

サーモスタートによるディーゼル機関の低温始動の検討

Cold Starting Studies Using the Thermostart on the Diesel Engines

大山 昭 雄* 滝 本 隆 博*
Akio Oyama Takahiro Takimoto

要 旨

ガソリン機関と異なり圧縮着火を行なうディーゼル機関では、しばしば冷時の始動性能が問題にされている。これに対処するため、これまでも種々の冷時始動補助装置が開発されているが、それぞれ一長一短があり、さらに改善された始動補助装置の開発が望まれている。その一環として開発した日立サーモスタートは、始動前に機関と同一燃料をインテークマニホールド内で燃焼させて吸入空気を暖気し、機関の着火を容易にする冷時始動補助装置である。本論ではサーモスタートの構造および特性と、機関での始動補助効果について述べている。

1. 緒 言

ディーゼル機関は燃焼室の形状から、特殊燃焼室式と直接噴射式の二つに大別される。特殊燃焼室式に含まれる予燃焼室式と渦流室式には、冷時始動補助装置として、おもに予熱せんが使用されており、 -15°C ～ -20°C 程度まで始動を可能にするとの報告が散見される。一方直接噴射式には、一部で電気式吸気予熱装置などが使用されているが、特殊燃焼室式の予熱せんに相当するほどの一般的な始動補助装置は国内において、いまだ開発されていないのが現状である。こうした状況に対しわれわれは、特に直接噴射式および渦流室式ディーゼル機関を対象としたサーモスタート（パーナ式吸気予熱装置）を製品化し、供試直接噴射式ディーゼル機関に適用して、冷時始動の検討を行ない、そのすぐれた効果を立証した。本報告においてはサーモスタートの構造および特性と、供試機関での始動補助効果について述べる。

2. サーモスタートの構造、作動および特長

2.1 構 造

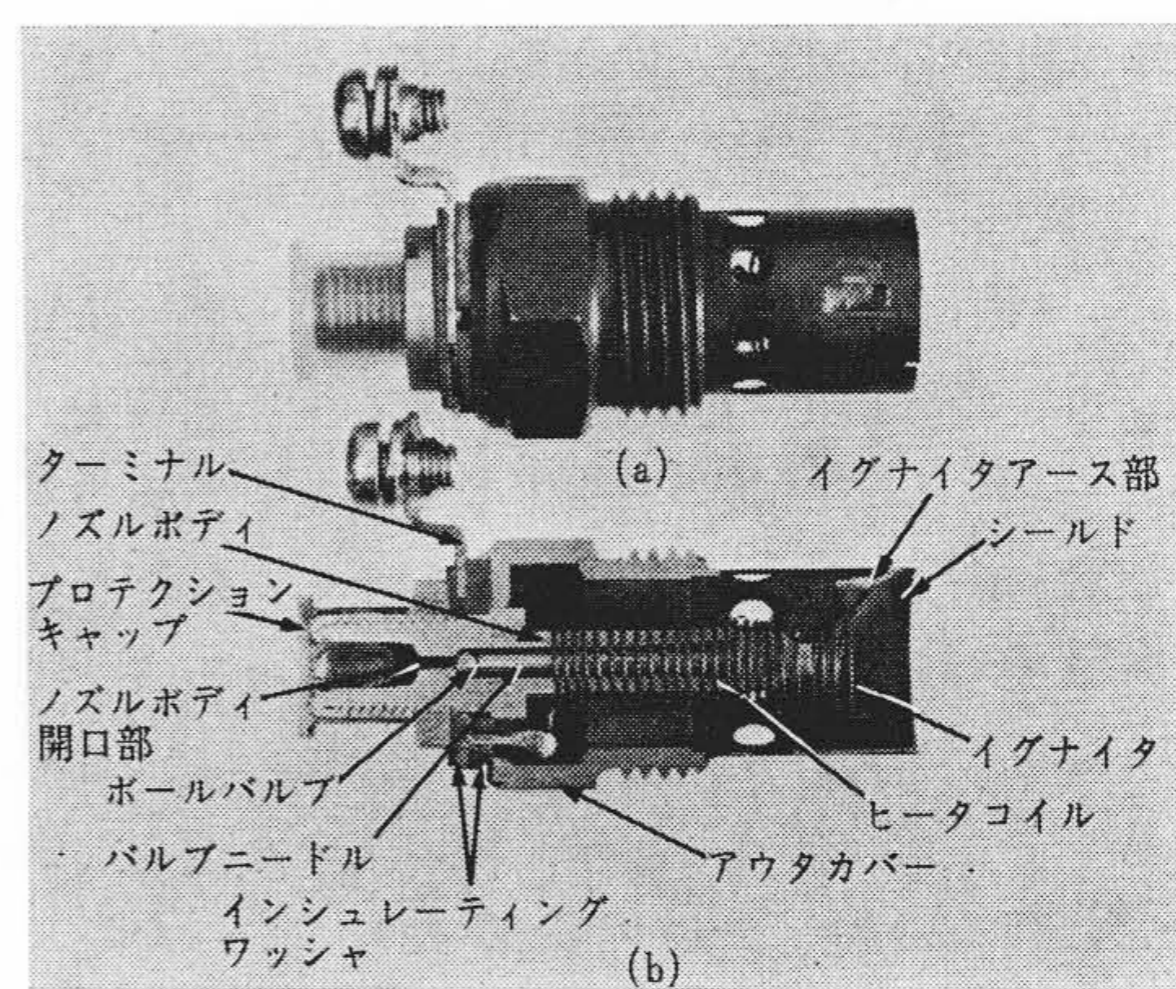
図1は日立サーモスタートの外観および内部構造、図2はサーモスタートの配管系統を示したものである。

サーモスタートは機関のインテークマニホールド内にシールド部分が突出する形で水平に取り付けられる。また機関と同一燃料がヘッドタンクとサーモスタートの高さの差圧によりノズルボディの開口部に常に一定圧力で送りこまれている。ただし燃料はボールバルブによってノズルボディの開口部で止められており、次節で説明するがノズルボディとバルブニードルの熱膨張差により、ボールバルブの密閉部分に間げきができてはじめてノズルボディ内に流入する。次にノズルボディの外周には特殊な絶縁が施されており、その上に密接してヒータコイルが巻かれている。なおヒータコイルとイグナイタは一体にできており巻き始めをターミナルに接続し、巻き終わりをシールドにアースしている。シールドは吸入空気によるイグナイタの急激な冷却を防止する働きをする。一方バルブニードルの一端はネジはめ合いによりノズルボディに固定されており、他端はボールバルブを押しつけて密閉する働きをしている。

2.2 作 動

次に図3により作動原理を説明する。今コントロールスイッチを閉じると、電流はコントロールスイッチ→ターミナル→ヒータコイル→イグナイタ→シールドの順に流れる。このときヒータコイルの発熱によりノズルボディとバルブニードルは加熱されP矢印方向に膨張する。しかし両者の材質は熱膨張差が大きくなるように選択さ

