

# 農用機関の燃焼ガス漏洩に関する実験的研究 (第3報)

中 馬 豊

## Experimental Studies on the Gas Leakage of Farm Engines (III)

Yutaka CHUMA

(Laboratory of Agricultural Machinery)

### I 前 言

さきに4サイクル機関の燃焼ガス漏洩に関する実験結果を報告したが<sup>1)2)</sup>,ここに2サイクル機関における燃焼ガス漏洩と機関性能,並びに4サイクルディーゼル機関の漏洩に伴う各部温度,燃費率等の経時変化について報告する.

### II 実 験 方 法

#### (1) 実 験 機 関

Table 1. Details of engines

	Air-cooled 2cycle gasoline engine (Tohatsu T 56 DG)	Water-cooled 4 cycle diesel engine (Yanmar K3)
Nominal H. P.	3.0 H. P. (3600 r.p.m.)	4.0 H. P. (1200 r.p.m.)
Bore×Stroke	56×50 mm	80×115 mm
Stroke volume	123 cc	577.7 cc
Compression ratio	7.3	20.27
Lubrication	Fuel : Mobile=15 : 1	
Scavenging type	Schnule	

#### (2) 2サイクル機関の燃焼ガス漏洩孔

シリンダヘッド上の減圧コックの通気孔を封じた後,更めて 1.0, 1.5, 2.0 mm $\phi$  のガス漏洩孔を穿つた.

運転に際してはコックを閉じたまま始動を開始し,運転状態の安定を待つてコックを開き所要の漏洩孔とした.

#### (3) 負荷調整は直流発電機にニクロム,電球の抵抗を加減して行つた<sup>3)</sup>.

温度測定は熱電対測温計 (Fe—Con. 素線) によつた.

以上の装置により,各種漏洩孔を用いて 2400, 2800, 3200 r. p. m. 毎に各部分負荷に対して燃料消費量,プラグ座温,排気温度等を測定した.

#### (4) ディーゼル機関に関するもの

ヤンマーK3機関を用い,インジケータ挿入孔に二重ボルトを取つけ,内側ボルトの中心に 0, 1.0, 1.5, 2.0 mm の漏洩孔を穿つた.

漏洩発生時におけるホッパー水温,燃費量,排気ガス温度等の経時変化の様を仔細に観察した.

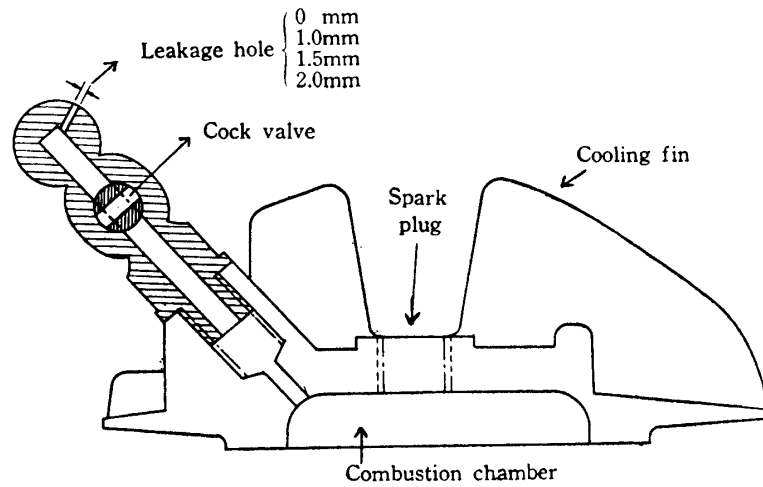


Fig. 1. Leakage hole fitted in the cylinder head (air cooled 2 cycle gasoline engine)

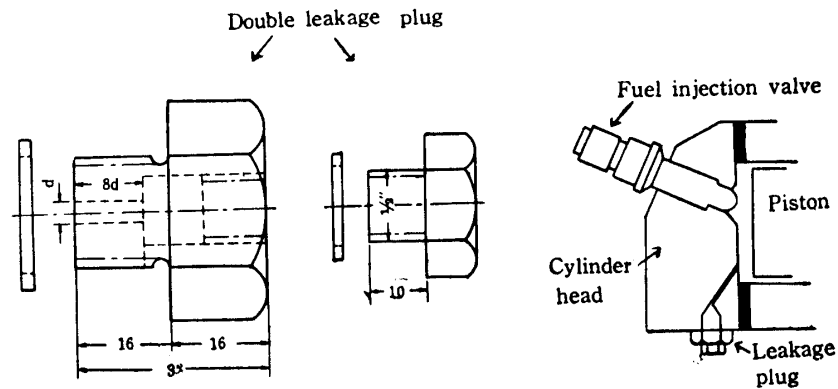


Fig. 2. Leakage plug fitted in the cylinder head (water-cooled 4 cycle diesel engine)

