

## 트랜스미션 컨트롤 케이블의 진동 해석을 위한 모델링

### Modeling of a Transmission Control Cable for Vibration Analysis

이 병 수<sup>†</sup> · 최 해 운<sup>\*</sup>

Byoungsoo Lee and Hae Woon Choi

(2008년 2월 25일 접수 ; 2008년 4월 24일 심사완료)

**Key Words** : Automotive Transmission(자동차 트랜스미션), Control Cable(제어 케이블), Transmission Shift Lever(트랜스미션 변속 레버), Vibration and Noise(진동과 소음)

#### ABSTRACT

A transmission control cable connects the transmission control arm and the control lever mechanically and transfers control effort exerted by a driver to the transmission. It also transfers vibration generated by the engine to the passenger room through mechanical connection. To understand vibration and noise transfer mechanism and to further find a way to suppress the transmission of vibration effectively, a dependable dynamic vibration model is a necessity. A vibration model for a transmission control cable is developed and a simulation study has been conducted to obtain mode frequencies and a transmittability. The resonance frequencies obtained by an harmonic analysis is compared with the noise level measurement data. The measurement agrees with the simulation result thus ensures the reliability of the model.

#### 1. 서 론

자동차 엔진의 간헐적인 연소 과정과 왕복 운동하는 부품들의 관성 저항에 의해서 생성된 토크의 변동은 크랭크 축을 통해서 플라이휠로 전달되어 플라이휠의 회전 각속도의 변동으로 나타난다. 또한 동력 전달 계통의 주요 부품인 트랜스미션은 주로 기어로 이루어져있으며 기어 회전 시 치차의 맞물림에 의해 발생하는 진동 또한 주요 진동 소음원이 된다. 이러한 엔진의 토크 변동과 트랜스미션의 기어열의 회전운동에 기인한 진동은 여러 경로를 거쳐 객실로 전달된다.

자동차용 트랜스미션 제어 케이블은 엔진 룸의 자동 트랜스미션과 실내의 트랜스미션 제어 레버를 기

구학적으로 연결시키는 장치이며 이러한 기구학적 연결에 의해 필연적으로 엔진과 트랜스미션의 진동이 케이블을 통해서 자동차 실내로 불필요하게 유입된다. 자동차에 대한 고급화 및 고성능화에 대한 고객의 기대가 점차 높아지면서 예전에는 등한시 되었던 진동 소음에 대해 고객의 불평 및 불만족 비중이 증가하고 있으며 이로 인해 완성차 업체는 제어 케이블 제조업체에 대해 제진 성능 향상을 요구하기 시작하였다. 이러한 소음과 진동이 주요 고객 불만 사항으로 접수되는 이유는 엔진이 경량화, 고성능화 되면서 엔진 발생 토크의 변동이 더욱 커졌으며, 동력전달계가 진동에 무시할 수 없는 관성과 강성을 갖는 많은 회전체와 비선형 거동을 보이는 부품들로 구성되어 있기 때문이다. 이러한 소음과 진동은 고급 자동차를 선호하는 추세에 즈음하여 자동차의 품질을 저하 시키는 요인이 된다.

케이블에 의한 진동과 관련된 지금까지의 연구는 다음과 같은 주제들로 구분할 수 있다. 모드 진동수와 모드 형상을 구하는 목적으로 근래에 개발된 미

<sup>†</sup> 교신저자 : 정희원, 계명대학교 기계자동차공학부

E-mail : blee@kmu.ac.kr

Tel : (053)580-5349, Fax : (053)580-6285

<sup>\*</sup> 계명대학교 기계자동차공학부

분변환(differential transformation)기법을 응용한 연구로 Bert and Zeng<sup>(1)</sup>은 복합 단면 막대의 종방향 진동해석을 수행하였고, Chen and Ho<sup>(2)</sup>는 미분 변환법을 소개하고 모드 진동수와 모드 형상을 Sturm-Liouville 문제에 응용하였으며, Chen and Wu<sup>(3)</sup>는 감쇠가 존재하는 스프링 시스템 문제에 대한 답을 제시하였다. 또한 Kumar and Sujith<sup>(4)</sup>와 Han and Benaroya<sup>(5)</sup>는 균일하지 않은 막대에 대한 종방향 진동 문제와 비선형 연쇄 시스템의 횡방향 및 종방향 강제 진동 문제에 대한 해를 각각 제시하였다.

