

# “피스톤마찰에 미치는 각 인자의 영향”

## The Influence of Various Factors on Piston Friction

李 宗 泰\*·李 成 烈\*\*

Jong-Tai Lee, Seong-Yol Lee

### Abstract

There exist many kinds of frictions in internal combustion engine such as piston ring and skirt, cam and tappet, bearing friction etc. Among them, the frictions between piston ring, skirt and cylinder are particular.

These frictions for motoring test are differ from that of firing test even though the temperature of cooling water and lubricating oil keep identically. The frictions for firing test are increased due to combustion pressure and products.

The precise calculation of the friction is difficult. But we can assume that the friction is governed by the viscosity of lubricating oil and gas pressure of cylinder. And the viscosity of lubricating oil is dependant on gas temperature of cylinder, so the piston friction may be governed by gas pressure and temperature of cylinder.

In this treatise, we propose the method of evaluating piston friction under the condition of constant engine speed, and we analyzed the behaviours and influence of factors concerned with the piston friction for output correction when the inlet pressure and temperature were varied.

The main results are as follows:

- 1) The behaviours on the inlet conditions for the contact force of the piston rings and the viscosity of the lubricating oil concerned with piston friction are found.
- 2) The essential point the these behaviours is dependant on the cyclic variation following to the inlet conditions.
- 3) According to our analysis, It was observed that the viscosity of lubricating oil is more effective than the contact force to the piston rings.

### 1. 서 론

내연기관의 마찰은 피스톤링 및 스커트와 실린더, 캠과 태핏, 베어링 등이 있지만 피스톤링 및 스커트와 실린더의 마찰인 피스톤마찰은 독특하다. 냉각수, 윤활유 온도등을 같게 하여도 모

우터링때의 마찰은 발화운전때와는 달라지며, 발화운전시의 마찰은 연소생성물, 연소압력이 마찰에 관여함으로써 마찰이 매우 증가한다.

이와같은 피스톤마찰을 정확히 구하기란 매우 어려운 일이나 대체로 윤활유점도와 실린더내 가스압력에 지배될 것이다. 또한, 윤활유점도는 실

\* \* 成均館大, 工大教授

\* 成均館大學校 工科大學院

린더내 가스온도에 지배되므로, 결국 피스턴마찰은 실린더내 가스의 압력 및 온도에 의존하게 될 것이다.

본 논문은 기관의 일정회전수에서 피스턴마찰을 구하는 방법을 제시하고, 또한 출력수정에 고려하고자 흡입압력 및 흡입온도를 변수로 하여 피스턴마찰에 관여하는 인자들의 거동과 영향을 해석하고자 하는 것이다.

## 2. 피스턴마찰에 미치는 주요인자 및 인자의 양적 결정방법

### 2.1 피스턴마찰과 각 인자의 관계

피스턴마찰은 피스턴링과 피스턴스커트 마찰과의 합이며, 4 사이클기관에 대한 피스턴 마찰 평균압력( $P_{fp}$ )으로 표시하면 다음과 같이 된다.

$$P_{fp} = \frac{120 F_f U}{\eta V_a} \dots\dots\dots(1)$$

여기서,  $F_f$  : 피스턴마찰력  
 $U$  : 피스턴평균속도  
 $\eta$  : 기관운전속도  
 $V_a$  : 행정체적 이다.

기관행정을  $S$ 라 하면  $U = \frac{\pi n}{30}$  이므로 (1)식은 다음과 같이 된다.

$$P_{fp} = \frac{4 F_f S}{V_a} \dots\dots\dots(2)$$

여기서, 피스턴마찰력  $F_f$ 는 피스턴링의 마찰력  $F_{fr}$ 과 피스턴스커트마찰력  $F_{fs}$ 와의 합이다.

즉,  $F_f = F_{fr} + F_{fs}$  이다.

$F_{fr}$  및  $F_{fs}$ 를 구함에 있어서는 이들이 모두 미끄럼마찰이기 때문에 미끄럼마찰의 마찰력( $F_r$ )을 표시하는 다음과 같은 일반식으로 구할수 있다.

$$F_r = \frac{6\mu ULB}{h_1 - h_2} \left( \frac{2}{3} \ln \frac{h_1}{h_2} - \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_2} \right) \dots\dots\dots(3)$$

여기서,  $\mu$  : 윤활유점도  
 $L, B$  : 운동면의 길이와 폭  
 $h_1, h_2$  : 운동물체의 앞과 끝의 유막두께

이다.

이상과 같이 마찰력은 윤활유점도  $\mu$ , 피스턴평균속도  $U$  및 운동물체의 앞과 끝의 유막두께  $h_1, h_2$ 의 함수이다.

또한 운동면이 지지할 수 있는 하중, 즉 접촉력  $F_c$ 는  $\mu, U, h_1$  및  $h_2$ 의 함수로서 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$F_c = \frac{6\mu ULB^2}{(h_1 - h_2)^2} \left( \ln \frac{h_1}{h_2} - 2 \frac{h_1 - h_2}{h_1 + h_2} \right) \dots\dots\dots(4)$$

여기서 유막두께비  $a = \frac{h_1}{h_2}$  으로 하면  $F_r$ 는 다음과 같이 표시된다.

$$F_r = (\mu UL F_c)^{\frac{1}{2}} \frac{2 \left( \frac{2 \ell n a}{a-1} - \frac{3}{a+1} \right)}{\left[ 6 \left( \frac{1}{a-1} \right)^2 \left\{ \ell n a - \frac{2(a-1)}{a+1} \right\} \right]^{\frac{1}{2}}} \dots\dots\dots(5)$$

따라서 (5)식에서 보는 바와 같이 피스턴 마찰에 관여하는 마찰력  $F_r$ 는 윤활유점도, 접촉력, 피스턴속도의 함수로 된다.

