

〈논 문〉 SAE NO. 97370072

노면가진소음의 전달경로 파악; 다중기여도함수 및 연결부위의 상대가속도 이용

Transfer Path Identification of Road Noise; Using Multiple Coherence Function and Relative Acceleration

김 영 기*, 배 병 국*, 김 양 한**, 김 광 준**, 김 명 규***
Y. K. Kim, B. K. Bae, Y. H. Kim, K. J. Kim, M. G. Kim

ABSTRACT

Among the various sources of vehicle interior noise, this paper concerns the road induced noise; the identification of its transfer path by using experimental method. Multiple input and single output model is taken as a noise generation model. Because it is impossible to measure the road input forces directly, the acceleration signals are measured on four axle; three directions for each point. By considering the cross correlations of input signals, four uncorrelated source groups are taken. Multiple coherence function is employed to investigate the contributions of each group. In addition, to identify the detailed path through the suspension systems, the contributions of all possible paths are ranked by using the coherence functions between interior noise and the relative accelerations of connections such as bushings and mountings. Measurements are performed with passenger vehicle traveling on concrete and asphalt roads at 60km/h

주요기술용어 : Vehicle interior noise(차량 실내소음), Transfer path(전달경로), Road noise(노면가진 소음), Multiple input and single output system(다입력/단일출력계), Multiple coherence function(다중기여도함수), Relative acceleration(상대가속도).

1. 서 론

차실내에서 측정되는 노면가진소음(Road noise)

은 바퀴를 통해 전달되는 노면가진력이 원인이 되어 나타나는 소음으로, 최종적으로 샤시의 진동에 의해 형성되는 저주파수 대역(일반적으로 400Hz)이하의 구조소음을 나타낸다.¹⁾ 노면가진소음의 저감을 위한 연구의 첫 단계로, 그 발생원인이라 볼 수 있는 네 바퀴에서의 가진력의 특성 및 크기의 파악을 생각해 볼 수 있

* 한국과학기술원 기계공학과

** 정회원, 한국과학기술원 기계공학과

*** 현대자동차 차량시험

다. 또한, 이러한 가진력들이 노면가진소음에 기여하는 과정을 고찰해 볼 수 있다. 그러나, 이러한 접근 방법은 다음과 같은 두가지 현실적인 상황에 의한 제약을 받는다. 첫째, 주행중 네 바퀴에 입력되는 가진력의 직접적인 측정이 불가능하며, 둘째, 주행시험을 통해 측정된 신호는 엔진소음 및 유동소음 등을 함께 포함하고 있어 노면가진소음만의 전달경로 파악이 어렵게 된다. 따라서, 이러한 어려움을 보완하고 정확한 전달과정의 규명을 위해서는, 전체 전달과정에 대한 적절한 가정, 모델링 및 신호처리 기술을 필요로 한다.

본 연구에서는 크게 두가지 방법을 사용하여 노면가진소음의 입력 신호 및 전달 과정을 추정하고자 한다. 첫째, 노면가진소음의 발생 과정^{2,3)}을 다입력/단일출력계(Multi-Input/Single-Output system)로 가정하고, 다중기여도함수(Multiple coherence function)^{4,5)}를 사용하여 입력과 출력사이의 상관관계 및 기여도를 관찰하고자 한다. 즉, 여러 지점에서 측정된 입력 신호의 상호 상관관계를 이용하여 입력을 몇 개의 입력군으로 분류하고, 다중 기여도 함수를 이용해 각 입력군의 기여도를 구하고자 한다. 각 바퀴에서의 가진력은 직접적인 측정이 불가능하므로, 본 연구에서는 차선택으로서 네 차축에서 측정된 가속도 신호를 입력으로 사용하였다. 각 축에서 각각 세방향으로 가속도를 측정하여 총 12개의 입력을 가정하였다.

둘째, 현가장치계(Suspension system) 내부에서 가정할 수 있는 전달 경로의 주파수 특성 및 기여도를 파악하기 위하여, 각 연결부(부싱 및 마운팅)의 전단(차축쪽)과 후단(차체쪽)에서의 상대적인 가속도를 측정하고, 실내소음과의 상관관계를 살펴보고자 한다. 전달함수(Transfer function)를 이용한 방법^{5,6)}을 사용해 간접적으로 가진력을 측정할 수도 있으나, 신호대 잡음비(Signal to-Noise ratio)가 낮은 주행시험 결과로는 많은 오차를 포함하게 된다. 따라서 본 연구에서는 상대가속도를 입력으로 하는 기여도함수를 관찰하므로써 각 전달력의 기여 주파수 대역을 파악하고자 한다.

주행시험은 특정 소형차(1500cc급)에 제한하여 수행되었으며, 노면 상태 및 주행 속도의 영향을 살펴보기 위해, 아스팔트로 및 콘크리트로의 두 노면에서 60km/h 및 100km/h의 속도로 수행하였다.

