大韓機械學會論文集 第17卷 第12號, pp. 3045~3054, 1993

〈論 文〉

피스톤슬랩에 의한 엔진 진동현상의 분석과 예측

권기웅* · 김양한**

(1993년 4월 30일 접수)

Analysis and Prediction of Piston-Slap Induced Vibration

K. W. Kwon and Y. H. Kim

Key Words: Piston-Slap(피스톤슬랩), Side-Thrust Force(측면주력), Impact Velocity(충돌속도), Nondimensionalization(무차원화)

Abstract

The mechanics related with piston-slap induced vibration has been studied in terms of non-dimensionalized dynamic equation of motion, various non-dimensional parameters such as non-dimensional side-thrust force and non-dimensional impact velocity throughout the numerical simulation. Experimetal verification on the suggested prediction method has been also performed by using single cylinder engine which was carefully designed and manufactured to wisely control the engine parameters, especially clearance and the mass of piston. The predicted and experimentally observed vibration signature confirm that the proposed method is practically useful.

기호설명

ϕ : 커넥팅로드 회전각도 또는 피스톤 회전각도
θ : 크랭크축 회전각도
x_p, a_p : 피스톤의 변위와 가속도
a : 커넥팅로드의 무게중심과 big-end와의 거리
b : 커넥팅로드의 무게중심과 small-end와의 거리
k : 커넥팅로드의 관성반경
l : 커넥팅로드의 베어링 사이의 거리 $l=a+b$
m : 커넥팅로드의 질량
m_c : 커넥팅로드의 big-end에서의 유효질량
m_p : 커넥팅로드의 small-end에서의 유효질량
r : 크랭크의 회전반경
M : 피스톤의 질량
d : 간극
D : 실린더의 직경
S : 스트로크
k_p : 피스톤의 연결점에서의 관성반경
l_c : 피스톤의 무게중심과 연결점 사이의 거리
l_s : 스커트와 연결점 사이의 거리
ω : 크랭크축 각속도
F_s^y : 측면주력
γ : 무차원 엔진변수 ; $\gamma=r/1$
μ : 무차원 엔진변수 ; $\mu=m/M$
δ : 무차원 엔진변수 ; $\delta=a/1$
ρ : 무차원 엔진변수 ; $\rho=k/1$
α : 무차원 엔진변수 ; $\alpha=l_c/k_p$
β : 무차원 엔진변수 ; $\beta=k_p/r$
p : 무차원 엔진변수 ; $p=l_s/r$
v_1, v_2, v_3, v_4 : 충돌속도
t_1, t_2, t_3, t_4 : 충돌시간
$a_A(\omega)$: 주파수영역에서의 가속도
$a_A(t)$: 시간영역에서의 가속도

1. 서 론

자동차 관련 소음 및 진동중 엔진관련 진동은

*정회원, 한국과학기술원 기계공학과 대학원
**정회원, 한국과학기술원 기계공학과

흡·배기계 소음과 엔진자체의 각 구동부위 및 연소실 소음으로 대별하여 볼 수 있다. 흡·배기시의 소음은 경제적, 공간적, 혹은 전체 무게의 제약은 있으나, 소음기 혹은 공명기를 사용하여 상당히 감소시킬 수 있으며, 근래에는 능동적인 방법의 응용가능성으로 그 감소 예상치가 증대되고 있다. 흡입이나 배기시의 소음이 제거되었을 때 남게되는 소음으로 정의되는 기계적소음(mechanical noise)은 엔진내부에서 발생하는 진동 및 압력파가 엔진을 진동시키고, 이러한 엔진의 진동이 방사음을 발생시켜 형성되는 것으로 이해되고 있다. 또한 기계적 소음은 압력의 갑작스런 변화에 의한 폭발소음(combustion noise)과 피스톤과 실린더벽면의 충돌에 의한 피스톤슬랩(piston slap)으로 크게 구분할 수 있으며 압력이 높지 않고 그 변화가 빠르지 않을 경우에는 피스톤슬랩이 기계적소음의 주 원인이 되는 것으로 알려져 있다.[1] 특히 피스톤과 실린더의 열팽창 차이때문에 간극을 크게 해야 하는 디젤엔진(diesel engine)의 경우 피스톤슬랩이 엔진 진동의 주 원인이 된다.[1,2,3]

피스톤슬랩현상의 대표적인 연구로는 E. E. Ungar, D. Ross[1] 그리고 W. J. Griffiths, J. Skorecki[2]에 의한 것을 들 수 있는데, 슬랩을 유발시키는 측면주력(side-thrust force)의 이론적 체계가 이들을 통하여 정립되었다. 특히 E. E. Ungar와 D. Ross는 피스톤의 왕복운동에 의해 발생되는 기계적에너지(mechanical power)와 실린더 표면으로부터 방사되는 음향에너지(acoustical power)의 비, 그리고 엔진블럭(engine block)의 방사효율(radiation efficicency)을 이용하여 피스톤슬랩에 의해 발생되는 소음량을 계산한다.[2]

본 연구는 피스톤슬랩에 의한 진동현상을 예측하기 위한 이론적 접근방법을 제시하고 이의 타당성을 검증하기 위하여 수행한 실험적 방법과 그 결과를 제시하고 있다.

