

復水管における熱伝達 (第1報)

(水平復水管について)

田中義弘*・玉利賢一*

HEAT TRANSFER COEFFICIENTS OF CONDENSER TUBES (REPORT 1)

(ON A HORIZONTAL CONDENSER TUBE)

Yoshihiro TANAKA, Masakazu TAMARI

For the purpose of finding out the relations between the inclination of condenser tube and the surface heat transfer coefficient, the authors performed their studies with a fundamental type condenser.

The condenser was filled with dry saturated 1 atm. stationary steam, and a brass condenser tube with an outside dia of 16 mm and inside dia of 13 mm was put horizontally into this steam. The velocity of cooling water inside was varied, and the outside condensation was resulted in the form of drops or film.

And thus the heat transfer coefficients were measured and the results were compared with Nusselt's theoretical formula and McAdams's experimental values.

The authors' data were found being consisted of Nusselt's formula with the absolute value, and of McAdams's data in regard to the inclination of the curves.

Received May 31, 1962.

1. 緒 言

管内に冷却水を流し、管外の蒸気の熱を取り去つて管外表面に蒸気を凝結させるいわゆの復水管についての研究は早くから数多く行なわれており、この際凝結水が膜状になるばあいと滴状になるばあいがおこることが知られている。膜状凝結については Nusselt¹⁾, Schmidt²⁾, Sparrow³⁾⁴⁾, Grigull⁵⁾等が研究し、膜状凝結状態の理論的解析や熱伝達係数の実験式などを提示している。また滴状凝結については Gnam⁶⁾, 菅原外⁷⁾, 岐美⁸⁾によつて研究され、滴の形成や滴の滴下の周期、熱伝達係数などについて一応の研究がなされている。しかしながら、いまだこれらの実験資料はわづかであつて、なかでも復水管が水平、垂直、傾斜しているばあいの凝結の良否についての系統的研究はあまりされていない。特に滴状凝結現象については熱伝達の機構も、熱伝達係数の一般的整理法もいまだほとんど未開拓の状態である。

本研究は復水管の水平、垂直または傾斜の度合とその蒸気側熱伝達係数の変化、特に滴状凝結時と膜状凝結時とを系統的に比較し、復水器計画の基礎資料を明

らかにする目的ではじめたもので、ここにその第1報として水平復水管についての一実験結果を報告する。

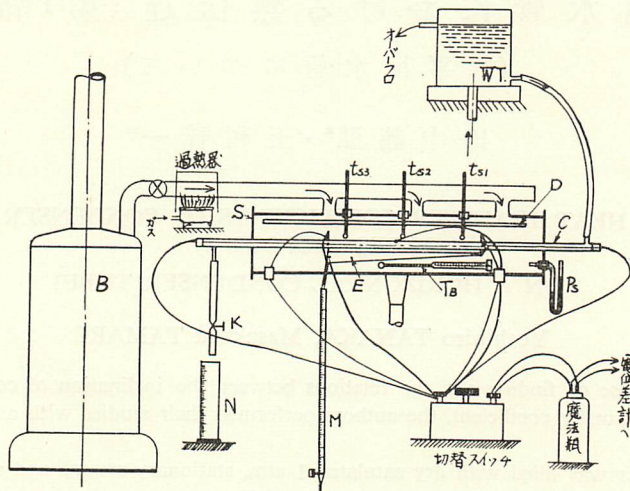
2. 実験装置および方法

実験条件をできるだけ簡単化するため蒸気箱中央に1本の復水管をもつた単純な復水器を使用した。蒸気箱内の蒸気圧は大気圧よりわずかに高くし、またその温度はその圧力の飽和温度よりわずかに高い値に過熱し、乾き度100%の蒸気状態に保つた。また蒸気室内の蒸気の流動はできるだけ小さくなるようにつとめ、静止蒸気と見なして実験をすすめた。

