

자동차의 부밍 소음 저감

정 해 일
(한국기술교육대학교)

1. 머리 말

탑승자가 느끼는 쾌적한 정도를 자동차의 승차감이라고 한다. 차량의 진동, 소음, 시트의 안락감, 실내의 넓이, 시계, 환기성 등의 많은 요인이 자동차의 승차감에 관계된다. 그 중에서 진동과 관련된 쾌적성을 진동 승차감이라고 하며, 아이들(idle) 진동, 시미(shimmy), 세이크(shake), 발진시 진동 등이 이에 속한다. 자동차의 소음에는 아이들(idle) 소음, 부밍(booming)소음, 엔진 투과음, 변속기 소음, 도로 소음, 바람소리 등의 여러 소음이 있으나, 여기에서는 부밍 소음의 현상과 특성, 발생 메카니즘, 원인 규명 방법 및 대책 방법에 대해 알아보기로 한다.

2. 부밍 소음

차량의 가속시나 감속시 또는 정속 주행시, 특정한 엔진 회전수에 도달할 때 귀를 압박하는 소음이

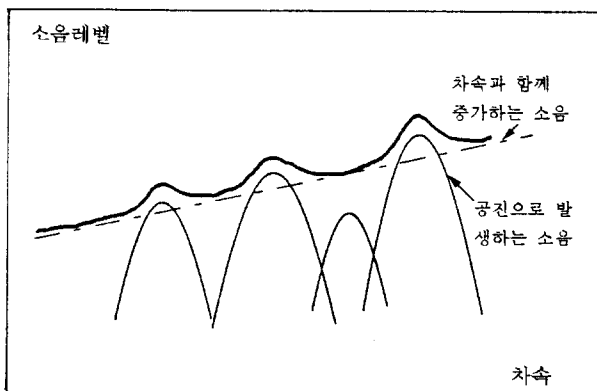


그림 1 차속에 따른 실내 소음

발생하는 경우가 있는데 이 소음을 부밍 소음이라고 한다. 이 소음은 주로 200Hz 이하의 순음에 가까운 소리이다. 저속에서 고속까지 차량을 천천히 가속하거나 감속을 하면 그림 1과 같이 특정한 차속(특정한 엔진 회전수)에서 실내 소음의 피크값이 발생하는데, 그 피크값 부근의 소리가 부밍 소음이다.

부밍 소음을 유발하는 가진력은 주로 엔진의 기진력이며, 구동계나 배기계 또는 차체가 엔진의 기진력과 공진함으로써 부밍 소음이 발생하게 된다. 차속에 따라 저속 부밍 소음(45km/h이하), 중속 부밍 소음(45km/h~80km/h), 고속 부밍 소음(80km/h이상)으로 세분하기도 한다.

3. 부밍 소음 발생 기구

그림 2와 같이 엔진의 기진력(토크 변동, 불균형 힘(unbalance force)과 모멘트(moment))이 진동 전달계(구동계, 배기계 또는 차체)를 통해 실내로 전달되어 부밍 소음이 발생한다. 특히 엔진 기진력이 진동 전달계와 공진을 할 때는 부밍 소음의 레벨이 높아져 탑승자가 큰 고통을 느끼게 될 수도 있다.

3.1 가진원(엔진 기진력)

엔진 기진력은 두 가지 종류가 있다. 첫째는 피스톤의 왕복 운동에 의해 발생하는 관성력(inertia force)과 관성 모멘트(inertia moment)이며, 둘째는 실린더 내의 가스압에 의해 발생하는 토크 변동이다.

(1) 관성력과 관성 모멘트

일정한 속도로 회전하고 있는 1기통 실린더-연결봉(cylinder-connecting rod) 기구에 작용하는 힘은 그림 3과 같다.

