HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	自動車用ガソリン機関の低温暖機中の排出ガスに関する研究
Author(s)	矢野, 利明; 伊藤, 献一; 深沢, 正一
Citation	北海道大學工學部研究報告, 77, 13-24
Issue Date	1975-10-04
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/41305
Type	departmental bulletin paper
File Information	77_13-24.pdf

Hokkaido University Collection of Scholarly and Academic Papers : HUSCAP

北海道大学工学部研究報告
第7号 (昭和50年)

Bulletin of the Faculty of Engineering,
Hokkaido University, No. 77 (1975)

自動車用ガソリン機関の低温暖機中の排出ガスに関する研究

矢野利明* 伊藤献一* 深沢正一*

(昭和50年3月31日受理)

Exhaust Emissions from an Automobile Gasoline Engine during a Warming-up Operation under Cold Temperature

Toshiaki YANO Ken'ichi ITO Shoichi FUKAZAWA

(Received March 31, 1975)

Abstract

In cold regions, especially in winter, it becomes necessary to warm-up a cold engine before drive away under very low ambient temperature conditions. Under such conditions, commercial gasoline does not evaporate readily enough in the intake manifold, therefore, rich mixture is supplied by choking. During this warming-up period, carbon monoxide (CO) and unburned hydrocarbon (HC) emissions are very high and also a considerable amount of fuel are consumed.

In this paper, we have dealt with warming-up problems of automobile gasoline engine under cold temperature and have experimentally investigated the optimum warming-up choking operation, minimizing the emissions of carbon monoxide, unburned hydrocarbon and fuel consumption during the warming-up period.

As a result of the experiments it was found that when the engine is operated with quick release chokes, in other words when operated with lean limit mixture of drivability, it becomes possible to reduce the emission of air pollutants and to cut down on the fuel consumption compared with those of the normal choking operation.

1. まえがき

機関始動後の暖機は通常の運転状態にくらべて濃混合気を使用する。とくに寒冷地の冬期間では，車を安定して走行させるためには常温時にくらべて過濃混合気が要求され，より多くの暖機時間を必要とする。このため走行モード中に対し，暖機時の燃料消費量，CO排出量およびHC排出量の占める割合が大きくなる。

現在，多くの排出ガス処理装置，方法が考案され実用化されつつあるが，そのほとんどがホットサイクル時を対象にしたものであり，その多くは低温時の効果について考慮されていない。たとえば触媒コンバータはある一定温度以上にならないと活性化せず期待する浄化能力を発揮し

* 機械工学科 燃焼工学講座

ない。このようなことから低温暖機中に吸気マニホルド温度を急激に上昇させ燃料の気化を助長し，空燃比の過濃を避けることによって CO および HC 排出を低減する方法[1] などが報告されている。

本研究では4気筒自動車用ガソリン機関を用いて，低温暖機をチョーク弁操作のみで行ない，チョーク弁操作のちがいが燃料経済性と有害排出物低減にどのような影響を与えるかを比較検討し，暖機中の燃料消費量および CO, HC などの有害排出物を最も低減させる最適暖機操作を実験的に求めようとしたものである。

2. 実験装置および方法

供試機関は水冷4気筒4サイクル，行程容積 1,584 cc，圧縮比 8.7 の自動車用ガソリン機関である。図1に実験装置の概要を示す。使用燃料は市販の日石レギュラーガソリン（オクタン価 91.2, 初留点 33°C, 10% 留出点 50.5°C, 元素組成 C＝87.61, H＝12.39）を使用した。供試気化器（ストロンバーグ2連下向き通風型）は半自動式チョーク機構でチョーク弁とスロットル弁は連動となっておりその関係を図2に示す。

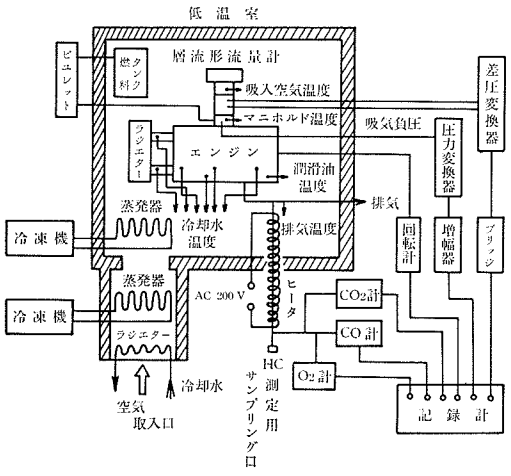

図1　実験装置概要

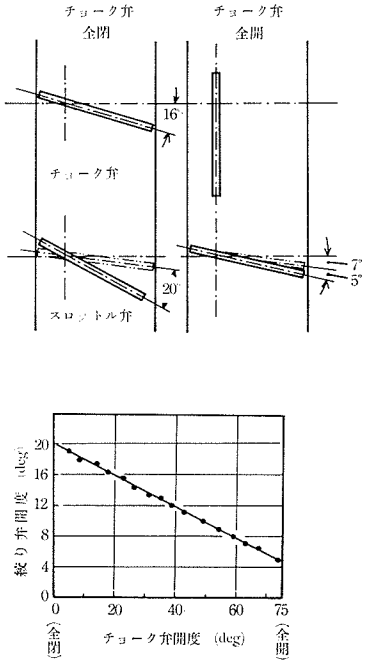

図2　チョーク弁とスロットル弁の関係

排出ガス濃度測定は CO は NDIR（島津製 COT 100), CO_2 は NDIR（堀場製 MEXA 23), O_2 は溶存酸素計（東芝ベックマン製 777）にて連続測定を行った。HC 測定はサンプリング管をヒータで 180°C 以上に加熱し，30 秒毎に注射器にてサンプリングし FID 検出器つきガスクロマトグラフで C_3H_8 換算として定量した。