2. 차축진동과 실내소음의 상관관계

2.1 다입력/단일출력 모델

노면가진소음의 전달경로를 파악하기 위한 모델로서 네 바퀴에서의 각 방향의 가진력을 입력으로하는 다입력/단일출력 모델을 생각해 볼 수 있다. 이 경우 전달함수는 전달경로의 특성을 표현한다고 생각해 볼 수 있다. 그림 1은 이러한 모델을 개념적으로 나타낸 것으로 $X_i(i=1\sim 12)$ 는 각 차축에서의 가진력을 나타내며, Y 는 실내 소음, 그리고 N 은 노면가진력 이외의 다른 소음원을 나타내고 있다. 입력 $X_i(i=1\sim 12)$ 및 출력 Y 가 측정가능하고, 입력사이의 상관관계(Correlation)가 없다면 기여도함수(Ordinary coherence function)를 이용해 각 입력의 출력에 대한 기여도를 측정할 수 있다.²⁾ 하지만, 노면가진소음의 직접적인 원인인 가진력의 측정이 현실적으로 불가능하므로, 차선택으로서 측정이 가능한 차축에서의 가속도를 입력으로하고 이를 이용하여 실내소음과 노면가진력 사이의 관계를 간접측정하는 방법을 사용하는 것이 현실적이라 볼 수 있다.¹⁻⁵⁾ 이

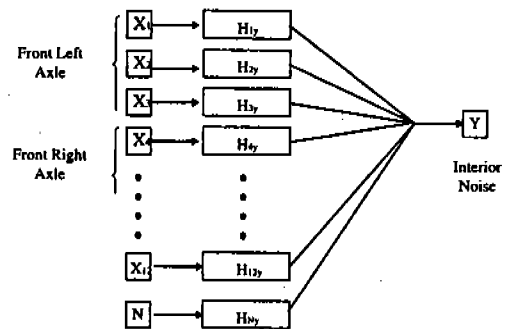


그림 1 노면가진소음 발생과정에 대한 다입력/단일출력 모델

러한 경우, 동력학계의 특성에 의해 입력사이의 상관관계(즉, 예를 들면 오른쪽 앞바퀴의 좌우방향 가진력에 의하여 좌우방향의 운동뿐만 아니라 다른 방향의 운동 또한 야기되므로 입력들 사이에 상관관계가 존재함)가 발생하게 된다. 상관관계가 큰 입력일 경우, 인과관계를 고려한 무수히 많은 가능성을 모두 고려해야하므로^{2~3)} 현실적으로 적용이 어렵다고 볼 수 있다. 따라서 본 연구에서는 상관관계가 높은 입력들을 물리적인 근거를 바탕으로하여 하나의 새로운 입력으로 간주하는 방법을 이용하였다. 즉, 실제 측정 결과를 살펴보면, 서로 다른 차축에서 측정된 신호사이에는 차체내의 댐핑 등에 의해 상관관계가 매우 적음을 알 수 있다.¹⁾ 따라서, 각 차축에서 세방향으로 측정된 가속도 신호들을 하나의 입력으로 가정하여, 각 차축에 해당하는 네 개의 입력을 갖는 계를 구성하였다. 세 방향의 가속도 신호는 다중기여도 함수를 적용하여 하나의 입력으로 간주할 수 있으며, 각 차축에서 입력되는 가진력의 기여도 및 주파수 대역을 간접 측정할 수 있다.

2.2 주행실험 및 실내소음

네 바퀴에서 입력되는 각 방향의 가진력 성분을 모두 포함한 신호를 측정하기 위하여, 그림 2에 표시한 바와 같이 차축 엑슬케리어 상단에서 좌우(x), 전후(y) 및 상하(z)로 세 방향의 가속도를 측정하였고 실내소음은 뒷좌석 중앙위치에 마이크를 고정시켜 측정하였다(실내소음 측정 결과 저주파 대역에서 뒷좌석의 소음레벨이 앞좌석에 비하여 7~8dB이상 높다). 노면조건 및 주행속도에 따른 실내소음의 변화를 살펴보기 위하여 아스팔트로와 콘크리트노면에서 각각 주행시험을 수행하였다. 실험장소의 제한에 의해 아스팔트 노면에서는 60 km/h와 40km/h로 주행하였으며, 스펙트럼 추정시의 분해능 및 분산을 고려하여 각각 약 14 초간의 신호를 수집하였다.(1200Hz 샘플링, 30 회 평균)

