한국소음진동공학회지 제 10 권 제 1 호, pp. 107~116, 2000.

〈논 문〉

# 차량변속기의 진동특성에 대한 연구

## An Investigation on Vibration Characteristics of Vehicle Transmission

배 명 호* · 이 형 우** · 박 노 길***
Myung-Ho Bae, Hyoung-Woo Lee and No-Gill Park

(1999년 9월 16일 접수 : 1999년 12월 1일 심사완료)

**Key Words** : Gear Whine Noise(기어화인소음), Vehicle Transmission(차량변속기), Gear Transmission Error(치합전달오차)

## ABSTRACT

The gear whine noise caused by tooth profile, elastic deformation, machining error, wear is directly correlated with the transmission error of mating gear. It is very important to build up the synthesized countermeasure by the modelling of the excitation forces and analyzing the vibratory characteristics. The mathematical models on the elements of vehicle transmission which is composed of helical gears, bearings, shafts and cases are developed. The elements are assembled by the substructure synthesis method. The geared rotor-shaft assembly is modeled by lumped parameter method. The cases of transmission are modeled by ANSYS. The system model of vehicle transmission is also verified by the experiments.

## 1. 서 론

최근 자동차에 대한 고객의 성향은 자동차의 동력성능, 조향안전성 및 연비 등의 기본성능에 대한 고성능화 및 쾌적운전, 운전편의성, 안전성 등의 고급화를 동시에 지향하기 때문에 이에 부응하는 기술개발을 위하여 많은 연구가 수행되고 있다. 특히 자동차의 주요 동력전달 부품인 변속기(transmission)는 엔진의 고출력화 및 연비절감 대책인 고강도, 소형경량화 지향과 동시에 쾌적함과 안락함의 욕구를 충족시켜 주기 위한 소음, 진동저감에 대한 대책이 절실히 필요한 실정이다.

차량변속기는 헬리컬 기어연쇄, 축, 베어링, 로터를 포함하는 기어-로터시스템과 케이스 부로 구성되어 있다. 최근 연구동향을 살펴보면, Choy[1]는 굽힘과 비틀림이 연성된 3단 스퍼어 기어-로터 시스템에 대하여 동역학 모델을 개발하여 질량불평형을 가진원으로하는 과도해와 정상상태 응답을 산출하였다. 또, Choy[2]는 1단 평치차를 가지는 감속기의 기어-로터-베어링 부분은 전달행렬법으로, 케이스부분은 유한요소로 모델링하여 케이스로부터 방사되는 진동스펙트럼과 실험을 비교했다. Kahraman[3]은 1단 스퍼어 기어의 비틀림과 굽힘진동의 연성효과를 고려하여 위험속도를 구하였고 질량불평형, 치합전달오차에 대한 응답을 구하기위해 유한요소법을 사용하였다. 또, Kahraman[4]은 맞물린 3개의 헬리컬기어를 가지는 감속기에 대해 정적 치합전달오차를 가진원으로 하는 응답을 구하였다. 또 응답특성에 대한 파라미터 해석결과, idle gear가 주파수 응답특성에 중요한 영향을 끼침을 보였다. Lee[5]는 Hibner's branch법으로 전달행렬을 구성하고 $\lambda$-matrix를 유도하여, 발전기용 8단 가스터빈의 비틀림에 대한 진동 및 소음원을 예측하였다. 또, Lee[6]는 헬리컬기어를 가지는 3단 공기 터보압축기에 대해, 로터의 질량 불평형력, 축어긋남, 임펠러의 가진진동수, 치합전달오차, 백래쉬 및 베어링유격, 치접촉계수의 주기적변화

* 정회원, 창원전문대학 기계산업계열 자동차공학 전공
** 정회원, 부산대학교 기계기술연구소
*** 정회원, 부산대학교 기계공학부, 기계기술연구소

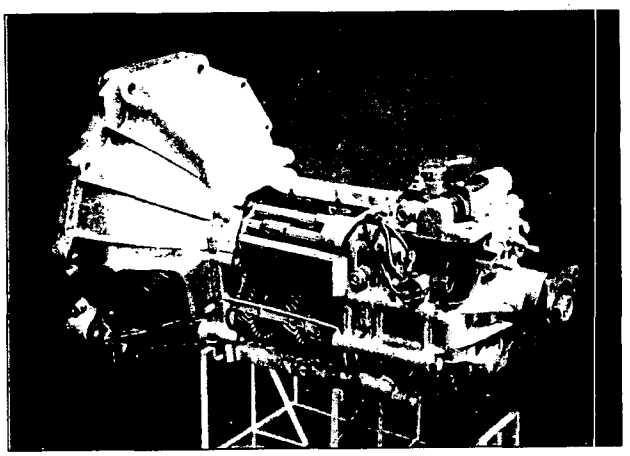
로 인한 가진원등에 대한 가진주파수를 섭동법을 사용하여 수학적으로 정식화 하였다.

