室蘭工業大学
学術資源アーカイブ
Muroran Institute of Technology Academic Resources Archive

4サイクル・ガソリン機関のマニフォルドブレーキに関する研究

メタデータ	言語: jpn 出版者: 室蘭工業大学 公開日: 2014-07-28 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 林, 重信, 澤, 則弘 メールアドレス: 所属:
URL	http://hdl.handle.net/10258/3703

4サイクル・ガソリン機関のマニフォルドブレーキに関する研究

林　　重信・澤　　則弘*

A study on the Mainfold Brake in a Four-Stroke Cycle Gasoline Engine

Shigenobu Hayashi and Norihiro Sawa*

Abstract

The exhaust-manifold brake has been used in diesel engine, but it is unknown a definite reason. In recently, a matter especial important that the brake property is make better for the safety driving and for prevent the accident with the advance, and the diversification of automobile traffication.

Therefore, the authors carried out the experimentally investigation amount of intake-manifold brake, exhaust-manifold brake and another brake property by using of four-stroke cycle gasoline engine in detail.

It is ascertained that the exhaust-manifold brake is best, and the mechanism of manifold brake is descrived.

I. まえがき

車両の大型化，高速化にともないブレーキ性能に対する要求は増大の一途をたどり，とくに長距り降坂，高速走行時の効果的且つ安全な減速や凍結路面における安全な減速など検討すべき事項も多い。このため，フット・ブレーキの負担軽減のみならず安全性の向上の観点からも，排気ブレーキがディーゼル機関搭載車などに積極的に採用[1),2),3)]されるようになってきた。ブレーキ仕事を大別するとエンジンブレーキとしては

i）摩擦損失によるブレーキ

ii）補机駆動によるブレーキ

iii）ポンプ損失によるブレーキ（吸・排気の抵抗）

iv）圧縮・膨張時に圧縮された空気の熱損失によるブレーキ

が数えられ，さらにマニフォルドブレーキとしては

i）吸気行程時の絞り抵抗によるブレーキ

ii）排気行程時の背圧によるブレーキ

＊　茨城大学工学部　教授

が挙げられる。このうち，エンジンブレーキ仕事の増大化は定常運転や加速運転時の有効出力および熱効率の低下を招くので，その効果を期待することはできない。そこで，本研究では小型4サイクルガソリン機関を用いてマニフォルドブレーキ性能の改善を目的とし，その基本的特性の解明に主眼をおいた実験的研究を実施した。すなわち，測定が比較的容易な駆動運転のもとで，吸気・排気両マニフォルドに絞り板を取り付け，ノズル径を変化させて吸気管，排気管およびシリンダの圧力を連続測定し，圧力—行程線図を描いてブレーキ仕事（ポンプ損失仕事）を算出した。また，両マニフォルドをバイパス管で連結し，未燃ガスを吸気管にフィードバックさせた場合，そのバイパス管に小型タンクを取り付けた場合についても同様の実験を行なった。

II. 実験装置および方法

供試機関は4サイクル・ガソリン機関で，その諸元は表・1の通りである。実験装置は図・1に示すように，吸い込み空気量を測定するための丸型ノズル①，マノメータ②およびサージタンク③，吸気管④，供試機関⑤さらに排気管系⑥からなっている。吸気および排気マニフォルドの長さはそれぞれ34 cm, 37 cm（管径19 mm）で，吸排気弁附近には熱電対および抵抗線歪計⑫，⑬を取り付けた。同様に，シリンダヘッドにも熱電対と抵抗線歪計式示圧計⑭を取り付け，冷却用送風機⑯を調整してシリンダ表面温度を一定値(34.3℃)に保ちながら実験を行なった。また，排気弁から排出する混合気を吸気管にフィードバックさせる実験においては，小型タンク⑦，連結パイプ⑧，絞り板⑨を追加した。実験は機関を一定回転で駆動運転し，シリンダ表面温度を一定（34.3℃）に調整しそ

Table 1. Dimensions of test engine

Type		EY 13 D
Bore × Stroke		60 mm × 46 mm
Stroke volume		130 cm^3
Compression ratio		1 : 6.2
Connecting rod length		85 mm
Timing		BTDC 23°
Valve timing	Intake Open	BTDC 45°21'
	Intake Close	ABDC 83°21'
	Exhaust Open	BBDC 83°21'
	Exhaust Close	ATDC 45°21'

