

ϕ_i : 室内熱交換器入口空気相対湿度 (%)
 ρ_i : 室内空気の密度 (kg/m³)
 γ : 水蒸気の蒸発潜熱 (597 kcal/kg 又は
 2.5×10^6 J/kg)
 τ : 時間

文 献

- 1) Federal Energy Administration: Notice of Proposed Rulemaking and Public Hearing Regarding Test Procedures for Central Air Conditioning, Federal Register, Vol. 42, No. 114-Tuesday, June 14 (1977).
- 2) 空調設備基準委員会第二小委員会標準気象データ分科会: 標準気象データに関する研究, 空衛学会誌, 48-7 (昭49-7).

- 3) 日本建築設備協会編: 電算機による熱負荷計算講習会資料 (昭51-3).
- 4) 福島ほか: 空調用冷凍装置のサイクルシミュレーション, 冷凍, 52-593 (昭52).
- 5) 宇田川: 空調機器の性能解析, 冷凍講演会シンポジウム, 冷凍講演論文集 (昭55-11).
- 6) 海野, 高田: 空気調和設計図表便覧, 工学図書 (昭44-5).
- 7) 石渡編: 実用冷凍空調便覧, オーム社 (昭45-11).
- 8) ASHRAE: ASHRAE Handbook, 1977 Fundamentals.
- 9) 射場本ら: 体感温に及ぼす気温の影響とその暖冷房への応用, 空衛学会誌, 42-3 (昭43-3).

新刊

冷媒熱物性値表 (R12蒸気表)

日本冷凍協会 冷媒蒸気表委員会編

<A4> 130ページ 上製箱入 圧力-エンタルピ線図特大版添付

定価 4,800円 (会員価 4,400円) 送料 400円

■主なる内容

現在使用されている主要冷媒の熱物性値に関する最新, かつ最も正確な情報を実用に便利な形で体系的にとりまとめるため, 先に第1巻としてR22蒸気表を刊行, 本会々員のみならず内外の技術者, 研究者の好評を得た。このたび, 第2巻に当るR12蒸気表が完成, 信頼し得る熱物性値表とその解説, 特大版圧力-エンタルピ線図を添付, 技術者必携のデータブックとして刊行した。

■目次:

- I. 熱物性値表 P-V-T性質, エンタルピおよびエントロピ (飽和状態<温度基準> <圧力基準>) 過熱蒸気, 定圧比熱, 定容比熱, 比熱比, 音速, 表面張力, 粘度, 動粘度, 熱伝導率, 熱拡散率, プラントル数 圧力-エンタルピ線図
- II. 解説 物理的性質 (溶解性, 屈折率, 誘電率, 体積抵抗, 絶縁耐力) 化学的性質 (安定性, 共存する物質への影響, 燃焼性, 爆発性, 毒性) 平衡的性質 (P-V-T性質, エンタルピおよびエントロピ, 蒸気圧, 臨界定数, 比熱, 音速, 表面張力) 非平衡的性質 (粘度, 動粘度, 熱伝導率, 熱拡散率, プラントル数)
- III. 文献, 品質規格

冷媒熱物性値表 (R22蒸気表)

定価 3,800円 (会員価 3,500円) 送料 400円

〒160 東京都新宿区三栄町8 社団法人 **日本冷凍協会** ☎ 03(359) 5 2 3 1
 振替 東京3-73841番

研究論文

非共沸二成分作動流体の 垂直円管内凝縮熱伝達

Condensing heat transfer of non-azeotropic binary mixtures in a vertical tube

望 月 貞 成*
Sadanari Mochizuki

八 木 良 尚*
Yoshinao Yagi

但 野 力 雄*
Rikio Tadano

Summary

Recently from the viewpoint of utilization of available energy, much attention has been paid to using non-azeotropic binary mixtures as working fluid for Rankine cycle or refrigeration cycles. But little experimental study has been made on heat transfer phenomena of non-azeotropic binary mixtures.

The main purpose of this study is to obtain the general characteristics of the film condensation of non-azeotropic binary vapor mixtures in a vertical tube. Especially the mixture of R11 and R114 was chosen as non-azeotropic binary fluid.

An experimental investigation was conducted on film condensation of saturated refrigerant vapors (R11, R114 and these binary mixtures) in a vertical tube. Remarkable temperature change of mixed vapors was recognized in the axial direction, while the pressure remained constant throughout the condenser tube. At the same time the continuous change of mixture ratio of the vapors in the axial direction was clearly observed with the result of analyzing the sampled mixed vapors by gaschromatography. These characteristics of temperature and mixture ratio change were in good agreement with the results predicted by the temperature vs. composition diagram according to the Raoult's law. For R11, R114 and these binary mixtures, an experimental correlation was developed which predict the mean Nusselt number with accuracy of about 10 % for $l/d=60\sim 222$ and $(Re)_L=5.8 \times 10^6 \sim 1.23 \times 10^8$.

1. ま え が き

低温度差熱源からランキンサイクルにより動力を得ようとする場合や, 冷凍サイクルを用いて低温熱源から高温熱源へと熱を汲み上げようとする場合等において, 高温側, 低温側の熱源流体は顕熱性であることが多い。そのような場合, 蒸発器あるいは凝縮器内において, 熱源流体は顕熱を放出あるいは吸収し, その温度は熱交換の進行とともに次第に降下あるいは上昇する。一方, 作動流体はこれら蒸発器や凝縮器内にて相変化を行うゆえ, 通常その温度はほぼ一定に保たれている。しかし, このような従来のランキンサイクルや冷凍サイクルは, 有効エネルギーの利用率の観点から

は必ずしも望ましいものとは言えない。蒸発や凝縮等の相変化過程にあっても温度が変化し得るような作動流体 (例えば, 吸熱して蒸発する過程で温度が上昇し, 放熱して凝縮する過程で温度が降下する) があれば, 蒸発器や凝縮器において熱源流体と作動流体を例えば向流形式に流し, 両者の温度変化関係を適当にとることにより有効エネルギーの利用率の向上を図れる可能性がある。このような作動流体は単成分物質では実現し得ないが, 非共沸の二成分混合流体を用い自由

*東京農工大学 工学部 機械工学科
 Department of Mechanical Engineering,
 Tokyo University of Agriculture and Technology
 原稿受理 昭和57年2月15日

度を一つ増やすことにより原理的には実現可能であると考えられる。しかし他方において、非共沸二成分混合流体を作動流体として用いることにより、熱伝達特性が著しく低下するようなことがあると上述の利点も失われてしまう。