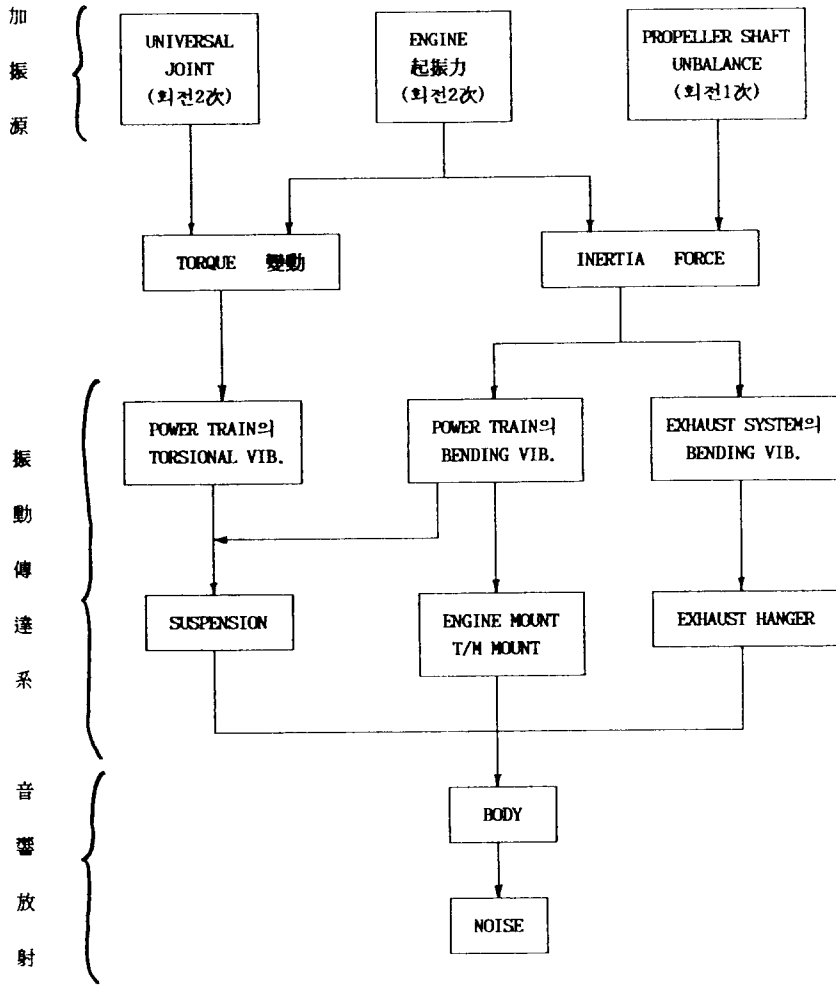


그림 2 부밍 소음 발생 기구

연결봉의 회전 질량(rotating mass)에 작용하는 힘 F_{cp} 는 평형추에 의해 평형되며, 피스톤과 연결봉의 왕복 질량(reciprocating mass)에 작용하는 힘 F_p 에 대한 반작용 F_a 는

$$F_a = -F_p = m_p \Omega^2 r (\cos \theta + \frac{r}{l} \cos 2\theta)$$

여기서

- m_p : 피스톤 질량과 연결봉의 왕복 질량의 합
- Ω : 크랭크 축의 각속도
- r : 크랭크 암(arm)의 길이
- l : 연결봉의 길이
- θ : 크랭크 각

로 표시할 수 있다.

그림 4에서는 직렬 4기통 4행정 엔진(in-line 4-cylinder 4-cycle engine)을 보여주고 있으며, 이 그림에서의 합력(resultant force)은

$$F_z = F_a \sum_{n=0}^3 (\theta - n\pi) \\ \approx m_p \Omega^2 r \sum_{n=0}^3 \left\{ \cos(\theta - n\pi) + \frac{r}{l} \cos 2(\theta - n\pi) \right\}$$

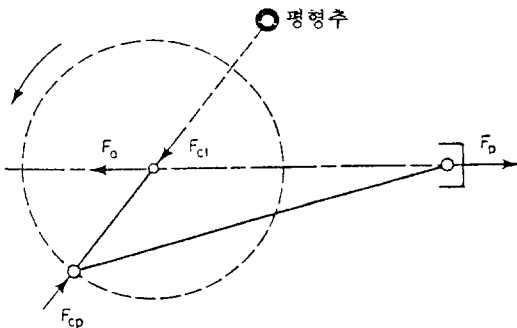


그림 3 실린더-연결봉 기구에 작용하는 힘

$$= \frac{4m_p \Omega^2 r^2}{l} \cos 2\theta$$

$$F_x = F_y = 0$$

가 되며, 관성 모멘트는

$$M_x = 4m_p \Omega^2 r^2 \sin 2\theta$$

$$M_s = M_z = 0$$

가 된다.

