

客車用調節器付高压暖房

High Pressure Heating Apparatus with Regulator for Passenger Coaches

出水 芳 郎*

内 容 梗 概

客車の暖房装置では、外気温度の変化および機関車よりの連結位置の遠近にかかわらず、客室内を所定の温度に保つように調節できることがのぞましい。本装置では客室の窓下に放熱器より放出する温気を自由に調節できるハンドルを取付け、乗客がそれを回転することによつて、室内温度を任意に調節できる。この調節により外気温度が約 9°C 変化しても、客室内は一定温度に保つことができる。さらにまた通風器の通風量の加減ならびに、蒸気温度を低減せしめることによつて、外気温度が -10°C から $+15^{\circ}\text{C}$ までの範囲においても本装置を使用することにより、客室内温度を適度に保つことができる。

〔I〕 緒 言

現在の客車暖房は、蒸気をとおした1本の主管が機関車より後尾車まで床下を貫通し、各車はこれから分岐された暖房管により室内を暖めている。しかしこの暖房装置では、編成の前方にある車では暑すぎ、後方の車は主管内蒸気の圧力損失により、蒸気温度が降下するため、暖房効果があまりよくない実状である。これをできるだけ同一温度にして、暖房効果をよくするために、床下の主管を直接客室内に導いて、圧力損失を防止し、また乗客が寒暖に応じて任意に調節できる放熱器を各窓下に取付けることが考案された。すなわちハンドルの回転により、前方車輛の人は放熱器よりでてくる温気量を少くし、後方車輛の人はその温気量を多くするように調節すれば、その結果前方車輛の温気は温度が高く、後方車輛の温気は温度が低いので編成車はどの部分でも大体同一放熱量をうることができる。

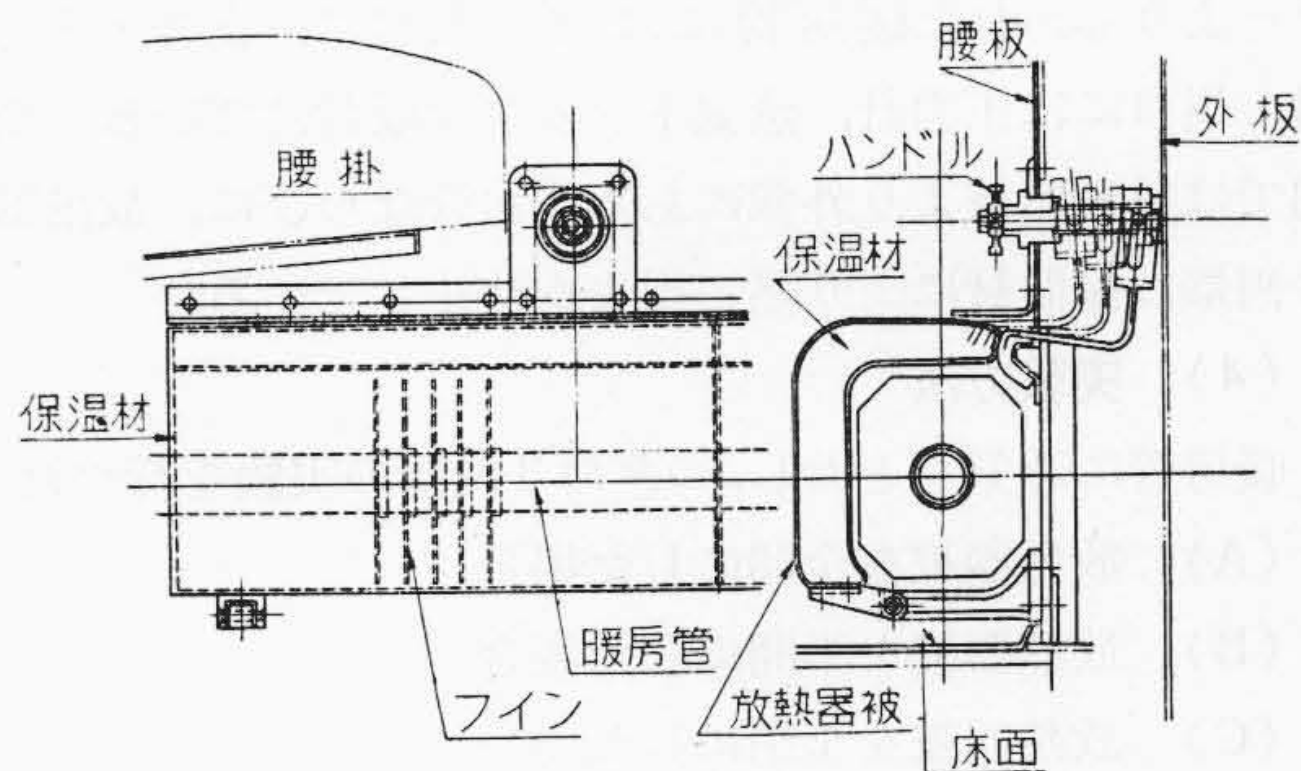
この暖房装置は、独逸国鉄ミンデン中央局客貨車課長ミーリヒ博士の着想による最新の方式で“Mielich Heizung”とも呼ばれている。日本においてこれを実施することについては、さきに西独逸へいろいろ調査に行かれた日本国有鉄道工作局客貨車課長橋本正一氏が、Mielich 博士より直接快諾をえているものであり、本実験も日本国有鉄道の御指導によつて行つたものである。