물체운동에 있어서의 마찰은  $\mu, F_c$  및  $U$ 의 변화에 따라 유막에 나타나는 운동저항이다. 그러나 내연기관에 있어서의 피스턴속도의 변화는 이상과 같은 유막에 있어서의 운동저항 뿐만 아니라 가스압력 및 가스온도의 변화를 가져오므로 이것이 또한 접촉력 및 윤활유점도를 변화시켜 이것에 의한 영향이 부가되므로 매우 복잡하다. 따라서 저자는 기관의 일정회전수, 즉 일정 피스턴속도의 경우에 대해서만 피스턴마찰에 미치는 각 인자의 영향을 해석하고자 하는 것이다.

윤활유점도  $\mu$ 는 윤활유온도만의 함수이므로 이것은 실린더내 가스온도  $T_g$ 에 의존한다. 또한 접촉력  $F_c$ 는 실린더내 가스압력  $P_g$ 에만 의존하며, 따라서 피스턴마찰은 실린더내 가스온도 및 가스압력에 의존하게 된다. 즉, 이것을 다음과 같이 표시한다.

$$P_{fp} = f(T_g, P_g) \dots\dots\dots(6)$$

### 2.2 각 인자의 양적 결정방법

(1) 윤활유점도의 결정방법

윤활유점도  $\mu$  점성계수  $\mu = \frac{\nu \Gamma_0}{g}$  로 부터 각온도에 대한 동점성계수  $\nu$  및 윤활유비중량  $\gamma_0$  를 결정해 주면 된다.

온도에 대한 동점성계수  $\nu$  는 직선적인 관계가 있으며, 다음과 같은 Walter의 경험식<sup>(1)</sup> 으로부터 구할 수 있다.

$$\log \cdot \log(\nu + 0.8) = -m \log T_0 + k \dots \dots \dots (7)$$

여기서,  $m$  과  $k$  는 윤활유종류에 관계되는 상수이며, 사용윤활유에 대한  $m$  과  $k$  의 결정은 다음과 같이 한다. 즉, 임의의 특단적인 윤활유의 두 온도  $T_{01}$  및  $T_{02}$  에서 윤활유의 동점성계수  $\nu_1$  및  $\nu_2$  를 측정하여 그 값을 각각 (7) 식에 주고 두식을 연립하여  $m$  및  $k$  를 구할 수 있다.

윤활유평균온도  $T_0$  주어진 윤활유온도에 대한 동점성계수는 전술한 바와 같이 구할 수 있으나 실제 작동기관에 있어서의 실린더내벽의 윤활유온도는 미지이므로 이것을 구하는 방법을 강구해야 한다. 이것을 엄밀하게 구한다는 것은 매우 어려우나, 실린더내벽온도  $T_{w1}$  과 윤활유온도  $T_0$  를 거의 같다고 하여도 본 문제의 추구에 있어서는 큰 장점이 없을 것이므로  $T_{w1}$  을 다음과 같이 결정해 주면 될 것이다.

실린더벽에서의 열전달식  $Q = \frac{\lambda}{\delta} A_c (T_{w1} - T_{w2})$  으로부터 열전달량  $Q$ , 열전도계수  $\lambda$ , 실린더벽 두께  $\delta$ , 열전달면적  $A_c$  및 냉각수쪽의 벽의 온도  $T_{w2}$  를 결정해 주면  $T_{w1}$  은 결정된다.

$\delta$  및  $A_c$  는 기관의 치수에 따라 결정되는 값이고,  $\lambda$  는 실린더벽 재료에 의해 결정되는 값이므로 쉽게 결정된다. 열전달량  $Q$  는 평균의 열전달량이므로 냉각수입구 및 출구의 온도를 각각 측정하고 또한 냉각수유량의 측정으로부터 쉽게 구할 수 있다. 냉각수쪽의 실린더벽 평균 온도  $T_{w2}$  는 냉각수온도를 일정하게 유지하면 거의 일정온도로 될 것으로 예상된다. 그러나 그 값을 단순히 추정할 수는 없으므로 열전대를 사용해서 측정하는 것은 그리 어려운 문제는 아니다. 저자는  $T_{w2}$  를 측정하여 그 값을 사용했으며, 이들에 대한 상세한 것은 실험장치에서 언급하기로 한다.

(2) 접촉력의 결정방법

피스톤링과 실린더내벽사이의 접촉력, 즉 피스톤링의 배압은 압축력에 있어서는 가스압력 및 탄성력에 의한 것의 합으로 되며, 다음식으로부터 결정할 수 있다.

$$F_c = \left( \frac{P_1 - P_2}{2} + P_{er} \right) Br \cdot \pi \cdot Dr \dots \dots \dots (8)$$

여기서,  $P_1, P_2$  : 링 상면과 하면에 작용하는 가스압력

$P_{er}$  : 링의 탄성력

$Br, Dr$  : 링의 폭과 지름 이다.

$Br, Dr$  은 기하학적 치수이므로 사용링에 따라 결정되며,  $P_{er}$  은 피스톤링의 재료에 따라 결정되는 값이다.