これらの値を、無漏洩、各部分負荷のときにおけるホッパ昇温と比較検討した。  
 負荷装置その他は(1)~(3)項に準ずる。

使用燃料はスタンダード製品とし、2サイクル機関ではガソリン対モビール 15:1, デイゼル機  
 関ではヤンマー油を用いた。

#### (5) 項 目

空冷2サイクル機関については

- ① 漏洩孔の大小による燃料消費量の変化
- ② 漏洩時の最大出力
- ③ 一定燃費量における漏洩面積と最大出力
- ④ 漏洩面積と燃料消費損失量
- ⑤ 漏洩時の座温, 排気ガス温度

水冷4サイクルデイゼル機関については

- ① 運転経過に伴うホッパ水温の変化
  - i) 漏洩孔を変えたとき
  - ii) 負荷を変えたとき
- ② 運転経過時間に伴う燃費量の変化
  - i) 漏洩孔を変えたとき

- ii) 負荷を変えたとき
- ③ 運転経過時間に伴う排気ガス温の変化
  - i) 漏洩孔を変えたとき
  - ii) 負荷を変えたとき

### III 実験結果並びに考察

#### 空冷2サイクルガソリン機関に関するもの

##### (1) 漏洩孔の大小と燃料消費量の変化

Fig. 3はガス漏洩時における各負荷と燃料消費量の関係を, Fig. 4はこれを燃費率に換算した結果である. すなわち Fig. 3よりすれば, 同一の負荷馬力に関しては燃料消費量は漏洩孔径の拡大

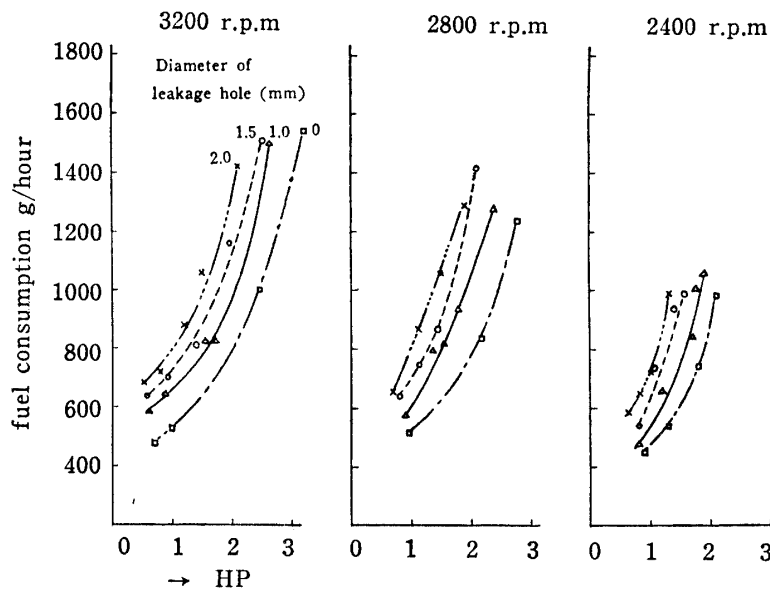


Fig. 3. The relation between the fuel consumption and the burdened load at the various sizes of leakage hole in the cylinder head.

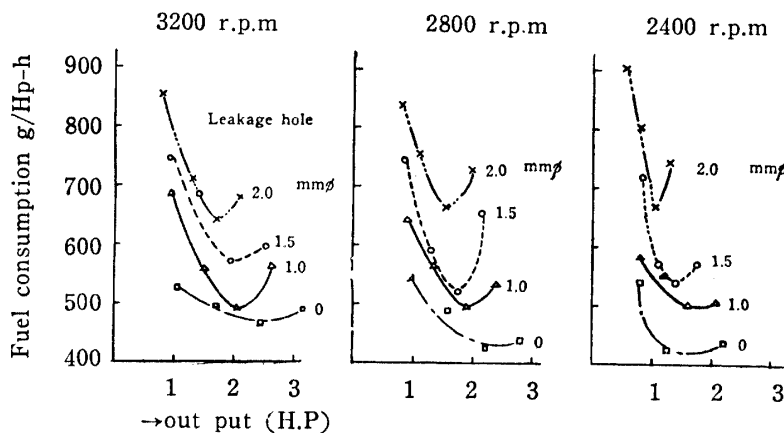


Fig. 4. The relation between the output and the fuel consumption under the various leakage.

と共に増加し, Fig. 4においては燃費率はいずれの漏洩孔においても最小点(最大熱効率を示す負荷馬力)を中心とし, その前後の負荷に対しては急激に変化する. また漏洩孔の大なるほどこの傾

向は著しい。

4 サイクル火花点火機関の場合、消費率の変化傾向はやや近似するが、<sup>1)</sup>ディーゼル機関の実験においては、<sup>2)</sup>最小燃費率を示す負荷馬力の値は漏洩孔の大小に関せずほぼ一定し、負荷変化に伴う燃費率曲線のカーブは2 サイクルに比し比較的緩やかである。

一般に2 サイクル機関におけるシユニユーレ掃気方式は設計上の変数が多く、設計も困難とされているが、同一理由に基き、漏洩孔径を変化させたときは、機関性能に敏感に影響することの表われと考えられる。