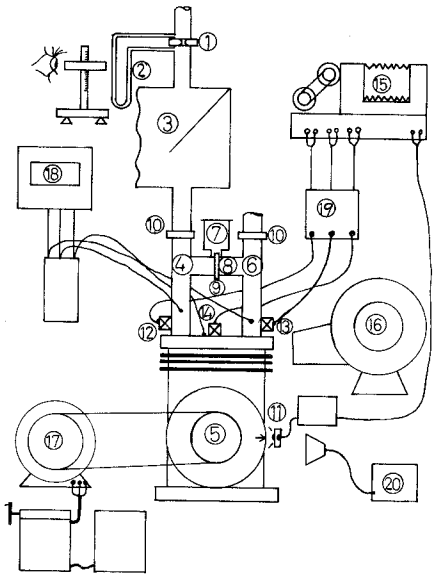

Fig. 1 Experimental apparatus

のうえ吸排気管内温度が定常になるのを待って吸い込み空気量を測定し，各部（⑫，⑬，⑭）の圧力を上死点マーク⑪と同時に電磁オシログラフ⑮に記録させる。この記録した圧力線図の時間軸をピストン変位に変換して圧力—体積線図を作成し，その面積をプラニメータで実測してブレーキ仕事（ポンプ損失仕事）を求めた。同様の実験を各種のマニフォルド・ブレーキにつき機関回転速度 1000 rpm～3000 rpm の範囲で 500 rpm おきに行なった。

Ⅲ.　実験結果および考察

Ⅲ・1　吸気マニフォルドブレーキ

排気マニフォルドを全開（de=De），吸気マニフォルドのみを全閉（ds＝0）にした場合の吸気マニフォルド，排気マニフォルドおよびシリンダの圧力—クランク角度線図を図・2に，それを圧力—体積線図に変換したものを図・3に示している。図によると，吸気マニフォルドを全閉にしているので吸気マニフォルド内圧力はつねに負圧となっているが，排気マニフォルド内圧力は排気弁開口期間にはピストン運動に基因するシリンダ内圧力の影響を受けるので下死点（B.D.C.）後には正圧となっている。

このため図・3の圧力—体積線図からも明らかなように吸気行程では大きな負圧，排気行程では小さいものの正圧となるので，吸気マニフォルド仕事（ポンプ損失仕事）が増加することがわかる。吸気マニフォルドに取り付けた絞り板の穴径（ds）を ϕ3mm，ϕ5mm，ϕ7mm および全開（$d_s=D_s$），全閉（$d_s=0$）にして図・3と同様の圧力—体積線図を求め，ポンプ損失仕事を算出