자동차 트랜스미션용 케이블을 직접적으로 다루지는 않았지만 Royer-Carfagni<sup>(6)</sup>는 케이블 등을 연속체로 가정하고 현수교의 케이블 진동을 해석하였으며, Zhu and Xu<sup>(7)</sup>는 굽힘 강성이 작은 엘리베이터용 케이블의 진동 문제를 다루었고, Su et. al.<sup>(8)</sup>은 modified time-domain method를 사용하여 바람에 기인한 현수교 케이블의 진동 해석을 수행하였다. 연구의 대상은 현수교 및 엘리베이터지만 그 결과를 자동차 트랜스미션 케이블의 진동해석에 곧바로 응용할 수 있다.

자동차 트랜스미션의 작동 소음 개선을 목표로 하는 연구도 수행되었는데 Chung et. al.<sup>(9)</sup>은 트랜스미션의 주요 구성품인 기어의 전달오차에 의한 진동과 소음의 원인을 규명하고 동적인 조율에 대한 연구를 수행하였다. 또한 홍동표 등<sup>(10)</sup>은 트랜스미션에 의한 실내 유입 소음의 주요 원인인 기어의 충돌음에 관한 연구를 수행하였다. Campbell et. al.<sup>(11)</sup>은 사례 연구를 통하여 컴퓨터 모델을 기반으로 한 트랜스미션 레버의 기구학 해석을 통한 변속 성능 개선 및 케이블의 진동 특성 개선을 도모하였다.

이러한 진동 전달 문제를 해결하기위해 엔진과 트랜스미션의 진동이 실내의 레버로 전달되는 메커니즘이 무엇인가에 대한 이해와 진동수 및 진동 모드 해석과 하모닉 해석을 통해 기본적인 진동 전달 메커니즘을 이해하기 위한 연구도 필요하다. 그 외에도 트랜스미션 케이블의 제진 성능에 대한 평가 항목과 평가 지표를 제정할 필요도 있다.

이 연구에서 다룰 진동 및 소음은, 엔진의 간헐적 폭발로 발생하는 진동과 트랜스미션의 회전 불균일이 가진원이며 진동 전달 매체는 오직 케이블과 관련된 기구로 한정한다. 즉, 실내로 유입되는 소음은 엔

진 룸의 진동에 의한 것이다. 진동이 케이블을 통해서 실내로 전달되는 메커니즘을 이해하기 위해서 실용적인 케이블의 진동 전달 모델을 구하고, 시뮬레이션 해석을 수행하며, 모델의 신뢰성을 검증하기 위해 해석 결과와 실내 소음 실측 데이터와 비교 분석한다.

## 2. 트랜스미션 케이블의 구조 및 물성

트랜스미션 케이블의 내심(inner cable)은 중심에 굵은 철사와 외부를 감싸고 있는 여러 조의 가는 철사로 구성되어있다. 외피(sheath)는 중공이며 여러 가닥의 금속 케이블을 플라스틱 재질로 둘러싼 형상을 하고 있다. 이 연구에서 채택한 트랜스미션 케이블의 구조와 치수는 Fig. 1과 같다. 내심의 외부와 외피의 내부는 서로 접촉하며 마찰력 등으로 상호작용을 하는 것을 예상할 수 있으나, 그 크기가 비교적 작기 때문에 무시할 수 있다고 가정한다. 이런 가정 하에서 내심과 외피의 진동이 서로 독립적이며 별개로 해석할 수 있다.

일정 길이의 내심과 외피의 무게를 측정하여 밀도를 구하고, 단면적을 측정하여 면적 관성모멘트 등

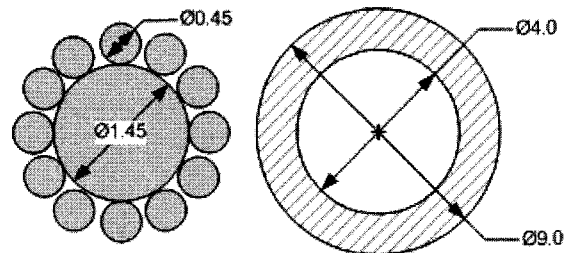


Fig. 1 Shape and size of inner cable(left) and external sheath(right)

Table 1 Major cable parameters

| Parameters                              | Inner cable             | Sheath                  |
|---|-------------------------|-------------------------|
| Inner diameter[m]                       | 0                       | $4.0 \times 10^{-3}$    |
| Outer diameter[m]                       | $2.35 \times 10^{-3}$   | $9.0 \times 10^{-3}$    |
| Area[m <sup>2</sup> ]                   | $3.56 \times 10^{-6}$   | $5.105 \times 10^{-5}$  |
| Density[kg/m <sup>3</sup> ]             | $8.079 \times 10^3$     | $2.659 \times 10^3$     |
| Area moment of inertia[m <sup>4</sup> ] | $1.497 \times 10^{-12}$ | $1.148 \times 10^{-10}$ |
| Length[m]                               | 1.213                   | 1.06                    |