그림 3은 뒷좌석 중앙에서 측정한 실내음압을 주행조건에 따라 비교한 스펙트럼이다. 주

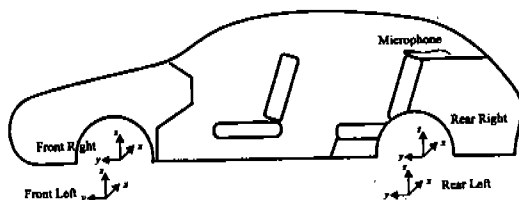
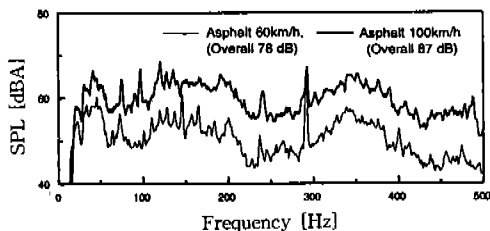
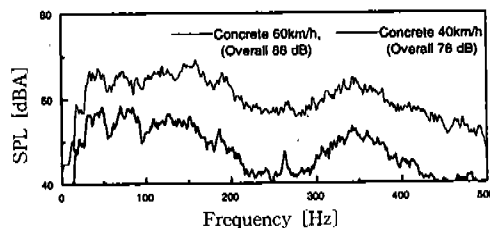


그림 2 차축진동 및 실내소음의 측정을 위한 가속도계 및 마이크론의 위치



(a) 아스팔트노면 60km/h, 100km/h 주행



(b) 콘크리트노면 60km/h, 40km/h 주행

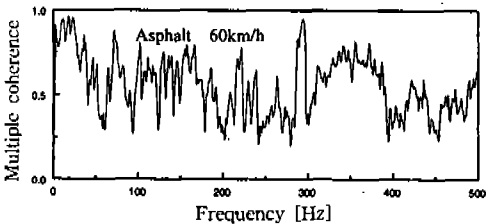
그림 3 주행속도 및 노면조건의 변화에 따른 실내소음의 스펙트럼(뒷좌석 중앙부분)

행속도의 증가에 따라 전체 소음수준은 아스팔트 노면의 경우 78dB(60km/h)와 87dB(100km/h)로 약 10dB 차이를 보이며, 콘크리트노면주행에서도 88dB(60km/h)와 78dB(40km/h)로 10dB 차이를 보인다. 두 그림으로부터 알 수 있는 것 중의 하나는 공통적으로 높은 소음수준을 보이는 주파수영역을 확인할 수 있다. 즉, 그림 3(a)의 아스팔트 노면 60km/h 주행시 음압이 50dB이상인 주파수 범위는 60Hz 이하와 110~210Hz, 310~390Hz영역이며, 100km/h 주행시에는 100~210Hz와 310~390Hz 영역에서 60 dB이상의 음압수준을 보이는 등 대체적으로

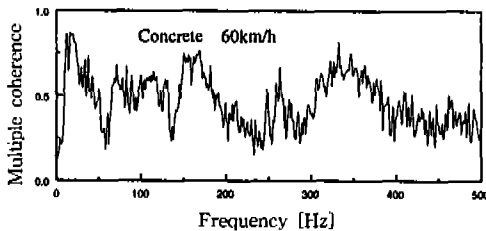
100~200Hz와 300~400Hz 영역에서 비교적 큰 음압수준을 확인할 수 있다. 따라서 특정 주행 조건을 고정하여 실험하여도 주파수특성에서는 큰 차이를 보이지 않을 것을 예상할 수 있으며, 저주파수 영역을 제외한다면, 관심 주파수영역을 100~200Hz, 300~400Hz의 두 영역으로 한정할 수 있을 것이다.

2.3 다중기여도합수를 이용한 각 차축의 기여도

각 차축의 기여도 측정에 앞서, 네 차축의 세방향에서 측정되는 열두개의 가속도와 실내소음의 다중기여도합수를 구하였다. 그림 4는 아스팔트 노면과 콘크리트 노면에서 주행속도를 달리하면서 구한 다중기여도합수를 나타낸다. 노면과 주행속도에 따라 다소간의 차이를 보이고 있으나 전체적인 경향은 음압수준이 높은 100~200Hz 영역과 300~400Hz영역에서 약 0.6이상의 큰 기여도를 보이고 있다. 이는 차축 진동신호에 노면가진성분만이 포함되었다고 가정하였을 경우, 실내소음중에서 노면가진과 관련된 성분이 약 60% 이상의 파워를 차지함을 나타낸다.