機関はあらかじめ定常状態（室温 20°C, 機関冷却水温度 75°C）におけるアイドリング運転条件を低温時の運転を考慮してつぎのように設定した。機関回転速度：600 rpm，吸気管負圧：470 mmHg，空燃比：13.3 とし，点火時期は低温時において最も始動時間の短い上死点前 10° とした。実験は機関を低温室内に設置し，機関冷却水温度，吸入空気温度および潤滑油温度が −10°C となってから行う。始動はスロットル弁，加速ポンプを作動させないで行った。本実験では機関冷却水温度が 80°C をもって暖機完了とした。

排気管は低温室内の温度上昇を避けるために断熱し，また低温室内に吸入する空気は低温室外に補助冷凍機を設け −10°C まで冷却した。この結果実験中の室温はほぼ一定に保つことができた。

3. 暖機操作の排出ガスにおよぼす影響

始動時に機関冷却水，吸入空気，潤滑油等を一定にし，これらが−10°Cの場合のチョーク弁操作のちがいによる排出ガス濃度を実際の暖機操作例について比較してみる。機関冷却水温度 T_W の上昇にともないチョーク弁開度 θ_c を変化させていくチョーク弁操作の手順を図3に示す。チョーク弁設定開度，運転時間のちがいにより代表的な4つのモードを選定した。モードAは一般によく行なわれる始動から暖機完了までチョーク弁を全閉にした方法である。モードB, C, Dはあらかじめ機関冷却水温度に対して運転不能となる θ_c を求め，運転可能域内において図に示すような設定とした。モードDは濃混合気運転時間を短くし運転不能域近くのチョーク操作とした。

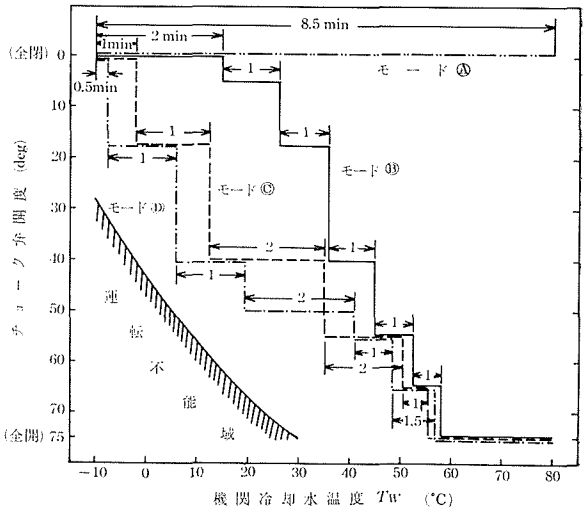

図 3　機関冷却水温度に対する暖機操作例

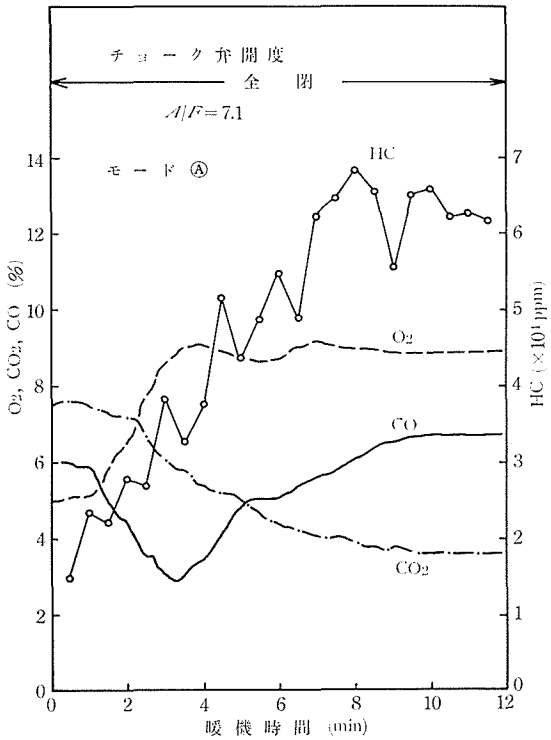

図 4　モード Ⓐ で暖機を行った場合の O_2, CO_2, CO, HC 排出濃度

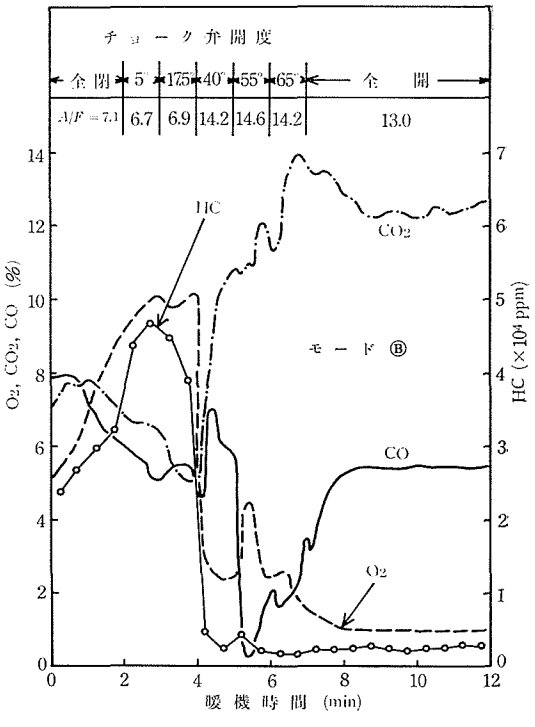

図 5　モード Ⓑ で暖機を行った場合の O_2, CO_2, CO, HC 排出濃度

図4にモードAの場合の始動から暖機完了までの CO_2, O_2, CO および HC 排出濃度の変化を示す。モードAは見かけの空燃比 A/F は7.1と非常に濃混合気運転であるために，HC 濃度が非常に高い。HC 濃度は暖機進行すなわち機関冷却水温度の上昇にともない増加する。これは時間の経過とともに残存 O_2 濃度が上昇し，CO_2 濃度が低下していることより燃焼が非常に悪くなっている。暖機進行にともない燃焼が悪化する理由としては，T_W の上昇により吸気マニホルド内で燃料の気化が促進されシリンダ内の実際の空燃比は7.1よりさらに過濃となり悪化する。このことより T_W の上昇にともない適正空燃比に θ_c を設定する必要があり，過濃混合気のままで暖機を行うことは有害排出物，燃料経済性の両方から非常に不利である。

