

직렬 4기통 엔진의 가진력 해석 Analysis of Exciting Forces for In-Line 4 Cylinders Engine

김진훈 · 이수종 · 이우현 · 김정렬
J. H. Kim, S. J. Lee, W. H. Lee and J. R. Kim

Key Words : Engine Exciting Force(엔진 가진력), Torsional Damper(비틀림 댐퍼), Balancing Shaft(밸런스 샤프트), Anti-vibration Rubber(방진고무), Gas Combustion Force(가스폭발력), Center of Mass(C.M : 질량중심), Powertrain(파워트레인), Dynamic Analysis(동적해석)

Abstract : The primary objective of this study is to truly understand exciting forces of the in-line 4 cylinders engine. Exciting forces of the engine apply a source of the vehicle NVH(Noise, Vibration, Harshness). To understand exciting forces, first was governed theoretical equations for single cylinder engine. And this theoretical equations was programming using MATLAB software. To compare theoretical analysis value, was applied MSC.ADAMS software. To determined the specification of engine(2,000cc, in-line 4) was applied ADAMS/Engine module. And this specification for engine was applied ADAMS/View and MATLAB software. The geometry model for ADAMS/View analysis was produced by the 3-D design modeling software. After imported 3-D model, each rigid body was jointed suitable. Under idle speed for engine, was analysed. The results of analysis are fairly well agreed with those of three analysis method. Using MATLAB software proposed in this study, engine exciting fores can be predicted. Also using ADAMS/Engine module and ADAMS/View software, engine exciting forces can be predicted.

기호 설명

F_x : x 방향의 엔진 가진력
 F_y : y 방향의 엔진 가진력
 M_z : z 방향의 엔진 가진력
 F_{Bx} : 피스톤에 작용하는 x 방향의 힘성분
 P_f : 가스폭발력
 F_f : y 방향의 저항력성분
 T_f : 회전 저항력성분
 \ddot{B}_y : 피스톤의 y 방향 가속도성분
 B_x : 피스톤의 x 방향 변위성분
 B_y : 피스톤의 y 방향 변위성분
 \ddot{G}_{1x} : 크랭크축의 x 방향 가속도성분
 \ddot{G}_{1y} : 크랭크축의 y 방향 가속도성분

\ddot{G}_{2x} : 커넥팅로드의 x 방향 가속도성분
 \ddot{G}_{2y} : 커넥팅로드의 y 방향 가속도성분
 m_1 : 크랭크축의 질량
 m_2 : 커넥팅로드의 질량
 m_3 : 피스톤의 질량
 J_G : 커넥팅로드의 관성모멘트
 a : 커넥팅로드의 big eye center에서 질량중심까지의 길이
 l : 커넥팅로드의 길이
 r : 크랭크 반경
 Ω : 크랭크 각속도
 g : 중력가속도

1. 서론

최근 자동차 산업의 기술력이 발달되어 가는 것과 동시에 소비자는 더욱 향상된 자동차의 성능을 요구하고 있다. 따라서 소비자는 경제성과 기능성 및 세련된 외관 디자인의 요구뿐만 아니라 자동차의 승차감과 실내 정숙성 및 주행 안정성 등에 많은 관심을 보이고 있다. 그리하여 자동차의 진동소

접수일 : 2007년 4월 13일, 채택확정 : 2007년 11월 28일
 김진훈(책임저자) : 부경대학교 대학원 설계생산자동화공학
 E-mail : huni21@pknu.ac.kr, Tel : 051-620-1594
 이수종 : 부경대학교 기계공학부
 이우현 : (주)대홍알앤티 기술연구소
 김정렬 : 한국해양대학교 기관시스템공학부

음이 자동차 성능평가에 대한 중요한 지표로 사용되고 있다.

이러한 진동소음 측면에서 소비자의 요구를 충족시키기 위해 크랭크 축에 비틀림 댐퍼(torsional damper)를 적용¹⁾하거나 2차 불평형 관성력 저감을 위해 밸런스 샤프트(balancing shaft) 등을 적용²⁾하는 방법이 사용되고 있다. 또한, 엔진마운트 등의 방진고무(anti-vibration rubber)를 적용하여 진동소음원을 절연하는 방법도 사용되고 있다. 그러나 근본적으로 자동차의 진동소음원으로 작용하는 엔진 가진력에 대한 연구가 필수적이다.