피스톤슬랩에 의해 엔진블럭(engine block)에 발생되는 진동과 소음의 해석을 위해서는 먼저 피스톤과 실린더 벽면사이의 간극으로 인하여 피스톤에 발생하는 측면운동을 이해하고, 이로부터 피스톤슬랩에 의한 충돌의 크기와 충돌위치를 구하는 것이 필요하다. 충돌크기 및 위치와 아울러 충돌속도를 알게 되면, 즉 실린더내부에 작용하는 외력의 정량적인 규명이 완료되면 이를 입력으로 하여 실린더 표면에 발생하게 되는 진동현상은 실린더를 일반적인 다자유도계로 모델링하여 규명할 수 있으리라 가정할 수 있을 것이다. 본 연구에서는 이러한 접근방법의 타당성을 검증하기 위해 실린더 외벽에 가속도계를 부착한 후 크랭크축을 일정한 회전속도로 회전시켜 가속도 신호를 측정하였으며 이를 다자유도 모델에 기초한 이론적 결과와 비교하였다.

2. 피스톤슬랩의 해석

2.1 피스톤슬랩현상의 이해 및 가정

Fig. 1은 피스톤슬랩현상의 한 예를 설명해 주는 그림이다. Fig. 1(a)는 피스톤과 실린더 내벽 사이에 발생하는 피스톤의 미끄럼운동을 나타내고 있다. 이와 같은 미끄럼운동은 Fig. 1(b)에 도시된 바와 같이 피스톤이 TDC(top dead center) 위치에 왔을 때까지 진행될 것이고 이와 동시에 피스톤에 작용하는 측면주력의 방향이 바뀌면서 피스톤의 측면운동이 시작된다. 측면으로 작용하는 힘에 의해 피스톤은 Fig. 1(c)와 같이 가속되고, 실제로 피스톤과 실린더 내벽의 충돌은 Fig. 1(d)와 같이 피스톤슬랩운동이 시작된 후 크랭크축(crankshaft)이 각도 θ'만큼 회전한 후 발생함을 이해할 수 있다.

피스톤슬랩과 관련된 엔진변수들은 상당히 많을 수 있으나 실제 엔진에서 피스톤슬랩현상의 이론적 해석의 기본적인 접근방법을 검증하고 피스톤슬랩에 의한 엔진의 진동신호분석을 위하여 다음과 같은 가정을 하였다. 즉

(i) 실린더내부에 발생되는 압력에 의해 피스톤슬랩에 주는 영향은 피스톤의 충격에 의한 영향보다 상대적으로 작다.

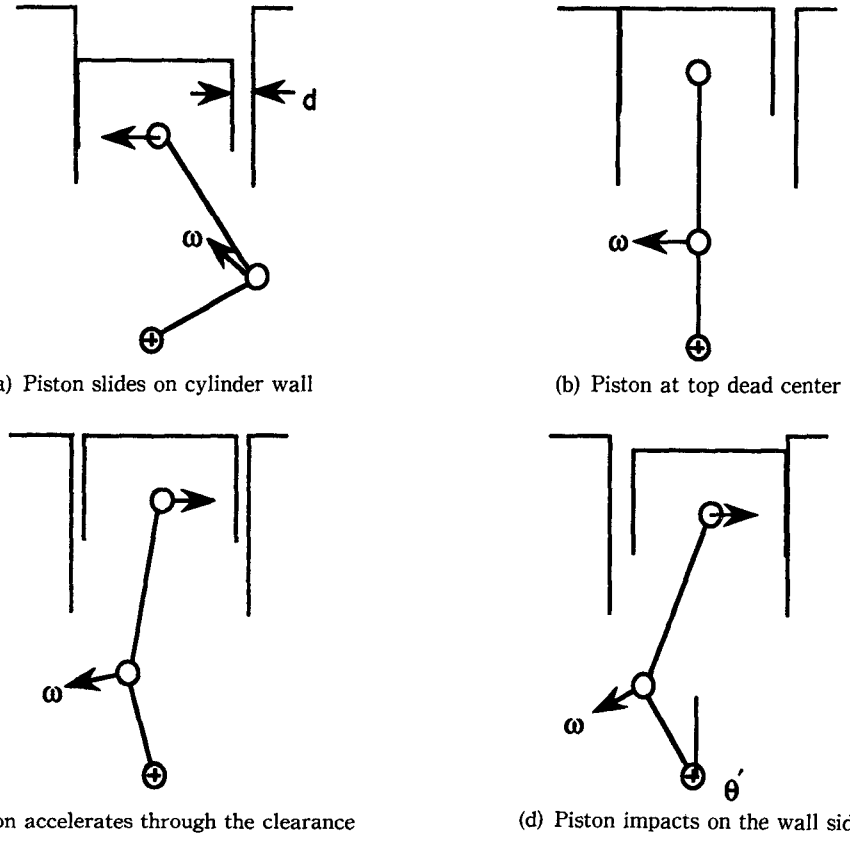
(ii) 피스톤링(piston ring)에 의해 피스톤에 작용되는 힘의 영향은 무시한다.

(iii) 크랭크축의 각속도(ω)는 일정하다.

(iv) 피스톤과 실린더는 점충돌(point impact)의 형태로 충돌한다.

(v) 접촉에 의해 발생된 응력파(stress wave)가 충돌점으로 반사되기 전에 충돌현상은 완료된다.