제 1 링의 상면의 압력  $P_1$  은 지압선도로부터 그 평균압력을 결정하여 줄 수 있고, 제 1 링 하면의 압력  $P_2$  는 또한 제 2 링의 상면의 압력이 된다. 이  $P_2$  는 다음과 같이 결정하였다.

링상면압력과 링하면압력의 분포는 회전수의 증가에 따라 위상차가 크게 되며 또한 하면압력은 저하된다. Fig. 1 과 같은 古紙의 결과로부터 그 평균압력을 산출하면  $P_2$  는  $P_1$  의 약 1/3 정도로 된다.<sup>(2)</sup> 따라서 지압선도로부터  $P_1$  을 결정하고 그 값의 1/3 을  $P_2$  로 하였다.

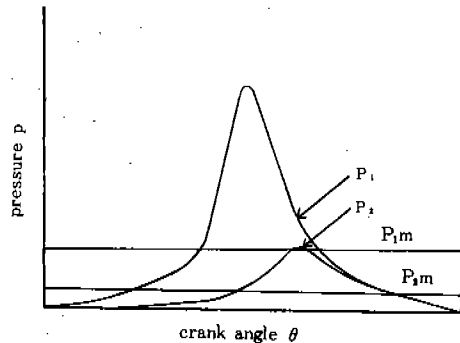


Fig. 1. Method of determining a mean gas pressure  $P_{1m}$ .

제 2 링 하면의 압력은 오일링으로부터 크랭크케이스로 가스가 누출되므로 제 2 링 하면의 압력은 고려할 필요가 없다. 또한 오일링의 접촉

력에 관한 가스압력도 고려할 필요가 없다. 따라서 오일링의 접촉력은 링의 탄성력만에 의존하게 된다.

이와 같이 하여 (8)식으로 부터 접촉력 $F_c$ 를 구할 수 있으며, 이  $F_c$ 의 값을 (4)식의  $F_c$ 에 주어 직접 구하기 어려운  $h_1$  및  $h_2$ 를 다음과 같은 방법으로 구함으로써 피스톤마찰력을 결정한다.

(3) 피스톤마찰력의 결정방법

피스톤마찰 $F_p$ 를 구하기 위해서는 우선 피스톤마찰력 $F_p$ 를 결정하여야 하며,  $F_p$ 를 결정하기 위해서는 링마찰력 $F_r$  및 스커트마찰력 $F_s$ 를 결정하여야 한다. 이들을 결정하기 위해서는 (3)식에서 보는 바와 같이 유막두께  $h_1$  및  $h_2$ 를 구해야 하며, 이것을 (4)식으로부터 구하고자 한다.

즉,  $\mu$ 는 전술한 바와 같이 구하고,  $F_c$ 는 (8)식으로부터 그 값을 구하여 (4)식에 주면 미지수가 2개이므로 유막두께차  $e = h_1 - h_2$ 로 하여 경험식<sup>(\*)</sup>  $e = B_r/1000$ 에 적용하여  $h_1$  및  $h_2$ 를 결정하였다. 피스톤스커트부의 마찰력 $F_s$ 역시 (3)식으로부터 구하는데  $h_1$  및  $h_2$ 를 결정해야 한다. 스커트부에 형성되는 유막은 오일펌프로 가압되

는 압력에 의해서 형성되며 기관이 정상적으로 가동될 때의 스커트부의 최소유막을 0.03mm정도로 하고 있으므로  $h_2 = 0.03\text{mm}$ 로 해도 무방할 것이다. 또한 스커트부의 유막두께비  $h_1/h_2 = 2.5$ 로 하여<sup>(\*)</sup>  $h_1$  및  $h_2$ 를 결정하였다. 이것으로부터  $F_s$ 를 구하고  $F_p = F_r + F_s$ 에 의하여  $F_p$ 를 결정하고 (1)식으로부터  $P_{r,p}$ 를 구할 수가 있다.

3. 피스톤마찰에 미치는 각 인자의 영향

3.1 측정

본 실험에 사용한 기관은 대동공업사제의 NK 80형이다. 이 기관의 주요제원은 Table 1에 나타내며, Fig.2는 실험장치의 개략도이다.

Table 1. Specification of engine used.

Engine type	Four-stroke, water-cooled overhead valve
Bore × Stroke	90 × 105
Displacement	667cm <sup>3</sup>
Compression ratio	4.5
Number of cylinder	1