筆者はこの放熱器を試作実験して、その性能を調査し、これを現車に取付けた場合の客室内の温度状態を理論的に考察してみた。以下その概略をのべる。

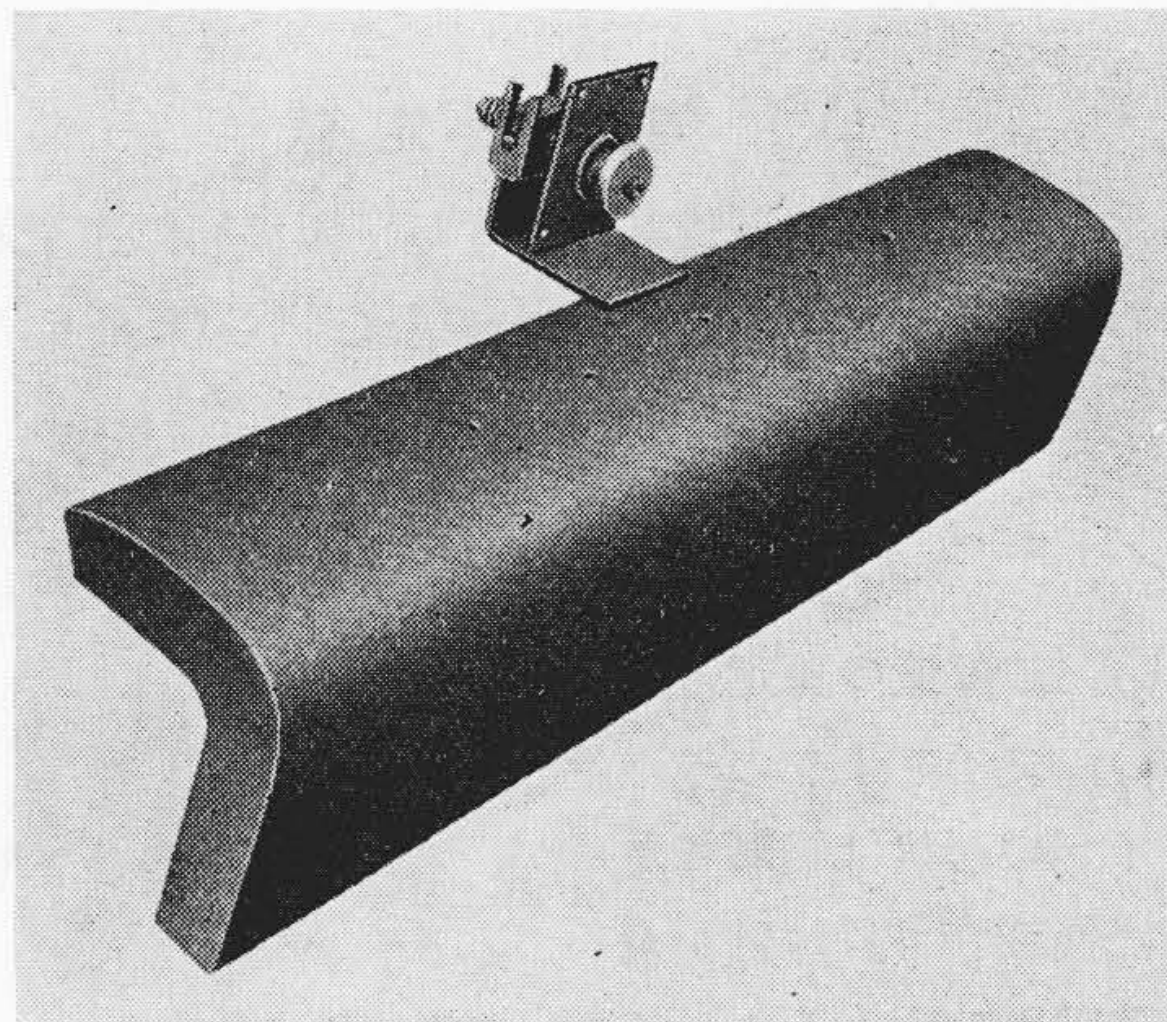
〔II〕 放熱器の構造

放熱器の構造は第1図に示す。すなわち機関車より直接客室の腰掛下に導かれた蒸気の充満した暖房管に矩形状の薄いフィンを取付け、それらが放熱器被内に収められている。放熱器被の従来のものは1枚の金属板であ

つたが、本装置では第2図に示すごとく2枚の金属板の間に適当な保温材を入れている。客室内の空気は放熱器被と床面との間から放熱器内に入つて暖められ、放熱器被と腰板との隙間より客室内にでてゆく。このような現象を繰返して客室内温度は上昇する。いま腰板に取付けたハンドルを回転することによつて、被と腰板間に温気の出口となる隙間ができる。この隙間の大きさを加減して、出てくる温気量を適当に調節し、室内温度を適度



第1図 放熱器
Fig. 1. Radiator



第2図 放熱器被
Fig. 2. Cover of Radiator

* 日立製作所笠戸工場

に保つのである。

〔III〕 実験装置および方法

放熱器の性能を調査するためにつぎのような実験を行った。実験装置は第3図および第4図に示す。すなわち実際の客室に相似なベニヤ板製の箱をつくり、その内部に放熱器を取付け、それに蒸気を通して室内ならびに放熱器各部の温度を測定した。

(1) 箱の大きさ

箱の大きさは客室容積の $1/22$ 、すなわち4人掛1ボックスの容積に相当する。

長さ.....吹寄中心距離

幅.....客室の幅の半分

高さ.....床より天井までの平均高さ

(2) 箱の構造

天井、側壁.....10mm厚さのベニヤ板張りの内側に15mm厚さの第4種フェルト張り

床.....20mm厚さの木張りの上に13mm厚さのコルク板張り

(3) 放熱器の設置

放熱器を取付けた状態は第5図に示す。すなわちボイラーより導かれた暖房管には箱の入口に、止弁と圧力計、出口には圧力計、蒸気トラップを取付けている。箱内では放熱器被より外側にある暖房管ならびに、放熱器の両端は保温材により熱の損失を防止している。