* 日立製作所佐和工場



(a) 外 観 (b) 内部構造

図1 日立サーモスタート

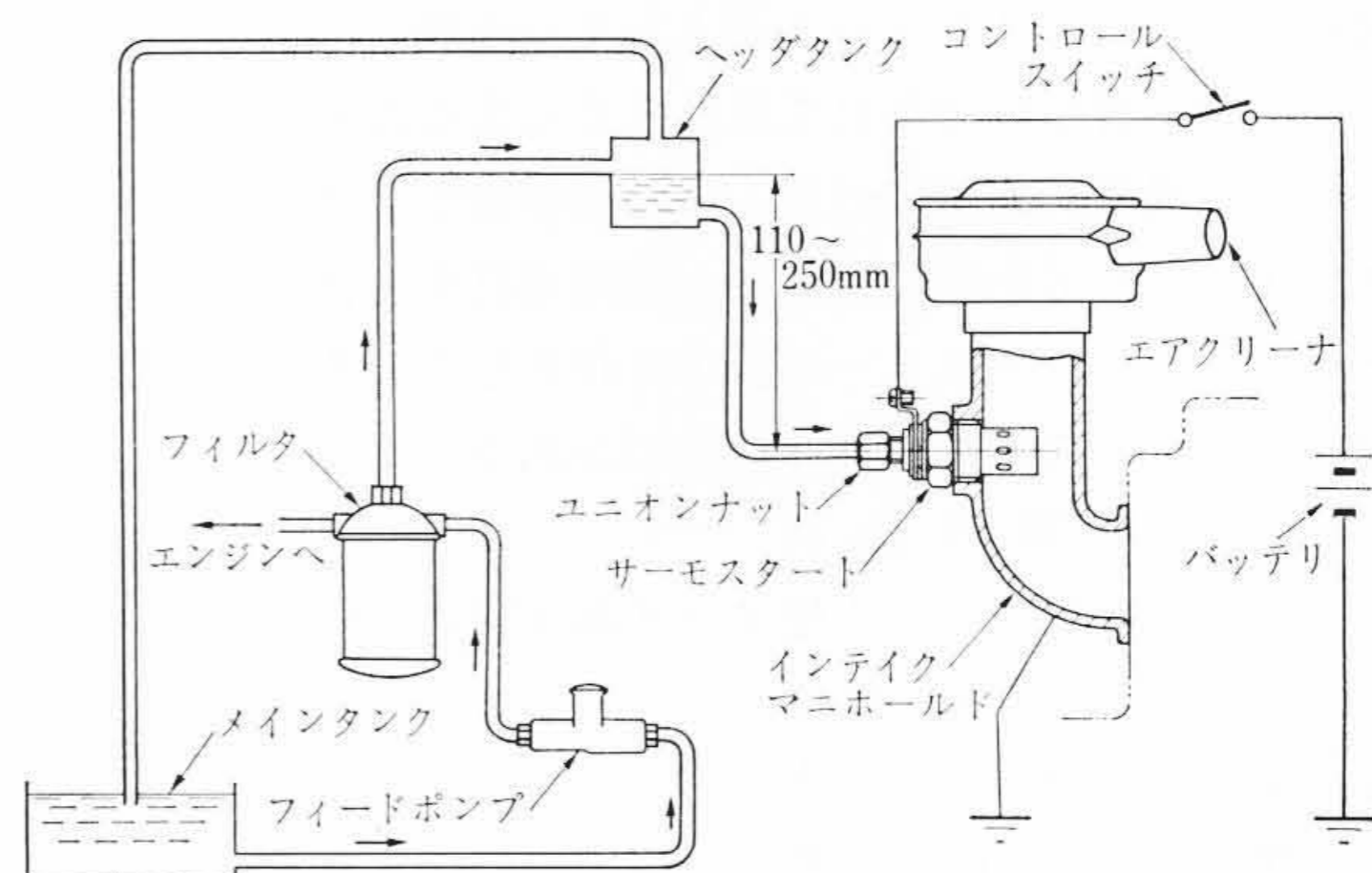


図2 サーモスタートの配管系統

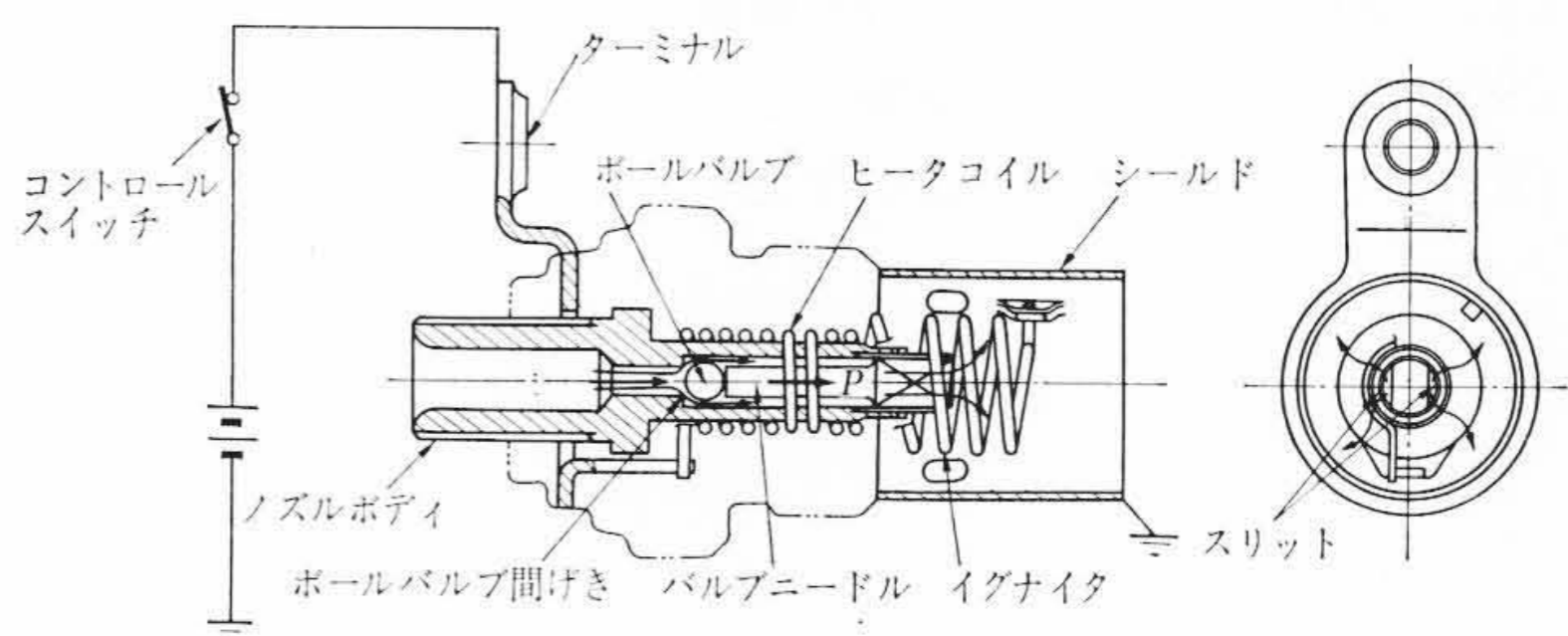


図3 作 動 原 理

れているため、ボールバルブの密閉部分に間げきができ、燃料はノズルボディの開口部よりこの間げきを通して矢印のようにノズルボディ内に流入し、ヒータコイル熱により気化しはじめる。この気化燃料がノズルボディとバルブニードルのネジはめ合い部に設けられ