本研究は上に述べたような背景の下に、まずは非共沸二成分流体の凝縮時の熱伝達特性を実験により調べることを目的として行なわれた。凝縮の進行とともに作動流体（蒸気）温度が次第に低下してゆく状況を実現するための最も基本的な形式は、管内凝縮形式であると考えられるゆえ、本研究においては垂直管内凝縮の場合を扱うことにした。従来、非共沸二成分混合流体の管内凝縮熱伝達に関する研究はほとんどなされていないため、その概略特性さえも明らかでないのが現状である。そこで本研究では、一例として R11 と R114 の混合流体を取り上げ、まずは管軸に沿う各種局所量の測定を行うことにより熱伝達特性を調べた。次に、それらの結果をふまえ、平均ヌセルト数と各種無次元量間の関係を調べ一つの実験式を提示した。

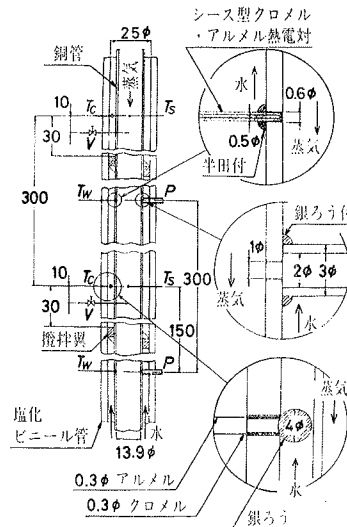


図1 テストセクション

Pr_L : プラントル数 $= c_p \rho_L \mu_L / \lambda_L$ 無次元
 $R = (\rho_L \mu_L / \rho_S \mu_S)^{0.5}$ 無次元
 $(Re)_L$: レイノルズ数 $= U_1 l / \nu_L$ 無次元
 添字

- C: 冷却水および冷却水側
- L: 液膜
- S: 飽和蒸気
- W: 管壁
- 1: 入口状態および凝縮開始
- 2: 出口状態および凝縮終了

3. 実験装置および実験方法

本研究の目的のために試作されたテストセクションは、図1に示すごとく、内径 13.9 mm、外径 16 mm、長さ 3,080 mm の銅管と、内径 25 mm、外径 32 mm の塩化ビニール管からなる同心二重円管構造を有する水冷コンデンサである。コンデンサは垂直に設置され、蒸気は銅管内側を上から下に、冷却水は銅管と塩化ビニール管により形成される環状流路を蒸気流とは逆に下から上に流れる。

テストセクションには蒸気温度および蒸気側伝熱面温度測定用として、外径 0.5 mm のクロメル・アルメル・シース形熱電対がそれぞれ管軸方向 300 mm おきに 11ヶ所（図中 T_s に対応する位置）および 10ヶ所（ T_w に対応する位置）設けられている。さらに、テストセクションには流路内蒸気圧、混合蒸気組成および冷却水温度測定用として、それぞれ管軸方向 300 mm おきに、内径 1 mm の静圧孔が 10ヶ所（ P に対応

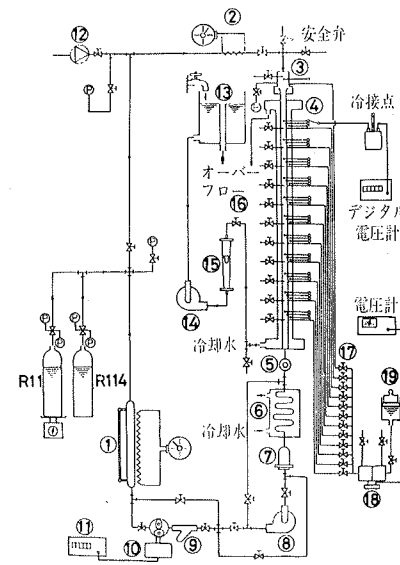


図2 実験装置系統

する位置)、バルブ付の外径 0.5 mm の蒸気採集用細管が 11ヶ所（ V に対応する位置）および線径 0.3 mm の素線からなるクロメル・アルメル熱電対が 11ヶ所（ T_c に対応する位置）設けられている。特に、冷却水温度測定については、混合平均温度に近い値を得るために以下のような試みがなされている。1) 各測温点上流約 30 mm の位置に 4 枚の固定翼を設けることにより流れを攪拌させる。2) さらに、比較的大きな銀ろう球を測温接点に付けることにより、空間的かつ時間的平均化を同時に狙う。

実験装置の概略系統を図2に示す。電気加熱ボイラ①で発生した蒸気は、過熱器②および混合器③を経て垂直に設置されたテストセクション④に導かれ、ここで完全に凝縮させられる。ここで生じた凝縮液はサイトグラス⑤、補助冷却器⑥（循環ポンプでのキャビテーション防止のため、ここで液は過冷却される）、ドライヤ⑦、循環ポンプ⑧、ストレーナ⑨および歯車式流量計⑩を経てボイラに環流される。作動流体の循環体積流量 \dot{V} は液相において歯車式流量計⑩とデジタルカウンタ⑪を用いて測定される。

一方、冷却水はオーバーフロータンク⑬より給水ポンプ⑭を経て、流量計⑮および流量調節弁⑯により所定の流量に設定され、テストセクションに供給される。

流路内蒸気圧は 10ヶ所の圧力タップ（図1参照）を用いて以下のごとく測定される。各圧力タップは図2に示されるバルブ⑰および内径 2 mm の導圧管を介して歪ゲージ式差圧変換器⑱の高圧側に接続されてい

表1 単成分作動流体の諸物性値

		20°C	40°C	60°C
L	kJ/kg	R 11 181.7	R 114 174.1	166.0
		130.3	122.1	112.6
ρ_L	kg/m^3	R 11 1488	R 114 1440	1389
		1472	1409	1340
ρ_S	kg/m^3	R 11 5.161	R 114 9.689	16.81
		13.53	24.50	41.55
c_{pL}	$\text{kJ/kg}^\circ\text{C}$	R 11 0.882	R 114 0.899	0.916
		1.008	1.056	1.101
c_{pS}	$\text{kJ/kg}^\circ\text{C}$	R 11 0.586	R 114 0.616	0.649
		0.719	0.759	0.799
λ_L	$\text{W/m}^\circ\text{C}$	R 11 0.0887	R 114 0.0833	0.0778
		0.0658	0.0608	0.0557
μ_L	kg/sm	R 11 4.32×10^{-4}	R 114 3.58×10^{-4}	3.01×10^{-4}
		3.85×10^{-4}	3.12×10^{-4}	—
μ_S	kg/sm	R 11 1.08×10^{-5}	R 114 1.15×10^{-5}	1.22×10^{-5}
		1.15×10^{-5}	1.22×10^{-5}	1.30×10^{-5}
Pr_L		R 11 4.30	R 114 3.86	3.54
		5.90	5.42	—

て、任意の一つのバルブを開き、そのバルブに対応する流路内圧力が、重錘形圧力計⑲によって差圧変換器⑳の低圧側に加えられた既知の圧力との差として検出される。その際、静圧孔より差圧変換器までの導圧管内は液相で満たされており、静圧孔の高さの違いに基づくヘッド分を補正して流路内の静圧を求めた。