본 연구에서는 자동차의 진동소음원으로 작용하는 엔진 가진력을 이론적으로 접근하여 이론식에 의해 엔진 가진력을 프로그래밍 하였으며, 최근 다물체 동역학 해석 프로그램으로 널리 사용되고 있는 MSC.ADAMS를 이용하여 해석하였다.

2. 본 론

2.1 이론적인 해석

엔진의 진동소음원은 실린더내의 가스폭발력(gas combustion force)과 엔진 각 운동부품간의 상호작용에 의한 관성력과 관성력에 의한 토크 변동^{3,4,5)}에 의한 것이다. Fig. 1은 엔진 가진력을 계산하기 위한 단기통 엔진을 나타낸 것이다.

피스톤(piston)과 커넥팅 로드(connecting rod) 그리고 크랭크 축(crank shaft)의 상호 운동으로 발생하는 단기통 엔진의 가진력은 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_x = -(m_1 \ddot{G}_{1x} + m_2 \ddot{G}_{2x}) \quad (1)$$

$$F_y = -(m_1 + m_2 + m_3)g - (m_1 \ddot{G}_{1y} + m_2 \ddot{G}_{2y} + m_3 \ddot{B}_y) \quad (2)$$

$$M_z = T_f + F_{Bx}B_y + (P_f + F_f)B_x \quad (3)$$

여기서, m_1 , m_2 , m_3 은 각각 크랭크축, 커넥팅 로드, 피스톤의 질량이며, \ddot{G}_{1x} , \ddot{G}_{1y} 는 크랭크축의 x , y 방향의 가속도성분, \ddot{G}_{2x} , \ddot{G}_{2y} 는 커넥팅 로드의 x , y 방향의 가속도성분, B_x , B_y 는 피스톤의 x , y 방향의 변위성분, \ddot{B}_y 는 y 방향의 가속도 성분, F_{Bx} 는 피스톤에 작용하는 x 방향의 힘성분을 나타낸다. 그리고 P_f 는 가스폭발력, F_f 는 y 방향의 저항력성분, T_f 는 회전 저항력성분, g 는 중력가속도를 나타낸다.

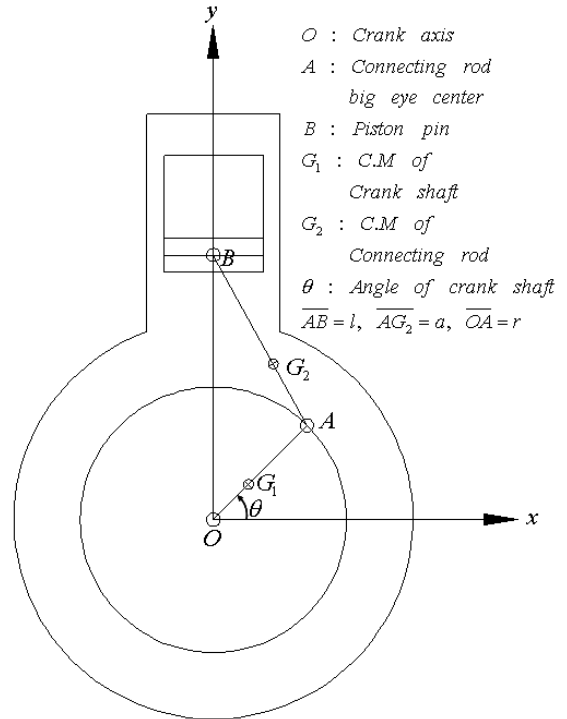


Fig. 1 Model of single cylinder engine

식 (3)을 분석하면 다음 식과 같이 하모닉 성분(harmonics)으로 근사화 할 수 있다.

$$M_z \approx U_1 \sin \theta + U_2 \sin 2\theta + U_3 \sin 3\theta + U_4 \sin 4\theta \dots \quad (4)$$

$$U_1 = P\Omega^2 k \left(1 + \frac{k^2}{8}\right) - \frac{Q}{4} R^2 \Omega^2 k \left(1 + \frac{k^2}{4}\right) - DR,$$

$$U_2 = \frac{P}{2} \Omega^2 k^2 + \frac{Q}{2} R^2 \Omega^2 \left(1 + \frac{k^4}{16}\right) - \frac{1}{2} DRk \left(1 + \frac{k^2}{4}\right),$$

