

報 文

エンジン摩擦損失に関する研究

東京職業訓練短期大学校 中村 哲寿

Study of Engine Friction Losses

Tetsuju Nakamura

要 約 近年、エンジンは高圧縮比、希薄燃焼などの方法による熱効率の改善やピストンの軽量化、ピストンリング数の減少、エンジンベアリングの小型化などエンジン全体のコンパクト化の傾向が進んでいると同時に、ローラリフタの装着などによる摩擦損失の低減による燃料消費率の改善が試みられている。

自動車用エンジンは多数の要素部品により構成されているため、熱効率の改善を図るには各構成要素の摩擦損失の特性を理解することが必要である。しかし、摩擦損失の測定は実際の運転状態（発火）で行なうことが望ましいが、そのような状態での測定はほとんど不可能であることなどから、これらの構成要素部品の摩擦損失測定に関する研究報告は少ない。

そこで、本研究は測定が比較的容易であり、データの再現性が良く、また各構成要素部品の摩擦損失を知ることでできるモータリング法により、ほぼ同一の行程容積で、軸受け数と動弁機構の異なる3種のエンジンを用いて摩擦損失を測定した。その結果、各構成要素部品の摩擦損失の値と特性を把握することができたと同時に、エンジン設計の指針を得た。

I まえがき

近年、地球環境保護の問題が提起され、自動車用エンジンは高出力、大排気量から低公害、省燃費化へとその開発動向は変化している。なかでも、燃料消費量の低減を行なうために高圧縮比、希薄燃焼及び摩擦損失の低減などが考えられ、研究がなされている。

しかし、高圧縮比についてはガソリンエンジンではノックの問題が発生し、これを改善する方法として、無鉛高オクタン価ガソリンの使用と点火時期遅角法が行なわれている。前者は燃料消費率の低下を招くことなく、ノックの制御効果と出力の向上が可能となることはすでに報告されている⁽¹⁾。また、後者はノックセンサによりノックの発生を感知すると同時に点火時期をノック発生直前の状態まで遅角させるもので、一般に広く用いられている。しかし、この方法は燃料消費率を悪化させる欠

点をもっている。また、希薄燃焼についてはエンジンの燃焼方式を全面的に変更しなくてはならない問題を抱えている。

一方、エンジン摩擦損失を低減させることは熱効率と機械効率の向上を図るための重要な要素となる。摩擦損失は回転速度とともに増大し、負荷に対してはほとんど変化しないので、低負荷においてはその割合が増大する。自動車用エンジンは一般走行において低負荷で使用する場合がほとんどであるので、摩擦損失の低減は燃料消費量の低減と熱効率の改善に寄与する。また、エンジンの開発にあたり、摩擦平均有効圧の値を知ることは必要不可欠である。しかし、これに関する研究はエンジンの個々の構成要素を対象としているため、エンジン全体としての摩擦平均有効圧を取り扱った例は非常に少ない。また、摩擦損失の測定は実際の運転条件（発火状態）が望ましいが、實際上、困難であるため、構成要素

表1 エンジン諸元

Engine	4-Stroke Cycle SUBARU EA71	4-stroke Cycle NISSAN L16	4-Stroke Cycle HONDA EF
Cooling System	Water	Water	Water
Cylinder Bore × Stroke	92.0 × 60.0 mm	83.0 × 73.7 mm	74.0 × 93.0 mm
Displacement Volume	1595 mL	1595 mL	1599 mL
Compression Ratio	9.0 : 1	8.5 : 1	8.0 : 1
Valve Arrangement	OHV	OHC	OHC
Rated Output	64.0 kW / 5600 rpm (87 PS)	73.5 kW / 6000 rpm (100 PS)	58.8 kW / 5300 rpm (80 PS)
Rated Torque	120 N · m / 3600 rpm (12.3 kgf · m)	132 N · m / 4000 rpm (13.5 kgf · m)	120 N · m / 3000 rpm (12.3 kgf · m)
Inlet Valve (Opened)	20 deg btdc	12 deg btdc	7 deg btdc
(Closed)	60 deg abdc	48 deg abdc	64 deg abdc
Exhaust Valve (Opened)	60 deg bbdc	54 deg bbdc	63 deg bbdc
(Closed)	20 deg atdc	14 deg atdc	14 deg atdc

