

〈논 문〉 SAE NO. 953796

내연기관 피스톤 링들 사이 가스압력 변동

Variation of Inter-Ring Gas Pressure in Internal Combustion Engine

윤 정 의*
J. E. Yun

ABSTRACT

The gas pressure acting on the rings in internal combustion engine influences the friction and wear characteristics. Inter-ring pressure variation during engine operation results from cylinder gas flow through a piston-ring pack. The flow passages consist of ring end gaps and clearances between the ring and the piston groove. The gas flow in the clearance between the ring and the groove is directly affected by the axial motion of the ring in the groove.

In this paper the asperity contact force is newly considered in the prediction of the clearance between the ring and the groove surface. This term must be taken into account physically in case that the clearance get narrow rather than asperity height between the ring and the groove surface. Finally, comparisons of calculated inter-ring gas pressures based on the analytical method are made with the measured ones. The agreement was found to be good below midium engine speed, 3000rpm. In order to obtain accurate analytical results to the extend of high rpm range, it is recommended to include oil ring motion as well as top and second ring in analytical model.

주요기술용어 : Engine(엔진), Piston(피스톤), Ring(링), Inter-Ring Pressure(링사이 압력), Asperity Contact Force(돌기 접촉력)

———— 기 호 설 명 —————

A_c : 채널의 단면적[m]
 A_{AC} : 윤활표면 돌기들의 단위면적당 실제 접촉면[-]

A_o : 오리피스 단면적[m]
 A_p : 피스톤의 가속도(m/sec²)
 C_d : 유량계수[-]
 C_s : 오일 저항력 보정상수[-]
 F_c : 링과 그루브 접촉에 의해 링에 작용하는 축방향 반력[N]
 F_f : 링과 실린더 벽 사이의 마찰력[-]

* 정회원, 고등기술연구원

- F_l : 링의 질량에 의해 링에 작용하는 축 방향 관성력[N]
- F_p : 링의 상하면에서 작용하는 가스압력 [N]
- F_s : 링과 그루브 사이의 오일 저항력[N]
- H_i : i 번째 링의 아래쪽면과 그루브 바닥 사이의 거리[m]
- h : 채널의 높이[m]
- M_i : i 번째 링의 질량[kg]
- m : 가스 질량[kg]
- P_i : i 번째 공간의 압력[Pa]
- P_{AC} : 윤활표면 돌기들의 단위면적당 접촉력[N/m²]
- $P_{ten,i}$: i 번째 링의 장력에 상당하는 압력 [Pa]
- P_w, P_d : 상류(Upstream) 및 하류(Downstream)에서의 가스압력[Pa]
- R : 기체상수[Nm/kg K]
- R_c : 실린더 반경[m]
- $R_{CHAMU,i}$: i 번째 링 표면 위쪽 모따기[m]
- $R_{CHAMB,i}$: i 번째 링 표면 아래쪽 모따기[m]
- $R_{GTK,i}$: i 번째 링 두께[m]
- R_R : 상하 오일면 중심에서 부터 실린더 중심까지의 거리[m]
- T_i : i 번째 공간의 온도[K]
- T_c : 채널에서의 가스온도[K]
- T_w, T_d : 상류(Upstream) 및 하류(Downstream)에서의 가스온도 [K]
- $T_{en,i}$: i 번째 링의 접선방향 장력(Tangential Tension)[N]
- t : 시간[sec]
- V_i : i 번째 공간의 체적[m³]
- V_p : 피스톤 속도[m/sec]
- W : 링의 상하면과 그루브 사이에 존재하는 오일면의 폭[m]
- β : 윤활면 돌기들의 꼭지점 평균 곡률반경[m]
- γ : 폴리트로픽 지수(Polytropic Exponent)[-]
- η : 윤활표면 돌기들의 밀도[1/m²]
- μ_{gas} : 가스의 점도, $\mu_{gas} = 3.3 \times 10^{-7} \times T_c^{0.7}$

- [Ns/m²]
- $\mu_{oil,i}$: i 번째 링과 실린더 벽사이 오일의 점도[Ns/m²]
- σ_1, σ_2 : 윤활표면의 RMS 거칠기[m]
- σ : 두윤활 표면의 평균 RMS 거칠기) ($=\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}$)[m]

1. 서 론

내연기관에 사용되는 피스톤/링 팩의 가장 주된 기능은 고온고압의 연소실 가스를 효과적으로 밀봉하는 것이다. 그러나 운전중 연소실 가스의 완전한 밀봉은 불가능하며 실제로는 피스톤과 실린더 사이의 틈새를 따라 흐르는 가스유동(Blow-By)이 존재하게 된다. 이러한 가스 흐름은 링들 사이에 작용하는 압력에 변화를 일으켜 운전중 링의 윤활특성을 크게 바꾸어 버리므로 피스톤/링팩 설계시 이들의 특성을 충분히 이해하는 것은 매우 중요하다.

1974년 Ting, Mayer가 운전중 엔진의 연소실 가스는 단지 피스톤 링의 갈라진 틈을 통해 흐른다고 가정하여 실린더-피스톤-링 사이의 압력을 수치적으로 구해 피스톤/링 팩성능 해석에 이를 적용한 후, 피스톤/링 팩사이의 압력 해석과 관련된 여러 연구에서 그의 모델이 채택되어졌다¹⁻³⁾. 1979년 Furuhashi, Hiruma 등이 운전중 피스톤 링은 피스톤 그루브안에서 축방향으로 움직이며 이러한 운동에 의한 피스톤 링과 그루브의 틈새 변화가 링들 사이 압력 변화에 많은 영향을 미친다는 것을 실험과 수치해석을 통해 밝혔다⁴⁾. 1982년 Namazian, Heywood는 피스톤/링 팩 사이로 흐르는 연소실 가스의 통로로 링의 갈라진 틈 이외에 피스톤 그루브와 링사이의 틈을 추가적으로 고려하여 실제 현상에 근접한 압력변화 해석을 시도하였으며, 그후 Kuo, Sellnau 등은 Namazian의 피스톤 그루브와 링사이의 가스흐름 모델이 완전하지 못함을 지적하면서 그의 모델을 개선 발전 시켰다^{5,6)}. 최근 Keribar, Dursunkaya 등은 실린더의 변형으로 인해 링이 실린더벽에 완전히 밀착되지 않음으로 발생하는

미소한 틈새 (Nonconformability Gap)를 포함한 링들사이 압력 변동 해석 모델을 발표하였다”.

링 겹과 함께 피스톤 그루브와 링사이의 틈새를 동시에 고려하여 링들 사이 가스압력 변동을 계산할 경우, 링이 그루브안에서 움직임에 따라 가스흐름 틈새가 달라지므로 틈새 계산을 위한 그루브내 링의 운동 모델이 필요하다. 이러한 링 운동 모델과 관련하여 지금까지는 링과 그루브사이에는 충분히 두꺼운 오일막이 존재하므로 운전중 링과 그루브가 금속간 접촉을 하지않는다는 가정 하에서 링과 그루브사이의 반력으로 오일의 저항력(Squeeze Force)만을 고려하여 왔다. 그러나 엔진의 고출력화와 함께 실린더 압력이 높은 영역에서는 실제 링과 그루브의 금속간 접촉이 존재하게 되며 이로인한 접촉반력이 발생하게 된다.

본 연구에서는 링의 운동해석시 반력항으로 링과 그루브의 표면 거칠기에 의한 금속간 접촉력을 추가한 모델을 사용하여, 실린더-피스톤-링 사이를 흐르는 가스압력 변동을 해석하였다. 해석결과, 링 위에 작용하는 힘들에 대응하여 그루브쪽에서 작용하는 반력은 대부분 링과 그루브사이의 접촉력이며, 오일 저항력은 링이 갑작스럽게 위치를 바꿀 때 저항하는 힘으로만 작용함을 알 수 있었다. 최종적으로 엔진 회전수 변화에 따른 1.5리터 가솔린 기관의 링들 사이 가스압력 변동을 수치적으로 계산하였으며, 계산 결과의 타당성 검증을 위해 직접 측정된 결과와 비교 분석을 하였다.

2. 피스톤 링들 사이의 압력변동 해석 모델링

2.1 피스톤 링들 사이의 압력변동 해석

Fig.1은 일반적인 가솔린 기관의 피스톤/링 팩 주위 가스흐름을 보여주고 있는 그림이다. 피스톤/링 팩 사이 가스유동은 실린더 변형에 의한 영향을 무시할 경우, 링의 갈라진 틈(Ring Gap Flow)과, 링과 피스톤 그루브 사이의 틈 사이로 흐르는 유동(Ring-Groove Gap Flow)이 있을 수 있다. 그림에서 P_1 은 피스톤 틈새 공간(Piston Crevice Volume) V_1 에서의 가스 압

력이며, P_2, P_3, P_4, P_5 는 각각 실린더-피스톤-링에 의해 만들어지는 공간 V_2, V_3, V_4, V_5 의 가스 압력이다. 측정이 용이한 실린더 압력 P_1 으로 부터 피스톤 링의 사이의 압력 P_2, P_3, P_4 의 변동을 수치적으로 계산하기에 앞서 계산의 편의를 위해 아래의 가정을 하였다^{1~6)}.

- i) 각 공간에서의 가스압력은 균일(Uniform Pressure)하다.
- ii) P_1 은 연소실 압력과 동일하며, P_5 의 압력은 크랭크케이스 압력(1 bar)과 같다.
- iii) 링과 실린더는 완전히 밀착하며, 링의 갈라진 틈 사이(Ring Gap) 가스유동은 등엔트로피 오리피스 유동(Isentropic Orifice Flow)이다.
- iv) 링과 피스톤 그루브 사이의 틈새유동은 등온 채널 유동(Isothermal Channel Flow)이다.
- v) 모든 흐름은 층류(Laminar Flow)이다.
- vi) 각 공간에서의 가스온도는 공간을 형성하는 표면의 면적평균 온도이다.
- vii) 각 공간에서의 가스성분은 동일하다.