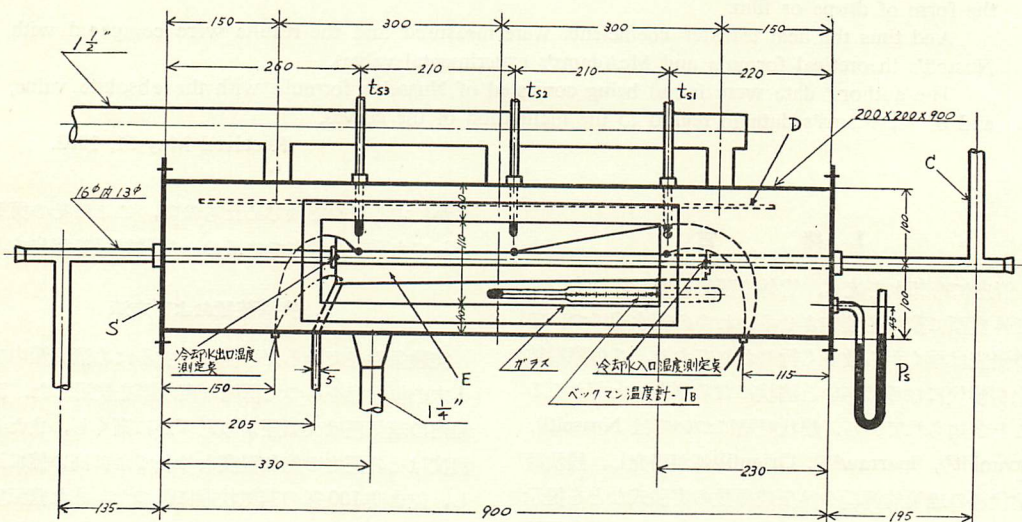
第1図が実験装置の全体図である。B: 堅型ボイラー、S: 復水器本体、C: 復水器、WT: 冷却水タンク(水頭が一定になるように溢流口を付けてある)。

復水器の詳細寸法は第2図に示すとおりで、正面はガラス張りとし、内部の状況を外から直視することも、写真に撮ることもできる。蒸気は復水器上部の三つの流入孔からとり入れ、その出口には邪魔板Dを設けて復水器内の蒸気温度ができるだけ一ようになるように、また蒸気流が復水管に速度をもつて吹きつけられないようにした。器中の蒸気温度の一よう性は t_{s1} , t_{s2} , t_{s3} なる3本のアルコール寒暖計によつて見当づけ

* 機械工学教室



第 1 図

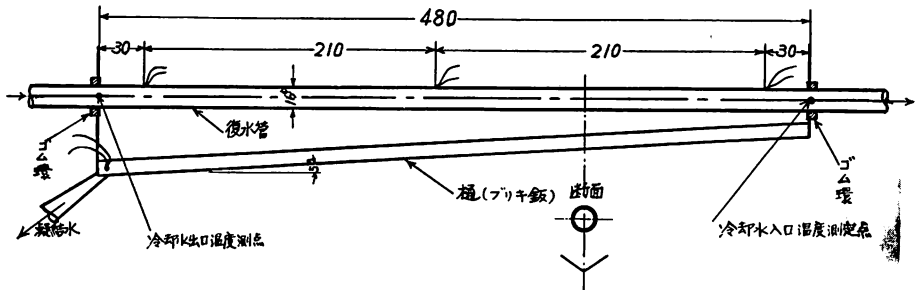


第 2 図

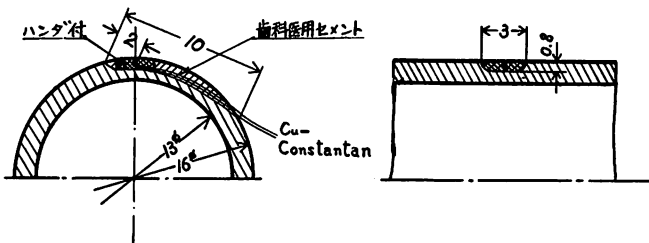
た。蒸気の精密な温度としてはあらかじめ検定済みのベックマン温度計の読みを採用した。これで 0.001 度まで読むことができる。復水器内の蒸気圧力は P_s なる水柱マンメータによつて測定した。これは常に大気圧以上 4~6 mmH₂O とした。蒸気温度はこの状態の飽和温度より 0.3~0.5°C 過熱した状態であるが、過熱するには復水器にはいる蒸気管を外側からガスコンロで熱する方法でおこなつた。かくして完全な乾き蒸気としてそのエンタルピーを正確に求めることができる。