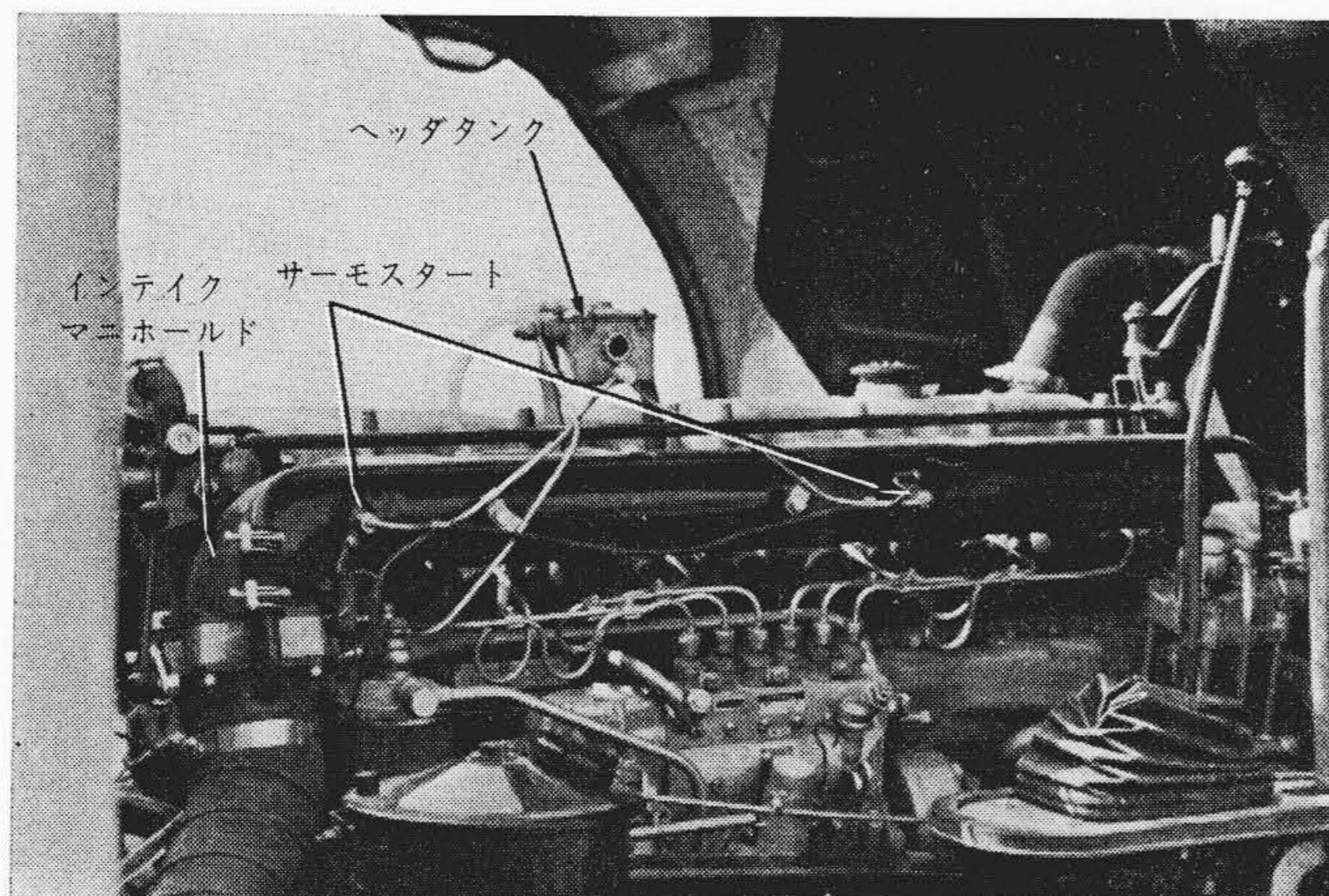


図4 サーモスタートを装着した供試機関

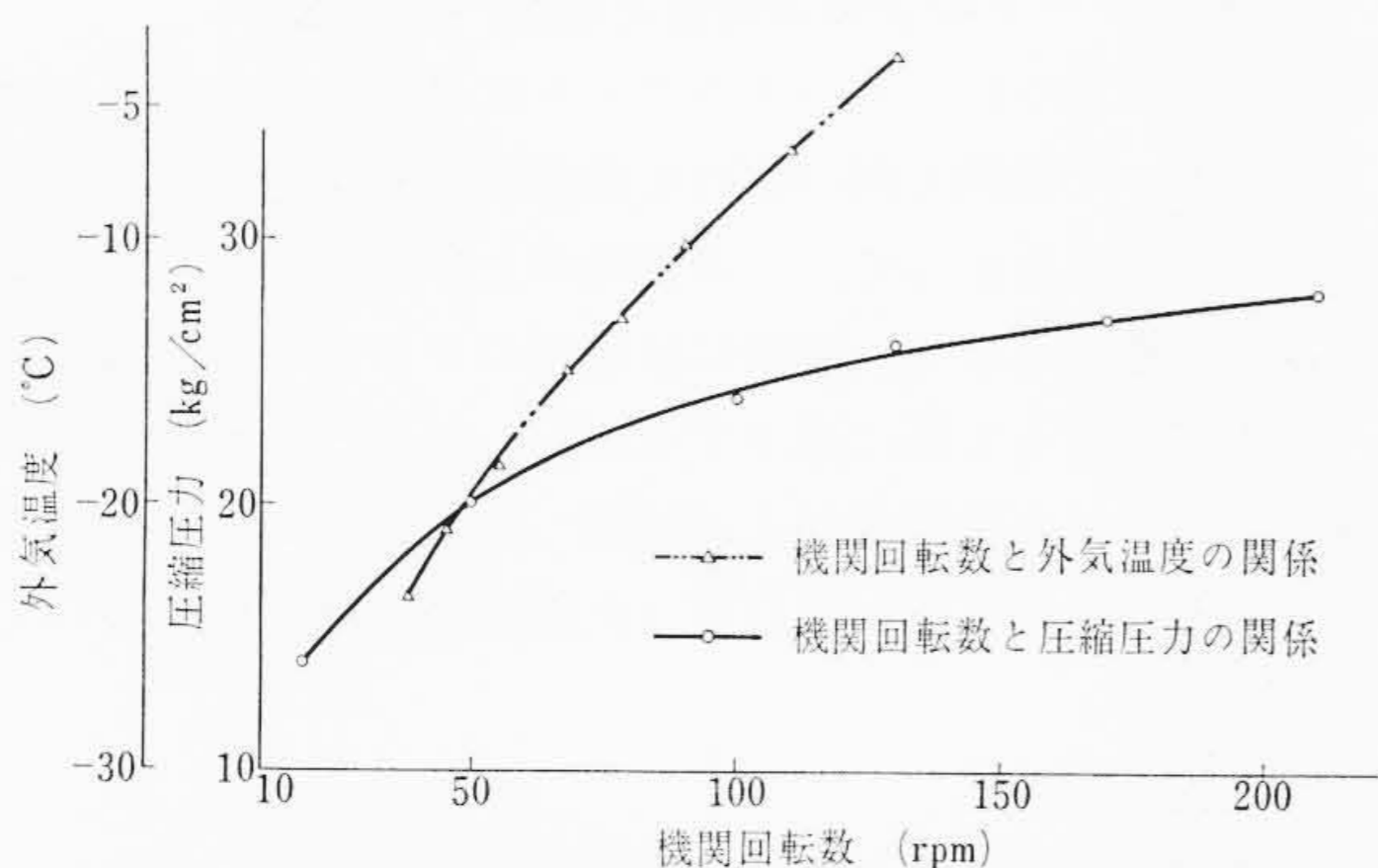


図5 供試機関回転数と圧縮圧力および外気温度の関係

たスリットより流出してイグナイタに接触し燃焼する。したがってこの燃焼熱により吸入空気が予熱されることとなる。普通コントロールスイッチを閉じてから10~15秒後に機関を始動させる。始動後コントロールスイッチを切り、サーモスタートへの通電を停止すると、ヒータコイルの発熱も停止し、さらに吸入空気の流速も高くなって、サーモスタートは急激に冷却される。このためボールバルブは閉じて燃料の流入は完全に停止することとなる。図4はサーモスタートを供試機関に装着した状態である。また表1はサーモスタートのおもな仕様を示したものである。

2.3 特長

従来の冷時始動補助装置と比較した場合、サーモスタートの特長として次のようなことがあげられる。

- (1) 使用状態が予熱せんのように常時燃焼熱にさらされることがないから耐久性にすぐれている。
- (2) ほかの始動補助装置に比べ消費電流量が小さく、バッテリーに与える影響が軽微である。
- (3) 渦流室式ディーゼル機関に適用した場合には、予熱せんを使用するのに比べ渦流パターンを性能本位に設定できる。
- (4) 機関と同一の燃料を使用するので構造上および使用上のわずらわしさが少ない。

3. サーモスタートの適用とその理論的考察

次に供試機関へサーモスタートを適用するにあたり、二、三の項目につき理論的考察を試みた。なお供試機関の仕様は表2に示すとおりである。

3.1 供試機関の吸入空気温度と圧縮温度の関係

ディーゼル機関の着火は周知のとおり、高温の空気中に燃料を噴射させることにより行なわれる。したがって始動性能の良否もシリ

表1 サーモスタート仕様

形 式	SH 200-02 (24V式)
適 用 機 関	おもに直接噴射式ディーゼル機関 渦流室式ディーゼル機関
定 格 電 圧	DC 23 V
定 格 電 流	7 ~ 8 A
定 格 時 間	60 S
平均消費電流量	300 C
平均燃料消費量	6.5 cc/min (印加電圧 DC 23V, 外気温度 -20°C) 燃料ヘッド 110 mm
平均燃焼発熱量	24 kcal (印加電圧 DC 23V 燃焼時間 30 s)
ヒータコイル, イグナイタ線種	ニッケル, クロム電熱線第1種
重 量	57.5 g
全 長	60 mm

表2 供試機関仕様

機 関 形 式	水冷, 4サイクル直列
燃 焼 室 形 式	直接噴射式
シリンダ数-内径×行程	6-125×125 mm
総排気量	9,203 cc
圧縮比	16
最高馬力	175 PS/2,500 rpm
最大トルク	59 kg m/1,400 rpm
機関重量	850 kg
スターティングモータ容量	DC 24 V 7.4 kW
バッテリー容量	DC 12 V 150 AH×2個
潤滑油	SAE #20