(2) 토크 변동

그림 5(a)는 1기통 엔진에서 발생하는 토크 T를

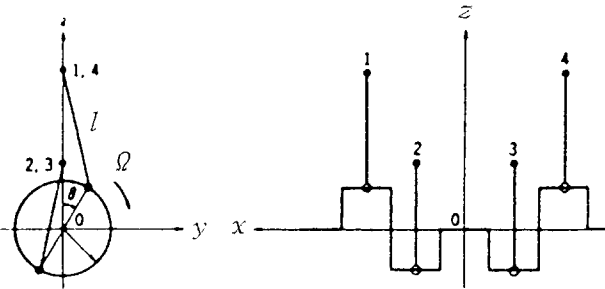
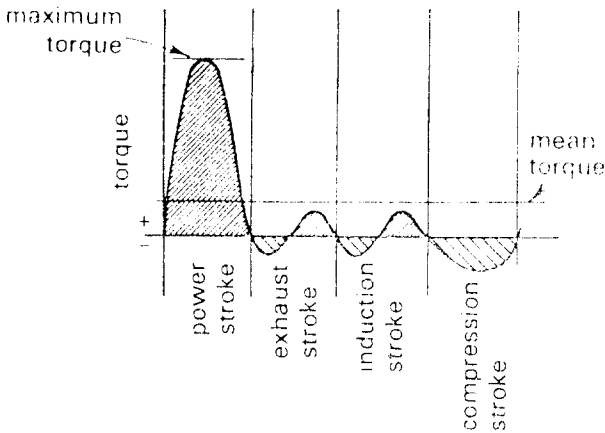
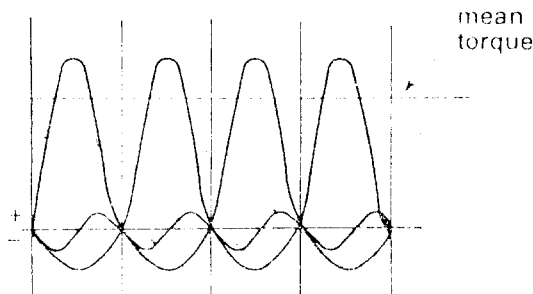


그림 4 직렬 4기통 4행정 엔진



(a) 1기통 엔진에서 발생하는 토크



(b) 직렬 4기통 엔진에서 발생하는 토크

그림 5 엔진에서 발생하는 토크

보여 준다. 토크의 크기는 크랭크 축의 회전각과 더불어 변화한다. 4행정 엔진은 엔진 2회전마다 흡입, 압축, 폭발, 배기의 4행정을 되풀이한다.

4기통 엔진의 토크 특성은 단기통 엔진의 토크 곡선을 크랭크 각 180°씩의 위상 차를 주고 합한 형태

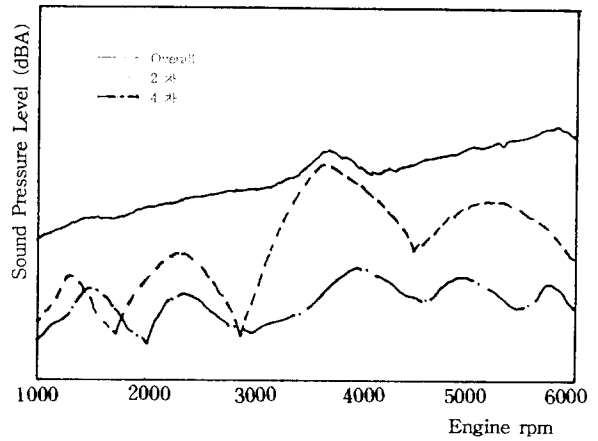
$$T_{total} = \sum_{n=0}^3 T(\theta - n\pi)$$

가 된다(그림 5(b)).

