

## DADS를 이용한 밸런스 샤프트 장착 직렬 3기통 엔진의 진동 해석

### Vibration Analysis of In-line Three Cylinder Engine with Balance Shaft Using DADS

서 권희\*, 민한기\*, 천인범\*  
Kwonhee Suh, Hanki Min, Inbum Chyun

#### ABSTRACT

For the in-line three cylinder engine whose crankshaft has a phase of 120 degrees, the total sum of unbalanced inertia forces occurring in each cylinder will be counterbalanced among three cylinders. However, parts of inertia forces generated at the No.1 and No.3 cylinders will cause a primary moment about the No.2 cylinder. In order to eliminate this out-of-balance moment, a single balance shaft has been attached to the cylinder block so that the engine durability and riding comfort may be further improved. Accordingly, the forced vibration analysis of the in-line three cylinder engine must be implemented to meet the required targets at an early design stage. In this paper, a method to reduce noise and vibration in the 800cc, in-line three cylinder LPG engine is suggested using the multibody dynamic simulation. The static and dynamic balances of the in-line three cylinder engine are investigated analytically. The multibody dynamic model of the in-line three cylinder engine is developed where the inertia properties of connecting rod, crankshaft, and balance shaft are extracted from their FE-models. The combustion pressure within the No.1 cylinder in three significant operating conditions(1500rpm-full load, 4000rpm-full load and 7000rpm-no load) is measured from the actual tests to excite the engine. The vibration velocities at three engine mounts with and without balance shaft are evaluated through the forced vibration analysis. Obviously, it is shown that the vibration of the in-line three cylinder engine with balance shaft is reduced to the acceptable level.

주요기술용어 : Three Cylinder Engine(3기통 엔진), Balance Shaft(밸런스 샤프트), Counterweight(평형추), Vibration Velocity(진동 속도), Multibody Dynamics(다물체 동력학)

---

\* 정희원, 기아자동차(주) 상용연구소

## 1. 서 론

최근 자동차의 성능에 대한 소비자들의 요구가 높아짐에 따라, 자동차 메이커들은 자동차의 기본 주행성능 외에 안전성, 편의성 및 정숙성 등을 동시에 향상시켜야 되는 상황에 처해 있다.

자동차의 소음·진동은 주행시 노면으로부터의 가진과 엔진 구동계의 진동이 주류를 이루고 있으므로, 이를 개선시키기 위한 종합적인 대책이 요구된다. 노면으로부터의 가진은 주로 현가장치를 통하여 대부분 상쇄되나, 엔진 구동계는 그 자체가 소음·진동원이므로 엔진의 동력학적 운동에 대한 정확한 분석이 필요하다. 엔진에서 기인한 소음·진동의 발생원은 연소실내의 폭발로 인한 연소압력(Combustion pressure)과 피스톤 및 크랭크축(Crankshaft)의 운동으로 인한 관성력으로 나눌 수 있다. 이런 가진력들에 의해 실린더 블럭(Cylinder block), 헤드, 크랭크계 등 탄성 구조물의 진동이 발생하게 된다. 또한, 엔진 구조물의 탄성 진동 및 크랭크계의 동특성에 의한 소음·진동은 레벨 뿐만 아니라 음질에도 악영향을 미치는 주원인이 되므로 저소음 엔진의 설계시 매우 중요한 요소로 고려해야 한다.

엔진의 소음·진동을 저감시키기 위한 연구들을 살펴보면 다음과 같다. Ishihara 등은 직렬 4기통 전륜 구동 엔진에 대한 유한요소모델을 구성하여 NVH 특성과 중량을 저감시키는 방안을 제시하였다[1]. Lacy는 24차 강제 감쇠 비틀림 진동 프로그램을 개발하여 크랭크축의 굽힘 진동, 캡축의 구동 및 비틀림 진동, 유압식 밸브 간극 조정기(Hydraulic valve adjuster)를 갖는 밸브 트레인 운동의 동특성, 그리고 마운트계에 대한 엔진 강체운동의 영향 등을 고찰하였다[2]. Mayer와 Zeischka는 유연 다룰체 동력학의 기본이론과 4기통 4행정 엔진의 크랭크축과 실린더 블럭사이의 상호작용에 대한 연구에 유연 다룰체 동력학 이론을 적용하는 방법을 소개하였다[3]. Heifetz와 Marsh는 단기통과 다기통 엔진에서

관성력으로 인해 발생하는 동적 불평형을 감소시키기 위한 방법들을 고찰하였다[4]. 박주상 등은 4기통 엔진 구동계의 진동에 큰 영향을 미치는 2차 가진력을 저감시키기 위한 밸런스 샤프트(Balance shaft) 설계방안을 제시함과 동시에, 엔진의 탄성 구조물에 대한 강제 진동 주파수 해석을 수행하여 변속기 케이스의 구조적 특성 개선에 따른 엔진 마운트에서의 진동 저감방안을 제시하였다[5]. 이재갑과 여승동은 가진력에 의한 엔진 구조물의 진동특성과 크랭크축의 회전 진동 특성을 검토함과 동시에 엔진 NVH 저감대책에 대해 논하였다[6]. 또한, Cardinal 등은 신형 엔진 개발시 설계-해석-시험의 반복적인 수행을 통해 신뢰성 있는 전산해석절차를 수립하는 방법을 논하였다[7].