이상의 가정들로 부터 각 공간들로 부터 흘러들어오고 나가는 가스에 대해 연속방정식과 가스상태 방정식을 사용하면 아래의 식 (1)을 얻을 수 있다.

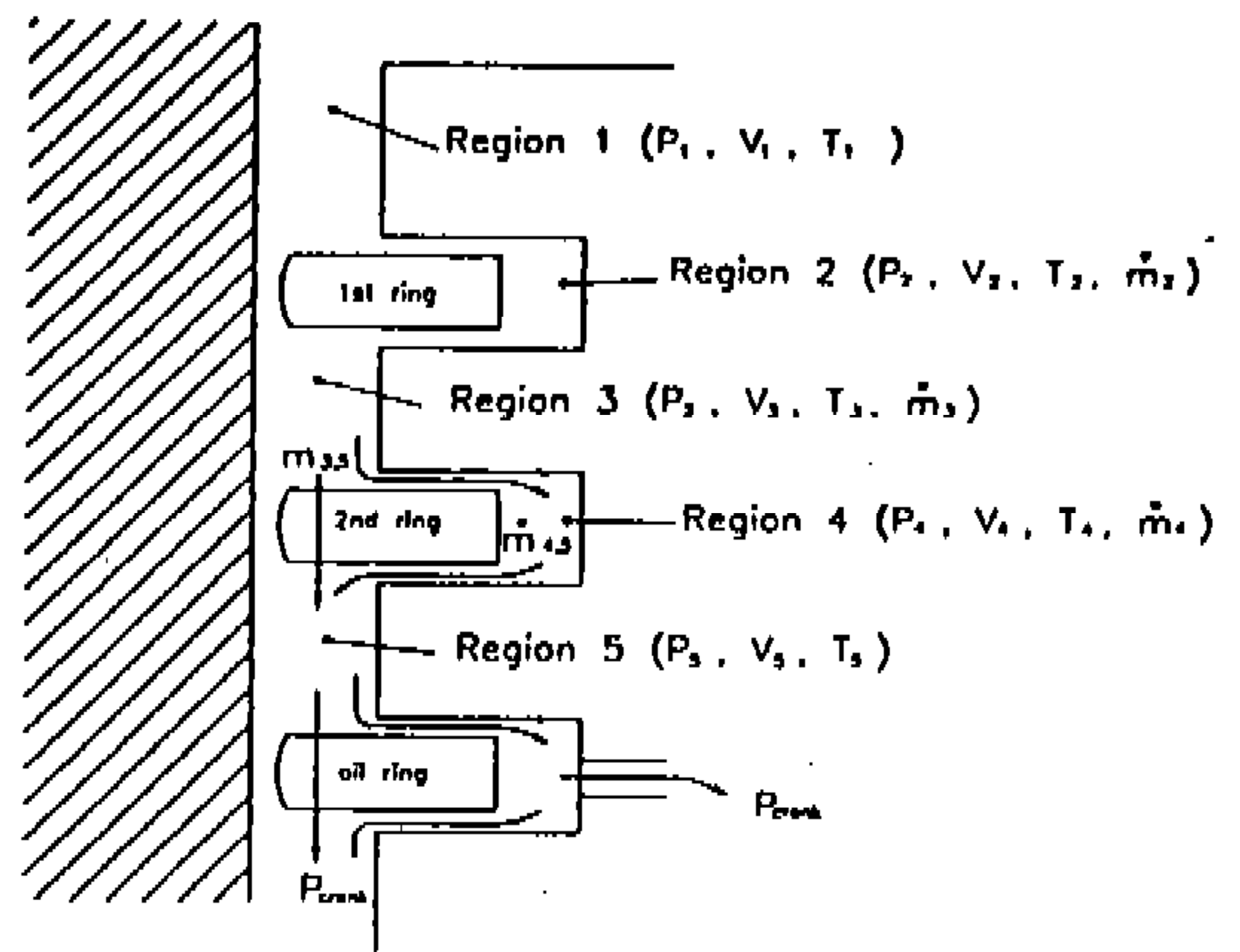


Fig.1 Schematic of piston-cylinder-ring crevice showing gas flow passage

$$\begin{aligned} \frac{dP_2}{dt} &= \frac{RT_2}{V_2} \left(\frac{dm_{1,2}}{dt} - \frac{dm_{2,3}}{dt} \right) \\ \frac{dP_3}{dt} &= \frac{RT_3}{V_3} \left(\frac{dm_{1,3}}{dt} + \frac{dm_{2,3}}{dt} - \frac{dm_{3,4}}{dt} - \frac{dm_{3,5}}{dt} \right) \\ \frac{dP_4}{dt} &= \frac{RT_4}{V_4} \left(\frac{dm_{3,4}}{dt} - \frac{dm_{4,5}}{dt} \right) \end{aligned} \quad (1)$$

위의 (1)식 우변항에서 링이 갈라진 틈 사이 가스 유동 $dm_{1,3}/dt$, $dm_{3,5}/dt$ 는 등엔트로피 오리피스 유동, 링과 피스톤 그루브 사이의 틈새 유동 $dm_{1,2}/dt$, $dm_{2,3}/dt$, $dm_{3,4}/dt$, $dm_{4,5}/dt$ 는 등온 채널 유동으로 가정하면 아래의 (2), (3)식으로 부터 구할 수 있다(Fig.2 참고).

$$\begin{aligned} \left. \frac{dm}{dt} \right|_{orifice} &= C_d A_o P_u \sqrt{\frac{2\gamma}{RT_u(\gamma-1)} \left[\left(\frac{P_d}{P_u} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_d}{P_u} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \\ &: \text{when } \frac{P_d}{P_u} > \left(\frac{\gamma+1}{2} \right)^{\frac{\gamma}{1-\gamma}} \\ &= C_d A_o P_u \sqrt{\frac{\gamma}{RT_u}} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \\ &: \text{when } \frac{P_d}{P_u} \leq \left(\frac{\gamma+1}{2} \right)^{\frac{\gamma}{1-\gamma}} \end{aligned} \quad (2)$$

$$\left. \frac{dm}{dt} \right|_{channel} = \frac{A_c h^2 (P_u^2 - P_d^2)}{16 \mu_{gas} RT_c W} \quad (3)$$

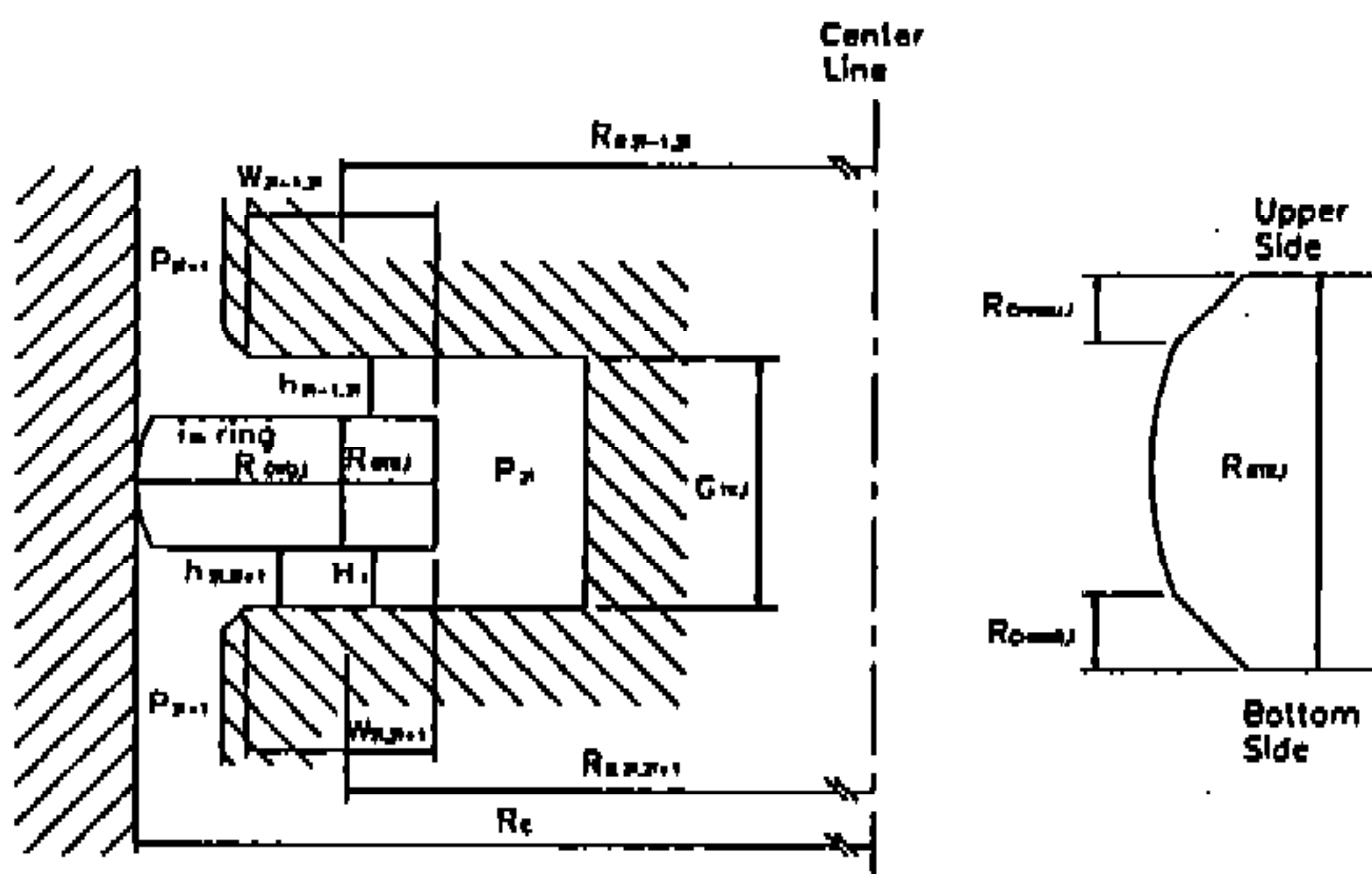


Fig.2 Geometry of piston-ring assembly

(2), (3)식을 (1)식에 대입하여 미분방정식 (1)을 풀면 미지수인 각 공간에서의 압력 P_2 , P_3 , P_4 를 구할수 있다. 그러나 링은 운전중 피스톤 그루브속에서 축방향으로 운동을 하게되므로, (3)식에서 채널의 단면적 A_c 및 채널의 높이 h 는 매순간 변하는 시간의 함수이다. 그러므로 이를 구하기 위해 피스톤 링의 축방향 운동에 대한 모델링이 추가적으로 필요하다.