非共沸二成分作動流体に関する実験における混合蒸気の組成は、11ヶ所のステンレス細管とミニバルブ V （図1参照）により採集された各点の混合蒸気をそれぞれ液化した後、ガスクロマトグラフを用いて分析された。

非共沸二成分作動流体として、本研究ではフロン系冷媒 R11 と R114 の組み合わせを採用した。両単成分の各種物性値を表1に示す。なお、作動流体の装置内への封入は装置各部を真空ポンプにて約 10^{-4} Torr（約 1.33×10^{-2} N/m²）まで排気した後に行なっている。

ところで、蒸気が凝縮する際の単位時間内の放熱量 \dot{Q}_v は、本研究では完全凝縮の場合を扱っているゆえ、作動流体循環質量流量 m より $\dot{Q}_v = Lm/3600$ で与えられる。一方、凝縮区間内において、冷却水が受け取る単位時間内の熱量 \dot{Q}_c は入口（ここでは凝縮終了点に相当する位置）および出口（凝縮開始点に相当する位置）冷却水温度 T_{c1} および T_{c2} と冷却水流量 m_c とから $\dot{Q}_c = (c_p m_c)(T_{c2} - T_{c1})/3600$ により求められる。図3は本実験装置の精度を知る一つの目安として凝縮区間内での \dot{Q}_v と \dot{Q}_c との間のヒートバランス

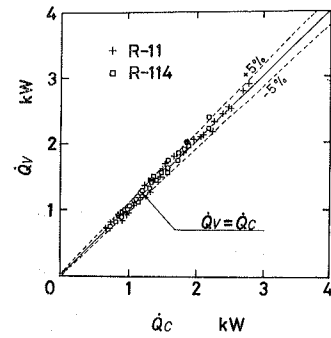


図3 単成分作動流体の場合のヒートバランス

を調べたものである。この図から明らかなように、R11およびR114いずれの単成分流体においても両者はほとんど±5%以内で一致している。したがって、本実験装置については各部の保温は十分であり、流量、温度等の計測は比較的高い精度で行われているものと考えられる。

4. 実験結果および考察

4.1 単成分作動流体について

本研究では非共沸二成分作動流体としてR11+R114混合流体を採用したのであるが、その各単成分蒸気の管内凝縮に関する研究さえも従来あまりなされていない。著者らの知る限りにおいては、R11に関するCavallini-Zecchin(垂直円管内凝縮)⁽¹⁾、藤井ら(水平管内凝縮)⁽²⁾および傾斜管内凝縮⁽³⁾等の研究があるが、R114に関してはほとんど見当たらない。しかも、レイノルズ数範囲はCavallini-Zecchin⁽¹⁾の $(Re)_L$

$\approx 7 \times 10^7 \sim 3 \times 10^8$ および藤井ら^{(2),(3)}の $(Re)_L \approx 5 \times 10^7 \sim 4 \times 10^8$ と決して広いものではない。したがって、R114は言うにおよばずR11の管内凝縮熱伝達特性も未だ十分に明らかにされていないといえる。

そこで、本研究では混合流体に関する実験に先だつて上記各単成分流体の凝縮熱伝達に関する実験を行なった。本実験範囲を表2に示す。表から明かなようにR11に関する本実験のレイノルズ数範囲は $(Re)_L = 1.38 \times 10^7 \sim 1.23 \times 10^8$ であり、先の藤井らおよびCavallini-Zecchinのデータと一部オーバーラップするが、本実験結果はより $(Re)_L$ の小さい範囲まで拡張されているといえよう。

図4の(1)および(2)はそれぞれR11およびR114各単成分についての熱伝達率 h 、熱流束 \dot{q} 、乾き度 χ 、飽和蒸気温度 T_s 、壁温 T_w 、冷却水温度 T_c および蒸気圧 P の管軸(z)方向分布の測定結果例を示す。とくに、ここでは、R11とR114の伝熱特性比較の一例として、(1)と(2)において、冷媒の質量流量 \dot{m} 、蒸気温度 T_s 、冷却水流量 \dot{m}_c および冷却水入口温度 T_{c1} がほぼ等しい場合の結果を示してある。いずれもテストセクションへは若干(混合器内では5~6°C)過熱された蒸気が流入しているゆえ、入口付近で T_s は流れ方向にやや低下するが、実質的には凝縮開始から終了までほとんど一定の温度および圧力((1): $P=1.87 \times 10^5 \text{ N/m}^2$ に対応するR11の飽和蒸気温度は42.5°C, (2): $P=3.64 \times 10^5 \text{ N/m}^2$ に対応するR114のそれは42.7°Cであり、いずれの例においても T_s の値とほぼ一致している)の下で凝縮が行われているとみてよい。図中の T_s 、 T_w 、 T_c および

表2 実験範囲

作 動 流 体	R11	R114	R11+R114
冷却水質量流量 \dot{m}_c kg/h	239~246	239~240	210~246
冷却水入口温度 T_{c1} °C	17.0~18.0	17.1~18.0	16.0~20.4
作動流体質量流量 \dot{m} kg/h	15.2~60.9	21.6~71.2	12.9~51.9
入口蒸気流速 U_1 m/s	3.16~10.2	1.63~5.41	1.79~6.46
飽和蒸気温度 T_{sm} °C	34.3~58.8	32.1~44.1	29.6~44.6
レイノルズ数 $(Re)_L = U_1 l / \nu_L \times 10^{-7}$	1.38~12.3	0.98~7.04	0.58~7.50
平均熱伝達率 h_m kW/m ² °C	0.70~1.35	0.64~1.09	0.61~1.03
ヌセルト数 $Nu_L = h_m l / \lambda_L \times 10^{-4}$	1.01~4.95	1.50~5.43	0.86~4.29
顕潜熱比 $H = c_{pL}(T_{sm} - T_{wm})/L$	0.06~0.15	0.085~0.185	0.05~0.146
凝縮液のプラントル数 $Pr_L = c_{pL} \mu_L / \lambda_L$	3.77~4.09	5.66~5.71	4.37~5.60
$\rho\mu$ 比 $R = (\rho_L \mu_L / \rho_S \mu_S)^{0.5}$	49.6~79.6	37.3~47.3	41.4~69.9
* $5.6 \times 10^3 (R/Pr_L)^{8/3} \times 10^{-5}$	6.85~24.7	1.34~3.20	2.01~13.5
凝縮区間の長さ l m	1.13~3.08	1.43~3.08	0.83~3.08
入口蒸気圧力 P_1 N/m ² $\times 10^{-5}$	1.44~2.97	2.67~3.77	1.64~3.28
入口蒸気モル分率 Y_{11} (R114) mol-%	0	1	0.2~0.9