ンダ内の空気が燃料着火にじゅうぶんな高温に圧縮されているかどうかで決まってくる。冷時に潤滑油などの影響により機関抵抗が増加し、回転数が低下して規定の圧縮圧力がえられないとすれば、圧縮温度を上げるために吸入空気を予熱する必要がある。すでに説明したようにサーモスタートはこの点に着目した吸気の暖気装置であるが、その始動補助効果をみきわめる場合、あらかじめ機関の吸入空気温度と圧縮温度の関係を明らかにしておくことが必要である。それゆえ供試機関において吸入空気温度の変化が圧縮温度にどのように影響するかに対し理論的検討を試みた。まず機関の各回転数に対する圧縮圧力を実測し、これよりポリトロープ変化をするものとして燃焼室内の圧縮行程におけるポリトロープ指数 n を求め、次にこの指数を用いて圧縮空気温度 T_2 を求めた。図5に実測した供試機関の圧縮圧力と冷時の機関回転数を示す。なお燃焼室内圧縮空気のポリトロープ変化式は次のようになる。

$$P_1 V_1^n = P_2 V_2^n \dots\dots\dots (1)$$

これよりポリトロープ指数 n は次式のように求められる。

$$n = \frac{\log\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}{\log\left(\frac{V_1}{V_2}\right)} \dots\dots\dots (2)$$

また完全ガスの状態式 $PV=RT$ の関係より次式がえられる。

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{n-1} \dots\dots\dots (3)$$

- ここに、 T_1 : 吸入空気温度 (°K)
- T_2 : 圧縮空気温度 (°K)
- P_1 : 吸入空気圧力 (kg/cm²)
- P_2 : 圧縮空気圧力 (kg/cm²)
- V_1 : 圧縮前燃焼室容積 (cc)
- V_2 : 圧縮後燃焼室容積 (cc)
- n : ポリトロープ指数

(2)式において圧縮比 V_1/V_2 は表2より16である。しかし空気

慣性が比較的小さい冷時の低速回転では、吸気弁が閉じる時点を押縮開始と考え、このときの V_1/V_2 を有効圧縮比とすべきである。供試機関は下死点後 44° で吸気弁が閉じる。いま図5において機関回転数 210 rpm のときを例にとり、(2)式に表2のシリンダ仕様を適用すると、ポリトロプ指数 $n=1.3$ が求まる。

ただし、 $V_1=1,309$ (cc) V_1 には約8%のガス漏れを勘案した。

$$V_2=102 \text{ (cc)}$$

$$P_1=1 \text{ (kg/cm}^2\text{)} \text{ } P_1 \text{ は大気圧とした。}$$

$$P_2=28 \text{ (kg/cm}^2\text{)} \text{ } P_2 \text{ は図5より求めた。}$$

$n=1.3$ を(3)式に代入すると次式のようになり種々の吸入空気温度(=外気温度)に対する圧縮温度を求めることができる。

$$T_2=T_1 12.82^{0.3} \dots\dots\dots(4)$$

同様にして各機関回転数について求めた吸入空気温度と圧縮温度の関係を示したのが図6である。この結果から吸入空気温度の変化が機関の圧縮温度にきわめて大きい影響を与えることがわかる。したがって、これを逆に考えるならば、サーモスタートによる吸気予熱によって、冷時の始動性能をかなり改善できることが推定される。

3.2 供試機関の最低始動温度の検討

供試機関の始動性に与えるサーモスタートの効果と、そのときに必要な吸気予熱割合を明らかにする意味から、その基準となる供試機関の最低始動温度について検討を加えた。ディーゼル機関の最低始動温度を理論的に予知する手法については文献⁽⁴⁾も紹介されているが、本供試機関では実験的に求めることとした。実験の結果最低始動温度はほぼ -10°C であることが明らかになった。

図7は -10°C における供試機関の始動状態を示したオシログラムである。この実験結果に基づき図5、図6を利用して次のような考察を行なってみる。

(1) 最低始動温度 -10°C * における圧縮温度を求めるために、このときの機関回転数について検討してみると、図5より機関は当初スターティングモータにより約 90 rpm で回され、図7からわかるようにクランク回転数が 120 rpm まで上昇した状態で完爆している。

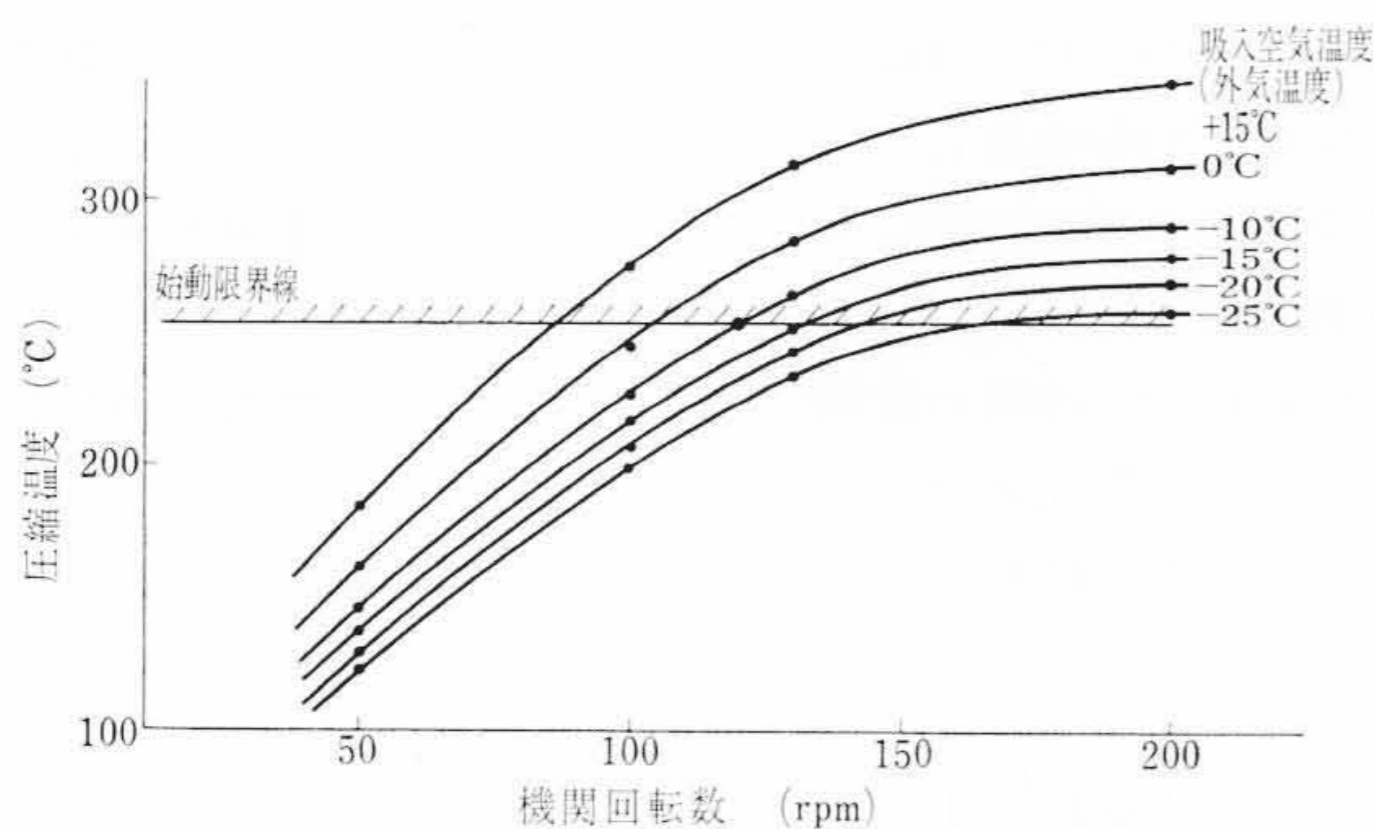


図6 供試機関回転数と圧縮温度の関係

ただしこのとき試験サイクルは30秒クランク、40秒休止を1サイクルとして、3サイクルまで行なうものとした。図7は3サイクル目にはいつの始動状態である。

(2) (1)で述べたように完爆時のクランク回転数は120 rpm であるから、このときの圧縮温度は図6よりおおよそ 254°C である。

(3) 以上の結果より本供試機関においてさらに外気温度が -20°C の場合に始動を可能にしようとするには、(2)、(4)式と同様の方法で求めた $T_2=T_1 12.82^{0.18}$ において T_2 を 254°C 以上にしなければならないということであるから、圧縮前の各シリンダ内の空気をほぼ 60°C にする必要があるのである。なお外気温度が -20°C であるから吸入空気を温度上昇値にして 80°C 上げればよいことになるが、機関に40~50%の熱は奪われると考えられるのでシリンダ入口における温度が少なくとも 120°C 以上になるように予熱する必要があると推定される。