2.2 피스톤 그루브내에서 링의 축방향 운동 해석

피스톤 링과 그루브 사이에는 운전중 원활한 운동을 보장하기 위해 설계시 0.1~0.3mm 정도의 일정한 간격을 두게된다. 운전시 피스톤 링은 주어진 간격 범위에서 상하운동을 하게되며 이로 인해 링과 그루브 사이의 틈새가 바뀌어 가스흐름량 또한 변하게 된다. 그러므로 피스톤/링 팩 사이 가스 흐름을 정확히 구하기 위해서는 그루브내 링의 위치를 알아야만 한다(Fig.2 참고).

피스톤 링에 작용하는 힘에는 먼저 링의 질량에 의한 관성력(F_i), 링과 실린더 벽사이의 마찰력(F_f), 링과 그루브 사이에 존재하는 오일에 의한 저항력(F_s), 링과 그루브의 표면이 서로 닿을 때 발생하는 접촉반력(F_c)과, 링 상하 측면에서 작용하는 가스압력에 의한 결과력(F_p)이 있다. 이러한 힘들로부터 축방향의 운동방정식을 세우게 되면 아래의 (4)식을 얻을 수 있다.

$$F_{L,i} + F_{F,i} + F_{S,i} + F_{O,i} + F_{P,i} = 0, \quad (i=1 \sim 2) \quad (4)$$

먼저 (4)식에서 링의 질량에 의한 관성력은 (F_i) 아래의 식 (5)로 부터 구할 수 있다.

$$F_{L,i} = M_i \left(A_p - \frac{d^2 H_i}{dt^2} \right) \quad (5)$$

링과 실린더 벽사이의 마찰력(F_f)은 아래와 같은 실험식 (6)을 사용하였다⁹⁾.

$$F_{F,i} = f_{L,i} A_{L,i} P_{EFF,i}$$

$$\begin{aligned}
 f_{L,i} &= 4.8 \left(\mu_{oil,i} \frac{V_p}{(P_{2i} + P_{len,i})(R_{GTRK,i} - R_{CHAMU,i} - R_{CHAMB,i})} \right)^{0.5} \\
 A_{L,i} &= 2\pi R_C (R_{GTRK,i} - R_{CHAMU,i} - R_{CHAMB,i}) \\
 P_{EFF,i} &= (P_{2i} + P_{len,i}) \\
 P_{len,i} &= \frac{Ten_i}{R_{GTRK,i} R_C} \quad (6)
 \end{aligned}$$

링이 피스톤 그루브안에서 움직일 때 링과 그루브면이 서로 가까워지면 두면 사이에 있는 오일이 이러한 접근을 저지하려는 방향으로 저항 (Squeeze Force)을 하게 된다. 이러한 오일 저항력(F_S)은 아래의 (7)식으로 표현할 수 있으며, 식에서 C_S 는 운전중 링과 그루브사이의 불완전한 오일 충전 효과를 보정해 주기 위한 계수로 0.1 정도의 값이 적절한 것으로 알려져 있다⁴⁾.

$$\begin{aligned}
 F_{S,i} &= -C_S 2\pi R_{R_{2i-1,2i}} \mu_{oil,2i-1,2i} \\
 \frac{dH_i}{dt} \left(\frac{W_{2i-1,2i}}{h_{2i-1,2i}} \right)^3 &: \frac{dH_i}{dt} \geq 0 \\
 &= -C_S 2\pi R_{R_{2i,2i+1}} \mu_{oil,2i,2i+1} \\
 \frac{dH_i}{dt} \left(\frac{W_{2i,2i+1}}{h_{2i,2i+1}} \right)^3 &: \frac{dH_i}{dt} < 0 \quad (7)
 \end{aligned}$$

(4)식의 링과 그루브사이의 표면 거칠기에 의한 접촉반력항 F_C 의 경우, 지금까지는 링과 그루브 사이에는 충분히 두꺼운 유막이 존재하므로 링과 그루브가 금속간 접촉을 하지 않는다는 가정 하에서 무시되어져 왔다. 그러나 실제 엔진 실험 후 그루브의 간격을 측정해보면 링과 그루브의 접촉에 의한 마멸 현상을 뚜렷이 관찰할 수 있다. 그러므로 그루브내 링의 거동을 좀더 실제적으로 표현하기 위해서는 오일저항력 외에 링과 그루브사이 금속간 접촉반력(F_C)을 고려해주는 것이 필요하다.

Greenwood, Tripp는 같은 형상(Shape)의 미세 돌기들(Asperities)이 가우스 분포를(Gaussian Distribution)하고 있는 두표면을 서로 접촉시킬 때 발생하는 단위면적당 접촉력(P_{AC}) 및 접촉면(A_{AC})을 탄성변형의 범위에서 (8)식과 같이 유도하였다¹¹⁾. (8)식을 사용하여 링과 그루

브사이 금속간 접촉반력 (F_C)을 구하면 (9)식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned}
 P_{AC}(h) &= \frac{6\sqrt{2}}{15} \pi (\eta \beta \sigma)^2 E \sqrt{\frac{\sigma}{\beta}} F_{3/2} \left(\frac{h}{\sigma} \right) \\
 A_{AC}(h) &= \pi^2 (\eta \beta \sigma)^2 F_2 \left(\frac{h}{\sigma} \right) \\
 F_n \left(\frac{h}{\sigma} \right) &= \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{h/\sigma}^{\infty} \left(S - \frac{h}{\sigma} \right)^n e^{-\frac{S^2}{2}} dS \quad (8)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_{C,i} &= 2\pi [R_{R_{2i,2i+1}} W_{2i,2i+1} P_{AC}(h_{2i,2i+1}) \\
 &\quad - R_{R_{2i-1,2i}} W_{2i-1,2i} P_{AC}(h_{2i-1,2i})] \quad (9)
 \end{aligned}$$

마지막으로 (4)식의 링의 상하면에서 작용하는 가스압력(F_P)은 아래 식 (10)으로부터 구해진다.

$$\begin{aligned}
 F_{P,i} &= -P_{2i-1} \left(A_{po_{2i-1,2i}} - \frac{1}{2} A_{pi_{2i-1,2i}} \right) \\
 &\quad - \frac{P_{2i}}{2} (A_{pi_{2i-1,2i}} - A_{pi_{2i,2i+1}}) \\
 &\quad + P_{2i+1} \left(A_{po_{2i,2i+1}} - \frac{1}{2} A_{pi_{2i,2i+1}} \right) \\
 A_{po_{2i-1,2i}} &= \pi [R_C^2 - (R_C - R_{GWD,i})^2 - 2 R_{R_{2i-1,2i}} \\
 &\quad W_{2i-1,2i}] \\
 A_{pi_{2i-1,2i}} &= 2\pi R_{R_{2i-1,2i}} W_{2i-1,2i} [1 - A_{AC}(h_{2i-1,2i})] \quad (10)
 \end{aligned}$$

3. 수치해석

이상의 모델로부터 $P_2(t)$, $P_3(t)$, $P_4(t)$ 및 링의 위치 $H_1(t)$, $H_2(t)$ 는 5개의 상미분 연립방정식 (1), (4)로부터 구할 수 있다. 이와 함께 (8)의 적분식은 계산시간을 단축하기 위해 아래의 비선형 식으로 근시화하여 계산하였다¹²⁾.

$$F_n(\bar{H}) = \begin{cases} c_1 e^{c_2 \ln(4.0 - \bar{H}) + c_3 [\ln(4.0 - \bar{H})]^2}, & \bar{H} \leq 3.5 \\ c_4 (4.0 - \bar{H})^{c_5}, & 4.0 \geq \bar{H} > 3.5 \\ 0, & \bar{H} > 4.0 \end{cases} \quad (11)$$

여기서 $\bar{H}=h/\sigma$ 를 나타내며, 상수 c_1, c_2, c_3, c_4, c_5 는 n 값에 따라 Table 1과 같은 값을 가진다.

수치해석시 입력 데이터로 사용되는 (2)식의 유량계수 C_i 는 상당히 넓은 범위의 값으로 적용되어져 왔다. Ting과 Mayer는 0.65^{1,2)}, Furuhamu 등은 0.83⁴⁾, Namazian과 Heywood는 0.52~0.86⁵⁾을 그리고 Kuo 등은 0.86⁶⁾의 값을 모든 링에 대한 유량계수로 채택하여 수치해석하였다.

본 연구에서는 실험결과와의 비교 검토를 통해 연소실과 직접적으로 접하고 있는 첫번째 링의

경우는 0.46, 기타 두번째 링 및 오일 링의 경우는 0.83의 값을 유량계수로 사용하였다¹³⁾.

이와 함께 컴퓨터 시뮬레이션을 위해 사용한 입력 데이터로 엔진의 주요사양은 Table 2와 같으며 피스톤/링 팩이 사양은 Table 3과 같다. 표면 거칠기와 관련된 데이터 $\eta\beta\sigma, \sigma/\beta, \sigma_1, \sigma_2, \gamma$ 는 각각 0.05, 0.0001, 0.3 μ m, 0.3 μ m 및 1의 값을 사용하였다¹²⁾.