(4) 実験方法

暖房管に蒸気をとおり、つぎの3段階の実験を行った。

(A) 放熱器被を全開にした場合

(B) 放熱器被を半開にした場合

(C) 放熱器被を全閉にした場合

以上の各段階における放熱器、室内、暖房管の各部の温度を熱電対または棒寒暖計によつて測定した。その測定状況の一部は第6図に示す。

〔IV〕 実験測定値

蒸気をとおしてから各部の温度が平衡状態に達するまでに約2時間要するが、その平衡状態における各部の平均温度は第1表に示す。

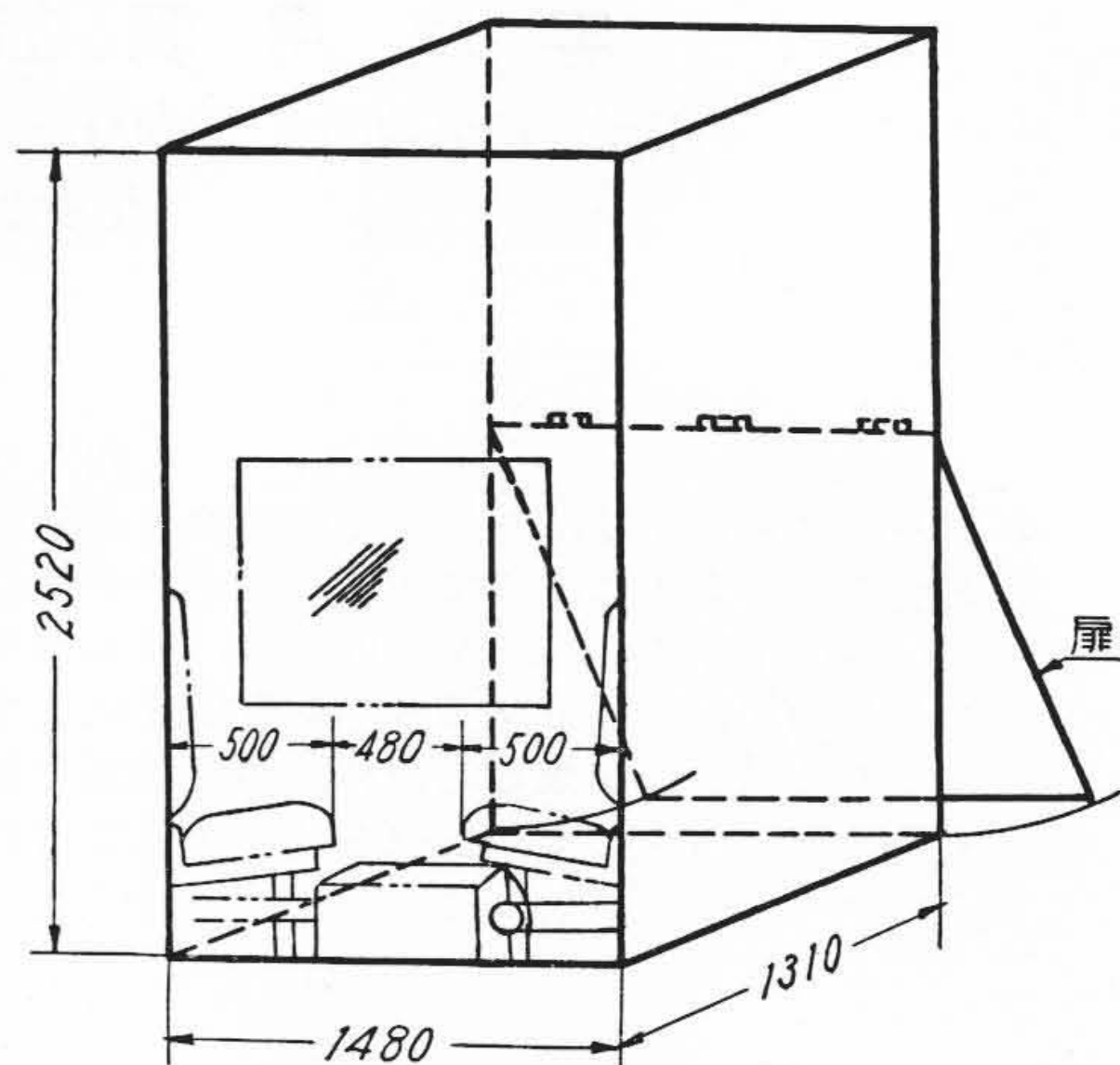
〔V〕 実験結果の考察

(1) 放熱量の算定

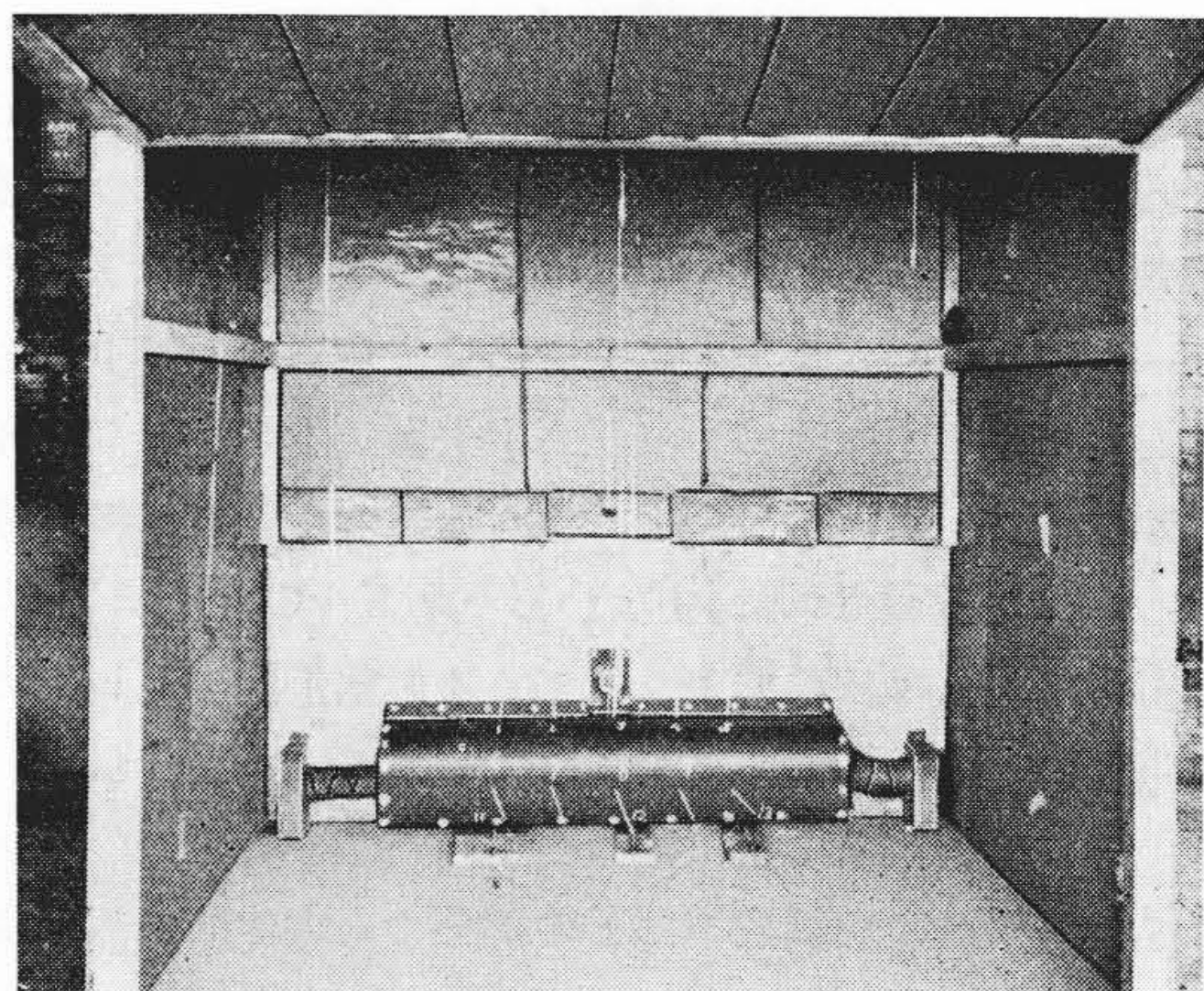
(A) フィンよりの放熱量⁽¹⁾

フィンの形状は矩形であるが、これを面積のひとしい円形に換算して放熱量を求めてみる。

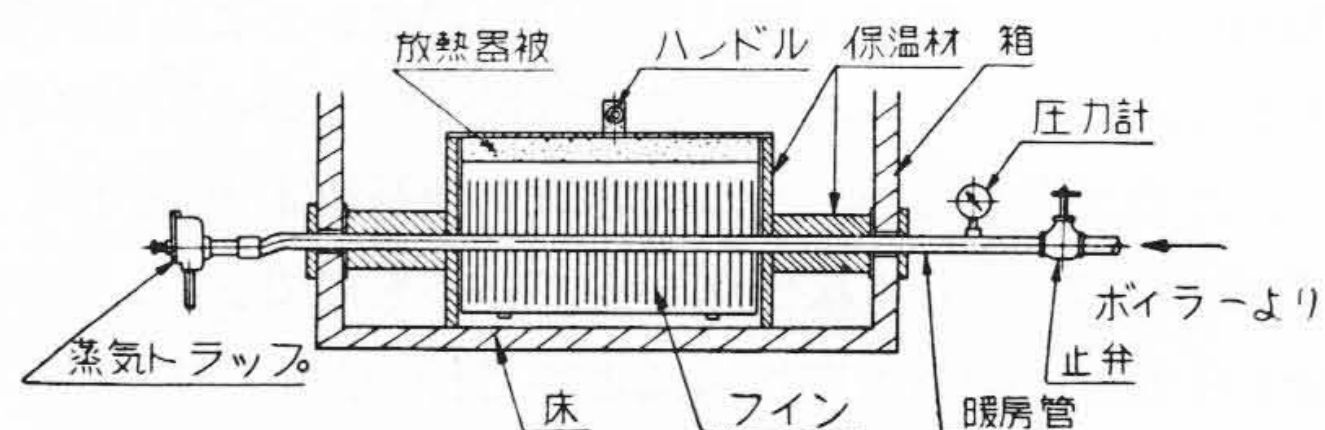
第7図に示すように、フィンの環状微小面積 $2 \times 2\pi r dr$ からの単位時間の放熱量を dQ_f とすると