본 논문에서는 DADS를 이용한 직렬 3기통 엔진의 다룰체 동력학 모델링 방법과 실시간 진동 해석 방법을 제시하였으며, 1차 밸런스 샤프트 장착에 따른 직렬 3기통 엔진 고유의 불평형 모멘트 저감 및 NVH 평가방법을 제시하였다. 각 운동부품의 관성계원은 유한요소모델로부터 추출하였으며, 적절한 구속조건(Constraints)과 구동조건(Driver)을 고려하여 엔진의 다룰체 동력학 모델을 구성하였다. 또한, 실시간 진동 해석을 위해 1500rpm-전부하(Full load), 4000rpm-전부하, 그리고 7000rpm-무부하(No load) 상태에서의 연소압력 측정시험을 통해 지시선도(P-θ curve)를 얻었으며, 이로부터 연소 가스력(Gas force)을 유도하였다. 이런 3가지 운전상태에서의 연소 가스력을 가진조건으로 한 실시간 진동 해석을 통해 각 엔진 마운트에서의 진동속도를 얻었으며, 주파수 분석을 통해 1차·1.5차·2차 불평형 성분들이 엔진의 NVH 특성에 미치는 영향을 평가하였다.

## 2. 직렬 3기통 엔진의 평형

직렬 3기통 엔진의 크랭크들은 Fig. 1에서처럼 상호간에  $120^\circ$  각도로 배열되어 있으며, 1-2-3

번 실린더 순으로 폭발하고 폭발 간격은  $240^\circ$  이다.

복수의 실린더를 갖는 엔진이 동력학적 평형을 이루기 위해서는 크랭크 암(Crankthrow)의 회전질량과 피스톤의 왕복질량에 의해 발생되는 힘과 모멘트들이 정적 평형(Static balance)과 동적 평형(Dynamic balance)을 동시에 만족해야 한다[8,9,10]. 따라서, 직렬 3기통 엔진의 경우 회전 및 왕복질량에 의해 발생되는 힘과 모멘트들이 정적 평형과 동적 평형을 만족하는지에 대한 이론적인 검토가 필요하다.

## 2.1 회전 평형

크랭크 암의 회전질량들에 의해 발생되는 관성력(정적)과 관성모멘트(동적)의 평형은 Fig. 1의 2번 실린더 중심을 기준면으로 정하여 계산한다.

크랭크축의 회전 관성력을 Fig. 1의 yz평면에서 식 (1)과 같이 계산되며 완전 평형을 이루고 있음을 알 수 있다.

$$\begin{aligned}\sum F_{oy} &= m_0 r \omega^2 (\sin 60^\circ - \sin 60^\circ) = 0 \\ \sum F_{oz} &= m_0 r \omega^2 (1 - \cos 60^\circ - \cos 60^\circ) = 0\end{aligned}\quad (1)$$

여기서  $m_0$ 은 회전질량,  $r$ 은 크랭크 암의 길이를 나타낸다.

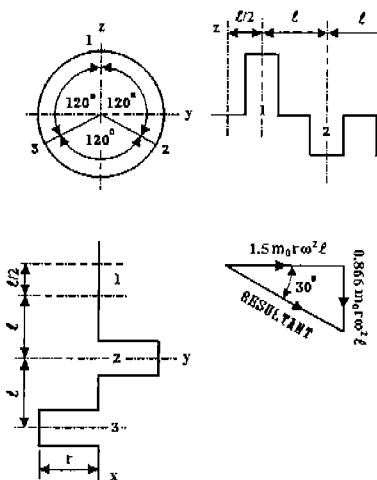


Fig. 1 Rotational unbalance for three cylinder crankshaft

한편, 회전질량들에 의한 관성모멘트는 식 (2)에서와 같이 불평형을 유발시킨다. 그리고, 불평형된 결과 모멘트(Resultant moment)는 2번 실린더의 크랭크 편 중심방향으로 작용한다.

