

鉛直管内での水素および窒素の層流膜状凝縮熱伝達に関する研究*

大 平 勝 秀*¹Study on Laminar Film Condensation Heat Transfer of Hydrogen
and Nitrogen Inside a Vertical TubeKatsuhide OHIRA*²*² Nagasaki R & D Center, Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.,
5-717-1 Fukahorimachi, Nagasaki, Nagasaki, 851-0392 Japan

There have been quite few experimental investigations in the area of condensing heat transfer to cryogenic fluids. The investigations with nitrogen and oxygen have shown reasonable agreement between experimental data and those predicted by Nusselt's theory. On the other hand, in the previous investigations with much colder fluids, such as hydrogen, deuterium and helium, the experimental condensing heat transfer coefficients are smaller than those predicted by Nusselt's theory and those differences become much larger when film Reynolds number or decreasing temperature difference across the condensate film is decreased. In the present investigation, hydrogen and nitrogen were condensed inside a vertical tube ($d=15$ mm, $L=30$ mm) under steady-state conditions respectively and condensing heat transfer coefficients were precisely measured. From the experimental results, the condensing heat transfer coefficients for saturated hydrogen and nitrogen vapors agree with those predicted by the Nusselt's theory within $\pm 20\%$. The results of the present study suggest that deuterium and helium might also behave as predicted by the Nusselt's theory.

Key Words: Heat Transfer, Cryogenics, Condensation, Phase Change, Film Condensation, Hydrogen, Nitrogen, Vertical Tube, Laminar Film

1. 緒 言

近年の環境問題を背景に水素がクリーンエネルギー源として注目されつつあり、通産省ではニューサンシャイン計画の一環として、海外の水力発電等を利用して水素を製造、液化して、日本国内で消費するWENET (World Energy Network System) 計画が現在進行中である。水素ガスは密度が小さいため貯蔵、輸送の効率面からLNGと同様、液体水素での利用が今後進むと考えられ、水素を液化もしくは再液化する熱交換器(凝縮器)を高性能、コンパクトに設計することが重要となっている。

鉛直管内もしくは管外で極低温流体が膜状凝縮する際の熱伝達に関する研究は少なく、これまで液膜が層流の場合についても、酸素、窒素、水素、重水素、ヘリウムについて数例^{(1)~(5)}実施されているのみである。その中でHaseldenら⁽¹⁾、Leonardら⁽²⁾、Ewaldら⁽³⁾が

実施した酸素、窒素についてはNusseltの層流理論式と良く一致する結果が得られているが、Ewaldら⁽³⁾、Drayerら⁽⁴⁾、佐藤ら⁽⁵⁾が実施した水素、重水素、ヘリウムについては一致しておらず、特に凝縮壁と凝縮液の温度差(過冷度)が2K以下の小さい場合、即ち、膜レイノルズ数が小さくなると理論式との差が大きくなる傾向を示している。⁽⁶⁾⁽⁷⁾

著者らは、既報⁽⁸⁾において鉛直管内での水素の凝縮熱伝達について実験を行い、凝縮壁と凝縮液の温度差が2K以下においてもNusseltの層流理論式と良く一致することを初めて報告した。既報⁽⁸⁾以外の水素に関する実験結果⁽³⁾⁽⁴⁾は2例のみであり、いずれも凝縮伝熱面の温度を直接測定せず、冷媒として使用した液体水素の核沸騰熱伝達率の経験式と、測定した熱貫流率より凝縮熱伝達率を間接的に算出している。従って、核沸騰熱伝達率の見積り値によって、算出した凝縮熱伝達率に誤差が含まれることが予想され、実験値とNusseltの理論式との関係は未だ明確にされていないのが現状である。

* 原稿受付 1999年6月11日。

¹ 正員、三菱工業(株)長崎研究所 (〒851-0392 長崎市深堀町5-717-1)。

E-mail: ohira@ngsrdc.co.jp

本研究では、既報⁽⁸⁾の実験装置とは異なる実験装置を新たに製作し、まず、窒素の凝縮熱伝達率を測定し、Nusseltの理論式に一致すること、本実験装置が測定上問題のないことを確認した後、水素の凝縮熱伝達率を測定し、既報⁽⁸⁾の実験結果とも併せ、水素の凝縮熱伝達率がNusseltの理論式と一致することを確認するのが目的である。

また、従来^{(1)~(5)}報告されている水素、窒素等の実験データを分析して、液膜の流動状態について考察すると共に、フロン等常温流体で得られている波状流の実験式との比較、検討も行った。

記号

- A : 伝熱面積 (管内面)
 C_p : 定圧比熱
 d : 凝縮面の直径
 F_i : フィルム数 $F_i = \sigma^3 / g\rho_f^3\nu_f^4$
 g : 重力加速度
 H : 顕潜熱比 $H = C_{pf}\Delta T / h_{fg}$
 h : 平均凝縮熱伝達率
 h_{fg} : 凝縮潜熱
 k : 熱伝導率
 L : 凝縮管長さ
 Nu^* : 凝縮数 $Nu^* = h(\nu_f^2/g)^{1/3} / k_f$
 P : 圧力
 P_r : プラントル数 $P_r = C_p\mu/k$
 Q : 熱量
 q : 熱流束
 R : $\rho\mu$ 比 $R = (\rho_f\mu_f / \rho_g\mu_g)^{1/2}$
 Re^* : 膜レイノルズ数 $Re^* = 4\Gamma / \mu_f = 4qL / \mu_f h_{fg}$
 T : 温度
 T_f : 液膜の評価温度 $T_f = (T_w + T_s) / 2$
 T_i : 気液界面での温度
 ΔT : 温度差 (過冷度) $\Delta T = T_i - T_w = T_s - T_w$
 U_∞ : 蒸気速度
 Γ : 液膜の単位幅当りの質量流量
 μ : 粘性係数
 ν : 動粘性係数
 ρ : 密度
 σ : 表面張力
- 添字
 f : 凝縮液, T_f での値 s : 飽和
 g : 蒸気 w : 凝縮面