第3図 暖房試験用箱
Fig. 3. Box for Heating Test



第4図 暖房試験装置 (1)
Fig. 4. Arrangement for Heating Test (1)



第5図 暖房試験装置 (2)
Fig. 5. Arrangement for Heating Test (2)

$$dQ_f = \alpha \cdot 4\pi r dr (t - t_i)$$

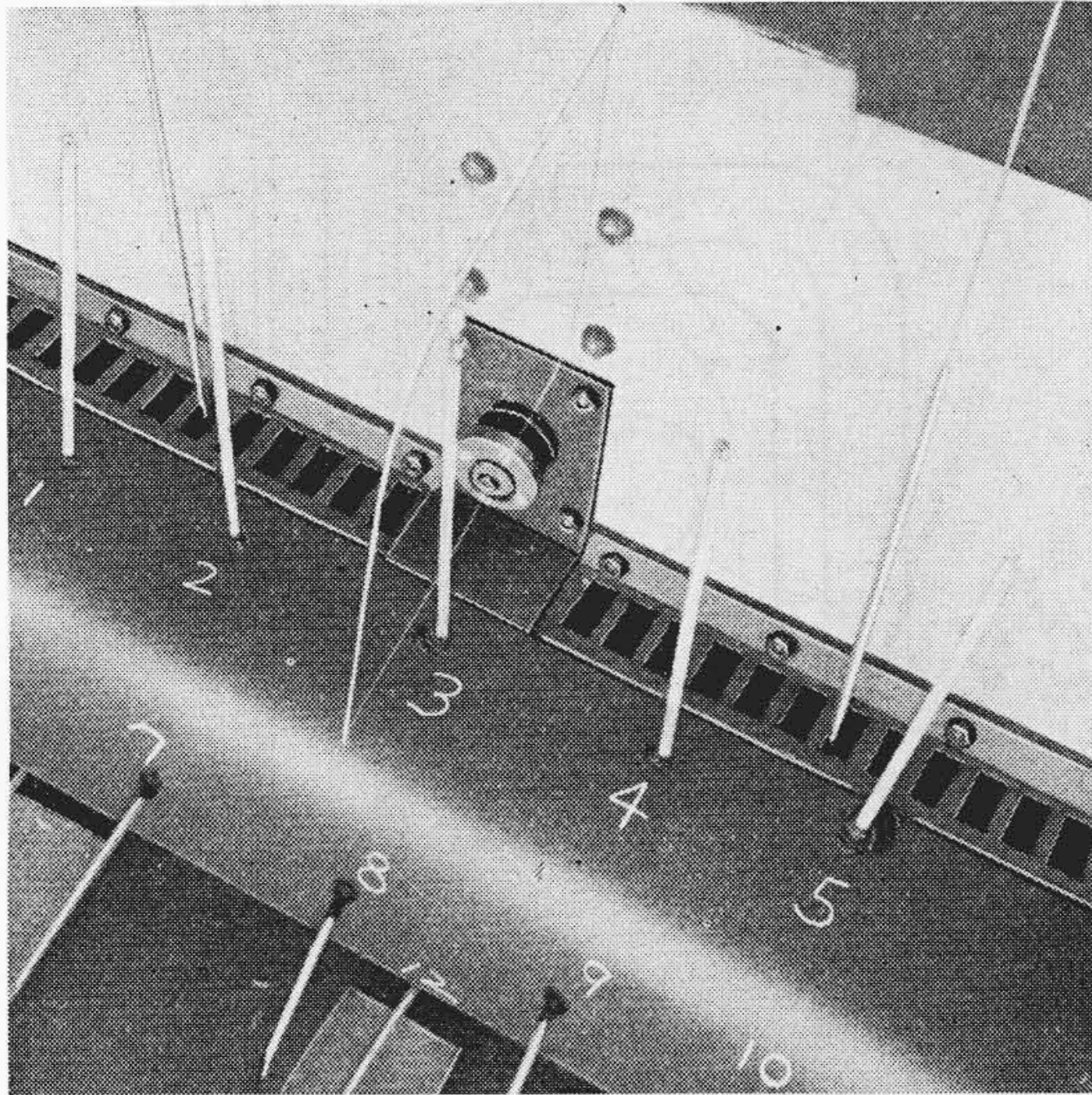
定常状態においては次式が成立する。

$$\frac{d^2 t}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dt}{dr} = \frac{2\alpha}{\delta \lambda} (t - t_i)$$

ここに α : フィン表面よりの熱伝達係数

(kcal/m²h°C)

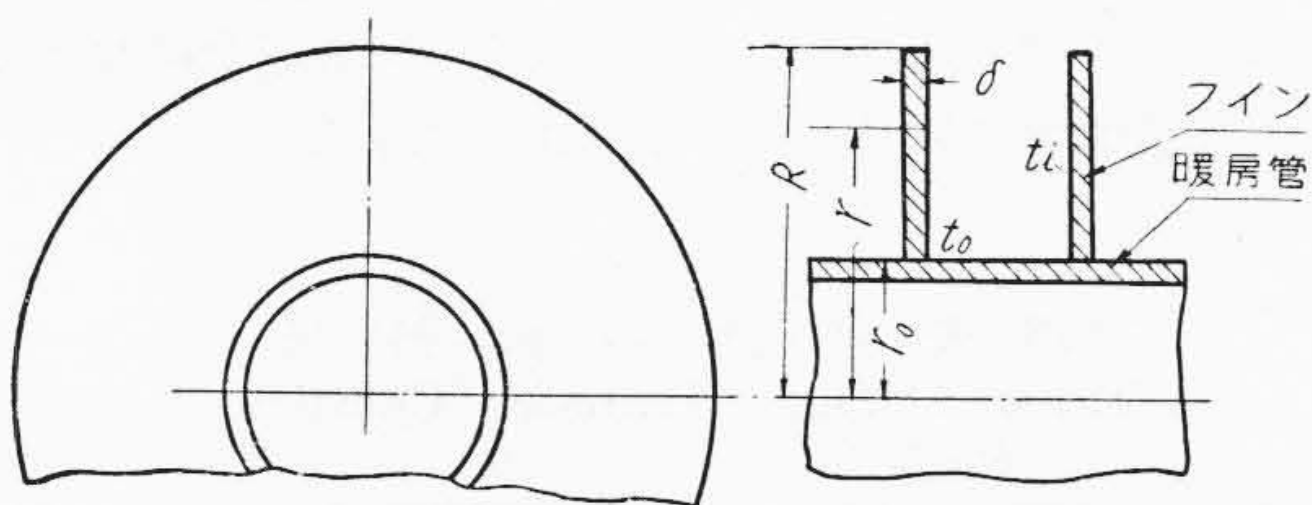
λ : フィンの熱伝導率 (kcal/mh°C)



第6図 放熱器温度測定状況
Fig. 6. Condition Showing Temperature Measuring of Radiator

第1表 各部の平均温度
Table 1. Average Temperature of Every Parts

場 所	放熱器開閉状態		
	全 開	半 開	全 閉
蒸気圧力 (ケージ圧力) (kg/cm ²)	4.2	4.3	4.3
暖房管表面温度 (°C)	122.3	128.5	133.0
外 気 温 度 (°C)	12.3	13.5	16.0
箱 (客室) 内 平 均 温 度 (°C)	36.4	34.8	28.2
放熱器被内空気平均温度 (°C)	74.3	88.8	109.5
フィンの中心平均温度 (°C)	89.3	99.5	116.0
被保温材中心平均温度 (°C)	37.5	42.5	48.0