$$\begin{aligned}\sum M_{oy} &= m_0 r \omega^2 (\ell + \ell \cos 60^\circ) = \frac{3}{2} m_0 r \omega^2 \ell \\ \sum M_{oz} &= -m_0 r \omega^2 \ell \sin 60^\circ = -\frac{\sqrt{3}}{2} m_0 r \omega^2 \ell \\ \sum M_{res} &= \sqrt{3} m_0 r \omega^2 \ell\end{aligned}\quad (2)$$

## 2.2 왕복 평형

피스톤의 왕복질량에 의해 발생되는 관성력과 관성모멘트의 평형은 Fig. 1의 1번 실린더를 기준 실린더로 정하여 계산한다. 1번 실린더의 크랭크를 기준 크랭크로 하면 2번 실린더는  $120^\circ$ , 3번 실린더는  $240^\circ$  만큼 지연되어 회전하게 된다. 1번 실린더의 입의의 크랭크 각  $\alpha$ 에서 왕복질량  $m_p$ 에 의한 1차 · 2차 왕복 관성력의 합은 식 (3), 식 (4)와 같이 평형을 이룬다.

$$\begin{aligned}\sum F_{ol} &= m_p r \omega^2 [\cos \alpha + \cos(\alpha - 120^\circ) \\ &\quad + \cos(\alpha - 240^\circ)] \\ &= 0\end{aligned}\quad (3)$$

$$\begin{aligned}\sum F_{oll} &= m_p r^2 \omega^2 \left(\frac{1}{L}\right) [\cos 2\alpha + \cos(2\alpha - 240^\circ) \\ &\quad + \cos(2\alpha - 480^\circ)] \\ &= 0\end{aligned}\quad (4)$$

여기서  $L$ 은 커넥팅 로드의 길이이다.

한편, 1번 실린더의 축 중심을 기준면으로 정하고, 2번과 3번 실린더 축까지의 거리를 각각  $\ell$ ,  $2\ell$ 이라고 하면 1차 · 2차 왕복 관성모멘트는 각각 식 (5), 식 (6)과 같이 되며, 이들은 불평형 모멘트로 남게 된다.

$$\begin{aligned}\sum M_{ol} &= -m_p r \omega^2 [\ell \cos(\alpha - 120^\circ) \\ &\quad + 2\ell \cos(\alpha - 240^\circ)] \\ &= -\sqrt{3} m_p r \omega^2 \ell \cos(\alpha - 210^\circ)\end{aligned}\quad (5)$$

$$\begin{aligned}\sum M_{oll} &= -m_p r \omega^2 \left(\frac{r}{L}\right) [\ell \cos(2\alpha - 240^\circ) \\ &\quad + 2\ell \cos(2\alpha - 480^\circ)] \\ &= -\sqrt{3} m_p r^2 \omega^2 \left(\frac{\ell}{L}\right) \cos(2\alpha - 150^\circ)\end{aligned}\quad (6)$$

이런 불평형된 1차·2차 왕복 관성모멘트는 엔진 본체에 피칭 모멘트(Pitching moment)로 작용하게 된다.

### 2.3 1차 밸런스 샤프트에 의한 평형

직렬 3기통 엔진에서 불평형된 회전질량들은 크랭크축과 동일한 속도와 방향으로 회전하면서 불평형 회전 관성모멘트를 발생시키는데, 이는 크랭크축에 평형추(Counterweights)를 부착시켜 완전히 제거할 수 있다.

그러나, 크랭크축의 평형주 부착을 통해서는 불평형 1차 왕복 관성모멘트의 50%만 제거되므로, 나머지 50%의 불평형 왕복 관성모멘트를 제거하기 위해서는 크랭크축과 동일한 속도를 가지면서 회전방향이 반대인 1차 밸런스 샤프트를 장착시켜야 한다.

Fig. 2는 불평형 회전 및 1차 왕복 관성모멘트를 제거하기 위한 크랭크축의 평형추(A)와 벨런스 샤프트의 평형추(B) 배치를 나타내고 있다.

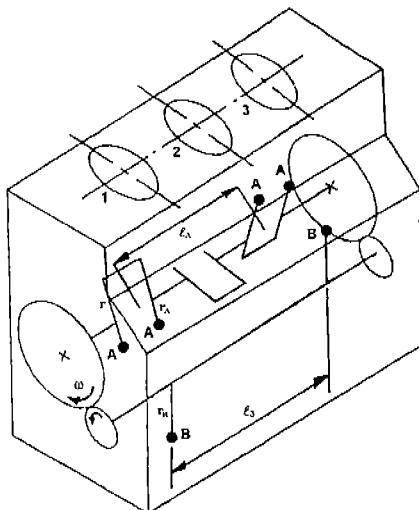


Fig. 2 Rotating and reciprocating balance of three cylinder engine by counterweights of crankshaft and balance shaft

Fig. 2에서 크랭크축의 평형추들에 필요로 되는 질량 관성모멘트의 크기는 식 (7)과 같다.

$$m_A r_A = 0.433 m_0 r + \frac{0.433 m_p r}{2} \quad (7)$$

여기서 우변의 첫 번째 항은 회전 평형을 위한 질량 관성모멘트이고, 두 번째 항은 50%의 1차 왕복 평형을 위한 질량 관성모멘트이다.