ごとにモータリング法で摩擦損失の値を求めた。また、エンジンの吸気弁開度が全開の場合は、指圧線図から求めた摩擦平均有効圧力とモータリング法で求めた値とはほぼ等しいことが報告されている²⁾ことに着目して、エンジンの全摩擦損失を測定、比較した。その結果、各部の摩擦損失の値と特性について把握することができたので報告する。

II 実験装置及び実験方法

供試エンジンの諸元を表1に示す。行程容積がほぼ同一で、軸受け数と動弁機構の異なるエンジンを選択した。EA71は軸受けは3ベアリング式、動弁機構はOHV式。L16は5ベアリング、OHC式。EFは5ベアリング、OHC式である。

実験装置の概要を図1に示す。摩擦損失馬力は可変速モーターの側面より取り出したアームに取り付けたロードセルとデジタルメータにより測定した。

回転速度は動力計に取り付けた歯数60の歯車と回転検出器によりデジタル回転計により測定した。油温はオイルパン内にサーミスタセンサを挿入し、デジタル温度計にて測定した。キャブレタを取り付けた場合のマニホールド負圧はスロットル開度調整器により制御し、デジタル圧力計にて測定した。オイルポンプの駆動損失はオイルポンプの作動を止め、オイルパン底部より取り出したエンジンオイルをギャポンプとモーターにより外部から強制潤滑し、オイルフィルター部に再循環した場合と、オイルポンプを駆動した時の損失の差から求めた。

実験は可変速モーターによりエンジンを駆動するモータリング法とし、各回転速度毎のレシオ荷重を測定し

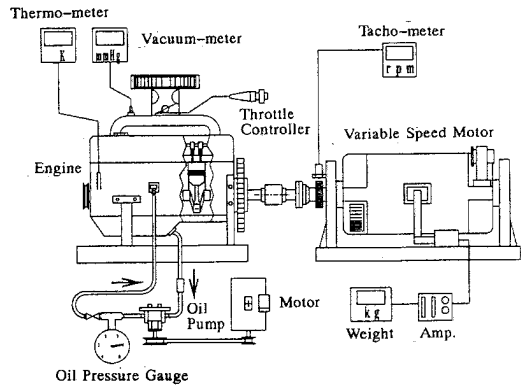


図1 実験装置概要

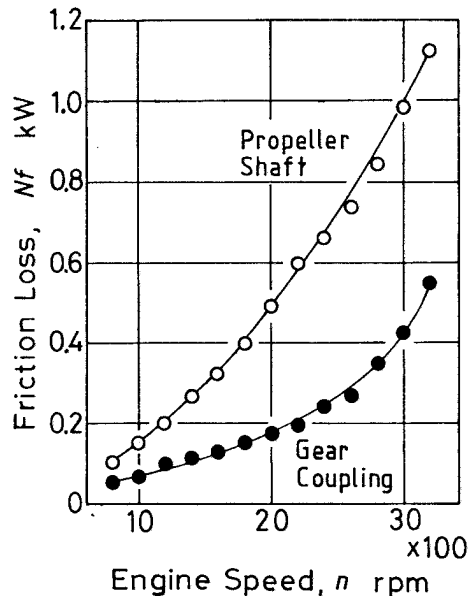


図2 継手損失動力の比較

た。回転速度は3,200rpmから800rpmまで200rpm毎に変化させた。

図2は図1中のエンジンと可変速モーターを接続する継手の損失を比較したものである。摩擦損失を測定するのに各部の構成要素の損失が小さい場合を考慮して、出来るだけ継手損失の小さいことが望ましい。そこで、両者を比較した結果、ギヤカップリングはプロペラシャフトの約半分の損失である。これはギヤカップリングの平行変位と角度変位が小さく、慣性質量が小さいことによるためである。このことからエンジンと可変速モーターはギヤカップリングで接続することとした。

図3は全装備状態、スロットルバルブ全閉時における油温と摩擦損失動力の関係を各回転速度について示したものである。摩擦損失は回転速度と油温による影響が大きく、高回転速度ほど損失は大きくなる。また、油温については低温では各回転速度において損失は大きくなるが、高温になるにつれて損失は小さくなり、エンジンの暖機状態である油温80℃以上ではほぼ一定の値となる。そこで、各摩擦損失の測定温度は90℃とした。

図4はエンジン構成要素を付加した場合の摩擦損失動力の測定順序を示したものである。

(a) はクランクシャフトとカムシャフトのみを駆動した場合の軸受けの駆動損失動力である。この場合、オイルポンプは装着せず、エンジン外部からギヤポンプを用いて強制潤滑(油圧=392kPa)した。