そこで図5に示すモードBでは始動後4分間，T_W が35°Cまでを濃混合気 (A/F=6.7～7.1) 運転とした。始動から濃混合気運転範囲の θ_c が17.5°までは時間の経過とともにCO濃度は減少するがHC濃度は増加する。これは残存 O_2 濃度が増加し，CO_2 濃度が減少していることから適正空燃比に対して過濃であり燃焼が十分に行なわれていないことによる。θ_c が40°より開くと A/F は薄くなり，O_2 の利用率も大きくなり CO_2 濃度が増加し，しだいに燃焼が良くなりHC濃度は急激に減少する。しかし燃焼が完全に行なわれるまでにはいたらず不完全燃焼によって生ずるCOが増加する。θ_c が55°でCOが一時減少する。θ_c が55°で A/F は14.6となり，しかもチョーク弁を急激に開く場合，吸入空気に対し気化器からの燃料供給の追従性が悪く一時的に過薄になるためと考えられる。チョーク弁を全開にすると空燃比は55°付近より多少濃くなり，CO, HCとも増加する。モードBは暖機の進行にともないチョーク弁を開いていった。その結果，モードAにくらべてHCは大幅に減少している。しかし始動から4分間の濃混合気運転範

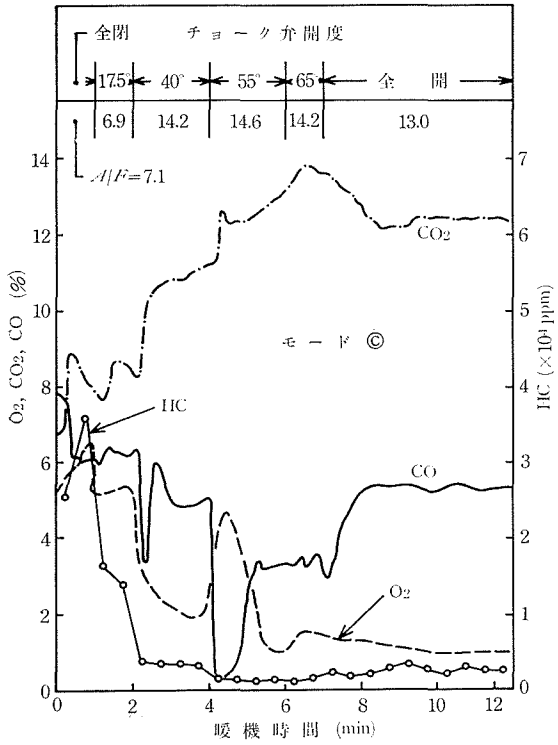

図6　モードⒸで暖機を行った場合の O_2, CO_2, CO, HC 排出濃度

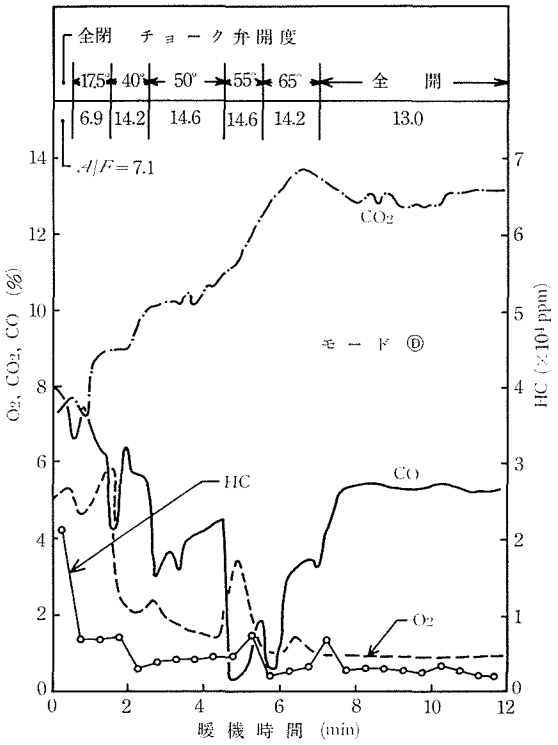

図7　モードⒹで暖機を行った場合の O_2, CO_2, CO, HC 排出濃度

囲での HC 濃度が高く，さらに低減する必要がある。

図 6 に示すモード C は始動後 2 分間，T_W が 13°C までを濃混合気運転時間としモード B よりも短くした。その結果，モード B にくらべると HC は低減されている。

図 7 のモード D では濃混合気運転時間を T_W が 6°C となる 1.5 分間とさらに短くすることにより HC 排出が改善されている。またモード A, B とくらべると暖機の進行にともない CO_2 が増加していることより機関冷却水温度上昇にともない燃焼が良くなっており比較的良好に空燃比が制御された暖機操作といえる。CO 濃度についてはモード B, C, D ともほぼ同じような傾向を示している。