한편, 나머지 50%의 1차 왕복 평형을 위해 벨런스 샤프트의 평형추들에 요구되는 질량 관성모멘트의 크기는 다음 식 (8)과 같다.

$$m_B r_B = 0.433 m_p r \left( \frac{\ell_A}{\ell_3} \right) \quad (8)$$

### 3. 실시간 진동 해석

직렬 3기통 엔진의 실시간 진동 해석을 위한 전체적인 해석절차는 Fig. 3과 같다. 운동부품들의 질량특성은 유한요소모델링을 통해 얻었으며, 적절한 구속조건과 구동조건을 부여하여 다물체 동력학 모델을 구성하였다. 또한, 엔진 가진력을 얻기 위해 연소압력 측정시험을 수행하였으며, 측정된 크랭크 각도별 연소압력을 연소 가스력으로 변환시켜 실시간 진동 해석을 수행하였다. 실시간 진동 해석을 통해 각 엔진 마운트에서의 진동속도를 파악하였으며, 이 결과들을 주파수 분석하여 벨런스 샤프트 장착 유무에 따른 직렬 3기통 엔진의 NVH 특성을 분석하였다.

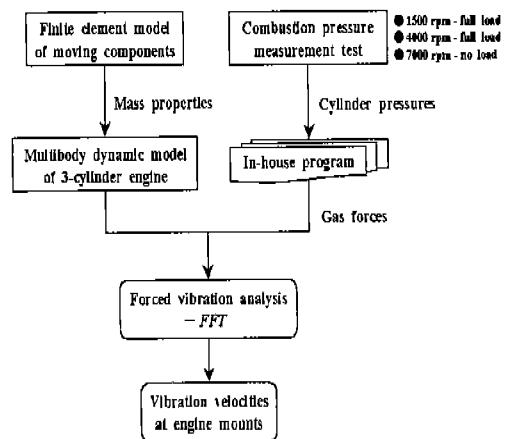


Fig. 3 Procedure of engine vibration analysis

### 3.1 다물체 동력학 모델링

직렬 3기통 엔진의 다물체 동력학 모델은 Fig. 4에서와 같이 실린더 블럭, 크랭크축, 커넥팅 로드(Connecting rod), 피스톤, 플라이 휘일(Flywheel), 밸런스 샤프트, 그리고 세시(Chassis)로 구성되어 있으며, 범용 동력학 해석 프로그램인 DADS를 이용하여 모델링하였다[11]. 한편, 운동부품들인 피스톤, 커넥팅 로드, 크랭크축, 플라이 휘일, 그리고 밸런스 샤프트는 상용 구조해석 프로그램인 MSC/NASTRAN을 이용하여 유한요소 모델링하였으며, 이로부터 관성계원들을 추출하였다[12].

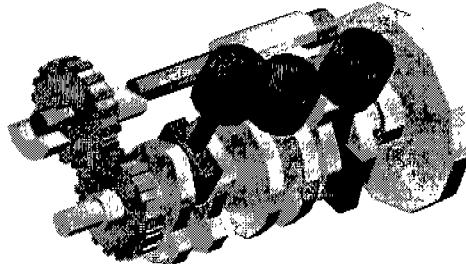


Fig. 4 Multibody dynamic model of three cylinder engine

직렬 3기통 엔진은 3점 지지방식이므로 6개의 강성과 댐핑특성을 갖는 부싱(Bushing) 힘 요소를 이용하여 세시에 마운트시켰다. 플라이 휘일은 크랭크축에 브라켓 조인트(Bracket joint)로 구속시켰으며, 크랭크축은 정속 회전운동을 위해 회전 스프링(RSDA) 요소로 실린더 블럭에 연결시켰다. 또한, 크랭크축과 밸런스 샤프트는 실린더 블럭에 부싱 힘 요소로 마운트시켰으며, 크랭크축과 밸런스 샤프트는 동일한 속도를 가지며 반대 방향으로 회전시키기 위해 기어 조인트(Gear joint)로 구속시켰다. 커넥팅 로드의 대단부(Big-end)는 크랭크축과 구면 조인트(Spherical joint)로, 소단부(Small-end)는 피스톤과 만능 조인트(Universal joint)로, 피스톤은 실린더 블럭과 병진 조인트(Translational joint)로 구속시켰다. Fig. 5는 직렬 3기통 엔진의 기구 모델을 표현한 것이다. 이와 같은 구속조건과 구동조건

을 부여하여 해석모델을 구성하였으며, 총 자유도를 계산한 결과는 Table 1에 나타내었다.