Table 1 Constant value of equation

	n=2	n=5/2
C1	1.705e-4	2.1339e-4
C2	4.05419	3.804467
C3	1.37025	1.341516
C4	8.8123e-5	1.1201e-4
C5	2.1523	1.9447

Table 2 Engine specifications

Type	Spark Ignition, IL-4
displacement	1.5(Liter)
Bore	76.5(mm)
Stroke	81.5(mm)
Connecting rod length	130.0(mm)

Table 3 Ring pack specifications

	Top ring	Second ring	Oil ring
Type	Barrel	Napier	3-piece
Thickness	1.5 (mm)	1.5 (mm)	0.51 (mm)
Width	3.25 (mm)	3.25 (mm)	2.35 (mm)
Tangential load	13.25 (N)	8.00 (N)	39.22 (N)
Gap area	0.138(mm ²)	0.098(mm ²)	0.15 (mm ²)
Mass	7.36 (g)	7.06 (g)	4.04 (g)

Ring side clearance in top ring groove	0.05 (mm)
Ring side clearance in second ring groove	0.05 (mm)
Volume behind top ring(V_2)	245.0 (mm)
Volume between top and second ring(V_3)	176.6 (mm)
Volume behind top ring(V_4)	245.0 (mm)

4. 운전중 링 사이 압력 측정

Fig.3은 운전중 링 사이 압력 P_3 을 측정하기 위한 압력 센서와 센서가 설치된 피스톤의 모습이다. 먼저 그림의 피스톤 부분을 살펴보면 P_3 압력 측정 센서의 부착을 위해 양산 피스톤(Fig. 3에서 실선을 사용하여 45° 방향으로 해칭한 부분) 크라운의 아래쪽면에 실선 및 점선을 사용하여 135° 방향으로 해칭한 부분 만큼 덧살을 불렸음을 알 수 있다. 이는 시험대상 엔진의 양산용 피스톤 경우 피스톤 경량화를 위해 불 필요한 덧살은 완전히 배제된 상태이므로 압력 센서를 부착할 여유 두께가 없었기 때문이다. 덧살 작업은 양산 피스톤과 시험 피스톤의 가공치수를 동일하게 하기 위해 양산 피스톤 제작회사 의뢰 제작하였다. 이와 함께 링 사이 압력 측정을 위

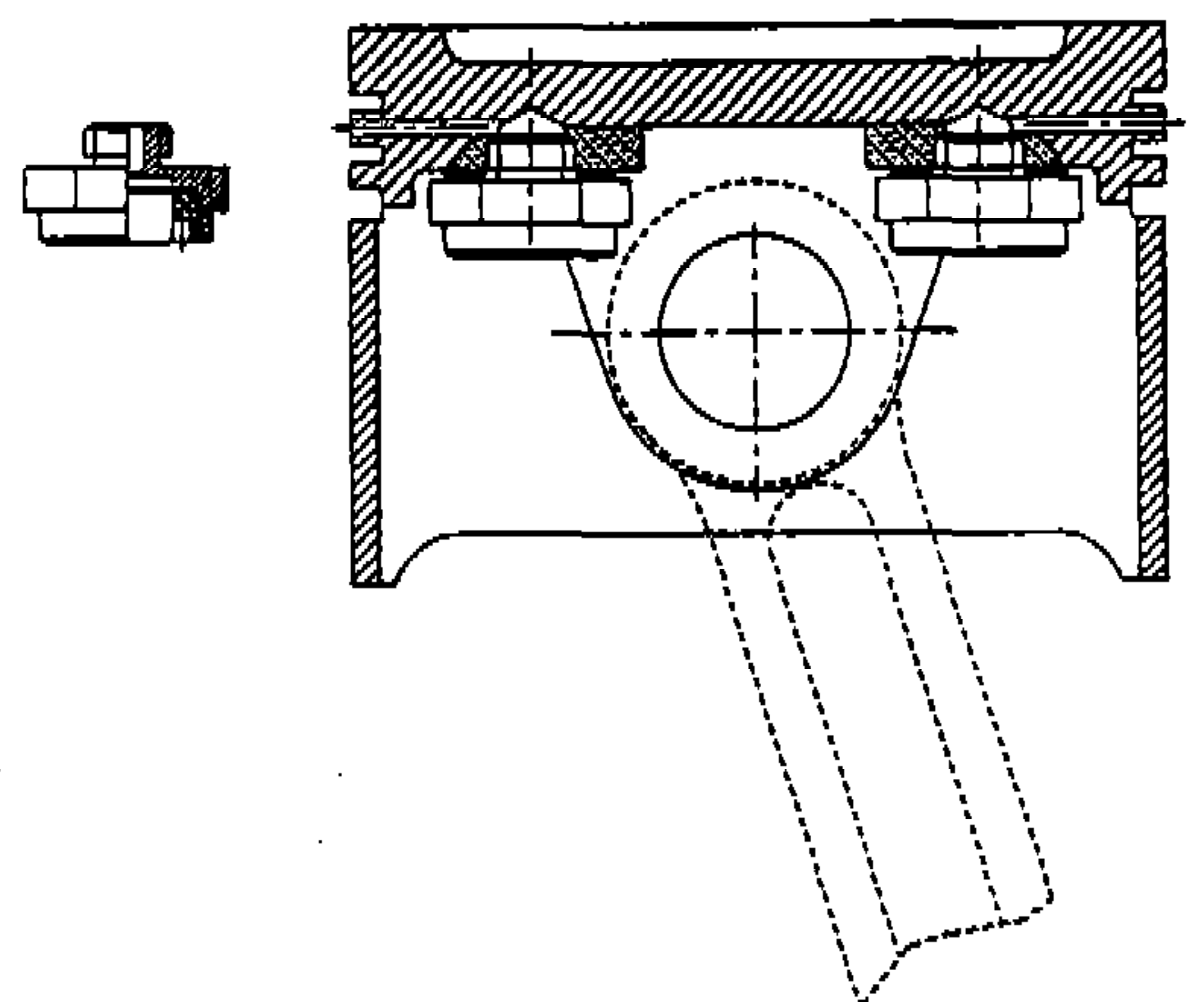


Fig.3 Strain gage type pressure transducer installed in piston to measure inter-ring pressure

한 압력 센서는 피스톤의 여유 공간 및 커넥팅 로드 소단부와의 간섭 등을 고려하여 피스톤 하단부에 부착 가능한 최소 형태로 직접 제작하였다¹³⁾.

Fig.4는 전체적인 엔진실험장치의 구성도이다. 운전중 피스톤은 상하방향으로 심하게 운동을 하므로 피스톤에 부착된 압력센서로부터 링 사이 압력을 측정하기 위해서는 특별한 측정신호 전달 장치가 필요하다. 이러한 신호 전달 장치로 많이 사용하는 것이 링크기구이다. 링크기구는 커넥팅 로드 대단부 아래쪽에 부착되어 운전중 피스톤에서 부터 전해지는 측정 신호선을 엔진 밖으로 이끌어 내는 역할을 한다. 본 실험을 위해 링크기구는 직접 제작하여 사용하였다¹³⁾. 시험시 실린더 압력 측정은 Kistler사의 스파크 플러그형 압전 압력 센서(모델 6051)을 사용하였으며, 실린더 압력과 링 사이 압력 데이터 사이의 상관성을 확보하기 위해 두 데이터를 동시에 획득하였다. 엔진 시험은 1,000rpm부터 4,000rpm까지 1,000rpm간격으로 전부하 조건에서 수행하였으며, 이때 냉각수 온도는 92℃를 유지하였다. 모든 시험조건에서 압력 데이터는 크랭크각 1°간격으로 측정하였으며, 사이클 변동의 효과를 없애기 위해 10사이클의 데이터를 획득하여 이를 조화 평균(Ensemble Average)한 값을 최종적인 대표 압력으로 데이터 처리하였다. 실험 엔진의 주요제원은 아래 Table 2와 같다.

5. 전산해석 및 실험결과 고찰

Fig.5는 각 rpm의 전부하 조건에서 측정한 실린더 압력(P_1) 및 링 사이 압력값(P_3)과 측정 실린더 압력을 입력 데이터로 사용하여 계산한 링 사이 압력값(P_3)을 나타낸 그림이며, Fig.6은 Fig.5의 실린더 압력 및 링 사이 압력의 최대값을 나타낸 그림이다. 먼저 시험 결과를 살펴보면 실린더 압력의 최대값은 시험엔진의 최고 토크를 보이는 3,000rpm까지는 증가를 하지만 4,000rpm에서는 감소하는 경향을 갖는다. 그러나 링 사이 최대 압력값은 실린더 압력과는 달리 엔진 회전수가 증가하면 오히려 감소하는 특성을 갖게 됨을 알 수 있다. 이는 엔진의 회전수 증가와 함께 링 사이의 공간으로 실린더 가스가 충전되는 시간이 감소하기 때문에 나타나는 현상으로 이해된다.

Fig.5, 6을 통해 실험 결과와 계산 결과를 비교해 보았을 때 계산 결과는 전반적으로 실험 결과의 정성적, 정량적 특성을 잘 반영하고 있음을 알 수 있다. 그러나 엔진 회전수가 높은 Fig.5(d)의 4,000rpm 경우, 계산 결과와 실험 결과 사이에는 다소 차이가 있음을 보여주고 있는데, 이러한 원인은 수치 해석시 두번째 링과 세번째 링 사이 압력(P_3)을 크랭크 케이스 압력과 동일하다고 가정한 것에 기인한 것으로 추정된다. 실제로, 엔진 회전수가 빨라지면 오일링(세번째