3.3 サーモスタートの空気消費量と機関への影響

すでに説明したように、サーモスタートは冷時にインテークマニホールド内において機関と同一燃料を燃焼させ吸気を予熱しようとするものである。したがって、この燃焼のために機関の吸入空気の一部を消費する結果となる。冷時には機関のクランク回転数が低下し、吸入空気量も大幅に減少するから、当然サーモスタートの空気消費量についても検討を加え、機関への影響を明らかにする必要がある。以下この点に関して行なった理論的検討結果について述べる。

(1) 理論計算

まず供試機関の理論的必要空気量は次式より求められる。

$$L = \frac{0.01}{0.231r} \left(\frac{8}{3}c + 8h + s \right) W_f t 10^{-3} \dots\dots\dots(5)$$

次に供試機関の実際の吸入空気量は次式のようになる。

$$V_e = \eta_1 \frac{\pi d^2}{4} l z \frac{N}{2} t \dots\dots\dots(6)$$

- ここに、 L : 供試機関の理論的必要空気量 (m^3)
- V_e : 供試機関の実際の吸入空気量 (m^3)
- r : 吸入空気の比重量 (kg/m^3)
- c : 軽油に含まれる炭素の重量百分比 (%)
- h : 軽油に含まれる水素の重量百分比 (%)
- s : 軽油に含まれる硫黄の重量百分比 (%)
- W_f : 機関のクランク回転時の燃料噴射量 (g/min)
- t : 機関のクランク時間 (min)
- η_1 : 吸入効率 (%)
- d : シリンダ直径 (m)
- l : ピストン行程 (m)
- z : シリンダ数
- N : 機関のクランク回転数 (rpm)

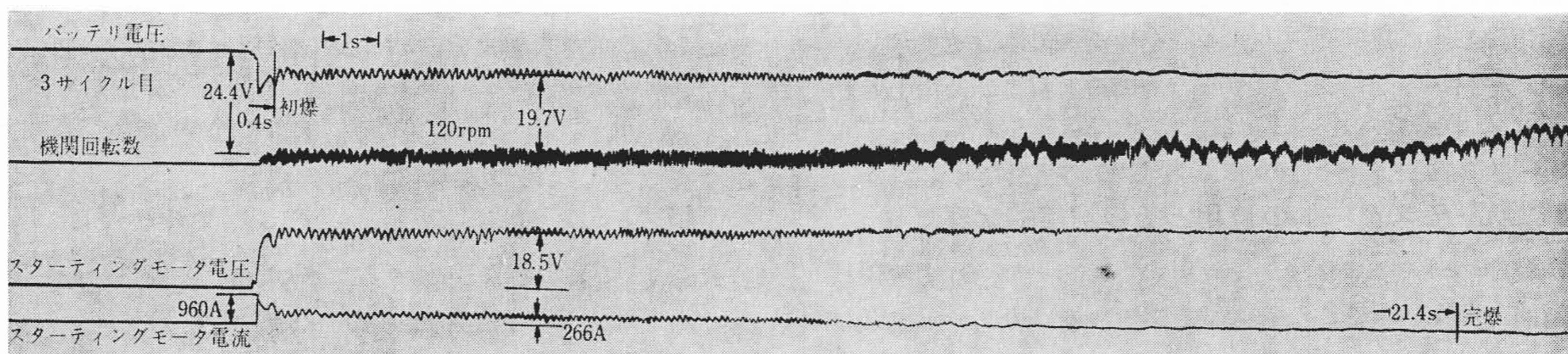


図7 外気温度 -10°C における始動状態

* 外気温度および潤滑油、燃料、バッテリー液温度をそれぞれ -10°C に保持した。

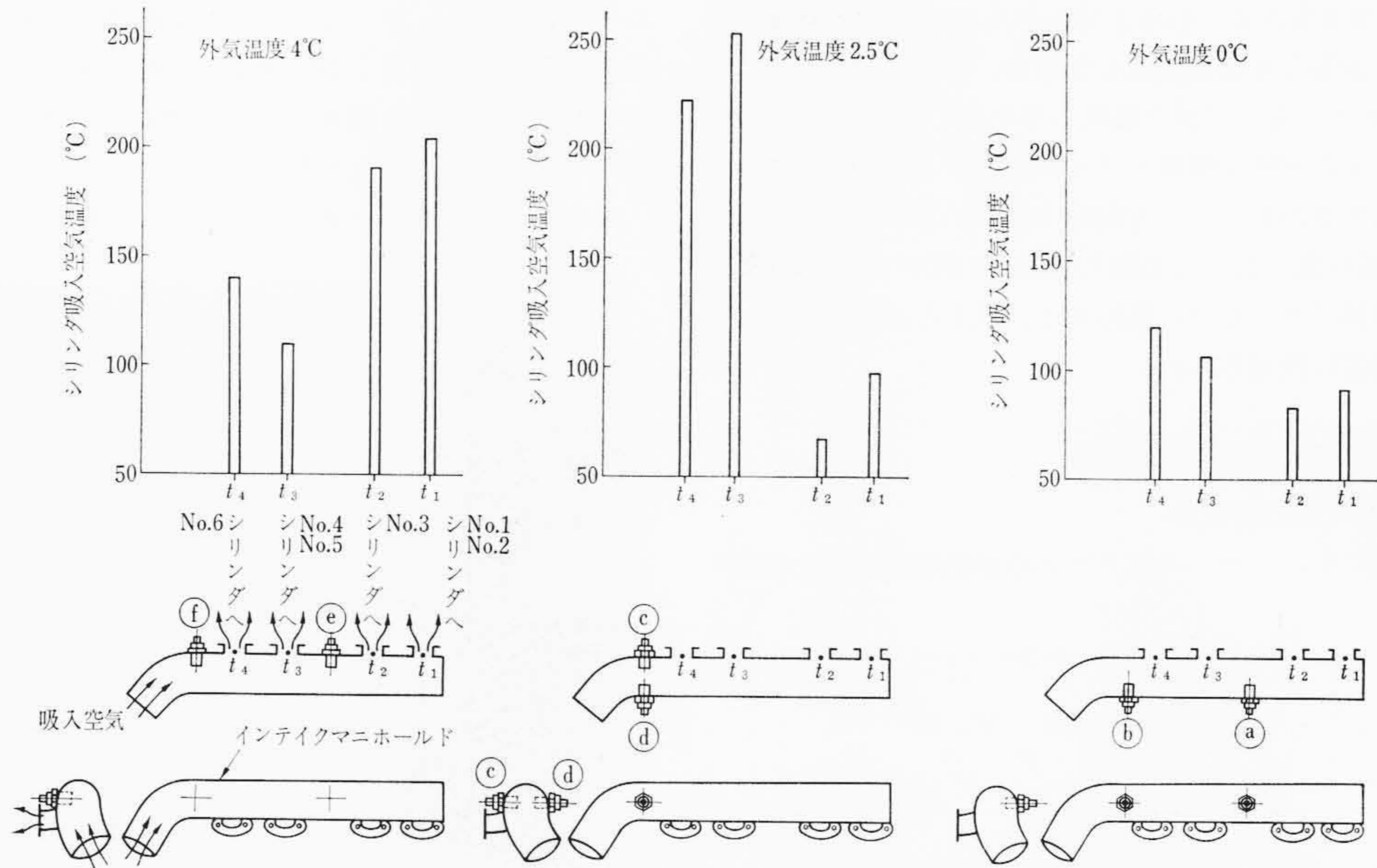


図8 サーモスタート取付位置とシリンダ吸入空気温度

(5)式と(6)式より供試機関の空気過剰率 λ_0 は次のようになる。

$$\lambda_0 = \frac{V_e}{L} \dots\dots\dots (7)$$

一方供試機関に装着したサーモスタートの空気消費量は次式により求められる。

$$V_t = \frac{0.01}{0.231r} \left(\frac{8}{3}c + 8h + s \right) r_0 Q t_0 n 10^{-3} \lambda_t \dots\dots\dots (8)$$