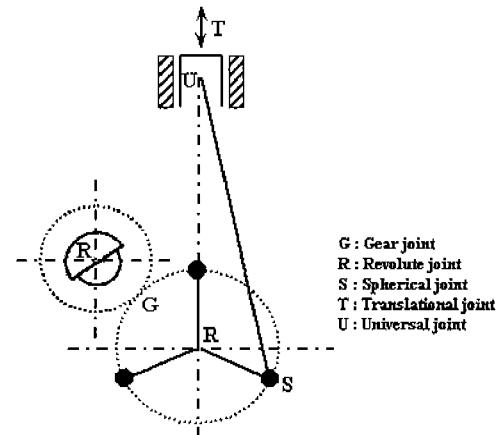


Fig. 5 Kinematic modeling of three cylinder engine

Table 1 Degree-of-freedom for three cylinder engine model

Number of coordinates	66
Number of bodies	11
Number of constraints	60
Ground constraint	6
Bracket joint	$1 \times 6$
Gear joint	1
Revolute joint	$2 \times 5$
Spherical joint	$3 \times 3$
Translational joint	$3 \times 5$
Universal joint	$3 \times 4$
Driver constraint	1
DOF	$66 - 60 = 6$

### 3.2 연소압력 측정시험

엔진의 진동은 실린더내 연소압력(1.5order)에 의해 주로 발생하며, 이는 실린더 헤드와 피스톤에 전달된 후 크랭크축에서의 불평형 토오크 변동을 유발시킨다. 따라서, 본 연구에서는 주 가진 원인 연소압력을 측정하기 위해 Fig. 6에서처럼 엔진 동력계(Dynamometer), 동력계 조절장치, 연소해석기(Combustion analyzer), 연소압력센서 및 연소압력센서 냉각장치로 구성된 시험장치

를 이용하였다. 시험에 사용된 엔진은 800cc 직렬 3기통 LPG 엔진으로 제원은 Table 2와 같다.

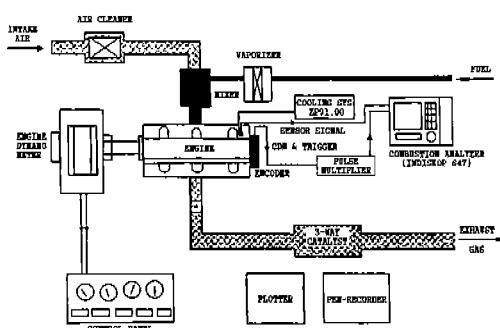


Fig. 6 Schematic diagram of experimental apparatus

Table 2 Specifications of test engine

Engine type	In-line OHC
Bore × Stroke(mm)	70×69
Number of cylinder	3
Firing order	1-2-3
Total displacement(cc)	796
Compression ratio	9.5
Max. power(ps/rpm)	36/5600
Max. torque(kg-m/rpm)	5.7/4000
Idling speed(rpm)	950±50

시험에 사용된 엔진동력계는 수냉 와전류식 전기 동력계로 최대 흡수동력은 75kW/8000rpm이다. 연소압력센서는 200bar의 측정범위를 갖는 압전형 트랜스듀서(Piezoelectric type transducer, AVL QC41B-E)를 사용하였으며, 1번 실린더 헤드에 장착하였다. 이 압전형 센서로부터 발생하는 정전하 신호는 전하 증폭기(Charge amplifier, AVL 3056-A01)를 거쳐 데이터 획득장치로 입력되도록 하였다. 연소실의 압력신호는 크랭크각 측정센서(Crank angle marker, 360°/600 type)의 펄스신호와 TDC 센서의 트리거(Trigger) 신호와 함께 연소해석기(AVL INDISKOP 647)로 입력되어 50사이클에 대한 평균값을 구하여 크랭크 각도별 연소압력을 측정하였으며, 데이터 측정 제원은 Table 3에 나타내었다.

Table 3 Specifications of data measurement

Measurement range(deg)	-180~540
Resolution(deg)	1.0
Number of measurement cycle	1
Number of cycle averaging	50
Number of skip cycle	0

일반적으로 다기통 엔진의 평형 및 진동 해석을 위해 반드시 검토해야 하는 운전영역들은 실린더내 연소압력에 의한 진동특성이 최대가 되는 회전영역, 최대 토크를 발생시키는 회전영역, 그리고 회전 및 왕복질량에 의한 관성력이 최대가 되는 과속(Over speed)영역이다. 여기서 과속영역은 최대 출력을 발생시키는 회전속도(Rated speed)의 1.2~1.5배 사이에 존재하는 속도영역으로, 동력 전달계에 구동 토크를 전달하지 않으면서 최대로 회전할 수 있는 속도를 말한다.