의 주요 파라미터를 구하였다(Table 1). 케이블 내심과 외피의 탄성계수를 측정하기 위해 시편을 만들고 인장시험을 수행하였다. 외피는 꼬인 철사에 플라스틱을 사출하여 코팅을 하였으므로 인장 시험 시에 플라스틱 부분이 철사와 상대운동하여 미끌어지면 측정의 결과를 신뢰할 수 없으므로 긴 시편을 만들고 고정부위에서 먼 곳에 변위 측정 장치를 부착하여 고정부위에서 발생하는 미끄러짐 및 응력 집중 등의 효과를 줄이도록 노력하였다. 외피는 철 성분의 와이어와 고분자 수지로 구성되어 있으므로 외피의 정확한 모델은 만드는 것은 불가능하지는 않지만 매우 복잡한 작업이다. 케이블을 통한 진동을 줄이려는 실용 목적의 모델링이기 때문에 균일 재질로 가정하고 밀도와 탄성계수를 측정하여 사용한다. 탄성계수 계산 시 단면적은 일정하다고 가정하였고 선형 변형 구간이라 인정되는 초기 시험 구간만을 택하여 변형률-응력 측정치에 커브 피팅하여 탄성계수로 선정하였다. 측정값은 Table 2와 같다.

### 3. 트랜스미션 케이블 진동 모델

트랜스미션 케이블의 구조는 Fig. 2와 같이 한 쪽 끝은 엔진 룸의 트랜스미션에 기구적으로 연결되며, 맞은편 끝은 운전석의 변속 레버에 연결된다. 연결 경로는 직선이 아니며 약간의 곡률을 갖고 있다. 레버의 제어력은 내심을 통해서 트랜스미션에 전달되며 외피는 내심의 동작 경로를 유도한다. 하지만 가진력은 내심과 외피 모두를 통해서 엔진과 트랜스미션으로부터 실내로 유입된다. Fig. 3과 Fig. 4는 케이블의 트랜스미션 측과 레버 측의 상세 구조도이다.

Table 2 Young's modulus of inner cable and sheath

| Elastic modulus[N/m <sup>2</sup> ] |                        |
|------------------------------------|------------------------|
| Inner cable                        | 1.635×10 <sup>11</sup> |
| Sheath                             | 4.758×10 <sup>10</sup> |



Fig. 2 Schematic of transmission cable(courtesy of KCW Co.)

### 3.1 내심 모델

내심과 외피의 진동 전달과 관련하여 서로 독립임을 가정하였으므로 내심과 외피의 진동 전달 모델은 각각 만든다. 우선 내심은 트랜스미션 측에 Fig. 5와 같은 연결구를 이용하여 트랜스미션 컨트롤 암에

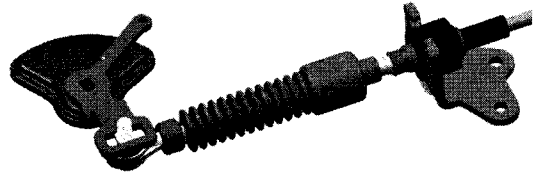


Fig. 3 Cable on transmission side(courtesy of KCW Co.)