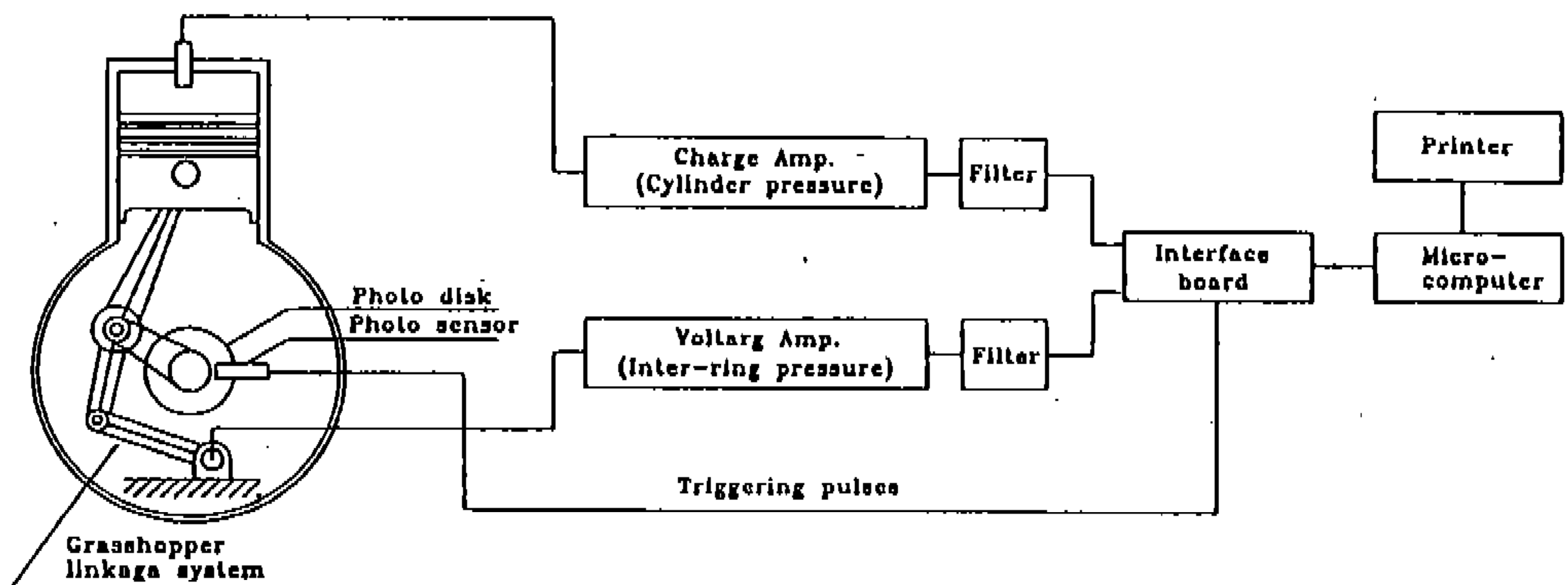


Fig.4 Overall data acquisition system including test engine and measuring equipment