따라서, 본 연구에서 연소압력 측정시험은 실린더내 연소압력에 의한 진동특성이 최대가 되는 운전조건은 1500rpm-전부하, 최대 토크를 발생시키는 운전조건은 4000rpm-전부하, 그리고 과속 운전조건은 최대 출력 회전속도인 5600rpm의 1.25배에 해당하는 7000rpm-무부하 상태를 기준으로 수행하였다. Fig. 7은 이 3가지 운전조건에 따른 연소압력 측정시험의 지압선도 측정결과들을 나타낸다.

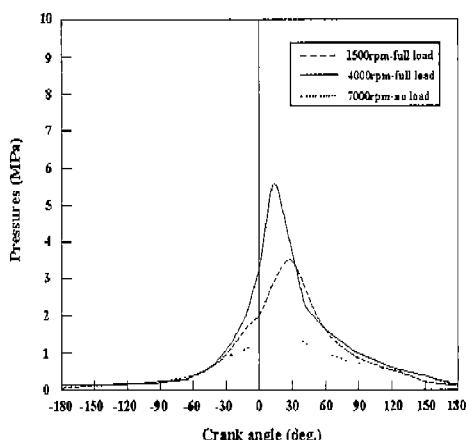


Fig. 7 Combustion pressures with crank angle

### 3.3 해석조건 및 평가항목

1500rpm-전부하, 4000rpm-전부하, 그리고 7000rpm-무부하 조건에서 측정된 연소압력을 엔진의 가진조건인 연소 가스력으로 변환시키기 위해 식 (9)와 같은 관계식을 이용하였으며, Fig. 8에 각 실린더에 작용하는 연소 가스력을 나타내었다.

$$F_{\text{gas}}(\theta) = \frac{\pi}{4} d^2 \times P_{\text{gas}}(\theta) \quad (9)$$

여기서  $\theta$ 는 크랭크 각도,  $d$ 는 실린더의 직경, 그리고  $P_{\text{gas}}(\theta)$ 는 크랭크 각도에 따른 연소압력을 나타낸다.

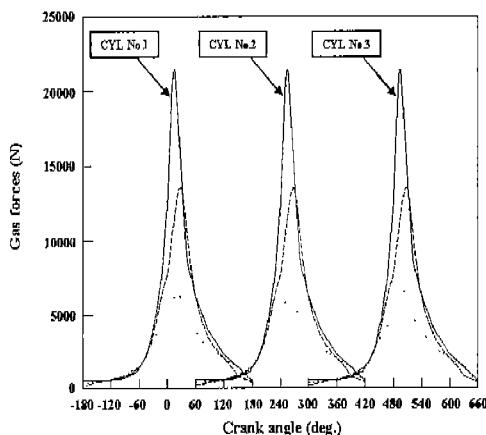


Fig. 8 Gas forces within three cylinders(dash;1500 rpm-full load, solid;4000rpm-full load, dotted; 7000rpm-no load)

Fig. 8의 연소 가스력을 각 회전속도별로 폭발순서에 따라 각 실린더의 피스톤 상단에 작용시키는 실시간 진동 해석을 통해 각 엔진 마운트에서 방향별 진동속도를 계산하였다. 또한, 엔진 마운트에서의 진동속도 결과들을 주파수 분석하여, 1차 · 1.5차 · 2차 불평형 성분들이 엔진의 NVH 특성에 미치는 영향을 평가하였다.

### 4. 해석결과 및 고찰

1500rpm-전부하 조건에서 밸런스 샤프트 유

무에 따른 전방 우측 엔진 마운트의 진동속도변화에 대한 결과는 Fig. 9에 나타나 있다. 1차 불평형 성분(25Hz)에서 밸런스 샤프트가 장착된 경우와 장착되지 않은 경우의 최고 진동속도는 각각 29.4mm/s와 45.1mm/s를 나타내었으며, 1.5차 불평형 성분(37.5Hz)에서 밸런스 샤프트가 장착된 경우와 장착되지 않은 경우의 최고 진동속도는 각각 38.2mm/s와 51.8mm/s를 나타내었으며, 2차 불평형 성분(50Hz)에서 밸런스 샤프트가 장착된 경우와 장착되지 않은 경우의 최고 진동속도는 각각 15.5mm/s와 30.0mm/s를 나타내었다. 전방 우측 엔진 마운트에서의 진동레벨은 밸런스 샤프트 장착으로 인해 현저히 감소됨을 알 수 있다. 또한, 전방 우측 엔진 마운트에서의 진동은 실린더내 연소압력에 의한 토크 반동 효과(Torque recoil effect:1.5order)에 의해 지배되지만, 크랭크축의 1차 · 2차 불평형 성분들도 진동에 상당히 기여하고 있음을 알 수 있다. 특히 엔진 마운트에서의 최고 진동속도가 50mm/s를 초과하면 엔진의 NVH 특성에 악영향을 줄 수 있으므로 엔진 마운트를 토크 반동축에 가까운 위치로 이동시켜야 한다[13].