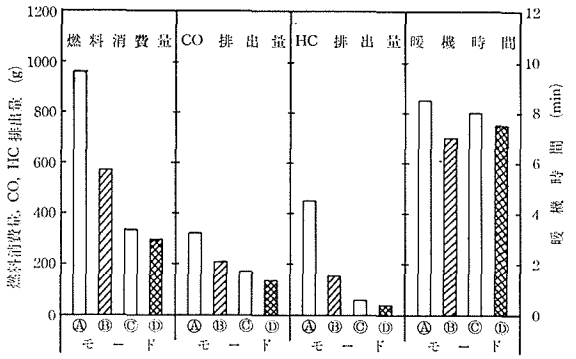

図 8　暖機モードのちがいによる燃料消費量，CO 排出量，HC 排出量，暖機時間の比較

以上の代表的な 4 モードについて始動から暖機完了までの燃料消費量，CO 排出総量，HC 排出総量および暖機時間の比較を図 8 に示す。始動から暖機完了までチョーク弁全閉で運転した暖機モード A が燃料消費量，CO, HC 排出量および暖機時間とも最大となっている。このことは燃料経済と有害排出物低減の観点からチョーク弁操作を行なわない濃混合気による暖機運転は非常に不利といえる。暖機時間はモードのちがいによりあまり大きな変化は見られない。燃料消費量，CO, HC 排出量については濃混合気運転時間の短いモード B, C, D の順で少なくなっている。このことより暖機性能を改善するには運転可能な範囲で濃混合気運転時間を短くする暖機操作が有効と考えられる。

しかし本実験で行った暖機操作の中で最もよいモード D でも暖機完了までの燃料消費量は 298 g，CO 排出量は 133 g，HC 排出量は 39 g となり，さらに改善の必要があると考えられる。たとえば本実験に使用したと同じエンジンを搭載した乗用車で気温 0°C，雪路面でのホットサイクル 10 モード（走行距離 0.665 km，走行時間 135 sec）走行時の燃料消費量は約 75 g，CO 排出量は約 25 g である[2]。たとえば札幌市における車の平均トリップは 4.6 km 程度であることから，低温暖機中に占める燃料消費量，CO, HC 排出量が重要な問題であることを示しており，最適暖機操作を求める必要がある。以下最適暖機操作について述べる。

4.　低温暖機時の最適暖機評価と機関パラメータ選定について

低温暖機時の最適化に関する方策はまだ確立されていない。したがって最適化を評価するにあたってはその評価の基準をどこに求めるかは大気汚染問題，燃料経済性などによっても当然異なってくると考えられる。たとえば暖機時間を短縮するには単位時間当りの燃料量を多くし，機関回転速度を高くすることによって可能と考えられるが，それに伴って有害排出物が増加することが予想される。また触媒システムの暖機特性との関連から暖機中に多量の CO, HC を排出してその燃焼熱によって触媒を早期に活性化しようとする提案や，暖機完了をまたないで走行運転させる方法などもあり評価の基準設定が難しい。本実験ではチョーク弁操作のみにより完全に暖機が完了するまでの燃料消費量，CO, HC 排出量，暖機時間が最小になる暖機操作を最適暖機と評価する。

最適暖機操作を求める際の基準パラメータ選定については，暖機をチョーク弁操作で行うた

め気化器からの吸入空気量，燃料流量の設定が重要となる。たとえば暖機を同じ空燃比で行ったとしても吸入空気量が異なる場合には機関回転速度が異なり機関温度上昇が異なる。また低温暖機のように時間の経過にともない機関各部温度が変化する過渡現象では，同じ空燃比，吸入空気量であっても，吸気マニホルド内の燃料気化割合，機関摩擦損失，冷却損失，燃焼効率，燃焼状態などが変化する。このため CO, HC, 暖機時間が異なる。このように各パラメータが時間とともに変化するため最適評価の基準パラメータ選定が難しい。

本研究では最適暖機操作を求める基準パラメータとしてチョーク弁開度を採り，その開度における機関運転条件を把握し，最適暖機操作を実験的に求める。

5. 最適暖機操作

3章で代表的な暖機操作例について暖機中の排出ガスを比較検討した。その結果，4つのモードの中でモード D が最も良好であったがさらに改善の必要を指摘した。本章ではチョーク弁を用いた最適暖機操作を行なう一手法として，各々のチョーク弁開度 θ_c について機関冷却水温度を 10°C 上昇させる間の燃料消費量 Q_f, CO 排出量 G_{CO}, HC 排出量 G_{HC}, 暖機時間 τ_w を暖機完了までの各温度区間について求める。各温度区間における Q_f, G_{CO}, G_{HC}, τ_w を最小にする θ_c より，そのときの運転条件を求める。

5.1 気化器特性

暖機をチョーク弁操作によって行うためチョーク弁開度 θ_c によって暖機性能が決定される。本実験では基準パラメータを θ_c としたため最適暖機操作の運転条件を得るために，θ_c に対する気化器からの吸入空気量 q_a，燃料流量 q_f，空燃比 A/F を知る必要がある。図9に θ_c に対する q_a, q_f, A/F の関係を示す。q_a, q_f とも θ_c によって決定され機関回転数の変化および機関冷却水温度 T_W の上昇によってほとんど影響されない。q_a は θ_c が大きくなるにしたがって減少するが，q_f は θ_c が 0° から 20° までは主系統，20° から全開まではスロー系統から燃料が供給され，θ_c が 20° 付近で主系統からスロー系統への切替が行なわれる。このためチョーク弁を開いていくときこの開度付近で q_f が急減し，A/F が急に薄くなる。A/F は θ_c が 50° 付近で最も薄く，全開時付近では多少濃くなる。チョーク弁操作により暖機を行う場合には A/F は θ_c が開くにしたがい