- ここに、
 V_t : サーモスタートによる空気消費量 (m³)
 r, c, h, s : (5)式の記号に同じ
 r_0 : 軽油の比重量 (g/cm³)
 Q : サーモスタート1個の平均燃料消費量 (cc/min)
 t_0 : サーモスタートの燃焼時間 (min)
 n : サーモスタートの使用個数
 λ_t : サーモスタートの燃焼に必要な空気過剰率 (%)

したがって(7)式より求められた供試機関の空気過剰率 λ_0 は次式のように λ_t に修正される。

$$\lambda_1 = \frac{V_e - V_t}{L} \dots\dots\dots (9)$$

(2) 数値計算

供試機関が外気温度 -20°C 中に放置されているものとし、実際例について計算を行なった。

- ただし、
 $r = 1.34$ (kg/m³)
 $c = 85.9$ (%)⁽⁴⁾
 $h = 14.1$ (%)⁽⁴⁾
 $s = 0.4$ (%)⁽⁴⁾
 $W_f = 6$ (g/min) 図5より -20°C 時の機関回転数は 50 rpm であるから、この回転数での実測値を使用した。
 $t = 0.5$ (min)
 $\eta_1 = 88$ (%)⁽⁵⁾
 $d = 0.125$ (m) 表2より求めた。
 $l = 0.125$ (m) 表2より求めた。
 $z = 6$ 表2より求めた。
 $N = 50$ (rpm) 図5より求めた。

- $r_0 = 0.83$ (g/cm³)
 $Q = 6.5$ (cc/min) 表1より求めた。
 $t_0 = 0.5$ (min)
 $n = 2$ 表1の発熱量より温度上昇値を算定し、決定した。
 $\lambda_t = 20$ (%) 仮定
 とすると $L = 0.0332$ (m³)
 $V_e = 0.1015$ (m³)
 $V_t = 0.0359$ (m³)
 $\lambda_0 = 3.06$
 $\lambda_1 = 1.975$

$\lambda_1 = 1.975$ の結果より供試機関の実際の吸入空気量から、サーモスタートの空気消費量を差し引いても、理論必要空気量の約2倍の空気量で機関燃料は燃焼することとなり、サーモスタートによって機関の着火性能が低下するおそれはないことが明らかになった。

3.4 サーモスタートの取付位置の検討

サーモスタートを機関に適用する場合、インテークマニホールドのいかなる位置に取り付けるかということも、サーモスタートの始動補助効果をじゅうぶんに上げる意味で重要なことである。取付位置の選定にあたっては、特に次の点を配慮する必要がある。

- (1) 着火のバランスをはかるために、各シリンダの吸入空気温度ができるだけ平均化するような位置を選ぶ。
- (2) 吸入空気のサージ現象によってサーモスタートの火炎が消えることのないよう吸気流速の変化が最小なる位置を選ぶ。

本供試機関のインテークマニホールドは比較的曲折が少ないので(2)項よりはむしろ(1)項の各シリンダの吸入空気温度を平均化することに重点をおき取付位置を実験的に選定した。まずインテークマニホールドの数個所にサーモスタートを取り付け、それぞれ2個ずつ組み合わせて作動させ、各シリンダの入口部分での吸入空気温度を検出した。ただし、サーモスタートのスイッチを投入してから約10秒後に、スターティングモータにより機関を始動した。なお機関への燃料は停止し、モータの回転力により一定回転に保持することとした。さらに吸入空気温度はスターティングモータを始動させてから約15秒後に測定した。この測定結果を示したのが図8である。図8より比較的溫度が平均化していて、しかも3.2で推定した

120°C以上の吸入空気温度がえられると思われるのは①②と⑤⑥の位置である。しかし①②と⑤⑥を比較した場合、⑤⑥はシリンダによって約90°Cの温度差が生じており温度が平均化している点では①②のほうがよい。また⑤⑥は噴射ノズルに近接するため、ノズルの着脱が困難になる欠点がある。一方①②は温度が若干低い欠点はあるが、冷時に機関回転数が低下して吸入空気量が減少すれば120°C以上にじゅうぶん予熱できるものと思われる。以上の点を総合的に考慮し取付位置は①②に決定された。

4. 実験結果および検討

4.1 供試機関の冷時始動実験法

本実験は供試機関においてサーモスタートの始動補助効果を明確

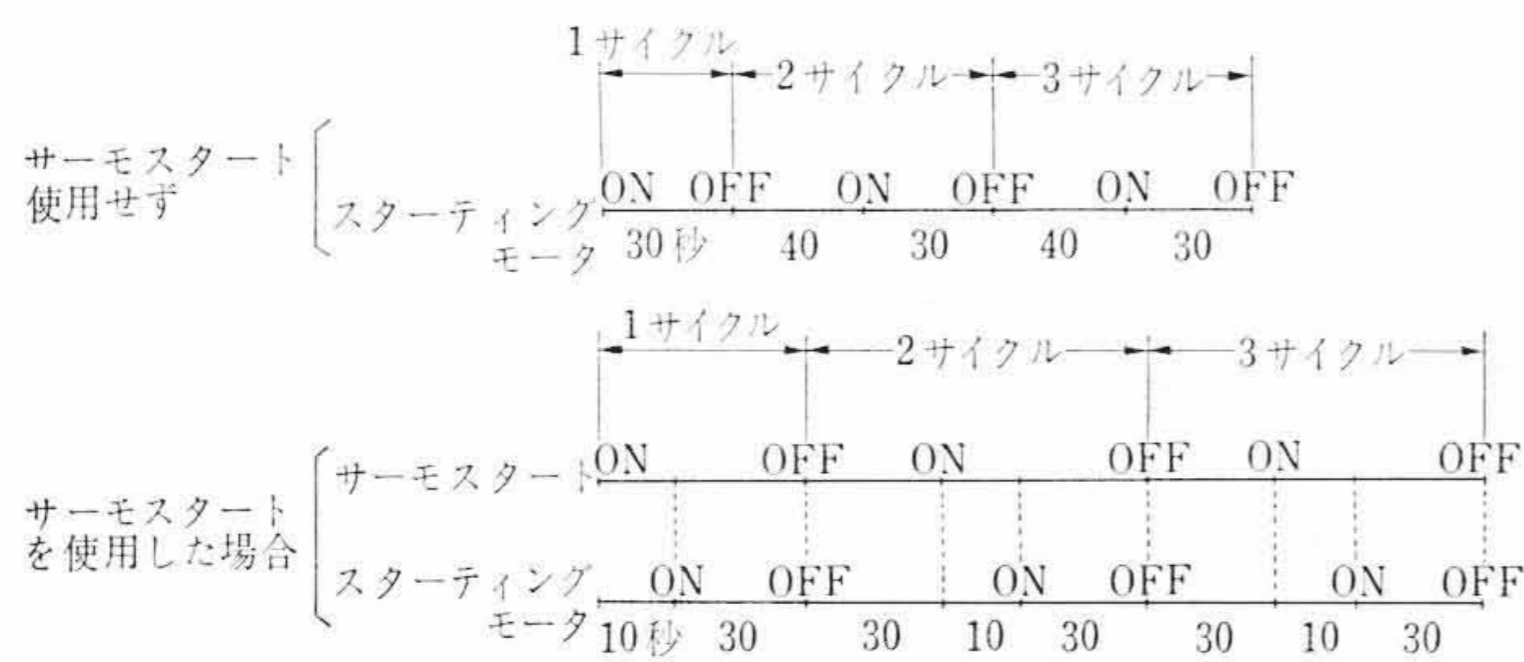
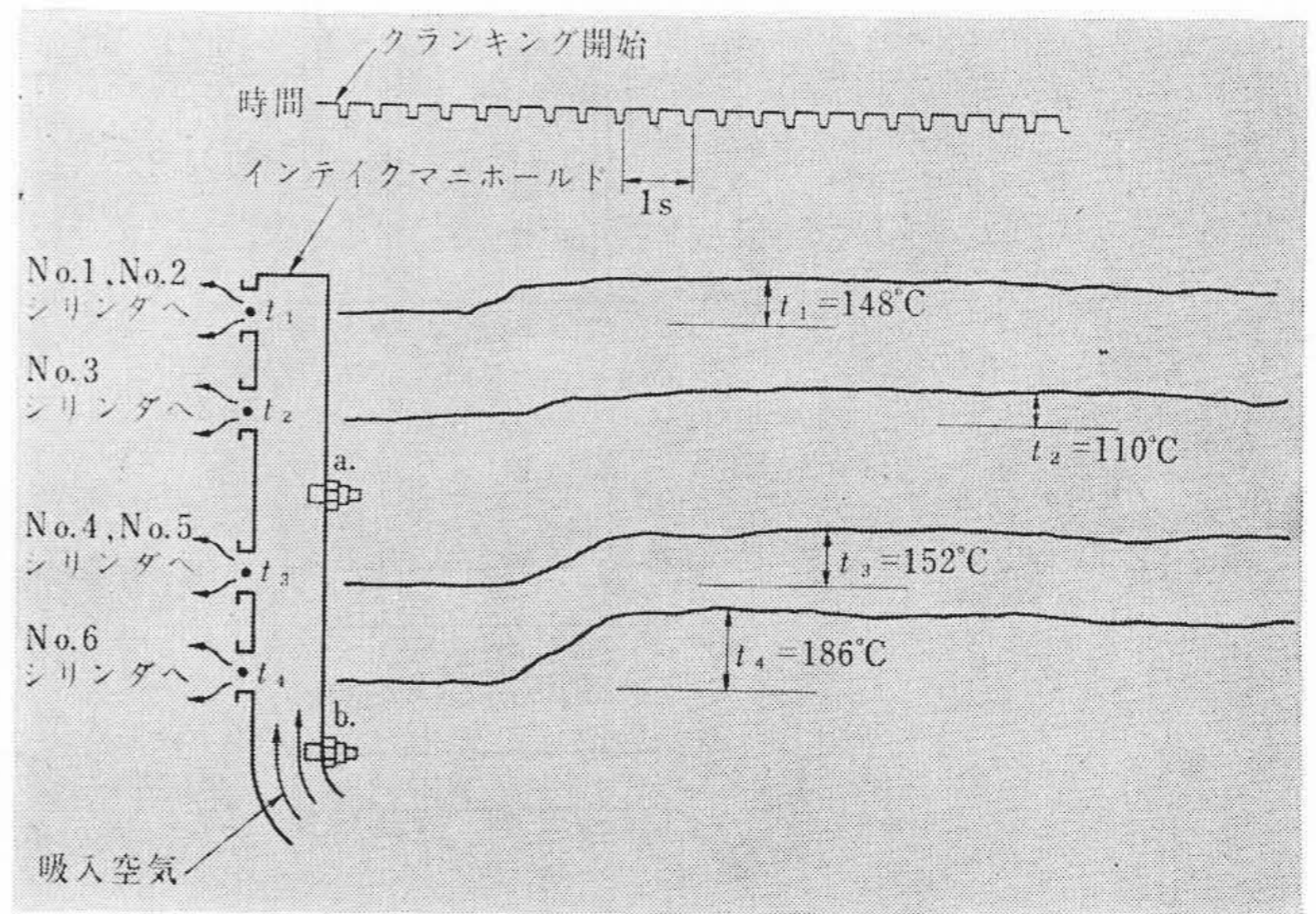