第7図 暖房管とフィン
Fig. 7. Heating Pipe and Fin

δ : フィンの厚さ (m)

t_i : 周囲の空気温度 (°C)

$$\sqrt{\frac{2\alpha}{\delta\lambda}} r = \beta r = x \quad t - t_i = \theta \text{ と置く}$$

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} + \frac{1}{x} \frac{d\theta}{dx} - \theta = 0 \quad \dots\dots\dots (1)$$

この方程式の一般解は

$$\theta = AJ_0(ix) + BiH_0(ix) \quad \dots\dots\dots (2)$$

J_0 および H_0 はそれぞれ第 0 次 Bessel 函数, Hanke 函数である。

境界条件

$$r = r_0 \text{ では } \theta = \theta_0 = t_0 - t_i$$

$r = R$ では $\frac{d\theta}{dr} = 0$ すなわちフィンの先端よりの放熱量を無視する。

フィンの両面からの伝熱量は

$$q_f = 2 \int_{r_0}^R \alpha \cdot 2\pi r dr d\theta$$

$$= 4\pi\theta_0\alpha \frac{r_0}{\beta} \frac{[-H_1(i\beta r_0)] \cdot [-J_1(i\beta R)] - [J_0(i\beta r_0)] \cdot [-H_1(i\beta R)]}{[iH_0(i\beta r_0)] \cdot [-J_1(i\beta R)] + [J_0(i\beta r_0)] \cdot [-H_1(i\beta R)]} \text{ (kcal/h) } \dots (3)$$

これに実験数値を代入して

$$q_f = 0.14 (t_0 - t_i)$$

$$Q = n \times q_f = 0.14 \times 47 (t_0 - t_i) = 6.58 (t_0 - t_i) \text{ (kcal/h)}$$

..... (4)

ここに n : 放熱器内フィン数

(B) 暖房管よりの放熱量

$$Q_P = \alpha \cdot F (t_0 - t_i) \text{ (kcal/h)}$$

ここに

α : 管表面よりの熱伝達係数 (kcal/m²h°C)

F : 放熱面積 (m²)

t_i : 周囲の空気温度 (°C)

t_0 : 管の表面温度 (°C)

これに実験数値を代入すると

$$Q_P = 1.17 (t_0 - t_i) \text{ (kcal/h) } \dots\dots\dots (5)$$

実験よりえた温度を使用して, 各状態における放熱量を算出すると第2表, 第8図のようになる。

(2) 放熱器被内熱伝達

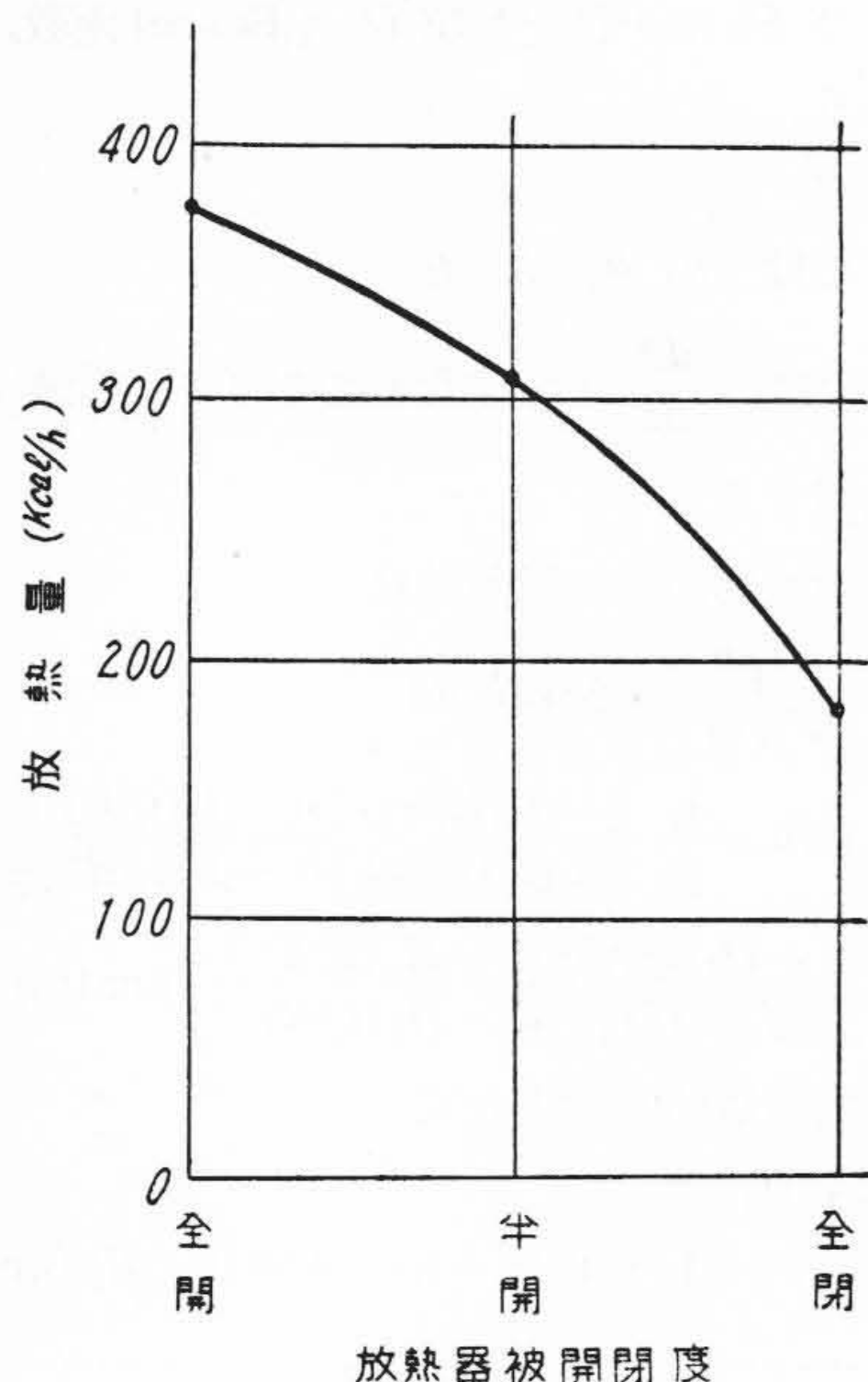
放熱器被内ではつぎのような熱伝達が生ずる。すなわち第9図に示すごとく, 被内へ下部隙間より t_2 (客室温度) の空気が流入して, 暖房管およびフィンと熱交換して, t_i (被内平均温度) となつて客室へでてゆく。この熱伝達は温度差にもとづく自然対流によるもので圧力は一定とみなす。

いま出口の空気速度を V (m/sec) とすると⁽²⁾

$$V = \frac{E}{\sqrt{1+\eta^2 M^2}} \sqrt{\frac{t_i - t_2}{t_2 + 273} 2gH} \dots\dots\dots (6)$$

第2表 放 熱 量
Table 2. Capacity of Radiation

種 類	放熱器開閉度		
	全 開	半 開	全 閉
フィンよりの放熱量(kcal/h)	316	261	155
暖房管よりの放熱量(kcal/h)	56	47	28
総 放 熱 量 (kcal/h)	372	308	183