Fig. 5 は負荷別に  $d^2$  ( $d$ : 漏洩孔径) と燃費率の関係を描いたものである。すなわち、漏洩孔の如何に関せず最小燃費率は3/4 負荷の線上にあることが明らかである。

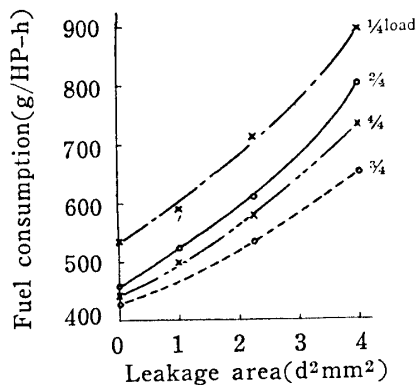


Fig. 5. Variation of fuel consumption due to the increase of leakage hole.

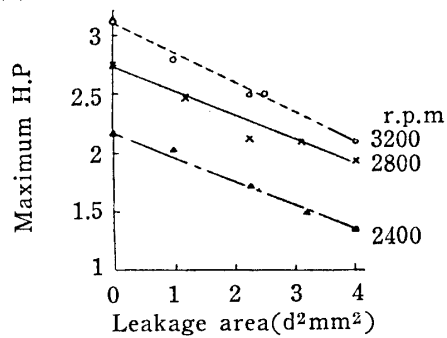


Fig. 6. The relation between the maximum HP and the cross-sectional area of the leakage hole.

(2) 漏洩時の最大出力 Fig. 6 は各種漏洩時の最大出力を各 r.p.m 毎に求めたものである。漏洩孔の大なるほど最大出力の減少するさまが明らかであり、かつ  $d^2$  と最大出力の関係は概ね直線上にのるものとみなされる。従つてこの実験結果を整理すれば次式で表わされる。

$$2400 \text{ r.p.m} : y = -0.221 x + 2.221$$

$$2800 \text{ r.p.m} : y = -0.198 x + 2.679$$

$$3200 \text{ r.p.m} : y = -0.219 x + 2.994$$

但し  $x$  は漏洩孔径  $d$  の自乗で  $1 \leq x \leq 4$ ,  $y$  は漏洩時の出馬力数を示す。

Fig. 7 は  $d^2$  と減少馬力数の関係を示した例である。減少馬力とは無漏洩時の最大出力と漏洩時の最大出力との差である。減少馬力数は漏洩孔の大なるほど大となる。

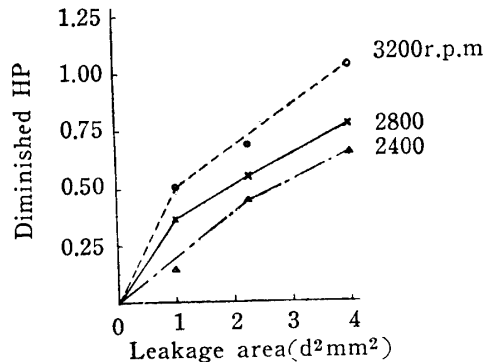


Fig. 7. The relation between the diminished HP and the cross-sectional area of the leakage hole.

(3) 一定燃費における漏洩面積と最大出力 Fig. 8 は燃料消費量 gm/hour をパラメーターとし、漏洩面積と最大出力の関係を Fig. 1 より求めたものである。図中 600 gm/hour の燃料供給時において、漏洩孔が  $2.25 \text{ mm}^2$  ( $d^2 = 1.5^2$ ) 以上のときの最大出力は推定した値であるが、およそ  $3.5 \text{ mm}^2$  ( $d^2 = 1.75^2$ ) においては出力 0, すなわち運転不能となることが判明する。

(4) 漏洩面積と燃料消費損失量 Fig. 9 は各

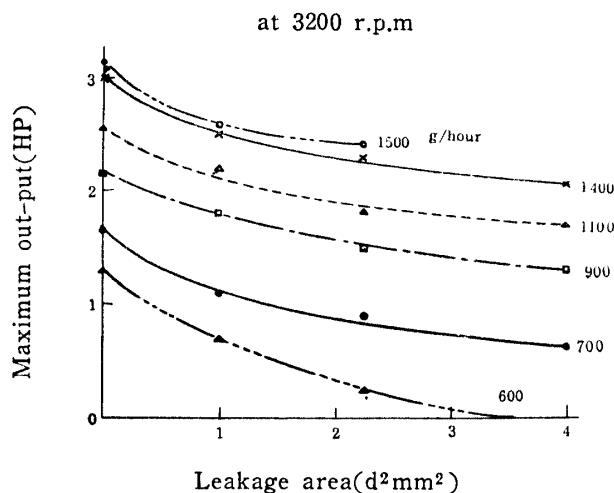


Fig. 8. The relation between the maximum HP and the leakage area at the constant fuel supply per hour.