* $x = 0.45 (1.20 + Pr_L / RH)^{1/3}$

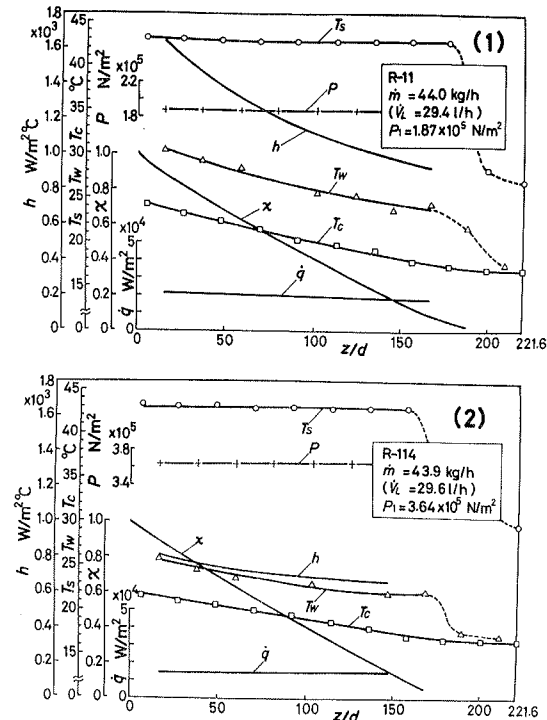


図4 単成分作動流体(R11:(1), R114:(2))の本実験結果の一例

び P の各測定値を結ぶ4本の実線はいずれも最小二乗法(2次)により求められたものであり、それらの平滑化された結果を用いて図中の \dot{q} 、 h および χ が算出される。ここに、 \dot{q} 、 h および χ はそれぞれ $\dot{q} = \{(c_p \dot{m})_c / (3600 \pi d)\} \cdot (dT_c / dz)$ 、 $h = \dot{q} / (T_s - T_w)$ および $\chi = 1 - \{(3600 \pi d) / (L \dot{m})\} \int_0^z \dot{q} dz$ で定義される。

いずれの例においても流路途中((1): $z/d=178 \sim 200$, (2): $z/d=157 \sim 178$)で T_s が急激に低下するが、これはその近傍において凝縮過程が終了し、それ以後は管路全断面に充満した凝縮液が過冷却されることに対応している。また、 χ の曲線を $\chi=0$ に外挿した位置はいずれも上記の T_s が急激に低下するあたりとほぼ一致している。すなわち、ここに挙げた例はいずれも完全凝縮している場合であり、両凝縮区間長さ l (入口から凝縮終了位置までの距離)はほぼ同じであることが分る。そこで本研究では、 $\chi=0$ へ外挿した点をもって凝縮終了点とした。

\dot{q} はいずれの例でも凝縮区間全域にわたってほぼ一様であるが、その値は、 \dot{m} および l がほぼ同じである本例の場合には、表1から明らかなようにR11の L はR114に比べ約30%大きいゆえ、R11の方がR114に比べ高くなっている。

h はR11の方がR114に比べ凝縮区間全域にわたって高く、特に入口に近いほどその差は大きい。これは、主として、R11とR114の物性値(L 、 c_{pL} 、 ρ_S 、 λ_L 等)の違いに起因している。とくに、蒸気密度 ρ_S はR11の方がR114より小さいゆえ、同一質量流量 \dot{m} に対し、蒸気流速はR11の方が高くなっている。さらに、この蒸気流速の差は入口に近いほど大きいゆえR11とR114の熱伝達率の差も入口に近いほど顕著になっているものと考えられる。このように、伝熱特性はR114よりもR11の方が優れていることがわかる。

次に、従来から数多く報告されている円管内凝縮熱伝達に関するデータとの比較を行うために、本研究では、平均熱伝達率 h_m を $h_m = (1/l) \int_0^l h dz$ で定義し、実験結果を $(Re)_L$ と Nu_L との関係として整理した。なお、無次元整理に際しての蒸気物性値としては、管軸方向各点の飽和蒸気温度の算術平均値 T_{sm} における値を用い、また凝縮液の物性値としては T_{sm} と管軸方向各壁温の算術平均値 T_{wm} とから定義される代表温度 $T_r = (T_{sm} + T_{wm})/2$ にそれぞれ対応する値を用いた。

ところで、上原-藤井⁽⁴⁾および藤井-長田⁽⁵⁾はそれぞれ垂直円管内および水平円管内の各場合における凝縮熱伝達に関する従来の数多くのデータを整理することによりそれぞれ以下のような結論を得ている。垂直円管の場合には、 $(Re)_L > 5.6 \times 10^3 (R/Pr_L)^{8/3} \times 10^{10/3}$ なる領域では液膜の大部分は乱流と見てよい⁽⁴⁾。ここに、 $x = 0.45 (1.2 + Pr_L / RH)^{1/3}$ である。一方、水平円管の場合には $(Re)_L > 4 \times 10^6$ の範囲で乱流強制対流凝縮熱伝達が行われている⁽⁵⁾。本実験においては表2から明らかなように、全実験結果を通じて上記条件を十分満たしている。したがって、本実験結果は凝縮区間のほとんど大部分で乱流強制対流凝縮熱伝達が行われている場合のものであると考えられる。

そこでまず、従来の垂直円管に関する経験式⁽⁴⁾

$$Nu_L = 0.15 ((Re)_L Pr_L / R)^{0.8} \dots \dots \dots (1)$$

と本実験結果との比較を試みた。両者の比較を図5に示す。図の横軸は $(Re)_L$ 、縦軸は $Nu_L (R/Pr_L)^{0.8}$ であり、実線は式(1)を示す。図より、両者はおおよそ±20%以内で一致しており、本実験結果においても $Nu_L \propto (Re)_L^{0.8}$ の関係がほぼ成り立っているのを見ることができる。このことから本実験結果は乱流強制対流凝縮熱伝達の場合のものであることが分る。

一般に、 Nu_L は $(Re)_L$ 、 R および Pr_L 等の影響のみでなく、 H および l/d の影響も受けるものと考えられる。しかし、式(1)には H および l/d の影