2. 実験装置および方法

2.1 実験装置 図1は水素凝縮実験装置の系統

図を示す。実験装置は凝縮管、リボイラー、ヒータ、凝縮管およびリボイラーへの侵入熱を低減するための輻射シールド板、凝縮管を冷却する Gifford-McMahon サイクル冷凍機 (G-M 冷凍機)、真空断熱のための真空容器、水素ガス供給装置、水素ガスを液体窒素温度まで冷却する熱交換器等から構成される。G-M 冷凍機の冷凍能力は、第一段冷却ステージ (高温側) の温度を 80 K、第二段冷却ステージ (低温側) を 20 K とした場合、各々 30 W、10 W である。G-M 冷凍機の第一段ステージ、第二段ステージのヒートステーション部にマンガニン線ヒータを巻き付け、輻射シールド板の温度、凝縮管の温度を調節できるようになっている。ヒートステーション部の温度はゲルマニウム抵抗温度計で測定している。

凝縮管は図1に示すように第二段ステージに取り付けられ、ヒートステーション部からの熱伝導を利用して冷却される。凝縮管の下部には熱伝導率の小さいステンレス鋼製の支持管を介してステンレス鋼製のリボイラーが取り付けられている。リボイラーの容量は約 1.2 l、底部には加熱用のマンガニン線ヒータが巻き付けられ、ワニス (GE 7031) で熱接触を良くしている。リボイラーの上部および下部にはゲルマニウム抵抗温度計が取り付けられ、飽和ガス温度、液体温度を測定する。また、液面の位置は微小差圧型液面計で計測する。輻射シールド板は第一段ステージのヒートステーション部に取り付けられ、熱伝導で冷却される。窒素と水素では凝縮管の温度が異なるためヒートステーション部に取り付けたヒータで輻射シールド板の温

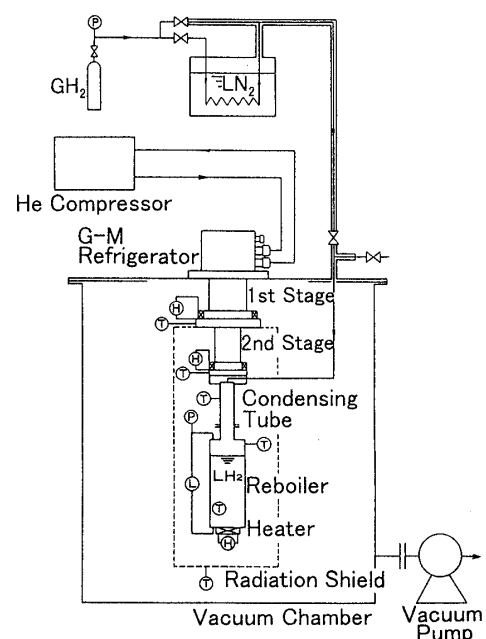


Fig.1 Test apparatus

度を設定した。輻射シールド板の温度はヒートステーション部から伝熱距離が一番遠いシールド板底部に取り付けたゲルマニウム抵抗温度計で測定する。

凝縮管、リボイラー、G-M冷凍機の第一段、第二段ステージ、輻射シールド板の外側には、輻射による侵入熱を極力低減するため多層断熱材を施工している。また、真空容器は実験中に真空引きを行って高真空を保持している。

2・2. 凝縮試験部 凝縮管を実験装置に取り付けた状態を図2に、凝縮管の詳細図を図3に示す。

凝縮管の外径は32 mm、凝縮部分は内径 $d=15$ mm、長さ $L=30$ mm の管内面である。凝縮管の材質は熱伝導を良くするため高純度無酸素銅製とし、伝熱面の粗さは $\pm 3 \mu\text{m}$ 程度である。凝縮管とステンレス鋼製支持管の接続はインジウムを使用してフランジ接合としており、断熱真空部へのガス漏れ防止と共に凝縮管と支持管のフランジ間の固体接触による熱伝導を小さくして、凝縮管以外の部分にガスが凝縮することを防止した。さらに凝縮管上部には厚さ3 mmのFRP板を接着してガスの凝縮を防止している。凝縮管上部には実験開始時にリボイラー内に液体水素を製造するために水素ガスを導入するステンレス鋼製の細管(外径3 mm、内径2 mm)が取り付けられている。