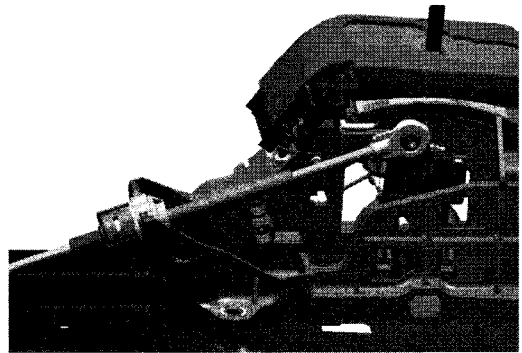


Fig. 4 Cable on lever side

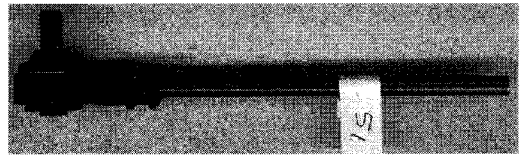


Fig. 5 Coupler on transmission side

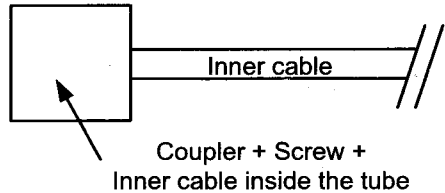


Fig. 6 A model for inner cable coupler on transmission side



Fig. 7 Coupler on lever side

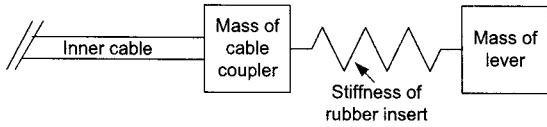


Fig. 8 A model for inner cable coupler on lever side

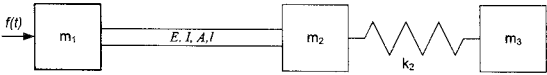


Fig. 9 Final model of transmission inner cable with coupler on both ends

Table 3 Parameters of inner cable model shown on Fig. 9

| Parameter                   | Value                   |
|-----------------------------|-------------------------|
| $m_1$ [kg]                  | $52 \times 10^{-3}$     |
| $m_2$ [kg]                  | $30 \times 10^{-3}$     |
| $k_2$ [N/m]                 | $72.4 \times 10^3$      |
| $E$ [N/m <sup>2</sup> ]     | $1.635 \times 10^{11}$  |
| $I$ [m <sup>4</sup> ]       | $1.497 \times 10^{-12}$ |
| $A$ [m <sup>2</sup> ]       | $3.56 \times 10^{-6}$   |
| $\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ] | $8.079 \times 10^3$     |
| $l$ [m]                     | 1.213                   |

나사로 체결된다. 그러므로 케이블 연결구는 집중질량으로 간주하여 Fig. 6과 같은 모델을 얻는다. 케이블 내심의 레버 측 연결구는 레버에 결합된다. 연결구와 레버는 Fig. 7에서처럼 우레탄 고무 소재의 인서트를 통해 연결되며 이 고무를 선형 스프링으로 고려한다. 그러므로 레버 측 내심 모델은 Fig. 8과 같다.

트랜스미션 컨트롤 케이블의 대부분의 길이는 내심이 차지하고 있으며 내심을 탄성을 갖는 분포질량으로 고려한다. 그리고 세부 부품의 질량은 분해 후 저울을 사용하여 측정하였고, 고무 인서트 등의 탄성계수도 인장실험을 통해 선형 변위 범위 내에서 측정하였다. 내심의 최종 모델은 Fig. 9와 같고, 측정된 내심과 관련한 파라미터는 Table 3과 같다.

### 3.2 외피 모델

외피(sheath)는 케이블 내심 경로를 유도하고 지지하며, 엔진룸 측 끝은 트랜스미션 하우징에, 운전석 측 끝은 레버 하우징에 고정된다. 그러므로 상당량의 진동이 외피를 통해서 운전석으로 전달된다.

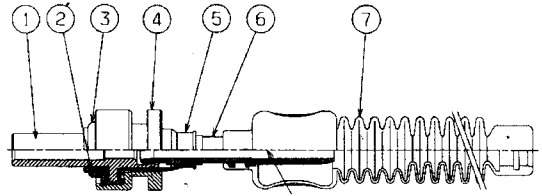


Fig. 10 Transmission side sheath coupler

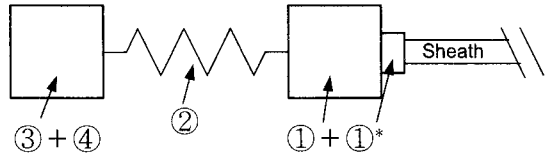


Fig. 11 A model for sheath coupler on transmission side

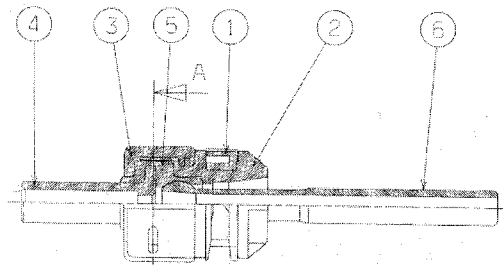


Fig. 12 Lever side coupler of sheath

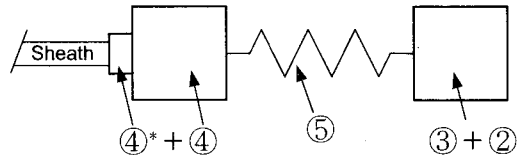


Fig. 13 A model for sheath coupler on lever side

우선 트랜스미션 하우징에 연결되는 연결구를 먼저 살펴보고 모델을 구한다(Fig. 10 참조). Fig. 10의 트랜스미션 측 외피 연결구 중심에는 내심이 통과할 수 있는 공간이 있고 ③과 ④ 사이의 홈에 트랜스미션에 부착된 고정 결쇠가 끼워진다. 진동 절연을 목적으로 내심의 가이드 ①과 ③, ④ 사이에는 고무 인서트 ②가 삽입되는데 인서트를 선형 스프링으로 모델링한다. 그리고 부품은 모두 집중 질량으로 가정하여 Fig. 11과 같은 모델을 구한다.