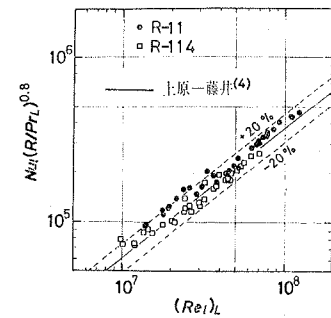


図5 単成分作動流体に関する本実験結果と式(1)との比較

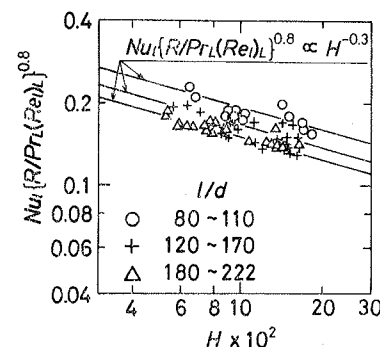


図6 $Nu_L / (R/Pr_L)^{0.8}$ に対する H の影響

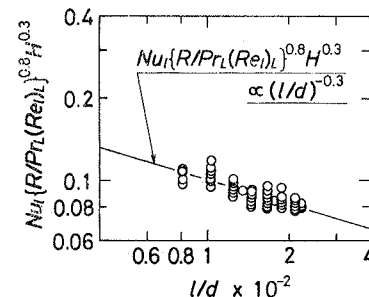


図7 $Nu_L / (R/Pr_L)^{0.8} H^{0.3}$ に対する l/d の影響

響は考慮されていない。

そこで、本実験結果について H および l/d の影響を調べてみた。図6は l/d をパラメータとして H と $Nu_L / (R/Pr_L)^{0.8}$ の関係を調べてみたものである。図より多少のデータのばらつきはあるが、いずれの l/d の場合にも実験点の示す傾きはほぼ同じで、 $Nu_L / (R/Pr_L)^{0.8} \propto H^{-0.3}$ の関係があるとみることができる。また、 H が同じ場合には l/d が小さくなるほど $Nu_L / (R/Pr_L)^{0.8}$ が大きくなることも分る。

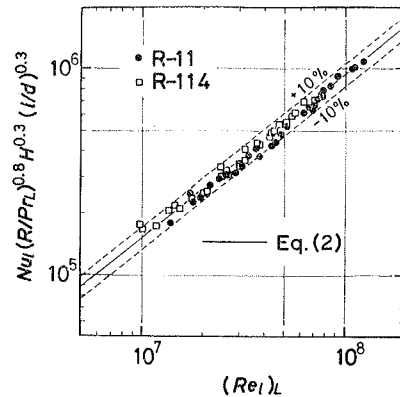


図8 単成分作動流体に関する本実験結果と式(2)との比較

図7は以上の結果を基に $Nu_L / (R/Pr_L)^{0.8} H^{0.3}$ に対する l/d の影響を調べたものである。図より、データのばらつきはあるが、 $Nu_L / (R/Pr_L)^{0.8} H^{0.3}$ は明らかに l/d の増加とともに減少し、平均的な l/d の指数はおおよそ -0.3 であるとみることができる。

以上より、本実験範囲内においては、 $Nu_L \propto (l/d)^{-0.3} H^{-0.3} \{Pr_L(Re)_L / R\}^{0.8}$ なる比例関係が得られる。次に、本実験により得られた結果と最もよい相関が得られるように比例定数を求めると次式が得られる。

$$Nu_L = 0.38 (l/d)^{-0.3} H^{-0.3} \{Pr_L(Re)_L / R\}^{0.8} \quad \dots \dots \dots (2)$$

図8は本実験結果と式(2)とを比較したもので、横軸は $(Re)_L$ 、縦軸は $Nu_L / (R/Pr_L)^{0.8} H^{0.3} (l/d)^{0.3}$ である。図より、いずれの単成分作動流体の実験結果も式(2)とほぼ $\pm 10\%$ 以内でかなりよく一致していることが分る。したがって、本実験に供した垂直円管内でのR11およびR114の凝縮熱伝達係数は少なくとも $l/d = 81.3 \sim 222$ および $(Re)_L = 9.8 \times 10^6 \sim 1.23 \times 10^8$ の範囲内においては式(2)により $\pm 10\%$ の精度で推定できるものと考えられる。

4.2 二成分作動流体について

本研究の主目的の一つは非共沸二成分作動流体を用い、管軸に沿って凝縮が進行するにつれて蒸気温度が次第に低下してゆく状況を実現し、そのときの熱伝達特性を調べることにある。まず、管軸方向の状態変化過程は、第一次近似的には混合流体の熱力学的平衡特性から予測することができるのではないかと考え、Raoultの法則が成り立つ理想溶液を仮定し、混合流体の気液平衡状態における状態変化過程を推算してみ

た。

図9はそのような推算をR11+R114混合流体について行った一例で、後述の実験結果(図11)に対応す

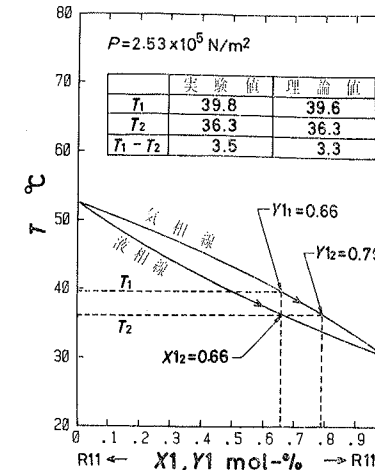


図9 圧力 $P = 2.53 \times 10^5 \text{ N/m}^2$ における R11+R114 混合流体の温度-組成曲線

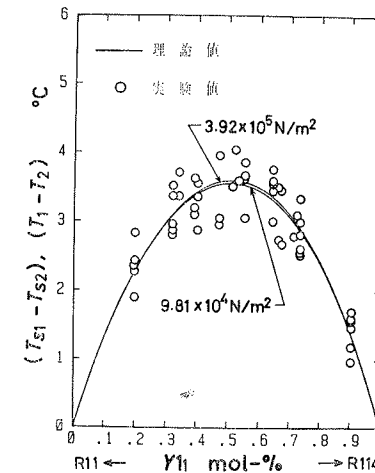


図10 飽和混合蒸気の温度降下と入口蒸気組成の関係

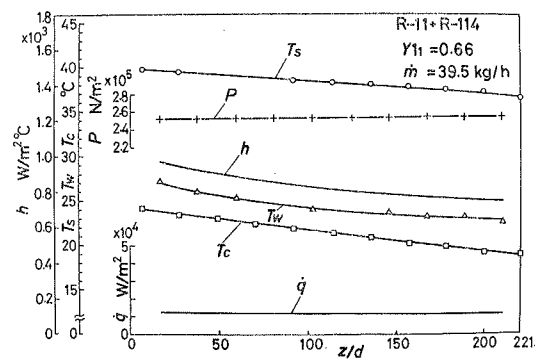


図11 二成分作動流体 (R11+R114) の本実験結果の一例

る圧力 $P = 2.53 \times 10^5 \text{ N/m}^2$ における温度-組成曲線を示したものである。ここで、もしあるモル分率を有する混合蒸気がある一定の圧力の下で気液平衡を保ちながら凝縮するものと仮定するならば、この図に示されるような温度-組成曲線より、凝縮開始から終了までの蒸気温度変化 ($T_{S1} - T_{S2}$) は、そのモル分率における気相線上の温度 T_1 と液相線上の温度 T_2 との間の温度差 ($T_1 - T_2$) として与えられる。