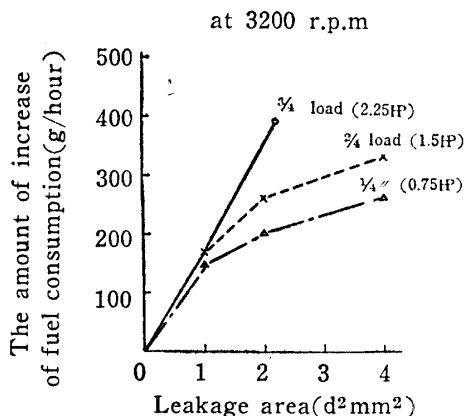


Fig. 9. The increase of fuel consumption accompanied with the leakage.

部分負荷の値に対し、漏洩面積と燃料消費増加量(損失量)の関係を求めたものである。

但し消費損失量とは無漏洩時における消費量との差である。すなわち、各部分負荷について  $d^2$  の増加と共に損失量は増大し、この傾向は重負荷側において顕著となる。

(5) 漏洩時の点火栓座および排気ガス温度  
Fig. 10 は各種漏洩状態における点火栓座、排気ガス温度の測定結果である。但し、部分負荷は夫々の漏洩孔を使用したときの最大出力を基準として算定した値を用いた。

点火栓温度は高負荷側に高く特に漏洩孔径の大なるほど高温となる。

排気ガス温度は、実態の把握が困難であつたが概ね漏洩孔径の大なるほど低下する。

この理由は、漏洩の発生に伴い燃焼室内のガス流れが激しい turbulence を起し、境界層の喪失によつて、燃焼ガスの温度は多量にシリンダ壁に伝播されるため、ガス自体は温度低下を招くものと解

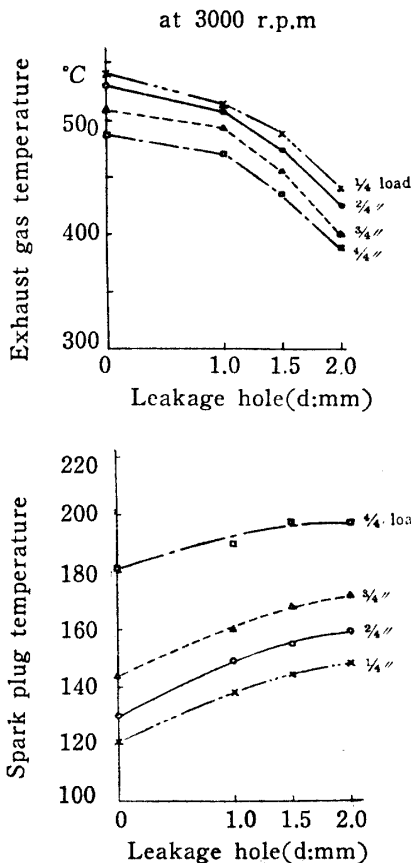


Fig. 10. Variation of exhaust-gas and spark-plug temperature due to the increase of leakage hole.

積される。

### 水冷4サイクルディーゼル機関に関するもの

(1) 運転経過に伴うホッパー水温の変化 Fig. 11 は各漏洩孔を用いたときのホッパー水温の経

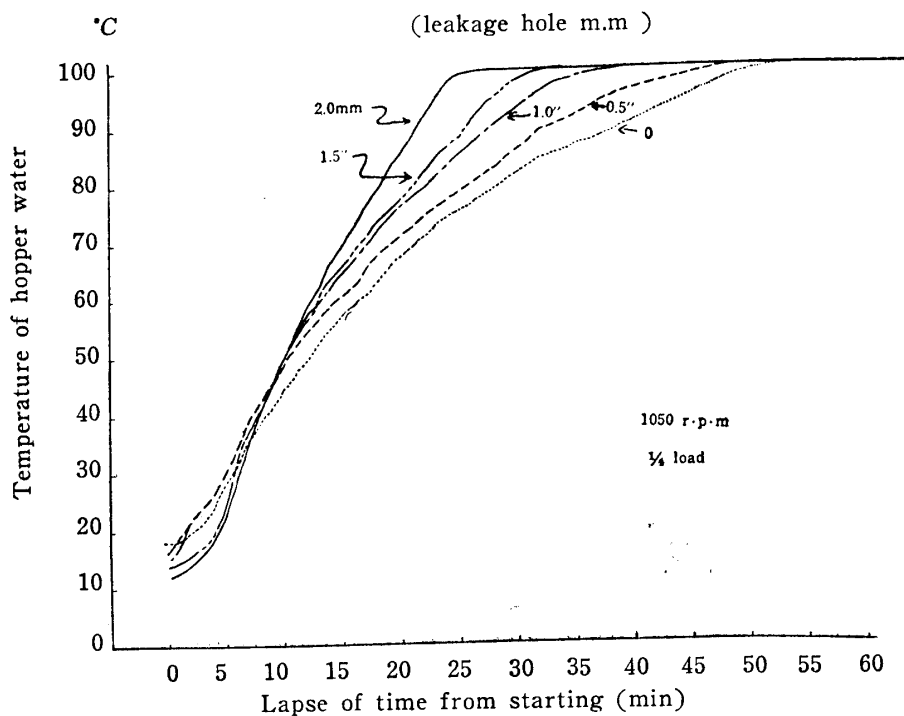


Fig.11 Variation of the temperature of hopper water corresponded to the lapse of time from starting accompanied with leakage hole in the cylinder head.