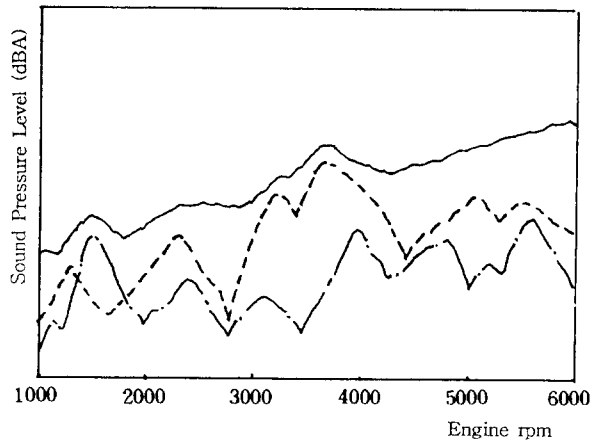
직렬 4기통 4행정 엔진은 엔진이 2회전할 때 4번의 폭발이 일어나기 때문에, 토크 변동의 주기는 엔진 회전수의 2배가 되는 엔진 2차 성분이 증가 된다.

4. 부밍 소음의 현상 평가

부밍 소음의 현상을 평가하기 위해서 탑승자의 귀



(a) 운전석



(b) 뒷 좌석

그림 6 완가속시 실내 소음

의 위치에 마이크로폰을, 엔진 룸(engine room)에 엔진 타코미터(tachometer)를 설치하여 여러 운전 조건(racing, 완가속, 급가속, 감속)에서 실내 소음 및 엔진 회전수를 측정한다. 측정된 소음 신호는 次數 分析(order tracking) 기법을 사용하여 분석한다. 각 차수 성분이 전체 소음 레벨에 어느 정도 기여했는가를 분석하는 기법을 차수 분석이라고 한다. 차수 분석에 의해 문제가 되는 엔진 회전수 및 문제 주파수를 알아낼 수 있다.

그림 6은 완가속시 운전석과 뒷좌석에서의 실내 소음을 측정한 그래프이다. 문제가 되는 엔진 회전수는 운전석의 3600 rpm, 뒷좌석의 1500 rpm과 3600 rpm 부근이다.

1500 rpm 영역에서는 엔진의 4차 성분이, 3600 rpm에서는 엔진의 2차 성분이 전체 소음 레벨에 가장 많이 기여했으므로, 다음 식에 의하여 문제가 되는 주파수는 1500 rpm에서는 100 Hz, 3600 rpm에서는 120 Hz라는 것을 알 수 있다.

$$\frac{1500 \text{ rpm}}{60 \text{ sec/min}} \times 4 = 100 \text{ Hz}$$

$$\frac{3600 \text{ rpm}}{60 \text{ sec/min}} \times 2 = 120 \text{ Hz}$$

5. 원인 규명 방법

차수 분석 결과에 의해 문제가 되는 엔진 회전수

와 문제 주파수를 찾아낸 후에는 각 엔진 회전수에서 부밍 소음이 왜 발생했는가를 규명해야 한다. 원인 규명 방법으로는 여러 가지 방법이 있으나, 여기에서는 디커플링 테스트(decoupling test)와 모달 테스트(modal testing)에 의한 원인 규명 방법에 대해 서술하기로 한다.

5.1 디커플링 테스트

디커플링 테스트는 진동 전달 경로를 파악하는 방법으로, 그림 2의 진동 전달계 중 한 경로만을 연결시킨 상태에서의 실내 소음과, 모든 진동 전달계를 차단시킨 상태에서의 실내 소음을 비교함으로써, 그 진동 전달계가 실내 소음에 어느 정도 기여하는가를 알아내는 방법이다.