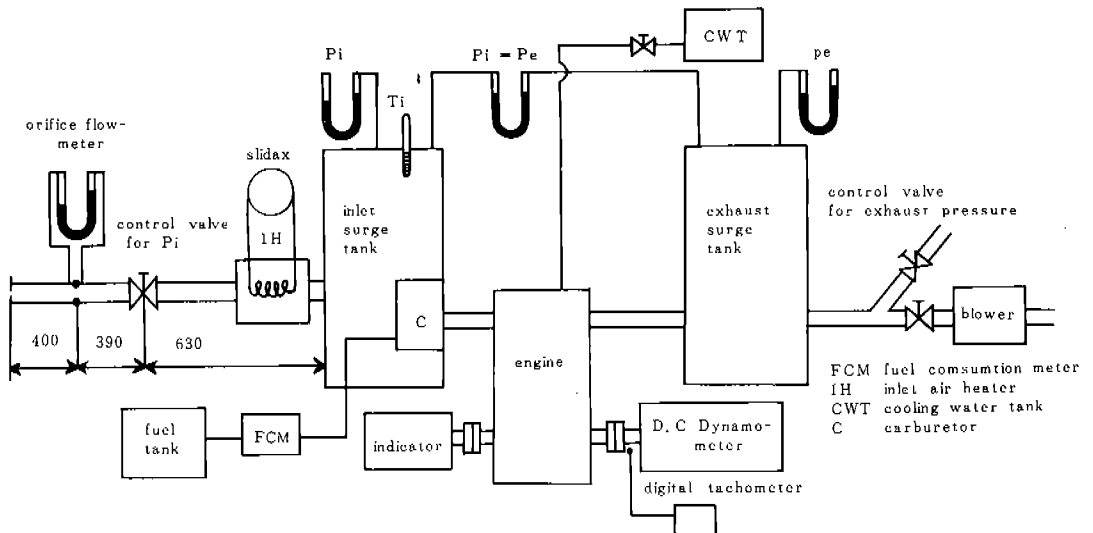


Fig. 2. Schematic diagram of experimental apparatus.

냉각수쪽의 실린더벽온도  $T_{w_2}$ 를 측정하기 위해 Fig.3과 같이 T. D. C로 부터 30mm 및 60mm인 두점에 열전대( $\phi 1.6 C \cdot A$ )를 냉각수쪽의 실린더벽에 약 1.5mm 깊이로 삽입하였다. 압력평형형지압기를 사용하여 지압선도를 얻으며, 해석에는 평균사이클을 적용한다. 기관은 직류동력계(측입력 7.5Kw)에 직결한다.

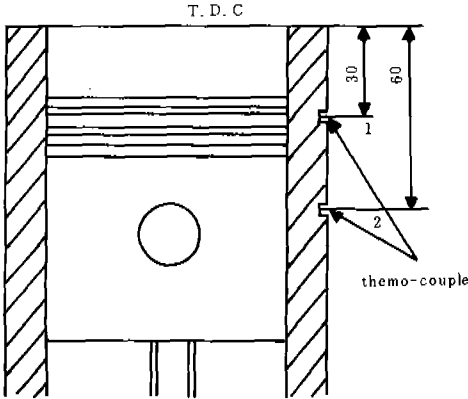


Fig. 3. Thermo-Couple location of water side cylinder wall.

이 기관은 냉각수펌프, 냉각팬 및 방열기를 제거하여 냉각수는 냉각수헤드탱크에 의한 중력공급 방식이며, 냉각수 조절밸브로 냉각수 유량을 조절하여 필요한 냉각수온도를 유지한다. 기관 운전조건은 다음과 같다.

기관회전수는 full open throttle로 해서 최대 torque회전수인 1800rpm으로 한다. 공기연료비의 초기설정치는  $r_{af} = 13$ 으로 하며, 기관의 점화진각은 최적점화진각인  $28^\circ$  BTC로 한다. 냉각수온도는  $353^\circ K$ 로 유지한다.

(1)  $T_{w_1} \approx T_o$ 의 측정

전술한 바와 같이 윤활유점도  $\mu$ 를 구하기 위해서는 윤활유평균온도  $T_o$ 로 가정한 실린더내벽 평균온도  $T_{w_1}$ 을 구하여야 하며,  $T_{w_1}$ 을 구하는데 필요한 열전달량  $Q$  및 냉각수쪽의 실린더벽온도  $T_{w_2}$ 의 온도 측정 방법은 다음과 같다.

열전달량  $Q$ 는 냉각수유량  $m$ 을 mass cylinder로 측정하고, 또한 냉각수의 입구와 출구에 온도계를 설치하여 냉각수의 입·출구온도( $t_1, t_2$ )를 측정한다 다음,  $Q = m \cdot C \cdot (t_2 - t_1)$ 의 식으로부터 구한다.  $C$ 는 냉각수 평균비열이다.

냉각수쪽의 실린더벽평균온도  $T_{w_2}$ 는 Fig.3과 같은 두점의 온도( $T_{w_2(1)}, T_{w_2(2)}$ )를 측정하여 이 두점온도의 평균치를  $T_{w_2}$ 로 하였다.

대기압력이 100.8KPa이고 대기온도가  $297^\circ K$ 일때 상기의 방법으로 측정된 결과를 Table 2에 나타낸다.

Table 2. Inner wall and outer wall temperature

item	$T_{w_2(1)}$ $^\circ K$	$T_{w_2(2)}$ $^\circ K$	$T_{w_2}$ $^\circ K$	$Q$ KJ/S	$T_{w_1} \approx T_o$ $^\circ K$
value	393.9	383.5	388.7	5.81	399.3

(2) 접촉력

접촉력을 구하기 위해서는 (8) 식에서 보는 바와 같이 실린더내 가스압력  $P_g$ 를 구하여야 한다. 이  $P_g$ 는 압력평형형지압기를 사용하여 측정된  $P-\theta$ 선도로 부터 결정하며, 결정방법은 다음과 같다.

측정된 지압선도로부터 Fig. 4와 같이 연소가 일찍 시작되는 사이클과 늦게 시작되는 사이클의 산술평균적인 사이클을 생각하여 다수의 사이클에서 하나의 평균사이클을 얻는다. 다음, 이 평균사이클의 면적과 같은 직사각형의 면적을 작도하여 그 높이를 가스평균압력  $P_g$ 로 한다.