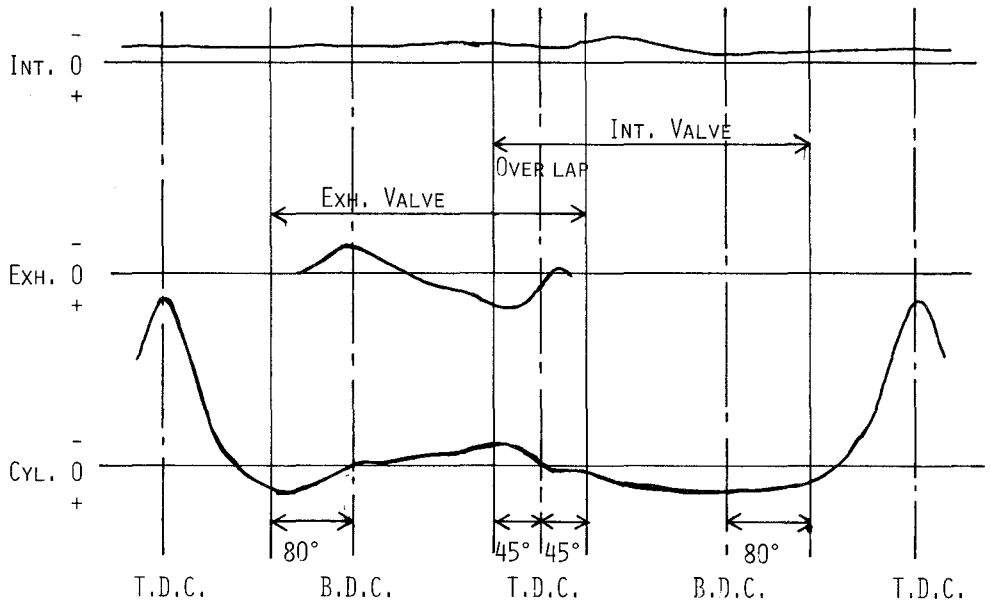

Fig. 2　Pressure-Crank angle diagram of intake manifold brake

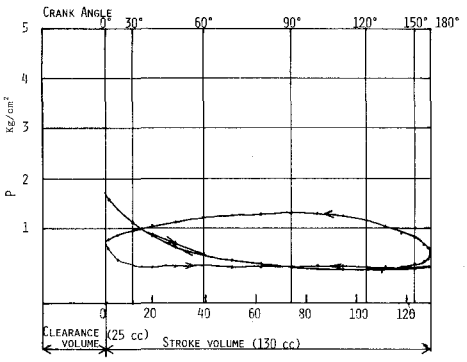

Fig. 3 Pressure-Volume diagram of intake manifold brake (max.)

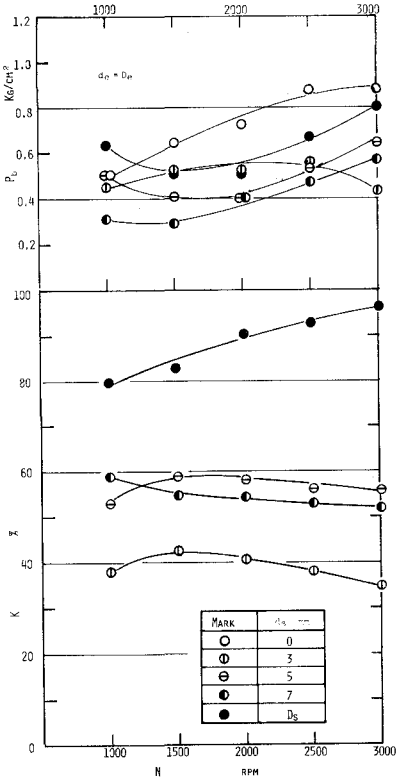

Fig. 4 Effect of intake manifold brake (d_e=D_e)

し,行程体積で除したいわゆるポンプ損失平均圧力（P_b)を求めた結果が図・4である。図によると,一般にポンプ損失平均圧力はd_sが小さいほど増加する傾向にあるが，穴径(d_s)が小さくなると吸気行程におけるシリンダ圧は低くなるものの，同時に吸込み空気量が減少するので排気行程におけるシリンダ圧も低くなる。このため供試機関本来のポンプ損失平均圧力（d_s=D_s, d_e=D_e）と比較するとd_s=ϕ3～7 mmの場合のポンプ損失平均圧力はむしろ低くなっている。ただ，d_s=0の場合には幾分たかく，0.5～0.9 Kg/cm²程度となっている。しかし，d_s=0の吸気マニフォルドブレーキを採用したとしても，吸気絞り弁の密封性が悪くなるとブレーキ性能が低下し，利用価値が失われるので，実用的でないことがわかる。いま，断熱変化，等容変化および等圧変化からなる理想サイクルを想定し，供試機関の寸度を用いて吸気マニフォルド・ブレーキ仕事を算出すると226.3 Kg・cm（P_b=1.74 Kg/cm²）となる。これに対して実験値の最大値はN=2500 rpmで、115.0 Kg・cm（P_b=0.88 Kg/cm²）であり，前者の約50.8%に相当する。上述の傾向は排気マニフォルドを絞って（d_e=7 mm）吸気マニフォルドの絞りを変えた場合（図・5）においても認められる。

III・2 排気マニフォルド・ブレーキ

吸気マニフォルドを全開（d_s=D_s)，排気マニフォルドを全閉（d_e=0 mm）とした場合の吸気マニフォルド，排気マニフォルドおよびシリンダ内の圧力—クランク角度線図を図・6に，圧力—体積線図を図・7に，排気マニフォルド・ブレーキ仕事（ポンプ損失平均圧力）を図・8に