第 3 図は復水管および凝結水受け器の詳細図であ

る。復水管は全長 1150 mm、復水器内部で蒸気にされる部分の長さが 900 mm、その中央付近の試験部分の長さが 480 mm、管外径は 16 mm、内径は 13 mm の黄銅管である。試験部分の凝結水を採集し、その量および温度を測定するため図中の E でしめす樋を使用した。この樋は幅約 30 mm、断面の形は逆八字形のブリキ製で、復水管の垂直下方約 30 mm のところに管と約 5° の傾きでとりつけてある。両端面は復水管にとりつけるためと試験復水管部を区切るための仕切板になつており、間に熱絶縁材としてゴム環をはさんで復水管にとりつけた。凝結液の温度は t_c なる銅-コンス



第 3 図



第 4 図

タンタン熱電対により測定した。復水量は M なるメスビューレットと秒時計とにより容積を求めて算出した。

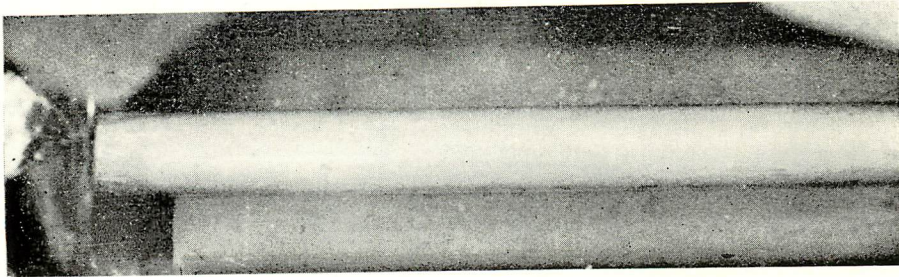
第4図に復水管表面温度測定用の銅-コンスタンタン熱電対のとりつけ要領をしめした。とりつけ位置は管軸に平行な一直線上の3点で、その関係は図にしめした。とりつけ点からのリード線の引き出し方は管周囲に沿って接線方向とし、導線よりの放熱や、導線に付着した凝結水によつて温度測定値や、凝結水量が影響をうけないように十分注意した。実験は熱電対位置を管中心を含む垂直面内においておこなつた。冷却水の出入口温度の測定は復水管中心に沿つてアルミニウム保護管に挿入した熱電対により測定した。熱電対先端位置は丁度試験部分の端の管断面中心部とし、正確に中心に支持するために針金の支柱を管内に入れた。この測定点は丁度凝結水採集用樋の取付部中心とも一致する。熱電対の指示はすべて横河電機製作所製のP-1型精密級直流電位差計および検流計によつて精密に測定した。

冷却水は高さ約2mのWTタンクから復水管内に流した。管内流速の変更は出口のcock Kの調節により、測定した流速範囲は0.15 m/s~0.78 m/sで、これは冷却水量にして20 cc/s~100 cc/sに相当する。冷却水量の測定は計量槽(メスシリンダ) Nと秒時計によつた。

