

ピストン温度分布に関する一考察

Studies on the Piston Temperature Distribution

伊 藤 吉 保*
Yoshiyasu Itō

内 容 梗 概

日立 V 6 V 22/30 mA 機関の運転時のピストン温度と運転条件との関係を明らかにする目的で、2気筒のテストエンジンによるピストン温度測定および温度分布の計算を行い、次の結果をえた。

- (i) 900rpm 53 BHP/シリンダ 運転時にピストン頂部中央温度は約220~230°C, 頂部周辺で180~200°Cとなる。
- (ii) 各部の熱伝達係数の概略を推定した。
- (iii) ピストン温度分布計算は、電気アナログ法により簡単に計算でき、また精度も十分であることを確認した。
- (iv) 以上の結果を用いてピストン形状が二、三変化した場合の温度分布を示し、電気アナログ計算がピストンの設計に有効であることを示した。

1. 緒 言

内燃機関、特にピストンの熱伝導に関しては従来不明な点が多く、しかも形状が複雑なため、ピストンの改良に際してはもっぱら経験的に行っている場合が多いように思われる。しかし近年機関の高過給、高出力化にともなって、ピストンに関する改良要求が高まってきたり、経験のみでは解決しえない状態である。これに対して、筆者は運転中のピストン温度を計算によって求めることを考えた。まず簡単にピストン温度を計算する方法とその精度につき検討した。次に2気筒のテストエンジン**におけるピストン・ライナ・シリンダヘッドの温度を実測し、これと温度分布計算によりピストン各部の熱伝達係数を推定して、従来の文献および実験式より求めた値と比較した。またこれら熱伝達係数を用いて、ピストン形状が二、三変った場合のピストン温度の傾向につき計算した。

2. 電気アナログ計算の精度

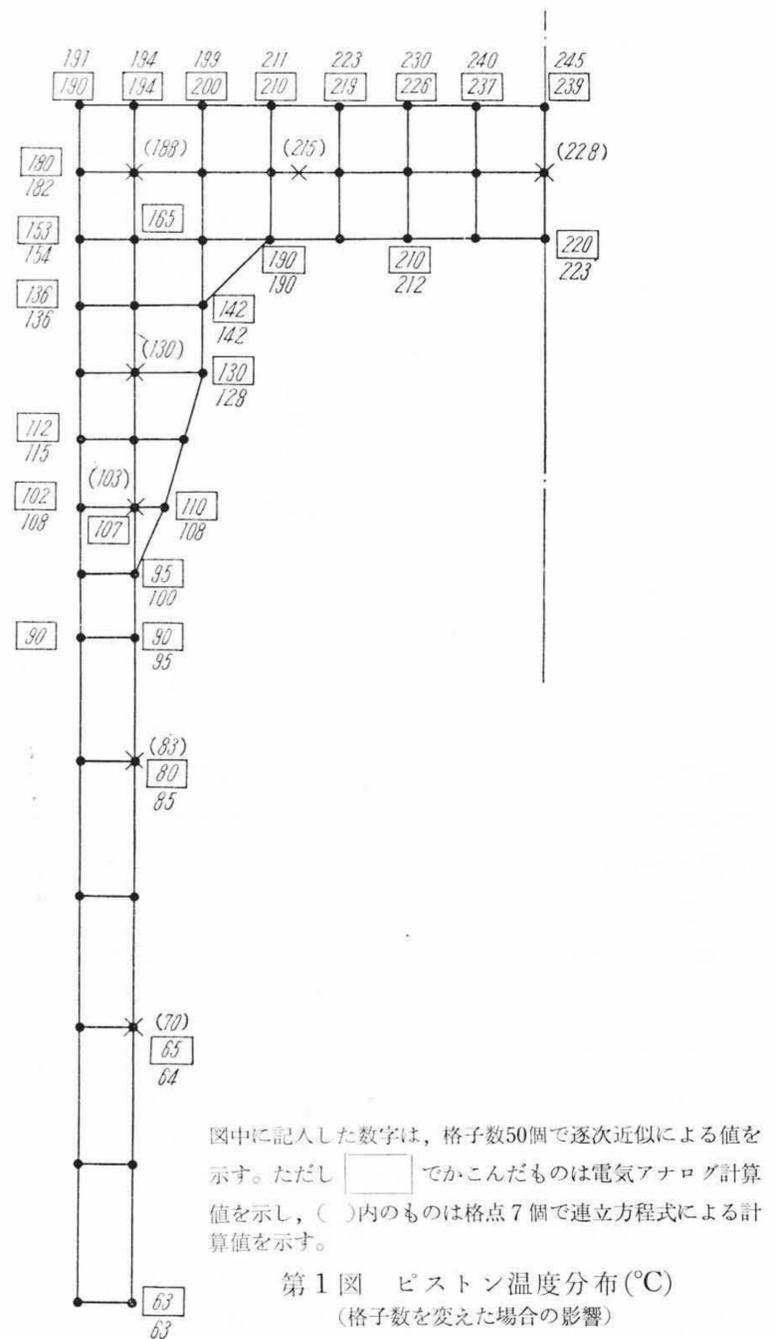
付録に述べる方法によってピストン温度をアナログ計算し、数値計算で求めた値と比較してその計算精度を検討し、また格子数を変えた場合の影響についても検討した。

アナログ電気回路の抵抗としてはラジオ用カーボン抵抗を用い、抵抗値の誤差を±1%以下におさえた。また回路内の抵抗を100Ω~数KΩ、加える電圧Vg(第10図(b)参照)を3ボルトD.C.とするようmおよびn(比例常数)を選び、電圧測定には横河製ポテンシオメータを用いた。まず格子数を第1図黒点の50個に選び、(7)、(8)式より逐次近似計算した値とアナログ計算したものを比較すると同図に記入のとおりになり、よく一致している。逐次近似計算は第n近似とn+1近似の差が0.1°C以下になるまで計算した。計算に用いた熱伝導的境界条件は第7表 No.6 に示した値で、これは900 rpm 53 BHP/シリンダ運転時の推定値である。また同図×印で示したとおり、格子数7個の場合につき数値計算した結果は格子数50個の場合とよく一致し、その誤差は数%程度である。