본 연구에서는 다단 헬리컬 기어-로터시스템과 케이스로 구성되어 있는 차량변속기의 진동특성 해석을 위한 수학적 모델을 개발하였다. 해석모델의 타당성을 보이기 위해, 차량변속기의 헬리컬 기어연쇄 및 동력축의 변형이 최대가 되는 조건인, 이 차량변속기에 실제 적용된 엔진의 최대 회전 토크 및 회전수(21 kgm/2500 rpm)조건으로 차량변속기 각 변속단에 대하여 부하조건 벤치시험을 실시하고 지면관계상 3단 변속상태에 대해 실험결과와 이론 해석치를 위험속도로써 비교하였다. 또한 차량변속기의 실험결과로부터 주요 진동/소음원을 분석하여 연구 대상 차량변속기의 진동/소음 저감을 위한 대책 수립 부위를 찾아낸다.

## 2. 차량변속기의 수학적 모형

Fig. 1에 후륜 구동방식 차량변속기 및 사양을, Fig 2에 차량변속기의 단면도를 나타낸다.

Fig. 1의 차량변속기를 Fig. 3과 같이 수학적 모델링을 하였다. Fig. 3에서 S는 회전축, G는 기어, B는 베어링, P는 헬리컬 기어쌍, D는 디스크를 나타낸다. 차량변속기는 총 74개의 축요소, 3개의 디스크요소, 13개의 기어요소, 7개의 헬리컬 기어쌍, 13개의 베어링요소로 모델링하였다. S1은 차량변속기 입력축, S2는 출력축, S3는 부축, S4는 후진 아이들기어(reverse idle gear)지지축이며, G1은 4단기어, G2는 3단기어, G3는 2단기어, G4는 1단기어, G5는 후진기어, G6는 5단기어, G7은 부축 4단기어, G8은 부축 3단기어, G9은 부축 2단기어, G10은 부축 1단기어, G11은 부축 후진기어, G12는 부축 5단기어, G13은 후진 아이들기어를 나타낸다. P1은 4단기어쌍, P2는 1단기어쌍, P3는 2단기어쌍, P4는 3단기어쌍, P5는 5단기어쌍, P6는 G11과 G13의 후진기어쌍, P7은 G5와 G11의 후진기어쌍을 D1은 3-4단 변속용 슬리브 허브, D2는 1-2단 변속용 슬리브허브, D3는 후진-5단 변속용 슬리브 허브를 나타낸다. 또한 B1, B2, B3, B6는 볼베어링, B4, B5는 원통 로울러 베어링, B7-13은 니이들 로울러 베어링이다. 차량변속기의 1단 변속전달경로는 S1-G1-G7-G10-G4-D2-S2, 2단 변속전달경로는 S1-G1-G7-G9-G3-D2-S2, 3단 변속전달경로는 S1-G1-G7-G8-G2-D1-S2, 4단 변속전달경로는 S1-G1-D1-S2, 5단 변속전달경로는 S1-G1-G7-G12-G6-D3-S2, 후진 변속전달경로는 S1-G1-G7-G11-G13-G5-D3-S2인데, 각 변속단별로 맞물린 기어쌍의 이빨수에 의해 결정되는 변속비에 의하여 엔진의 입력 토크 및 회전수가 차량의 주행성능에 맞게 변환되어 후차축에 전달된다.



* 적용엔진 : 2.5L Gasoline
Max. torque : 21 kgm/2500 rpm, Max. power : 66 kw/4500 rpm

* 변속비
(1단) 4.185 (2단) 2.731 (3단) 1.432, (4단) 1.000, (5단) 0.867 (후진) 4.130

**Fig. 1** FR type manual vehicle transmission

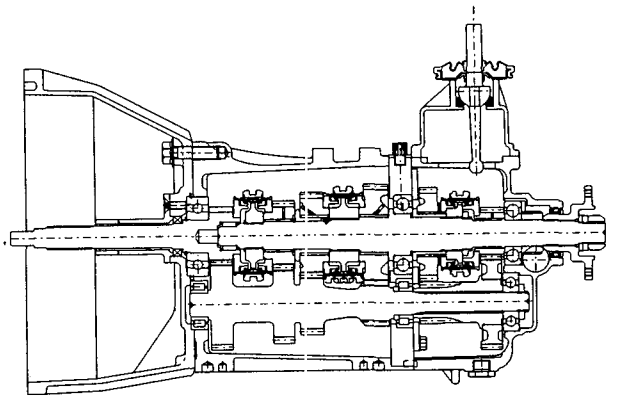


**Fig. 2** The section drawing of manual vehicle transmission

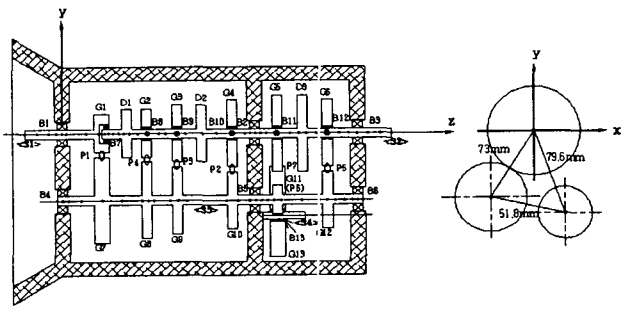



**Fig. 3** The mathematical model of manual vehicle transmission

### 2.1 구성 요소부품별 진동모델

차량변속기를 헬리컬 기어연쇄, 축, 로터, 베어링으로 구성되는 기어-로터부와 케이스부로 나누고 기어-로터부는 집중질량계법(lumped parameter method)으로, 케이스부는 ANSYS에 의하여 모델링한다. 각 절점에 대해서는 측방향 및 축방향 변위, 굽힘 및 비틀림 회전을 모두 고려한 6자유도로 모델링한다.