次に、二種の圧力レベル ($P = 9.81 \times 10^4 \text{ N/m}^2$ と $P = 3.92 \times 10^5 \text{ N/m}^2$) について同様の推算をした結果から ($T_1 - T_2$) と Y_{11} との関係を求めてみた。その関係を図10に示す。図中には後述の実験結果も併記されている。図より、($T_1 - T_2$) はこの圧力範囲内においてはほとんど圧力によらず $Y_{11} = 0.5 \sim 0.6$ で最大となり、その値はおおよそ 3.5°C であることが分る。

図11は R11+R114 混合流体に関する実験結果の一例で、入口蒸気組成 $Y_{11} = 0.66$ 、 $\dot{m} = 39.5 \text{ kg/h}$ の場合のものである。ただし、 \dot{m} を求める際の混合流体の液密度 ρ_{Lm} は、各単成分流体の液密度のモル分率平均として与えられる。図から、 P はほぼ一定 ($2.53 \times 10^5 \text{ N/m}^2$) であるが、 T_s は入口より凝縮終了点までほぼ直線的に低下していることがよく分る。いうまでもなく、このような蒸気温度変化は単成分蒸気の場合には決して観測されるものではなく、本研究で扱うような非共沸二成分蒸気の場合に始めて出現するものである。

そこで、混合蒸気の凝縮過程において気液平衡が保たれているものとして蒸気の温度変化と組成変化との関係を先に示した図9において考察してみる。この場合、蒸気組成は凝縮開始点で R114 のモル分率にして $Y_{11} = 0.66$ であったものが、凝縮が進行するにつれて気相線上矢印方向に大きくなり、また、R114 のモル分率で示される凝縮液組成 X_{12} も同様に液相線上矢印方向に大きくなる。凝縮終了点で、液の組成 X_{12} は凝縮開始点での蒸気の組成 Y_{11} に等しく $X_{12} = Y_{11} = 0.66$ となる。蒸気温度は凝縮開始時の $T_1 = 39.6^\circ\text{C}$ から凝縮終了時の $T_2 = 36.3^\circ\text{C}$ まで約 3.3°C ($= T_1 - T_2$) 低下する。これに対して、図11の場合、蒸気温度は入口の $T_{S1} = 39.8^\circ\text{C}$ から凝縮終了点の $T_{S2} = 36.3^\circ\text{C}$ まで約 3.5°C ($= T_{S1} - T_{S2}$) 低下している。ただし、二成分作動流体の場合の凝縮終了点は、図の煩雑さを避けるために乾き度 χ はこの図中には記載されていないが、単成分作動流体の場合と同様に $\chi = 0$ に外挿された位置としている。

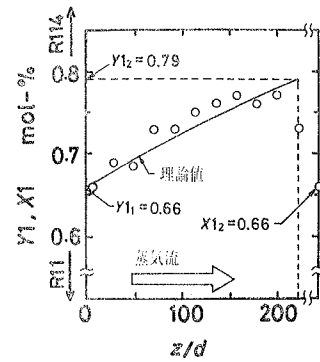


図12 管軸に沿う蒸気組成変化

$(T_{S1}-T_{S2})$ とその時の Y_{11} との関係を実験結果すべてについて調べ、既示した $(T_1-T_2)-Y_{11}$ 曲線と比較したものが図10である。この図より、本実験結果に多少のばらつきはあるが、両者の間に比較的良好一致が見られる。このように蒸気温度降下 $(T_{S1}-T_{S2})$ は気液平衡を仮定して得られる温度組成曲線からある程度推定し得ることが分る。

図12は、図11の例において管軸に沿う蒸気組成変化を測定した結果である。図中の実線は管軸に沿う蒸気

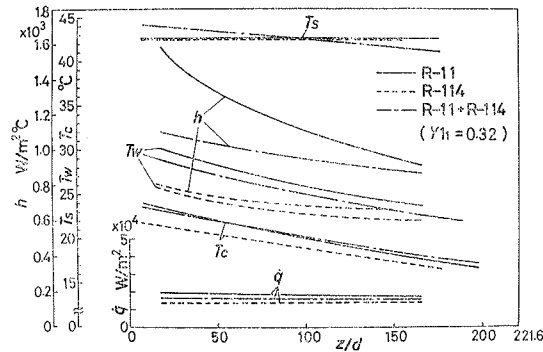


図13 $T_{sm}=43^{\circ}\text{C}$, $\dot{m}=44\text{ kg/h}$ の場合の単成分作動流体と二成分作動流体 ($Y_{11}=0.32$) との実験結果の比較

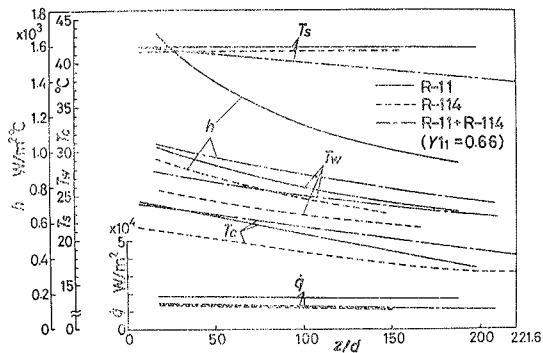


図14 $T_{sm}=41^{\circ}\text{C}$, $\dot{m}=45\text{ kg/h}$ の場合の単成分作動流体と二成分作動流体 ($Y_{11}=0.66$) との実験結果の比較

温度変化が直線的であるものと仮定し、図9よりその温度変化に対する蒸気組成変化を求めたものである。すなわち、R114のモル分率で表される蒸気組成 Y_1 は入口で $Y_{11}=0.66$ であったものが、管軸に沿って凝縮が進行するにつれて次第に大きくなり、 $z/d=222$ 付近で凝縮が終了し $Y_{12}=0.79$ (図9参照) となる。図より、実験結果は実線の傾向とほぼ一致していることがわかる。なお、 $z/d=222$ の測定値 (0.73) が上記傾向からとくに大きくはずれているのはこの付近で凝縮が終了しているゆえもともと気相のみの採集ができないことに起因している。

以上のことから、本実験のように圧力一定の下で、非共沸二成分混合蒸気が管内で凝縮する過程において管軸に沿ってその組成が変化するのに伴って蒸気温度も次第に降下するが、その際の蒸気の組成と温度変化は、第一次近似的には、気液平衡下における温度組成曲線から推定しても大きな誤りをおかさないことがわかる。

図13および図14はいずれも、作動流体質量流量 \dot{m} 、蒸気平均温度 T_{sm} 、冷却水流 \dot{m}_c および冷却水入口温度 T_{c1} が略々等しい場合について、R11およびR114各単成分の場合と両者の混合二成分流体の場合の伝熱特性を比較したものである。図13は入口での二成分流体がR11に富む場合、図14はR114に富む場合の例を示す。熱伝達率はR11単成分の場合が最も高く、R114の混合割合が高くなるにつれて降下し、R114単成分の場合が最も低くなることからわかる。本実験で扱った混合比の範囲内(図10参照)では、如何なる混合比の場合にも熱伝達率はR114単成分の場合の h を下まわることにはなかった。このように、R11成分にR114を混合すると伝熱性能は入口から出口まで全般に降下するが、その降下の度合は、とくにコンデンサ入口付近で著しくなっている。これは、一つには、既に前節にて触れたように、単成分としてのR114の伝熱特性の悪さにもよるが、他方において、主として先に凝縮する高沸点成分であるR11の凝縮に対し低沸点成分であるR114蒸気が、あたかも非凝縮ガスの振舞をしていることもその原因の一つとして考えられる。