図9 冷時始動試験サイクル

にする目的から、サーモスタートを供用した場合と、使用しない場合の始動温度差を明らかにすることを主眼に行なったものである。なお試験サイクルを図9のように決め、3サイクル目までに完爆しない場合は始動不能とした。

なお、スターティングモータ：日立製作所 DC 24V 7.4kW



a, b: サーモスタート取付位置
t₁, t₂, t₃, t₄: 吸入空気温度
(・印位置でアルメルクロメル熱電対にて検出)

図11 外気温度 -20°C 始動時の吸入空気温度

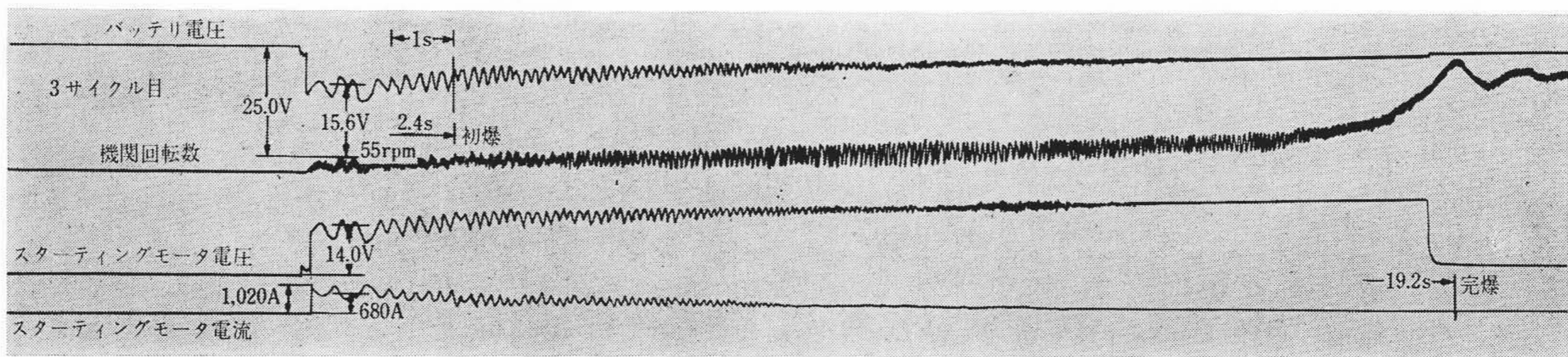


図10 外気温度 -20°C における始動状態

表3 冷時始動試験結果

試験サイクル	室温 (°C)	潤滑油温度 (°C)	軽油温度 (°C)	バッテリー			始動補助装置	スターティングモータ		クランク回転数 (rpm)	初爆時間 (s)	完爆時間 (s)	備考
				比重	液温 (°C)	開放電圧 (°C)		電圧 (V)	電流 (A)				
No. 1	1	-4	-6.5	-4	1.32	-4.9	26.5	なし	19.0	380	110	-/-	
	2	-4	-5.2	-4	1.32	-2.0	25.0		19.0	380	115	14.4/20.3	2サイクル目完爆
No. 2	1	-10	-10	-10	1.30	-12	25.6	なし	17.0	380	90	-/-	
	2								16.7	380	105	3.1/-	2サイクル目初爆
	3	-10	-10	-10	1.29	-8	25.2		18.5	266	120	0.4/21.4	3サイクル目完爆
No. 3	1	-13	-13	-14.2	1.31	-12	26.0	なし	14.8	625	68	-/-	
	2								15.4	610	69	-/-	
	3	-13	-12	-14	1.29	-7	24.7		15.2	530	69	-/-	始動せず
No. 4	1	-15	-15	-13	1.31	-15	25.7	サーモスタート	16.1	610	90	1.1/1.8	1サイクル目完爆
	2												
	3												
No. 5	1	-18	-18.5	-16	1.30	-18	25.2	サーモスタート	13.9	645	55	1.9/-	1サイクル目初爆
	2								14.1	570	60	1.7/-	
	3	-16	-16.5	-16	1.28	-14	24.4		14.8	570	75	2.4/12.3	3サイクル目完爆
No. 6	1	-20	-21	-20	1.30	-20	25.8	サーモスタート	13.4	720	47	5.3/-	1サイクル目初爆
	2								14.1	685	50	2.7/-	
	3	-20	-20	-20	1.29	-15	25.0		14.0	680	55	2.4/19.2	3サイクル目完爆
No. 7	1	-22	-23.5	-22.5	1.30	-22	25.7	サーモスタート	11.9	760	38	4.8/-	初爆のみで完爆しない
	2								12.2	720	45	2.3/-	初爆のみで完爆しない
	3	-21	-22	-22	1.29	-16	24.3		12.6	605	51	1.2/-	初爆のみで完爆しない