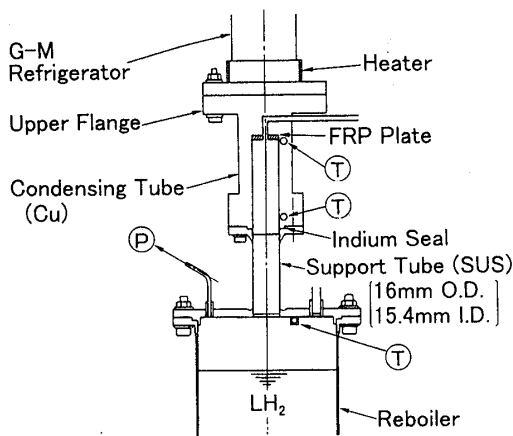


Fig.2 Setup of condensing tube

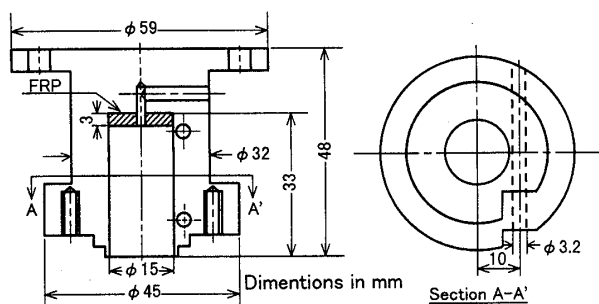


Fig.3 Details of condensing tube

凝縮実験時に必要となる凝縮管内部飽和圧力はリボイラー液面を測定するガス用圧力導管から圧力変換器を介して測定しており、凝縮管内のガス圧力から求めた飽和ガス温度の誤差は圧力変換器の誤差が主なものであり、 ± 0.02 K以内である。

本実験では、上述のように従来実施されている凝縮管内部の飽和ガス温度を飽和圧力から推定する方法に加え、飽和ガス温度を直接測定する方法も採用し、両者の実験データを比較した。飽和ガス温度は凝縮管内部のガスの流れを乱さないようにリボイラー上部に設置したゲルマニウム抵抗温度計で測定した。ゲルマニウム抵抗温度計の精度は ± 0.01 K 以内である。

凝縮管はG-M冷凍機を寒冷源として熱伝導で冷却するので、凝縮壁の温度を上部と下部で一定に保持するため、凝縮壁の肉厚を厚くして伝熱が容易な構造としている。また、壁温を測定する温度計の挿入穴を壁の中に設け、直径3 mmのゲルマニウム抵抗温度計を挿入して測定している。温度計挿入穴と温度計の隙間には熱伝導を良くするためアピエゾングリースを使用して温度測定誤差を小さくした。凝縮壁内面と温度計挿入穴外周との最短距離は0.9 mmである。凝縮管の管内面と測定点での温度差を二次元円筒の半径方向熱伝導と仮定して計算すると、本実験での最大熱流束時において、水素の場合0.002 K以下、窒素の場合0.004 K以下であるので、測定した温度をそのまま凝縮壁温度とした。温度計取付位置は凝縮管上部(FRP板の下面位置)から2 mm、22 mmの2箇所である。ゲルマニウム抵抗温度計の精度はいずれも ± 0.01 K 以内であり、温度計のリード線にはG-M冷凍機の第二段ステージのヒートステーション部でサーマルアンカーを取り、侵入熱による温度測定誤差を小さくしている。

リボイラーに取り付けられたマンガニン線ヒータ(120 Ω)への供給電力は、常温部に設置した標準抵抗器を流れる電流とマンガニン線の両端で測定した電圧からヒータの発熱量を算出している。

2・3 実験条件 図4に示すように凝縮管内壁に飽和ノルマル水素ガスまたは飽和窒素ガスが定常状態で凝縮する時の平均凝縮熱伝達率を測定する。平均凝

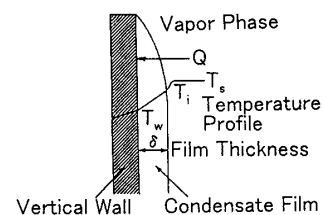


Fig.4 Condensation on a vertical wall

縮熱伝達率 h は次式で表わされる。

$$\frac{Q}{A} = q = h \cdot \Delta T \dots\dots\dots (1)$$

ここで、温度差（過冷度） $\Delta T = T_i - T_w$ である。実験では液膜の界面温度 T_i を直接測定することは難しいので、一般には飽和温度 T_s を直接測定するか、飽和圧力 P_s を測定して物性データより間接的に飽和温度 T_s を算出し、 $T_i = T_s$ と仮定して ΔT を推定している。本実験では 2・2 で述べたように測定した飽和圧力およびリボイラー上部で直接測定した飽和ガス温度の両方から平均凝縮熱伝達率を算出した。凝縮壁温度 T_w は測定した 2 点の算術平均値を使用した。

2・4 実験方法 水素の凝縮実験について以下述べる。図 1 に示すように凝縮管を真空容器内に取り付け、真空容器内を高真空にした後、リボイラー内を充分脱気して水素ガスを内部に封入する。次に、G-M 冷凍機を運転し、ヒートステーション部のヒータを調節しながら凝縮管の温度を約 20 K、輻射シールド板の温度を約 40 K まで冷却する。凝縮管の温度を水素の液化温度に保持しながら、高圧ガスボンベから液体窒素熱交換器を通ったほぼ大気圧の水素を凝縮管内部に徐々に導入する。凝縮管で熱交換した水素ガスは液化を開始し、リボイラー内部に液体水素が生成する。所定の液面となったら、水素ガスの供給を止め液化を停止する。その後、リボイラー内で蒸発した水素ガスが液化しないように凝縮管の温度を 20 K より高く保持したまま、水素ガス供給管を常温部のガスメータと接続し、リボイラー内圧力をほぼ大気圧状態に保持して、液体水素の蒸発ガスをリボイラーへの侵入熱として計測する。蒸発ガスの量が安定した時点で測定した蒸発ガスをリボイラーへの侵入熱として算出する。侵入熱は水素の場合、0.186 W であった。