(b) は(a)の状態にオイルポンプを装着させた場合で、オイルポンプ(補機に属す)の駆動損失動力を知ることができる。

(c) はさらにバルブとロッカーアームを装着させた場合で、動弁系の駆動損失動力を知ることができる。OHV式においてはプッシュロッドを介してロッカーアームを駆動し、OHC式はカムシャフトにより直接ロッカーアームを駆動した。

(d) ここまではピストン未装着での損失動力の測定であったが、(d)において、動弁系を取り外し、ピストンとコネクティングロッドを装備して、ピストンの摺動損失動力を測定した。

(e) 再度、動弁系を取り付け、吸気から排気に至る空気の流動損失動力を測定した。

(f) (e)の状態に吸・排気マニホールドとマフラーを取り付け、管路の損失動力を求めた。

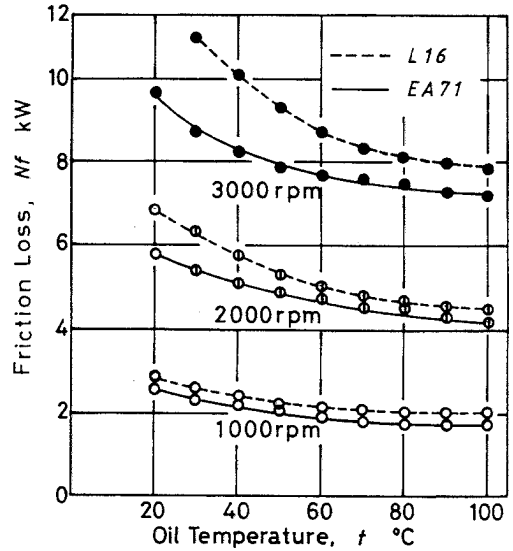


図3 油温と摩擦損失動力の比較

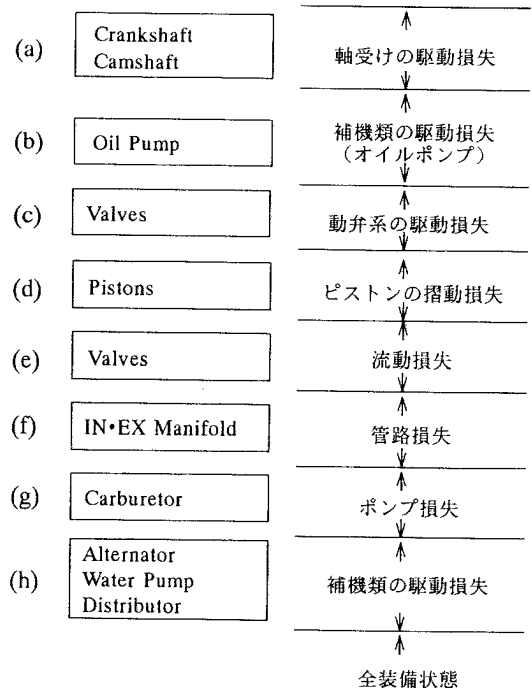


図4 構成要素と摩擦損失動力の測定順序

(g) キャブレータを装着させた場合で、ポンプ損失動力を求めることができる。この場合、スロットル開度は全開、全閉及びマニホールド負圧200mmHg、400mmHgと変化させて測定した。

