

LPGの吸気管内間欠噴射の研究

三 森 太 郎* 仲 井 正 明**

(昭和46年9月30日受理)

Study on Periodic Injection in Intake Manifold in Spark Ignition Engine of LPG

Tarō MITSUMORI and Masaaki NAKAI

(Received September 30, 1971)

Authors tried to inject LPG intermittently in intake manifold of spark ignition engine, holding the fittest conditioning of driving by advanced angle and load etc.

In consequence of this test we requested 1600 rpm of engine.

Under this condition we turned influence given by varying the timing of fuel injection intake air temperature into 45°C, 65°C, 85°C, and then we wanted the amount of CO in exhaust gas, volumetric efficiency.

We came to conclusion that when we compared with using gasoline, there were little CO in quantity and little surpassing results in volumetric efficiency.

1 ま え が き

LPG (モーターガス) を自動車の機関燃料として使用することは小型トラック、タクシーの燃料経済の要求より低圧気化装置 (ガス機構) の採用となって実用化が始まり、現在、数多くの自動車はLPG燃料を使用している。

LPG機関の諸性能はガソリン機関の開発成果の上に性格づけられている。LPG, ガソリンと使用燃料の共用性のため、LPGの特質を生かした燃料噴射方式、機関の高圧縮比の採用はまだ実施されていない。低圧気化装置付ガソリン機関の長所は燃料経済性機関寿命の延長、エンジン油の希しゃく性のない事などであり、短所は常用圧力が

Table 1 Combustion Characteristics of LPG Fuel

Characteristics		Fuel	C ₃ H ₈	n-C ₄ H ₁₀	i-C ₄ H ₁₀	Gasoline
Flash point		°C	481	441	544	210~330
Combustion limit (vol % for air)	Upper limit		9.50	8.41	8.44	7.6
	Lower limit		2.37	1.86	1.80	1.4
Maximum temperature of flame		°C	1925	1895	1900	1500~1700
Maximum flame speed		m/s	0.81	0.825	1.825	15~25
Chemically correct A/F by weight		kg/kg	15.71	15.49	15.49	14.79
Lower calorific value		Kcal/kg	11070	10920	10890	10500
Octan value			125	91	99	85~99

*. ** 機械工学科

5 kg/cm² という LPG の取扱い性の困難（高圧ガス取締法の対象）なことである。これらについては今更のべる必要もなく一般に良く知られていることである。低圧気化器使用の機関運転における問題点に関しては日産自動車株式会社の増田哲三氏らの研究報告¹⁾、低圧気化器についての紹介は日本気化器製作所の吉田降氏²⁾が行なっているが、まだ未解決のまゝ取り残されており、燃料噴射方式については筆者らはこの方式を吸気弁開時において吸気管内に噴射を試みた。

すなわち現用の火花点火機関の圧縮比を変更することなく、燃料供給系にはディーゼル機関のそれを取りつけて噴射を行なうようにし、燃料噴射ポンプまでの一次圧を 10kg/cm² にしてポンプ吸込時のペーパーロック防止をし、吸気温を変えて運転の結果、LPG 使用時における最適運転状

態のときの機関回転数 1600 rpm, 点火進角 B. T. D.C 40°, 絞り弁開度, 燃料噴射時期の条件を設定して、この条件を設定して、この条件下において各吸気温度のもとにおける容積効率, 空燃比, 排気ガス中の CO の量を求め、ガソリン使用時と比較して CO の量は少なく、容積効率はやゝ優るといふ結果を得た。

2 実験装置および実験方法

2.1 実験装置

実験装置の系統図を Fig.1 に示す。供試機関は水冷 4 サイクル単シリンダ火花点火機関である。②は直流動力計で機関の回転数, 荷重を計測する。機関の要目は Table 2 のとおりである。