凝縮実験は G-M 冷凍機の第二段ステージのヒートステーション部に取り付けたヒータで凝縮管の温度を約 20 K に調節した後、リボイラー底部に取り付けたヒータで液体水素を加熱して水素ガスを蒸発させる。凝縮管内の圧力は上昇し、その蒸気圧温度に相当する飽和温度で凝縮壁面に水素が凝縮する。ヒータの加熱量を一定に保持し、凝縮管圧力、凝縮壁温度、リボイラー内水素ガス温度等が定常状態になった時点で温度、圧力、ヒータ電流、ヒータ電圧等のデータを測定する。ヒータ電力および実験前に測定した侵入熱から水素の凝縮に必要な熱量 Q と過冷度 ΔT が得られるので、(1) 式より水素の平均凝縮熱伝達率が得られる。

窒素の凝縮実験では凝縮管の温度を約 77 K、輻射シールド板の温度を約 80 K に冷却し、その後の実験

方法は水素の場合と同様である。侵入熱は窒素の場合、0.229 W であった。

2・5 ガスの純度および物性値 実験に使用した水素、窒素は市販のボンベで購入した高圧ガスで、水素の純度は 99.97 % 以上、窒素の純度は 99.99 % 以上である。水素、窒素、酸素、ヘリウムの物性値は米国の N I S T (旧 N B S) より公表されている値を使用した。⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾⁽¹²⁾

2・6 オルソ・パラ変換熱の検討 水素にはオルソ水素 (o-H₂) とパラ水素 (p-H₂) が存在し、その組成は温度によって異なる。例えば、常温の水素ガスは 25 % のパラ水素と 75 % のオルソ水素が平衡状態であり、一般にノルマル水素 (n-H₂) と呼ばれているが、大気圧沸点の液体水素は 99.8 % パラ水素が平衡状態である。従って、常温の水素ガスを短時間で液化すると、25 % パラ液体水素ができるが、平衡状態に戻ろうとするため、75 % のオルソ水素がパラ水素に変換される。この時発生するのがオルソ・パラ変換熱であり、実験中にリボイラー内で発生する変換熱がヒータ発熱量と共に加わることになる。以下変換熱を推定する。

オルソ・パラ濃度変化率は次式で表わされる。⁽¹³⁾

$$\frac{dx}{dt} = -Cx^2 \dots\dots\dots (2)$$

ここで、 t は時間 (hr)、 x はオルソ水素濃度、 C はオルソ・パラ反応速度係数で、大気圧沸点で $C=0.0114$ (hr⁻¹) である。 $x=0.75$ のとき (2) 式より 1 時間に 0.64 % がパラに変換される。リボイラー内の液体水素の量を 0.8 l とした場合、発生する変換熱は 0.054 W である。また、実験中にオルソ濃度が減少するので発生する変換熱も変化する。オルソ濃度 75 % の液体水素は 10 時間後にオルソ濃度 69 % に減少し、この時発生する変換熱は 0.042 W となり、その差は 0.012 W である。水素の凝縮実験の場合、3・1 で述べるように凝縮管への総熱負荷量は 0.40~4.85 W である。一連の実験は熱負荷量を増加する方法で 1 日で実施しており、オルソ濃度変化による変換熱変化が凝縮管の熱負荷量に与える影響は小さい。従って、変換熱については実験開始前にリボイラーへの侵入熱と一緒に測定した値をそのまま使用し、その変化量については考慮していない。

2・7 蒸気流速の影響の検討 実験では静止蒸気が凝縮する場合 (体積力対流凝縮) を対象としているので、蒸気流速の影響について検討する必要がある。藤井ら⁽¹⁴⁾ は次式 (3) が成立する場合、蒸気流速の影響が無視できることを報告している。

$20 \cdot \chi^4 \cdot H \cdot U_w^2 / g \cdot P_f \cdot L < 0.1$ (3)
 ただし、 $\chi = 0.45(1.20 + P_f / R \cdot H)^{1/3}$ であり、本実験では (3) 式が満足されていることを確認して実験を行った。

3. 実験結果および考察

3.1 実験条件と平均凝縮熱伝達率 本論文での飽和ガス温度、熱流束、温度差（過冷度）、膜レイノルズ数の実験範囲を表1に示す。飽和ガス温度は測定した凝縮ガス温度ではなく、測定した飽和圧力から算出したガス温度を記載している。実験での凝縮ガスの飽和圧力は窒素の場合 0.102~0.104 MPa、水素の場合 0.104~0.118 MPa である。侵入熱、オルソ・パラ変換熱を含めた凝縮管への総熱負荷量 Q は水素の場合 0.40~4.85 W、窒素の場合 0.59~6.44 W であった。著者らが実施した既報⁽⁶⁾の実験条件についても本実験結果と比較、検討を行うので、参考迄に示した。