ゆえにピストン中央部の平均温度を求めるには格子数7個程度で十分であり、表面温度あるいは肉厚方向温度こう配が必要な場合にはその要求精度に応じて格子数を増せばよい。

3. ピストンの温度測定

実験に使用したV1Vエンジンは、単動、4サイクル、V形であ

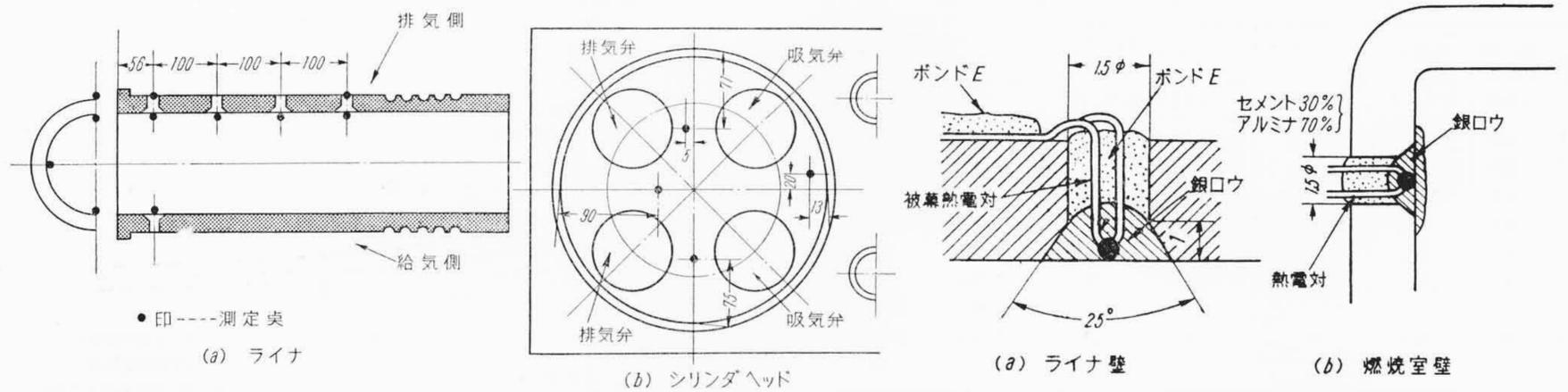


第1表 V1Vテストエンジンの要目

要 目	性 能	要 目	性 能
シリンダ数	2	排 気 弁 開	下死点前 60°
シリンダ径	220mm	排 気 弁 閉	上死点后 59°
シリンダ行程	300mm	吸 気 弁 開	上死点前 75°
回 転 数(連続定格)	900rpm	吸 気 弁 閉	下死点后 46°
1シリンダ行程容積	11.4 l		
スキマ容積	0.794 l		
圧 縮 比	1: 15.3		

** 以下においては簡単のためV1Vエンジンと呼称する。

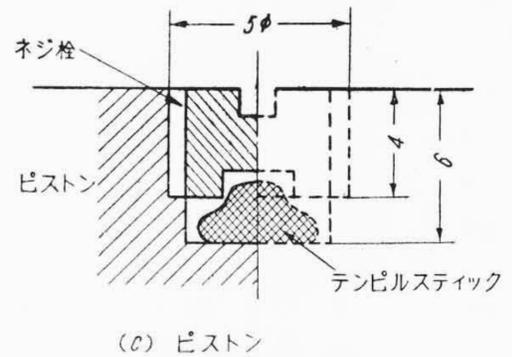
* 日立製作所笠戸工場



第2図 ライナおよびシリンダヘッド温度測定位置

第2表 測定項目および測定方法

測定項目	測定方法
P-θ線図	ファルンボロ型インジケータで測定
軸馬力	水動力計
クランク軸回転数	タコメータ
燃料消費量	重量計とストップウォッチ
空気消費量	脈動防止用サージタンク付きオリフィス
冷却水温度(シリンダヘッド出入口, ライナ出入口)	水銀寒暖計
潤滑油温度	水銀寒暖計
冷却水流量	オリフィス
シリンダヘッド, ライナ内面温度	アルメルクロメル熱電対
ピストン温度	テンピルスティック
クランクケース内空気温度	アルメル, クロメル熱電対
排気ガス温度	アルメル, クロメル熱電対



第3図 各部の温度測定法

り、日立・MAN・V 6 V 22/30 mA 機関と同じ構造である。その要目を第1表に示す。

3.1 測定項目および測定方法

運転条件としては 500 rpm 1.25 BHP/シリンダ, 500 rpm 17.5 BHP/シリンダ, 900 rpm 5.5 BHP/シリンダ, 900 rpm 53 BHP/シリンダの4種類とし、いずれも無過給で運転した。実験中冷却水と潤滑油の温度を50~60°C一定に保ちながら第2表のような項目につき同表のとおりの方法で測定を行った。温度測定はすべて左側シリンダ* のみにつきおこなったが、左右シリンダの P-θ 線図はよく一致しているので、左側シリンダの軸馬力は動力計読みの半分と考えた。