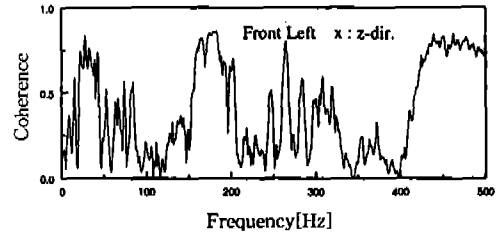
(a) 아스팔트노면 60km/h 주행



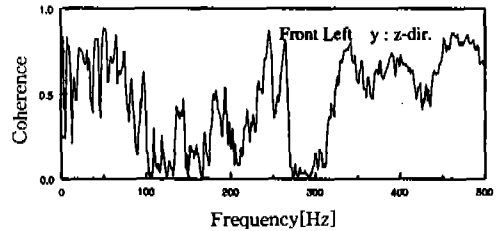
(b) 콘크리트노면 60km/h 주행

그림 4 차실내소음에 대한 열두개의 차축가속도로부터의 다중기여도합수

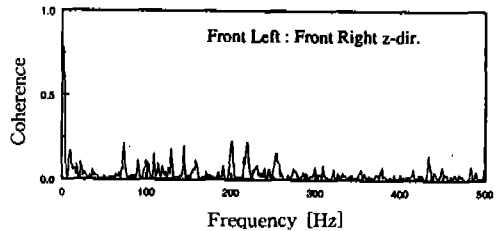
그림 5(a), (b)는 전륜 좌측 차축에서 발생하는 가속도들 사이의 기여도합수를 나타낸 것이다. 이는 동일한 차축에서 발생하는 가속도이



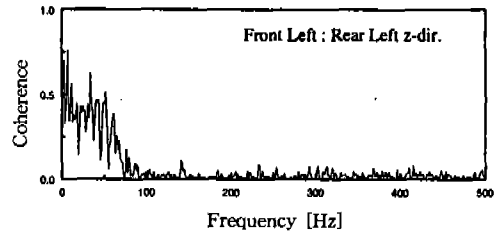
(a) 전륜 좌측 현가장치의 좌우(x)방향과 상하(z)방향



(b) 전륜 좌측 현가장치의 전후(y)방향과 상하(z)방향



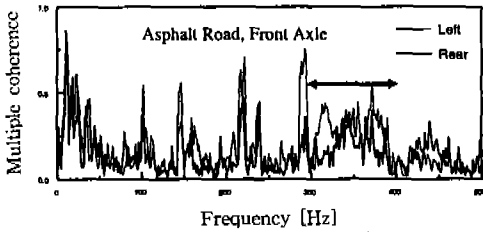
(c) 전륜 좌측과 우측의 상하(z)방향



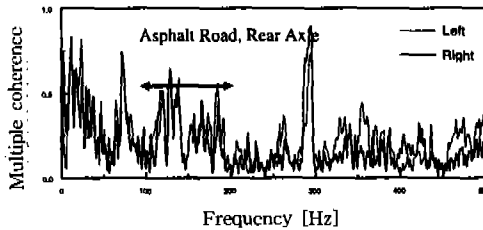
(d) 전륜 좌측과 후륜 좌측의 상하(z)방향

그림 5 아스팔트노면 60km/h주행시, 차축 가속도신호 사이의 기여도합수

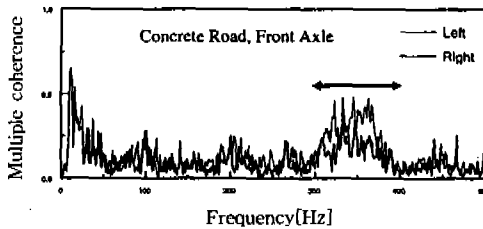
므로, 넓은 주파수범위에 걸쳐 높은 연관성을 갖는 것을 알 수 있다. 그러나 그림 5 (c), (d)에 나타난, 좌우 혹은 전후의 다른 차축에서의 가속도들 사이에는 상대적으로 상관성이 낮음을 확인할 수 있다. 그러므로, 본 연구에서는



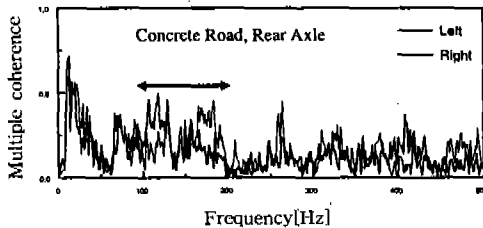
(a) 아스팔트노면 주행시 전륜



(b) 아스팔트노면 주행시 후륜



(c) 콘크리트노면 주행시 전륜



(d) 콘크리트노면시 후륜

그림 6 아스팔트노면과 콘크리트노면 60km/h주행시, 전륜 및 후륜의 좌우 차축의 각각 세방향 가속도에 의한 실내소음과의 다중기여도함수의 비교

각 차축에 설치된 세 개의 가속도 신호를 하나의 입력으로 간주하여 입력사이의 상관성이 없는 다입력/단일출력 모델을 구성하고 입력과 출력사이의 기여도 함수를 관찰하였다. 결과적으로 각 차축에서 측정된 세 방향 신호를 하나의 입력으로 하여, 총 네 개의 입력을 갖는 다입력/단일출력 모델을 구성할 수 있었다.