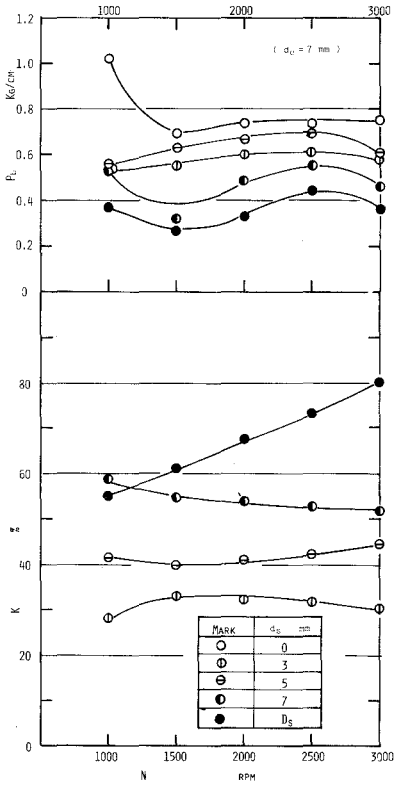

Fig. 5 Effect of intake manifold brake (d_e=7 mm)

示している。この場合，吸気抵抗は比較的小さいので，吸気行程における吸気マニフォルド内圧力の負圧は小さい。また，排気弁開から下死点までの期間ではピストンの下降作用でシリンダ内圧力が低くなるので，排気マニフォルド側から逆流が生じ，そのため排気マニフォルド内圧力は一時に低くなっている。しかし，排気行程における排気マニフォルド内圧力は平均して0.8Kg/cm² とたかい。このため，図・7に示すような圧力一体積線図が得られるので排気マニフォルド仕事（ポンプ損失平均圧力）はかなり増加する。この場合，排気マニフォルドに取り付けた絞り板の穴径(d_e)が小さいほど排気行程における背圧が上昇することになる筈であるが，その反面吸込み効率が低下するので期待するほどに背圧が上昇しなくなる。このため図・8に示すようにd_e=5，7ϕmmϕの場合の排気マニフォルドブレーキ仕事（ポンプ損失平均圧力P_b）は$d_e=D_e$, $d_s=D_s$の場合よりも低くなっている。しかし，d_e= 3 mmϕ, d_e= 0ともなると前者の影響が著しくなるので排気マニフォルド・ブレーキ仕事もかなり増加する。いま，

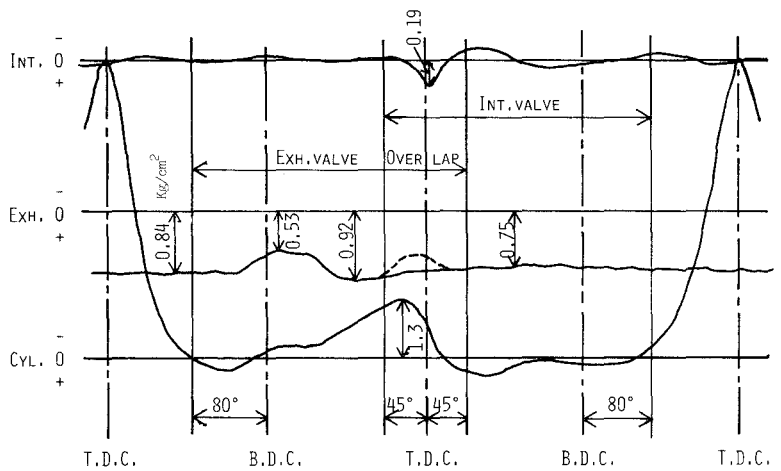

Fig. 6 P-θ indicator diagram (d_e=O, $d_s=D_s$, 3000 rpm).
(Exhaust manifold brake mean pressure value is maximum)