P-θ 線図はファルンボロ形インジケータをクランク軸に直結し、バネ強さを3種にかえて測定した。

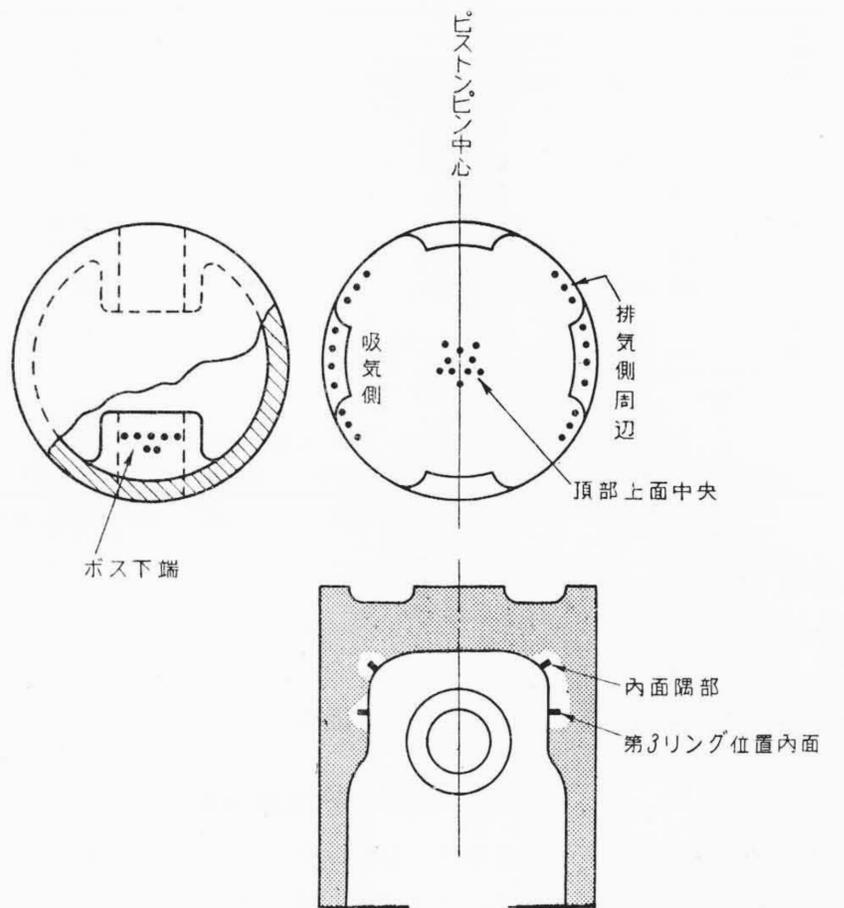
シリンダヘッドおよびライナ内面温度は直径 0.3mm のアルメル・クロメル熱電対で測定した。測定箇所はシリンダヘッド4箇所、ライナ9箇所、測定位置を第2図に示す。熱電対セットの方法は熱電対の先端に直径 2mm の銀ろう球を作り、ライナ内面に第3図(a)のようなテーパ穴をあけ、同図のようにかしめ込んだ⁽¹⁾。シリンダヘッドに対しては第3図(b)のような銀ろう付けした。

ピストン温度測定箇所を第4図に示す。たとえば頂部表面中央の温度を測るには、ほぼ温度が一様であると思われる中央部直径 40mm の円内に第2図(c)のような孔を15個あける。各孔に融点の異なるテンピルスティックを各1個ずつ埋込み、シルミン製ネジでふたをする。これを一定運転条件のもとで約5時間連続運転し、熔けたものと熔けないものの中間をもってピストン温度とした。

3.2 実験結果

実験結果を第3表に、特にピストン温度測定の一部を第4表に示

* 動力計に向って左側を示す。クランク軸は動力計に向って時計方向回転。



第4図 ピストン温度測定位置

す。第4表内の数値はテンピルスティックの融点を示し、×は完全に熔けたもの、△は灰状となったもの、○は完全に残っていたものを示す。これよりわかるように、当初同じ温度であると予想した場所に埋込んだテンピルスティック群の中で、低い融点のものが残っているのにそれより高い融点のもので熔けているものがある。この原因としては

- (i) 頂部表面に堆積したカーボンの徐燃焼による温度上昇
- (ii) テンピルスティック埋込み用ネジのうちゆるいものがあり、ネジふたの温度がほかの部分よりも高温度となること。

などが考えられるがこの点まだ明らかでない。次にシリンダヘッドおよびライナ温度の測定結果を第5図に示す。第5図(a)は機関回転数および馬力の影響を調べたものであり、第5図(b)は回転数、馬力を一定にたもち、冷却水および潤滑油温度を変化させた場合で

第3表 V1V エンジンにおける実験結果(無過給)

実験番号	機関回転数 rpm	軸馬力 BHP/シリンダ	燃料消費量 kg/シリンダ/h	吸入空気量 kg/シリンダ/h	機関本体の冷却水入口温度 (°C)	機関本体の冷却水流量 kg/シリンダ/h	潤滑油温度 (°C)
1	520	1.25	1.17	220	50	1,800	56~58
2	520	17.5	4.3	220	55	1,800	57~60
3	500	17.5	—	—	51	1,800	—
4	900	5.5	4.5	360	53	1,800	55~60
5	900	5.5	—	—	42~46	1,800	—
6	900	53.0	10.7	360	55	1,800	55
7	900	5.5	—	—	21	1,800	45~50
8	900	5.5	—	—	21	1,800	20前後

実験番号	排ガス温度 (°C)	クランクケース内空気温度 (°C)	ピストン温度 (°C)		
			頂面中央	頂面排気弁側	頂面吸気弁側
1	103 105 (右側)	55~58	130~145	115~120	115~125
2	255 243 (右側)	55~60	190~195	160~170	175~180
3	238 252 (右側)	50	170以下	155~160	155前後
4	148 142 (右側)	54~58	185~195	160	177以上
5	130	50	165~170	165~170	170~175
6	290~300	57	220~230	200	180~200
7	—	50	—	—	—
8	—	30前後	—	—	—

実験番号	ピストン温度 (°C)		大気圧 mmHg	大気温度 °C
	頂部内面角部	内面第3リング位置		
1	105	100以下	770	13
2	120~125	105~110	765	16
3	114以下	107以下	—	—
4	145	110	769	17.5
5	115	100以下	—	—
6	145~155	145~155	762	21
7	—	—	—	—
8	—	—	—	—