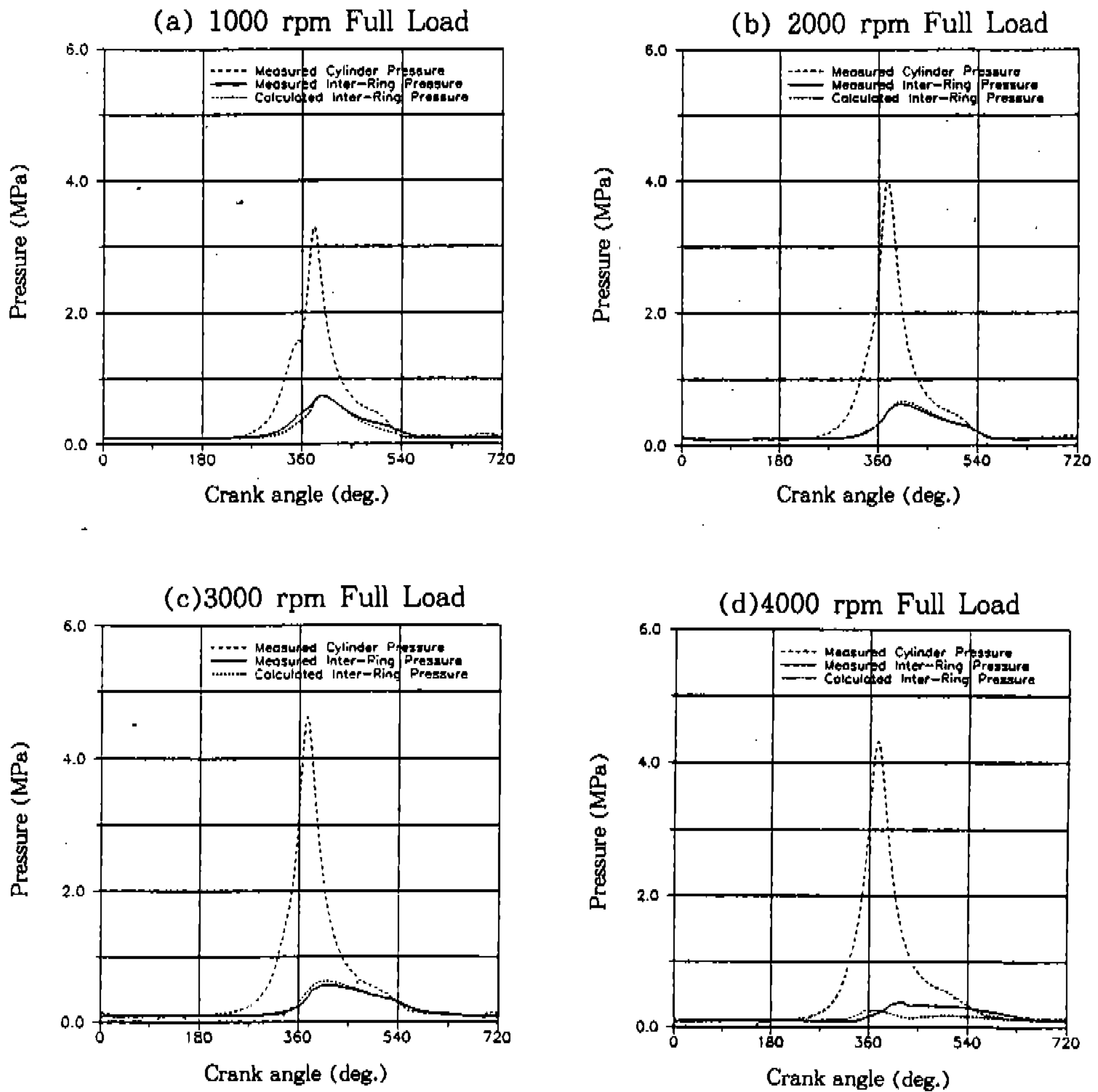


Fig.5 Comparison of measured with calculated inter-ring pressure

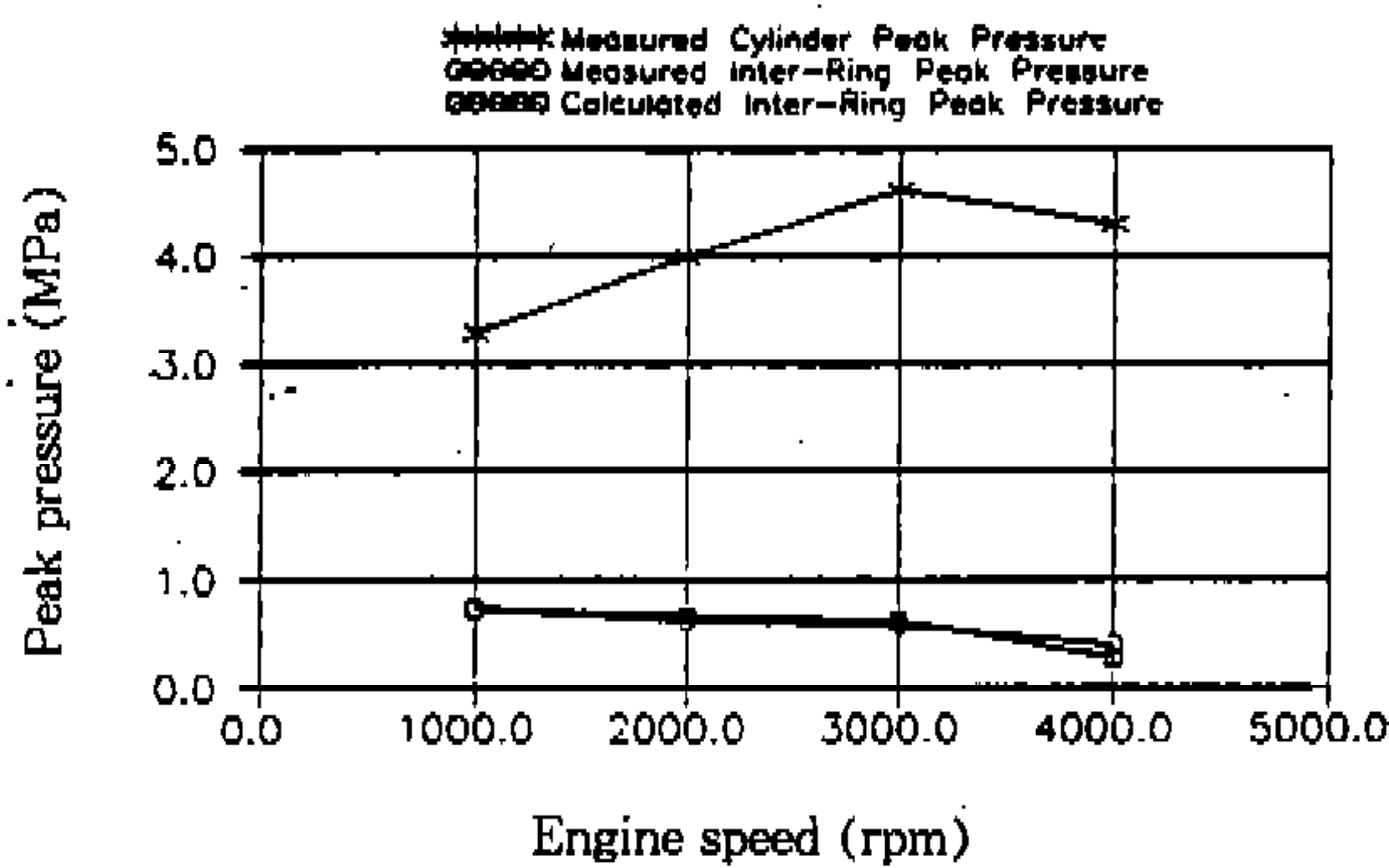


Fig.6 Engine speed versus peak pressure at full load

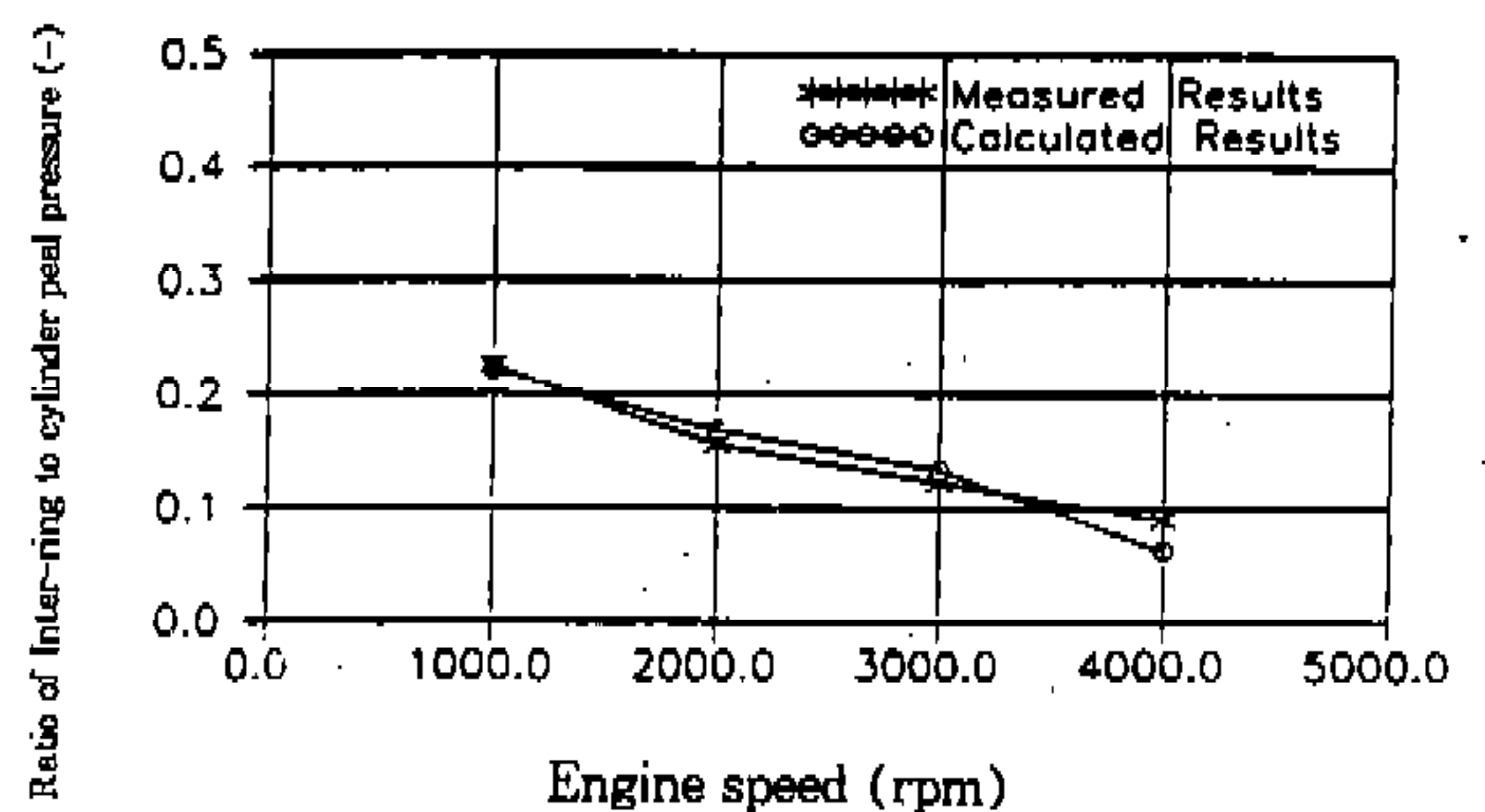


Fig.7 Engine speed versus ratio of inter-ring to cylinder peak pressure at full load condition

링)에 작용하는 관성력이 증가하여 크랭크각 360° 근방에서는 링이 그루브의 위쪽에 달라 붙게 된다(Fig.9 참고). 이 경우 두번째, 세번째 링 사이 공간(V_s)과 크랭크 케이스 사이의 가스통로가 좁아 P_s 압력은 처음 과정과는 달리 크랭크 케이스 압력보다는 다소 높은 값을 가지

게 되며, 이로 인해 P_s 압력 또한 증가하게 될 것이다. 그러므로 P_s 를 크랭크 케이스 압력과 동일한 값으로 가정하지 않고 링의 운동 모델을 첫번째, 두번째 링 뿐만 아니라 오일링까지 확대 적용하여 직접 계산한다면 높은 엔진회전수 범위에서까지 좀더 정확한 해석 결과를 얻을 수 있을

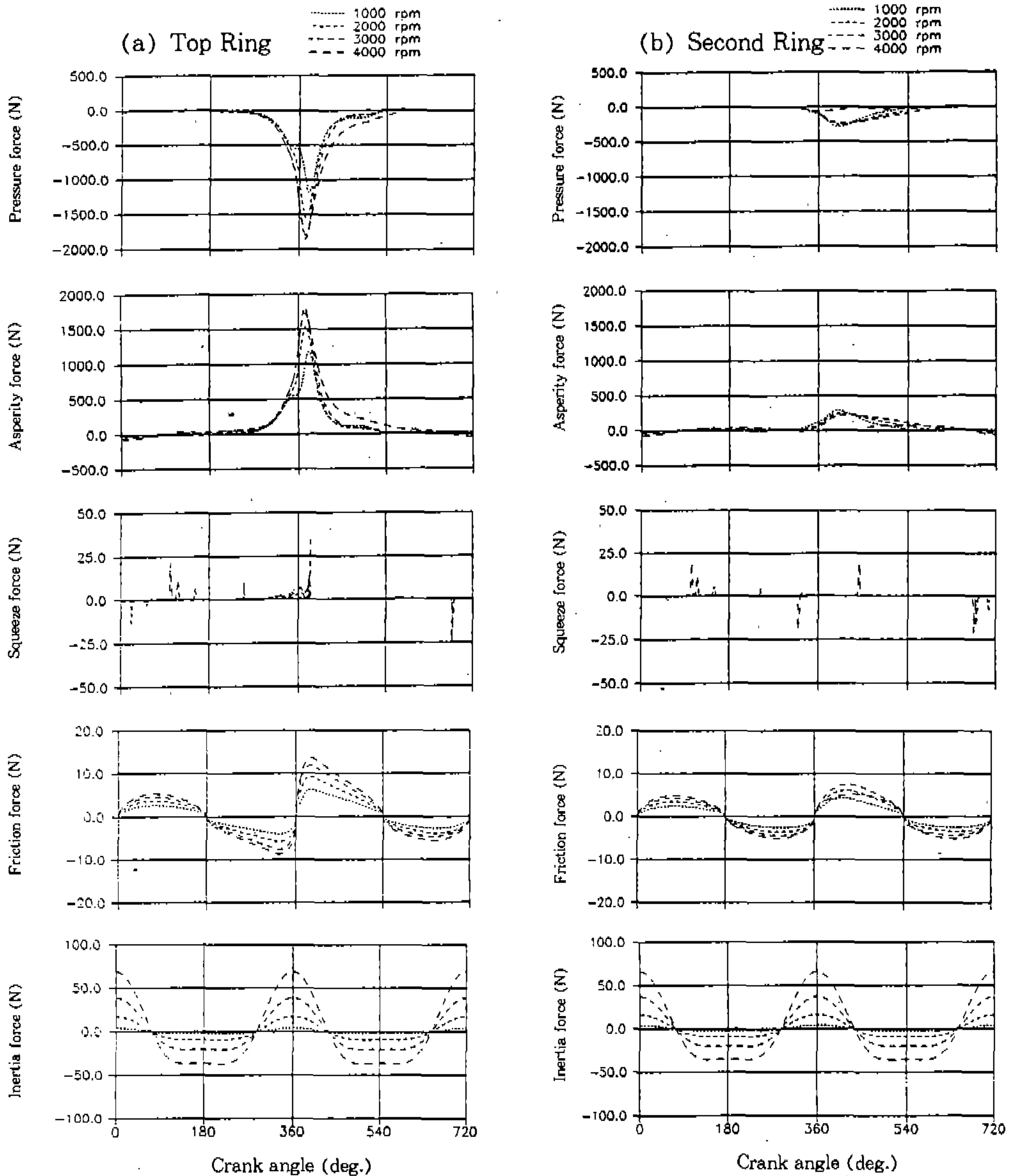


Fig.8 Variation of forces acting on the ring against engine speed

것이다.

Fig.7은 최대 실린더 압력에 대한 최대 링 사이의 압력값의 상대적인 비의 변화를 보여주는 그림이다. 그림으로부터 링 사이 압력값은 실린더 압력의 9~23% 정도의 값을 가지며 엔진 회전수에 따라 감소하는 경향을 가짐을 알 수 있다. 그리고 계산 결과는 전반적으로 실험 결과의 정성적, 정량적 특성을 잘 반영하고 있음을 보여준다.