그림 7은 엔진 마운트만을 연결시켰을 때의 실내 소음을, all coupled 시와 all decoupled 시의 실내 소음과 비교한 그래프이다. 1800 rpm 부근의 부밍 소음은 주로 엔진 마운트를 통해 전달된 진동에 의해 발생한다는 것과, 5000 rpm 이상의 부밍 소음은 엔진 마운트가 아닌 다른 전달 경로에 의한 진동에 의해 발생한다는 것을 알 수 있다.

5.2 모달 테스트

부밍 소음은 엔진의 기진력이 진동 전달체인 구동계, 배기계, 자체 등과 공진을 할 때 크게 발생하기

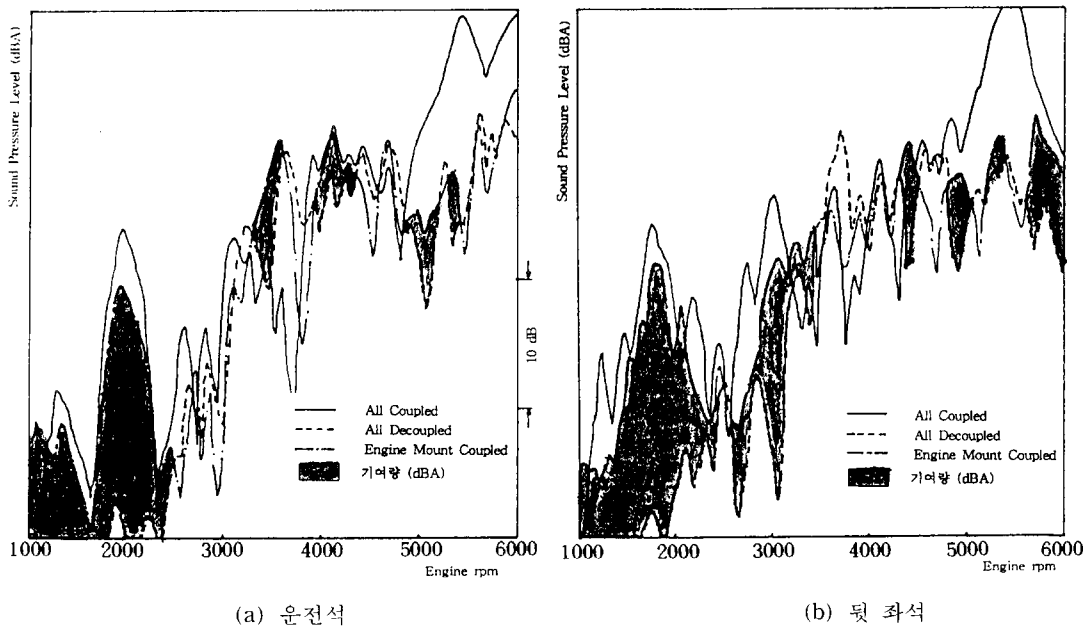
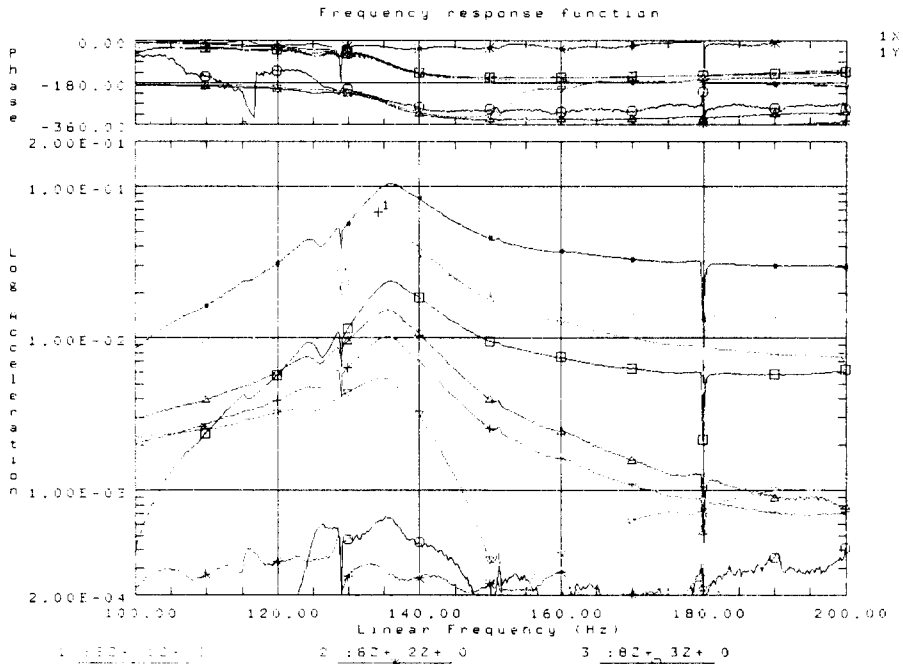
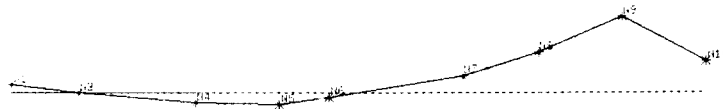