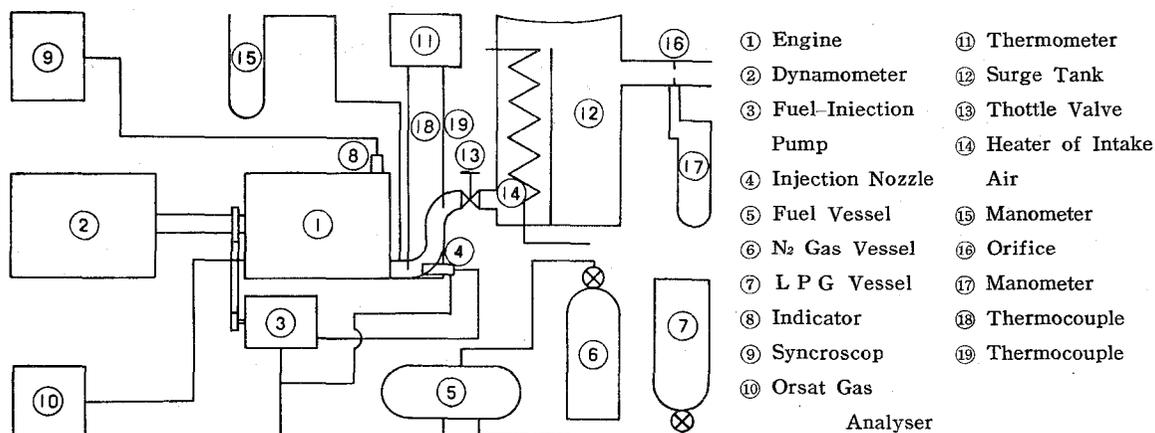


Fig. 1 Block diagram of the experimental apparatus.

燃料噴射ポンプ③は機関①とタイミングベルトで動力を伝達され、燃料噴射時期の変更はタイミングベルトの歯の噛み合わせを変えることにより行なわれる。燃料噴射量の調整と制御は Bosh 方式のままである。Table.3 にその要目を示す。

Table 2 Detail of Test Engine

Type	1 cylinder 4 cycle (water cooling)
Bore × Stroke	80 mm × 80 mm
Stroke volume	402 cc
Compression ratio	5.1
Suction valve open	8.9° A.T.D.C
Suction valve close	44.6° A.B.D.C
Exhaust valve open	34.6° B.B.D.C
Exhaust valve close	8.9° A.T.D.C

Table 3 Detail of Fuel Injection Pump

Beginning to end of injection by crank angle	42.1°
Maximum pressure of fuel injection	120kg/cm ² atg

サージタンク②は機関①と吸気管で連結されており等価管長 400 mm である。吸気加熱器⑭を内蔵、ノズル前の吸気温度を 45°C, 65°C, 85°C に、各 ± 1°C の精度に保つ。タンク上面はゴム膜を張り、これで脈動による吸込空気量の誤差を少なくしている。

O. Lutz の計算式で誤差を計算するとゴム膜を使用しないときでも 0.5% 以下である。吸込空気量はオリフイス⑮で差圧をマノメーター⑰で測る。吸気管内圧力の平均はマノメーター⑮で測る。熱電対⑱, ⑲でノズル前後の吸気温度を測り、これでノズル前後の吸気温度の降下を見る。⑩はオルザットの排気ガス分析器で排気ガス中の CO, CO₂, N₂ を分析し、指圧計⑥は各サイクルの燃焼室の最高圧力を⑨のシンクロスコープでとる。冷却水温を一定の状態

機関に供給するため、加熱器で90°Cの水をオーバーフロータンクで水頭920mmに保ちつつ供給して、機関からは自然排水にする。点火方式は供試機関を改造して点火時期の変更ができるようバッテリー点火方式にした。ディストリビューターの駆動はカム軸の延長より1:1の歯車で伝達される。点火時期の変更はディストリビューターカバーをねじで引張り微細な調整ができるようにした。電源は12Vのバッテリーで、コンデンサーは0.02 μ Fである。点火時期の計測はタイミングライトで行なう。燃料系統は⑤の容器内の燃料を⑥のN₂の高圧容器で10kg/cm²の一次圧力を加えて③の燃料噴射ポンプへ送る。ポンプ吸込行程時の燃料導管内のベーパーロックを防止して、ポンプより圧送する各サイクルごとの燃料の量の変化を防止するためである。燃料噴射ポンプより各サイクルごとに圧送される燃料は④のノズルで吸気管内に噴射される。噴射方向は管内気流の流れに一致させるようにノズルを設けた。もどり油はバイ