트랜스미션 케이블 외피는 엔진실 격벽을 통과하여 그 끝이 레버 하우징에 결합된다. 외피가 레버 하우징에 결합되는 부위는 Fig. 12와 같은 구조를

갖고 진동을 절연할 목적으로 고무 재질의 인서트 ⑤가 삽입된다. 고무 재질의 인서트는 그 변위가 매우 작으므로 선형 스프링으로 가정하고 트랜스미션 축 연결구의 경우와 같은 방법으로 Fig. 13과 같은 모델을 얻는다.

연결구 양측 끝단에 진동 절연을 목적으로 고무 재질의 인서트를 삽입하는 방도 외에, 외피를 매개로 전달되는 진동을 억제하려는 목적으로 외피의 적절한 위치에 질량 댐퍼를 설치한다(Fig. 14 참조). 실험에 의하면 질량 댐퍼의 개수, 위치 및 질량의 크기가 제진 성능에 큰 영향을 미치는 것을 알 수 있다. 이 연구의 목적은 제진 성능을 향상시키는 것

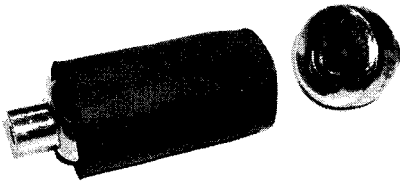


Fig. 14 Transmission control cable mass damper

Table 4 Transmission cable sheath parameters

| Parameter                   | Value                  |
|-----------------------------|------------------------|
| $m_{11}$ [kg]               | $41 \times 10^{-3}$    |
| $m_{12}$ [kg]               | $35 \times 10^{-3}$    |
| $k_1$ [N/m]                 | $286 \times 10^3$      |
| $m_{21}$ [kg]               | $32 \times 10^{-3}$    |
| $k_2$ [N/m]                 | $36.8 \times 10^3$     |
| $m_{22}$                    | $16 \times 10^{-3}$    |
| $E$ [N/m <sup>2</sup> ]     | $4.758 \times 10^{10}$ |
| $A$ [m <sup>2</sup> ]       | $5.105 \times 10^{-5}$ |
| $\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ] | $2.659 \times 10^3$    |
| $l$ [m]                     | 1.060                  |
| $m_{d1}$ [kg]               | 0.334                  |
| $l_1$ [m]                   | 0.615                  |
| $m_{d2}$ [kg]               | $214 \times 10^{-3}$   |
| $l_2$ [m]                   | 1.060                  |

이 아니고 신뢰성 있는 진동 모델을 작성하는 것이므로 질량 댐퍼의 파라미터 등을 변경하는 실험적 연구는 수행하지 않았다. 대상 차량의 트랜스미션 케이블에 장착된 질량 댐퍼의 위치, 질량, 개수 및 케이블의 파라미터를 그대로 사용하였다. 댐퍼는 2개 장착된다. 앞에서 부분별로 작성한 모델을 모아 최종 외피 진동 모델을 Fig. 15와 같이 작성하였고 시스템 파라미터는 Table 4에 주어진다.

#### 4. 시뮬레이션 해석 및 모델 검증

앞 장에서 구한 Fig. 9 및 Table 3의 내심 진동 모델과 Fig. 15 및 Table 4의 외피 진동 모델은 집중 질량, 집중 탄성 및 분포 질량을 포함하고 있으며 유한요소법을 사용하여 해석하였다. 사용 소프트웨어는 ANSYS 9.0<sup>(12)</sup>이며 내심과 외피에 대하여 트랜스미션 축의 조화가진력에 대한 조화해석(harmonic analysis) 및 모드해석을 수행하였다. 트랜스미션 부위의 가진력 혹은 가속도에 대한 실내의 레버축 전달력 혹은 가속도의 비인 전달률이 케이블의 진동 특성을 결정하기 때문이다.