(1) 기어-로터부에 대한 진동모델

차량변속기의 기어-로터부는 헬리컬 기어연쇄, 축, 로터, 베어링으로 구성된다. 한쌍의 기어는 회전하는 두 강체와 탄성변형하는 치접촉부로 가정한다. 강체인 로터는 자이로 효과가 고려되었다. 베어링 요소는 모두 선형 스프링으로 그리고 회전축은 분포질량의 관성효과와 탄성효과를 고려한 오일러(Euler)보로 가정하였다.

차량변속기 구성부품의 기능을 고려한 유한요소의 모듈화 원칙을 다음과 같이 가정하여 기어-로터부의 구성부품별 진동모델을 수립하였다. (Fig. 4 참조)

(i) 회전축의 경우 축직경이 변하는 위치에 노드 점을 잡는다.

(ii) 디스크의 경우 중앙점에 노드 점을 잡는다.

(iii) 디스크가 조립된 축의 경우에는 디스크 두께의 1/2만큼 축직경에 부과한다[7].

(iv) 케이스에 고정된 베어링이 조립된 축의 경우 베어링 중심점에 노드 점을 잡는다.

(v) 공회전기어 및 니들베어링이 조립된 축의 경우 기어 및 니들베어링의 중심점이 일치되게 Dual Node 점을 잡는다

(2) 케이스부의 진동모델

케이스를 탄성변형체로 가정하고 기어-로터시스템과 접촉 조립되는 베어링 하우징의 중심점 6개와 축 설치점 2개를 기준으로한 집중질량계로 모델링하였으며, 케이스의 등가 강성행렬은 유연영향계수법을 이용하여 산출하였다.

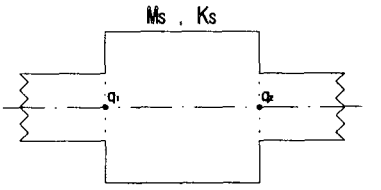
기어박스의 주요 연결부 8점에 대한 집중질량계를 Fig. 5와 같이 세우고 단위 하중(1 Newton) 및 단위 모멘트(1 N-mm)를 j점에 가하여 각 지점에서의 병진변위와 회전변위를 취하여 유연영향계수 $[a_{ij}]$를 구하였다.

$$u_i = \sum_{j=1}^{48} a_{ij} F_j, \quad (i=1,48) \tag{1}$$

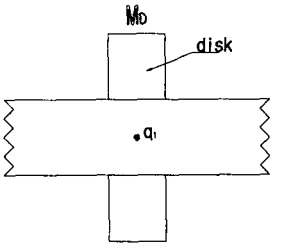
$$u_i = [\, u_x \;\; u_y \;\; u_z \;\; \theta_x \;\; \theta_y \;\; \theta_z \,]$$

$$F_j = [\, F_x \;\; F_y \;\; F_z \;\; M_x \;\; M_y \;\; M_z \,]$$

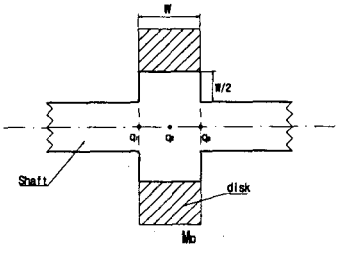
즉, 임의 $j$점에 단위하중 $F_x$를 가하여 이 하중에 의한 8점에서의 변위를 구하면 각각 영향계수 $a_{1j} \sim a_{48j}$에 해당된다. 이러한 계산을 48번 반복 수행하여 전체(48×48)의 유연영향계수 행렬 $[a_{ij}]$를 구한다. 유연영향계수



