合は混入しない場合より減圧速度が小さいが、 f_m は大きくなっている。また界面は流出口高さまで達しており、流出管からは油を含んだ二相冷媒が流出している。そのため油を混入した場合の方が W_{RT} は少なく

実験時の容器内冷媒の状況は図15に示されている。(a)は冷凍機油を混入しない場合、(b)は冷凍機油

表2 実験点と設定条件

RUN No.	絞り抵抗	初期界面高さ (mm)	油の混合 (Vol%)	初期圧力 (MPa)
1	A	62	0	0.69
2	B	62	0	0.69
3	A	137	0	0.69
4	B	137	0	0.695
5	A	62	5.0	0.70
6	B	62	5.0	0.695
7	A	137	5.0	0.69
8	B	137	5.0	0.69

(絞り抵抗A: 抵抗大
絞り抵抗B: 抵抗小)

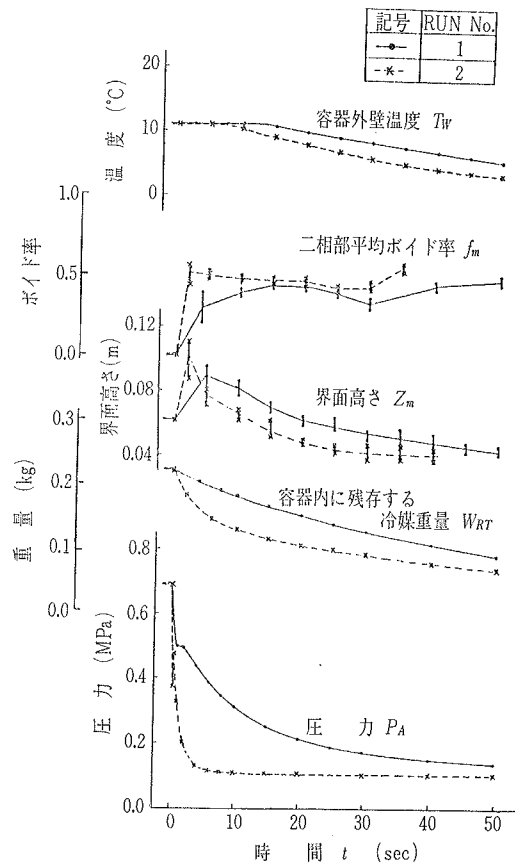


図13 減圧速度の影響(実験結果)

を混入した場合の冷媒状況である。両者の比較から冷凍機油を混入した場合は、混入しない場合より気泡径が小さくなっていることがわかる。また(a)では二相部のボイド率分布は明確でないが、(b)では上方ほど気泡径が大きくなっており、ボイド率に分布があることがわかる。(c)(d)は初期液位が高い場合(RUN No. 3)の冷媒状況を示す。(c)は気泡発生開始時で二相部の下部にはほとんど気泡が見られず、上方に向かって急激に気泡量が多くなっていることがわかる。

(d)では二相部全体にわたって気泡が発生しており、この場合も上方ほど気泡量が多くなっていることがわかる。このように高さ方向にボイド率の分布があるこ

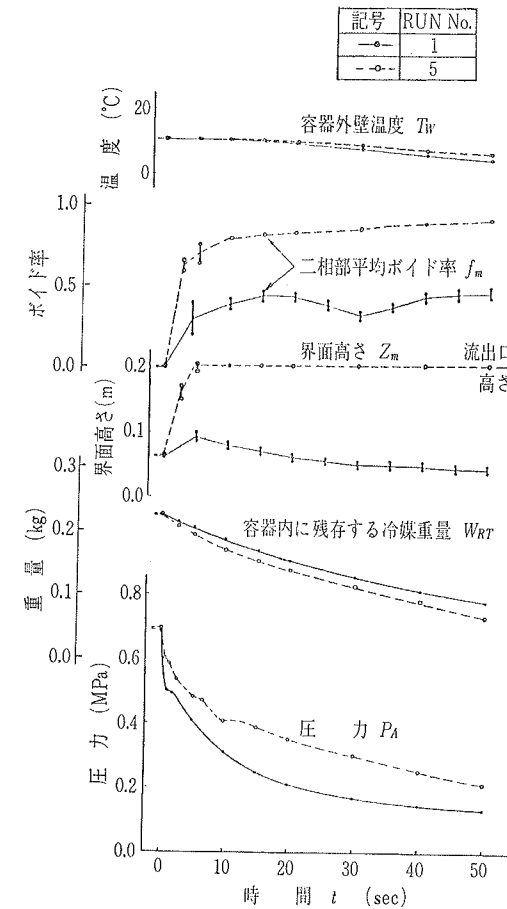


図14 冷凍機油の影響(実験結果)