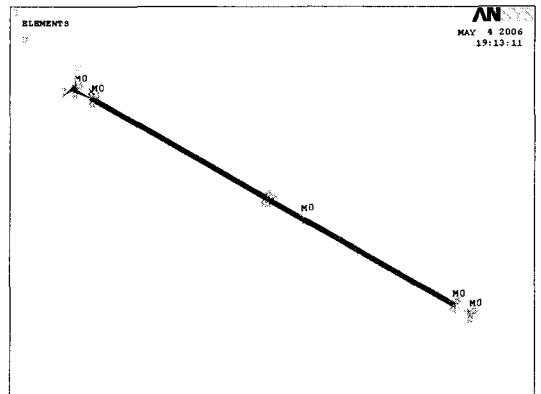


Fig. 16 ANSYS finite element model of transmission cable sheath

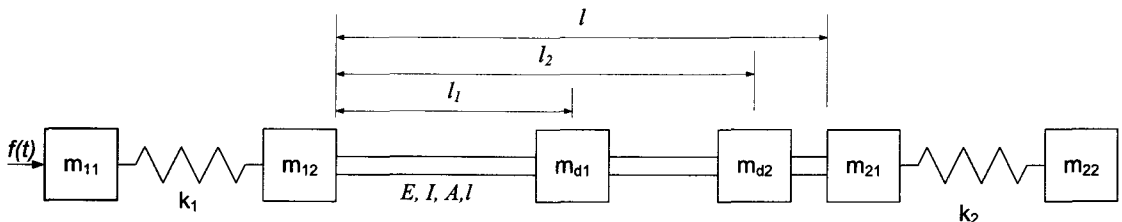


Fig. 15 Final axial vibration model of cable sheath

내심은 세 개의 집중 질량을 갖고 있는데 MASS21 요소를 채택하였다. MASS21 요소는 점 요소이며 x, y, z 노드 좌표에 대한 병진과 회전에 대하여 최대 6 자유도를 갖고 각 자유도에 대해서 서로 다른 질량과 질량관성모멘트를 부여할 수 있다. Fig. 9의 케이블 내심 모델에서 3개의 질량은 질점이고 연결구에 의해 횡방향 운동과 회전 운동이 구속되므로, 옵션과 구속조건 선정 시 관성모멘트는 없으며 회전 및 횡방향 운동이 구속되고 축방향의 자유도만 허용하였다. 스프링에 대해서는 LINK11 요소를 채택하였는데 질량이 없는 막대 요소이며 양단의 회전이 자유로워 축방향 탄성체로 사용할 수 있으며, 스프링 상수를 설정할 수 있다. 가장 긴 부분을 차지하는 케이블 와이어는 BEAM44 요소를 사용하였고 단면의 관성모멘트를 지정하는 방법이 아닌 단면의 형상과 밀도와 같은 물성을 지정하는 옵션을 사용하였다. 내심은 외피와 상호작용을 하지 않고 외피는 고정되어 있으므로 축방향 운동의 자유도만 갖도록 설정하였다.

외피는 6개의 집중 질량과 2개의 선형 스프링, 그리고 연속체를 갖는다. 집중 질량은 MASS21, 스프링은 LINK11, 그리고 가장 긴 부분을 차지하는 케이블 외피는 BEAM44 요소를 사용하였다. 집중 질량 중 트랜스미션과 레버의 연결구에 해당하는 것은 모두 축방향 자유도를 제한했고, 질량 뎀퍼는 케이블 외피에 결합되며 병진 및 회전 자유도를 갖는다. 외피의 ANSYS 모델은 Fig. 16과 같다.

조화해석(harmonic analysis)의 수행 조건은 다음과 같다. 주파수 스윕 범위를 500 Hz에서 5000 Hz로 하고 이 범위를 300개의 구간으로 나눠서 해를

구하였다. 해석 방법은 “full method”이며, 해를 구하는 방법은 frontal solver를, 가진력은 축방향 단위 진폭의 정현파 하중을 사용하였다. 전달률을 구하려는 목적이라면 가진력의 진폭은 임의 값을 택할 수 있는데 왜냐하면 모든 요소가 선형이기 때문이다. 조화해석 후 내심에 대해서는 주요 지점인 트랜스미션, 내심의 끝 부위, 그리고 레버 부위에 대한 가속도의 주파수별 그래프(Fig. 17)를 그렸으며, 외피에 대해서는 트랜스미션 측에 대한 레버 측의 전달률 그래프를 작성하였다(Fig. 18). 조화해석 결과 내심과 외피를 통해 전달되는 가진주파수 중 공진의 가능성이 있는 주파수는 엔진의 공회전 주파수보다 낮은 주파수를 제외하면 1800 Hz, 2700 Hz, 2850 Hz, 3850 Hz, 4800 Hz이다.

실차 실험은 도로 시험장 주행 중 운전석 부근 트랜스미션 컨트롤 레버 주위에서 엔진 속도를 저속에서 고속으로 증가시키면서 변속 레버에 근접한 부근의 소음 레벨을 측정하는 방법으로 수행하였다. 케이블에 의한 영향을 확인하기 위해서 케이블을 장착한 정상적인 상태의 소음레벨과 케이블을 탈거한 후의 소음레벨을 분석하였다. 측정 후 주파수별 소음레벨을 색농도로 표현하였는데 그 결과는 Fig. 19와 같다.