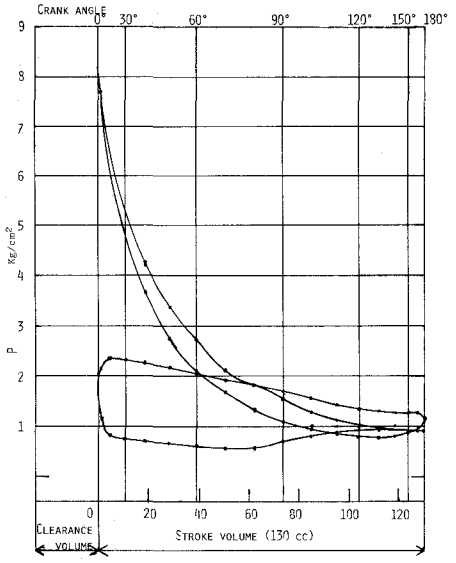

Fig. 7 Pressure-Volume diagram of exhaust manifold brake

図・9に示すような理想サイクルを想定し，排気マニフォルド・ブレーキ仕事を算出すると 329.8 Kg・cm (P_b=2.54 Kg/cm²) となる。これに対して，実験値の最大値(N= 2000 rpm, d_e= 0 の場合)は 205.0 Kg・cm (P_b= 1.58 Kg/cm²) で前者の約 62.2%に相当する。しかし，実験値 (d_e= 0 の場合) は d_e= D_e, d_s=D_s の場合のポンプ損失平均圧力の約 1.6～1.9 倍に相当し，そのときの全駆動トルクの 0.75～0.85 倍にあたる。この場合も d_e= 3 mmφ となると排気マニフォルド・ブレーキ平均圧力は低下するものの，d_e=D_e, d_s=D_s の場合と比較するとかなり大きい。

したがって排気絞り弁の密閉性をたかめることが重要であるものの，排気マニフォルドブレーキは実用性もたかく，有用であることがわかる。上述の傾向は，吸気マニフォルドを絞って (d_s= 7 mmφ)，排気マニフォルドに取り付けた絞り板の穴径(d_e)を変えた場合（図・10 参照）においても認められる。

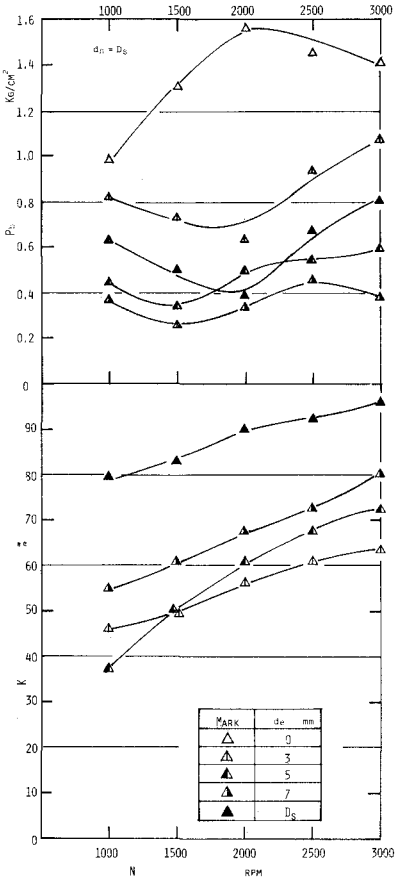

Fig. 8 Effect of exhaust manifold brake (d_s=D_s)

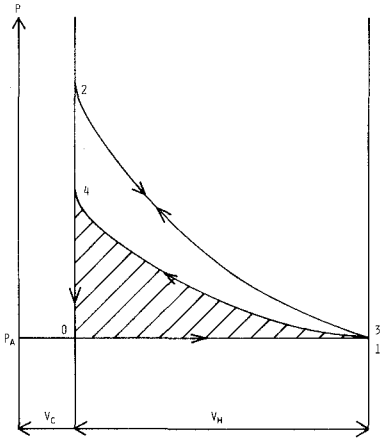

Fig. 9 Theoretical cycle on exhaust manifold brake

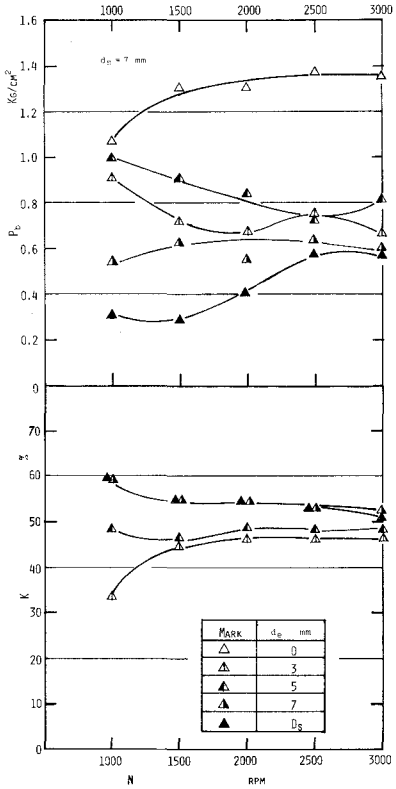

Fig. 10 Effect of exhaust manifold brake ($d_s=D_s$)