전술한 가정들은 피스톤슬랩에 의한 진동신호의 해석을 위해서 즉 다른 진동원(폭발, 밸브 등)의 영향을 받지 않고, 단지 슬랩에 의해서만 발생되는 신호의 구체적인 예측과 분석을 위한 단순화 과정에서 제시될 수 있다 하겠다. 이러한 가정을 충족시키기 위한 구체적인 고려를 실제 실험에 반영하기



(a) Piston slides on cylinder wall

(b) Piston at top dead center

(c) Piston accelerates through the clearance

(d) Piston impacts on the wall side

Fig. 1 Schematic illustrations of piston motion

위하여 실험에서는 실린더헤드(cylinder head)를 제거하여 실린더내부에 압력이 발생되지 않게 하였다. (만약 크랭크축의 각도에 따른 압력값을 알고 있다면 이를 첨가하여 같은 방법으로 해석할 수 있을 것이다.)

실제 엔진에 대한 피스톤슬랩현상을 해석할 경우에는 피스톤링에 의해 피스톤에 주어지는 힘과 실린더와의 마찰력 등을 고려해야 하지만, 본 연구에서는 피스톤슬랩의 근본적인 이해를 바탕으로 커넥팅로드와 피스톤이 피스톤슬랩에 미치는 영향을 알아보기 위해 가정 (ii)를 하였고, 따라서 실험 엔진에서는 피스톤링을 제거하였다. 아울러 본 연구에서는 진동신호의 절대적인 크기보다는 신호의 형태나 피크(peak)의 위치가 주 관심사였기 때문에 가정 (iii)을 함으로써 진동신호의 이론적 해석을 용이하게 하였다. 그리고, 가정 (iv)는 피스톤이 가지는 운동에너지가 모두 응력파에 의한 간섭없이 실린더로 전달됨을 의미하며 실제 엔진의 경우 무리없는 가정이라 판단된다.

2.2 피스톤슬랩현상의 역학적 해석

(1) 피스톤에 작용하는 측면주력의 계산

Fig. 2(a)는 크랭크, 커넥팅로드, 피스톤의 기하학적 배열을 나타내고, Fig. 2(b)는 피스톤과 커넥팅로드의 자유물체도를 나타내고 있다. Fig. 2(a)에서 각 ϕ와 θ의 관계는

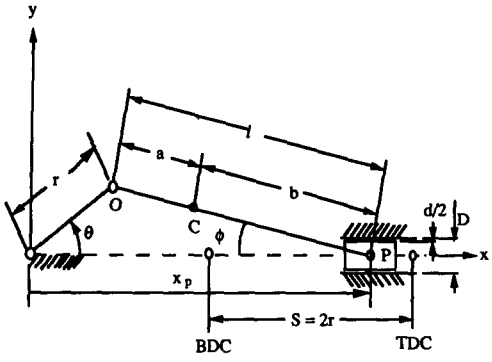
$$\sin\phi=\gamma\sin\theta \tag{1}$$

로 표시되고, 여기서 $\gamma=r/l$로 정의하기로 한다. 그리고 일반적인 엔진의 경우에는 γ가 작으므로

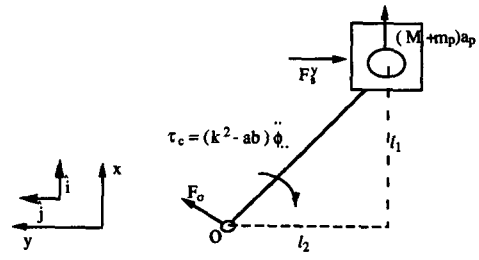
$$\cos\phi=\sqrt{1-\gamma^2\sin^2\theta}\approx\gamma\left(\frac{1}{\gamma}-2\gamma\sin^2\theta\right) \tag{2}$$

와 같이 근사적으로 표시할 수 있다.

또한 피스톤 변위(x_p)의 이차 미분에 의해 피스톤의 x방향(Fig. 2) 가속도(a_p)는 다음과 같이 표



(a) Geometrical configuration of crank, connecting rod, and piston



(b) Free body diagram of connecting rod and piston

Fig. 2 Geometrical configuration and free body diagram of crank, connecting rod, and piston

현된다.

$$x_p=r\cos\theta+l\cos\phi$$

$$a_p=\frac{d^2x_p}{d^2t}=-\omega^2(\cos\theta+\gamma\cos2\theta) \tag{3}$$

커넥팅로드의 각 가속도는 각 ϕ의 이차미분에 의해 구할 수 있는데, 마찬가지로 γ의 값이 작을 경우에는 다음과 같이 근사적으로 표현할 수 있다.

$$\phi=\sin^{-1}(\gamma\sin\theta)$$

$$\ddot{\phi}=\frac{\gamma^2\omega^2\sin\theta\cos^2\theta}{(1-\gamma^2\sin^2\theta)^{3/2}}-\frac{\gamma\omega^2\sin\theta}{\sqrt{1-\gamma^2\sin\theta}}\approx-\gamma\omega^2\sin\theta \tag{4}$$

Fig. 2(b)의 o점에 대한 모우멘트 평형식으로부터 측면 주력(side-thrust force)을 구하면 다음과 같다. 여기서 $\hat{i}\hat{j}$는 Fig. 2(b)에 표시된 것과 같이 x, y 방향의 단위 벡터이다. 즉

$$M_o=0(l_1\hat{i}-l_2\hat{j})\times\{(M+m_p)\times r\omega^2(\cos\theta+\frac{\gamma}{l}\cos2\theta)\,\hat{i}+F_s^y\hat{j}\}+\tau_c=0 \tag{5}$$

$$F_s^y=\frac{-l_2(M+m_p)\{r\omega^2(\cos\theta+\frac{\gamma}{l}\cos2\theta)\}-m(k^2-ab)\,\ddot{\phi}}{l_1} \tag{6}$$