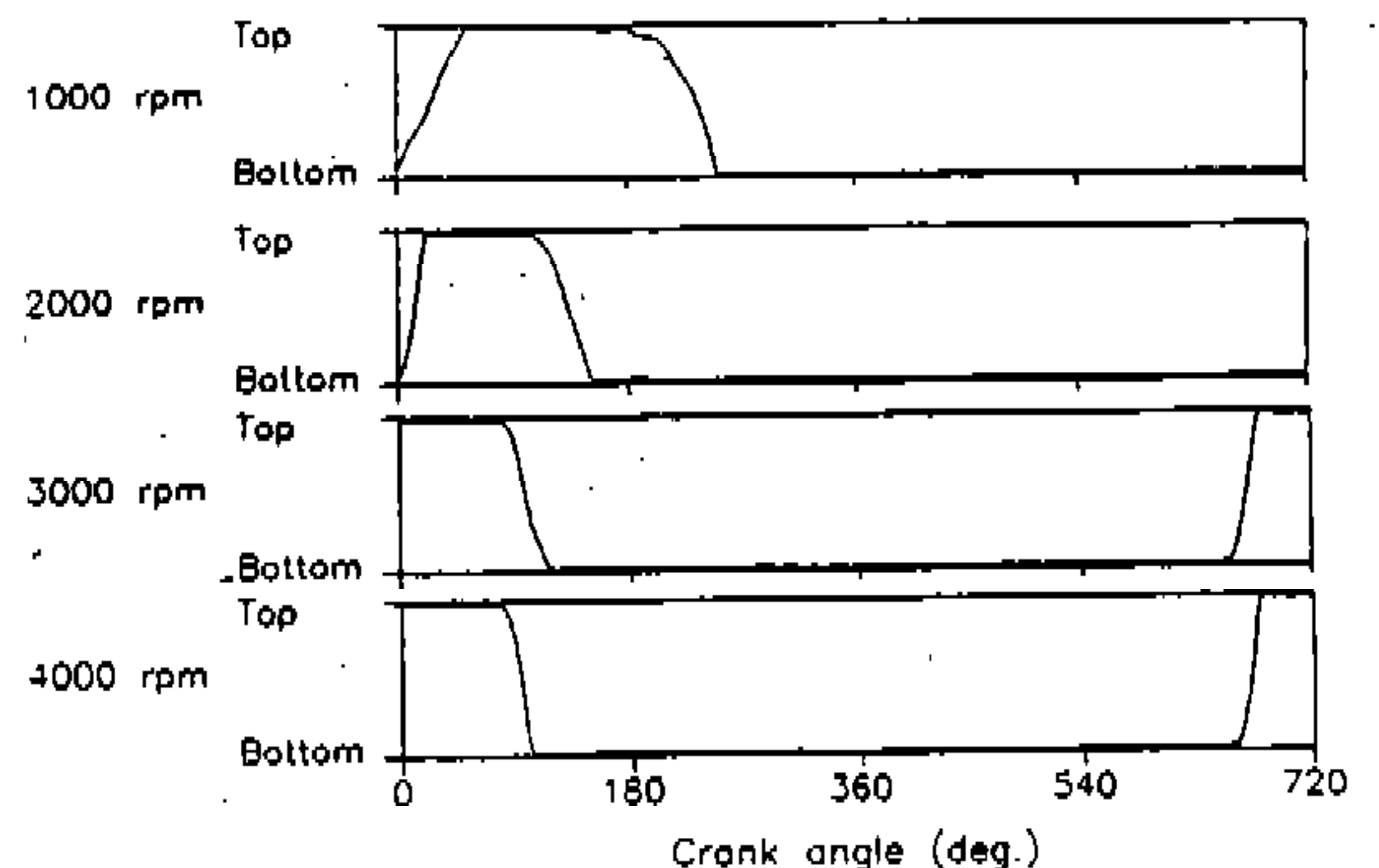
Fig.8은 엔진회전수 변화에 따른 링위의 작용력을 계산한 결과이다. 먼저 링위에 작용하는 가스 압력(F_p)을 살펴보면, 첫번째 링의 경우, 실린더 압력이 커지는 압축 및 폭발 행정에서는 상당히 큰 가스압력이 링을 누른다는 것을 알 수 있다. 두번째 링 또한 압축 및 폭발 행정에서는 가스 압력이 다른 힘들에 비해 상대적으로 큰 값으로 링에 작용하고 있으나, 그 크기는 첫번째 링에 작용하는 가스압력 비해 상대적으로 작은 값이다.

링 위에 작용하는 여러 힘들, 즉, 가스 압력(F_p), 마찰력(F_f) 및 관성력(F_i)들의 합에 대응하여 그루브쪽에서 작용하는 반력은 링과 그루브 사이의 접촉반력(F_c)과 오일의 저항력(F_s)이 있다. 이러한 힘들의 계산 결과를 살펴보면 대부분의 힘은 링과 그루브 사이의 접촉반력이 감당하고 있음을 알 수 있다. 이러한 원인은 다음과 같이 이해할 수 있다. 전산해석 결과인 Fig.9 및 지금까지 발표된 실험 결과^{4,14)} 등에서 알 수 있듯이, 운전중 링은 행정의 제한된 부분에서만 급격히 운동을 할 뿐 대부분 영역에서는 그루브의 어느한쪽에 치우쳐 위치한다. 그러므로 링에 작용하는 힘에 대응한 그루브측 반력은 링이 어떠한 속도(dH/dt)를 갖고 움직일 때 운동을 억제하는 방향으로 작용하는 (7)식의 오일 저항력이 아니라 링과 그루브 사이의 접촉력이 대부분 감당하게 되는 것이다. 지금까지 발표된 여러 논문에서는 링 위에 작용하는 힘들에 대한 반력으로 단지 오일 저항력만을 고려해 왔는데^{1, 2, 4, 5, 6)}, 실제 계산 결과는 오일 저항력 보다는 접촉 반력이 더 큰값으로 작용하고 있음을 보여주고 있다.

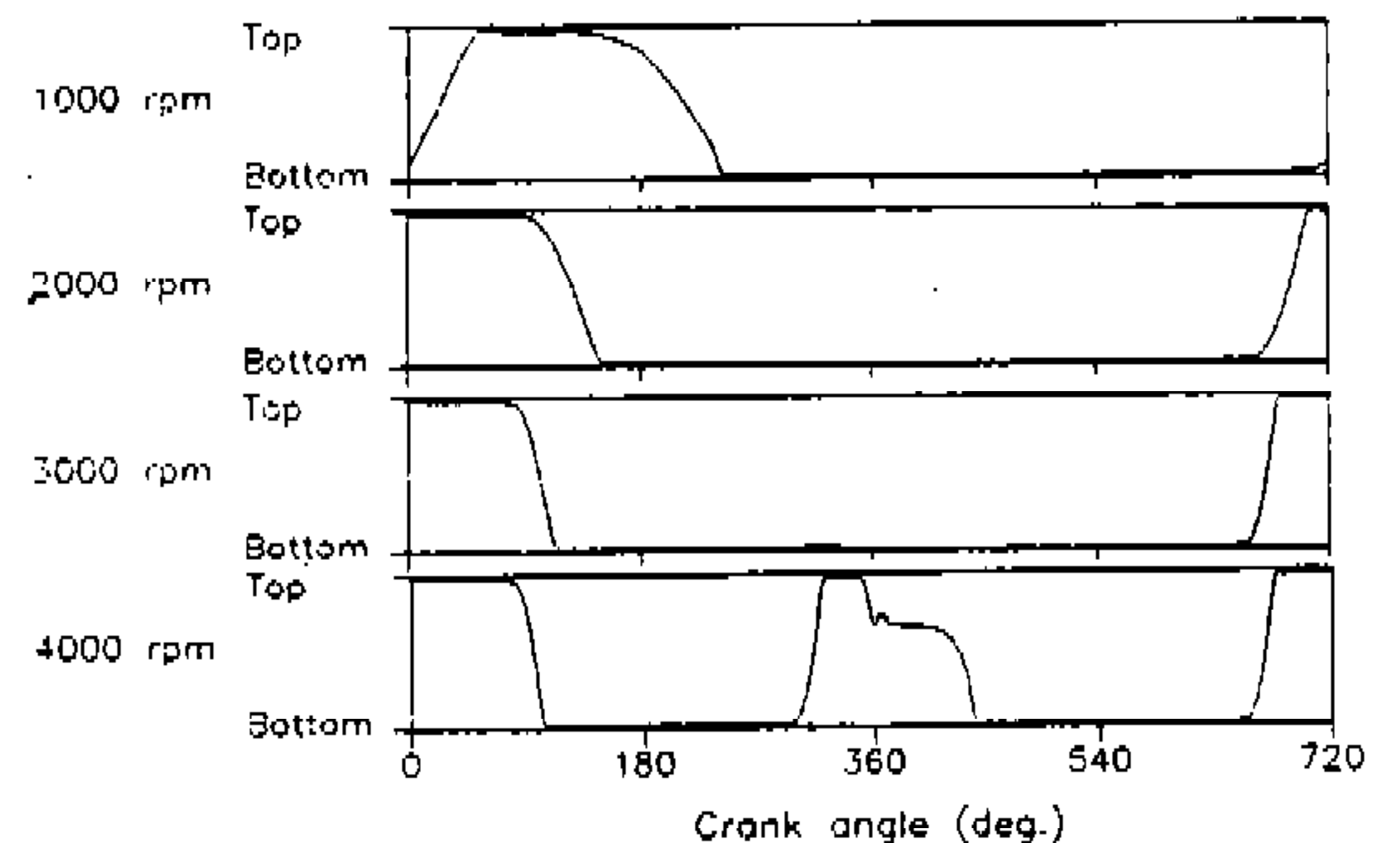
마찰력 및 관성력은 가스압력에 비해 상대적으

로 작은 값을 가지나, 엔진의 회전수가 증가하면 급격히 커지는 특성을 갖고 있음을 알 수 있다. 특히, 두번째 링의 경우, 4,000rpm에서는 관성력이 압력보다 오히려 커져 링의 운동은 관성력에 지배 받음을 알 수 있다(Fig.9(b) 참고).