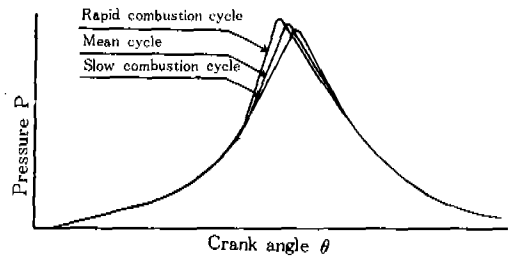


Fig. 4. Method of determining a mean cycle.

상기의 방법으로 측정된  $P_g$ 는 371.3KPa이며 이때 (8)식에 의해 구한 접촉력  $F_c$ 는 제 1 링에서는 163N, 제 2 링에서는 118N, 오일링에서는 110N이다.

(3) 피스톤마찰

앞의 방법으로부터 결정된 인자의 값으로 2.2절 (3)의 방법에 의해서 구한 피스톤마찰손실  $P_{f,p}$ 를 평균유효압력으로 나타내면 16.7 KPa이다. 그리고 이때 점미평균유효압력  $P_{me}$ 에 대한 피스

턴마찰 $P_{r,p}$ 의 비율은  $P_{r,p}/P_{me}=2.7\%$ 이다.

다만 피스톤마찰손실 $P_{r,p}$ 의 절대치는 유막두께의 가정치에 따라 달라지며,  $h_2=0.03\text{mm}$ 로 했을 때에 비하여  $h_2=0.01\text{mm}$ 로 했을 때  $P_{r,p}$ 는 약 2.2 배 증가하며,  $h_2=0.05\text{mm}$ 로 했을 때는 약 25% 감소되게 되므로 피스톤마찰손실의 절대치에 대한 신빙성은 약하다.

#### 4. 흡입조건에의 영향

임의대기상태에서 기관출력을 표준대기상태의 출력으로 환산하기 위한 대부분의 출력수정식은 기체효율 $\eta_m$ 을 고려하지 않았고, 고려하였다 했을지라도 모우터링메스트에 의해 대기상태의 변화에 관계없이 일정으로 두었다.

그러나 대기조건이 변화하면 실린더내 가스압력과 온도가 변화하게 되어, 이것이 접촉력과 윤활유점도의 변화를 초래하게 하므로, 이들의 복합적인 영향에 의해 마찰손실은 변화하게 되며, 또한  $\eta_m$ 도 변화하게 될 것이다. 그러므로 종래의 출력수정식은 기관에 따라 출력수정량이 맞지 않는 경우가 많아 신뢰성이 빈약했다.

따라서 흡입조건을 변수로 하여 전술한 방법에 의해 피스톤마찰에 영향을 주는 인자의 거동과 영향을 밝혀 출력수정식에 있어 기계 마찰에 관한 인식을 높이고자 하며, 흡입조건을 변화시키는 데 필요한 실험장치는 다음과 같다.

##### 4.1 실험장치 및 방법

대기상태는 무한공간의 상태이나 무한공간을 대상으로 실험하기는 어려우므로 유한한 공간인 서어지탱크내의 상태를 대기상태로 보아 본 실험을 하였다. 즉, 대기압력과 온도측정의 기준을 흡·배기 서어지탱크의 압력  $P_i$ ,  $P_e$  및 온도  $T_i$ 를 기준으로 하였다.

기관의 흡입구에 흡입압력을 변화시키기 위한 흡입공기조절밸브와 흡입온도를 변화시키기 위한 흡입공기온도가열기(1.2Kw의 히터2개)를 설치하였다.

기화기는 대기압력과 온도가 변화할 때와 동일한 조건으로 하기 위하여 기화기를 흡입서어

지탱크(용적243ℓ)에 장치하였으며 연료온도를 흡입온도와 같게 하기 위해 흡입서어지탱크 내의 연료파이프는 2m길이의 동파이프코일상으로 하여 기화기로 연결하였다.

배기관을 2개 통로로 분할하여 각각 배기압력을 조절하기 위해 배기압력조절밸브와 배기압력을 강하시키기 위한 blower를 설치하였다.

흡입조건의 변화는 대기압력변화에 상응하는 변화 즉, 흡입압력과 배기압력이 같게( $P_i=P_e$ ) 변화하는 경우, 흡입압력  $P_i$ 만이 변화하는 경우, 배기압력  $P_e$ 만이 변화하는 경우 및 흡입온도  $T_i$ 가 변화하는 경우의 4가지 경우로 하며, 실험방법은 다음과 같다.

대기압력변화( $P_i=P_e$ )  $P_i$ 는 흡입압력조절밸브를 사용하여 감소시키고,  $P_e$ 는 배기쪽의 배기흡인blower 및 배기압력조절밸브를 사용하여 감소시켜  $P_i=P_e$ 로 한다.  $P_i=P_e$ 를 대기압력으로 부터 약 2.7 KPa 간격으로 단계적으로  $P_i=P_e=84\text{KPa}$ 까지 감소시켰다.  $P_i=P_e$ 의 monitor는 흡인 및 배기 서어지탱크에 연결된 수은 마노메타로 확인할 수 있다. 이 경우 흡입온도  $T_i$ 는 일정으로 한다.

흡입압력변화( $P_i$ ) 흡입압력조절밸브를 사용하여  $P_i$ 를 대기압력으로부터 약 2.7 KPa 간격으로 단계적으로  $P_i=83\text{KPa}$ 까지 감소시켰다. 이 경우  $P_e$  및  $T_i$ 는 일정으로 한다.