$$F_s^y=\sin\theta\{(M+m_p)\,r\omega^2\frac{\gamma^2}{2l^2}+m(k^2-ab)\frac{r\omega^2}{l^2}\}-\sin2\theta\{(M+m_p)\,r\omega\frac{r}{2l}\}-\sin3\theta\{(M+m_p)\,r\omega^2\frac{\gamma^2}{2l^2}\} \tag{7}$$

$$\frac{F_s^y}{Mr\omega^2\gamma}=\sin\theta\{\frac{(M+m_p)}{M}\frac{\gamma}{2l}+\frac{m}{M}(k^2-ab)\frac{1}{\gamma l}\}-\sin2\theta\{\frac{(M+m_p)}{2M}\}-\sin3\theta\{\frac{(M+m_p)}{M}\frac{\gamma}{2l}\} \tag{8}$$

각 엔진변수들이 측면 주력과 충돌순간 피스톤의 측면속도에 미치는 영향을 알아보기 위해 식(7)의 양변을 $Mr\omega^2\gamma$으로 나누어 무차원화하면 같고 여기서, $\Psi_s^y=\frac{F_s^y}{Mr\omega^2\gamma}$, $\gamma=\frac{r}{l}$, $\mu=\frac{m}{M}$, $\delta=\frac{a}{l}$, $\rho=\frac{k}{l}$라 놓고 정리하면,

$$\Psi_s^y=-\{(1+\mu\delta)\cos\theta+(1+\mu\delta)\,\gamma\cos2\theta-\frac{\mu}{\gamma}(\rho^2-\delta+\delta^2)\}\sin\theta \tag{9}$$

와 같다.

(2) 피스톤슬랩이 시작되기 위한 조건

피스톤과 실린더의 간극에 의한 피스톤의 측면운동은 피스톤에 작용되는 측면주력의 방향이 바뀔 때 시작된다. 측면운동이 시작될 때의 크랭크축의 각도를 θ_0로 표시하면, θ_0는 측면주력이 0이 되는 θ의 값이 된다. 엔진변수가 고정된다면 θ_0는 엔진의 회전속도에 관계없이 일정하게 될 것이다. 식(9)를 이용하여 실험 엔진(부록 참조)에 대한 경우를 살펴보면 $\mu=0.303$일 경우는 0°, 80.61°, 180°, 279.39°, $\mu=0.767$일 경우는 0°, 86.19°, 180°, 273.81°에서 측면주력의 방향이 바뀜을 알 수 있다. $\theta=0°$와 $\theta=180°$는 커넥팅로드의 축방향이 바뀜에 따라 측면주력의 방향이 바뀜을 의미한다. 여기서 $\theta=0°$인 점을 편의상 TDC(top dead center), $\theta=180°$인 점을 BDC(bottom dead center)라 칭하기로 한다. 나머지 두 각은 피스톤과 커넥팅로드의

관성력 합이 0이 되는 순간(mid-stroke)인데, 엔진 변수에 따라 그 값이 달라질 것이다.

(3) 간극을 통한 피스톤의 운동

충돌순간 피스톤의 속도 및 위치는 피스톤과 커넥팅로드 연결점의 속도 및 변위와 미세하나 피스톤의 연결점에 대한 회전운동에 의한 속도, 변위의 합으로 생각할 수 있을 것이다. 각각의 경우를 역학적으로 살펴보면 다음과 같다.

(가) 피스톤의 회전운동을 무시할 경우

피스톤의 회전운동을 무시하면, Fig. 2에서 알 수 있듯이 피스톤에 대한 운동방정식은 다음과 같게 된다.

$$(M+m_p)\frac{d^2y}{dt^2}=F_s^y \tag{10}$$

피스톤슬랩이 시작되는 각도 θ_0에서 피스톤이 실린더에 충돌되는 순간까지 각도의 변화량(θ')과 충돌되는 순간 피스톤의 속도를 계산하기 위한 식 (10)을 θ에 대한 함수로 변환하고 이차적분하면,

$$\frac{d^2y}{d\theta^2}=\frac{1}{(M+m_p)\omega^2}F_s^y \tag{11}$$

$$\frac{dy}{d\theta}=\int\frac{1}{(M+m_p)\omega^2}F_s^y d\theta+A_1 \tag{12}$$

$$y=\iint\frac{1}{(M+m_p)\omega^2}F_s^y d\theta d\theta+A_1\theta+B_1 \tag{13}$$

과 같음을 쉽게 알 수 있다. 적분상수 A_1, B_1은 피스톤슬랩이 시작되는 순간의 피스톤의 위치와 측면방향의 속도로부터 구할 수 있다. 즉,

$$\left[\frac{dy}{d\theta}\right]_{\theta=\theta_0}=[y]_{\theta=\theta_0}=0 \tag{14}$$

이므로 이로부터 상수 A_1, B_1를 결정하고 충돌순간의 변위 ($y=d$)를 식(13)에 대입하여 θ'을 구하면, 식(12)로부터 $\theta=\theta'$에서의 속도를 구할 수 있다. Table 1은 실험엔진에서 엔진회전속도가 1440 rpm일 경우에 한 주기당 반복되는 4개의 피스톤슬랩에 대해 각각 계산된 값이다. 무차원 엔진변수에 따른 충돌속도를 알아보기 위해 식(12)를 무차원 변수로 표시하면 다음과 같다.