実験から得られる平均凝縮熱伝達率 h は式 (1) を使用して算出するが、温度差（過冷度） ΔT が小さくなると温度計の精度（ ± 0.01 K 以内）に依存して平均凝縮熱伝達の測定誤差が大きくなる。温度差 ΔT を飽和ガス温度と凝縮壁温度の差として算出する場合、 ΔT の測定精度は ± 0.02 K 以内であり、表1の実験条件において水素の最小温度差 $\Delta T = 0.09$ K ($q = 0.03$ W/cm²) では平均凝縮熱伝達率の測定誤差は 29%程度、最大温度差 $\Delta T = 1.64$ K ($q = 0.35$ W/cm²) では 1%程度である。窒素の場合、最小温度差 $\Delta T = 0.06$ K ($q = 0.04$ W/cm²) では測定誤差は 41%程度、最大温度差 $\Delta T = 1.05$ K ($q = 0.46$ W/cm²) では 2%程度である。逆に平均凝縮熱伝達率の測定誤差が 10%以内と推定される温度差は水素、窒素いずれも $\Delta T = 0.2$ K 程度以上の場合と考えられる。次に温度差 ΔT を飽和圧力から算出したガス温度（精度 ± 0.02 K 以内）と凝縮壁温度の差として算出する場合、 ΔT の測定精度は ± 0.03 K 以内であり、水素の最小温度差 $\Delta T = 0.09$ K では平均凝縮熱伝達率の測定誤差は 49%程度、最大温度差 $\Delta T = 1.64$ K では 2%程度である。窒素の場合、最小温度差 $\Delta T = 0.06$ K では測定誤差は 61%程度、

Table 1 Experimental conditions

Fluid	Present test (L=30mm)		Authors' test (L=70mm)Ref.8
	N ₂	H ₂	H ₂
T _s (K)	77.4~77.6	20.4~21.0	19.7~23.2
q (W/cm ²)	0.04~0.46	0.03~0.35	0.03~0.42
ΔT (K)	0.06~1.05	0.09~1.64	0.06~2.9
Re*	3~18	8~73	11~237

最大温度差 $\Delta T = 1.05$ K では 3%程度である。同様に、平均凝縮熱伝達率の測定誤差が 10%以内と推定される温度差は水素、窒素いずれも $\Delta T = 0.3$ K 程度以上の場合と考えられる。

平均凝縮熱伝達率は Nusselt⁽¹⁵⁾ の層流膜状凝縮理論から導かれた理論式 (4) を基礎にして種々の修正⁽¹⁶⁾ がなされているが、基本的には変わっていない。本論文では Nusselt の式 (4) を実験データとの比較に使用した。

$$h = 0.943 \left(\frac{g \cdot \rho_f^2 \cdot k_f^3 \cdot h_{fg}}{L \cdot \mu_f \cdot \Delta T} \right)^{1/4} \dots \dots \dots (4)$$

ここで、添字 f は液膜の評価温度を $T_f = (T_w + T_s) / 2$ と定義し、 T_f での凝縮液の物性値を示す。

3.2 窒素の凝縮熱伝達特性 実験で得られた温度差（過冷度）と平均凝縮熱伝達率の関係を図5に示す。図5(a)は測定した凝縮ガスの飽和圧力から飽和ガス温度 T_s を計算し、平均凝縮熱伝達率を算出している。図5(b)はリポイラー上部で直接測定した飽和ガス温度から平均凝縮熱伝達率を算出している。

図6は Haselden ら⁽¹⁾、Leonard ら⁽²⁾、Ewald ら⁽³⁾ が実験で得た平均凝縮熱伝達率を示す。図5、図6の実線は式(4)を用いて凝縮面温度を一定 ($T_w = 77.4$ K) として過冷度が変化する場合を計算した結果である。図5、図6の実験データでは凝縮面温度がデータ毎に変化するので厳密に実験結果と理論値との比較を示しておらず、過冷度の変化に対する凝縮熱伝達率のおおよその変化を示すものである。本実験で得られた窒素

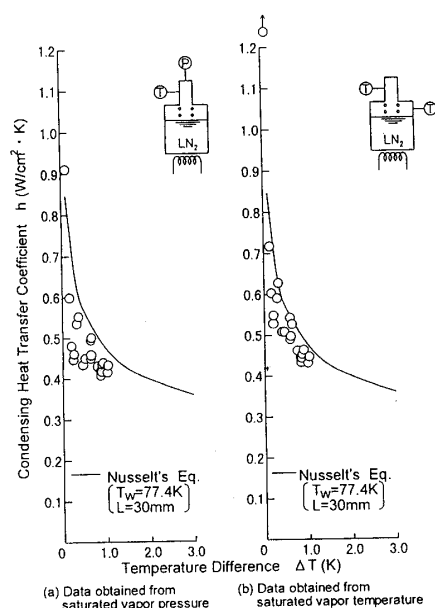


Fig.5 Condensing heat transfer coefficients for nitrogen

の凝縮熱伝達率は図5(a)と(b)で飽和ガス温度の測定方法により若干の差はあるが、定性的に理論値と似た傾向を示している。図6から Leonard らの実験値は理論値と良い一致を、Ewald らの実験値は過冷度 1~3 K 付近で理論値より低い傾向を、Haselden らの実験値は全般に理論値より高い傾向を示している。