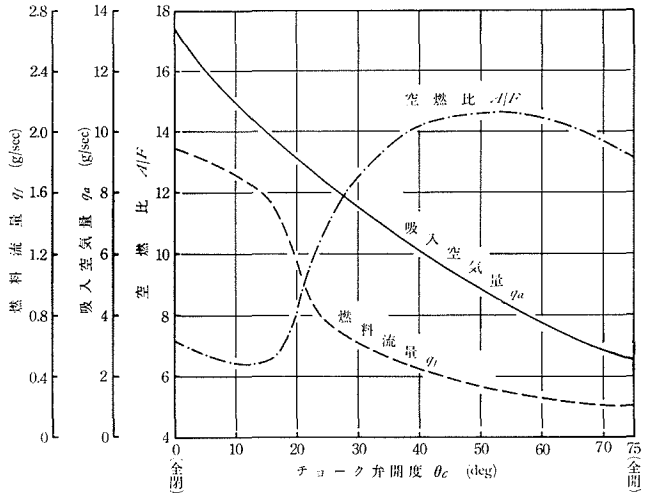

図 9 チョーク弁開度に対する吸入空気量，燃料流量，空燃比の関係

一様に薄くなることが望ましく，チョーク弁による空燃比設定が重要となる。

5.2 燃料消費量

始動から暖機完了までの燃料消費は燃料経済面から無視できないことを3章で指摘した。ここでは燃料消費量を最小にする運転条件を求める。始動から暖機完了までの燃料消費量 ΣQ_f は次式で求められる。

$$\Sigma Q_f = q_f \cdot \Sigma \tau_w$$

q_f は単位時間当りの燃料消費量，τ_w は T_W が 10°C 上昇する間の暖機時間である。q_f は θ_c によって決まる（図9参照）。τ_w は θ_c が同じでも T_W によって異なる。q_f, τ_w の小さい運転条件で暖機が進行するとき ΣQ_f を最小にすることができる。

図10に各チョーク弁開度について T_W が 10°C 上昇する間の Q_f を示す。T_W が低い範囲では Q_f は θ_c によってあまり変化しない。T_W が高くなると θ_c のちがいにより Q_f の差が大きくなる。各温度区間で Q_f が最小となる運転条件を求めると表1のようになる。

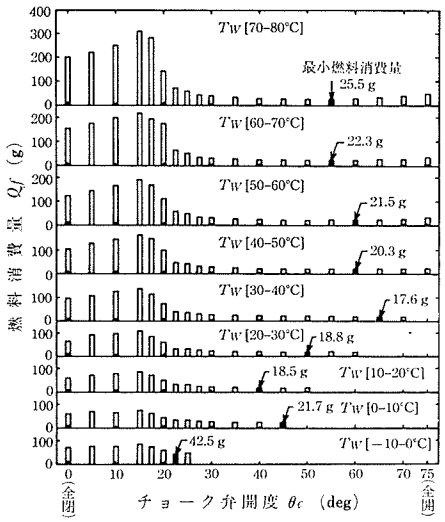

図10 機関冷却水温度 10°C 上昇する間の燃料消費量

表1 暖機完了までの燃料消費量を最小にする各温度区間の運転条件

T_W (°C)	−10～0	0～10	10～20	20～30	30～40	40～50	50～60	60～70	70～80
θ_c (deg)	22.5°	45°	40°	50°	65°	60°	60°	55°	55°
A/F	10.0	14.5	14.2	14.6	14.2	14.5	14.5	14.6	14.6
q_a (g/sec)	8.3	5.4	6.1	4.8	3.2	3.7	3.7	4.2	4.2

以上の結果より T_W が −10°C から 0°C の低温域では A/F は 10.0 と比較的濃混合気運転条件で Q_f が最小となる。T_W が 0°C 以上になれば A/F は 14.2 から 14.6 と理論混合比付近で Q_f が最小になる。Q_f の最小値 $[Q_f]_{\min}$ は T_W が −10°C から 0°C では 42.5 g であり他の温度区間の $[Q_f]_{\min}$ は 18～25 g となり，低温域での Q_f が ΣQ_f に占める割合が大きい。

5.3 CO 排出量

始動から暖機完了までの CO 排出総量 ΣG_{CO} は次式で求められる。

$$\Sigma G_{CO} = \gamma_{CO} \cdot \Sigma g_{ex} \cdot \frac{v_{CO}}{100} \cdot \tau_w$$

γ_{CO} は CO の比重量，g_{ex} は単位時間当りの排出ガス容積，v_{CO} は CO 濃度 (vol %) である。ΣG_{CO} を低減するには v_{CO}, g_{ex}, τ_w の小さい運転条件が望ましい。そのためまず v_{CO} が θ_c と T_W によってどのように変化するかを調べる。

図11に θ_c に対する v_{CO} を T_W について示す。T_W が −10°C, 0°C の低温域では θ_c により v_{CO} はあまり大きな変化はない。このことより低温域では G_{CO} は g_{ex}, τ_w による影響が大きい。T_W が 20°C 以上では θ_c により v_{CO} の排出傾向に差が生じ，T_W の上昇にともないその差は顕著になる。そのため G_{CO} は v_{CO} の影響を大きくうける。v_{CO} は θ_c が 25° (A/F が 11.0) 付近で最大となり，θ_c が 55° 付近で最小となる。