第4表 テンピルスティック熔融状態の一例

[実験 No.6] 900rpm 53 BHP/シリンダ 冷却水入口温度55°C 潤滑油温度55°C

頂部上面中央	288	260	253	253	246	239	232	232	226	218
	○	△	○	○	○	○	×	○	○	×
	×	×	×	×	×					

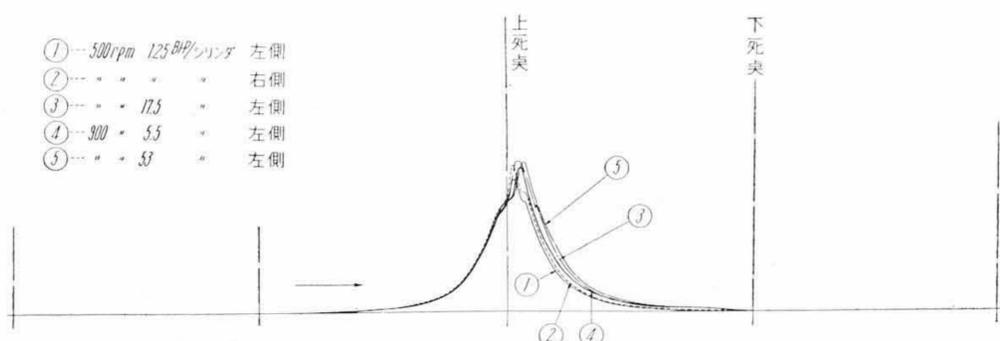
ある。また実測した P-θ 線図を第6図に示す。

4. ピストン各部の熱伝達係数

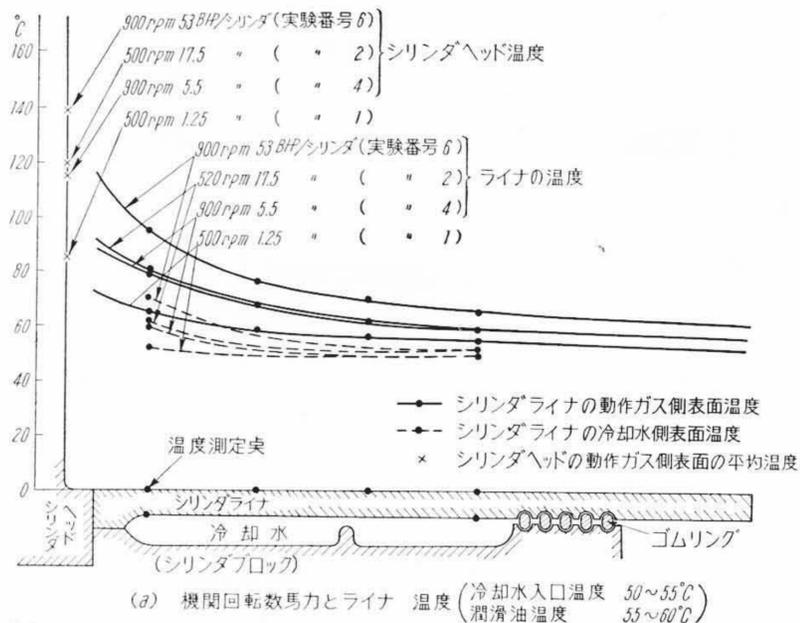
ピストンの熱伝導的境界条件としては次の六つが考えられる。すなわち燃焼室内ガス温度 θ_g , ライナ内面温度 θ_{gL} , クランクケース内空気温度 θ_a , ピストン頂面と燃焼ガス間熱伝達係数 α_g , ピストン内面とクランクケース内空気間熱伝達係数 α_a , ピストン側面とライナ間熱伝達係数 α_{PL} の6個である。

4.1 θ_g, α_g の推定

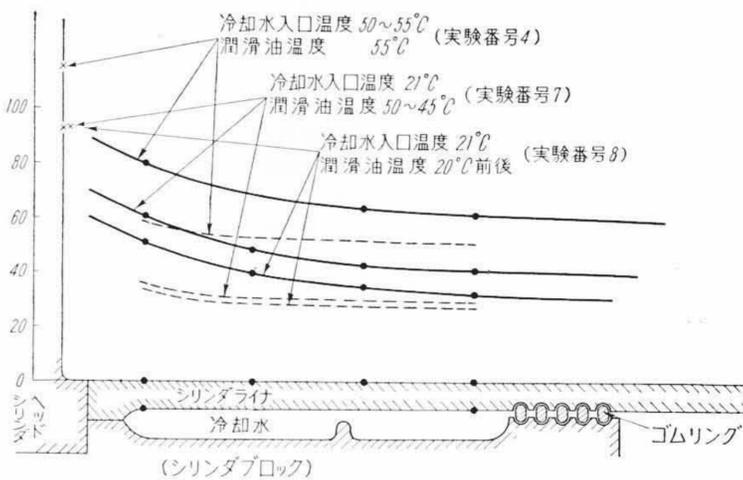
圧縮始めの状態における燃焼室内ガス温度 T_c は, 残留ガスおよ



第6図 P-θ 線 図



(a) 機関回転数馬力とライナ 温度 (冷却水入口温度 50~55°C 潤滑油温度 35~60°C)



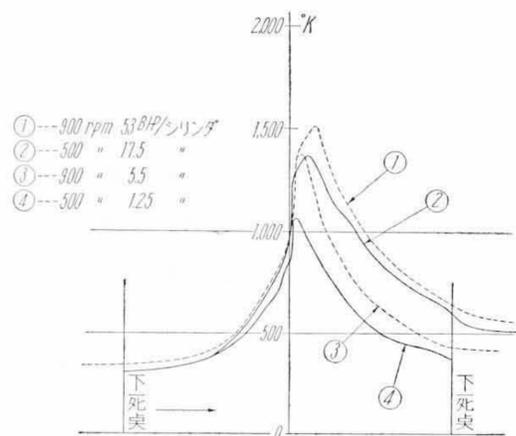
(b) 冷却水・潤滑油温度とライナ 温度 (900rpm 5.5 BHP/シリンダ)