(h) はウォーターポンプ、オルタネータ及びデストリ

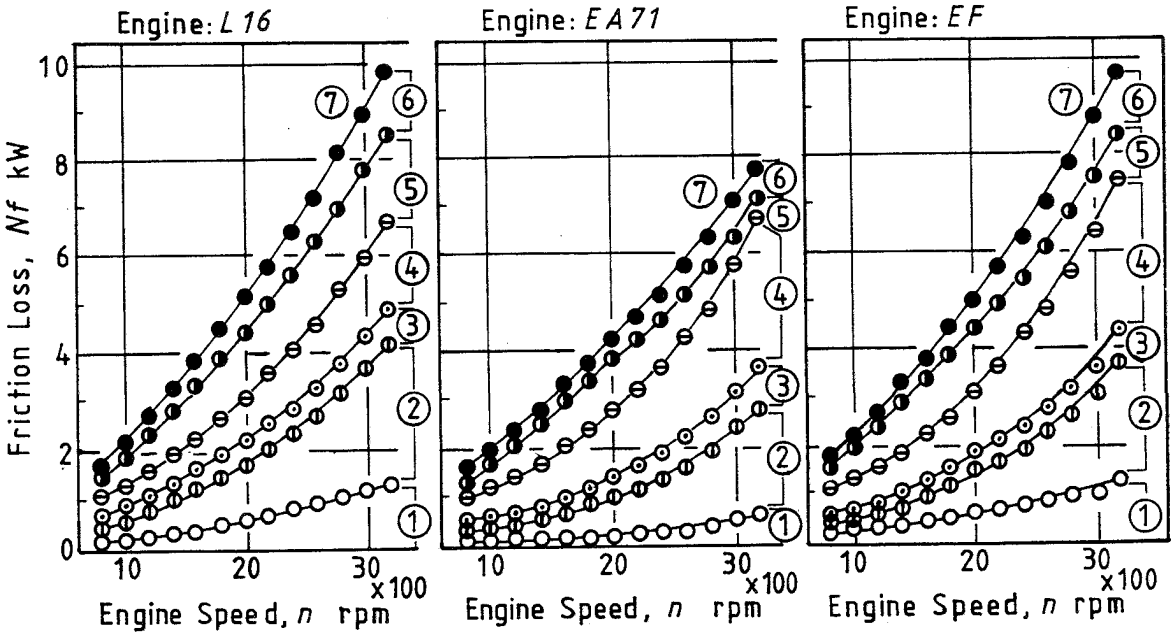


図5 各エンジンの全摩擦損失動力の比較

ビュータを装着させて、全装備状態とした場合であり、補機類の駆動損失動力を求めることができる。

Ⅲ 実験結果及び考察

図5は3種のエンジンの回転速度と摩擦損失動力の関係を各損失ごとに示したものである。①は軸受けの駆動損失である。②はピストンの摺動損失である。③は動弁系の駆動損失である。④は吸・排気作用における抵抗と管路損失を合計した吸・排気系の流動損失である。⑤はキャブレタのポンプ損失である。⑥は補機類の駆動損失で、⑦の損失動力は全装備、スロットルバルブ全閉時の状態を表わしている。

摩擦損失は回転速度とともに増大する傾向にあり、増大傾向は同じ計算式により算出する正味出力とは異なる傾向を示している。また、損失の中ではピストンの摺動損失②と吸・排気系の流動損失④が大きい。前者はピストンのすべり面が大きく、相対速度が高いことによる。また後者は吸・排気を行なった場合のバルブにおける抵抗が大きいことによるものと思われる。その他の損失には余り大きな差はない。各エンジンの全装備状態での損失を比較するとL16とEFはほぼ同じ値で、約9.9kWであるが、EA71は7.7kWであり、両者の差は約20%である。これは構成要素から見れば、軸受けの数と動弁機構が異

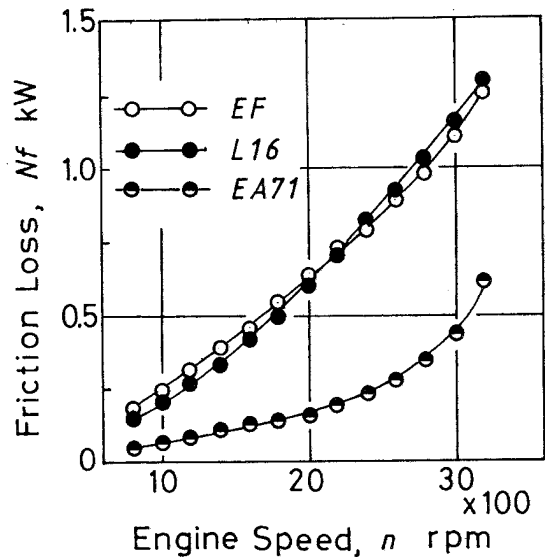


図6 軸受けの損失動力の比較

なることによるものと考えられるがエンジンにおいては不確定な要素が多いため種々の損失が複雑に影響を及ぼしていることにもよるものと思われる。

図6はクランクシャフト、カムシャフトの軸受けの駆動損失を示す。EFとL16は軸受けが5ペアリングであり、EA71は3ペアリングである。5ペアリング式では両者ともほぼ同じ値であるが、3ペアリング式と比較