$$U_3 = -\frac{3}{8} P\Omega^2 k^3 + \frac{3}{4} QR^2 \Omega^2 k \left(1 + \frac{3}{8} k^2\right),$$

$$U_4 = -\frac{P}{4} \Omega^2 k^4 + \frac{Q}{4} R^2 \Omega^2 k^2 \left(1 + \frac{7}{8} k^2\right) + \frac{1}{16} DRk^3,$$

$$P = a(l - a)m_2 - J_G, \quad Q = \frac{a}{l} m_2 + m_3,$$

$$D = P_f + F_f, \quad \Omega = \dot{\theta}, \quad k = \frac{r}{l}$$

여기서, a 는 커넥팅 로드의 big eye center에서 커넥팅 로드의 질량중심까지의 길이, l 은 커넥팅 로드의 길이, J_G 는 커넥팅 로드의 관성모멘트, r 은 크랭크 반경, Ω 는 크랭크 각속도이다.

다기통 엔진에 대한 엔진 가진력은 단기통에 대한 엔진 가진력을 나타내는 식 (1), (2), (3)을 엔진 블록의 질량중심에 작용하는 힘으로 확장하여 계산할 수 있다. 본 장에서 살펴본 자동차의 진동소음원으로 작용하는 엔진 가진력에 대한 내용을 기초로

하여 MATLAB^{6),7)}으로 프로그래밍하여 수치해석을 수행하였다.

2.2 ADAMS에 의한 해석

엔진블록에 작용하는 엔진 가진력을 해석하기 위해 다물체 동역학 해석 프로그램인 ADAMS를 이용하였다. ADAMS/Engine은 ADAMS 프로그램의 여러 가지 모듈(module) 중의 한 가지이며, GUI 환경에서 여러 가지 파라미터(parameter)를 설정해 주면 엔진 가진력을 해석할 수 있는 프로그램이다. 반면, ADAMS/View에서는 각 body를 직접 모델링하여 각 body간의 연결(joint) 관계를 설정하여 해석을 수행하게 된다. 그러나 ADAMS/View에서 각 body를 생성하기는 수월하지가 않으므로 각 엔진 구성품의 생성을 위해 3-D 설계 모델링 프로그램을 사용하였으며, ADAMS/View에서 모델링한 각 body를 import하여 해석을 수행하였다.

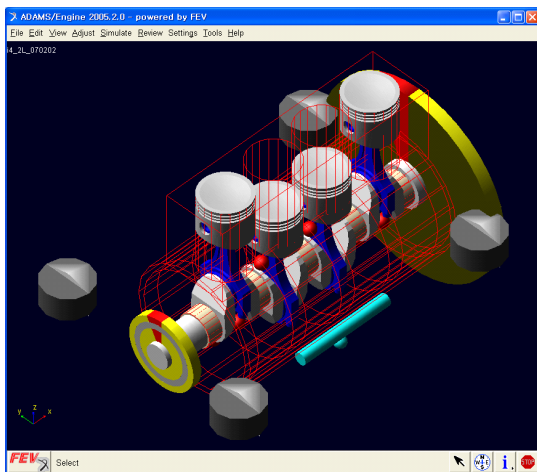


Fig. 2 ADAMS/Engine model

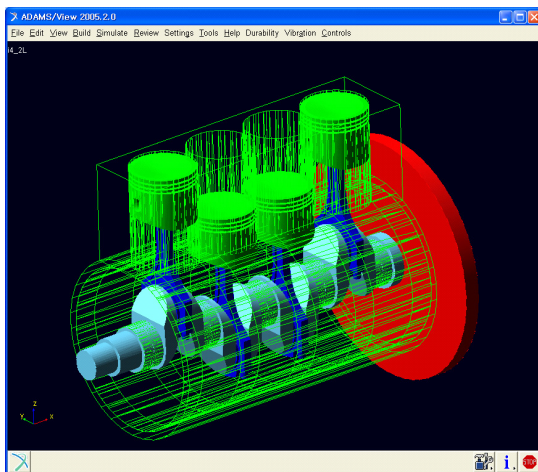


Fig. 3 ADAMS/View model

ADAMS/View에서 크랭크 축과 커넥팅 로드와의 연결 관계는 revolute joint를 이용하여 설정하였으며, 커넥팅 로드와 피스톤 또한 revolute joint 관계를 설정하였다. 그리고 피스톤과 엔진 블록의 연결 관계는 translational joint로 설정하였다.