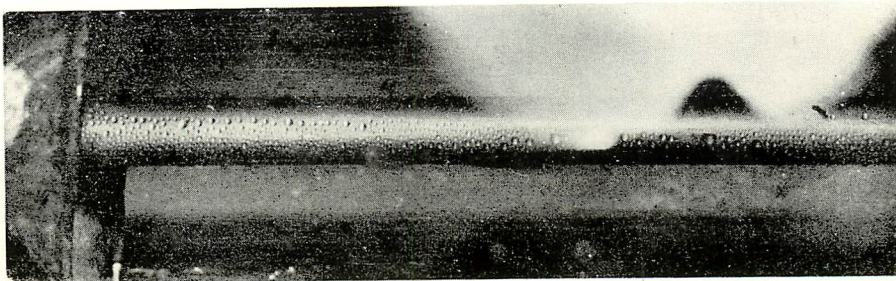
復水管表面の凝結状態が膜状凝結になるか滴状凝結になるかは蒸気の純度(主として空気含有率), 水の表面張力, 伝熱面の熱負荷, 表面状態など複雑な要素に左右され, そのいつれかの凝結状態になぜなるかの理論的解析も十分明らかにされていないのが実状で, 筆者らは結局経験的資料にもついで次のような方法でそれぞれの凝結状態を実現して実験した。すなわち膜状凝結をうるためには, 管表面を05のエメリーペーパーでよく研磨し, さらに稀塩酸で洗い, さらにその後を完全に水で洗つて後, 苛性加里の水溶液をうすく塗布した。また滴状凝結をうるためには前者と同様に水洗いまでは同じで後表面にオレイン酸を一面にうすく塗布した。これによつてえられた凝結状態の写真が第5図(a), (b)である。以上の方法でうまくゆくと2~3時間は同一の凝結状態を保つことができたが, しかしながらなかなか希望の凝結状態をえられないこともありいく度か繰り返した。なぜ凝結状態が違うかという点についてはさらに物性論的な研究が必要であろう。実験は蒸気条件, 表面の凝結様式を同じにして冷却水量を変えたときの諸数値を測定する方法によりすすめた。

3. 実験結果の整理法

復水器内の蒸気条件は圧力 P_B , 温度 T_B で代表させた。この際アルコール寒暖計 $t_{s1} \sim t_{s2}$ の測度差はほと



(a) 膜状凝結

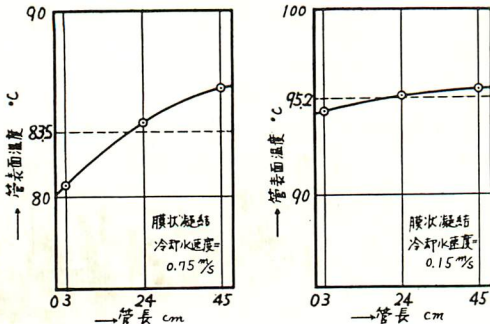


(b) 滴状凝結

第 5 図

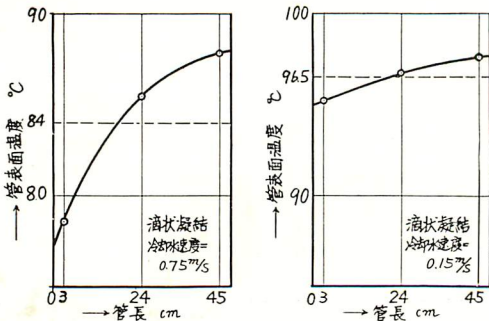
んどみとめられない程度であった。管表面温度分布の膜状凝結、滴状凝結のばあいの例が第 6, 第 7 図で、

これを試験区間にわたる曲線にして、その面積積分値を試験区間長さで割つたものをもつて管壁平均表面温度とした。



第 6 図

蒸気が復水管にあたえた熱量は蒸気のもつエンタルピーと復水のエンタルピーとの差であるべきであり、これはまた冷却水の受けとつた熱量にひとしいはずである。測定の結果は復水のエンタルピーから算出した熱量が少なく、冷却水のエンタルピーが高いめの値であることが明らかとなつた。これは凝結水が蒸気中にさらされている樋によつて集められて後温度を測るため、その温度測定までの間に再加熱がおこなわれていると見られ、これはこの種の実験では除きたい誤差である。よつて冷却水の受熱量をより正確な蒸気の放熱量であるとみて以下の検討をすすめた。なお検討中に使用した物性値として蒸気の蒸発潜熱、比熱、水の熱導率は参考文献の(9),(10),(11)により各々の値を採用した。