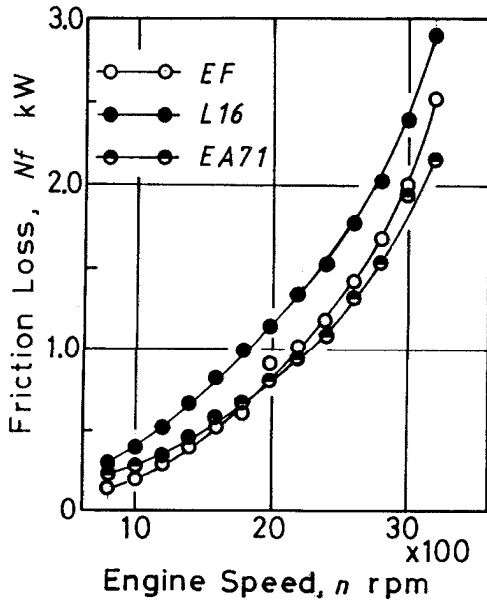


図7 ピストンの摺動損失動力の比較

すると軸受けの数による影響が著しく表われている。3,200rpmにおいては約2倍であるが、2,000rpmでは約3倍となる。軸受けの数を減らすことは摩擦損失の面からは有効であるが、その他の振動と剛性の点から考えた場合、望ましい方法でないため現在では5ベアリングが主流となっている。

図7はピストンの摺動損失動力を示している。この損失は全損失のなかで大きな割合を占めているため重要な低減構成要素である。EFとEA71はほぼ同じであるが、L16は全ての回転速度域で大きく、3,200rpmで比較した場合、L16とEA71では0.8kWの差がある。摩擦損失動力 N_f はピストンストローク S とシリンダボア径 B による影響が考えられ、 $N_f \propto \sqrt{S/B}$ の関係がある⁽³⁾ことから、これをボア・ストローク比が1.0以下の場合について整理した結果、EA71は0.084、L16は0.103であり、摩擦損失はL16の方が大きくなる。すなわち同一の行程容積においてボア径が大きければストロークは小さくなり、式よりボア径に反比例することにより、数値は小さくなり、摩擦損失は小さくなることが分かる。しかし、ボア・ストローク比が1.0以上のEFの場合にはこの傾向はあてはまらず、ピストンのすべり面が小さいことにより摩擦損失は減少し、EA71とほぼ同じとなり、3200rpmでは両者の中間値を示した。

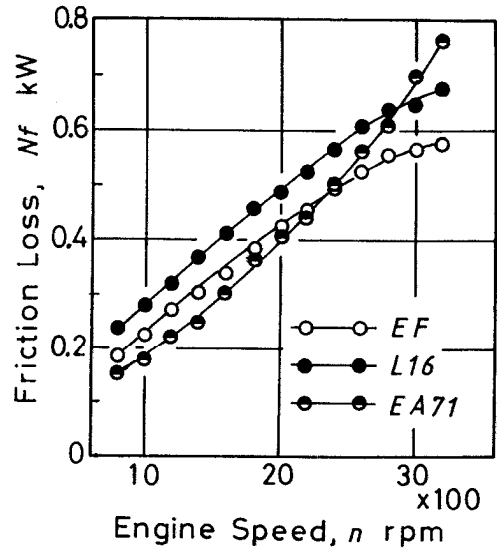


図8 動弁系の駆動損失動力の比較

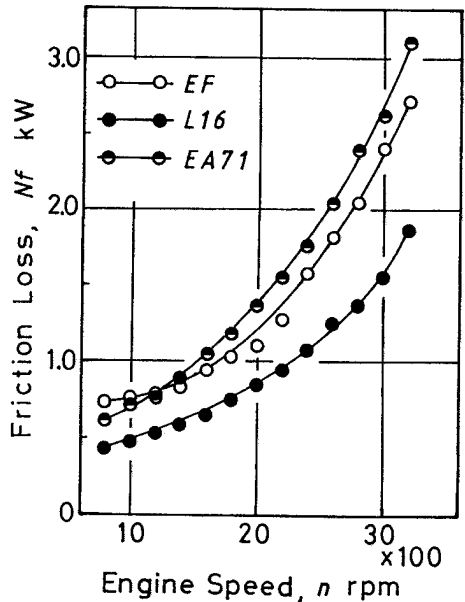


図9 吸・排気系の流動損失動力の比較

図8は動弁系の駆動損失動力を示す。動弁機構がEFとL16はOHC式であるのに対して、EA71はOHV式である。このことから動弁機構の違いによる特性が明らかに表われている。OHC式は低速から2,200rpmまではOHV式より損失は大きい、それ以上ではOHV式の方が大きくなる。これはOHV式がプッシュロッド、