図12にθ_cについてT_Wが10°C上昇する間のG_{CO}を示す。つぎに各温度区間におけるG_{CO}を最小にする運転条件を表2に示す。

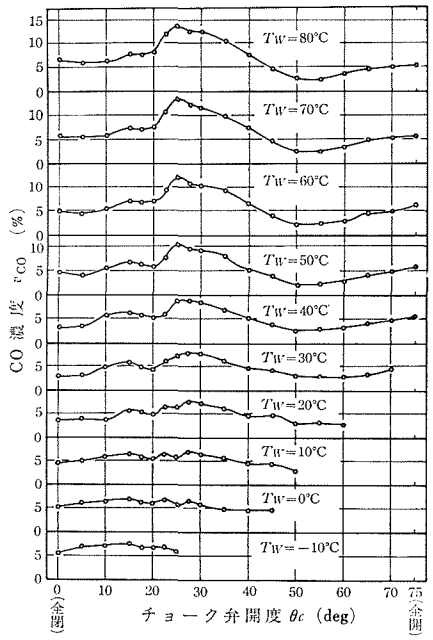

図11 チョーク弁開度と機関冷却水温度のちがいによるCO排出濃度

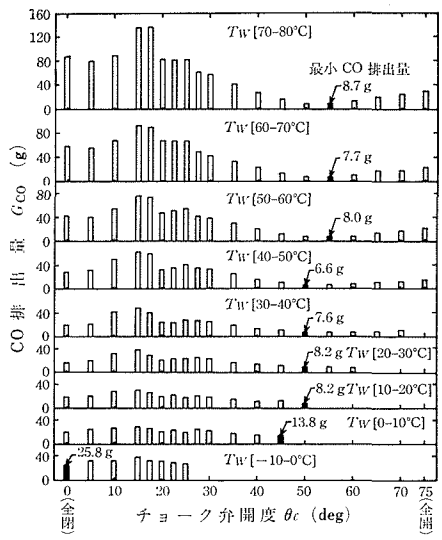

図12 機関冷却水温度10°C上昇する間に排出されるCO量 (g)

表2 暖機完了までのCO排出量を最小にする各温度区間の運転条件

T_W (°C)	−10～0	0～10	10～20	20～30	30～40	40～50	50～60	60～70	70～80
θ_c (deg)	0°	45°	50°	50°	50°	50°	55°	55°	55°
A/F	7.2	14.5	14.6	14.6	14.6	14.6	14.5	14.5	14.5
q_a (g/sec)	13.8	5.4	4.8	4.8	4.8	4.8	4.2	4.2	4.2

以上の結果よりT_Wが−10°Cから0°Cの区間ではG_{CO}の最小値$[G_{CO}]_{min}$は25.8 gとなり，そのときの運転条件はA/Fが7.2となり，表1の$[Q_f]_{min}$となる。$A/F=10.0$ ($\theta_c=25°$) よりも濃混合気となっている。しかし図12よりθ_cが22.5°のときのG_{CO}は27.0 gであり$[G_{CO}]_{min}$との差は小さい。このことよりθ_cが22.5°すなわちA/Fが10.0で運転すればQ_fを最小にしてしかもG_{CO}は比較的少なくおさえることができる。T_Wが0°C以上になるとA/Fは14.5ないし14.6と理論混合比近くの運転でG_{CO}が最小となり$[Q_f]_{min}$の運転条件にほぼ匹適する。一方，T_Wが−10°Cから0°Cの間では$[G_{CO}]_{min}$は25.8 gであり，この値はG_{CO}を最小にする暖機操作で求めた$\Sigma G_{CO}=94.6$ gと比較するとその約4割を占めている。このため低温域におけるG_{CO}を低減することが重要である。このためには吸気管加熱等を行い低温時でも希薄混合気で運転できる対策が望まれる。

5.4 HC排出量

始動から暖機完了までのHC排出総量ΣG_{HC}は次式で求められる。

$$\Sigma G_{HC} = \gamma_{HC} \cdot \Sigma g_{ex} \cdot \frac{v_{HC}}{100} \cdot \tau_w$$

γ_{HC} は C_3H_8 の比重量，v_{HC} は HC 濃度 (vol %) である。ΣG_{CO} と同様に v_{HC}, g_{ex}, τ_w の小さい運転条件で ΣG_{HC} を小さくすることができる。

図 13 に θ_c に対する T_W のちがいによる v_{HC} の変化を示す。v_{HC} は θ_c のちがいにより大きな差があり濃混合気領域 (θ_c=0～20°) において非常に高濃度となっている。また濃混合気では T_W が上昇すると v_{HC} は増加する。これは吸気マニホルド内の温度上昇によりシリンダ内の実際の空燃比が濃くなり燃焼が悪化することによる。θ_c が 15° 付近の最も濃混合気領域において v_{HC} は最大となり v_{CO} が最大となる θ_c と多少差がある。

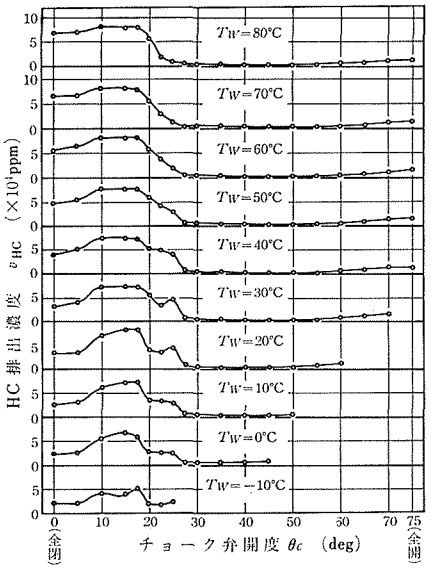

図 13　チョーク弁開度と機関冷却水温度のちがいによる HC 排出濃度

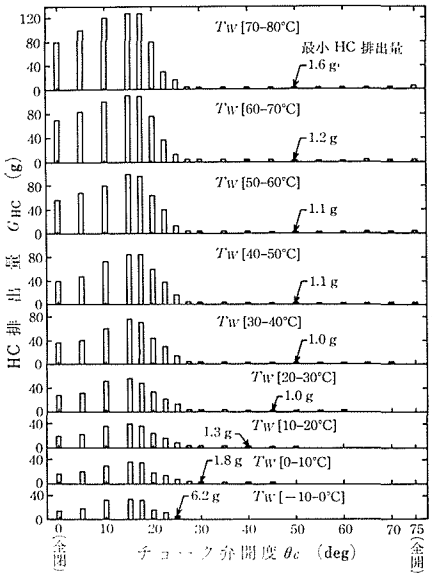

図 14　機関冷却水温度 10°C 上昇する間に排出される HC 量 (g)