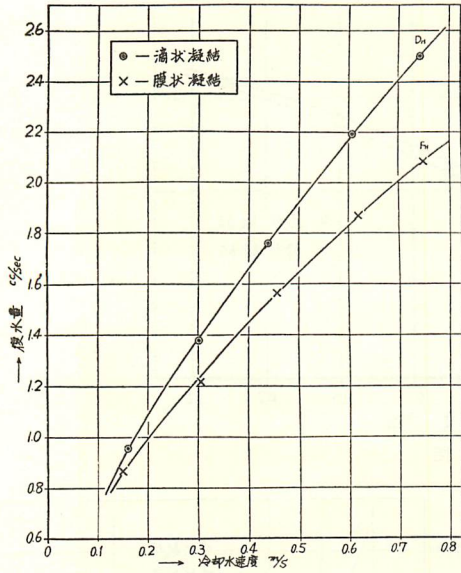


第 7 図

4. 結果の検討

1) 復水量について

冷却水平均流速 0.15 m/s から 0.75 m/s までの間を 5 段階に変えて復水量の変化を測定したのが第 8 図である。膜状、滴状いづれの凝結状態でも冷却水流速の増加とともに復水量は増加している。その増加の傾



第 8 図

向ははじめは急で、流速の大きいところでは上昇はしだいになだらかとなる。復水量が増加することは水の蒸発潜熱にくらべて感熱は小さいから、復水温度の多少の高低を無視して考えると放熱量が多くなることをあらわしている。よつて流速とともに放熱量は増大するが、流速が大きくなると放熱量の増大の割合は少なくなる。膜状凝結と滴状凝結をくらべると、滴状凝結の方が復水量が多く、その量は第1表のごとくやく1.1~1.2倍であつた。これは膜状凝結では蒸気と伝熱面とが凝結水膜を通して接するため、伝熱が悪く、滴状凝結のばあいには距離的には滴と滴との間に蒸気と伝熱面と直接接触する部分があり、この点の両者の温度

第 1 表

復水量 cc/s	冷却水速度 m/s			
	0.2	0.4	0.6	0.8
滴状凝結 Q_D	1.075	1.660	2.175	2.630
膜状凝結 Q_F	0.975	1.440	1.835	2.165
Q_D/Q_F	1.10	1.15	1.18	1.21

差が大きく、このため伝熱量が大きく復水量も大きいのである。

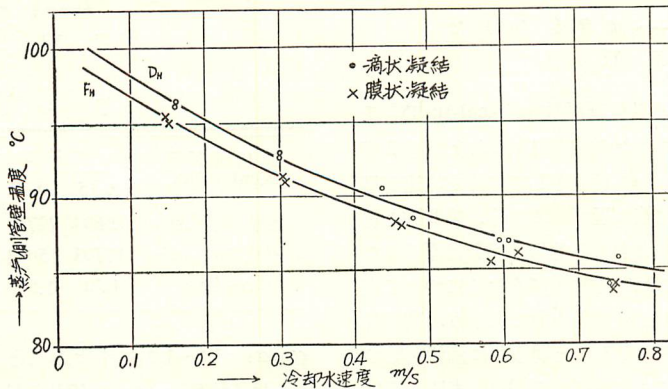
2) 蒸気側管壁温度について

第9図が蒸気側管壁温度変化で、膜状凝結、滴状凝結ともに冷却水流速の増加とともに低下している。両者の傾向はほとんど平行で、その差は約1°Cである。流速に対する蒸気と管壁との温度差に書きあらためると第10図であり、流速の増加とともに Δt は増大するが、これも流速の大きいところではしだいにならかとなりフラットになつてゆく。これは管表面にできる液膜または液滴の層が復水量の増大とともに厚くなつてゆくが、むやみに厚くはならずある厚みにおちついてゆくためであらう。