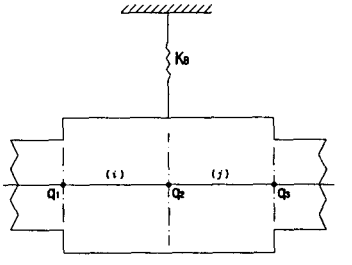

(a) Shaft only



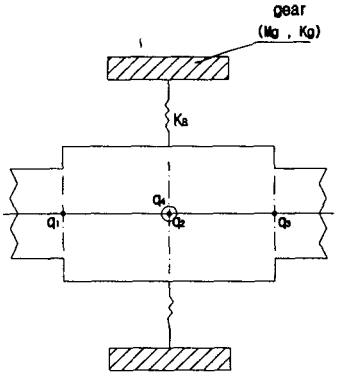

(b) Disk




(c) Shaft attached with disk




(d) Shaft attached with bearing fixed in case




(e) Dual shaft connected with needle bearing

**Fig. 4** Vibration model of gear-rotor system

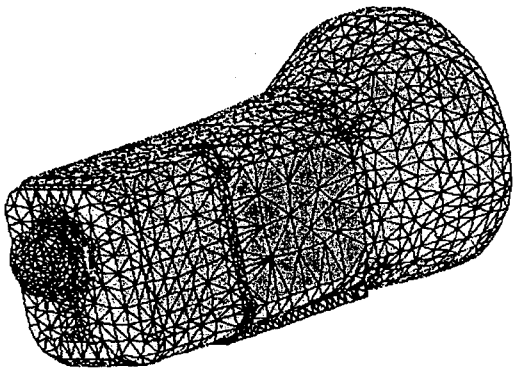


**Fig. 5** Finite element model of cases

행렬의 역행렬을 구하면 최종적으로 강성영향계수 행렬 $[k_{ij}]$가 구해진다.

### 2.2 차량변속기 시스템의 운동방정식 유도

차량변속기는 기어-로터 시스템과 케이스 시스템이 합쳐진 시스템으로서 베어링 지지점에서 서로 연성되어 있다. 기어-로터 시스템의 일반화된 변위 벡터를 $q_a$, 케이스 시스템의 일반화된 변위벡터를 $q_b$ 그리고 기어-로터 시스템과 케이스 시스템의 공통변위 벡터를 $q_c$라 하면,

$$q_a = \left[\ \hat{q}_a \ \ q_c\right]^T, \quad q_b = \left[\ \hat{q}_b \ \ q_c\right]^T \tag{2}$$

이다. 여기서, $\hat{q}_a$는 케이스 시스템의 변위성분과 공유하지 않는 기어-로터 시스템의 변위벡터, $\hat{q}_b$는 기어-로터 시스템과 공유하지 않는 케이스의 변위벡터이다.

기어-로터 시스템의 일반화된 변위벡터가 $q_a$이므로, 기어-로터 시스템에 저장된 변형에너지, $V_a$는

$$V_a = \frac{1}{2}\, q_a^T K_a\, q_a \tag{3}$$

이다. 여기서 $K_a$는 기어-로터 시스템의 강성행렬이다. 케이스 시스템의 일반화된 변위벡터가 $q_b$이므로 케이스 시스템에 저장된 변형에너지, $V_b$는

$$V_b = \frac{1}{2}\, q_b^T K_b\, q_b \tag{4}$$

이다. 여기서 $K_b$는 케이스 시스템의 강성행렬이다.

식 (3)와 (4)를 식 (2)의 형태로 분할하면 아래와 같다.

$$V_a = \frac{1}{2}\begin{bmatrix} \hat{q}_a \\ q_c \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} K_{a_{11}} & K_{a_{12}} \\ K_{a_{12}}{}^T & K_{a_{22}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{q}_a \\ q_c \end{bmatrix} \tag{5}$$

$$V_b = \frac{1}{2}\begin{bmatrix} \hat{q}_b \\ q_c \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} K_{b_{11}} & K_{b_{12}} \\ K_{b_{12}}{}^T & K_{b_{22}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{q}_b \\ q_c \end{bmatrix} \tag{6}$$

케이스 부분 베어링 지지점 $i$의 병진변위 벡터를 $u_b^{(i)}$, 회전변위벡터를 $\theta_b^{(i)}$ 라고 하면

일반화된 공통변위벡터, $q_c$는

$$q_c = \left\{ q_c^{(1)T}\ q_c^{(2)T}\ \cdots\ q_c^{(i)T} \cdots q_c^{(M)T} \right\}^T \tag{7}$$

이다. 여기서 $q_c^{(i)} = \left\{u_B^{(i)}\ \theta_B^{(i)}\right\}^T$ 이고 $N$ 은 베어링 지지점의 개수이다. 베어링 지지점은 베어링 아우트레이스(outrace) 위의 한점이므로, 베어링 지지점 $i$에서의 일반화된 변위벡터 $q_c^{(i)}$는 베어링 아우트레이스 중심에서의 일반화된 변위벡터로 나타낼수 있다. 즉,

$$q_c^{(i)} = B_i\ q_{B_0} \tag{8}$$

이다. 여기서 $q_{B_0}$는 베어링 아우트레이스 중심에서의 일반화된 변위벡터이고 $B_i$는 비례행렬로서,

$$B_i = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & L_{zi} & -L_{yi} \\ 0 & 1 & 0 & -L_{zi} & 0 & L_{xi} \\ 0 & 0 & 1 & L_{yi} & -L_{xi} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

이다. $L$은 베어링 아우트레이스 축중심에서 베어링 지지점 $i$까지의 위치벡터 성분들이다. 베어링 지지점이 $N$ 개 있으므로 $q_c$는,

$$q_c = B\ q_{B_0} \tag{9}$$

이고 여기서 $B = [B_1,\ B_2,\ \ldots\ ,B_N]$ 이며 비례행렬 $B$는 $6N \times 6$의 사각행렬이다. 식 (9)를 식 (6)에 대입하여 정리하면,

$$V_b = \frac{1}{2}\begin{bmatrix} \hat{q}_b \\ q_{B_0} \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} K_{b11} & K_{b12}B \\ (K_{b12}B)^T & B^T K_{22} B \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{q}_b \\ q_{B_0} \end{bmatrix} \tag{10}$$