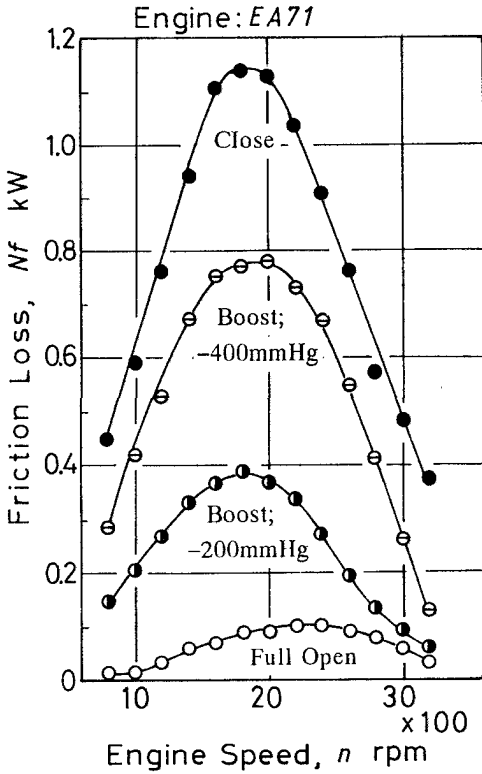


図10 各スロットルバルブ開度におけるポンプ損失動力の比較

ロッカーアーム及びバルブの等価慣性質量がOHC式に比べ大きいためである。またOHC式は等価慣性質量が小さいにもかかわらず、剛性と固有振動数が高いことにより、高回転速度域において効果の出ることが分かる⁴⁾。また、同じOHC式においても差が出ているのはスプリング張力によるものと思われる。最近の動弁機構の発展段階を考えれば、自動車用エンジンにOHC式が採用されることは摩擦損失と高速性能の面から考えても有効であることが理解できる。

図9は吸・排気系の流動損失動力を示す。この損失は3,200rpmにおいてEA71は3.1kWであり、これは全装備(全閉時)状態の約40%となり、L16は1.86kWで、全体の約18%である。このように、流動損失は摩擦損失全体の中でも大きな割合であることが分かる。また、この流動損失はバルブを駆動することにより発生する吸・排気抵抗がほとんどであり、マニホールドによる管路損失はEA71は0.8kW、L16は0.5kWであり、これらは全体の約1/4である。特にEA71の損失が大きいのは、水平対向エンジンであるためにバルブ部における圧力損失

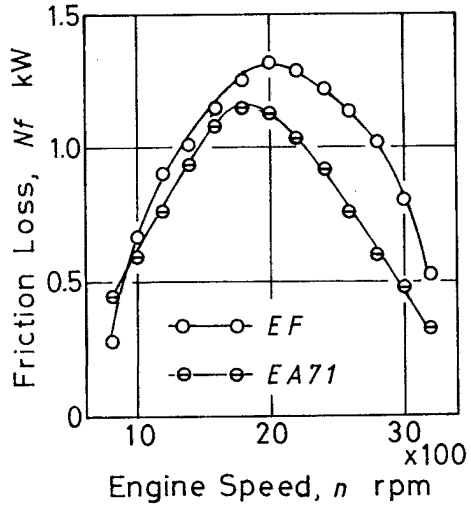


図11 ポンプ損失動力の比較

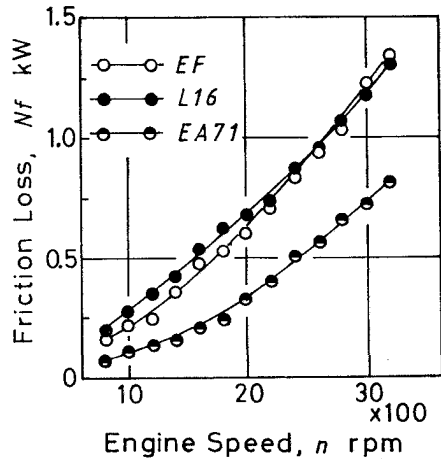


図12 補機類の駆動損失動力の比較

が大きいことによるものと思われる。同様に、EFの損失が大きいのはCVCCエンジンであり、副燃焼室付きのため副室における絞り損失によるものと思われる。

図10はキャブレータの各スロットルバルブ開度におけるポンプ損失動力を示す。吸気絞りの状態である全閉状態(●印)が最大となり、マニホールド負圧が小さくなるにつれて損失は少なくなる。また、どの開度においても回転速度が1800rpm付近においてほぼ最大となり、高速域になるにつれて減少している。このことにより1,800rpmにおけるスロットル開度による影響は全閉時を基準にすれば、全閉時とでは約1kWの差となり、