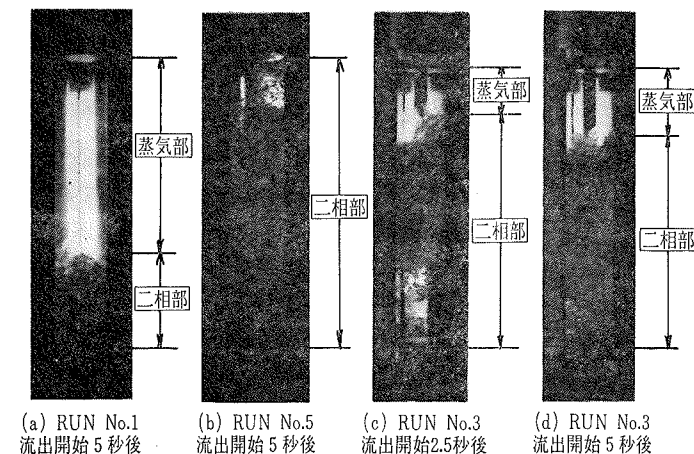


図15 減圧時の冷媒挙動

計算値($C_x=0.8$)

RUN No.1	U_B (m/s)
—●—	0.09
—○—	0.12
—△—	0.16

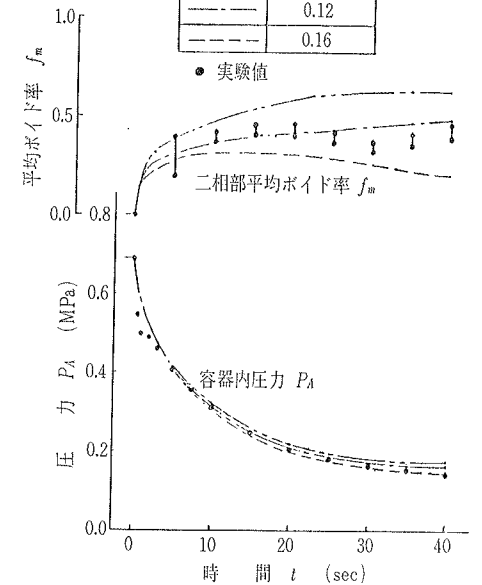


図16 実験結果と計算結果の比較(1)

とは明らかであるが、この分布が直線的であるかどうかは明確でなく、今後ボイド率計を用いて実測することにより、ボイド率分布を明確にする必要がある。

6.3 計算結果との比較

ここでは前節で述べた実験結果と気泡離脱速度 U_B をパラメータとした計算結果との比較例を説明する。計算では容器壁面での熱伝達率は図8の実験結果を用いた。計算の入力として流出量 G_2 の実測結果を与え気泡分布係数 C_x は0.8一定のもとに U_B をパラメータとした計算を行った。

図16にRUN No. 1の実験結果とこれに対する計算結果の比較を示す。前節で説明したようにこの場合界面は流出開始直後上昇するが流出口高さまで達することはなく、蒸気だけが流出する。計算結果によれば U_B を小さくすると圧力降下速度がわずかに小さくなり、平均ボイド率 f_m は大きくなる。同図に示されている実験結果との比較から、 U_B は実験全域にわたって一定ではなく、計算値と実験値が一致するためには U_B を時間区間で変化させる必要がある

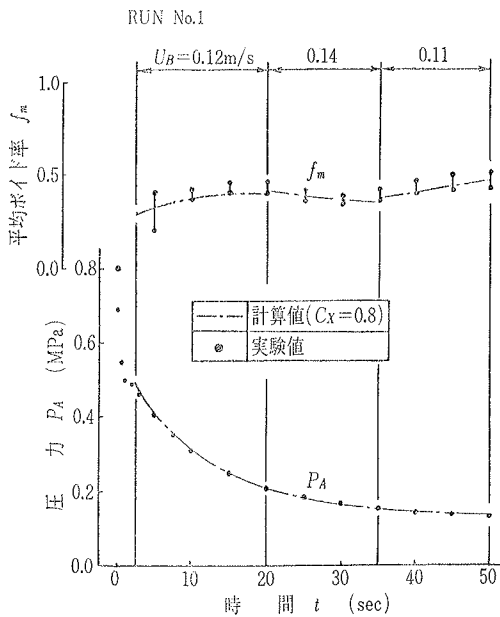


図 17 実験結果と計算結果の比較 (2)