배기압력변화( $P_e$ )  $P_e$ 를 증가시키는 경우: 배기관로의 blower쪽의 압력조절밸브를 닫고 다른 관로의 배기압력조절밸브를 사용하여  $P_e$ 를 증가시키며, 약 2.7KPa간격으로 단계적으로  $P_e=108\text{KPa}$ 까지 증가시킨다.  $P_e$ 를 감소시키는 경우: 두 배기관로의 압력조절밸브 및 blower를 작동시켜  $P_e$ 를 감소시키며, 대기압력으로부터 약 2.7KPa간격으로 단계적으로  $P_e=83\text{KPa}$ 까지 감소시킨다. 이 경우  $P_i$  및  $T_i$ 는 일정으로 한다.

대기온도변화( $T_i$ ) 대기온도의 변화는 흡입온도를 변화시키는 것과 효과에 있어서는 다름이 없을 것이므로 흡입서어지탱크 전방의 흡입관에 설치한 가열기를 사용하여 흡입공기온도를 대기온도로부터 약  $10^\circ\text{C}$  간격으로 단계적으로  $T_i=343^\circ\text{K}$ 까지 높인다. 가열기의 조절은 변압기

를 사용하여 가열기의 전압조절로 조절한다. 이 경우  $P_i$  및  $P_e$ 는 일정으로 한다.

#### 4.2 피스톤 마찰

Fig 5는  $P_i$ ,  $P_e$ ,  $P_i=P_e$  및  $T_i$  변화에 대한 피스톤마찰 $P_{f,p}$ 의 변화를 나타낸다.

그림에서 보는바와 같이  $T_i$ 변화 및  $P_e$ 변화에 대한  $P_{f,p}$ 의 변화는 거의 없으나  $P_i=P_e$  및  $P_i$  감소에 있어서는 약간의 차이는 있지만  $P_{f,p}$ 가 다 같이 증가함을 나타낸다.

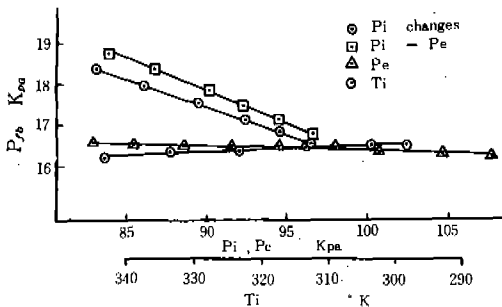


Fig. 5. Piston friction loss vs change of pressure and temperature.

$T_i$ 증가에 대한  $P_{f,p}$ 의 약간의 감소는 Fig. 6에서 보는 바와 같이 윤활유점도는 거의 일정하여 이것이  $P_{f,p}$ 에 주는 영향은 거의 일정한 반면, Fig. 7에서 보는 바와 같이 접촉력의 감소에 의한 영향으로 피스톤마찰이 미소한 감소를 나타내는 것으로 생각되나 거의 일정으로 보아도 무방할 것이다.  $P_e$ 감소·증가에 대한  $P_{f,p}$ 의 약간의 증가·감소는 Fig. 6에서 보는 바와 같이 윤활유점도에 의한 영향은 거의 일정한 반면, Fig. 7에서 보는 바와 같이 접촉력이 미소하게 감소·증가하는 영향에 기인하지만, 이 또한 거의 일정으로 보아도 무방할 것이다.

$P_i=P_e$  및  $P_i$ 감소에 있어서 같은 경향으로  $P_{f,p}$ 가 증가하는 것은 Fig. 6과 Fig. 7에서 보는 바와 같이 윤활유점도는 다 같이 증가하고 접촉력은 다 같이 감소하여 이들의 복합적인 영향으로  $P_{f,p}$ 가 서로 상쇄되는 효과를 가져오나, 결과적으로 볼 때  $P_{f,p}$ 가 증가하는 것은 접촉력의 영향보다 윤활유점도의 영향이 더 크다는 것

로 해석된다. 또한  $P_i$ 감소에 비하여  $P_i=P_e$ 감소시의  $P_{f,p}$ 가 약간 더 큰 이유는  $P_i=P_e$ 감소시기  $P_i$  감소시보다 윤활유점도의 증가와 접촉력의 감소가 약간 크기 때문이다.

#### 4.3 각 인자의 거동

##### (1) 윤활유점도의 거동

윤활유점도  $\mu$ 는 온도만의 함수이고 윤활유온도에 역비례하므로  $\mu$ 의 경향은 윤활유 평균온도로 가정한 실린더내벽평균온도  $T_{w1}$ 에 의존한다. 그리고  $T_{w1}$ 에 가장 큰 영향을 주는 것은 실린더내 가스평균온도  $T_g$ 이므로 Fig. 6의  $\mu$  및  $T_{w1}$ 의 거동은  $T_g$ 의 변화로부터 설명할 수 있다.

$T_i$ 증가에 대하여  $\mu$ 가 일정함을 나타내는 것은 농후 공기연료비로 인한 사이클최고온도의 감소와 흡입온도 증가에 의한 사이클평균온도의 증가가 서로 상쇄되는데 기인하는 것으로 생각된다.  $P_e$  감소·증가에 있어서  $\mu$ 가 거의 일정함을 나타내는 것은 잔류가스의 희석에 의한 사이클 최고온도의 증가 및 감소의 영향과 잔류가스의 온도감소·상승에 의한 사이클평균온도의 감소 및 증가의 복합적인 영향에 기인하는 것으로 생각된다.  $P_i=P_e$  및  $P_i$ 감소에 있어서  $\mu$ 가 다 같이 증가하는 것은 농후공기연료비에 의한 혼합기 발열량의 감소로 사이클의 최고온도가 낮아지는 데 기인한다. 그리고  $P_i$ 감소에 비하여  $P_i=P_e$ 감소시  $\mu$ 가 약간 더 큰 것은 잔류가스의 영향에 기인한다.