次に混合蒸気に関する熱伝達特性について単成分蒸気の場合と同様な無次元整理を試みた。その際、R11+R114混合流体の液および蒸気の物性値を知る必要があるが、著者らの知る限りにおいては、フロン系混合流体の物性値についてはいく

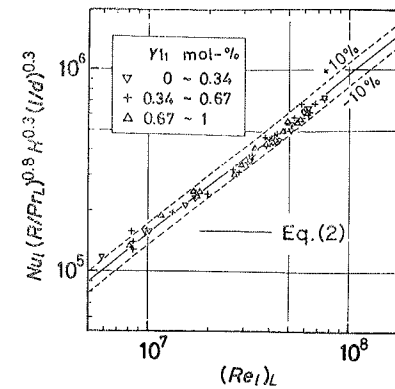


図15 二成分作動流体に関する本実験結果と式(2)との比較

つかの特殊な例を除き信頼できる値が得られていないのが現状である。そこで、本研究では無次元整理に必要な R11+R114 混合流体の諸物性値を Reidら⁽⁶⁾ の書物にある推算式を用いて、既に知られているR11およびR114各単成分の諸物性値⁽⁷⁾ から求めることとする。なお、本研究で用いた推算式は付録に記載されている。物性値推算にあたっての平均蒸気温度 T_{sm} 、平均蒸気組成 Y_{1m} 、平均凝縮液膜組成 X_{1m} および凝縮液膜代表温度 T_r はそれぞれ $T_{sm}=(T_1+T_2)/2$ 、 $Y_{1m}=(Y_{11}+Y_{12})/2$ 、 $X_{1m}=(X_{11}+X_{12})/2$ および $T_r=(T_{sm}+T_{wm})/2$ で与えられる。

図15は、 Y_{11} をパラメタとして R11+R114 混合蒸気の管内凝縮熱伝達に関する実験結果を示したものである。図の横軸は $(Re_L)_L$ 、縦軸は $Nu_L(R/Pr_L)^{0.8}(L/d)^{0.3}$ である。図中には、単成分蒸気に関して既に得られている実験式(2)も併記されている。図より、混合蒸気に関する実験結果と式(2)とは組成によらず単成分蒸気の場合と同様に $\pm 10\%$ 以内で一致していることが分る。したがって、R11とR114に関しては、単成分蒸気であっても混合蒸気であっても、本実験に供した垂直円管内での凝縮熱伝達係数は少なくとも $l/d=60\sim 222$ および $(Re_L)_L=5.8\times 10^6\sim 1.23\times 10^8$ の範囲内においては、式(2)により $\pm 10\%$ の精度で推定できるものと考えられる。

5. 結 論

本研究は作動流体としてR11およびR114の各単成分流体および両者を混合した流体を用い、各飽和蒸気が垂直円管内で完全凝縮している場合の熱伝達に関する実験を行ない次のような結論を得た。

- 1) 非共沸二成分流体を用いれば、凝縮の進行とともに温度が降下する過程を容易に実現し得ること

が実証され、その過程は、第一次近似的には、気液平衡状態を仮定した Raoult の法則より推定し得ることが示された。

- 2) 従来は、単成分の場合についてさえも垂直円管内強制対流乱流凝縮熱伝達におけるヌセルト数 Nu_L におよぼす顕潜熱比 H および l/d の影響は明らかにされていなかったが、少なくとも本実験範囲内においては、 Nu_L に対する H および l/d の影響は顕著であり、それぞれ $Nu_L \propto H^{-0.3}$ および $Nu_L \propto (l/d)^{-0.3}$ であることが分った。
- 3) 上記2)の結果をふまえ、少なくとも $l/d=60\sim 222$ および $(Re_L)_L=5.8\times 10^6\sim 1.23\times 10^8$ の範囲内において、本研究に供したR11およびR114に関しては単成分流体であっても混合流体であっても、垂直円管内凝縮熱伝達係数を $\pm 10\%$ の精度で推定できる実験式として次式が得られた。

$$Nu_L = 0.38(l/d)^{-0.3} H^{-0.3} \{ (Re_L)_L Pr_L / R \}^{0.8}$$

終りに臨み、本研究を行うにあたり、有益な討論、助言ならびにガスクロマトグラフ使用等の数々の便宜を与えて下さった東京農工大学工学部化学工学科の乙竹直教授に感謝の意を表します。また、実験の遂行に協力下さった同機械工学科学生藤井明彦君および三品憲一君に感謝致します。なお、本研究の一部は文部省科学研究費補助金(エネルギー特別研究1980年度)より援助を受けたものであることを付記します。

文 献

- (1) Cavallini, A. and Zecchin, R., Bull. Inst. Intern. Froid, 49-7 (1969), 385.
- (2) 藤井ほか4名:日機論, 43-373 (1977), 3435.
- (3) 藤井ほか3名:冷凍, 54-624 (1979), 1.
- (4) 上原一藤井:機論, 738-1 (1973), 183.
- (5) 藤井一長田:九大生研報告, 57 (1973), 35.
- (6) Reid, R., C., Prausnitz, J., M. and Sherwood, T., K., The properties of gases and liquids, 3rd. Ed., (1977), McGraw-Hill.
- (7) 冷凍空調便覧(基礎編)第4版, 177, 日本冷凍協会 (1981).

付 録

二成分作動流体の諸物性値の推算式

本研究に供した R11+R114 混合作動流体の諸物性値の内、蒸気密度についてはその混合蒸気の温度と圧

力と対応するR114およびR11の各値から推算した
のであるが、その他の物性値については混合流体の温
度のみに対応するR114およびR11の各値から求め
た。諸物性値の推算には、Reidらの「The properties
of gases and liquids」⁽⁶⁾にある推算式を用いた。各推
算式を以下に列挙する。以下の各推算式中の記号の表
現方法は、基本的には本文にしたがっているが、特に
ここではMを分子量とし、またR114、R11および
R11+R114混合流体をそれぞれ添字1、2およびm
で表わすこととする。