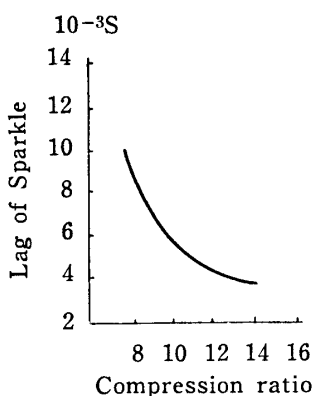


Fig. 12. The relation between the lag of sparkle and the compression ratio in diesel engine.

時変化を示す。すなわち、1050 r.p.m,  $\phi$ , 1/4 負荷の場合は始動時の 18°C から沸騰まで 47 分間を要したが、漏洩孔の拡大に伴い早期に沸点に達する。2.0 mm  $\phi$  ではわずか 25 分間である。

この理由は、 $d$  の拡大と共に圧縮漏洩が増加し、燃焼面からみれば圧縮比低下と同じ現象を来し (Fig. 12 参照)<sup>1)</sup>、着火遅れが大となり、ディーゼルノック的な傾向を誘発するか、或は前項(5)と同様に turbulence の発生に基くものと考えられる。

次に Fig. 13 は各部分負荷に対するホッパー水温の経時上昇の有様を示す。10%過負荷においてはわずか 20 分で沸点に達するが、1/4 負荷では 60 分を要する。

さて漏洩孔  $d$  の拡大と、負荷の変化がホッパー水温に及ぼす影響を比較するため Fig. 14 を求めた。

これは、両者に共通な運転条件である  $\phi$ , 1/4 負荷, 1050 r.p.m におけるホッパー水温の経時変化を Y 軸上にとり、この値に対する水温の昇降を  $\pm X$  軸方向にとつたものである。

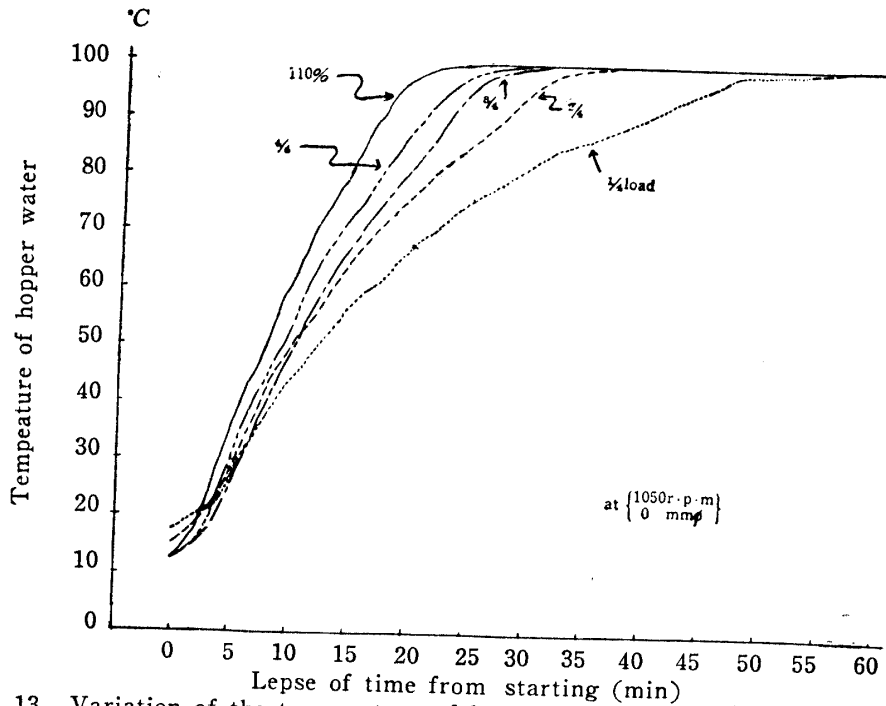


Fig. 13. Variation of the temperature of hopper water corresponded to the lapse of time from starting accompanied with the change of burdened load.