図7は本実験で飽和圧力の測定から得られた平均凝縮熱伝達率(図5(a)のデータ)と実験データを基に式(4)にて計算した値を比較した。また、Leonard ら、Ewald らの実験データは公表されていないため、Haselden らの窒素と酸素の実験データを基に式(4)にて著者が計算した結果を図7に示す。Haselden らの窒素、酸素の凝縮熱伝達率は式(4)より 20%程度高い値を示しているのに対し、本実験結果は過冷度が小さい場合に 20%程度低い値を示しているが、図5(b)

の実験結果も考慮すると±20%以内で式(4)とほぼ一致する。

3.3 水素の凝縮熱伝達特性 実験で得られた温度差(過冷度)と平均凝縮熱伝達率の関係を図8に示す。著者らが実施した既報⁽⁸⁾の実験結果も併せて示した。図8(a)は図5(a)と同じく、測定した凝縮ガスの飽和圧力から平均凝縮熱伝達率を算出し、図8(b)は図5(b)と同じく、直接測定した飽和ガス温度から平均凝縮熱伝達率を算出している。

図9は Drayer ら、Ewald らが実施した実験結果を示す。図8, 図9には図5, 図6と同様に式(4)を

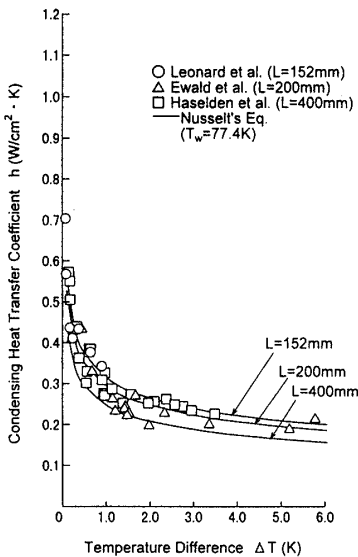


Fig.6 Condensing heat transfer coefficients for nitrogen (previously reported data)

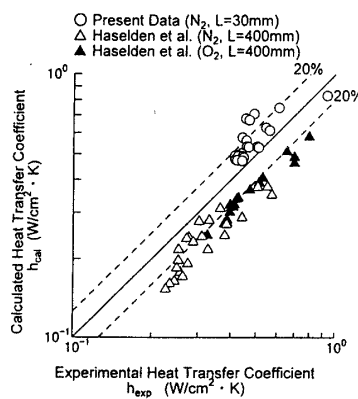


Fig.7 Comparison of experimental heat transfer coefficients with Nusselt's equation

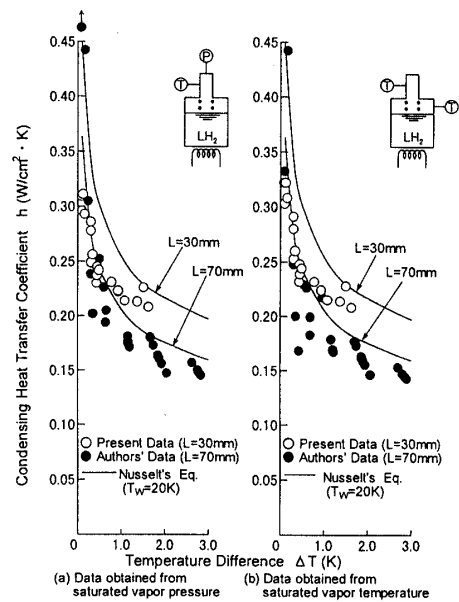


Fig.8 Condensing heat transfer coefficients for hydrogen (data obtained here and previously reported by authors)

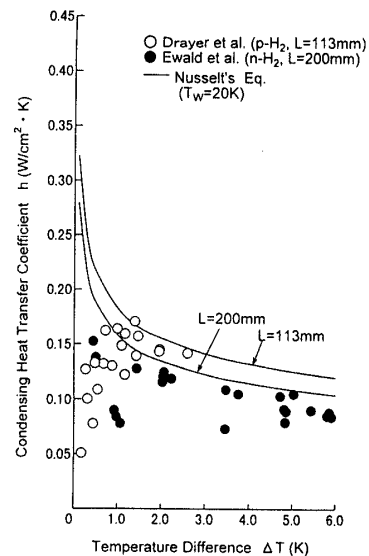


Fig.9 Condensing heat transfer coefficients for hydrogen (previously reported data)

用いて凝縮面温度を一定 ($T_w=20\text{ K}$) として計算した結果を実線で示す。(ノルマル水素とパラ水素の物性値はほぼ同じであることを参考迄に付記する。) 図8より本実験で得られた水素の凝縮熱伝達率は窒素の場合と同様、理論値よりやや低い値を示すが、定性的には理論式と傾向が一致しており、図9の Drayer らの結果とは明らかに異なる。図8(a)と(b)において本実験データの温度差と凝縮熱伝達率がほぼ同じ値を示しているのは、飽和圧力から算出した飽和ガス温度と直接測定した飽和ガス温度がほぼ一致しているためである。

図10は本実験で飽和圧力の測定から得られた平均凝縮熱伝達率(図8(a)のデータ)と実験データを基に式(4)にて計算した値を示す。Ewald らの実験データは公表されていないため、Drayer らの実験データを基に著者が計算した結果と著者らの既報⁽⁸⁾の結果を併せて示す。本実験結果は窒素と同様に式(4)よりやや低い値を示しているが、著者らの既報の結果と併せると±20%以内でほぼ一致している。