그림 7 디커플링 테스트 결과



(a) 파워트레인의 주파수 전달 함수

MODE: 1 FREQ: 135.52211 DAMP: 2.89709
DISPLACEMENT - NORMAL MIN: 0.00 MAX: 0.087793



(b) 파워트레인의 제1차 굽힘모드

그림 8 파워트레인의 모드 해석

때문에, 각 진동 전달계의 고유 진동수와 진동 모드를 파악함으로써 효과적인 대책안을 수립할 수가 있다. 그림 8은 파워트레인(powertrain)의 주파수 응답 함수 및 모드 형상이다. 파워트레인의 제 1차 굽힘 모드가 상용 rpm 영역 내에 있으면, 엔진 기진력과 공진을 일으켜 부밍 소음이 발생할 수가 있다.

6. 부밍 소음 대책

엔진 기진력이 진동 전달 경로를 통해 음향 방사계로 전달되어 부밍 소음으로 방사되므로, 부밍 소음을 저감하기 위해서는 엔진 기진력을 저감시키거나, 진동 전달계의 동특성을 변경하거나, 음향 방사계의 동특성을 변경시켜야 한다.

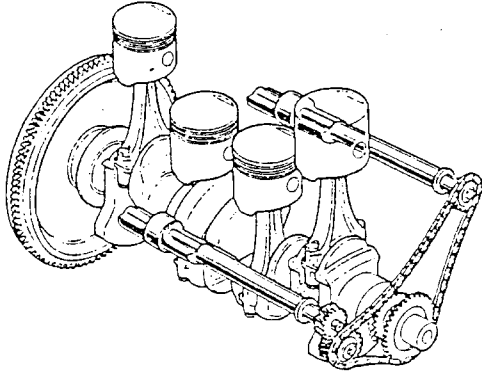
6.1 엔진 기진력의 저감

엔진 기진력을 저감시키는 것은 소음원을 저감시

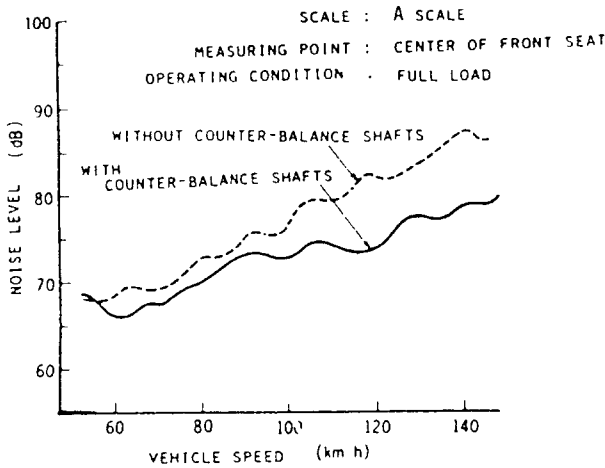
키는 근본적인 방법이다. 기진력을 줄이는 방법 중의 하나는 카운터-밸런스 축(counter-balance shaft)을 사용하는 것이다. 카운터-밸런스 축은 크랭크 축의 2배 속도로 서로 반대 방향으로 회전을 하는 두 축으로 구성되어, 엔진 기진력 중 관성력과 크기가 같고 방향이 반대인 힘을 발생시켜 관성력을 상쇄시키며, inertia 모멘트와 토크 변동의 크기도 저감시키는 역할을 한다. 그림 9(a)는 카운터 밸런스 메카니즘을 보여주며, 그림 9(b)는 카운터-밸런스 축 유무에 따른 실내 소음 레벨을 비교한 그래프이다.