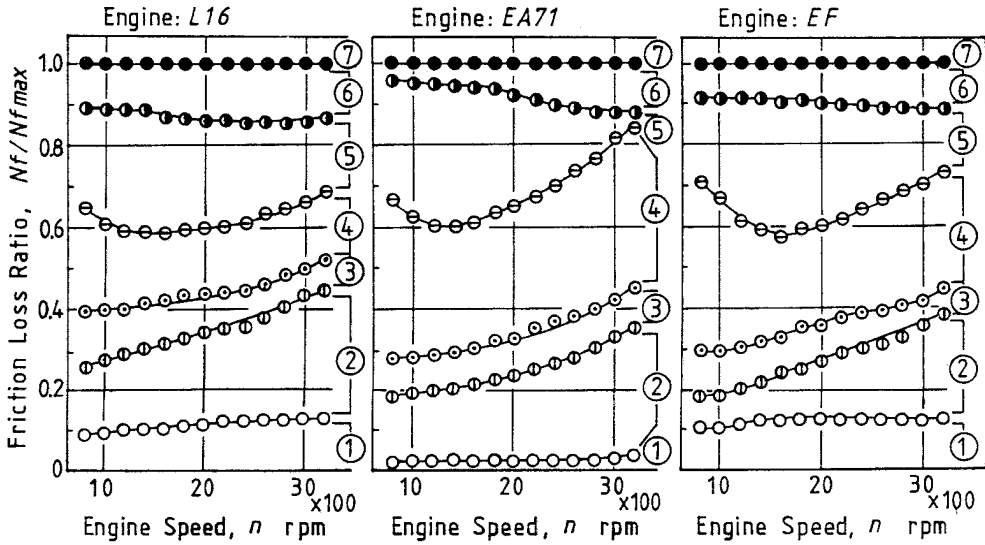


図13 各エンジンの摩擦損失の割合

-400mmHg、-200mmHg ではそれぞれ0.7 kW、0.3kWの差となる。これはスロットルバルブの開度がポンプ損失の低減を図るうえで重要な要素であることが分かる。また、自動車用4サイクルガソリンエンジンが低負荷、低回転速度で使用される頻度の多いことを考えれば、ポンプ損失の増大は避けられないことであり、この領域における改善を図るにはスロットル開度をできるだけ全開に近い状態で使用するようなエンジンが有利であることが分かる。

図11は動弁機構の異なるエンジンを用いて、全閉時のポンプ損失動力を比較したものである。このことからOHV式、OHC式もキャブレタにおけるポンプ損失は同様の特性があることが分かり、ほぼ1,800 ~ 2,000 rpmにおいてポンプ損失は最大となる。

図12は補機類の駆動損失動力を示す。オイルポンプ、ウォータポンプ、オルタネータ及びデストリビュータを駆動させた場合であるが、同じ補機類でも2,000rpm以上では0.3 ~ 0.5kWの差があり、摩擦損失を減少させることを考えれば、設計上、各部品をのサイズを考慮する必要がある。

図13は各エンジンの全装備（全閉時）状態の各回転速度における摩擦損失を基準とした場合の図5における各損失の割合を示す。①の軸受けの損失はL16、EFとも10%であるが、EA71は約4%であり、3ベアリング式の小さいことが分かる。②のピストンの摺動損失は回