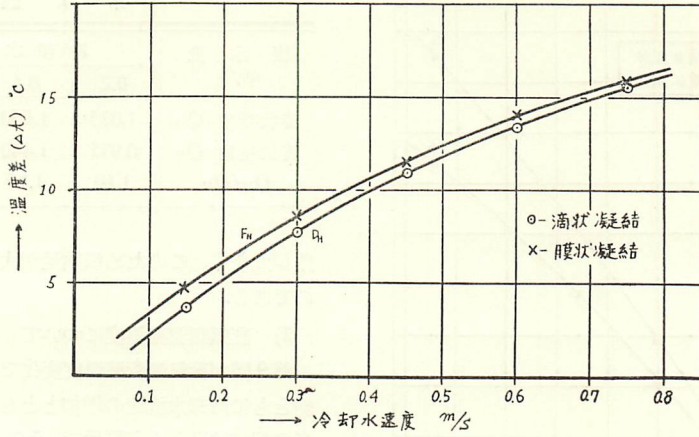
3) 熱負荷について

伝熱面を通過した熱量 Q を伝熱面積で割つた値を単位面積あたりの熱負荷とみて、蒸気と管表面温度との差 Δt に対しプロットしたのが第11図である。ここに Q は冷却水の実熱量を用いた。図にみるごとく温度差とともに熱負荷も上昇する。滴状凝結のばあいはほとんど直線的に上昇し、膜状凝結のばあいは上昇がなだらかな曲線をえがく。これからみて滴状凝結の方が著しく伝達が良いことが察せられる。

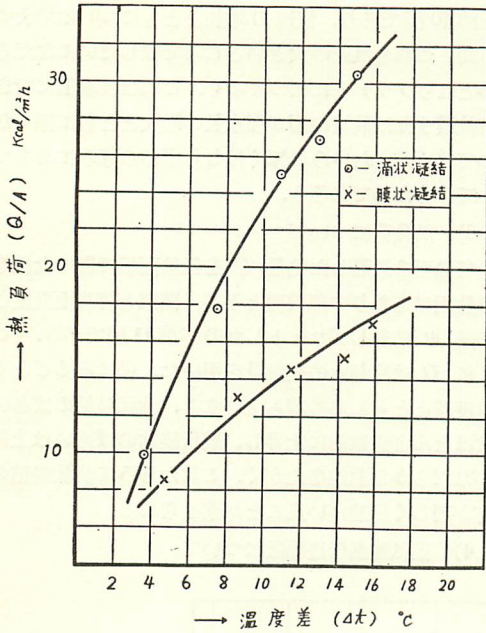
4) 蒸気側熱伝達係数について



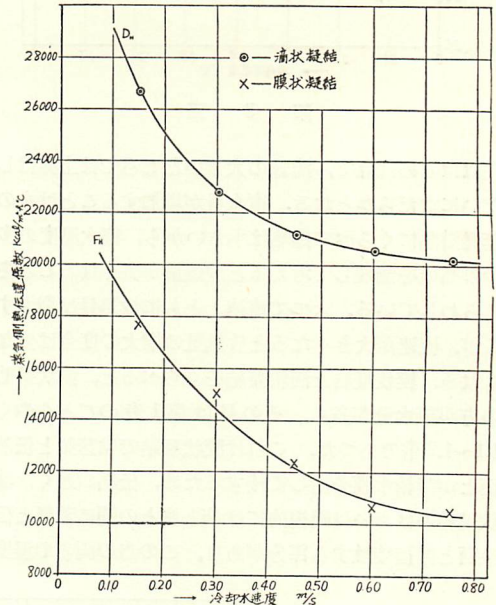
第 9 図



第 10 図



第 11 図



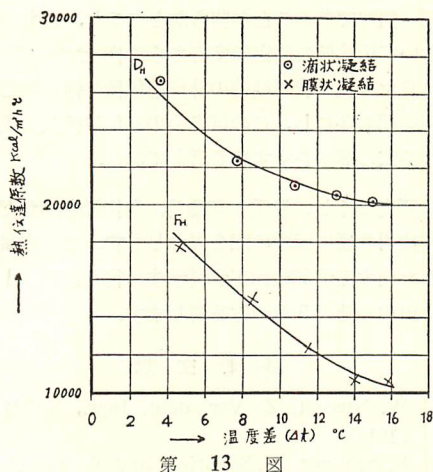
第 12 図

第 2 表

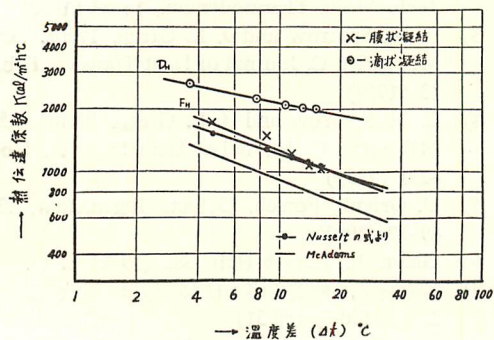
熱伝達係数 Kcal/m ² h°C	冷却水速度 m/s				
	0.15	0.30	0.45	0.60	0.75
滴状凝結 α _D	26694	22741	21117	20569	20209
膜状凝結 α _F	17703	15024	12369	10673	10609
α _D /α _F	1.508	1.510	1.708	1.93	1.892