이다. 한편 식 (5)에서 $q_c$에 해당되는 것은 베어링 축중심변위벡터인 $q_s$ ($q_c = q_s$) 이다. 베어링 축 중심변위벡터, $q_s$와 베어링 아우트레이스 중심변위벡터, $q_{B_0}$에 관한 변형에너지는

$$\begin{aligned} V &= \frac{1}{2}\left(q_s - q_{B_0}\right)^T K_B \left(q_s - q_{B_0}\right) \\ &= \frac{1}{2}\begin{bmatrix} q_s \\ q_{B_0} \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} K_B & -K_B \\ -K_E & K_B \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_s \\ q_{B_0} \end{bmatrix} \end{aligned} \tag{11}$$

이다. 여기서 $K_B$는 베어링 강성행렬이다.

식 (11)의 관계와 식 (5) 및 (10)에서 차량변속기의 총 변형에너지, $V_t$는

$$V_t=\frac{1}{2}\begin{bmatrix}\hat{q}_a\\ q_s\\ \hat{q}_b\\ q_{B_0}\end{bmatrix}^T\begin{bmatrix}K_{a11} & K_{a12} & 0 & 0\\ K_{a12}^T & K_{a22}+K_B & 0 & -K_B\\ 0 & 0 & K_{b11} & K_{b12}B\\ 0 & -K_B & (K_{b12}B)^T & B^TK_{22}B+K_B\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\hat{q}_a\\ q_s\\ \hat{q}_b\\ q_{B_0}\end{bmatrix} \quad (12)$$

이다.

## 3. 차량변속기의 진동특성해석 및 실험검증

### 3.1 차량변속기 진동원

Lee[6]는 다단 헬리컬 기어시스템의 가진주파수를 섭동법(perturbation)을 사용하여 수학적으로 정식화하고 그 결과를 Table 1에 나타내었다. Table 1에서, 독립적인 일차 가진원에 해당되는 가진주파수는 회전 불평형력과 축 어긋남으로 인해 발생되는 축 회전속도, 그리고 치접촉부의 치합전달오차(gear transmission error)으로 인한 치통과 주파수가 있다. 일차가진원의 조합으로 발생하는 사이드밴드(sidebands)에 해당되는 2, 3차 가진진동수는 치합전달오차의 주기적특성, 축어긋남의 주기적특성, 치형강성계수의 시간적변화로 인한 가진, 기어백래쉬와 베어링 유격의 비선형특성에 대한 가진등이 있다.

### 3.2 차량변속기 진동실험

(1) 실험장치 구성

후륜구동 차량변속기의 시험장치(test rig)는 Fig. 6과 같다. 시험장치는 자동차용 동력전달장치 전문 제조업체인 K.H.I사의 T/M DYNAMO. TESTER를 사용하였는데 입력모터는 120 kw(1350/3800 rpm), 최대 토크(Max. torque) 86 kgm(0/1350 rpm), 동력 흡수계인 Dynamometer는 입력측 160 kw(2000/4000 rpm), 최대 토크 80 kgm(0/2000 rpm), 출력측 150 kw(1500/3800 rpm), 최대 토크 130 kgm(0/1500 rpm)이며 입, 출력측에 기어박스 및 토크 미터(torque meter)가 부착되어 있고 차량변속기의 기어오일 냉각 장치와 차량변속기의 각 변속단별 토크, 회전수의 조정입력을 위한 제어기(controller) 등으로 구성되어 있다. 차량변속기의 실험장

**Table 1** Excitation sources of vehicle transmission

| | 가진원 | 가진진동수 | 가진진동수 수식화 | 일반화 |
|---|---|---|---|---|
| 1차 가진진동수 | 질량불평형 축어긋남 | 회전축의 회전속도 $\omega_1$, $\omega_2$, $\omega_3$ | $\omega_i$ | $\gamma_j^{(1)}$ |
| | 치합전달오차 | 치통과 주파수 $\omega_{t_1}$, $\omega_{t_2}$ | $\omega_{t_i}$ | |
| 2차 가진진동수 | 치합전달오차의 주기적 특성 | (정수)×(치통과주파수) $2\omega_{t_{11}}$, $3\omega_{t_1}\cdots$ $2\omega_{t_{12}}$, $3\omega_{t_2}\cdots$ | $j\omega_{t_i}$ | $\gamma_j^{(2)}$ |
| | 축어긋남의 주기적 특성 | (정수)×(회전축 속도) $2\omega_1$, $3\omega_1\cdots$ $2\omega_2$, $3\omega_2\cdots$ $2\omega_3$, $3\omega_3\cdots$ | $j\omega_i$ | |
| | 치강성계수의 시변 특성 | 치통과주파수와 1차 가진진동수의 side band | $\omega_{t_i}\pm\gamma_j^{(1)}$ | |
| | 기어백래쉬와 베어링 유격의 비선형 특성 | 1차 응답의 제곱, 세제곱항에서 발생되는 side bands | $\gamma_i^{(1)}\pm\gamma_j^{(1)}$, $\gamma_i^{(1)}\pm\gamma_j^{(1)}\pm\gamma_k^{(1)}$ | |
| 3차 가진진동수 | 치합전달오차의 조화 특성 | 치통과 주파수와 2차 가진진동수의 side bands | $\omega_{t_i}\pm\gamma_j^{(2)}$ | $\gamma_j^{(3)}$ |
| | 치합전달오차의 주기특성 | 치통과 주파수의 정수배와 1차 가진진동수의 side bands | $j\omega_{t_i}\pm\gamma_j^{(1)}$ | |
| | 기어백래쉬와 베어링 유격의 비선형 특성 | 1차 가진진동수와 2차 가진진동수의 side bands | $\gamma_i^{(1)}\pm\gamma_j^{(2)}$, $\gamma_i^{(1)}\pm\gamma_j^{(1)}\pm\gamma_k^{(2)}$, $\gamma_i^{(1)}\pm\gamma_j^{(2)}\pm\gamma_k^{(2)}$ | |