ADAMS/Engine에서는 크랭크 축에 부가질량(counter weight)를 부여하였으며, 비틀림 댐퍼와 밸런스 샤프트, 엔진마운트 특성을 부여하여 해석을 수행하였다. 그러나 ADAMS/View와 이론적인 해석에서는 이 요소들을 배제하였다.

Fig. 2는 ADAMS/Engine에서 그리고 Fig. 3은 ADAMS/View에서 구현한 엔진 모델이다.

3. 해석 결과

3.1 해석 결과

해석에 적용된 엔진의 사양은 Table 1과 같으며 2,000cc, 직렬 4기통 엔진을 기준으로 하였다. 이 사양의 적용을 위해 ADAMS/Engine에서 2,000cc, 직렬 4기통 엔진을 구현한 후 여기에 사용된 각 엔진 운동부품의 사양을 ADAMS/View와 이론적인 해석 프로그램에 적용하였다.

Table 1 Specification of engine

2,000cc, In-line 4 cylinders engine		
Crank shaft	Mass : m_1 [kg]	15.5
	Crank radius : R [mm]	41.2
	Length from crank axis to C.M : C [mm]	14
Connecting rod	Mass : m_2 [kg]	0.61
	Effective connecting rod length : L [mm]	155.5
Piston	Length from big eye center to C.M : A [mm]	46.8
	Mass : m_3 [kg]	0.37
	Head diameter [mm]	86.2
	Axial cylinder distance [mm]	91.6

실린더내의 가스압력은 크랭크 각도에 따른 가스압력 데이터⁸⁾가 필요하며, 통상적으로 wilson이 제시한 가스압 데이터 식⁹⁾을 이용하기도 하나 본 논문에서는 ADAMS/Engine에서 사용되는 가스압력 데이터를 사용하였다. 이 데이터를 ADAMS/View

에서는 spline 함수를 구현하여 해석에 적용하였다. Fig. 4는 해석에 적용된 실린더 내부에서의 가스압력 분포를 나타낸 것이다. 가스압력은 엔진 속도 (rpm)에 따라 다른 특성을 보이며, 본 해석에 사용된 가스압력 분포는 1,000rpm 미만에서 보이는 특성을 적용하였다.

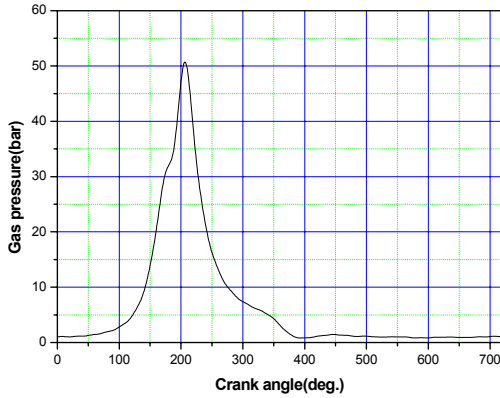


Fig. 4 Gas pressure distribution diagram

본 연구에서는 엔진 공회전(idle : 750rpm)시의 해석을 수행하였다. 자동차 진동소음원은 주행시의 노면상태나 풍력 등 여러 가지가 있을 수 있으나 본 논문에서는 엔진 자체의 진동만을 고려하여 공회전시의 엔진 가진원을 해석하였다. Fig. 5는 이론적인 해석으로 접근한 결과값으로 피스톤 상하 왕복운동의 거동을 나타낸 것이다. 각각 변위와 속도, 가속도를 나타낸다.

Fig. 6은 피스톤 상하 왕복운동의 변위 거동을 이론적인 해석치와 ADAMS/Engine에 의한 해석치를 나타낸 것이다. 피스톤의 변위거동이 잘 일치함을 알 수 있다.