第5図 シリンダヘッドおよびライナ温度分布

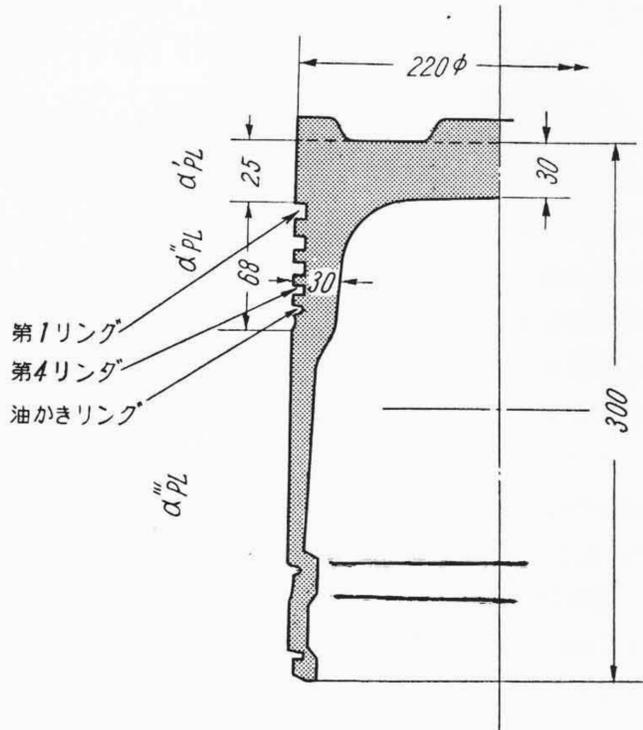
び燃焼室壁の熱による吸入空気温度上昇を考慮して, 文献(2)に従って計算する。次に T_c および実測した $P-\theta$ 線図を用いて θ_g を計算する。まず 900 rpm, 53 BHP/シリンダ 以外は $\log P-\log V$ 線図法⁽³⁾を用いた。900 rpm 53BHP/シリンダ の場合は空気過剰率がほかに比べて小さく, 燃料の燃焼によるガス比熱の変化を無視することができないので, T-S 線図法⁽⁴⁾を用いて計算した。この場合燃焼進捗率を計算するには, 運転時の $P-\theta$ 線図とモータリング時の $P-\theta$ 線図を用いて概算した⁽⁵⁾。計算により求めた θ_g を第7図に示す。 α_g に関しては古くから用いられている実験式として

NuBelt の実験式⁽⁶⁾

$$\alpha_g = 0.993 \sqrt{P^2 T_g} (1 + 1.24 c) + 0.362 \left\{ \left(\frac{T_g}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_P}{100} \right)^4 \right\} / T_g - T_P \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C} \dots\dots\dots (1)$$



第7図 燃焼室内ガス温度



第8図 α'_{PL} α''_{PL} α'''_{PL} の区間

Eicherberg の実験式⁽⁷⁾

$$\alpha_g = 2.13 \sqrt{\frac{c}{PT_g}} \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C} \dots\dots\dots (2)$$

ここに P : 動作ガス圧力 kg/cm^2 ata
 T_g : 動作ガス絶対温度 $^\circ\text{K}$
 T_P : ピストン頂部表面温度 $^\circ\text{K}$
 c : ピストン平均速度 m/s

があるが、これらはいずれも十分信頼のおけるものではなく一般性にとぼしい⁽⁸⁾。しかし現在これに代るべきものがないので、これらの式を用いて α_g を計算した。さらに Eicherberg⁽⁹⁾ の考え方にしたがって

$$\frac{\int_0^{t_0} \alpha_g T_g dt}{\int_0^{t_0} \alpha_g dt} = T_{geq}; \quad \frac{\int_0^{t_0} \alpha_g dt}{t_0} = \alpha_{gm} \dots\dots\dots (3)$$

ここに t_0 : エンジン1サイクルの周期 h

により平均熱伝達係数 α_{gm} およびガス等価温度 T_{geq} を計算した。計算結果を第5表に示す。ピストン・燃焼ガス間熱伝達係数とシリンダヘッド・燃焼ガス間熱伝達係数はほぼ同じくらいであることが予想され、従来の実験結果からもこのことがうかがわれる。

そこで

$$Q = A \alpha_{gm} (T_{geq} - T_h) \dots\dots\dots (4)$$

ここに A : シリンダヘッドのガス側表面積 m^2
 (主燃焼室表面積と予燃焼室表面積の和)
 T_h : シリンダヘッドガス側表面温度 $^\circ\text{K}$

によりシリンダヘッドを介して冷却水に奪われる熱量 Q を計算し、実測値と比較すると第6表のようになる。ここに実測値とは冷却水流量とシリンダヘッド出入口温度差の実測値から計算したものである。同表よりわかるように、いずれの実験式から計算したのも実測値との差はほぼ同程度であり、どちらかが実測値に近いともいえない。Eicherberg 式より計算したものは実測値よりも10~20%低いようであるが、馬力・回転数の変化による傾向は NuBelt 式よりも実測値によく合っている。そこで本報においては Eicherberg 式を用いて α_{gm} を計算する。

4.2 α_a の推定

V6V^{22/30} 機関はピストン内面の油冷却を行っていないので、次のようにその概略を推定した。すなわちピストン内面に接するガス

第5表 ピストン頂面の平均熱伝達係数およびガス等価温度

実験番号	Eicherberg の実験式を用いた場合				NuBelt 式による値	
	log P-log V 法による計算		T-S 線図法 (比熱の影響を考慮)		log P-log V 法	
	ピストン頂面の平均熱伝達係数 α_{gm} kcal/m ² h ^{°C}	ガス等価温度 θ_{geq} ^{°C}	ピストン頂面の平均熱伝達係数 α_{gm} kcal/m ² h ^{°C}	ガス等価温度 θ_{geq} ^{°C}	ピストン頂面の平均熱伝達係数 α_{gm} kcal/m ² h ^{°C}	ガス等価温度 θ_{geq} ^{°C}
1	140	340	—	—	138	390
2	180	580	—	—	170	600~620
4	190	470	—	—	240	540~550
6	220	690	210	650	290	700

第6表 シリンダヘッドを介して冷却水に放出される熱量 (kcal/h/シリンダ)

実験番号	実測値	Eicherberg 式より計算したもの	NuBelt 式より計算したもの
No.1	3,500~4,000	2,900	3,400
2	7,000~8,000	6,600	6,500
4	6,000~7,500	5,400	10,000
6	10,000~12,000	8,950	12,000

第7表 ピストン各部の境界条件 (潤滑油冷却水は55^{°C}~60^{°C}一定)

実験番号	各部熱伝達係数 kcal/m ² h ^{°C}				各部温度 ^{°C}			温度実測値より逆算した α''_{PL} kcal/m ² h ^{°C}
	α_{gm}	α'''_{PL}	α_a	α'_{PL}	θ_{geq}	θ_{gL}	θ_a	
No.1	140	500	100	0	340	58~50	50	700~1,000
2	180	500	100	0	580	70~56	55	1,200~1,400
4	190	500	100	0	470	70~56	55	1,000~1,300
6	210	500	100	0	650	80~60	60	1,000~1,300