Table 4 LPG Data

Specific gravity	0.54 g/cm ³ (10°C)
Normal pressure	5 kg/cm ² atg
Constituent	% (Weight)
C ₃ H ₈	0.800
n-C ₄ H ₁₀	0.100
i-C ₄ H ₁₀	0.015
C ₃ H ₆	0.080
End point	0.005

Table 5 Gasoline Data

Specific gravity	0.74 g/cm ³ (10°C)
Octan value	90 (F-1)

Cracking test

I. B. P	32°C
5% evap	43°C
10% evap	50°C
50% evap	94°C
90% evap	149°C
95% evap	163°C
97% evap	176°C
End point	195°C
Vapor tension	0.75 kg/cm ² (10°C)

パスにより燃料噴射ポンプ前の導管に帰る。LPGに潤滑性を与えるためA号重油2%を混入した。これは燃料と接触する摺動面の焼付け防止のためである。燃料のオクタン価は100*である。LPG試験表、ガソリン試験表をTable 4, Table 5に示す。機関の最適回転数を1600rpmで、変動を±25rpmに止めた。動力計に定速度制御装置を欠くためである。

2.2 実験方法

モーターリングで機関を起動、予想される点火進角、吸気弁1開時のもとで燃料噴射を変えて吸気温度45°Cで運転して、最も運転の安定している回転数を選び最適回転数として1600rpmを求め、この回転数のもとで吸気温度を45°C, 65°C, 85°C, の3段階に分けて点火進角を上死点前45°より10°まで連続的に変えて最も動力計荷重の大きいところで最適点火進角を求め、上死点前30°に決定した。

以上で決定した回転数、点火進角のもとで燃料噴射時期を吸気弁開きの状態のところで選び、燃料噴射時期と動力計荷重との関係を調査した。Fig. 2にその関係を示す。

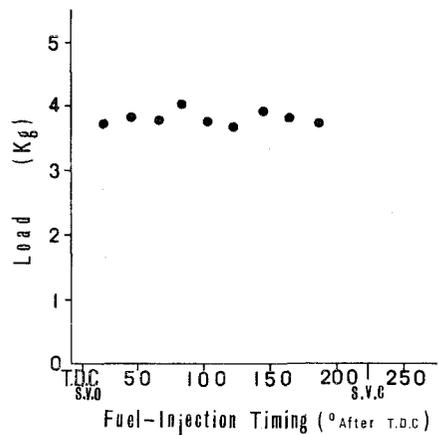


Fig. 2 Relation between fuel-injection timing and load.

燃料噴射時期の選択は吸気弁が開いているならばどこでもよいという事が分かったので、吸気弁開きのクランク角の中央と燃料噴射時の行なわれているクランク角の中央を一致させて、以後の運転を行なった。

前記の機関回転数、点火進角、燃料噴射時期、燃料の噴射量調整レバーの位置、スロットルバルブの開度、吸気温度のもとで運転を行ない、LPG燃料使用時とガソリンを燃料として使用したときの結果を得た。

* "LPG (オートガス) とA号重油との混合燃料のオクタン価の測定" 昭和43年度津山高専機械工学科卒業研究より。

3 結果および考察

3.1 LPG 燃料使用のとき

Fig.3 はLPG燃料使用のときの指圧線図である。最高爆発圧力は 35kg/cm^2 以上のものもあるが、失火率は高い。

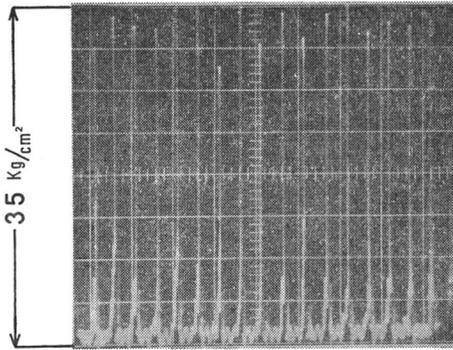


Fig.3 Variation in pressure at each cycle in combustion chamber.