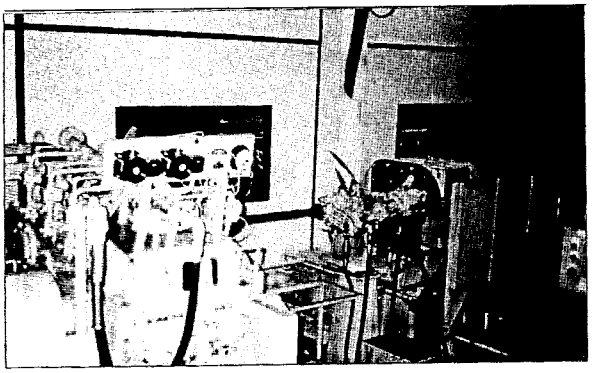


**Fig. 6** Test rig of the vehicle transmission

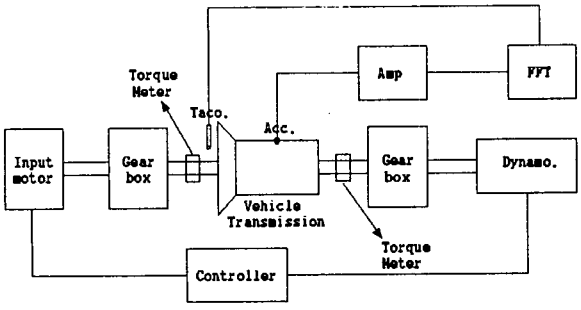



**Fig. 7** Schematics of experiment system

치 구성도는 Fig. 7과 같다. 시험기의 제어기에서 차량변속기의 각 변속단별 최대 회전토크(엔진의 최대 회전토크×각 변속단별 변속비)를 부가하고 입력회전수를 0에서 엔진의 최대 회전토크가 발생되는 회전수인 2500 rpm까지 증가시키면서 차량변속기 케이스의 윗면에 3축 가속도계를 부착하여 진동신호를 측정하고 입력모터측에 타코메터(tachometer)를 설치하여 회전속도를 측정한다. 가속도계와 타코메터의 측정신호는 B&K사의 3560 PULSE 주파수분석기를 사용하여 분석한다.

(2) 실험결과 및 분석

차량변속기의 위험속도를 측정하기 위해 각 변속단별로 진동실험을 하고 지면 관계상 3단 변속의 측정결과를 나타내었다. 3단변속의 경우 입력측 기어쌍(P1)은 G1(이빨수:23)+G7(이빨수:38)이고 출력측 기어쌍(P4)은 G8(이빨수:30)+G2(이빨수:26)인데 입력축(S1)의 회전수 ($\omega_1$)를 1X 차수(order)로 하면 부축(S3)의 회전수 ($\omega_2$)는 0.605X(=23/38 X)가 되고 입력측 기어쌍의 치통과주파수 ($\Omega_1$)는 "입력축 회전수×기어 이빨수"이므로 23X가 되고 출력측 기어쌍의 치통과주파수 ($\Omega_2$)는 18.15X(=30×0.605X)가 된다. Fig. 8은 500~2500 rpm까지, 10 rpm의 대역을 가지고 나타낸 3단 변속의 X방향 진폭에 대한 Waterfall diagram이다. 수평축은 차수를