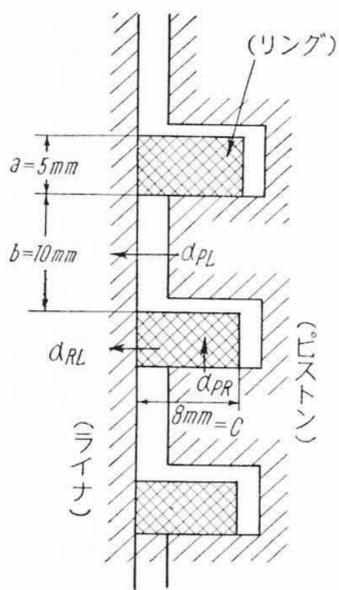
第8表 ピストンリング部平均熱伝達係数 (α''_{PL}) kcal/m²h^{°C}

実験番号	計 算 値			温度実測値より逆算した α''_{PL}
	α_{PRL}	α_{PL}	α''_{PL}	
No.1	4,570	500	1,850	700~1,000
2	4,900	550	2,000	1,200~1,400
4	4,300	550	1,800	1,000~1,300
6	4,570	700	2,000	1,000~1,300

は、クランク軸によってはねあげられた霧状油を含んだ空気であり、その流動速度も燃焼ガスに比較すれば低いので、 α_a は α_{gm} に比べて低いと思われる。従来の文献においても、水冷自動車エンジン(油冷却なし)において 100 kcal/m²h^{°C}⁽⁷⁾、航空エンジン(油冷却あり)のピストンにおいて最も低いところで 400 kcal/m²h^{°C}⁽¹⁰⁾ としている。一方 5.2 における検討の結果、 α_a を 0~200 kcal/m²h^{°C} に変化させても頂部の温度変化は±10^{°C}以下であることがわかっている。そこで本報においては、ややだいたんであるが 100kcal/m²h と仮定して計算した。

4.3 α_{PL} の推定

α_{PL} を次の三部に分けて考える。すなわち第8図において第1リングより上部を α'_{PL} 、第1~4リング間の平均熱伝達係数 α''_{PL} スカート部を α'''_{PL} とする。ピストン内面油冷却のない場合には α''_{PL} による冷却効果をもっとも大きく、 α'''_{PL} の効果は少ない。これは 5.2 に述べるとおり α'''_{PL} を変化させた場合の計算結果をみても明らかである。すなわち α'''_{PL} を大幅に変化させてもピストン頂部およびリング部の温度は変わらない。そこで便宜上 α'''_{PL} は文献より推定することとする。文献(7)において $\alpha'''_{PL} = 500 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ ⁽¹⁰⁾ においては 1,750 kcal/m²h^{°C} と仮定しているので本報においても $\alpha'''_{PL} = 500 \text{ kcal/m}^2\text{h}$ とした。また第1リングより上部では運転中のギャップが大きく、燃焼ガスのため油膜のきれることが多いので、大胆



第9図 リング部詳細

ではあるが $\alpha'_{PL}=0$ と仮定した。以上推定した θ_{geq} , α_{gm} , α'''_{PL} , α_a および実測した θ_a , θ_{gl} を総合すると第7表のようになる。これを用いてアナログ計算により温度を計算し、ピストン各部の温度計算値が実測値にほぼ一致するよう α''_{PL} を逆算すると第7表右端のようになる。

5. 熱伝達係数の検討

5.1 α''_{PL} に関する検討

ピストンリング部は形状が複雑であり、また運転中における各部の潤滑油膜厚さなど不明確な点が多いので、 α''_{PL} を理論的に計算することはまだ不可能と考えられている。

しかし4.3において推定した α''_{PL} と比較して理論計算の指針をうるため、次のような仮定のもとに計算を行った。

リング部熱流を第9図のように考え、 α_{PR} ・リング・ α_{RL} なる経路の等価熱伝達係数を α_{PRL} と書くと、 $\alpha_{PRL} \cdot \alpha''_{PL}$ は近似的に

$$\frac{1}{\alpha_{PRL}} = \frac{1}{\alpha_{RL}} + \frac{\delta}{K} + \frac{a}{\alpha_{PR} \cdot c} \dots\dots\dots (5)$$

$$\alpha''_{PL} = \frac{a \alpha_{PRL} + b \alpha_{PL}}{a+b} \dots\dots\dots (6)$$

であらわされる。ここに K : リングの熱伝導率

δ : リング等価長さ ($\doteq \frac{c}{2}$ と仮定)

α_{PR} , α_{RL} , α_{PL} は次のような仮定のもとに計算する。まず α_{RL} に関しては古浜氏の研究結果^{(11)~(14)} を用いてリング・ライナ間の平均油膜厚さを推定し、この油膜による熱伝導抵抗をもって α_{RL} とする。 α_{PR} に関してはほとんど研究されていない。ただ文献(8)において示されている $\alpha_{PR}=15,000 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ から油膜厚さを逆算すると約 $\frac{8}{1,000} \text{ mm}$ となり、オーダーとしてはこの程度と思われるので、本報告においても $\alpha_{PR}=15,000 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ と仮定する。 α_{PL} は次のとおり考える。まずライナ・ピストン温度を実測値より推定し、この温度のためにこれらは自由膨張するものと仮定して、運転中の両者間のギャップを概算する。このギャップを潤滑油が満たしているものと考えて油膜の熱伝導抵抗を計算しこれを α_{PL} とする。以上の方針により計算した結果は第8表のようになり、 α''_{PL} 計算値は温度測定値から逆算したものよりやや高くなっている。しかしアナログ計算の結果、この差はピストン頂部温度にして約10~30°C程度にすぎないことが明かとなった。一方上記 α_{PRL} 計算の結果、リングの熱伝導抵抗が α_{PRL} の約50%を占めており、 $\alpha_{PR} \cdot \alpha_{RL}$ をかなり大胆に仮定してもその影響は大きくないことがわかった。以上のことからピストン・リング・ライナー間の油膜厚さを細かく研究して $\alpha_{PL} \cdot \alpha_{RL} \cdot \alpha_{PR}$ などを明かにすれば、 α''_{PL} を計算で求めることは不可能ではないと思われる。