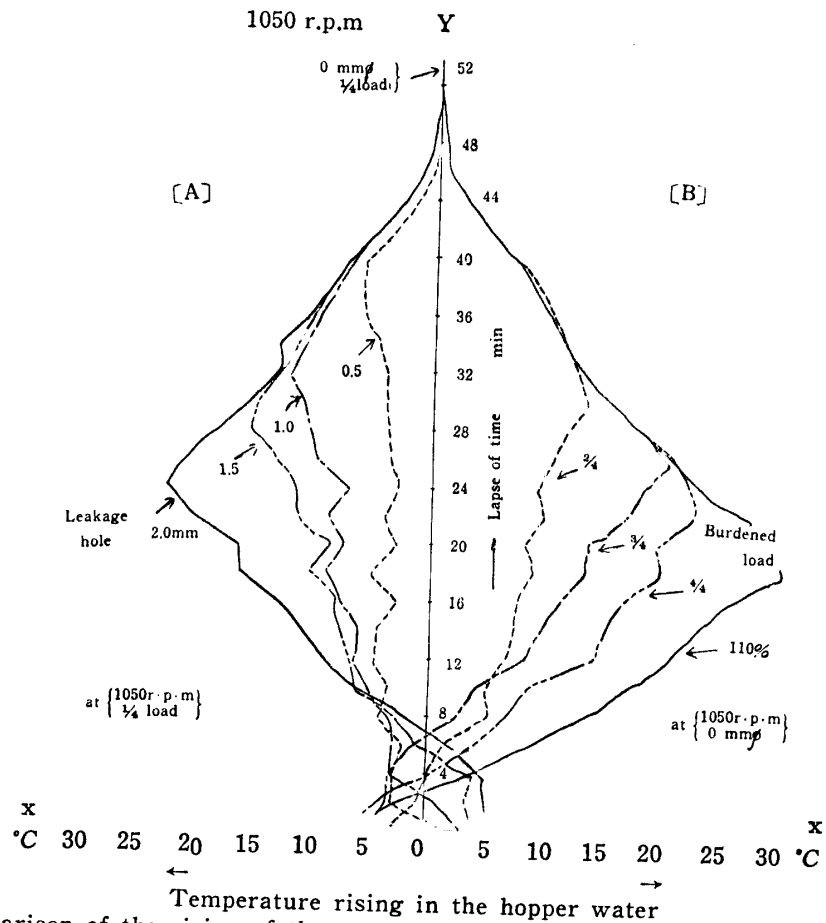


Fig. 14. Comparison of the rising of the temperature in hopper water corresponded to the lapse of time from starting accompanied with the change of leakage hole [A] and the burdened load [B].

図の〔A〕側は漏洩孔の変化による水温上昇を、〔B〕側は負荷変化によるそれを示す。運転開始時のホッパー水温は、外界条件よりして一致させえなかつたが、傾向をよく読みとることができる。

たとえば 2.0 mm φ の漏洩孔を使用すれば 0 mm φ に比べ 24 分間運転後においては 22.5°C だけ高温を示したが、その後は差が縮小し 48 分後に同一となる。また 2.0 mm φ、1/4 負荷運転は、無漏洩(0 mm φ)の 4/4 負荷運転に類似の昇温経過を示す。つまりホッパー水温の見地からすれば、2 mm 孔の漏洩は 3/4 負荷に匹敵する昇温を示す。

(2) 漏洩時における燃料消費量の経時変化 Fig 15-(1)は各漏洩時における燃費率の経時変化を示したものである。すなわち厳密には機関の温度条件の安定をみるまでは燃費率は減少するが、r.p.m.、負荷が一定のときは d の大なる程燃費率は増大し、かつ早期に安定した値に達する。