測定にあたって動力計の回転数の振れが $\pm 25\text{rpm}$ であるが、これは連続波形の各サイクルの最高爆発圧力の変動によるものであり、変動要因としては各サイクルごとの燃料噴射量の変動と点火時の燃料の気化が不充分であることと考えられる。これは燃料噴射ポンプからノズルまでの導管の長さが過大であることと、多量の気化潜熱を必要とするLPGへの熱交換が低圧縮比のままですべて実験を行なったために十分に行なわれなかった事に起因する。

軸トルクと空燃比の関係を Fig.4 に示す。吸気温度 85°C と 65°C 、では軸トルクの増加に対して空燃比が減少

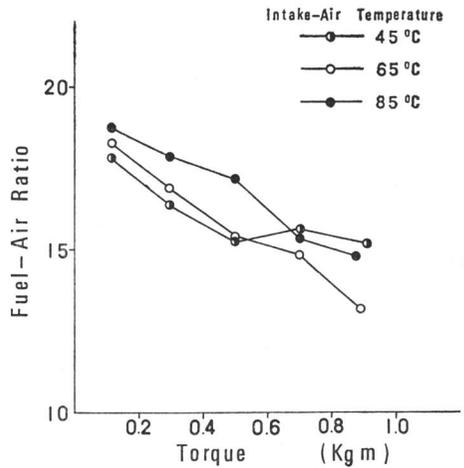


Fig.4 Relation between torque and fuel-air ratio.

している。これは吸気温度が高くなるとLPGの気化が良くなって軸トルクの増加をもたらしたものである。

Table 6 によると燃料噴射量が最大、すなわち軸トルクが最大するとき $0.9\text{kg}\cdot\text{m}$ 付近では理論空気量 ($14,477$ 空気-LPG) に近い値を示している。

軸トルクと容積効率との関係を Fig.5 に示す。吸気温度 85°C のときが各トルクの時にも良い傾向を示している。これは吸気温度の高い程LPGの気化が充分行なわれて容積効率の増加をもたらしたことによるものである。

Table 7 は各吸気温度におけるノズル前後の温度降下を示しているが、これでも前記のことを裏づけるものである。

Table 6 Condition of Engine at Various Load

Torque		(kg m)	0.9	0.7	0.5	0.3	0.1
Drop of temperature	Temperature of intake air	45°C	26.5	24.0	24.7	20.0	19.2
		65°C	25.6	21.5	25.7	28.0	26.3
		85°C	23.5	33.4	26.2	32.7	27.8
Air - Fuel ratio	Temperature of intake air	45°C	15.26	15.66	15.33	16.40	17.79
		65°C	13.22	14.88	15.40	15.69	18.29
		85°C	14.88	15.38	17.21	17.86	18.77
Volumetric efficiency	Temperature of intake air	46°C	57.8	57.7	56.4	56.9	57.7
		65°C	57.7	58.3	55.9	59.8	61.3
		85°C	61.6	61.6	61.7	62.6	62.0

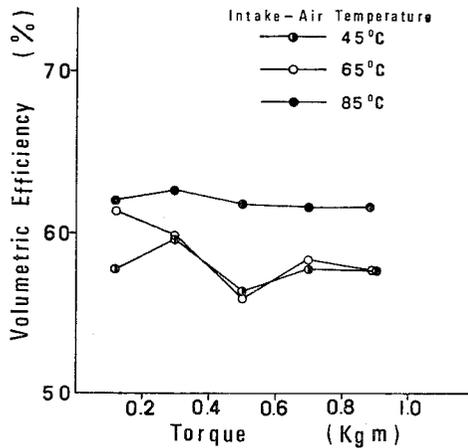


Fig.5 Relation between torque and volumetric efficiency.