蒸気から伝熱面への熱伝達係数 α Kcal/m²h°C を冷却水流速に対して求めたのが第 12 図および第 2 表である。流速とともに α は低下してゆくが流速が早くなるとしだいに一定値に近づいてゆく。第 8 図と併せてみると復水量が増大すると熱伝達係数は悪くなっていくことになる。これは復水が多くなるにつれて表面の液層が伝熱を害する結果¹³⁾¹⁴⁾¹⁵⁾であろう。膜状凝結と滴状凝結とをくらべてみると明らかに滴状凝結の方が熱伝達が良い。これは従来諸家¹⁾²⁾が表明していることであるが、吾々の実験結果からはその程度は

$\alpha_D/\alpha_F=1.5\sim 1.9$ におよぶことがわかった。ただし α_D は滴状凝結、 α_F は膜状凝結のときの熱伝達係数である。そうしてその比は流速の大きい範囲ほど大き



第 13 図



第 14 図

くなる。

$\Delta t-\alpha$ の関係図が第 13 図であるが、 Δt がますます α は低下してゆき α_D が α_F よりもはるかに大きい傾向も同ようである。

$\log \Delta t-\log \alpha$ の関係をあらわすと第 14 図のように右下りの直線関係になる。図中 D, F は筆者らが求めた滴状凝結および膜状凝結時の α の値である。膜

状凝結について McAdams¹⁵⁾ は 1 気圧の蒸気について実験しており、その結果を図中にしめたが F_H 直線（膜状凝結）とほとんど同じ傾向の傾きである。ただし両者は重ならず、筆者らの実測値がやく 1.4 倍大きかったが、この点は McAdams の測定条件の詳細が明らかでないため明確な批判はここではできない。

Nusselt¹⁾ は同じく膜状凝結に関して水平、垂直管の間の熱伝達係数の関係式を理論的にみちびき、つぎのように与えている。

$$\alpha_H/\alpha_V=0.770 \sqrt[4]{\frac{h}{d}} \dots\dots\dots(1)$$

ただし

α_H : 水平管外の熱伝達係数 Kcal/m²h°C.

α_V : 垂直管外の熱伝達係数 Kcal/m²h°C.

h : 垂直管の基準面よりの高さ m.

d : 管の外径 m.

である。さらに垂直管の膜状凝結時熱伝達係数の理論式から導いて同じく Nusselt¹⁾ は

$$\alpha_V=\frac{5800+23(t_s+t_w)}{\sqrt[4]{h(t_s-t_w)}} \dots\dots\dots(2)$$

を与えている。ただし

t_s : 蒸気温度 °C.

t_w : 管壁平均温度 °C.

(2) 式を (1) 式に代入すると

$$\alpha_H=\frac{4460+17.7(t_s+t_w)}{\sqrt[4]{d(t_s-t_w)}} \dots\dots\dots(3)$$

となる。この式は熱伝達係数を温度のみの関数としてあらわした式で、筆者らの実験結果を代入して計算してみると第 3 表となり、その値をプロットしたのが第 14 図中の“Nusselt 式より”とするした線である。実測結果の F 線と傾きがいくらか違うが絶対値はほぼ一致した。

滴状凝結に対してははまだ見るべき実験値や計算式

第 3 表

	蒸気温度 °C	蒸 汽 伝 熱 面		冷 却 水 温 度		冷却水速度 m/s	ヌセルト 数 N_{min}	
		温 度 差 °C	熱伝達係数 Kcal/m ² h°C		入 °C			出 °C
			実 測 値	(3)式による 計 算 値				
膜 状 凝 結	100.06	4.66	17703	15154	34.0	61.5	0.15	484
		8.56	15024	12906	25.0	46.8	0.30	411
		11.56	12369	11890	22.8	38.6	0.45	339
		14.06	10673	11260	22.0	34.7	0.60	293
		15.86	10609	10879	21.6	33.0	0.75	291
滴 状 凝 結	100.33	3.63	26694	—	37.5	70.0	0.15	730
		7.73	22741	—	30.0	59.5	0.30	622
		10.83	21117	—	27.0	52.6	0.45	578
		13.03	20569	—	25.6	48.4	0.60	563
		15.03	20209	—	25.3	45.7	0.75	554