3.4 凝縮数と膜レイノルズ数の関係 本実験で得られた窒素および水素の凝縮数と膜レイノルズ数の関係を図11, 図12に示す。

また、従来報告されている実験データ⁽¹⁾⁽⁴⁾⁽⁵⁾⁽⁸⁾を基に著者が物性値を使用して計算し、整理した結果も示す。Nusselt の層流理論から導かれる式(5)を比較のために実線で示した。

$$Nu^* = 1.47 \cdot Re^{*-1/3} \dots\dots\dots (5)$$

図11の Haselden らの窒素、酸素の実験結果は3.2で指摘したように式(5)より高い値を示している。実験に使用した凝縮管の長さも400mmと長く、膜レイノルズ数も大きくなっている。フロン等の常温流体で上原ら⁽¹⁷⁾が得た波状流の実験式(6)と波状流のより一般的な実験式(7)を図11, 図12に示している。

$$Nu^* = 1.25 \cdot Re^{*-1/4} \dots\dots\dots (6)$$

$$Nu^* = 1.82 \cdot S^{-0.115} \cdot Re^{*-0.218} \dots\dots\dots (7)$$

式(7)の $S = (3F_l)^{1/5}$ は液膜の表面張力の影響を表す無次元数であり、酸素、窒素、水素、ヘリウムについて液膜温度の変化による S の値を計算した結果を図13に示す。本実験および Haselden ら、Drayer ら、佐藤らの実験条件から、酸素、窒素、ヘリウムは $S=200$ 、水素は $S=350$ とした。Haselden らの窒素、酸素の実験結果は式(6), (7)の傾向とほぼ一致してい

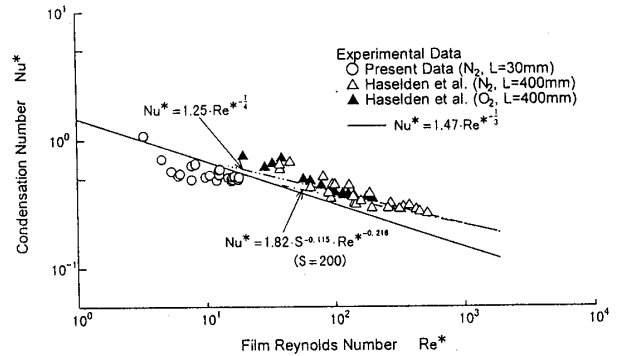


Fig.11 Experimental condensation number for nitrogen as a function of film Reynolds number

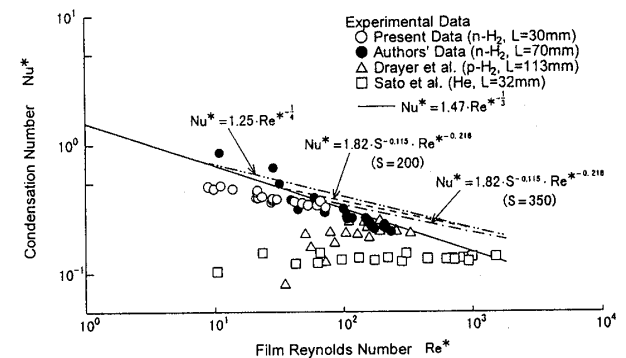


Fig.12 Experimental condensation number for hydrogen as a function of film Reynolds number

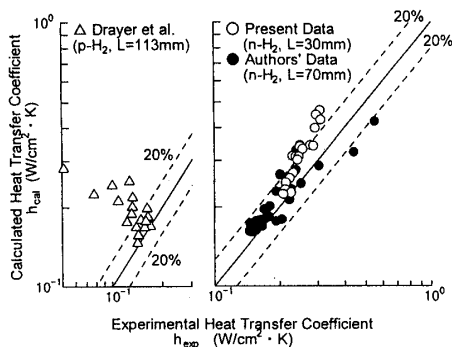


Fig.10 Comparison of experimental heat transfer coefficients with Nusselt's equation

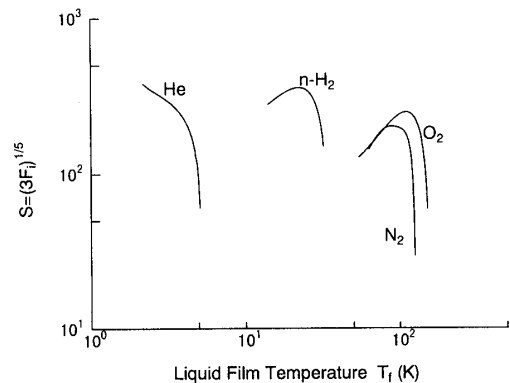


Fig.13 Temperature dependence of non-dimensional parameter S

ることから、凝縮液膜は上部で層流、下部で波状流が形成され、その結果、式(5)より大きな凝縮熱伝達率が得られたと考えられる。

次に本実験で得られた窒素および水素の凝縮液膜が層流であることの検討を行う。上原ら⁽¹⁷⁾の報告では層流から波状流への遷移レイノルズ数は式(6)の場合 $Re^*=7$ 、式(7)の場合 $Re^*=0.156 S$ 、従って窒素の場合 ($S=200$) $Re^*=31$ 、水素の場合 ($S=350$) $Re^*=55$ となる。一方、石松ら⁽¹⁸⁾の鉛直壁面を流下する液膜の流動可視化実験では、 $Re^*<1200$ の範囲では Re^* に拘わらず、上端から 50~70 mm 程度までは波立ちが存在せず、滑らかな表面の液膜であると報告している。また、上原ら⁽¹⁹⁾⁽²⁰⁾の凝縮液膜の観察実験では、伝熱面上端部では層流であり、上端から 50~100 mm の所で波が発生していると報告している。さらに Ewald ら⁽⁹⁾の実験でも、本実験より膜レイノルズ数が大きいと予想されるが、凝縮管 ($L=200$ mm) の下部のみに小さな波が観測されたと報告している。以上のことから、本研究 ($L=30$ mm) の窒素、水素の実験および既報 ($L=70$ mm) の水素の実験では、伝熱面上の凝縮液膜の状態はほぼ層流と考えられる。