5.2 ピストン温度に及ぼす熱伝達係数の効果

900 rpm 53 BHP/ シリンダ 運転時におけるピストン温度のアナログ計算において、ほかの境界条件を一定とし α_a を 100~200 kcal/m²h°C に変化させると、リング部および頂部温度はほぼ5~10°C程度下るのみである。このことから α_a が 0~200 kcal/m²h°C 程度の場合には、 $\alpha_a=100 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ とおいても、その誤差は ±10°C 以下と考えてよい。しかし α_a が 1,000, 2,000 kcal/m²h°C 程度に大

* 潤滑油の熱伝導率を 0.12 kcal/mh°C とする。

きくなるとピストン温度の低下は相当大きく、計算の結果 $\alpha_a=1,000 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ とすると頂部温度は約60°Cの低下となる。このことからピストン内面油冷却の効果がうかがわれる。

また α'''_{PL} を 100~1,000 kcal/m²h°C に変化させ、他を一定とした場合には、ピストン頂部およびリング部の温度には変化なく、スカート部のみ約10~15°C 変化する。このことからスカート部による冷却効果の少ないことが立証される。

以上の検討の結果、ピストン内面非冷却の場合、温度分布にもっとも大きく影響を与えるものは α_{gm} と α''_{PL} であり $\alpha_a \cdot \alpha'''_{PL}$ の影響は小さいことが明らかとなった。したがってピストン温度を正確に計算するには、 α_{gm} , α''_{PL} を正しく知ることが大切である。本研究では Eicherberg 式で計算した α_{gm} が実測値とほぼ等しかったが、Eicherberg 式が一般性のある式であるかどうかはまだ明かではない。固体、流体間の熱伝達には流体の流速が大きく影響するはずであるが、Eicherberg 式ではこれをピストン平均速度として与えているにすぎない。ゆえに α_{gm} に関しては、運転中の燃焼ガスの流動状況を詳しく研究する必要がある。また α''_{PL} に関しては、5.1 における計算に際して多くの仮定をしたが、この中には理論的に根拠のうすいものも二、三あるので、これらの仮定につき検討せねばならない。

5.3 温度測定誤差の影響

ピストン温度測定に際し、シルミン製ネジぶたでテンピルスティックと燃焼ガスの接触を避けた。このふたの外周はネジによってピストン体に接しているが、内面はテンピルスティックに接しているので熱の流れが妨げられる。このためネジぶたの温度上昇が考えられるので次のような計算を行った。ネジぶたと同じ寸法の円板の外周温度を 200°C 一定に保つ。円板上面は 200 kcal/m²h°C の熱伝達抵抗を介し 700°C でのガスに接しており、下面は熱絶縁されていると考える。こうしてネジぶた中央の温度上昇は計算の結果 8°C となった。このことから本報におけるピストン温度測定法では真の温度よりやや高く測定される可能性があることがわかる。今かりにピストン温度実測値を 8°C 下げて考えると、これから逆算した α''_{PL} は約 1,700 kcal/m²h°C 前後となり、第8表と比較してわかるように古浜氏の理論を用いて計算した α''_{PL} とほぼ等しい。

6. ピストン形状と温度分布

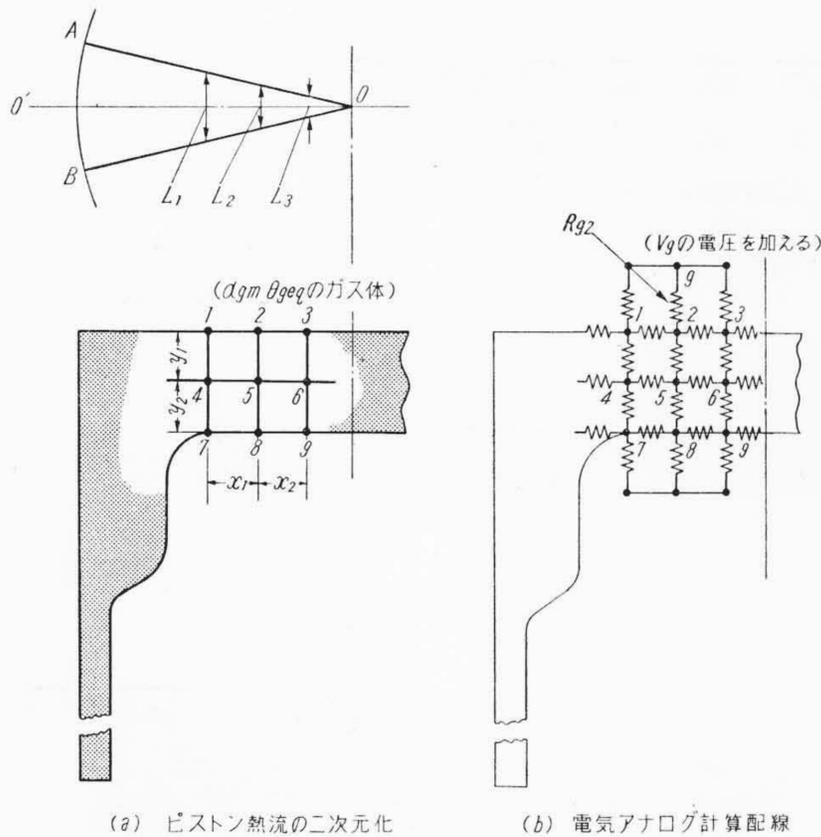
以上の検討により推定した熱伝達係数を用いて、ピストン形状が二、三変った場合の温度変化をアナログ計算で求めた。計算は 900 rpm 53 HP/ シリンダの場合につき行った。まず第1リングのみ付けてほかのリングをすべて除いた場合、ピストン頂部で 10~15°C、第1リング部で 10~12°C、第4リング位置で約 20°C 高くなるがスカート部の温度は変らない。逆に第4リングのみ付けた場合には頂部および第1リング位置で約 30~35°C、第4リング位置で 25°C 程度高くなる。また第3, 4リングを除いても温度はほとんど変らない。このことから次のことが考えられる。ピストン冷却に効果があるのは第1, 2リングが主体であり、ほかのリングはあまり効果がない。またリングを頂部に近づけると頂部温度は低下しリング部は高くなる。

次に頂部およびリングみぞ底の肉厚*を増した場合、リング部およびスカート部の温度は変化せず、頂部の温度を下げるのにやや効果がある。これら肉厚を 1.5 倍にした場合の頂部中央温度は約 15~20°C 程度低下した。