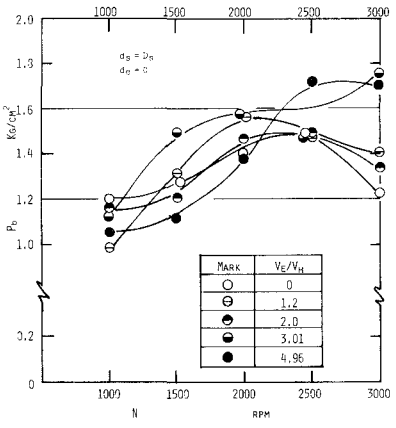

Fig.11 Effect of exhaust manifold volume ($d_s=D_s$, $d_s=0$)

また，排気絞り板の取付け位置を変えた場合（排気管内容積 V_e の変化）の実験結果を図・11に示している。実験は，$d_e=0$，$d_s=D_s$ の場合で，行程体積（$V_h=130$ cc）を基準として $V_e/V_h=0$，1.2，2.0，3.01，4.96 の5種類について行なった。この際，吸入空気量はほとんど零に近くいづれの場合も変化はないが，排気マニフォルド損失平均圧力（P_b）は低速から高速側になるにつれて順次大きくなり，低速側では V_e が大きいほど P_b の値は小さい（$V_e/V_h=1.2$ の88%程度）が，高速になると逆に V_e が大きくなるほど P_b の値は増大する（$V_e/V_h=4.96$ のとき $V_e/V_h=1.2$ の場合の45%増）。この結果から V_e の大きい方（$V_e/V_h=4\sim5$）の場合に，高速域での P_b が大きく，低速域では P_b が小さく理想的なブレーキ仕事が得られ，ブレーキ効果の増大に有用であることがわかる。

III・3　バイパス管の影響

排気マニフォルド内の未燃混合気を，吸気マニフォルドにフィードバックさせる場合（またはEGRの場合）を想定して吸気および排気マニフォルドを絞り板付連結管で連結した場合のマニフォルド・ブレーキ仕事を調べた。

この場合の圧力線図を図・12に示しているが，吸気行程時のシリンダ内圧力を低くできず，また排気行程時の圧力も次のサイクルの排気行程時まで背圧を高い状態で持続することができない。このため，排気ブレーキ損失平均圧力は図・13に示すように，バイパス穴径 $d_b=0$ の場合と比較して約0.65倍（$d_b=7$ mmϕ の場合）にまで低下することがわかる。しかし，図・4における $d_s=D_s$，$d_e=D_e$ の場合と比較すると約1.1倍程度でわずかながらマニフォルド・ブレーキの効果が認められる。なお，バイパス管に小

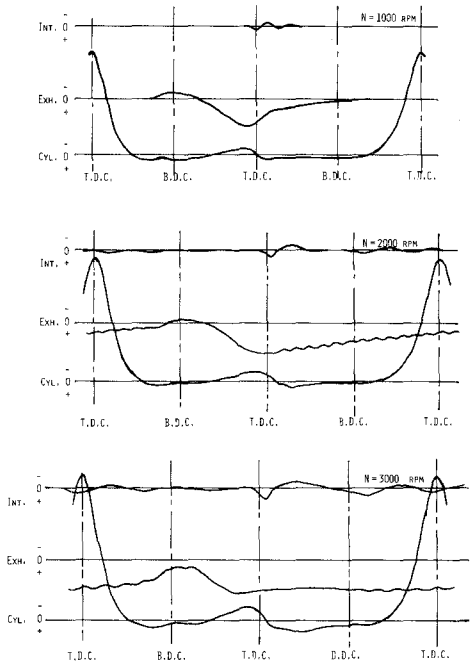

Fig. 12 P-θ diagram on bypass pipe

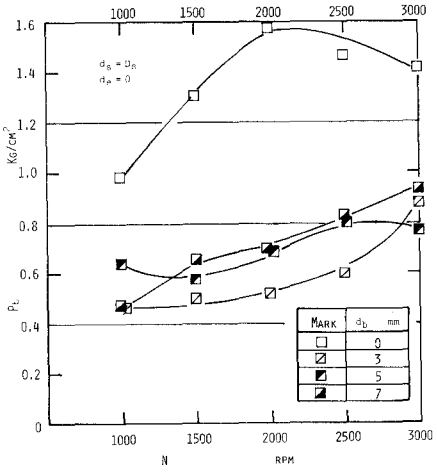

Fig. 13 Effect of EGR (d_s=D_s, d_e=0)