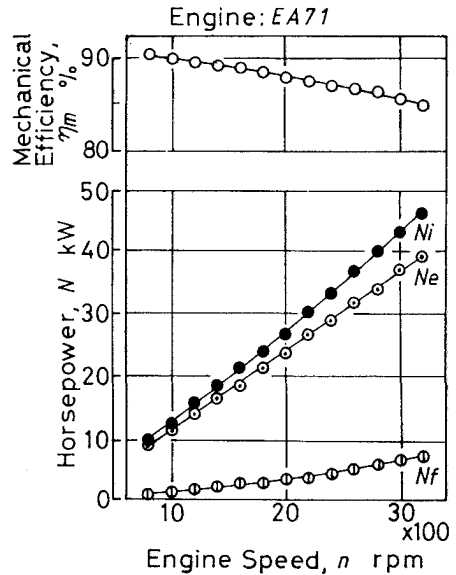


図14 摩擦損失Nf 正味出力Ne 図示出力Ni 及び機械効率 η_m の関係

転速度とともに増大し、3,200rpmにおいてはそれぞれのエンジンにおいて約30%となり、全損失の1/3を占めている。このことから最近のエンジン開発においてはピストンリング本数の削減とリング厚さの低減により摩擦損失の低減を図っていることが報告されている⁽⁵⁾⁽⁶⁾。④の吸・排気系の流動損失はエンジンにより差はあるが、傾向はほぼ同じである。この損失が最大であるEA71は全体の約40%であり、EFは約30%、最小のL16では約20

%となり、全体にその割合は大きい。⑤のポンプ損失は低回転速度域の1,800rpm付近において最大となり、約30%を占めている。また、この損失は高回転速度域に向かうほど小さくなり、図11に示した傾向がそれぞれのエンジンにも当てはまることが分かる。③の動弁系の駆動損失と⑥の補機類の駆動損失は各エンジンにおいて約10~15%であり、全回転速度域にわたりほぼ同一である。このことからエンジンの開発において改善可能な領域と考えられるのは軸受けの損失、ピストンの摺動損失、吸・排気系における流動損失及びポンプ損失であることが分かる。

図14はモータリング法により測定した摩擦損失 N_f 、性能曲線から求めた正味出力 N_e 、 N_f と N_e の和である図示出力 N_i 及び機械効率 η_m を示す。この場合、ガソリンエンジンの機械効率は約85%であり、これは経験的な数値の範囲内であることから、モータリング法により測定した場合でも支障がないことが分かる。

IV まとめ

4サイクルガソリンエンジンにおいて、ほぼ同一行程容積で、軸受け数と動弁機構の異なるエンジンを用いて、モータリング法によりエンジンの構成部品を装着して各摩擦損失を測定した結果、次のことが明らかになった。

(1) 摩擦損失馬力は回転速度とともに増大する。全装備(全閉時)状態、3,200rpmにおいて最大で約9.6kWであり、少ない場合は約7.7kWである。

(2) 摩擦損失の構成部品で大きな割合を占めているのはピストンの摺動損失、吸・排気系の流動損失及びポンプ損失である。その他のバルブの駆動損失と補機類の駆動損失はそれぞれ約10%である。

(3) 軸受けの損失は軸受けの数による影響が大きく、5ベアリング式では約1kWであり、全体の約10%である。3ベアリング式は5ベアリング式に比べ、約1/2以下である。

(4) 動弁機構のOHV式とOHC式の駆動損失は、低回転速度域ではOHC式の方がOHV式より損失は大きい。しかし、高回転速度域において等価慣性質量の影響が表われ、OHV式の方がOHC式より大きくなる。

(5) ポンプ損失は低回転速度域において最大となり、全体の約30%であるが、高回転速度域になるにつれて減少する。そこで、この領域でのスロットル開度を大きくすれば熱効率の改善が期待することができる。

(6) ピストンの摺動損失は約2~3kWであり、全体の約30%である。

(7) 吸・排気系における流動損失は約2~3kWであり、全体の約20~40%である。

最後に本研究に対して協力いただいた当時の学生、自動車科 第13期 桶田佳嗣、飯島和夫、第14期 小熊清隆、平川清彦の各氏に感謝いたします。

[参考文献]

- (1) 中村哲寿：“ガソリンエンジンのノック制御”，雇用促進事業団 報文誌，Vol.1，No.1(1988)，p.81~86.
- (2) I.Fujii, S.Yagi, H.Sono and H.Kamiya：“Total Engine Friction in Four Stroke S.I.Motorcycle Engine”，SAE Paper No.880268.
- (3) 園，八木，石橋：“4サイクルガソリンエンジンの全機関損失と主要諸元の関係”，第8回内燃機関合同シンポジウム講演論文集，(1990.1)，p.375~380.
- (4) 古浜庄一著：“内燃機関工学”，産業図書(1977)，p.110.
- (5) 吉田秀樹：“ピストンリングの摩擦と摩耗”，自動車のトライボロジ先端技術シンポジウム講演論文集，(1990.3)，p.34~41.
- (6) 前田，二宮：内燃機関，Vol.29，No.372(1990.10)，p.63~70.