Table 7 Drop of Temperature in Intake Air (°C)

Before a nozzle	45	65	85
Behind a nozzle	17.6	35.8	45.9
Drop of temperature	27.4	29.2	35.9

Table 8 Comparison of Fuel Injection Quantity at Full Delivery

Quantity of injection (g/cycle)	Temperature of intake air (°C)		
	45	65	85
Theoretical value	0.0224	0.0224	0.0224
Experimental value	0.0204	0.0183	0.0167
Difference	0.0020	0.0041	0.0057

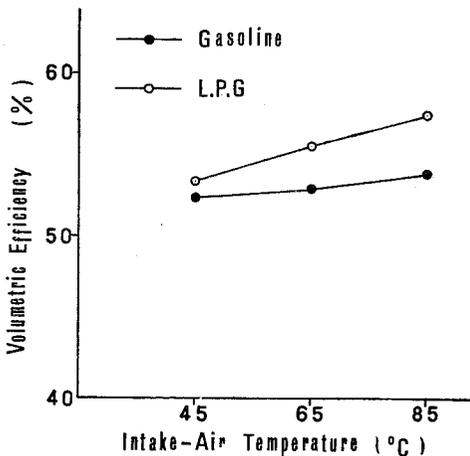


Fig.6 Relation between intake-air temperature and volumetric efficiency.

条件を固定したまゝでLPGの1サイクルの噴射量の実験値と理論値との比較を Table 8 に示した。

実際の噴射量が理論値と比較して少ないのは前記の通りである。

3.2 LPG とガソリンの比較

各吸気温度に対する容積効率を比較したものを Fig.6 に示す。吸気温度が高くなると容積効率が良くなる傾向がある。これは Table 7 に示す温度降下があり、LPGはガソリンに比較してその傾向が大きいことが原因であると考えられる。

排気がガス中のCOの量は Fig.7 に示す如くLPG、ガソリンとも吸気温度の高くなるほど少なくなる傾向がある。

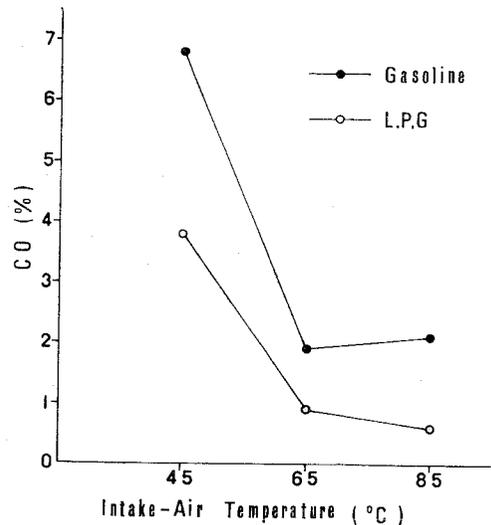


Fig.7 Relation between intake-air temperature and CO.

LPGの方がガソリンのときよりも著しい。気化が充分に行なわれるようになり燃焼状態が良くなったことと、LPGとガソリンの分子構造の違いによるものである。

4 結 言

本研究においてLPGの性質から、液体状態のまま吸気管内に送り込むのに気化器では不可能である。それ故にBosh型燃料噴射装置をそのまま使用した結果ではあるが、良好な燃焼、すなわち失火率の低い状態では運転し得なかったこととLPGの気化不十分による運転の不整という条件で次の結果を得た。

1) 燃料噴射時期については、その範囲が吸気弁開きの範囲内にあるならば運転可能である。

2) 吸気温度が高くなるほど、容積効率、排気ガス中の

COの量は減少するという結果を得た。このことは吸気温度が高くなる事は望ましく、実際の機関においてLPGをこの方式で使用するときは吸気加熱が望ましい。

3) 失火率が大きいことと運転の不整は、燃料噴射系統を改善することと、高圧縮比の採用によって改善出来る。

これによりスロットルバルブの開度も充分大きく取り得るし、容積効率の増加は軸トルクの増加と排気ガス中のCOの量をさらに減少し得ることができる。

4) ガソリンとの比較試験では排気ガス中のCOの量、容積効率はLPGの方が有利である。

本研究において終始、実験に協力した昭和45年度機械工学科卒業生青木昭義君らの諸君に謝意を表す。

文 献

- 1) 増田哲三, その他; 内燃機関 8-85 (昭44-6), 31
- 2) 吉田 隆; 内燃機関 8-85 (昭44-6), 25