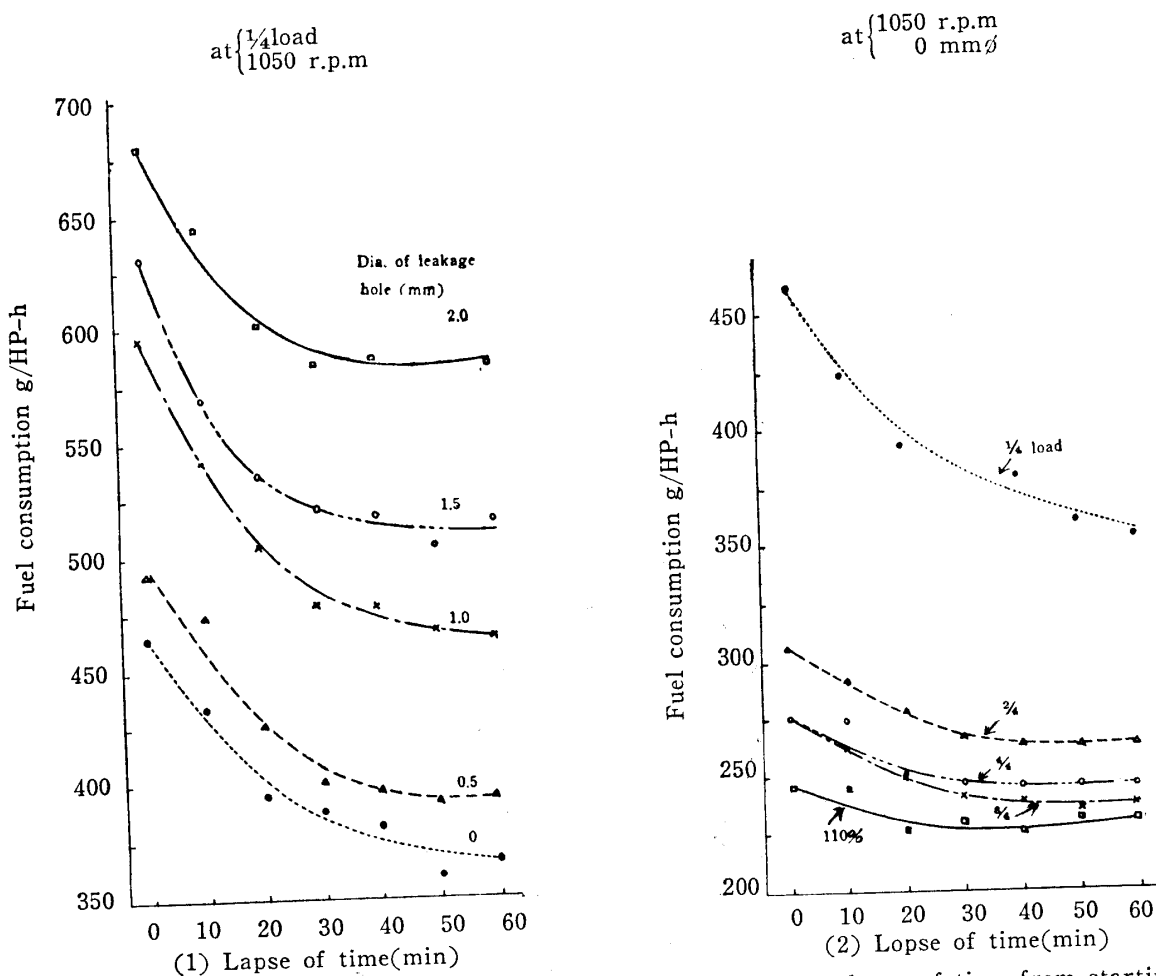


Fig. 15. Variation of fuel consumption corresponded to the lapse of time from starting due to the change of leakage area(1) and the burdened load(2).

いま Fig. 14 において 2.0 mm φ の場合は 25 分間で沸点に達したが、Fig.15 において燃費率も 25 分で安定する。換言すればホッパー水温と燃費率は関連深いことが判明する。

0 mm φ の場合もホッパー水沸騰までに 50 分を要するのに対し、燃費率も 50 分までは減少する。

その中間にある 0.5, 1.0, 1.5 mm φ の場合も夫々上述の現象に準じ、漏洩の大なるほど早期に安定した燃費率に達する。

この理由は、運転経過に伴いシリンダー温度の上昇するにつれて、各々の漏洩条件下にあつても夫



々燃料の着火性は向上し、燃焼状態良好となるため、燃費率の低下を来すものと考えられる。

Fig. 15-(2)は各負荷毎に燃費率の経時変化を示したものであるが、燃費率の安定するまでの時間は1/4の軽負荷よりも重負荷側、換言すればホッパー水の沸騰の早いほど短くなる傾向にあり、前述の事項とも関連あることが明らかである。

(3) 各漏洩孔、負荷における排気ガス温度の経時変化 Fig. 16-(1)は漏洩時における排気ガス温度の経時変化である。すなわち始動当初は高く時間の経過に伴って安定してくるが、燃費率の経時変化と関連がある。かつ漏洩孔の大なるほど排気ガスは高温となる。Fig.16-(2)は各負荷運転における排気ガス温度の経時変化であるが、やはり燃費率の変化と同じ傾向をもつ。