混合液の密度： $\rho_{Lm} = X1\rho_{L1} + (1-X1)\rho_{L2}$

混合蒸気の密度： $\rho_{Sm} = Y1\rho_{S1} + (1-Y1)\rho_{S2}$

混合液の定圧比熱： $c_{pLm} = X1c_{pL1} + (1-X1)c_{pL2}$

混合蒸気の潜熱： $L_m = W1L_1 + (1-W1)L_2$

ここに、W1は次のように定義されるR114の質量分

率である。

$$W1 = 1 / \left\{ 1 + \left(\frac{1}{X1} - 1 \right) \frac{M_2}{M_1} \right\}$$

混合液の粘性係数： $\mu_{Lm} = \mu_{L1}^{X1} \cdot \mu_{L2}^{(1-X1)}$

混合蒸気の粘性係数：

$$\mu_{Sm} = \frac{Y1\mu_{S1}}{Y1 + (1-Y1)\phi_{12}} + \frac{(1-Y1)\mu_{S2}}{(1-Y1) + Y1\phi_{21}}$$

ここに、

$$\phi_{12} = \frac{\{1 + (\mu_{S1}/\mu_{S2})^{1/2} (M_2/M_1)^{1/4}\}^2}{\{8(1 + M_1/M_2)\}^{1/2}}$$

$$\phi_{21} = \phi_{12} \frac{\mu_{S2}M_1}{\mu_{S1}M_2}$$

混合液の熱伝導率：

$$\lambda_{Lm} = W1\lambda_{L1} + (1-W1)\lambda_{L2} - 0.72| \cdot \lambda_{L1} \\ - \lambda_{L2} \cdot |W1(1-W1)$$

報告記

ASHRAE年次総会に参加して

—吸収式技術論文発表とASHRAE本部訪問—

黒 沢 茂 吉*

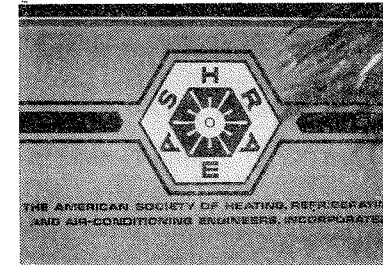


図1 ASHRAE本部のロビーで

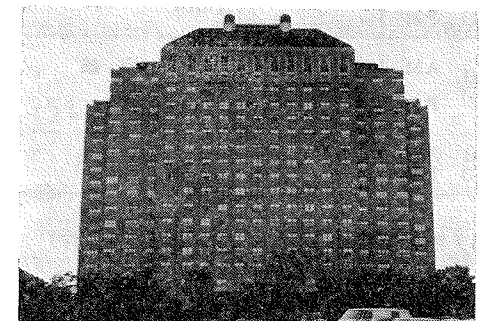


図2 シヤムロックヒルトンホテル

はじめに

ASHRAEの年次総会が1982年1月24日から5日間
アメリカ、ヒューストンで開催された。このテクニカ
ルミーティングで、わが国から初めてガス吸収冷温水
機に関する技術論文を発表した。毎年、同時に空調暖
房冷凍展が併催され、新製品の発表・展示が行なわれ
ている。

今回の海外出張では、学会への参加とともにアトラ
ンタにあるASHRAE本部を訪問するなど、米国に
おける冷凍機の技術動向を具に調査する機会を得たの
で報告したい。

1. 1982年次総会

(SEMIANNUAL MEETING)

今年(1982年)のASHRAE総会はヒューストン
で開かれた。

ヒューストンはテキサス州の東南部、メキシコ湾の
北西部80kmに位置し、人類初の月世界旅行を実現
したアポロ11号の打ち上げで世界的に名をあげたところ
である。アストロシティのニックネームに相応しく
航空・宇宙工学の総合センターとして、GE、IBM
などの研究機関が数多く集まっており全米第6の都市
として急速に発展を遂げている。

このNASA有人宇宙センターは市の南東約45km
にあり、1961年に設立されたものである。ここはジョ
ンソン元大統領の地元でもあることから、ジョンソン
有人宇宙飛行センターとも呼ばれている。現在は、そ

の中心がフロリダ半島のオランドに近いケネディスペ
ースセンターに移っているものの、今なお宇宙工学の
総本山であることに変わりはない。

ヒューストン市内には、1965年に完成された冷暖房
完備の世界最大の屋内競技場といわれるアストロド
ームがある。収容人員は50,000人余、大リーグのア
ストロズの本拠地として野球はもとよりアメリカンフ
ットボール、サッカー、ボクシングなどのビッグイベ
ントが常時開催されている。

82年次総会は、ダウタウンから南に車で10分のシ
ヤムロックヒルトンホテルで行なわれた。会議は、テ
クニカルセッション、シンポジウム、フォーラム、セミ
ナーの形式に分かれ、セッションの数は53、論文発表
者は163名であった。

各セッションのテーマは、住宅用から業務用・工業
用冷暖房・冷凍・換気に関する冷暖房機器、エネルギ
ー使用分析、ライフサイクルコスト(LCC)の工学的
的評価、省エネルギー法などの研究成果が発表され
た。日本からは、私の講演を含め4件の論文発表があ
った。米国以外では西独などヨーロッパからの論文が
目立ち、国際的規模と言った感じが強い。

主なセッションは以下のとおりである。

- 1) ヒートポンプ湯沸器
- 2) モーターの性能改善(SEER向上)

*東京ガス株式会社
原稿受理 昭和57年5月12日

新刊

吸収冷凍機 高田秋一著

<B5>279ページ 定価3,200円 (税別2,900円) 送料350円

■主な内容：

吸収冷凍機は、中容量から大容量の冷水機、冷温水機として、販売台数が最近増大してい
て、何らかの形で、この分野と新しく関係をもたれる人々も増加している。本書はこれら
の人々の入門書として好適である。冷凍と吸収の基礎理論の例題をまじえたやさしい解説
に始まり、冷媒と吸収剤の動向を述べ、構造の詳細説明に入っている。次に設計方法に進
み、例題をもとにして、手順をおって説明している。ソフトの面では特性、制御、自動運
転が述べてある。またユーザに必要な選定、設備、保守・管理についても、具体的な実例
によって詳述されている。さらに、最近の技術である太陽熱・廃熱利用吸収冷凍機、第一
種・第二種吸収ヒートポンプ・トータルエネルギー・システム、ハイブリッドシステムに
ついて解説が加えられている。

■目次：

1. 冷凍と吸収サイクルの概念
2. 冷媒と吸収剤
3. 吸収サイクルI(水+LiBr)
4. 単効用吸収冷凍機
5. 吸収冷凍機的设计I(水+LiBr)
6. 二重効用吸収冷凍機
7. 直火式冷温水機
8. 排熱・太陽熱利用吸収冷凍機
9. 吸収サイクルII(NH₃+水)
10. 精溜
11. 吸収冷凍機的设计II(NH₃+水)
12. 低温吸収冷凍機
13. 特性と連合運転
14. 制御と自動運転
15. 選定と設備
16. 保守と管理

〒160 東京都新宿区三栄町8 社団法人 日本冷凍協会 ☎ 03 (359) 5 2 3 1
振替 東京3-73841番