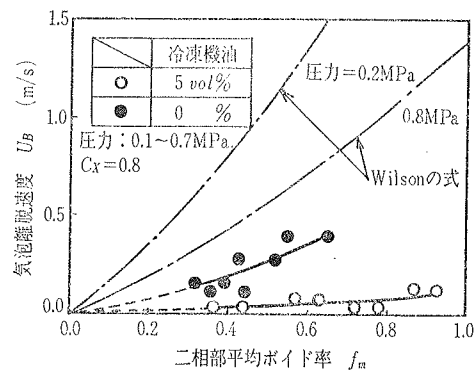


図 18 気泡離脱速度と平均ボイド率の関係

ことがわかる。図17は実験値と一致するように時間区間で U_B を変化させた場合の計算結果を示す。 U_B を図示されているように3領域に分割して与えることによって、流出開始直後を除き計算値を実験値にほぼ一致させ得ることがわかる。流出開始直後については、実験では気泡発生に遅れがあるのに対して、計算では遅れが考慮されていないために計算値と実験値が一致する U_B は得られない。この気泡発生の遅れの検討は今後の課題である。

以上述べた方法により表2に示した各実験時の U_B を求めた。以下求めた U_B について従来の水と空気あるいは水蒸気で検討された気泡離脱速度との比較を加え考察する。

6.4 気泡離脱速度

気泡離脱速度 U_B について Wilson らは水と水蒸気による定常実験結果を報告している¹⁰⁾。Wilson らは、 U_B は平均ボイド率 f_m によって変化することを報告している。そこで本研究においても U_B と f_m の関係で整理した。その結果は図18に示されている。Wilson らの結果は一点鎖線で併記されている。●印は冷凍機油が混入しない場合であり、○印は冷凍機油が混入した場合である。本実験結果についても f_m が大きくなると U_B が大きくなる傾向があることがわかる。また冷凍機油が混入した場合は、混入しない場合より U_B は小さい値となっている。 f_m が大きい状況は、減圧速度が大きく気泡発生量が多い場合であり、 U_B も大きくなることを意味している。Wilson らの結果と比較するとかなり小さな値となっているが、この相異の原因は明確ではない。また冷凍機油の混入によって U_B が小さくなるのは、粘度が大きくなるためと考えられる。

次に U_B の大きさについて考察する。液体中を上昇する単独気泡の速度については、これまでにいくつか研究がなされている¹¹⁾¹²⁾¹³⁾。Wallis は表面張力と粘性が無視できる大きい気泡、すなわち式(24)が成り立つ場合に対して、式(25)に示される気泡上昇速度 U_B と気泡半径 R_B の関係を導いている¹¹⁾。R22の場合には、式(24)から $R_B \geq 0.0019$ m/s の場合に表面張力と粘性が無視される。一方実験時の R_B は冷凍機油を混入しない RUN No. 1 と No. 3 の場合、図15(a)(c)(d)では明確ではないが、実験時の観察から最大でも 0.003m 程度である。 $R_B = 0.003$ m として式(25)から U_B を求めると約 0.17 m/s となる。図18に示した本実験結果は $U_B = 0.2 \sim 0.4$ m/s 程度であり、式(25)から得られる値に近い。また冷凍機油を混入した場合、図15で説明したように R_B は冷凍機油を混入すると小さくなることから、式(25)より U_B が小さくなることわかる。

$$R_B \geq 2.0 \sqrt{\sigma \cdot \nu_L} \dots \dots \dots (24)$$

$$U_B = 1.00 \sqrt{g \cdot R_B} \dots \dots \dots (25)$$

冷凍機油が混入した場合には溶液の粘度が大きくなると考えられるが、Peeble らの報告には気泡の大きさ、液体の物性などの影響に関し、式(26)の関係が示されている¹²⁾。式(26)では U_B は液比容積 ν_L と液粘度 μ_L の約 0.52 乗に逆比例しており、 ν_L 、 μ_L が大きいと U_B は小さくなることわかる。R22と冷凍機油の混合溶液の物性に関する資料は少なく、またフォーミングにより R22 と冷凍機油の混合割合が時間とともに