$$\frac{dy}{d\theta}=\frac{r\gamma}{1+\mu\delta}\left[-\cos\theta\{1+\mu\delta)\frac{\gamma}{2}+\frac{\mu}{\gamma}(\rho^2-\delta+\delta^2)\}\right.$$
$$\left.+\frac{1}{2}\cos2\theta(1+\mu\delta)+\frac{1}{3}\cos3\theta(1+\mu\delta)\frac{\gamma}{2}\right]+A_1 \tag{15}$$

충돌순간 피스톤의 측면속도도 무차원화하는 것

Table 1 Impact velocity, impact time (ratio of impact time) and integration constant; rocking motion of piston is neglected

$\mu=0.303$

	Slap 1	Slap 2	Slap 3	Slap 4
A_1	0.150E-2	0.165E-2	0.162E-2	0.165E-2
B_1	0	0.142E-3	0	−0.142E-3
θ(Deg.)	39.3	42.1	47.8	40.5
Ratio of impact time	0.1086	0.3396	0.6304	0.8852
Impact velocity(m/s)	0.197	0.181	0.170	0.195

$\mu=0.767$

	Slap 1	Slap 2	Slap 3	Slap 4
A_1	0.217E-2	0.158E-2	0.950E-3	0.158E-2
B_1	0	−0.370E-3	0	0.370E-3
θ(Deg.)	38.1	44.3	50.8	40.4
Ratio of impact time	0.1066	0.3656	0.6466	0.8804
Impact velocity(m/s)	0.203	0.165	0.156	0.198

이 타당하므로 충돌순간 피스톤의 속도를 크랭크축 끝단의 선속도, $r\omega$로 나누어 무차원화하면,

$$\frac{1}{r\omega}\frac{dy}{dt}=\frac{1}{r}\frac{dy}{d\theta}$$

과 같고 이들 식을 이용하여 피스톤의 회전운동을 고려하지 않았을 경우 엔진변수에 따른 피스톤의 충돌속도를 구할 수 있다.

(나) 피스톤의 회전운동을 고려할 경우

피스톤의 순수한 회전운동만을 고려하기 위해 Fig. 3에서와 같이 점 c에 대한 모우멘트 평형식을 생각하면 다음과 같이 표현할 수 있다. 즉

$$Mk_p^2\frac{d^2\phi}{dt^2}=F_s^y l_c$$

여기서 k_p는 관성반경을 표현한다. 전술한 방법과 같이 위식을 크랭크축의 각변위 θ에 관한 함수로 표현하고 이차적분하면

$$\frac{d\phi}{d\theta}=\frac{l_c}{Mk_p^2\omega^2}\int F_s^y d\theta+A_2 \tag{16}$$

$$\phi=\frac{l_c}{Mk_p^2\omega^2}\iint F_s^y d\theta d\theta+A_2\theta+B_2 \tag{17}$$

과 같고 상수 A_2, B_2를 동일한 초기조건을 이용하여 구하고 충돌순간까지 각도의 변화량(θ')을 식(13)과 식(17)을 이용하여,

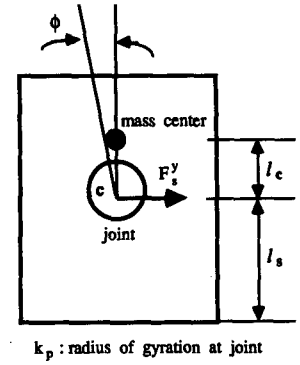


Fig. 3 Free body diagram of piston

$$y(\theta)+l_s\phi(\theta)=d \tag{18}$$

과 같은 조건을 만족하는 θ 값으로 얻으면 충돌순간 피스톤의 속도는 식(12)와 식(16)으로부터 다음과 같이 표시됨을 알 수 있다.

$$v=\omega\frac{d\phi}{d\theta}(\theta')+\omega\frac{d\phi}{d\theta}(\theta')\,l_s \tag{19}$$

Table 2 Impact velocity, impact time (ratio of impact time) and integration constant ; including rocking motion of piston

$\mu=0.303$

	Slap 1	Slap 2	Slap 3	Slap 4
A_2	0.110	0.121	0.119	0.121
B_2	0	0.104E-1	0	−0.104E-1
θ(Deg.)	26.8	28.6	33.1	27.9
Ratio of impact time	0.0744	0.3028	0.5904	0.8514
Impact velocity(m/s)	0.345	0.319	0.287	0.337

$\mu=0.767$

	Slap 1	Slap 2	Slap 3	Slap 4
A_2	0.645E-1	0.468E-1	0.282E-1	0.468E-1
B_2	0	−0.110E-1	0	0.110E-1
θ(Deg.)	31.0	35.7	41.6	33.1
Ratio of impact time	0.0868	0.3414	0.6208	0.8600
Impact velocity(m/s)	0.280	0.233	0.213	0.270

Table 2는 실험엔진에서 엔진 회전속도가 1440 rpm일때 피스톤의 회전운동을 고려하여 계산된 값이다. (식 (16), (17), (18)과 식(19))

다시 식(16)을 무차원 엔진변수를 이용해 표시하면,

$$\frac{d\phi}{d\theta}=\frac{\alpha}{\beta}\gamma[-\cos\theta\{(1+\mu\delta)\frac{\gamma}{2}+\frac{\mu}{\gamma}(\rho^2-\delta+\delta^2)\}+\frac{1}{2}\cos2\theta(1+\mu\delta)+\frac{1}{3}\cos3\theta(1+\mu\delta)\frac{\gamma}{2}]+A_2 \tag{20}$$

과 같다. 여기서, $\alpha=\frac{l_c}{k_p}$, $\beta=\frac{k_p}{r}$를 나타내고, $p=\frac{l_s}{r}$로 정의하면 무차원화된 피스톤 측면속도는,

$$\frac{1}{r}\frac{dy}{d\theta}+p\frac{d\phi}{d\theta}$$

로 표시된다.