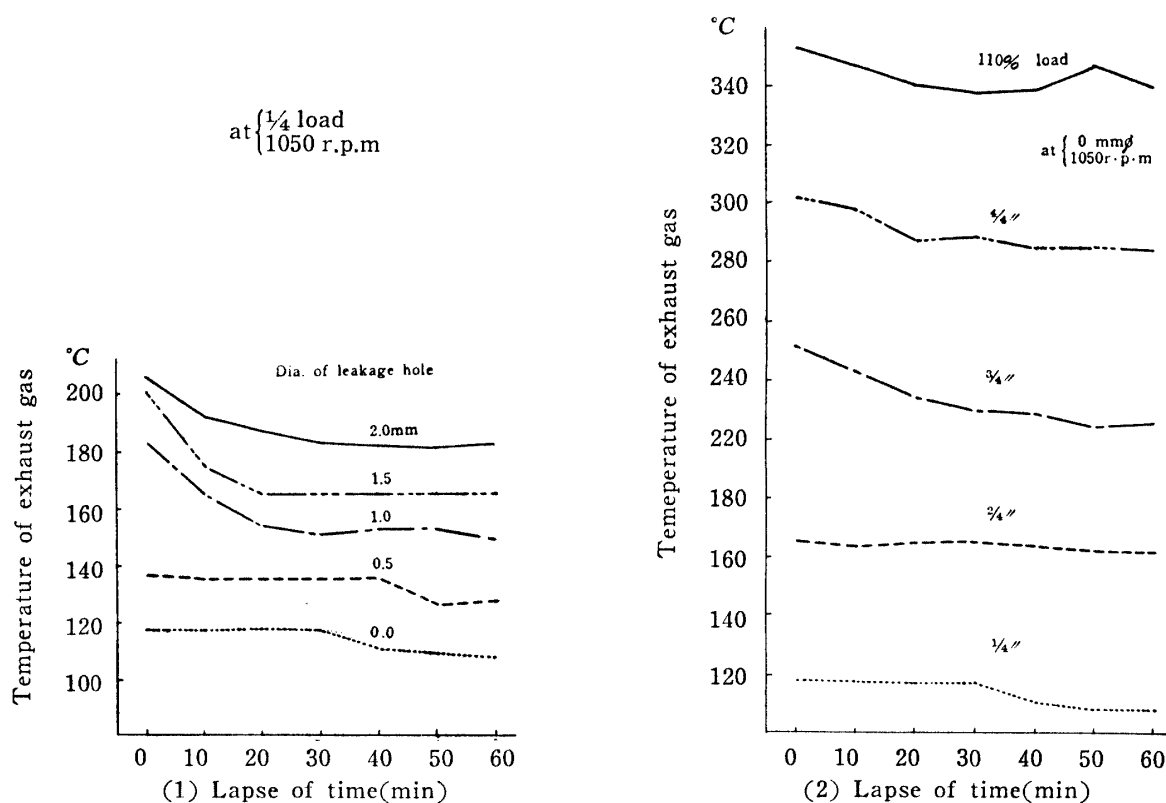


Fig. 16. Variation of the temperature of exhaust gas corresponded to the lapse of time from starting due to the change of leakage hole(1) and the burdened load(2).

#### IV 摘 要

空冷2サイクル機関につき燃焼ガス漏洩が機関性能に及ぼす影響を検討し、水冷4サイクルディーゼル機関については漏洩に伴う各部温度等の経時変化を求めた。

(A) 空冷2サイクル機関に関しては

(1) 燃料消費量は漏洩孔の拡大に伴い増加する。燃費率は最小を示す負荷の前後においては急激に増加する。最小燃費率は漏洩孔の如何に関せず3/4負荷の近くにみられる。

(2) 最大出力は漏洩孔径dの大なるほど減少し、 $d^2$ との関係は直線的となる。減少馬力数は漏洩孔の大なるほど増加する。

(3) 一定燃料消費量における漏洩面積と最大出力の関係を求めたが600 gm/hourのとき漏洩孔が $3.5 \text{ mm}^2$ に達すれば運転不能となることが判る。

(4) 燃料消費量は各部分負荷について $d^2$ と共に増大する。この傾向は重負荷側において顕著と

なる。

(5) 点火栓座温度は漏洩孔の拡大と共に上昇し、排気ガス温度は逆に低下する。

(B) 水冷4サイクルディーゼル機関については

(1) 漏洩孔と負荷を変化させたときのホッパー水温の上昇を比較した。漏洩孔および負荷の大なるほど昇温は大となる。昇温の見地から  $d=2.0\text{ mm}$  の漏洩は  $3/4$  負荷に匹敵する。

(2) 厳密には始動後燃費率は機関の温度条件が安定するまでは刻々変化(低下)するが、漏洩および負荷の増大につれて早期に安定値に達する。

(3) 排気ガス温度は漏洩、負荷の大なるほど高く、かつ早期に安定値に達する。

### 文 献

- 1) 中馬豊：農業機械学会誌 13, 1.2, p. 15, (1952).
- 2) 中馬豊：農業機械学会誌 18, 1, p. 9, (1956).
- 3) 中馬豊：鹿大農学部学術報告 5, p. 105, (1956).
- 4) 山根幸造著：ディーゼル機関の実際 p. 136.

### R é s u m é

Applying the cylinder head with various sizes of leakage-hole, the effect of the leakage of working gas upon the faculty of the air-cooled 2 cycle engine and the water-cooled 4 cycle diesel engine under various running conditions was investigated, and the following results were obtained.

[A] As for an air-cooled 2 cycle gasoline engine.

(1) The consumption of fuel increases with the enlargement of leakage hole. In comparison with the diesel engine, the remarkable variation of the thermal efficiency due to the change of load takes place.

Maximum thermal efficiency under the leakage conditions occurs at the partial load of  $3/4$ .

(2) The linear relation is found between the maximum H. P. and the cross-sectional area of the leakage hole.

(3) The engine stops under the fuel supply of 600 gm/hour, when the area of the leakage-hole attains to  $3.5\text{ mm}^2$ .

(4) The thermal efficiency accompanied with leakage decreases under every load, exceedingly near the full load.

(5) The temperature of plug-sheet rises and that of exhaust gas falls with the enlargement of leakage hole.

[B] As for a water-cooled 4 cycle diesel engine.

(1) The temperature of hopper-water rises with either the increase of leakage area or that of burdened load.

The leakage of the hole the diameter of which is  $2.0\text{ mm}$  has the same effect on the temperature rising as the partial load of  $3/4$ .

(2) Thermal efficiency increases progressively from starting until the thermal condition of cylinder becomes stable.

The thermal efficiency becomes stable more quickly with the increase of the leakage as well as the load.

(3) The temperature of exhaust gas rises higher and becomes stable more quickly when the leakage as well as the load increases.