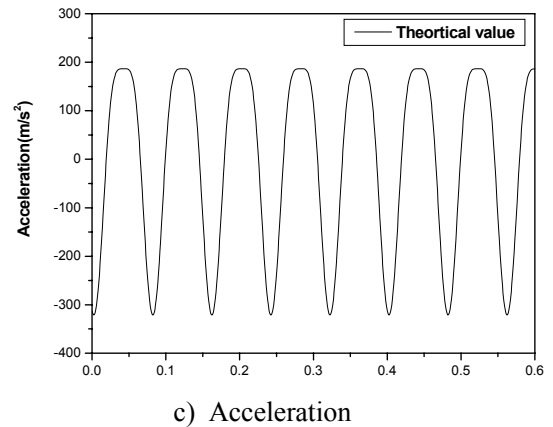
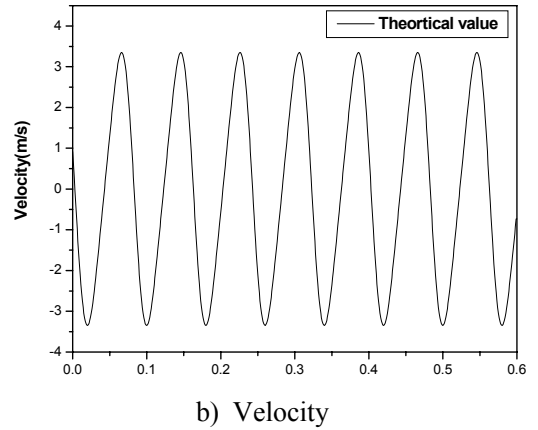
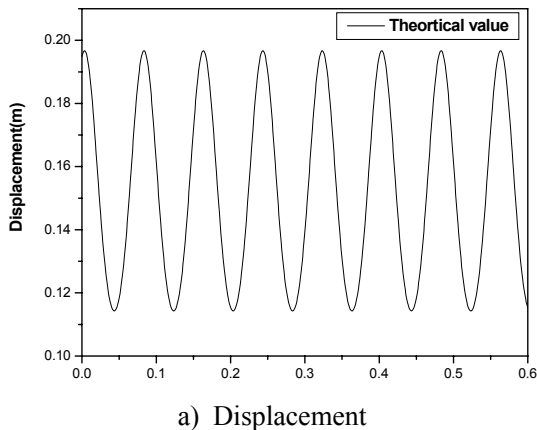


Fig. 5 Motion of piston

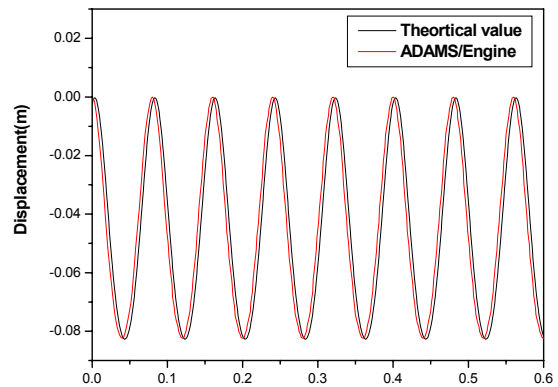


Fig. 6 Displacement motion of piston

Fig. 7은 ADAMS/Engine에서 해석한 가스폭발력을 나타낸 것이다. 각 실린더 내부에서의 가스폭발력을 나타낸 것으로 각 실린더의 가스폭발력을 검토하여 보면 위상차이만 있을 뿐 크기는 일치함을 알 수 있다.

Fig. 8은 엔진 가진력을 위에서 제시한 세 가지 방법에 의해 해석한 값을 나타낸다. 이론적인 해석치와 ADAMS/Engine에서 해석한 값을 비교하여 보면 엔진 가진력의 크기는 큰 차이 없으며 단지 약

간의 위상차이만을 보이는 것을 알 수 있다. 그리고 ADAMS/View의 해석치와 ADAMS/Engine의 해석치를 검토하여 보면 ADAMS/View의 엔진 가진력이 다소 큰 것을 알 수 있는데, 이것은 비틀림 댐퍼와 밸런스 샤프트 적용 유무에 관련되는 것으로 사료된다.

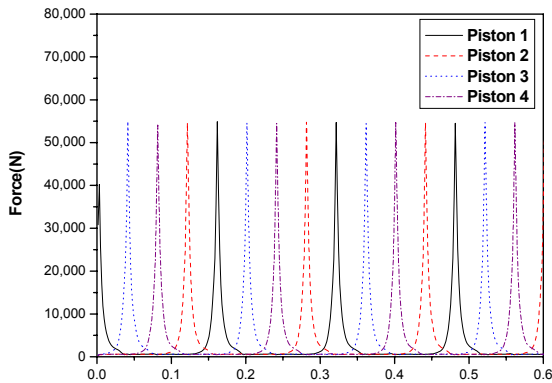


Fig. 7 Gas combustion force(ADAMS/Engine)