Fig. 19(a)를 살펴보면 좌측 하단에서 우측 상단으로 향한 선분을 발견할 수 있는데 엔진의 회전수와 비례하므로 엔진의 진동에 기인한 구조전달 소음임을 알 수 있다. 이 선분 모양의 소음 레벨은 트랜스미션 케이블을 제거하면 일부 구간(2200 Hz 구간 등)을 제외하고는 사라지므로 트랜스미션 케이블에

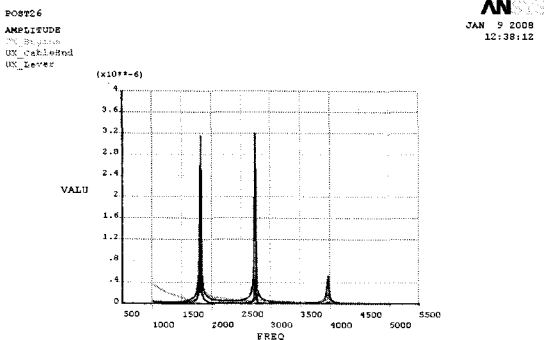


Fig. 17 Inner cable harmonic response at transmission -end and lever-end

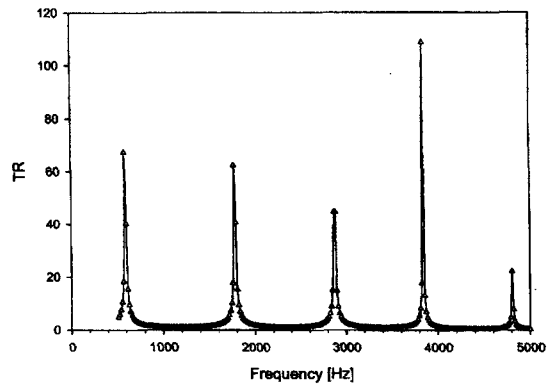


Fig. 18 Cable sheath transmittability over range of excitation frequencies

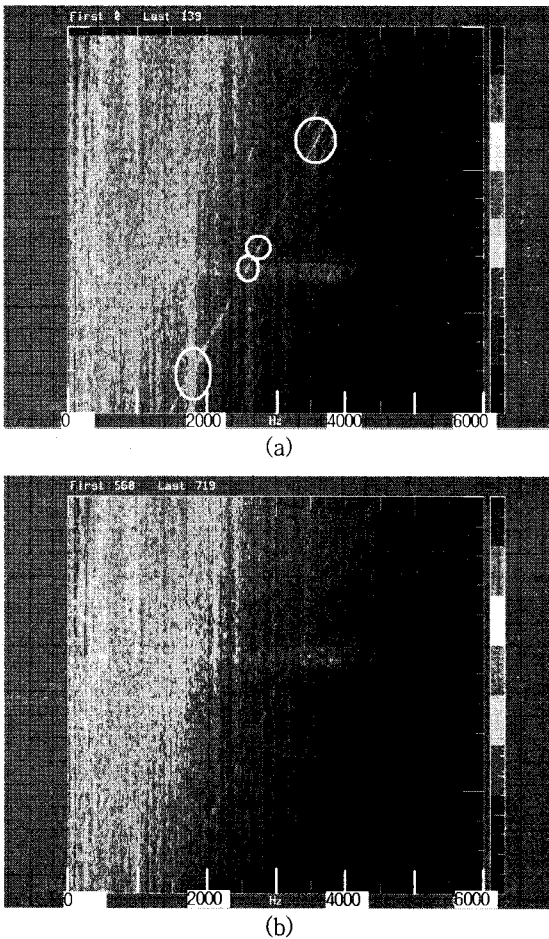


Fig. 19 Noise intensity measured in passenger room with varying frequency range (a)with cable installed and (b) cable removed (courtesy of Hyundai Motors)

의해 직접적으로 전달되는 진동 소음임을 확인할 수 있다. 트랜스미션 컨트롤 케이블을 제거했을 때, 내심만 장착했을 때, 그리고 외피만 장착했을 때를 비교하면 내심은 1800 Hz 부근의 소음에, 외피는 3800 Hz 부근의 소음에 주로 기여하는 것을 실험 결과로 알 수 있다(두 진동수에 해당하는 소음 레벨은 Fig. 19에 큰 동그라미로 표시하였다). 이는 시뮬레이션 해석 결과에서도 알 수 있는데 Fig. 17을 보면 내심은 1800 Hz, 2700 Hz에서는 큰 전달률을, 3800 Hz에서는 낮은 전달률을 갖는다. 또한 외피는 Fig. 18에서처럼 3800 Hz에서 높은 전달률을 갖는다. 그 외에도 Fig. 19에서 2700 Hz와 2900 Hz 부근에서도 케이블 탈거 이전에 비하여 높은 소음 레

벨을 확인할 수 있다. 결과적으로 실험 결과와 해석 결과와 일치하므로 이 연구로 얻은 트랜스미션 케이블의 진동 모델의 신뢰도를 확인할 수 있다.