3. 진동신호의 예측과 실험적 비교

3.1 피스톤슬랩에 의한 실린더표면 진동의 예측

이상과 같은 해석을 통하여 각종 엔진변수에 따른 피스톤의 충돌속도 변화를 살펴 보았고, 주어진 엔진변수에 따라 충돌속도의 예측 또한 가능함을 보았다. 피스톤슬랩에 의한 실린더표면의 진동 해석을 위하여 Fig. 4와 같은 선형계를 예로들면 임의 시각에 점 2,3 에 힘 f_2'과 f_3'이 각각 주어질 때 점 1에서 주파수영역의 가속도는, 점 2에 의한 점 1에서의 이너턴스(inertance : A_{12})와 점 3에 의한 점 1에서의 이너턴스(A_{13})를 안다면, 다음과 같이 구할 수 있다.

$$a_1(\omega)=A_{12}F_2'+A_{13}F_3' \tag{21}$$

여기서, F_2'과 F_3'는 f_2'과 f_3'을 각각 푸리에 변환

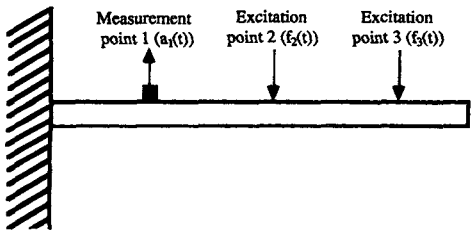


Fig. 4 Schematic figure to illustrate the position of measurement and excitation

(Fourier transform)한 것이다. 따라서 실린더내부의 각 충돌점(슬랩 1, 슬랩 2, 슬랩 3, 슬랩 4)에서 실린더표면 위 임의의 점(점A)으로의 전달함수를 각각 $H_{A1}(\omega)$, $H_{A2}(\omega)$, $H_{A3}(\omega)$, $H_{A4}(\omega)$라 할 때, 점A에서의 가속도는 식(15)로부터 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$a_A(\omega)=H_{A1}(\omega)F_1(\omega)+H_{A2}(\omega)F_2(\omega)+H_{A3}(\omega)F_3(\omega)+H_{A4}(\omega)F_4(\omega) \tag{22}$$

여기서, $F_1(\omega)\alpha\frac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{\infty}v_1\delta(t-t_1)e^{-j\omega t}dt=\frac{1}{2\pi}v_1e^{-j\omega t_1}$

$$F_2(\omega)\alpha\frac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{\infty}v_2\delta(t-t_2)e^{-j\omega t}dt$$

$$F_3(\omega)\alpha\frac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{\infty}v_3\delta(t-t_3)e^{-j\omega t}dt$$

$$F_4(\omega)\alpha\frac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{\infty}v_4\delta(t-t_4)e^{-j\omega t}dt \tag{23}$$

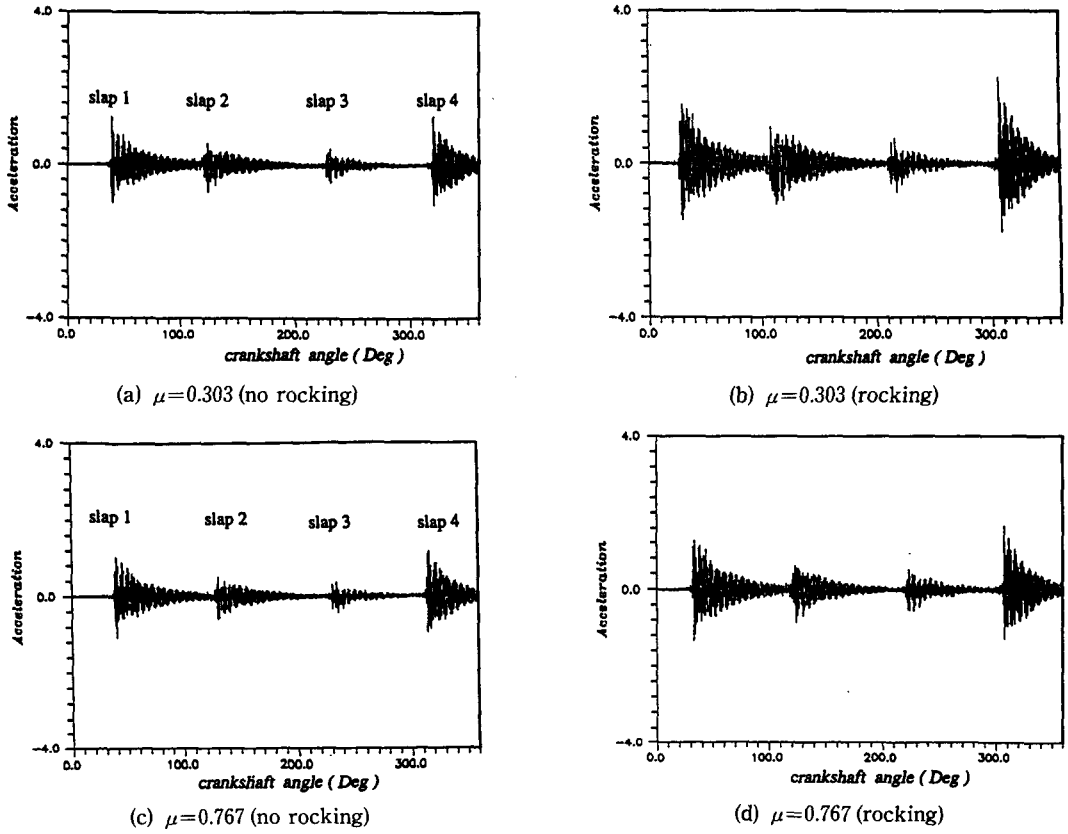
이며, v_1, v_2, v_3, v_4는 각각 슬랩 1, 슬랩 2, 슬랩 3, 슬랩 4에 대한 충돌순간 피스톤의 속도이고 t_1, t_2, t_3, t_4는 각각 충돌시간을 의미하며 이 물리량들은 2장에서 기술한 방법으로 예측할 수 있을 것이다. 마찬가지로 실린더표면에서 시간에 따른 가속도 값은 식(22)를 푸리에 역변환(inverse Fourier transform)하여 얻을 수 있다. 즉,