図 14 に θ_c について T_W を 10°C 上昇させる間に排出される G_{HC} を示す。T_W が低い範囲においては θ_c のちがいによる G_{HC} の変化は少ない。T_W が上昇するにしたがい θ_c によって G_{HC} が大きく異なる。たとえば T_W が 70°C から 80°C においては θ_c が 15°, 17.5° で G_{HC} は 128 g となり，θ_c が 45°, 55° では 1.6 ないし 1.7 g となり高温域では θ_c のちがいにより G_{HC} を大幅に低減させることが可能である。つぎに ΣG_{HC} を最小にする運転条件は表 3 のようになる。

表 3　暖機完了までの HC 排出量を最小にする各温度区間の運転条件

T_W (°C)	−10～0	0～10	10～20	20～30	30～40	40～50	50～60	60～70	70～80
θ_c (deg)	25°	30°	40°	45°	50°	50°	50°	50°	50°
A/F	11.0	12.5	14.2	14.5	14.6	14.6	14.6	14.6	14.6
q_a (g/sec)	8.3	7.5	6.1	5.4	4.8	4.8	4.8	4.8	4.8

ΣG_{HC} を最小にする暖機操作は ΣG_{CO} を最小にする暖機操作と比較的よく似た傾向を示し，T_W が 10°C 以上になると同じ運転条件で ΣG_{HC}, ΣG_{CO} を同時に低減することが可能である。

また G_{CO} と同じように G_{HC} についても T_W が −10°C から 0°C の区間では $[G_{HC}]_{min}$ は 6.2 g であり，HC を最小にする暖機操作で運転した場合の ΣG_{HC} は 16.3 g となりその 4 割弱が低温域において排出される。したがって CO の場合と同様，低温時の G_{HC} 低減が ΣG_{HC} を小さくすることに効果がある。

各温度区間について $[G_{HC}]_{min}$ をみると，T_W が 30°C から 40°C までの温度区間までは $[G_{HC}]_{min}$ は減少している。しかし温度区間 40°C から 50°C 以上では $[G_{HC}]_{min}$ は増加する。これは T_W を 10°C 上昇させるに要する τ_w が大きくなるためであり，T_W が 50°C 以上になった場合に暖機をさらにつづけることが有効であるかどうかが問題となってくる。このことは $[Q_f]_{min}$, $[G_{CO}]_{min}$ についても同様なことがいえる（図 10, 12 参照）。すなわち T_W が 50°C 付近で走行性能に支障がない場合には走行運転することの方が，燃料経済性，有害排出物低減からは有効と考えられる。

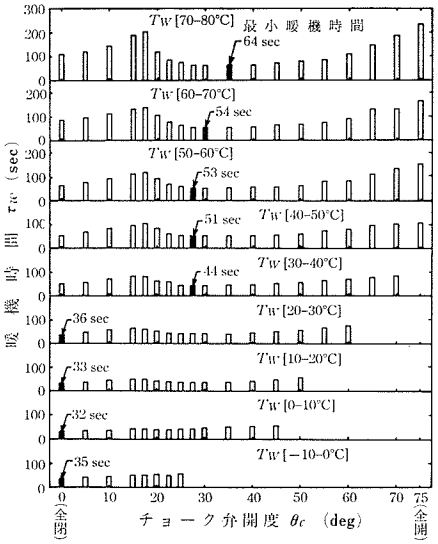

図 15 機関冷却水温度 10°C 上昇するに要する暖気時間

5.5 暖機時間

暖機時間 $\Sigma\tau_w$ は暖機の運転条件によって大きく影響を受ける。すなわち供給燃料を多くし，燃焼効率を良くすれば $\Sigma\tau_w$ を短縮することができる。

図 15 に T_W を 10°C 上昇させるに要する暖機時間 τ_w と θ_c の関係を示す。T_W が低いときは θ_c によって τ_w はあまり変化しない。T_W が高くなると θ_c によって τ_w は大きく変化する。すなわち濃混合気でも希薄混合気でも τ_w は大きくなる。τ_w を最小にする運転条件を表 4 に示す。

表 4 暖機完了までの暖機時間を最小にする各温度区間の運転条件

T_W (°C)	−10～0	0～10	10～20	20～30	30～40	40～50	50～60	60～70	70～80
θ_c (deg)	0°	0°	0°	0°	27.5°	27.5°	27.5°	30°	35°
A/F	7.2	7.2	7.2	7.2	11.9	11.9	11.9	12.5	13.5
q_a (g/sec)	13.4	13.4	13.4	13.4	7.9	7.9	7.9	7.5	6.8

τ_w を最小にする暖機操作法は前述の Q_f, G_{CO}, G_{HC} と比較して濃混合気運転となる。このため τ_w を最小にする暖機操作では燃料消費量，有害排出物が多くなり，燃料経済性および大気汚染の両面から最短の暖機時間の採用は得策ではない。