## 5. 토의 및 결론

차량의 동력 기관에 의해 발생하는 진동이 트랜스미션 제어 케이블을 통하여 실내로 유입되는 메커니즘을 이해하기 위해 케이블의 진동 모델을 작성하였으며, 모델의 신뢰성을 확보하기 위하여 시뮬레이션 해석 결과와 실측한 소음 데이터와 비교하였다. 수행한 해석은 모드 해석 및 조화해석이다.

내심과 외피의 모델은 집중 질량계와 분포 질량계가 혼합된 형태를 취하고 있으며 필요한 물성치는 측정하여 구하였다. 진동 해석에 유한요소법 해석 프로그램인 ANSYS 9.0을 사용하였고 내심과 외피에 대해 독립적으로 모드해석 및 조화해석(harmonic analysis)를 수행하였고, 가진주파수 범위에 대한 케이블 양단의 가속도를 구하고, 전달률을 구하였다.

검증 실험을 위해 주행 중 운전석 트랜스미션 변속 레버 부근에서 엔진 속도를 스위칭하면서 소음 레벨을 측정하는 방법으로 실차 실험을 수행하였으며 측정 분석 결과가 트랜스미션 케이블의 진동 모델로부터 구한 해석 결과와 잘 일치하여 이 연구에서 제시한 케이블 진동 모델의 신뢰도를 확인할 수 있었다.

## 후 기

이 연구는 산업자원부·한국산업기술평가원 지정 계명대학교 전자화자동차부품기술혁신센터의 지원에 의한 것입니다.

## 참 고 문 헌

- (1) Bert, C. W. and Zeng, H., 2004, "Analysis of Axial Vibration of Compound Bars by Differential Transformation Method", *J. of the Sound and Vibration*, Vol. 275, pp. 641~647.
- (2) Chen, C.-K. and Ho, S.-H., 1996, "Application of Differential Transformation to Eigenvalue Problems", *Applied Mathematics and Computation*, Vol. 79, pp. 173~188.

(3) Chen, C.-J. and Wu, W.-J., 1996, "Application of the Taylor Differential Transformation Method to Viscous Damped Vibration of Hard and Soft Spring System", *Computers and Structures*, Vol. 59, No. 4, pp. 631~639.

(4) Kumar, B. M. and Sujith, R. I., 1997, "Exact Solutions for the Longitudinal Vibration of Non-uniform Rods", *J. of the Sound and Vibration*, Vol. 207, No. 5, pp. 721~729.

(5) Han, S. M. and Benaroya, H., 2000, "Nonlinear Coupled Transverse and Axial Vibration of A Compliant Structure, Part 2 Forced Vibration", *J. of the Sound and Vibration*, Vol. 237, No. 5, pp. 875~900.

(6) Royer-Carfagni, G. F., 2003, "Parametric-resonance-induced Cable Vibration in Network Cable-stayed Bridges. A Continuum Approach", *J. of the Sound and Vibration*, Vol. 262, pp. 1191~1222.

(7) Zhu, W. D. and Xu, G. Y., 2003, "Vibration of Elevator Cables with Small Bending Stiffness", *J. of the Sound and Vibration*, Vol. 263, pp. 679~699.

(8) Su, C., Fan, X. and He, T., 2007, "Wind-induced Vibration Analysis of a Cable-stayed Bridge During Erection by a Modified Time-domain Method", *J. of the Sound and Vibration*, Vol. 303, pp. 330~342.

(9) Chung, C. H., Steyer, G. C., Abe, T., Clapper, M. L. and Shah, C., 1999, "Gear Noise Reduction Through Transmission Error Control and Gear Blank Dynamic Tuning", *SAE Technical Paper 1999-01-1766*.

(10) Hong, D. P., et. al., 1994, "A Study on Rattle Noise of Automotive Manual Transmission by Way of Torsional Characteristics of a Clutch Disc", *Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference*, pp. 217~224.

(11) Campbell, B., Govindswamy, K., Diemer, P., Morrisett, D. and Droste, T., 2005, "Shifter Cable Vibration Transfer and Kinematic Simulation: Case Study", *SAE Technical Papers 2005-01-2379*.

(12) Ansys Inc., 2004, *Ansys Release 9.0 Documentation: Structural Analysis Guide*.