第8図 放 熱 量
Fig. 8. Capacity of Radiation

ここに

E : 流量係数

η : 出入口における流量係数比

H : 出入口の高さの差 (m)

$M = \frac{A_0}{A_i}$: 出入口の面積比

t_2 : 入口空気温度=客室温度 ($^{\circ}\text{C}$)

t_i : 出口空気温度=被内平均温度 ($^{\circ}\text{C}$)

$$V = 0.169 \sqrt{\frac{H}{1+M^2}} (t_i - t_2)^{\frac{1}{2}} \dots\dots\dots (7)$$

また一方放熱器よりでてゆく放熱量を考えると、

$Q_1 = K_1 F_1 (t_i - t_2)$... 被をとおして客室への放出熱量

$Q_2 = K_2 F_2 (t_i - t_1)$... 外板をとおして外気への放出熱量

$Q_3 = K_3 F_3 (t_i - t_1)$... 床をとおして外気への放出熱量

$Q_4 = K_4 F_4 (t_i - t_2)$... 被両側面より客室への放出熱量

Q_5 = 自然対流による熱交換量

ここに

K_i : 各部熱貫流係数 ($\text{kcal/m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}$)

F_i : 各部放熱面積 (m^2)

しかるに

$$Q_5 = V \cdot A \cdot \gamma \cdot C_p (t_i - t_2) \quad (\text{kcal/h})$$

ここに

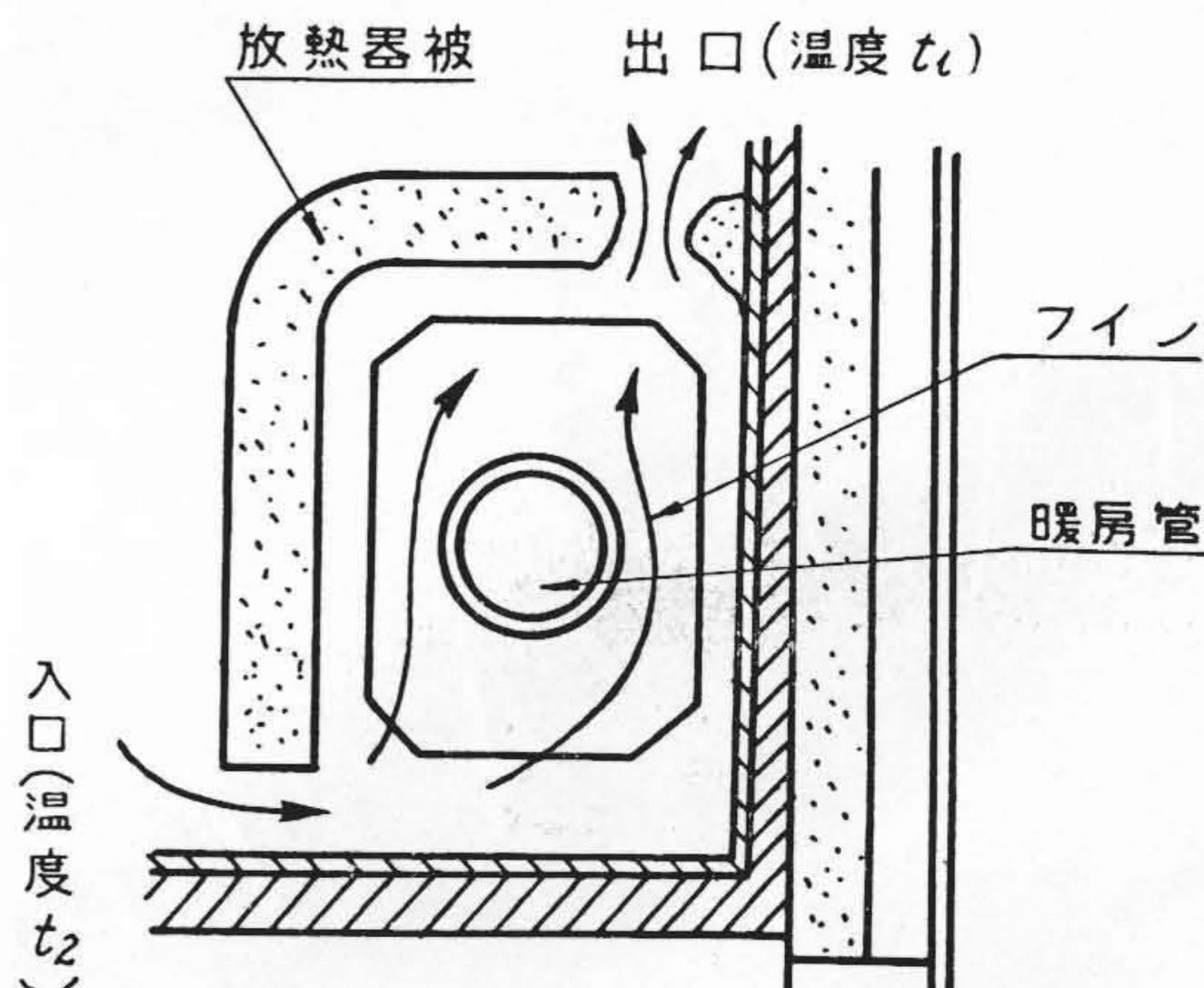
V : 出口速度 (m/h)

A : 出口面積 (m^2)

γ : 空気密度 (kg/m^3)

C_p : 空気定圧比熱 ($\text{kcal/kg}^{\circ}\text{C}$)

発生熱量は



第9図 放熱器内における空気状態
Fig. 9. Air Condition in Radiator

$$\text{暖房管より } Q_p = \alpha F (t_0 - t_i) \quad (\text{kcal/h})$$

$$\text{フィンより } Q_f = n q_f \quad (\text{kcal/h})$$

よつて

$$Q_p + Q_f = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 \dots\dots\dots (8)$$

(3) 放熱器伝熱係数の決定

前項(2)でのべたように、放熱器の自然対流による熱交換量 Q_5 は

$$Q_5 = V \cdot A \cdot \gamma \cdot C_p (t_i - t_2)^{\frac{1}{2}} = 0.169 \sqrt{\frac{H}{1+M^2}}$$

$$A \cdot \gamma \cdot C_p (t_i - t_2)^{\frac{3}{2}} = D (t_i - t_2)^{\frac{3}{2}} \dots\dots\dots (9)$$

ここに $D = 0.169 \sqrt{\frac{H}{1+M^2}} A \cdot \gamma \cdot C_p$ とおく

すなわち D は放熱器の形状、材質、取付状況、空気状態によつてことなる常数である。いま(8)(9)式に実験よりえた t_0 , t_i , t_1 , t_2 の値を代入して各場合における D の値を求めてみると第3表のようになる。