6.2 진동 전달계 대책

앞에 언급한 디커플링 테스트나 벡터 합성법을 이용하여 주요 진동 전달 경로를 알아내면, 그 진동 전달계의 동특성을 변경시킴으로써 부밍 소음을 저감시킬 수 있다. 특히 엔진의 기진력이 진동 전달계와 공진을 할 때는 공진 주파수에 해당하는 엔진 회



(a) 카운터-밸런스 메카니즘



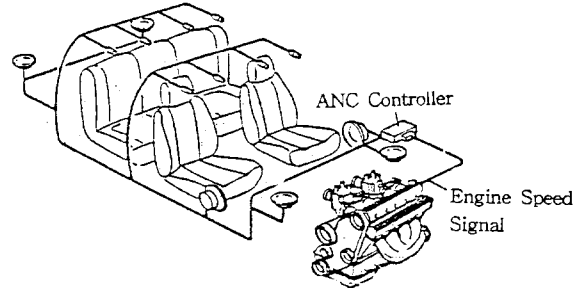
(b) 급가속시 실내 소음
그림 9 카운터-밸런스 축

전수에서 부밍 소음이 크게 발생한다. 이 때는 공진하는 진동 전달계의 강성을 증가시켜 고유 진동수를 상용 rpm 이상으로 높여주거나, 동흡진기(dynamic damper)를 적용함으로써 부밍 소음을 저감시킬 수 있다.

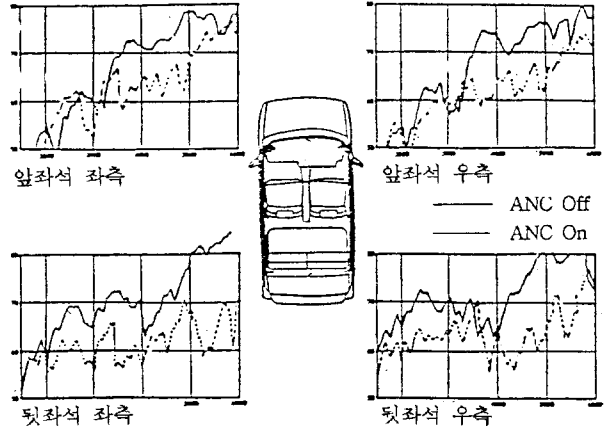
일반적으로, 엔진의 기진력은 주로 엔진 및 변속기 마운트, 배기계 행거, 서스펜션을 통해 차체로 전달된다. 주요 전달 경로가 엔진이나 변속기 마운트이면, 마운트의 동특성, 장착 위치나 각도를 변경시켜 차체로 전달되는 진동의 크기를 줄여 주고, 배기계 행거가 주요 진동 경로이면, 행거의 장착 위치나 동특성을 변경시켜 진동 전달량을 저감시킨다.

6.3 음향 방사계 대책

진동 전달계를 통해 전달된 엔진 기진력은 차체의 floor panel이나 dash panel 또는 roof panel에서 방사되어 탑승자가 소음으로 감지하게 된다. 패널



(a) ANC 시스템의 개략도



(b) ANC 시스템 장착 전후의 부밍 소음 비교

그림 10 ANC 시스템

(panel)의 강성이 충분하지 않아 엔진 기진력과 공진할 때는 부밍 소음이 발생할 수 있다. 이 경우에는 패널에 비드(bead)나 스티프너(stiffener)를 추가하거나, 강성 패드를 부착하여 강성을 증가시킴으로써 패널의 고유 진동수를 증가시키면 부밍 소음을 저감시킬 수 있다.