がほとんどない現状である。

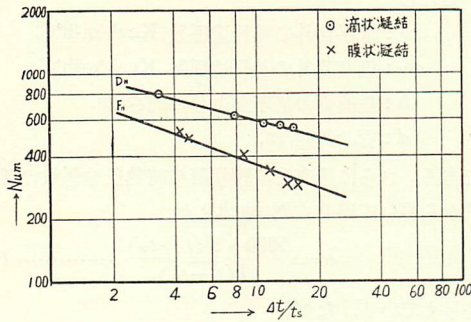
5) 熱伝達係数の無次元数での表示

熱伝達係数から平均 Nusselt 数 N_{um} を算出し、これと温度差と蒸気温度の比なる無次元数を求めてプロットしたのが第 15 図である。ここに

λ : 凝結水の熱伝導率 Kcal/mh°C.

長さのデメンジョン: d m.

をとつた。 N_{um} は膜状凝結においては約 290~480, 滴状凝結において約 550~730 である。ここでも直線の関係が成立している。



第 15 図

5. 結 論

大気圧よりわずかに高い乾燥蒸気がほぼ静止しているとみられる復水器中の単一水平復水管について、冷却水流速を変えたばあいの管表面における膜状凝結と滴状凝結について実験した結果、冷却水速度が増すにつれて復水量は増大するが、熱伝達係数はしだいに低下してゆくこと、滴状凝結の熱伝達係数は膜状凝結のそれより約 1.5~1.9 倍大きいこと、 $\log dt$ と $\log \alpha$ の関係は直線であらわされ、膜状凝結についてはその絶対値は Nusselt の与えた理論式から求めた値とほぼ一致すること、傾向は McAdams の実験結果ともほ

ぼ同一傾向であることが明らかとなつた。なお本実験において伝熱量の測定精度をさらに向上する必要があり、また今後滴状凝結時の熱伝達係数の値に影響する要素を明らかにし、このばあいの熱伝達係数の実験式や理論式の解明をすすめる考えである。

本研究に際し、貴重な御助言、御指導をいただいた石神重男教授に深謝の意を表わします。また実験に協力した鹿大工学部機械工学科学生、徳森熙和、山下重信、田中義勝の 3 君の労を謝します。

参 考 文 献

- 1) W. Nusselt, Z. Ver. deut. Ingr., S. 541, 549 (1916)
- 2) E. Schmidt, W. Schuring, and W. Sellschopp, Tech. Mech. Thermodynam., 1: 53 (1930)
- 3) E. M. Sparrow and J. L. Gregg. Trans. ASME, series C, Journal of Heat Transfer. Feb.-13 (1959)
- 4) E. M. Sparrow and J. L. Gregg. Trans. ASME, series C, Journal of Heat Transfer, Nov.-291 (1959)
- 5) U. Grigull, Forsch. Gebiete Ingenieurw, 13: 49-57 (1942)
- 6) Gnam, E., Forsch-Heft. 382 (1937) S. 17.
- 7) 菅原菅雄, 岐美 格: 日本機械学会論文集, 第 22 巻, 120 号 (昭 31)
- 8) 岐美 格: 機械の研究, 第 9 巻 8 号~10 号 (昭 32)
- 9) VDI-Wasserdampftafeln. (1952)
- 10) International Critical Tables.
- 11) 同上
- 12) Dukler, AE., Bergelin, O. P., Chem. Engg. Progr., 48 (1952) p. 557.
- 13) Kirschbaum, E., Chem. Ing. Tech., 24 (1952) S. 393.
- 14) Hahnemann, H. W., Z. VDI, 100 (1958) S. 60.
- 15) W. H. McAdams. Heat Transmisson (1954)