に変化することから、この場合の粘度を推定することは難しい。ただ冷凍機油の混入により U_B が小さくなる傾向は図18に示した実験結果にも見られる。

$$U_B = 0.135 (2 \cdot R_B)^{1.28} \cdot g^{0.76} \cdot (\mu_L \cdot g \cdot \nu_L)^{-0.52} \dots \dots \dots (26)$$

以上の考察から気泡離脱速度のオーダーとしては図18に示した結果がほぼ妥当であると考えられる。ただし式(24)(25)(26)は単独気泡に関する研究から得られたものであり、本実験結果との厳密な比較はできない。今後気泡分佈係数も含め、データを蓄積してゆく必要がある。

7. 冷凍サイクルでの解析法の確認

解析法の妥当性を確認するために、フォーミング現象が生じる過渡特性例として暖房運転開始時の特性について実験と計算を行い両者を比較した。以下これらの検討結果を説明する。

7.1 実験装置および実験方法

実験装置と供試アキュムレータは、図1と図2に示されたものを用いた。この実験では図2の油戻し穴は閉じられた状態とした。これはフォーミングによる界面上昇で流出する冷媒液量を明らかにするためである。

フォーミングが生じている場合の冷媒液量の時間的変化は次のようにして求められる。すなわち圧縮機を一定時間運転し運転中の二相部界面高さを測定し、さらに停止後の界面高さを測定する。この停止後の液量を運転中の液量であるとした。これらの操作を圧縮機の運転時間を変化させ繰返すことにより、液量の時間的変化が測定される。また二相部の平均ボイド率は、運転中の界面高さから求められる二相部容積と上記液量とから算出される。なおこの一連の実験においてアキュムレータ内圧力、温度、液量などの初期値は同じ状態であり、また蒸発器からアキュムレータ内に流入する冷媒が乾き状態であることが確認されている。

7.2 実験結果

図19.1に示されている実験結果は、暖房運転開始時のアキュムレータ内圧力 P_A 、入口冷媒温度 T_{V1} などの時間的変化である。また図19.2には二相部の平均ボイド率 f_m 、出口冷媒温度 T_{r2} などの時間的変化が●印で示されている。図19.1からアキュムレータ内圧力 P_A は運転時間の経過とともに降下し、運転開始後50秒程度でほぼ一定となっている。また入口冷媒温度 T_{V1} は圧力 P_A に対する飽和温度 T_{AS} よりも常に高く過熱蒸気であり、本実験では冷媒液は流入していな

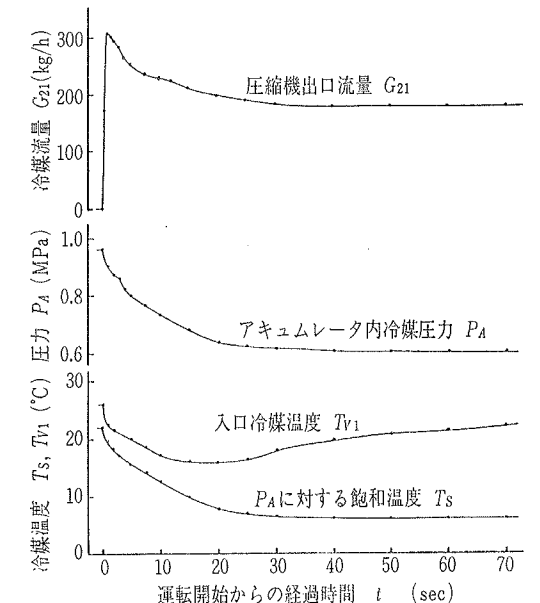


図 19.1 暖房運転開始時の特性 (実験結果)