그림 6은 이러한 모델을 바탕으로 한 결과로서 60km/h로 아스팔트노면과 콘크리트노면을 주행할 때 전륜과 후륜의 좌우 좌측에서 발생하는 세방향 진동과 실내소음과의 다중기여도 함수이다. 노면상태에 따라 다소간의 차이를 보이나, 전륜과 후륜으로 구분하여 주파수 특성을 보이고 있음을 알 수 있다. 즉, 그림 6 (b), (d)의 후륜의 경우에는 100~200Hz에서 상대적으로 큰 기여도를 보인다. 또한 좌우 차축의 진동이 실내소음에 기여하는 정도는 주파수 영역별로 비슷한 경향을 나타내므로 좌우 차축의 진동을 대칭적으로 고려할 수 있음을 알 수 있다.

3. 상대가속도를 이용한 전달경로의 규명

3.1 상대가속도의 측정

전달경로의 측정은 가능한 모든 경로에 대한 기여도를 측정하고 이를 비교하므로써 가능할 것이다. 네 바퀴는 현가장치를 통해 차체에 연결되어 있으므로, 현가장치의 구조를 살펴, 발생할 수 있는 각 전달경로에 대한 전달력의 실내소음에 대한 기여도를 측정하는 방법을 사용하였다. 전달력은 직접측정이 현실적으로 어렵기 때문에, 동일한 상관관계를 갖는 각 연결부(부싱, 마운팅)에서의 상대가속도를 측정하여 사용하였다.

그림 6의 결과에서 알 수 있었듯이, 가진력은 좌우 차축에서 대칭적으로 작용하고 있으므로, 현가장치내의 연결부 상대가속도 측정은 좌측의 현가장치에 대해서만 수행하였다. 본 연구에서 사용한 차량의 후륜 현가장치는 듀얼링크 서스펜션방식(Dual link suspension type)⁷⁾으로 그림 7(a)에서 보여지는 바와 같이 명확히

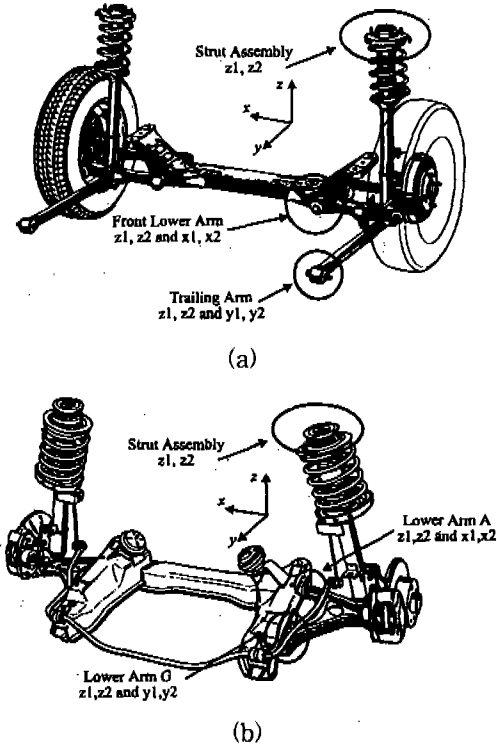
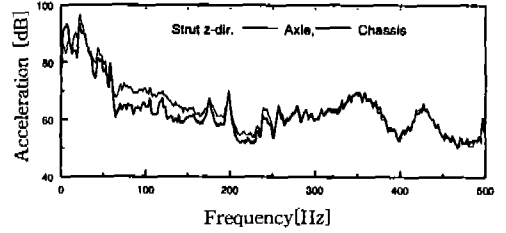
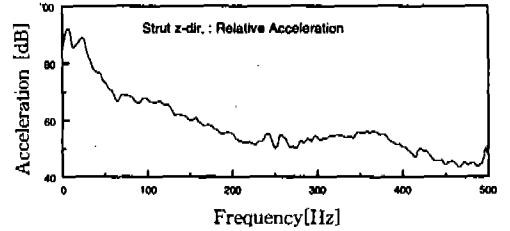