5.6 最適暖機操作による燃料消費量，CO 排出量，HC 排出量，暖機時間

以上，運転条件によるちがいが燃料消費量，CO 排出量，HC 排出量および暖機時間におよぼす影響について論じその最適操作法を求めた。

ΣQ_f, ΣG_{CO}, ΣG_{HC} および $\Sigma\tau_w$ を最小にする暖機モードをそれぞれ Mode $[\Sigma Q_f]_{min}$, Mode $[\Sigma G_{CO}]_{min}$, Mode $[\Sigma G_{HC}]_{min}$ および Mode $[\Sigma\tau_w]_{min}$ とし，T_W に対するチョーク弁の操作を図 16 に示す。Mode $[\Sigma Q_f]_{min}$, Mode $[\Sigma G_{CO}]_{min}$ および Mode $[\Sigma G_{HC}]_{min}$ は T_W が 10°C 以上では，θ_c は多少異なるが A/F はほとんど同じとなる。また Mode $[G_{CO}]_{min}$ は T_W が −10°C から 0°C の温度区間で Mode $[\Sigma Q_f]_{min}$, Mode $[\Sigma G_{HC}]_{min}$ と異なる。しかし θ_c=25° のとき G_{CO} は

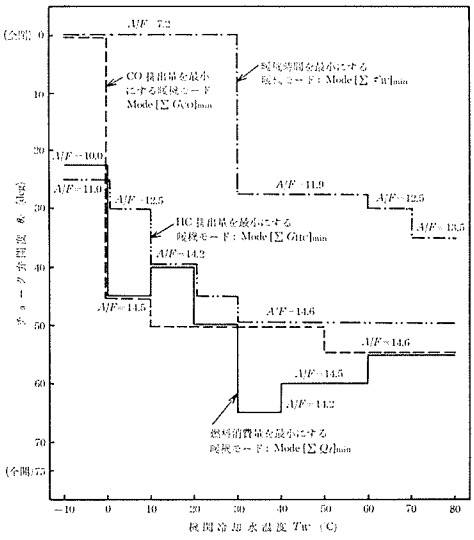

図 16　燃料流量，CO, HC 排出量を最小にする暖機モード

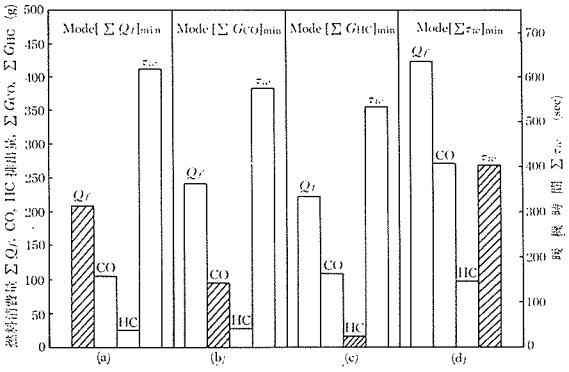

図 17　最適暖機操作による燃料消費量，CO, HC 排出量暖機時間

27 g であり $[G_{CO}]_{min}=25.8$ g と比較するとその差は非常に小さい。以上の結果より T_W が −10°C から 0°C までの温度区間では A/F は 10～11 とし，T_W が 0°C 以上では理論混合比で暖機することにより燃料経済性と有害排出物低減とを同時に行うことが可能である。Mode $[\Sigma\tau_w]_{min}$ は他の 3 モードと異なったチョーク操作となり，$\Sigma\tau_w$ を短縮することは，燃料消費量，有害排出物低減に有効とならない。

つぎに Mode $[\Sigma Q_f]_{min}$, Mode $[\Sigma G_{CO}]_{min}$, Mode $[\Sigma G_{HC}]_{min}$, Mode $[\Sigma\tau_w]_{min}$ によって運転した場合の ΣQ_f, ΣG_{CO}, ΣG_{HC}, $\Sigma\tau_w$ を図 17 (a), (b), (c), (d) に示す。Mode $[\Sigma Q_f]_{min}$, Mode $[\Sigma G_{CO}]_{min}$, Mode $[\Sigma G_{HC}]_{min}$ による ΣQ_f, ΣG_{CO}, ΣG_{HC}, $\Sigma\tau_w$ はほぼ同じとなる。Mode $[\Sigma\tau_w]_{min}$ では他の 3 モードにくらべて ΣQ_f, ΣG_{CO}, ΣG_{HC} が大きくなる。

6. あ と が き

以上，低温暖機中の燃料消費量，CO 排出量，HC 排出量についてその問題点と最適暖機操作を求める一手法について述べてきた。

その結果，暖機中の燃料経済と有害排出物低減は，機関冷却水温度上昇にともない適正空燃比に制御することが重要である。燃料消費量，CO, HC 排出量を最小にする暖機操作には多少の差があるが，類似の暖機操作すなわち機関冷却水温度が −10°C から 0°C までは空燃比を 10～11 とし，0°C 以上では理論混合比付近で運転することにより燃料消費量，CO および HC を同時に低減させることが可能である。たとえば以上のような最適暖機操作で行った場合，チョーク弁操作を行なわない全閉運転時の燃料量を 75%，CO を 65%，HC を 95% 低減することができた。しかし機関冷却水温度が −10°C から 0°C まで上昇する間の燃料消費量，CO, HC 排出量が暖機完了までの総量に占める割合が大きく低温時での暖機性能の改善が必要である。

最後に本研究を行うにあたり，実験，データ整理に多くの労力を費やしてくださった，山根清隆技官，当時学部学生後藤扶美彰君，高橋潤一君に厚く謝意を表する。

参 考 文 献

1) William D. Bond: SEA Paper 720935 (1972).
2) 山根清隆, 矢野利明, 伊藤献一, 深沢正一: 日本機械学会北海道支部講演論文集, No. 732-3 (昭48).
3) 札幌市: 昭和43年度都市交通体系調査報告書 (昭46).