##### (2) 접촉력

접촉력은 (8)식에서 보는 바와 같이 실린더내 가스압력만의 함수이므로 Fig. 7에서 보는 바와 같이 접촉력과 사이클의 가스평균압력  $P_g$ 는 상승함을 알 수 있다.

Fig. 7에 있어서의  $P_i$ ,  $P_e$ ,  $P_i=P_e$  및  $T_i$  변화에 대한  $P_g$ 의 변화는 다음과 같은 이유에 기인한다.

$T_i$ 증가에 있어서  $P_g$ 가 약간 감소하는 것은 사이클의 최고온도가 일정하다 할지라도 압축후의 온도  $T_c$ 가 증가하므로 사이클의 최고압력이 감소하고 따라서 사이클의 평균압력이 감소하는 데

기인한다.  $P_e$  감소·증가에 대하여  $P_g$ 가 약간 증가·감소하는 것은 잔류가스중량의 감소·증가에 의한 연소상태의 변화에 기인하는 것이다.

$P_i = P_e$  및  $P_i$  감소에 있어서는  $P_g$ 가 다 같이 감소하는데 이는 흡입압력의 감소에 기인하는 것이다. 그리고  $P_i = P_e$  감소에 비하여  $P_i$  변화시의  $P_g$ 가 약간 더 낮은 이유는 잔류가스의 영향에 기인하는 것이다.

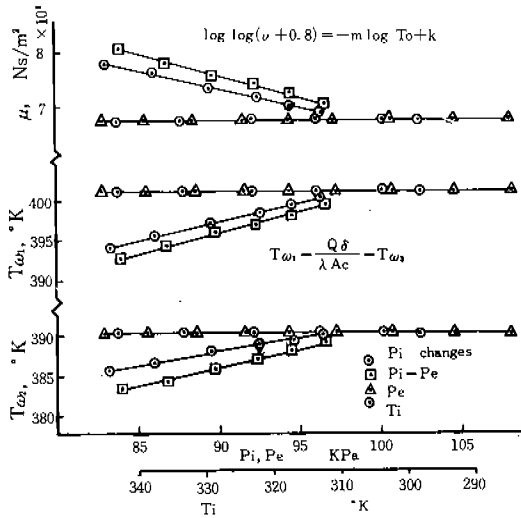


Fig. 6. Viscosity of lubricating oil of inside cylinder wall, mean temperature of inside cylinder wall, mean temperature of water side cylinder wall vs change of pressure and temperature

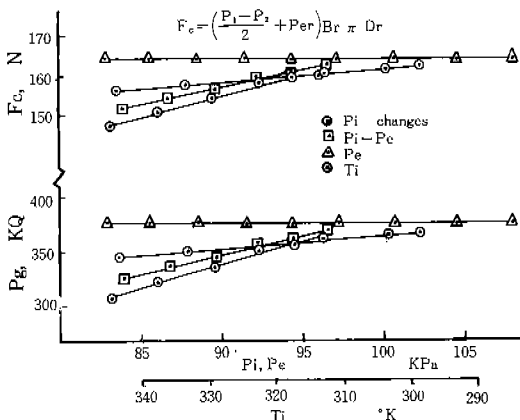


Fig. 7. Contact force, mean gas pressure vs change of pressure and temperature

#### 4.4 피스톤마찰에 대한 평가

기계효율  $\eta_m$ 은 정미평균유효압력  $P_{me}$ 와 도시평 균유효압력  $P_{mi}$ 의 비로서  $\eta_m = \frac{P_{me}}{P_{mi}}$ 이며, 기계손 실  $P_f$ 는  $P_{mi}$ 와  $P_{me}$ 의 차이  $P_f = P_{mi} - P_{me}$ 로 정의 되므로 기계효율  $\eta_m = 1 - \frac{P_f}{P_{mi}}$ 로도 표시된다. 그 리고 기계손실  $P_f$ 의 내용은  $P_f = P_{ff} + P_{fa} = P_{fb} + P_{fo} + P_{fa}$ 로 표시되는 바와 같이 마찰손실  $P_{ff}$ 와 보조기계구동손실  $P_{fa}$ 의 합이되며, 이 중  $P_{ff}$ 는 피 스텐마찰  $P_{fb}$ 과 베어링마찰  $P_{fo}$ 로 구분할 수 있다. 그러므로 출력수정의 문제에 있어서는 피스톤마 찰뿐만이 아니라 기계손실에 문제가 주어지며, 흡입조건에 대한  $P_f, P_{fb}$  및  $(P_{fb} + P_{fa})$ 의 변화는 다음과 같다.

Fig. 8은  $P_i \dots P_e$ 변화에 대한  $P_f, P_{fb}$  및  $(P_{fb} + P_{fa})$ 의 변화를 나타낸다.