승용차의 부밍 소음을 저감시키기 위해 ANC(active noise control ; 능동 소음 제어) 시스템을 적용한 사례도 있다. 그림 10(a)는 ANC 시스템의 개략도를 보여 준다. ANC 제어기는 마이크로폰에 의해 측정된 실내 소음을 입력받아, 실내 소음과 동일 주파수의 반대 위상을 갖는 소리를 발생시킴으로써 부밍 소음을 상쇄시킨다. 발생하는 소리의 주파수는 엔진 회전 속도 신호에 의해 결정된다. 예를 들어, 4기통 엔진에서 엔진 회전 속도가 3000 rpm이면 100 Hz의 소리를 발생시킨다. 그림 10(b)는 ANC 시스템 장착 전후의 부밍 소음의 차이를 보여 준다.

7. 맺음말

본 글은 자동차 부밍 소음의 발생 기구, 원인 규

명 및 대책 방법에 대하여 알아보았다. 개발 차량이 제작되고 나서 양산 단계까지의 NVH(Noise, Vibration and Harshness) 육성에 초점을 두어 트러블슈팅(troubleshooting) 위주로 서술 하였으나, 이 단계에서 NVH 대책을 세우는 것은 시간이 오래 걸릴 뿐 아니라 대책안 적용에 소요되는 비용도 문제가 될 수 있다. NVH 성능이 우수한 차량을 조기에 개발하기 위해서는, NVH가 고려된 설계가 필수적이다. 설계 단계에서 CAE 해석을 하여 NVH 성능을 미리 예측하고, 설계 미스가 있을 때는 차량이 제작되기 전에 미리 대책을 세움으로써 효율적인 차량 개발을 할 수 있다.

참고 문헌

- (1) Schwibinger, P., Hendrick, D., Wu, W. and Yasuhiro Imanishi, 1991, "Noise and Vibration Control Measures in the Powertrain of Passenger Cars," SAE 911053.
- (2) Taylor, C. F., 1968, The Internal Combustion Engine in Theory and Practice, Chap. 8.
- (3) Ewins, D. J., 1986, Modal Testing: Theory and Practice.
- (4) Hirokazu Nakamura, 1976, "A Low Vibration Engine with Unique Counter-Balance Shafts," SAE 760111.
- (5) 近森順, 馬越龍二, 畑英幸, 1981, "Experimental Analysis of Booming Noise in Passenger Car Cabines by Vector Synthesis Method," 三菱重工技報, Vol. 18, pp. 128-133.
- (6) White, R. G. and Walker J. G., 1982, Noise and Vibration, Chap. 25.
- (7) McDonald, A. M., Elliott, S. J. and Stokes, M. A., 1991, "Active Noise and Vibration Control within the Automobile," International symposium on active control of sound and vibration.

국제 학술대회 안내

Far East and Pacific Rim Symposium on Smart Materials, Structures and MEMS

장 소 : Indian Institute of Science, Bangalore, India

일 시 : 1996년 12월 11일~14일

일 정 : 초록 제출 마감(1996년 5월 30일)

원고 제출 마감(1996년 9월 30일)

분 야 : Smart Materials(ERF, Piezo, SMA, Optical Fiber), Smart Sensors and Actuators, MEMS and Smart Electronics, Mathematics and Control, Smart Structures and Systems

연락처 : Professor V.V. Varadan; Center for the Engineering of Electronic and Acoustic Material, 149 Hammond Bldg., Pennsylvania State Univ., University Park, PA 16802.

Tel : (814)863-4209, Fax : (814)865-3052

국내문의처 : 인하대학교 기계공학과 최 승 복교수 (Tel : (032)860-7319, Fax : 868-1716)