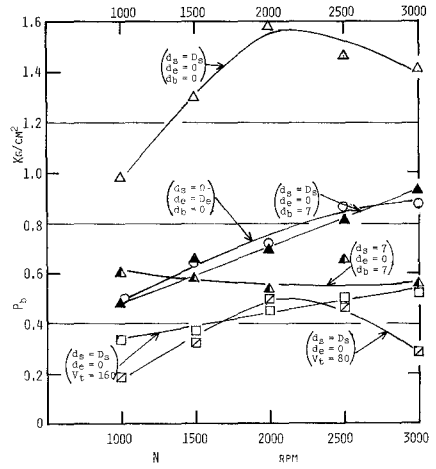

Fig. 14 Comparison of manifold characteristics with bypass pipe, added volum and exhaust manifold.

型タンク(V_t=80 cc および 160 cc)を取り付けるとマニフォルド・ブレーキ仕事はさらに減少する。いま，以上の各実験値の最適条件におけるマニフォルド損失平均圧力を比較すると図･14 のようになる。図によると，排気マニフォルド・ブレーキを用いた場合が最も効果的(P_b=1.0～1.58 Kg/cm²)であり，吸気マニフォルド・ブレーキはほとんど効果がなく，d_s=0 の場合を除いては機関本来のポンプ損失平均圧力よりもむしろ低くなっている。バイパス管や付加容器（▲, ▲, □, ▨印）は排気管内圧力を下げるため，シリンダ内圧力も下がりブレーキ仕事を低下させることがわかる。

Ⅳ. 結　　言

ブレーキ性能の向上を目的として，吸気マニフォルドまたは排気マニフォルドに絞り板を取りつけて種々の実験を行ない若干の考察を試みたが要約すると次の通りである。

i)吸気マニフォルド・ブレーキ仕事の最大値は排気マニフォルドを全開して，吸気マニフォルドを全閉にした場合に得られる。(たとえばN=1500 rpmのとき 115.0 Kg・cm (0.88 Kg/cm²) となる)。この場合の吸気マニフォルド・ブレーキ仕事は供試機関本来のポンプ仕事 ($d_s=D_s$, $d_e=D_e$ の場合) の 1.1～1.3 倍に相当する。しかし，吸気絞り弁の密封性が悪くなると ($d_s=3\,mm\phi$) 吸気マニフォルド・プレーキ仕事は低下するので実用性にとぼしい。

ii) 排気マニフォルド・ブレーキ仕事の最大値は吸気マニフォルドを全開として，排気マニフォルドを全閉にした場合に得られる (たとえばN=2000 rpmのとき 205.0 Kg・cm (平均圧力換算 1.58 Kg/cm²) となる)。この場合の排気マニフォルド・ブレーキ仕事は，供試機関本来のポンプ仕事 ($d_s=D_s$, $d_e=D_e$ の場合) の 1.6～1.9 倍に相当する。しかもこの場合排気絞り弁の密封性が悪化しても ($d_e=3\,mm\phi$) 排気マニフォルド・ブレーキ仕事の低下は比較的小さいので，実用性がたかい。また，排気絞り板の位置を変えて絞り板までの排気管容積を行程容積の4～5倍程度にすると，排気マニフォルド・ブレーキ仕事はさらに増大する。

iii) 吸気および排気マニフォルドを連結するバイパス管を取り付けて排気マニフォルド内の未燃混合気を吸気マニフォルドにフィードバックさせたり，バイパス管の途中に小型タンクを附加した場合には，マニフォルド・ブレーキ仕事は低下し，ブレーキ効果は失われる。

終りにのぞみ，本実験を担当された本学榎清技官ならびに卒業研究生岡田高一，甲賀清の諸氏に深堪なる謝意を表します。

(昭和54年5月19日受理)

参考文献

1) J. L. Koffman : Automobile Engineer, 1953-5, p218
2) 〃 Automobile Engineer, 1954-3, p98
3) W. E. Meyer : S. AE. Journal Vol.2, No.12 1956-12, p20