기계손실  $P_f$ 는 지압선도로 부터  $P_{mi}$ 를 구하고 동력계로부터  $P_{me}$ 를 구하여 그 차이로서  $P_f$ 를 구한 것이다. 피스톤마찰  $P_{fb}$ 는 전술한 방법에 의해 구한 것이며, 베어링마찰손실과 보조기계 구동손실의 합인  $(P_{fb} + P_{fa})$ 는 앞의 방법으로 구한  $P_f$ 와  $P_{fb}$ 의 차이로서 구한 것이다.

그림에서 보는 바와 같이  $P_i = P_e$ 가 97KPa에서 84KPa까지 감소함에 따라  $P_f$ 는 약 6.7% 증가,  $P_{fb}$ 는 약 10% 증가,  $(P_{fb} + P_{fa})$ 는 약 6%의 증가를 나타내고,  $P_f$ 에 대한  $P_{fb}$ 의 비율은  $P_{fb}/P_f = 14\%$ 이다. 다만  $P_{fb}$ 의 절대치는 유막두께의 가정치에 따라 달라지므로  $P_{fb}$ 의 절대치에 대한 신빙성은 약하다. 그러나 정성적인 경향은 문제가 되지 않으며, 이들에 대한 경향은 4.2에서 논한 바와 같다.

Fig. 9는  $T_i$ 변화에 대한  $P_f, P_{fb}, (P_{fb} + P_{fa})$ 를 나타낸다.

그림에서 보는 바와 같이  $P_f, P_{fb}$  및  $(P_{fb} + P_{fa})$ 는 다 같이 약간 감소를 하고 있으나 그 변화는 미미하므로 일정으로 보아도 무방할 것이며 이들에 대한 경향도 4.2에서 논한 바와 같다. 이것으로 보아  $P_f$ 는 흡입온도의 영향은 거의 받지 않는 것으로 해석된다.



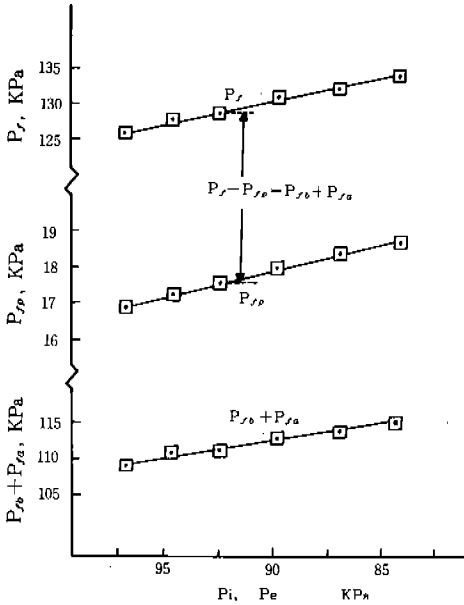


Fig. 8.  $P_f, P_{fo}, P_{fo} + P_{fa}$  Vs change of inlet = exhaust pressure

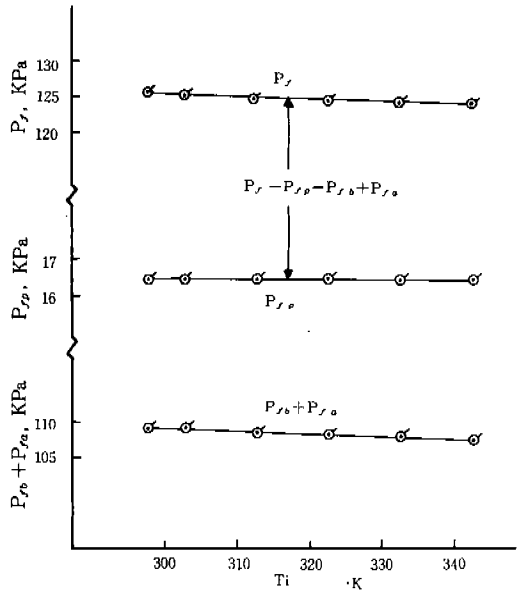


Fig. 9.  $P_f, P_{fo}, P_{fo} + P_{fa}$  Vs change of inlet temperature

### 5. 결 론

이상과 같은 결과로부터 다음과 같은 결론을 열거할 수 있다.

(1) 피스톤마찰에 관하여는 주요인자인 피스톤링의 접촉력과 윤활유점도의 거동을 밝힐 수 있다.

(2) 흡입조건에 대한 피스톤마찰의 변화는 피스톤링의 접촉력 및 피스톤과 실린더사이의 윤활유점도에 의존하며 피스톤링의 접촉력과 윤활유점도는 흡입조건에 대한 사이클의 압력 및 온도에 의존한다.

(3) 본 논문의 해석방법에 따르면 흡입 조건에 대한 피스톤마찰에 미치는 피스톤링의 접촉력 영향보다 윤활유점도의 영향이 더욱 크다는 것을 알 수 있었다.

(4) 피스톤마찰의 절대치는 유막두께 가정치에 따라 달라지므로 피스톤마찰의 절대치에 대한 신빙성은 약하다. 그러나, 정성적인 경향은 문제가 되지 않는다.

### 참고문헌

- (1) 渡部一郎：内燃機關上巻，日本機械學會編，P. 111
- (2) 古浜庄一：内燃機關，産業圖書，P. 271
- (3) 古浜庄一：内燃機關，産業圖書，P. 226
- (4) 古浜庄一：摩擦損失の低減，内燃機關，山海堂 Vol. 18, No.227, pp. 57~65, 1979.8
- (5) 李成烈：4行程가솔린機關의 吸排氣壓力에 대한 損失平均壓力의 變化，科學技術研究 第4輯, p.73, 1976.2