7. 結 言

以上得られた結果を要約すれば次のとおりである。

* リング溝底におけるピストン側壁の厚肉部の肉厚をいう。



(a) ピストン熱流の二次元化 (b) 電気アナログ計算配線

第10図 ピストン温度分布計算法

- (1) V1V エンジンにおいてピストン温度を測定した結果、900 rpm 53 BHP/シリンダ、無過給時において頂部中央温度は約 220~230°C、頂部周辺で 180~200°C となる。また回転数、馬力とピストン温度の関係につき簡単に測定した。
- (2) ピストン表面温度の計算には電気アナログ法が簡便であり、精度も十分である。また格点数が多い場合に比べ、格点数が7個でも計算精度はほとんど変わらない。ゆえに頂部平均温度などは7元程度の連立方程式を解くことにより簡単に計算することもできる。
- (3) ピストン内面を油冷却しない場合、ピストン温度にもっとも大きく影響するものは α_{gm} と α''_{PL} である。V1V エンジンにおけるこれらの値を推定した結果、 α_{gm} は Eicherberg 式で計算したものよりやや高く、 α''_{PL} は古浜氏の潤滑理論から油膜厚さを推定して求めたものよりやや低い。しかしこれら計算値を用いてアナログ計算を行なっても、V6V 機関で本文に述べた運転条件程度の場合には、温度分布計算値は実測値にほぼ近い。
- (4) これら熱伝達係数を用いて、ピストン形状が二、三変った場合の温度をアナログ計算し、この方法がピストン設計に有効であることを示した。
- (5) テンピルスティックによる温度測定は真の温度よりもやや高目となり、測定誤差として少なくとも 10°C は考えておかなければならない。

参 考 文 献

- (1) 原：機学論 25 861 (昭-34)
- (2) 田中、栗野：熱および熱力学、発動機の力学 161(昭-11 共立社)
- (3) 田中、佐々木、島、北島：発動機試験法 101(昭-5 共立社)
- (4) 小林：機学誌 35 1157 (昭 7-12)
- (5) 田中、佐々木、島、北島：発動機試験法 103(昭-5 共立社)
- (6) W. Nußelt：V. D. I. 67 692 (1923)
- (7) Ibrahim Abdelfattah：Auto. Eng. 44 335(1954-8)
- (8) 橋：機械の研究 8, 239 (1956-2)

- (9) G. Eicherberg：Engineering 148, 463 (1939)
- (10) J. C. Sanders：N. A. C. A. Tech. Rep. No. 895
- (11) 古浜：機学論 24 1032 (昭 33)
- (12) 古浜：機学論 25 1034 (昭 34)
- (13) 古浜：機学論 21 698 (昭 30)
- (14) 古浜：機械学会34期通常総会講演会前刷

〔付録〕 ピストン温度分布計算法

本研究においてはピン穴の影響を無視し、近似的に二次元問題に置換して計算した。第10図(a)のようにピストン頂面中心Oから熱流管が放射状に出ているものと考え、この熱流管にそって切断したクサビ形平板OABを考える。中立面 OO' 上にこのクサビ形平板と熱伝導的に等価な矩形格子をおき、熱は各格子棒のみを通して流れるものと仮定する。格子間隔を x_1, x_2, y_1, y_2 とし、各点の板厚を同図のように L_1, L_2, L_3 とする。格子棒を通る熱量は格子がほぼ正方形に近い場合には近似的に

$$\left. \begin{aligned} Q_{25} &= K \frac{L_1+L_3}{2} \cdot \frac{1}{y_1} \cdot \frac{x_1+x_2}{2} (\theta_2-\theta_5) \\ Q_{45} &= K \frac{L_1+L_2}{2} \cdot \frac{1}{x_1} \cdot \frac{y_1+y_2}{2} (\theta_4-\theta_5) \\ Q_{g2} &= \alpha_{gm} \frac{L_1+L_3}{2} \frac{x_1+x_2}{2} (\theta_{geq}-\theta_5) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (7)$$

ここに K ：ピストンの熱伝導率であらわされる。ここで熱流は定常流であり、ピストン内部における発熱はないゆえ

$$\left. \begin{aligned} Q_{25} + Q_{45} + Q_{85} + Q_{65} &= 0 \\ Q_{g2} + Q_{12} + Q_{32} + Q_{52} &= 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (8)$$

のように各点に流入する熱量の総和は零である。いま第10図(b)のごとき電気回路を考え、各格子間の電気抵抗をそれぞれ $R_{12} \cdot R_{14} \cdot R_{25}$ などとする。また点 1. 2. 3. には $R_{g1} \cdot R_{g2} \cdot R_{g3}$ なる抵抗を介して直流電圧 V_g を与えると、各点の電圧 V_i は

$$\left. \begin{aligned} i_{25} &= \frac{1}{R_{25}} (V_2 - V_5) \\ i_{g2} &= \frac{1}{R_{g2}} (V_g - V_5) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (9)$$

であらわされる。またキルヒホッフの法則により

$$\left. \begin{aligned} i_{25} + i_{45} + i_{85} + i_{65} &= 0 \\ i_{g2} + i_{12} + i_{32} + i_{52} &= 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (10)$$

となる。いまこれら電気抵抗 R_{ij} を

$$\left. \begin{aligned} K \frac{L_1+L_3}{2} \cdot \frac{1}{y_1} \cdot \frac{x_1+x_2}{2} &= \frac{m}{R_{25}} \\ K \frac{L_1+L_2}{2} \cdot \frac{1}{x_1} \cdot \frac{y_1+y_2}{2} &= \frac{m}{R_{45}} \\ \alpha_{gm} \frac{L_1+L_3}{2} \cdot \frac{x_1+x_2}{2} &= \frac{m}{R_{g2}} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (11)$$

のように与え、回路の周辺に与える電圧をピストンに接する温度に比例させ、比例常数を n とする (たとえば $\theta_{geq} = nV_g$) と $\theta_i = nV_i$ なることは明かである。このような等価電気回路の電圧を測定することにより温度分布を求めることができる。ここに n および m は回路の電圧測定に便なるよう任意に選ぶことができる。