$$a(t)=F^{-1}\{a_A(\omega)\} \tag{24}$$

Fig. 5은 $\mu=0.303$과 $\mu=0.767$에 대해 피스톤의 회전운동을 고려했을 경우와 무시했을 경우 위와 같은 방법으로 계산된 가속도 신호이다. 그림에서 볼 수 있듯이 피스톤의 회전운동에 의한 영향이 무시할 수 없을 정도임을 알 수 있다. 즉 회전운동에 의하여 충돌시간이 앞당겨질 뿐 아니라 충돌에 의한 진동진폭 또한 상당량 증가하고 있다. 여기서 사용된 각 슬랩점에서 진동해석 점까지의 전달함수는 피스톤과 충돌이 일어나는 실린더의 내벽에 가속도계를 부착하고 진동신호 측정점을 임팩트해머(impact hammer)로 가진하고 주파수 분석기로 전달함수를 측정하였다. 이때 저주파의 잡음을 제거하고, 전달함수의 특성을 고려하여 주파수 영역은 1 kHz~12.5 kHz로 한정하였다.

3.2 실험적방법을 통한 예측방법의 검증

전술한 예측방법의 검증을 위하여 Fig. 6와 같은 실험장치를 구성하고 실험을 수행하였다. 실제로 피스톤슬랩에 의한 진동을 측정하기 위해 모터를



(a) μ=0.303 (no rocking) (b) μ=0.303 (rocking)

(c) μ=0.767 (no rocking) (d) μ=0.767 (rocking)

Fig. 5 Predicted vibration signal on engine block

이용하여 실험엔진을 일정한 각속도로 회전시키면서 가속도 신호를 측정하였다. 이때 모터에서 발생하는 진동의 차단을 위하여 유연연결체(flexible coupling)를 사용하였다. 신호 측정시 피스톤슬랩에 의한 신호만을 얻기위해 대역통과 필터(band-pass filter : 1 kHz~12.5 kHz)를 이용하였으며, 표본화율(sampling frequency)은 32 kHz로 했다. Fig. 7은 엔진 회전속도가 1440 rpm일 경우에 이론적으로 예측을 수행한 지점에서 측정된 가속도 신호이다.

피스톤의 회전운동을 고려했을 경우와 회전운동을 무시했을 경우에 예측된 신호(Fig. 5)와 측정된 신호(Fig. 7)를 비교해 봄으로써 피스톤의 회전운동에 의한 영향을 알아볼 수 있다. 회전운동을 무시했을 경우 각 슬랩이 발생되는 시간을 측정된 신호와 비교해 보면, 한 주기에 대해 슬랩 1은 6.0%, 슬랩 2는 4.4%, 슬랩 3는 1.6%, 슬랩 4는 2.2%의 오차를 가지는 반면 회전운동을 고려하게 되면 각각의 오차는 2.5%, 0.7%, 2.5%, 1.3%로써 회전운동을 무시했을 경우보다 오차가 작게 된다. 그리고 신호의 형태 비교를 위해 슬랩 4에 대한 각 슬랩신호중 최대 신호의 크기 비(측정된 신호에서 슬랩 1의 경우는 0.68, 슬랩 2는 0.41 슬랩 3는 0.18이고, 회전운동을 고려한 예측 신호에서는 각각 0.58, 0.42, 0.24가 되고, 회전운동을 무시했을 경우에는 각각 0.97, 0.34, 0.22가 된다.)에 대한 오차를 살펴보면 회전운동을 고려했을 경우 슬랩 1은 14.7%, 슬랩 2는 2.4%, 슬랩 3은 33.3%인 것에 비해 회전운동을 무시하게 되면 각각 42.6%, 17.1%, 22.2%가 된다. 따라서 피스톤의 회전운동을 고려했을 경우 피크의 위치나 신호의 형태가 실험으로 측정된 신호와 좀더 유사성이 있음을 알 수 있다. 엄밀한 신호의 유사성은 슬랩에 의하여 발생된 신호의 주파수 특성은 물론 시간영역에서의 신호 분포 등을 기준으로 살펴보아야 할 것이다. 이러한 관점에서 제안된 예측방법에 의하