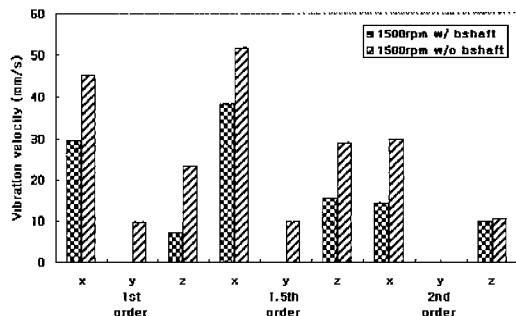


Fig. 9 Vibration velocity at right front mount (1500rpm-full load)

4000rpm-전부하 조건에서 밸런스 샤프트 유무에 따른 후방 엔진 마운트의 진동속도변화에 대한 결과는 Fig. 10에 나타나 있다. 1차 불평형 성분(66.7Hz)에서 밸런스 샤프트가 장착된 경우와 장착되지 않은 경우의 최고 진동속도는 각각

3.6mm/s와 4.3mm/s를 나타내었으며, 1.5차 불평형 성분(100Hz)에서 밸런스 샤프트가 장착된 경우와 장착되지 않은 경우의 최고 진동속도는 각각 4.6mm/s와 4.9mm/s를 나타내었으며, 2차 불평형 성분(133.3Hz)에서 밸런스 샤프트가 장착된 경우와 장착되지 않은 경우의 최고 진동속도는 각각 0.9mm/s와 1.1mm/s를 나타내었다. 후방 엔진 마운트에서의 진동은 1.5차 불평형 성분에 의해 지배되고 있으나, 진동속도의 크기가 50mm/s보다 상당히 작으므로 엔진의 NVH 특성에는 그다지 큰 영향을 미칠 것으로 보이지 않는다.

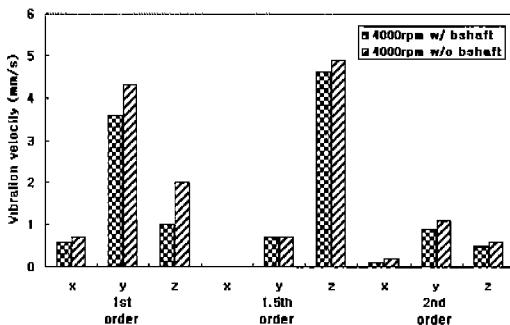


Fig. 10 Vibration velocity at rear mount (4000rpm-full load)

7000rpm-무부하 조건에서 밸런스 샤프트 유무에 따른 전방 좌측 엔진 마운트에서의 진동속도변화에 대한 결과는 Fig. 11에 나타나 있다. 1차 불평형 성분(116.7Hz)에서 밸런스 샤프트가 장착된 경우와 장착되지 않은 경우의 최고 진동속도는 각각 7.4mm/s와 8.7mm/s를 나타내었으며, 1.5차 불평형 성분(175Hz)에서 밸런스 샤프트가 장착된 경우와 장착되지 않은 경우의 최고 진동속도는 각각 0.3mm/s와 3.0mm/s를 나타내었으며, 2차 불평형 성분(233.3Hz)에서 밸런스 샤프트가 장착된 경우와 장착되지 않은 경우의 최고 진동속도는 각각 1.8mm/s와 3.3mm/s를 나타내었다. 전방 좌측 엔진 마운트에서의 진동은 1차 불평형 성분에 의해 지배되고, 1.5차·2차 불평형 성분에 의한 기여도는 작음을 알 수

있다. 이는 엔진의 고속운전에 따라 연소 가스력 보다는 회전 관성력의 크기가 급속히 증가함에 기인한다. 또한, 진동레벨의 크기가 50mm/s보다 상당히 작으므로 엔진의 NVH 특성에는 악영향을 끼칠 것으로 보이지 않는다.