그림 7 후륜 및 전륜 현가장치 연결부에 장착된 가속도계의 위치

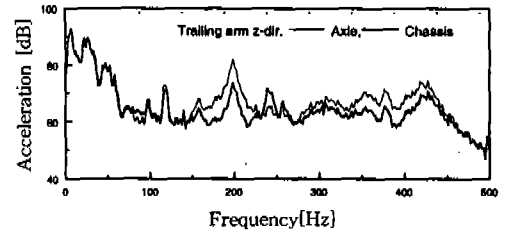
구분되는 세 지점에서 차체와 연결되어 있다. 따라서 이 세지점에서의 상대 가속도를 측정하여 실내소음에 대한 기여도를 구하였다. 반면, 전륜의 경우는 로암이 그림 7(b)에서와 같이 삼각형 형태의 단일 구조물로 구성되어, 각 전달 경로간의 상호관계가 클 것으로 예상된다. 따라서 전륜 현가장치의 경우는 그 방법적인 한계만을 살펴 보았다. 후륜 현가장치의 세 접점은 각각 상하방향으로 차체를 지지하는 스트러트 어셈블리(Strut assembly)와 차축을 전후방향으로 고정하기 위한 트레일링암(Trailing arm) 그리고 좌우방향 고정을 위한 두 개의 로암(Lower arm)으로 구성되어 있다. 각각의 가속도 측정위치는 그림 7(a)에 표시한 바와같이 스트러트 어셈블리의 차체 연결부에서 차축과 차체쪽에서의 상하(z_1, z_2)방향, 트레일링암의 차체연결부 부싱위치에서 차축 및 차체쪽의 상하(z_1, z_2), 전후(y_1, y_2)방향 그리고 후륜트 로암



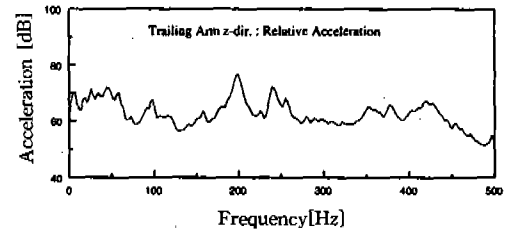
(a) 스트러트 연결부 차축 및 차체쪽의 상하방향 절대가속도



(b) 스트러트 연결부의 상대가속도



(c) 트레일링암 연결부 차축 및 차체쪽의 상하방향 절대가속도



(d) 트레일링암 연결부의 상대가속도

그림 8 후륜 현가장치 연결부의 차축 및 차체에서의 절대가속도 스펙트럼과 상대가속도 스펙트럼

의 상하(z_1, z_2) 및 좌우(x_1, x_2)방향의 가속도를 차축 및 차체 쪽에서 측정하였다. 차실내 소음은 2장의 경우와 마찬가지로 뒷좌석 중앙에 마이크로폰을 고정하여 측정하였다. 노면 및 주

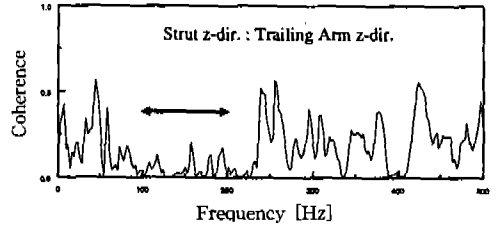
행속도의 변화에 따른 실내소음 측정결과에 따르면, 실내소음의 주파수 특성은 주행조건의 변화에 따라 크게 영향받지 않으므로(그림 3), 이 경우에는 아스팔트 노면에서 60km/h, 1700rpm으로 주행하는 상황에 한하여 실험하였다.

그림 8(a), (b)는 후륜 현가장치의 스트러트 및 트레일링암의 차체 연결부 z방향의 절대가속도를 나타낸다. 또한, 그림 8(b), (d)는 동일한 신호를 이용해 얻은 상대가속도를 나타낸다. 이 경우 상대가속도는 시간 영역에서 신호의 차를 이용해 얻을 수 있었다. 그림 8(a), (b)의 200Hz부분을 살펴보면, 절대 가속도에서 존재하던 피크성분이 상대가속도에서는 나타나지 않는다. 즉, 상대가속도에 따른 실제 차체 가진력은 절대가속도와 많은 차이를 보이을 알 수 있다.

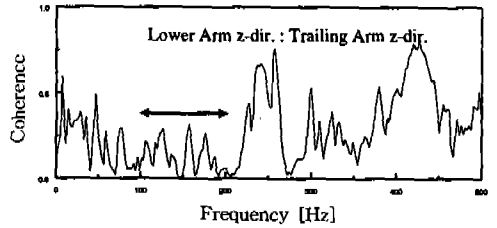
3.2 실내소음에 대한 상대가속도의 기여도

연결부의 상대가속도는 차체 전달력과 동일한 상관관계를 갖게 된다. 따라서, 실내소음에 대한 각 연결부의 상대가속도의 기여도함수는 각 연결부 전달력의 실내소음에 대한 기여도를 나타낸다고 할 수 있다. 차축 가속도를 입력으로 다루었던 2장의 경우와 마찬가지로, 이 경우도 입력사이의 상관관계가 없는 경우에 기여도함수를 통하여 기여도를 얻을 수 있으므로 먼저 입력 사이의 상호기여도함수를 살펴보았다.