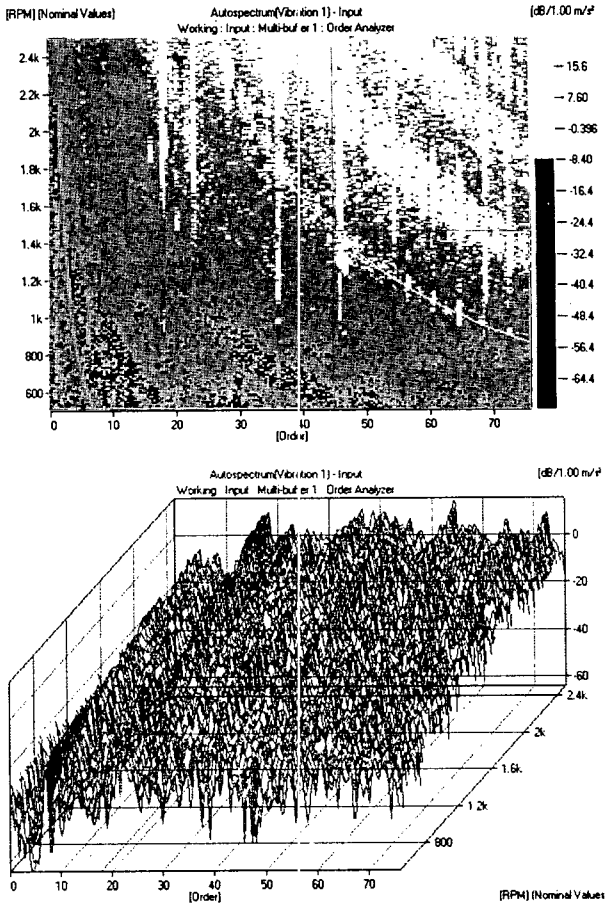


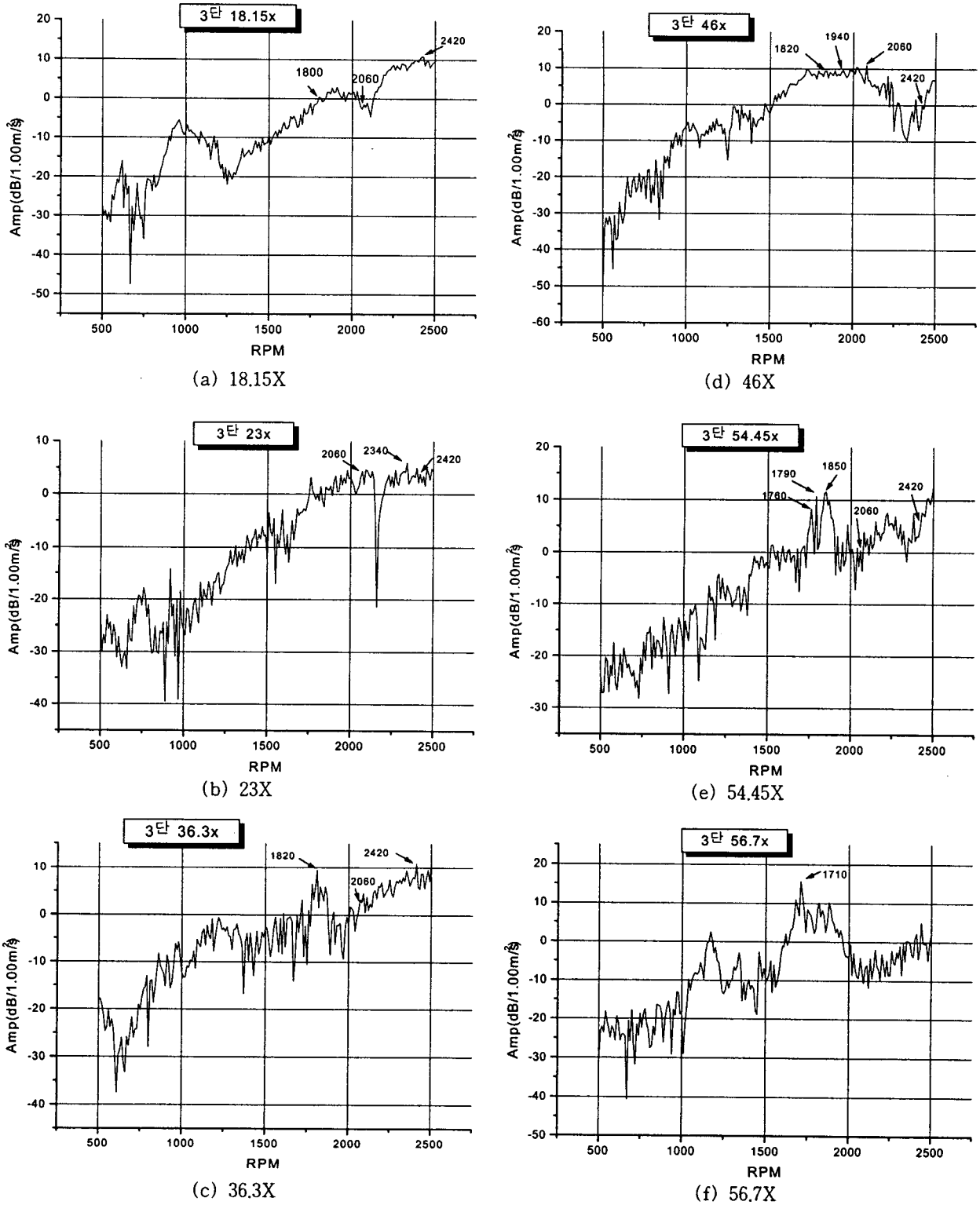

**Fig. 8** Waterfall diagram of vehicle transmission (3rd speed)

나타내고, 수직축의 왼쪽은 회전속도, 수직축의 오른쪽부분은 진폭신호를 나타낸다. 그림에서 빛이 밝은 부분의 수평부분이 진동신호가 큰 차수를 나타내며 진동신호가 큰 차수는 18.15X, 23X, 36.3X, 46X, 54.45X, 56.7X, 64.75X, 69X, 72.6X이다. 각 차수에 대한 보드선도는 Fig. 9에 나타내었다. Table 1의 차량변속기의 각종 가진원과 비교해보면 문제가 되는 가진원은 맞물린 기어의 치합전달오차의 주기적 특성에 의한 입력측 치통과주파수의 정수배와 출력측 치통과주파수의 정수배인 2차 가진주파수 및 기어백래쉬와 베어링유격의 비선형특성에 의한 3차 가진진동수(side bands)인 56.7X ($= \Omega_1 + 2\Omega_2 - 2w_1 - w_2$), 64.6X ($= 2\Omega_1 + \Omega_2 + w_2$)임을 알 수 있다.