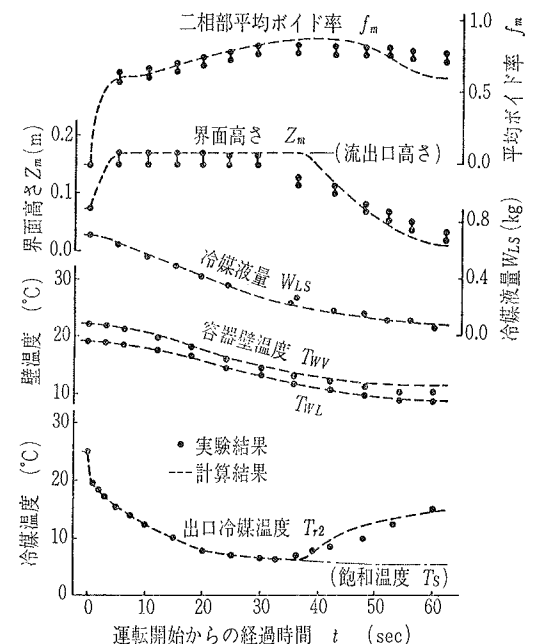


図 19.2 計算結果と実験結果の比較

い。図19.2で平均ボイド率 f_m は運転開始5秒後には 0.6 程度であり、その後約 0.8 まで大きくなる。さらに50秒以後は徐々に小さくなっている。出口冷媒温度 T_{r2} は界面が流出管入口より高い間は飽和温度を示すが、界面が流出管入口より降下すると過熱温度を示している。

表3 計算の入力と出力

入 力		出 力	
アキュムレータ内圧力 P_A *		アキュムレータ内冷媒量 W_{LS}, W_{VS}, W_V	
流入冷媒温度	T_{V1} *	蒸気部平均温度	T_V
流出流量	G_{21} *	壁温度	T_{WV}, T_{WL}
(* 図19.1に示されている値)		流入流量	G_{V1}

7.3 計算結果と実験結果の比較

表3には計算の入力と出力が示されている。3章の解析ではアキュムレータ出入口の条件として入口流量 G_{V1} , G_{L1} と比エンタルピ i_{V1} , i_{L1} および出口流量 V_2 が与えられる場合について説明したが、図19.1に示されているようにこの実験では流入する冷媒が過熱蒸気であり、計算に当っては入口側では G_{V1} , i_{V1} , 出口側では V_2 が与えられればよい。しかし本実験では入口流量が測定されていないので、変数 P_A , W_{LS} , W_{VS} , W_V , T_V のうち1個を実験結果から与える必要がある。ここでは測定精度の高い圧力 P_A を与え、入口流量 G_{V1} を従属変数とした。また出口流量としては、アキュムレータ出口から圧縮機出口までの間に冷媒流量の時間的遅れがないと仮定して、圧縮機出口流量を与えている。

計算に用いた気泡分布係数 C_x は0.8である。気泡離脱速度 U_B は図18に示された実験結果(冷凍機油が5 Vol%混入した場合)を与えた。また容器内表面での熱伝達率 α_{WV} については図8に示された実験結果を用いた。

計算結果は図19.2に破線で示されている。計算結果と実験結果を比較すると、まずアキュムレータ内液量 W_{LS} は良い一致が見られる。また二相部平均ボイド率 f_m については、運転開始から約30秒後までは比較的良く一致しているが、その後は計算値の方が大きくなり、50秒以後では計算値の方が小さくなっている。出口冷媒温度 T_{r2} は界面が降下し始める約35秒までは入力として与えられた圧力 P_A の飽和温度であり、実験値と比較できるのはこれ以後である。 T_{r2} の時間に対する上昇割合は若干異なるが、近い値となっていることがわかる。

計算値と実験値との相異の主な原因は、計算に使用している U_B にあると考えられる。すなわち、 f_m が大きい領域で U_B が図18の関係より小さい値であれば計算値 f_m が小さくなり、 $f_m=0.8$ 前後では実験値とさらに良く一致すると考えられる。したがってさらに計算精度を高めるにはアキュムレータ内の冷凍機油の

濃度測定と合せて、 U_B に関するデータを今後蓄積してゆく必要がある。なおアキュムレータ出口流量として圧縮機出口流量を用いた点については、冷媒液量 W_{LS} の計算値と実験値がほぼ一致していることから大きな問題はないと考えている。

以上のように計算値は実験値とほぼ一致することがわかり、アキュムレータ内のフォーミング現象や気液非平衡現象を考慮した本解析がほぼ妥当であることが確認された。

8. 結 言

冷凍サイクルの吸入側に設けられるアキュムレータの過渡特性を明らかにするために特性解析を行い、実験結果と比較した。その結果、本シミュレータが実際の現象を良く表わしていることが認められた。