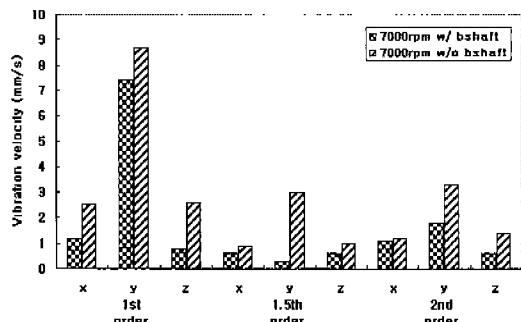


Fig. 11 Vibration velocity at left front mount (7000rpm-no load)

## 5. 결 론

직렬 3기통 엔진은  $120^\circ$  간격으로 크랭크들이 배치되어  $240^\circ$ 마다 1-2-3번 실린더 순으로 폭발하므로 진동 불평형 현상이 발생하게 된다. 따라서, 힘-모멘트 평형원리를 이용하여 동적 불평형 현상을 규명하였고, 불평형된 관성모멘트를 제거하기 위해 크랭크축과 1차 밸런스 샤프트에 부착되는 평형축의 질량 관성모멘트를 결정하는 방법을 제시하였다. 또한, DADS를 이용한 직렬 3기통 엔진의 다물체 동력학 모델링을 통해 실운전 조건들에서 실시간 진동 해석을 수행하였으며, 각 엔진 마운트부에서의 진동속도들을 주파수 분석하여 NVH 특성을 평가하는 해석절차를 정립함을 통해 다음의 결론을 얻을 수 있었다.

- 밸런스 샤프트 장착에 따른 엔진 마운트에서의 최고 진동속도는 1500rpm-전부하시 26.3%, 4000rpm-전부하시 6.1%, 7000rpm-무부하시 14.9% 감소하였다. 따라서, 밸런스 샤프트 장착으로 인해 3기통 엔진 고유의 불평형 진동이 현저하게 저감됨을 알 수 있다.

- 2) 전반적으로 밸런스 샤프트 장착에 따라 엔진의 강체 운동(Rigid body motion)이 크게 감소되었는데, 이는 50%의 불평형 피칭 모멘트가 요잉 모멘트(Yawing moment)로 전이됨에 기인한다.
- 3) 다물체 동력학 해석기법을 이용하여 엔진의 실제 운전조건에 따른 강체 진동 해석절차를 정립함으로써 전산해석(CAE)분야의 영역을 넓혔으며, 보다 신뢰성 있는 가상공학기법을 구축하였다.
- 4) 향후 엔진의 중량저감을 위해 밸런스 샤프트를 제거하는 경우, 1차·1.5차·2차 불평형 성분을 저감방안으로는 평형추의 평형인자 최적화를 통한 크랭크축 새설계가 필요하므로 본 연구 절차를 이용하면 효과적일 것으로 판단된다.

## 참 고 문 헌

1. S. Ishihara, et al., "Reduction of Powerplant Vibration Level in the Acceleration Noise Region Based on Analysis of Crankshaft System Behavior", SAE 922087, 1992.
2. D. J. Lacy, "Computers in analysis techniques for reciprocating engine design", IMechE C14/87, pp. 55-68, 1987.
3. L. S. Mayer and H. Zeischka, "Analysis of Flexible Rotating Crankshaft with Flexible Engine Block Using MSC/NASTRAN and DADS", Proceedings of MSC 1995 World Users' Conference, 1995.
4. M. Heifetz and M. Marsh, "Engine Dynamics and Balancing", SAE 840914, 1984.
5. 박주상, 손교은, 최천, "밸런스 샤프트 장착에 따른 엔진 구동계의 진동저감", 한국자동차공학회 1998년도 진동·소음 부문 학술강연초록집, pp. 13-18, 1998.
6. 이재갑, 여승동, "엔진의 탄성진동, 소음 특성 및 개선방안", 한국자동차공학회 1997년도 춘계학술대회 논문집(Ⅱ), pp. 47-52, 1997.
7. T. E. Cardinal, et al., "Review of Saturn's Powertrain Analysis Methodology", SAE 910683, 1991.
8. 안기원, 서권희, 김동근, "밸런스축이 엔진 진동에 미치는 영향", 한국자동차공학회 1998년도 동력전달계·Safety부문 학술강연초록집, pp. 13-18, 1998.
9. 조진호, 內燃機關工學 -高性能機關을 中心으로-, 학연사, pp. 807-862, 1993.
10. H. Heisler, Advanced Engine Technology, SAE International, pp. 79-138, 1995.
11. DADS User's Guide, Rev 9.0, Computer Aided Design Software, Inc., 1998.
12. D. N. Herting, MSC/NASTRAN Advanced Dynamic Analysis User's Guide, MacNeal-Schwendler Corp., 1997.
13. Ricardo Consulting Engineers plc., The balancing of engines, 1996.