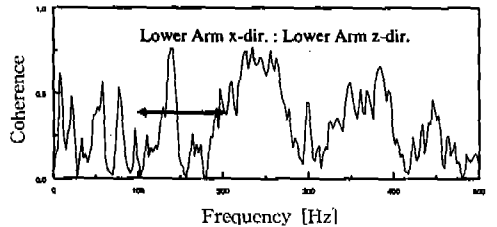
그림 9는 측정된 상대가속도 사이의 기여도함수로서, 그림 9 (a), (b)는 스트러트와 트레일링암 그리고 로암과 트레일링암의 서로 다른 연결부에서 측정된 상대 가속도에 대한 경우이며, 그림 9 (c), (d)는 같은 연결부내에서 다른 방향 가속도 사이의 상호기여도함수이다. 2장(그림 6)의 결과를 바탕으로 하여, 후륜 현가장치에서 관심있는 부분을 100~200Hz로 한정하면, 동일 연결부내에 해당하는 그림 9 (c), (d)의 경우에는 이 부분에서 큰 상관관계를 보이고 있으나, 그림 9(a), (b)의 서로 다른 연결부내에 대해서는 낮은 상관관계를 보이고 있음을 알 수 있다. 따라서, 본 연구에서는 스트러트,



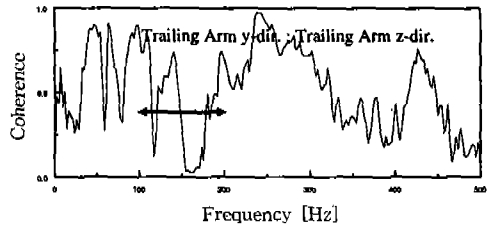
(a) 스트러트와 트레일링암의 상하방향



(b) 로암과 트레일링암의 상하방향



(c) 로암의 좌우방향과 상하방향

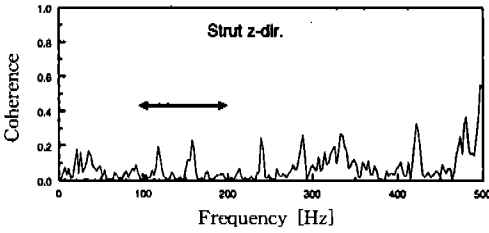


(d) 트레일링암의 전후방향과 상하방향

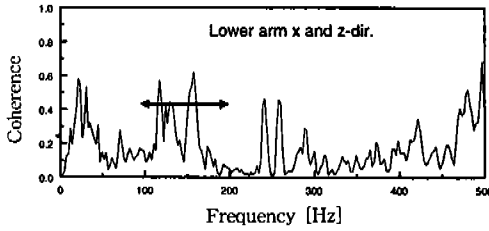
그림 9 후륜 현가장치 연결부에서 측정된 상대가속도 사이의 기여도함수

로암, 트레일링암의 세 연결부에서 측정된 각 신호들을 세 입력군으로 구분하여 다입력/단일 출력 모델을 구성하고 다중기여도함수를 이용하여, 각 입력군의 기여도를 파악하고자 하였다.

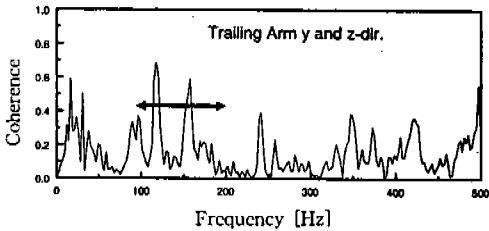
그림 10의 기여도함수는 각각의 상대가속도들이 실내소음에 기여하는 정도를 나타내는 것으로, 그림 9의 입력사이의 상관관계로부터 실