今後は二相部のボイド率分布や気泡離脱速度に関するデータを蓄積し、計算精度の向上を図る必要がある。

謝 辞

本研究を進めるに当り、御協力いただいた東京大学工学部機械工学科斎藤研究室の斎藤静雄氏、日立製作所機械研究所小国研作氏に感謝致します。

記号の説明

- C_x : 気泡分布係数
- C : 比熱 (J/kg·K)
- c : 係数=0.615
- F : 表面積 (m²)
- f : ボイド率
- G : 質量流量 (kg/s)
- g : 重力加速度 (=9.8 m/s²)
- i : 比エンタルピ (J/kg)
- n : 係数=0.466
- P : 圧力 (Pa)
- Pr : プラントル数
- Q : 熱交換量 (W)
- q : 熱流束 (W/m²)
- Re : レイノルズ数
- R_B : 気泡半径 (m)
- SP : 気液のスリップ
- T : 温度 (°C)
- ΔT : 温度差 (K)
- t : 時間 (sec)
- Δt : 時間のきざみ (sec)
- u : 内部エネルギー (J/kg)
- U_B : 気泡離脱速度 (m/s)

- V : 容積流量 (m³/s)
- v : 比容積 (m³/kg)
- W : 冷媒質量 (kg)
- x : 乾き度
- Z : 高さ (m)
- Z_m : 二相部界面高さ
- α : 熱伝達率 (W/m²·K)
- σ : 表面張力 (N/m)
- μ : 粘度 (Pa·s)
- λ : 熱伝導率 (W/m·K)

添 字

- A : 容器内
- a : 空 気
- i : 内 側
- j : 分 割
- L : 冷 媒 液
- m : 平 均 値
- o : 外 側
- P : 流 出 管
- r : 冷 媒
- RT : 容器内冷媒全体
- S : 飽和状態
- V : 冷媒蒸気
- W : 容 器 壁
- Z : 高 さ
- 1: 容 器 入 口
- 2: 容 器 出 口

文 献

- 1) 望月貞成ほか: プレートフィン型空冷コンデンサの過渡特性に関する研究, 冷凍, 54-624, (昭54-10), 17.
- 2) 樋口金次郎ほか: 温度式自動膨張弁の特性, 冷凍, 55-636 (昭55-10), 11.

- 3) 平野秀夫ほか: 暖房復帰時のアキュムレータ内冷媒挙動, 日本冷凍協会学術講演会講演論文集, (昭55-11), 107.
- 4) 島宗弘治ほか: 軽水炉冷却喪失事故時の一次冷却系内の熱水力学の挙動, JAERI-M6318, 日本原子力研究所 (1975-12).
- 5) 成合英樹ほか: ブロウダウン時における圧力容器内流体の熱水力学の挙動, 船舶技術研究所研究報告, 14-5 (1977), 283.
- 6) 渥美晃ほか: 冷凍サイクル用アキュムレータの特性, 日本冷凍協会学術講演会講演論文集 (昭56-4).
- 7) 西川兼康ほか: フロン系冷媒の核沸騰熱伝達, 第15回伝熱シンポジウム講演論文集 (昭53-5), 148.
- 8) 海野紘治ほか: 圧力急減下における沸騰をともなう過渡熱伝達率に関する基礎研究, 第11回伝熱シンポジウム講演論文集 (昭49-5), 65.
- 9) 甲藤好郎: 伝熱概論1980, p.156. 養賢堂.
- 10) Wilson J. F. et al: The Velocity of Rising Steam in Bubbling Two-Phase Mixture, Trans. Am. Nucl. Soc., Vol.5 (1962), 151.
- 11) G. B. Wallis: One-dimensional Two-Phase Flow, p.249, Mc Graw-Hill Book Company (1969).
- 12) F. N. Peeble and H. J. Garber: Studies on The Motion of Gas Bubbles in Liquids, Chem. Eng. Progr., Vol.49 (1953), 88.
- 13) S. Ramakrishnan: Studies in Bubble Formation- I. Bubble Formation under Constant Flow Conditions, Chem. Eng. Sci., Vol.24 (1969), 731.