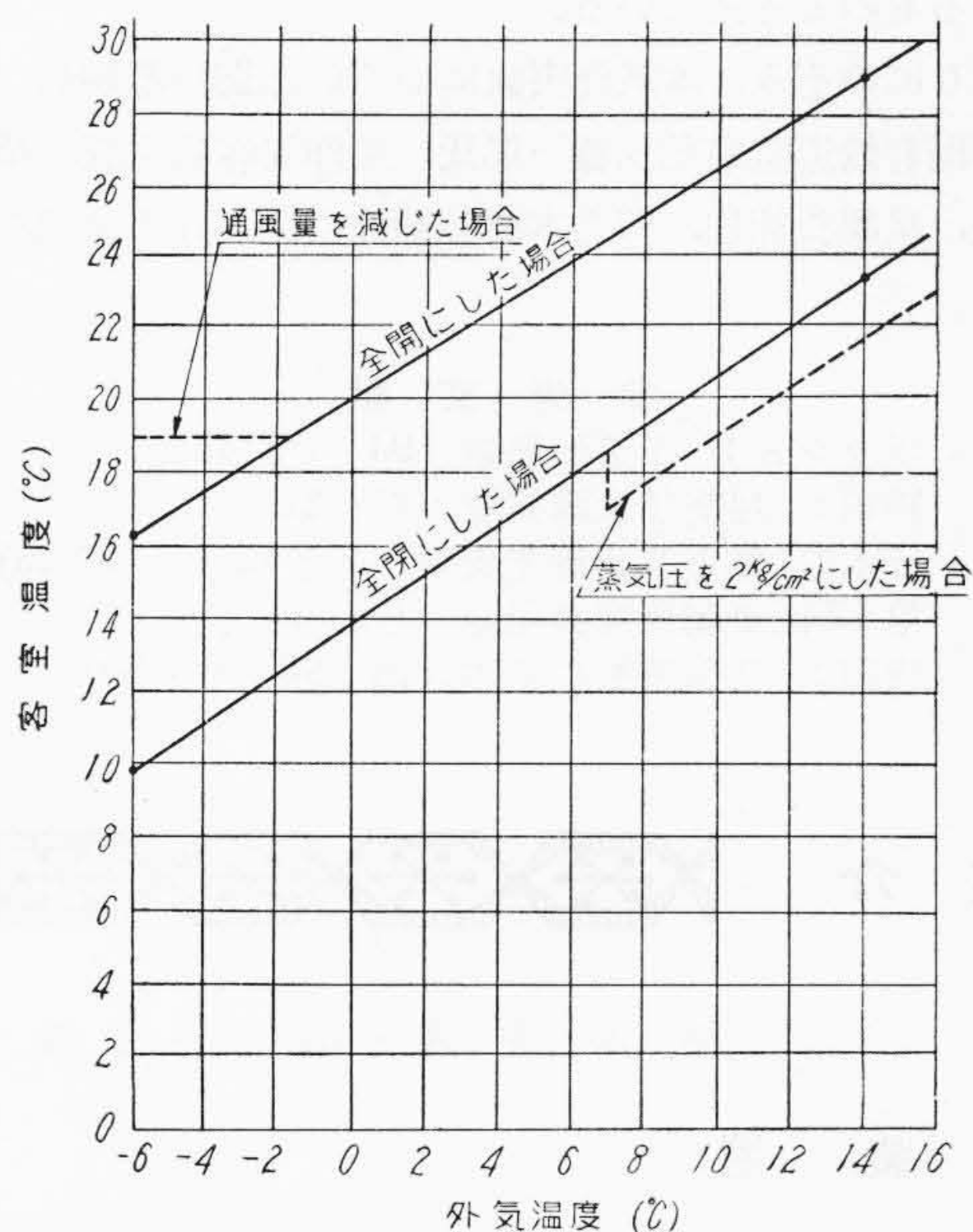
第3表 放熱器伝熱係数
Table 3. Heat Transfer Coefficient of Radiator

放熱器開閉度	放熱器伝熱係数
全開	1.38
半開	0.618
全閉	0.134

〔VI〕 現車における熱伝達論

いままでの理論的ならびに、実験結果より求めた放熱量を有する暖房装置を、日本国有鉄道ナハ10形客車に設置した場合の客室内温度状態をしらべてみる。

(1) 客室より外気への放出熱量 Q'_L



第10図 外気温度に対する客室温度
Fig. 10. Graph Showing Temperature of Passenger Room against Temperature of Atmosphere

(A) 側構フェルト保温部

放熱面積 $A_1 = 82.3 \text{ (m}^2\text{)}$

熱貫流係数 $k_1 = 1.43 \text{ (kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C)}$

(B) 窓ガラス部

放熱面積 $A_2 = 18.4 \text{ (m}^2\text{)}$

熱貫流係数 $K_2 = 6 \text{ (kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C)}$

(C) 屋根アルフレックス部

放熱面積 $A_3 = 39.5 \text{ (m}^2\text{)}$

熱貫流係数 $K_3 = 1.19 \text{ (kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C)}$

(D) 床 部

放熱面積 $A_4 = 43.2 \text{ (m}^2\text{)}$

熱貫流係数 $K_4 = 2.68 \text{ (kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C)}$

以上の各部より放出する熱量を合計すると

$$Q'_L = 391.5 (t_2 - t_1) \text{ (kcal/h)} \quad \dots\dots\dots (10)$$

(2) 換気による損失熱量 Q_L''

通風器による換気量⁽³⁾ $V_1 = 720 \text{ (m}^3\text{/h)}$

客室出入口よりの換気量⁽⁴⁾ $V_2 = 300 \text{ (m}^3\text{/h)}$

ただし1時間のうち10分間出入口が開かれているものと仮定する

総換気量 $V = V_1 + V_2 = 1020 \text{ (m}^3\text{/h)}$

これを熱量に換算すると⁽⁵⁾

$$Q_L'' = (i_2 - i_1) \frac{V}{v_2} \quad \dots\dots\dots (11)$$

ここに

i_2 : 室内温度 t_2 湿度 70% におけるエンタルピー
(kcal/kg)

i_1 : 外気温度 t_1 湿度 60% におけるエンタルピー
(kcal/kg)

v_2 : 室内温度 t_2 湿度 70% における比体積 ($\text{m}^3\text{/kg}$)
よつて客室における全損失熱量 Q_L は

$$Q_L = Q'_L + Q_L'' = 391.5 (t_2 - t_1) + (i_2 - i_1) \frac{V}{v_2} \quad \dots\dots (12)$$

(3) 供給熱量

一方客室内に供給される熱量 Q_g は

$$Q_g = Q_p + Q_f$$

ここに

$Q_p = Q_r + Q_f$ 放熱器より供給される熱量

$$Q_h = n \times q_h$$

n : 乗客定員 = 88人

q_h : 乗客1人当りの人体よりの発生熱量 =

100 (kcal/h/head)

よつて $Q_h = 88 \times 100 = 8,800 \text{ (kcal/h)}$

$$ゆゑに \quad Q_g = Q_p + Q_f + 8,800 \text{ (kcal/h)} \quad \dots\dots\dots (13)$$

(4) 客室温度の算定

供給熱量 Q_g と損失熱量 Q_L がひとしくなつた状態で、車輛は熱的平衡をたもち、そのときの外気温度 t_1 に対する客室温度 t_2 が求められる。すなわち (12) (13) 式より

$$391.5 (t_2 - t_1) + (i_2 - i_1) \frac{V}{v_2} = Q_p + Q_f + 8,800 \quad \dots\dots (14)$$