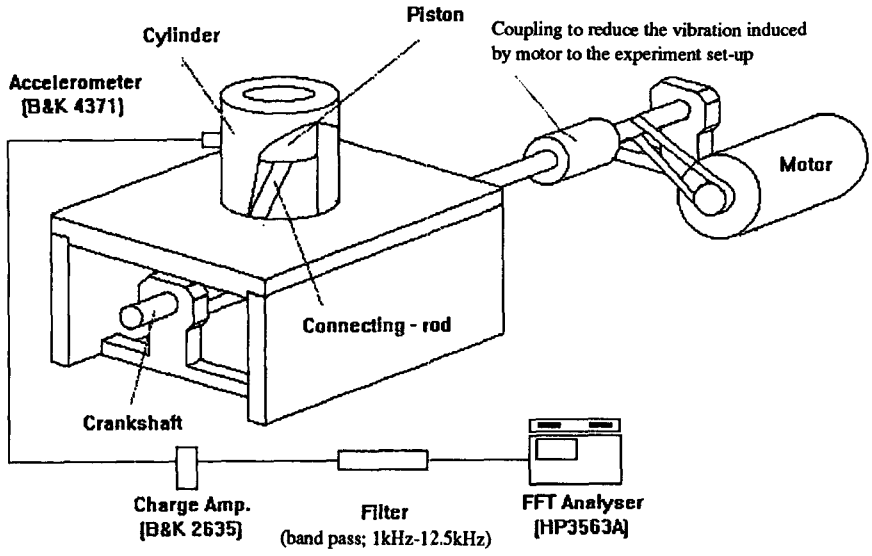
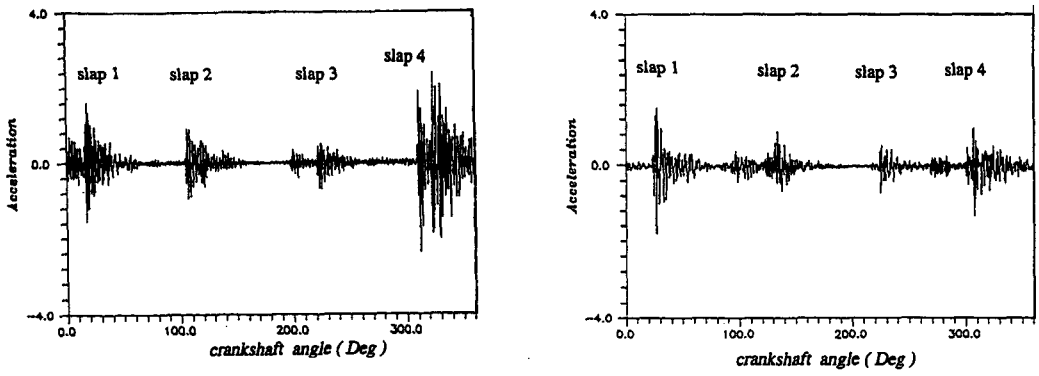


Fig. 6 Experimental set-up



(a) μ=0.303 (b) μ=0.767

Fig. 7 Measured acceleration signal

여 예측된 진동신호(Fig. 5)와 실험을 통하여 얻어진 신호(Fig. 7) 사이에는 상당한 차이점이 있다. 즉 예측된 신호의 포락(envelope)은 지수함수적 형태를 지님에 반하여 측정된 신호는 상당히 복잡한 형태의 신호포락(signal envelope)를 가지고 있음을 볼 수 있다. 이는 슬랩에 의한 충돌이 이론적 예측시 가정한 점충돌(point impact)의 형태가 실제 실험에서는 엄밀히 재현되지 않았음을 의미한다. 따라서 보다 정교한 진동신호 예측을 위하여는 보다 엄밀한 충돌모델의 수립이 필요함을 알 수 있다.

4. 결 론

측정된 진동신호와 예측된 진동신호를 비교하여 제안된 이론적 접근방법의 타당성을 검증하였다. 특히 피스톤의 간극을 통한 회전운동의 영향이 피스톤슬랩이 일어나는 크랭크각도에 무시할 수 없을 정도의 기여를 하고 있음을 실험을 통하여 확인하였고 따라서 회전운동을 고려한 피스톤슬랩 예측방법이 일반적으로 타당하며 안전하다는 결론을 내릴 수 있었다.

후 기

본 연구의 일부는 한국과학재단 목적기초 연구비에 의하여 지원되었으며 이에 감사드립니다. 또한 논문작성에 많은 도움을 준 박연규씨에게 감사드립니다.

참고문헌

(1) Ungar, E. E. and Ross, D., 1965, "Vibrations and Noise Due to Piston Slap in Reciprocating Machinary," J. Sound Vib., 2(2), pp. 132~146.

(2) Griffiths, W. J. and Skorecki, J., 1964, "Some Aspects of Vibration of A Single Cylinder Diesel Engine," J. Sound Vib., 1(4), pp. 345~364.

(3) Slack James, W., 1982, "Piston Slap in Diesel Engine," Ph. D Thesis, Dept, of Mechanical Engineering, Massachusetts Institute of Tchnology, February.

(4) 김응서, 1984, 디젤엔진(Diesel Engine), 세문사.

(5) Lyon Rechard, H., 1987, Machinery Noise and Diagnostics, Butterworths.

(6) Ewins, D. J., 1984, Modal Testing : Theory and Practice, Research Studies Press.

부록 Engine Parameter (Unit : MKS)

Piston
  mass(M) :
    steel : 0.520 kg
    alumium : 0.180 kg
Connecting-rod
  mass(m) : 0.138(kg)
  length(l) : 0.1 m
  a : 0.0376 m
  b : 0.0624 m
  radius of gyration k : 0.03981 m^2
Crank
  radius : 0.025(m)
Clearance : 0.0004(m)