Fig.9는 Fig.8에서 도시한 여러 힘들의 결과에 의한 링의 그루브내 위치를 계산한 그림이다. 전체적으로 운전중 링은 행정의 일정 부분에서만 급격히 운동을 할 뿐 대부분 영역에서는 그루브의 어느한쪽에 치우쳐 위치하는 특성을 보인다. 이러한 링의 위치는 압력이 작용하지 않는 흡기 및 배기과정에서는 주로 링에 작용하는 관성력에 의해 그들의 위치가 지배를 받게되나, 압력이 커지는 압축 및 폭발 행정에서는 주로 링위에 작용



(a) Top Ring



(b) Second Ring

Fig.9 Relative position of top and second ring in the groove

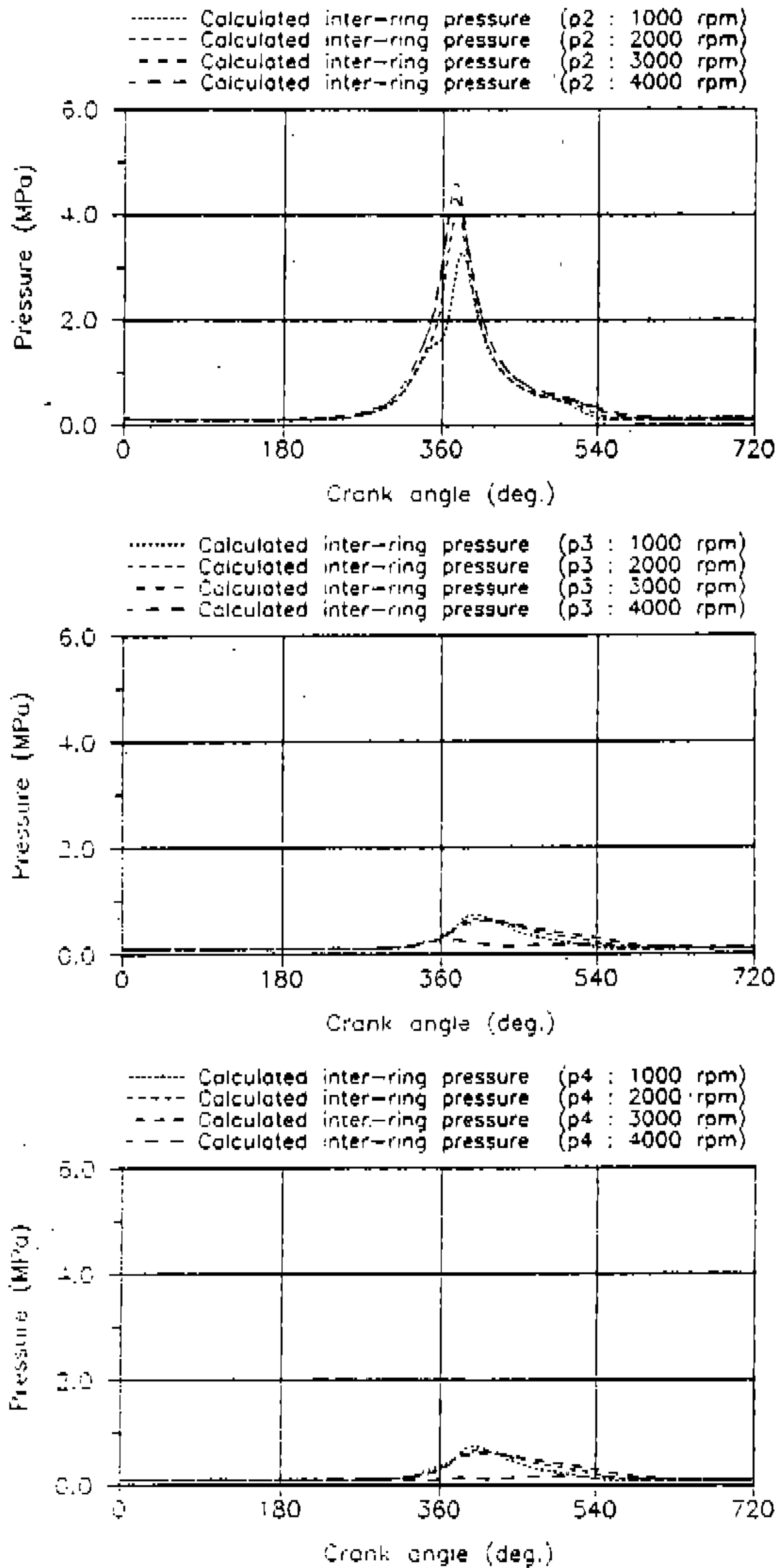


Fig.10 Variation of gas pressure against engine speed(Refer to Fig.1 for definition of p2-p4)

하는 가스압력에 지배를 받는다는 것을 알 수 있다. 두번째 링의 4,000rpm에서 계산한 결과를 살펴보면 360° 근방을 전후로 링이 갑작스럽게 바닥에서 위쪽으로 이동하여 다시 바닥으로 떨어지는 현상을 보이는데 이는 엔진의 회전수가 증가함에 따라 관성력이 급격히 증가하기 때문에 나타나는 현상이다.

Fig.10은 엔진의 회전수를 바꾸어 가면서 링

과 피스톤 사이의 압력 변동을 계산한 결과이다. 먼저 압력 P_2 의 계산 결과를 살펴보면 P_2 는 엔진 회전수 변화에 상관없이 실린더 압력 P_1 과 거의 같은 값을 가짐을 알 수 있다(Fig.5 참고). 이러한 원인은 Fig.9(a)에서 알 수 있듯이 높은 실린더 압력으로 인해 링이 그루브의 바닥에 위치하여 링과 그루브 사이 틈새가 실린더쪽으로 완전히 열리기 때문이다.

P_1 압력은 P_3 압력과 유사한 값을 가진다는 것을 알 수 있는데, 이러한 현상은 P_2 압력에서처럼 링이 그루브의 바닥에 위치하므로 인해 Fig.1의 V_3 과 V_4 가 완전히 연결되어지기 때문이다. 그러나 4,000rpm의 경우 360° 근방에서는 P_1 의 압력이 P_3 보다는 P_5 의 압력(1기압)과 유사한 값을 가지게 된다. 이러한 원인은 360° 근방에서는 링이 그루브의 위쪽에 위치하여(Fig.9(b) 참고) V_3 과 V_4 사이의 틈새가 막혀 버리기 때문이다.

6. 결 론

그루브내 링의 운동 모델과 관련하여 링과 그루브 표면 접촉력을 반력항으로 추가한 모델을 사용하여 피스톤-링-실린더 사이의 압력 변동을 수치적으로 계산하였으며, 수치해석 결과 타당성 검증을 위해 직접 링 사이 압력값을 직접 측정하였다. 이러한 일련의 연구를 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 시험 엔진이 링 사이 압력 P_3 은 엔진회전수 증가와 함께 감소하는 경향을 가지며, 그값은 실린더 압력의 9~23% 정도의 값을 가진다.
- 2) 링 위에 작용하는 힘들에 대응하여 그루브 쪽에서 작용하는 반력은 대부분 링과 그루브 사이의 접촉력이며, 오일 저항력은 링이 갑작스럽게 위치를 바꿀 때 저항하는 힘으로만 작용한다.
- 3) 그루브내 링의 위치는 흡기 및 배기과정에서는 주로 관성력에 의해 지배를 받게되나, 압축 및 폭발 행정에서는 주로 가스압력이 지배를 받는다.

- 4) P_2 는 엔진 회전수 변화에 상관없이 실린더 압력 P_1 과 거의 같은 값을 가진다.
- 5) P_4 압력은 P_3 압력과 유사한 크기와 특성을 보인다.
- 6) 링 사이 압력 변동 해석 결과의 경우 3,000rpm까지는 정성적, 정량적 측면에서 실제 측정 결과와 좋은 일치를 보였다. 그러나 높은 엔진회전수 범위에서까지 좀더 정확한 해석 결과를 얻기 위해서는 링의 운동 모델을 첫번째, 두번째 링 뿐만 아니라 오일링까지 확대 적용하여 P_5 를 직접 계산하는 모델이 요구된다.

참 고 문 헌

1. L.L. Ting and J.E. Mayer, "Piston Ring Lubrication and Cylinder Bore Wear Analysis, Part I -Theory", Journal of Lubrication Technology, pp.305-314, 1974.
2. L.L. Ting and J.E. Mayer, "Piston Ring Lubrication and Cylinder Bore Wear Analysis, Part II-Theory Verification", Journal of Lubrication Technology, pp. 258-266, 1974.
3. M.Miyachika, T.Hirota and K.Kashiyama, "A Consideration on Piston Second Land Pressure and Oil Consumption of Internal Combustion Engine", SAE Paper 840099, pp.1-12, 1984.
4. S.Furuhashi, M.Hiruma and M.Tsuzita, "Piston Ring Motion and Its Influence on Engine Tribology", SAE Trans., Vol.88, pp.2929-2941, 1979.
5. M.Namazian and J.B. Heywood, "Flow in the Piston-Cylinder-Ring Crevices of a Spark-Ignition Engine : Effect on Hydrocarbon Emissions, Efficiency and Power", SAE Trans., Vol.91, pp.261-288, 1982.
6. T.W. Kuo, M.C. Sellnau, M.A. Theobald and J.D. Jones, "Calculation of Flow in the Piston-Cylinder-Ring Crevices of a Homogeneous-Charge Engine and Comparison with Experiment", SAT Trans., Vol.98, pp.1496-1482, 1989.
7. R. Keribar, Z. Dursunkaya and M.F. Flemming, "An Intergrated Model of Piston Ring Pack Performance", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.113, pp.382-389, 1991
8. S.H.Mansouri and J.B Heywood, "Correlations for the Viscosity and Prandtl Number of Hydrocarbon-Air Combustion Products", Combustion Science and Technology, Vol.23, pp.251-256, 1980
9. J.A. McGeehan, "A Literature Review of the Effects of Piston and Ring Friction and Lubricating Oil Viscosity on Fuel Economy", SAE Trans., Vol.87, pp.2619-2638, 1978
10. 김승수, 윤정의, 김창기, "내연기관 실 운전 중 피스톤과 링 결합체의 마찰력 측정 및 마찰력 발생기구 모델링에 관한 연구(II)", 현대자동차 주식회사 연구수탁과제 2차년도 최종보고서, 1993
11. J.A. Greenwood and J.H. Tripp, "The Contact of Two Nominally Flat Rough Surfaces", Proc IMechE, Vol.185, pp.625-633, 1971
12. S.M. Rohde, "A Mixed Friction Model For Dynamically Loaded Contacts with Application to Piston Ring Lubrication", Surface Roughness Effects in Hydrodynamic and Mixed Lubrication, ASME, pp.19-50, 1980
13. 윤정의, "엔진 오일소모 개선을 위한 피스톤/링 팩 개발", 고등기술연구원 연구 완료보고서, 1995
14. R.Truscott, T.Reid and B.Ruddy, "Ring Dynamics in a Diesel Engine and Its Effect on Oil Consumption and Blowby", SAE Trans., Vol.92, pp.768-780, 1983