これより客室温度をうる。

この値を示したものが第10図である。ただしこの値はつぎのような仮定の場合におけるもので、状況により修正を要することはもちろんである。

(A) 蒸気温度は編成車の前後位置で相当差があるが、一応平均に近いと思われる 130°C (管表面温度) を採用した。

(B) 側窓は全閉し空気の侵入はないものとする。

(C) 換気量は前にのべたように $1,020 \text{ (m}^3\text{/h)}$ とした。

(D) 温度のいかんにかかわらず室内湿度は70%、外気湿度は60%一定とする。

(E) 乗客は常に定員 88 人とし、1人当り発生熱量を $100 \text{ (kcal/h/head)}$ とする。

(F) 放熱器伝熱係数 D はさきにのべたように、各種状態によりことなる常数であるが、これを実験でえた値をそのまま採用した。

〔VII〕 結 言

以上を要約すればつぎのごとくなる。

(1) 暖房した客室の適温範囲を $16^\circ\text{C} \sim 22^\circ\text{C}$ 位とすれば、本装置では外気温度 $-6^\circ\text{C} \sim +10^\circ\text{C}$ までは上記の範囲内に保つことができる。

(2) さらに第10図点線で示すように外気温度が 7°C 以上の場合は、機関車より導かれる蒸気の圧力をさげることにより、また外気温度が -6°C より低い場合は、通風器の通風量を減ずることにより、暖房を必要とする外気温度の全範囲($-10^{\circ}\text{C}\sim+15^{\circ}\text{C}$)に適用できる。

筆者はこの暖房装置を試作実験して、その結果を理論的に現車に適用してみたものであり、実用に際してはさらに検討を加えねばならぬ点もあると思われる。近い将来において本装置の現車実験が予定されているので、この結果を基礎にして改良を加えれば快適な客車暖房がえ

られるものと考えている。

終りにのぞみ、本試作実験にいろいろ御指導賜わった日本国有鉄道監察役加藤一郎氏、工作局客貨車課 橋本課長、星課長補佐、卯之木課長補佐に深甚なる謝意を表する。

参考文献

- (1) ボッシュ：工業伝熱論 94 (昭 17)
- (2) 勝田：建築学会講演誌 (昭 21)
- (3) 三木：鉄道業務研究資料 7巻15号 (昭 25)
- (4) 第12回車輛研究会記録 (昭 4)
- (5) 内田：空気調整の基本計画 96 (昭 30)



特許の紹介

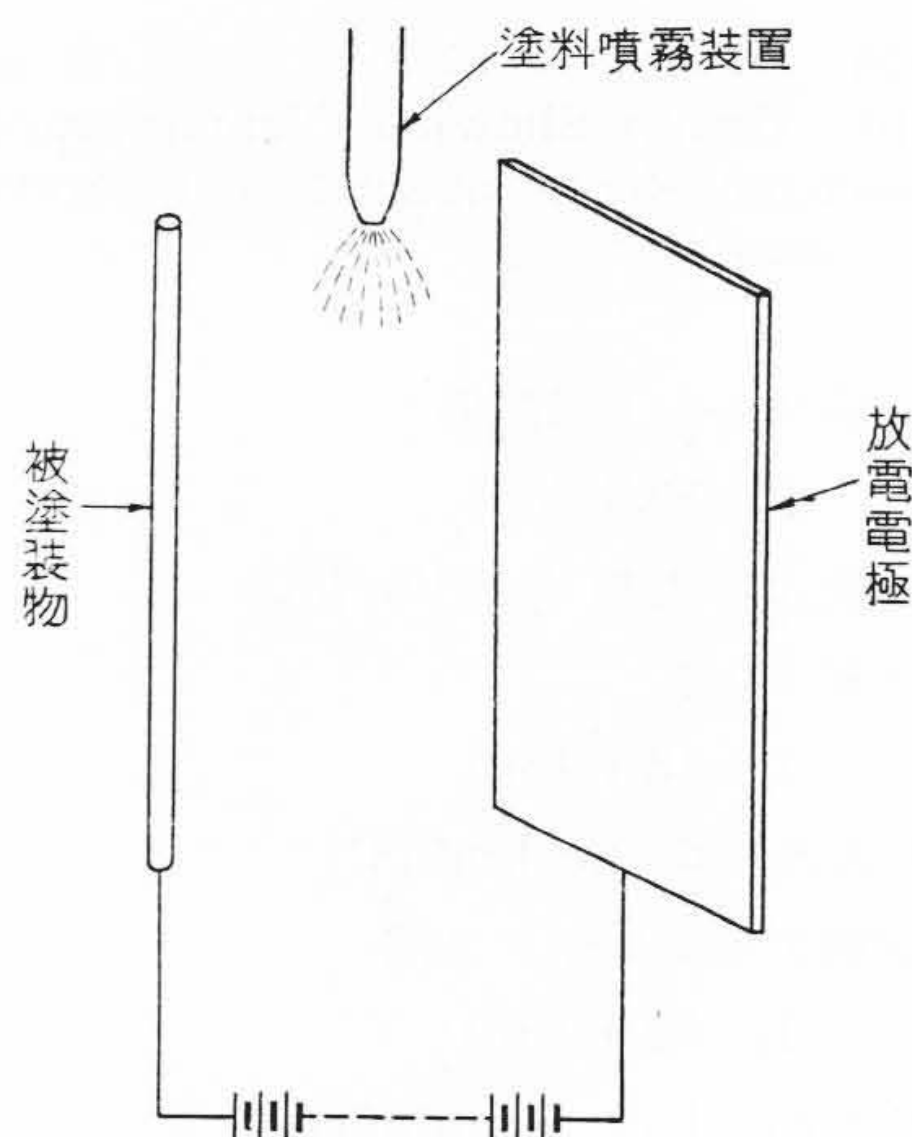


特許第221688号

橋本清隆・越前谷定義

静電塗装装置

一般に静電塗装は被塗装物と放電電極との間にコロナ放電電圧を印加するが、被塗装物がたとえば電線のように曲率半径の小さいものの場合には被塗装物表面にコロナが発生して塗料粒子を反撥するため塗装の目的を達することができない。この発明は放電電極として被塗装物よりも曲率半径の大きいものを用い、この電極と被塗装物との間に被塗装物のコロナ発生電圧より低い電圧を印加して静電塗装を行なうもので、塗料粒子はコロナによる帯電を受けることなく、もつぱらグレディエント・フォース（誘電力）のみによつて電界傾度の高い方向に向つて被塗装物に吸引せられる。これによつて径の細い電線でも静電塗装が可能となつたのである。（原田）



日立評論

通信機器特集号第2集

別冊 No. 18

発行予定日 昭和31年12月1日

- ◎昭和31年における電気通信技術の二三について
- ◎通信と回路網
- ◎継電器回路の解析 (第2報)
- ◎私設自動交換機の諸方式
- ◎SATT方式の一考察 (第2報)
- ◎クロスパー式交換機 (第3報)
- 日本電信電話公社香良州局納無人従局用クロスパー交換装置の概要
- ◎電子管式自動交換機の諸問題
- ◎多重電力線搬送電話装置
- ◎小型搬送電話装置

- ◎通信方式別極超短波多重通信装置の実例
- ◎最近における超短波周波数変調受信機の傾向
- ◎工業テレビの諸問題
- ◎アナログ電気計算機
- ◎ストロージャ型自動交換機の寿命
- ◎クロスパー機器の実用化
- ◎接触抵抗型音響電気変換器の諸問題
- 送話器感度の構成要素ならびに炭素粉の加荷特性
- ◎トランジスタ水晶発振回路における出力の安定化について

東京都千代田区丸の内1ノ4
(新丸の内ビルディング7階)

日立評論社 誌代 特価1部 ¥100(〒12)