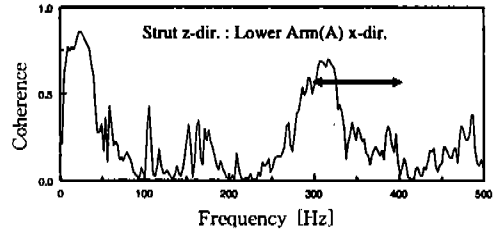
(a) 스트러트의 상하방향



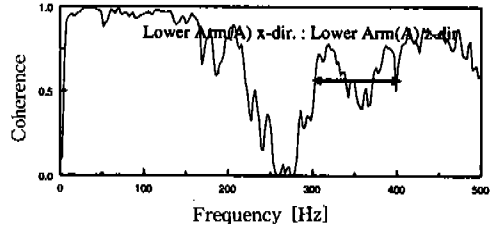
(b) 로암의 좌우 및 상하방향



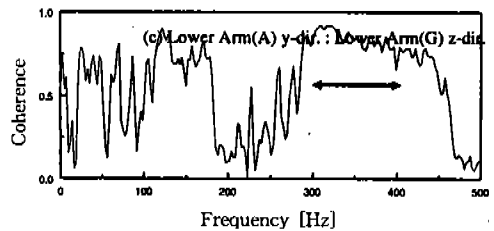
(c) 트레일링암의 전후 및 상하방향



(a) 스트러트와 로암A점의 좌우 방향



(b) 로암 A점의 좌우방향과 상하방향



(c) 로암 G점의 전후방향과 상하방향

그림 10 후륜 현가장치에서의 상대가속도와 실내소음과의 기여도합수

제 100~200Hz부분만 의미를 갖는다. 100~200Hz의 주파수영역에서, 그림 10의 세 결과를 비교하여 보면, 스트러트 연결부는 로암 및 트레일링암의 연결부에 비해 상대적으로 낮은 기여도를 갖게됨을 알 수 있다. 또한 로암과 트레일링암 연결부의 결과를 비교하여 보면, 기여하는 주파수특성이 서로 다르게 나타남을 알 수 있다.

위와같은 방법을 마찬가지로 전륜 현가장치에도 적용하여 보았다. 본 연구에 사용된 차량의 전륜 현가장치는 그림 7(b)에서 보인 바와 같이 로암 하나로 좌우뿐만 아니라 전후방향으로 차축을 고정시키는 맥퍼슨 스트러트식(MacPherson Strut Type)⁷⁾이다. 로암은 차체와 두 지점에서 부싱으로 연결되며 그림 7(b)에 표현된 A점은

그림 11 전륜 현가장치의 상대가속도 사이의 기여도합수

좌우(x), G점은 전후(y)방향으로 힘을 받도록 지지된다. 따라서 노면 가진력은 스트러트 어셈블리와 로암의 A점 및 G점등, 세지점을 통해서 차체로 가진력이 전달된다. 부싱 및 마운팅 연결위치에서의 상대가속도를 측정하기 위하여 그림 7 (b)와 같이 스트러트 어셈블리의 마운팅 위치에서 상하방향으로, 로암 A점의 좌우(x) 및 상하(z)방향과 G점의 전후(y) 및 상하(z)방향에서 가속도를 측정하였다. 후륜 현가장치에 대한 실험을 할 때와 동일한 방법을 아스팔트로서 주행속도는 60km/h, 엔진회전수 1700rpm으로 실험하였다.

그림 11은 상대가속도들 사이의 기여도합수를 나타낸 것이다. 2장(그림 6)의 결과를 바탕으로 하여 전륜의 경우 관심 주파수영역을 300

~400Hz영역으로 한정하면, 이 경우는 후륜 현가장치의 경우와는 달리 그림 11의 모든 경우에서 비교적 높은 상관관계를 보인다. 즉, 후륜의 경우와 같이 독립된 전달경로를 따르지 않고 있으므로, 입력 사이의 상관관계가 없는 독립된 다입력/단일출력 모델을 구성할 수 없음을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 다입력/단일출력을 기본 모델로 하여, 차축 및 현가장치계에서의 노면가진 소음의 발생 및 전달과정을 살펴보았다. 특정 소형차에 대해 주행실험을 수행하였으며, 그 결과는 다음과 같다. 첫째, 좌우 차축에 발생하는 진동은 대칭적으로 나타나며, 둘째, 기여도 함수로 확인한 각 축의 기여 주파수 대역은 전륜의 경우 300~400Hz대역, 후륜의 경우 100~200Hz 대역임을 확인할 수 있었다. 현가장치 연결부의 상대 가속도 측정을 이용한 전달경로의 파악은 전륜의 경우, 각 전달경로 사이의 상관관계가 크게 나타나 각 경로의 기여도를 고려할 수 없었다. 그러나, 구조적인 전달경로가 명확한 후륜(Dual link suspension)의 경우, 로암과 트레일링암에 비해 스트러스를 통한 전달력이 작게 나타남을 알 수 있었다.

후 기

본 연구를 지원하여 준 (주) 현대자동차에 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. S. K. Jha, "Characteristics and sources of noise and vibration and their control in motor cars", J. of Sound and Vibration, Vol. 47, pp. 543~558, 1976.
2. S. K. Jha, "Identification of road/tyre induced noise trasmission paths in a vehicle", Int. J. of Vehicle Design, Vol. 5, pp. 143~158, 1984.
3. R. Johnson, "Sound quality team tackles road noise", Sound and Vibration, Vol. 29, pp. 6~12, 1995.
4. J. S. Bendat and A. G. Piersol, Random data, John Wily & Sons, Singapore, 1991.
5. Tsukasa Ohara, "An approach for reducing road noise", Proceedings of ASIA-PACIFIC vibration conference, pp. 815~820, 1993.
6. T. J. Roggenkamp and Lisa Marcella-O'Leary, "CASE-STUDY : Experimental low frequency structure-borne coarse road noise model, "Proceeding of 14th international model analysis conference(IMAC), pp. 320~325, 1996.
7. D. Bastow and G. Howard, Car suspension and handling, Pentech press, London, pp. 75~121, 1993.