バッテリー：GS製DC12V 150AH×2個
 燃料：JIS3号軽油(機関およびサーモスタートとも)
 機関潤滑油：SAE#20
 冷却水：不凍液

をそれぞれ使用した。

4.2 実験結果

実験結果を表3に示す。また室温-20℃でサーモスタートを使用した場合の始動状態とその時の各シリンダ入口部の吸入空気温度をオシログラムに記録した。これを示したのが図10、図11である。

4.3 実験結果の検討

サーモスタートを使用した場合、-20℃まで始動可能となり、供試機関本来の最低始動温度が-10℃であるから、これより約10℃低くできることが明らかになった。さらに-22℃での実験も試みたがクランキング回転数が40rpm以下となり、圧縮力も18kg/cm²まで低下して、初爆はあったが完爆までにはいたらなかった。この結果からも本供試機関におけるサーモスタートの始動補助効果は約10℃とするのが妥当である。

またサーモスタートを使用しない場合、クランキング回転数が115rpm以下での始動は望めないが、サーモスタートを使用することにより、55~60rpmというきわめて低い回転数での始動を可能に

し、始動性能を向上させるうえで、吸気予熱の与える効果がきわめて大きいことが立証された。さらに、3.2で述べた、外気温度-20℃での始動を可能にするために、吸入空気をシリンダ入口で120℃以上に予熱すればよいとの推定は、-20℃の室温でクランキング回転数が55rpmのときに約110~186℃の温度上昇をえて始動した点から実験による結果とほぼ一致することが確認された。

5. 結 言

サーモスタートは直接噴射式および渦流室式ディーゼル機関の冷時始動補助装置として、今後ますます普及するすう勢にある。

今回サーモスタートの製品化を図るとともに、供試直接噴射式ディーゼル機関において、そのすぐれた始動補助効果を立証できた。

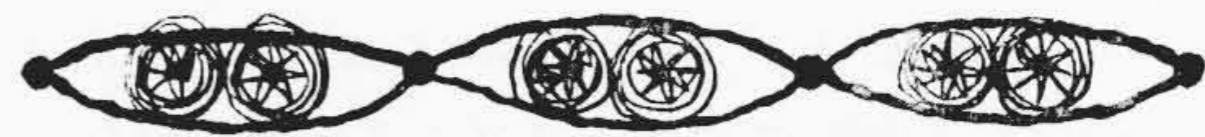
本文が今後サーモスタートを利用される場合の理解の一助となれば幸いである。最後に本製品の機関への適合性の検討にあたり、種々ご指導、ご援助いただいた関係各位に深謝する次第である。

参 考 文 献

- (1) CAV Limited: Automobile Engineer Vol. 58 91 (Mar. 1968)
- (2)(3)(5) F. Sass: 無気噴射式ディーゼル機関 上巻 82 (昭17 コロナ社)
- (4) 日本機械学会編: 内燃機関 上巻 5 (昭31 日本機械学会)



新 案 の 紹 介



登録実用新案 第832918号

坂本正克

固 形 物 の 水 力 輸 送 装 置

固形物の水力輸送装置では、切換弁1、2を閉じるとともに切換弁3、4を開き、サンドポンプ6で固形物を水とともに混合タンク5から吸いあげて送水管7に装入し、次に切換弁3、4を閉じるとともに切換弁1、2を開き、高圧ポンプ8から吐き出される高圧清水によって送水管7内の混合液を輸送管9に送出する。この操作を3本の送水管について順次に行なえば、輸送管により固形物の水力輸送を連続的に行なうことができるが、各切換弁3は固形物混合液中で開閉されるから損傷される欠点がある。

この考案はその欠点を除くために、複数個の送水管7の切換弁3とサンドポンプ6との間に操作弁11を有する複数個の高圧清水送水管10を取り付け、各操作弁11を各切換弁3の開鎖時に開放するようにその切換弁に連動させたものである。

上記のように各操作弁11は各切換弁3が開鎖し始めると開放するように構成されているので、たとえば切換弁3aの開鎖に際し、送水管10からの高圧清水の注入によりサンドポンプ6から送られる混合液は切換弁3bのほうへ流れて切換弁3aのほうへは行かないので、切換弁3aの開鎖は清水中で行なわれる。したがって、切換弁3aは閉じる際に固形物をかみ込むことがないので、損傷されるおそれはない。

また、この考案によればサンドポンプ中を清水が通過しないため、ポンプの性能を大幅に変化することなく、しかも濃度の変動なしに

連続的に運転し、固形物の水力輸送を中断なく行なうことができる。(野村)

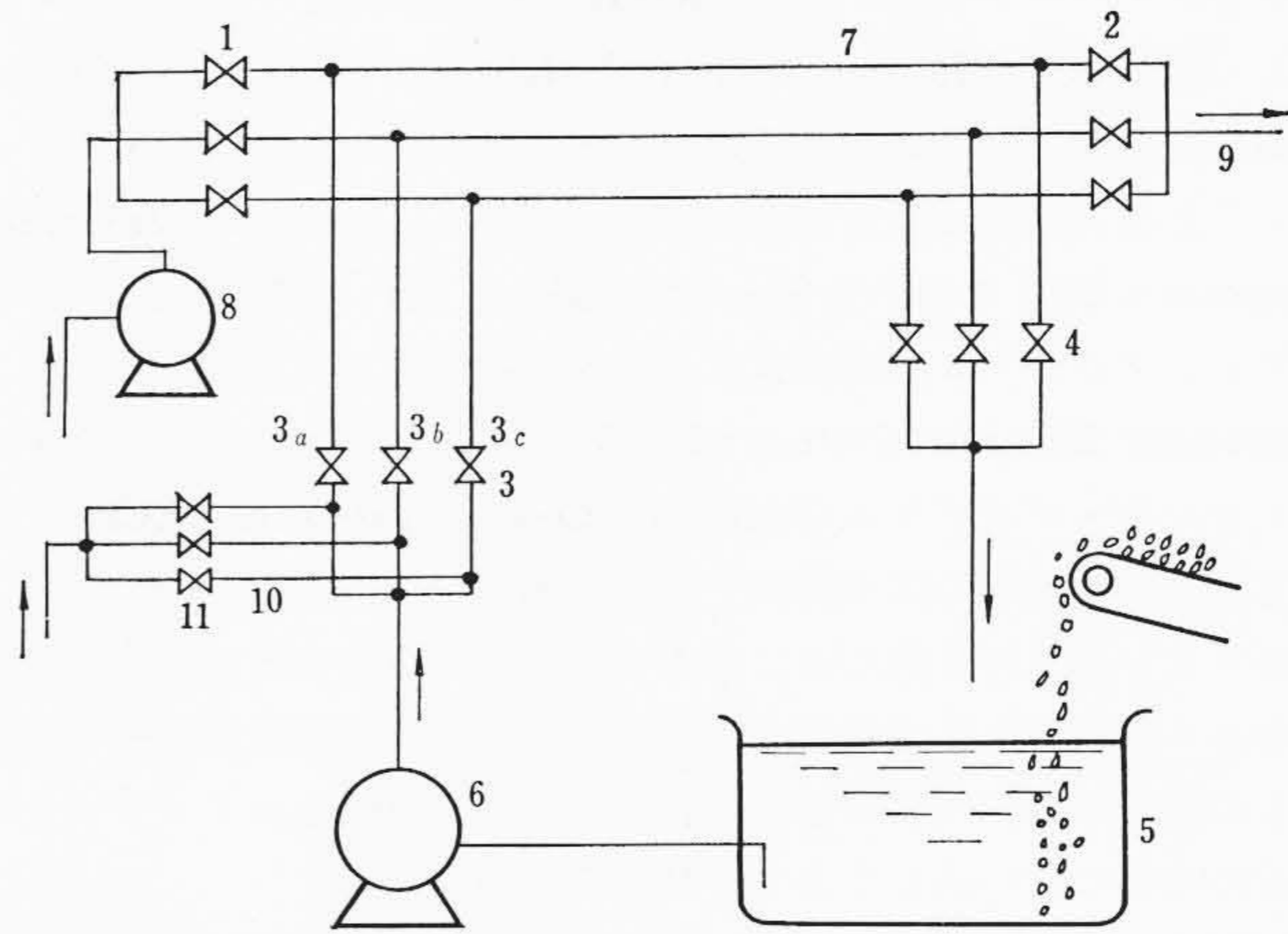


図 1