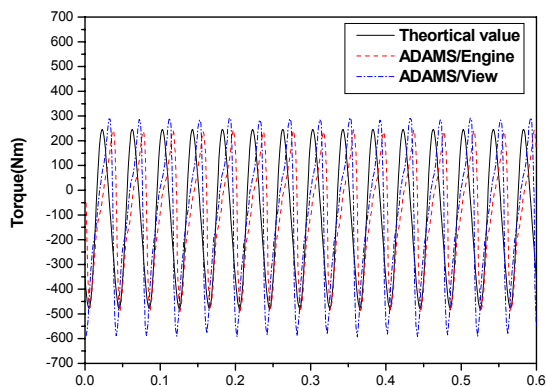


Fig. 8 Exciting Force of Engine

4. 결 론

자동차의 소음진동원으로 작용하는 엔진 가진력을 살펴보기 위해 2,000cc, 직렬 4기통 엔진을 기준으로 해석하였다. 엔진 공회전시의 엔진 부품의 거동을 해석하였다. 엔진 가진력 해석을 위해 먼저 이론적으로 접근하여 근사식을 구하였으며, 이 근사식을 기초로 하여 MATLAB 프로그램으로 프로그래밍하였다. 그리고 다물체 동역학 해석 프로그램인 MSC.ADAMS의 ADAMS/Engine과 ADAMS/View에서 해석을 수행하여 다음과 같은 결과에 도달하였다.

1) 피스톤의 상하 왕복운동의 변위거동이 이론적

인 해석치와 ADAMS/Engine에 의한 해석치가 잘 일치함을 알 수 있다.

2) ADAMS/Engine에 의한 가스폭발력의 해석치를 살펴보면 각 실린더에서의 가스폭발력의 크기는 비교적 잘 일치하였으며, 엔진 구동의 메카니즘(mechanism)에 맞게 각 피스톤의 위상차이만 보임을 알 수 있다.

3) 위의 세 가지 방법에 의해 구한 엔진 가진력의 해석치를 살펴보면 다소의 엔진 가진력의 크기차이와 약간의 위상차이만 보일 뿐 모든 구간에서 비교적 잘 일치함을 알 수 있다.

4) 위에서 구한 엔진 가진력을 기초로 하여 전체 파워트레인(powertrain) 마운팅 시스템에 관한 동적 해석(dynamics analysis)이 필요함을 알 수 있다.

참고 문헌

1. 한영출, 1982, “고속 디젤 기관의 점성 비틀림 진동 댐퍼에 관한 연구”, 자동차 기술학회지 제 4권 제 1호, pp. 20~30.
2. 최천, 서명원, 김영진, 2000, “밸런스 샤프트 적용에 따른 4기통 디젤 엔진 블록의 방사소음 특성 개선 해석”, 한국자동차공학회 논문집 제 8권 제 5호, pp. 129~137.
3. 김응서 외 다수, 1996, “자동차 기술 핸드북 : 제 1권, 기초, 이론편”, 한국자동차공학회, 서울, pp. 75~81, 307~325.
4. 이장무, 박영필, 배원병, 1995, “기구학”, 희중당, 서울, pp. 499~594.
5. 김상섭 외 5명, 2002, “차량동역학”, 피어슨 에듀케이션 코리아, 서울, pp. 134~137.
6. Douglas W. Hull, 1999, “Mastering mechanics 1 using MATLAB 5”, Prentice Hall.
7. Adrian Biran, Moshe Breiner, 1999, “MATLAB 5 for engineers”, Prentice Hall.
8. Richard Stone, 1992, “Introduction to internal combustion engines”, Society of Automotive Engineers. Inc., pp. 75~76.
9. 김정규, 2002, “전산 모의실험에 의한 엔진마운트 시스템의 동특성 해석”, 울산대학교 대학원.
10. 이주형 외 3명, 2006, “Powertrain에 의한 차량 실내소음 예측을 위한 엔진 가진력 해석에 관한 연구”, 한국소음진동공학회 제 16권 제 12호, pp. 1244~1251.

11. Ignacio Manzo, Noel Leon, 2004, "Using ADAMS/Engine for analyzing crankshaft loads and torsion vibration", MSC.Software.
12. "ADAMS. Basic full simulation package training guide", MSC.Software.