本実験での窒素、水素の凝縮数(即ち、凝縮熱伝達率)が層流の式(5)より低い値を示す理由として次のことが考えられる。凝縮壁温度は上端から 2 mm, 22 mm の2個所で測定しているが、実験時の両者の温度差を調べてみると、最大時、過冷度 ΔT の 15% 程度あり、凝縮壁下部の温度が高くなっている。これは G-M 冷凍機からの熱伝導により凝縮管を冷却していることが主な原因と考えられる。凝縮壁温度は全長 30 mm に対し、2 mm と 22 mm の2点の算術平均を使用しているため、凝縮壁の平均温度を低く推定しており、その結果、凝縮熱伝達率の値を小さく算出したと考えられる。既報⁽⁸⁾では、凝縮管を冷却する超臨界ヘリウムを上下方向に往復させて温度分布を小さくする構造を採用しており、さらに凝縮管 ($L=70$ mm) の上端から 3 mm, 30 mm, 57 mm の3個所で壁温を測定して平均温度の測定誤差を小さくしている。従って、既報の水素の結果は図10、図12に示すように層流の式(4)、(5)に良く一致していると考えられる。

4. 結 言

内径 15 mm, 長さ 30 mm の鉛直管内で水素の層流膜状凝縮熱伝達実験を $Re^*=8\sim 73$ の範囲で実施し、平均凝縮熱伝達率の測定を行った。窒素についても

$Re^*=3\sim 18$ の範囲で同様の測定実験を行い、従来得られている実験結果と比較、検討した結果、以下の結論を得た。

- (1) 大気圧付近の実験で得られた水素の平均凝縮熱伝達率は、著者らの既報⁽⁸⁾の水素の実験結果と併せ、Nusselt の層流膜状凝縮理論式(4)と $\pm 20\%$ 以内でほぼ一致する。
- (2) 窒素についても水素と同様に平均凝縮熱伝達率を測定した結果、式(4)と $\pm 20\%$ 以内でほぼ一致する。
- (3) 本実験結果と従来報告されている水素、窒素、酸素、ヘリウムの実験結果を膜レイノルズ数と凝縮数で整理し、層流の理論式および常温流体で得られている波状流の実験式と比較、検討した結果、液膜の流動状態についての知見を得た。
- (4) 本実験で得られた(1)、(2)の結果は重水素、ヘリウムについても凝縮液膜が層流の場合、平均凝縮熱伝達率は Nusselt の理論式から予測できることを示唆する。

文 献

- (1) Haselden, G.G. ほか 1 名, Trans. Inst. Chem. Eng. (London), Vol.27 (1949), 195-200
- (2) Leonard, R.J. ほか 1 名, Advances in Cryogenic Engineering, Vol.15 (1970), 308-315
- (3) Ewald, R. ほか 1 名, Advances in Cryogenic Engineering, Vol.16 (1971), 475-481
- (4) Drayer, D.E. ほか 1 名, Advances in Cryogenic Engineering, Vol.7 (1962), 401-412
- (5) 佐藤 ほか 1 名, 低温工学, Vol.10, No.5 (1975), 180-184
- (6) Frost, W.ed., Heat Transfer at Low Temperatures, (1975), 203-212, Plenum Press
- (7) 日本機械学会, 伝熱工学資料, 改訂第4版 (1986), 216
- (8) Ohira, K. ほか 2 名, Advances in Cryogenic Engineering, Vol.35 (1990), 421-428
- (9) McCarty, R.D., NASA-SP-3089 (1975)
- (10) Jacobsen, R.T. ほか 3 名, NBS TN-648 (1973)
- (11) Roder, H.M., NASA SP-3071 (1972)
- (12) McCarty, R.D., NBS TN-631 (1972)
- (13) Barron, R., Cryogenic Systems, (1966), 60-63, McGraw-Hill
- (14) 藤井ほか 3 名, 伝熱工学の進展, Vol.1 (1973), 1-107, 養賢堂
- (15) Nusselt, W., Z. ver. deut. Ing., Vol.60 (1916), 541-546
- (16) Rohsenow, W.M. ほか 1 名, Handbook of Heat Transfer, (1973), Section 12, McGraw-Hill
- (17) 上原ほか 3 名, 機論 (B 編), 48-435 (1982-9), 2278-2283
- (18) 石松ほか 2 名, 機論 (B 編), 55-510 (1989-2), 469-474
- (19) 上原ほか 3 名, 機論 (B 編), 54-505 (1988-9), 2537-2544
- (20) 上原ほか 1 名, 機論 (B 編), 60-577 (1994-9), 3109-311