### 3.3 차량변속기 진동해석 및 실험결과와 비교

후륜 구동방식 차량변속기의 진동/소음 특성을 지면관계상 3단 변속상태에 대해서 비교분석하여 기술하였다. 차량변속기의 로터의 제원은 Table 2, 헬리컬 기어의 제원은 Table 3, 헬리컬 기어쌍의 구동기어, 종동기어, 평

균 치강성계수의 제원은 Table 4, 베어링의 제원은 Table 5에 나타내었다. 베어링 강성계수는 구름베어링 범용해석 프로그램인 COBRA[8]에 의해 구했고, 기어쌍의 치강성계수는 Park[9]에 의해 개발된 프로그램에 의해



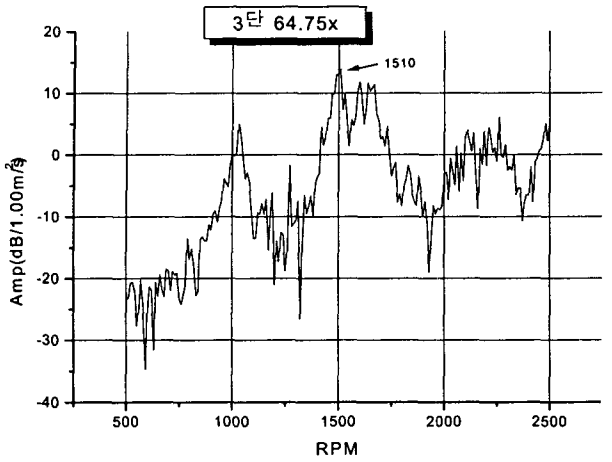

(a) 18.15X (d) 46X

(b) 23X (e) 54.45X

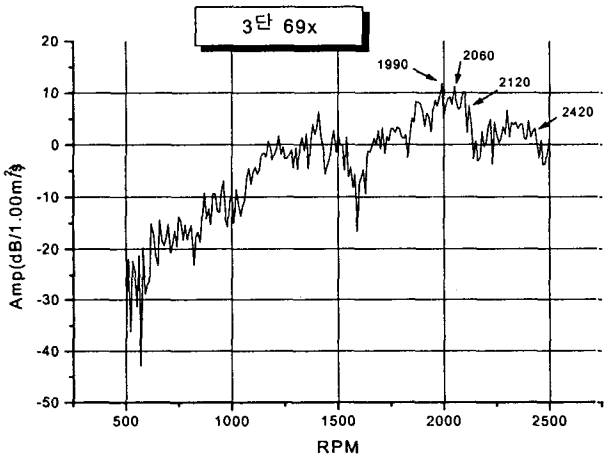
(c) 36.3X (f) 56.7X

**Fig. 9-1** The bode diagram of major orders(3rd speed)

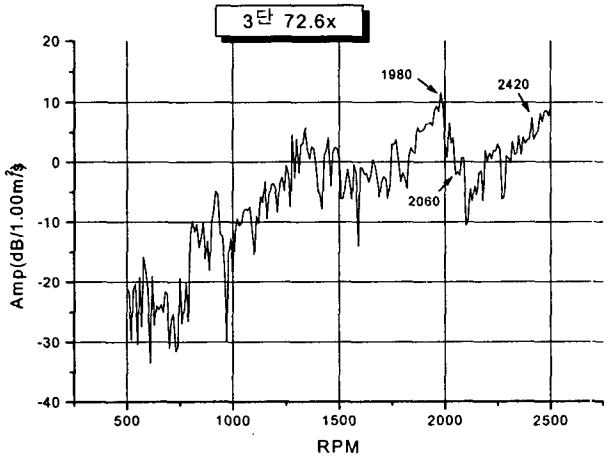
헬리컬 기어쌍의 치강성값이 계산된다. 개발된 차량변속기의 진동모델의 해석결과 구해진 입력축에 대한 캠벨선도(Campbell diagram)을 Fig. 10에 나타내었다. 그림은 인간의 가청주파수대인 300~3000 Hz 및 입력축 기준속도, 500~2500 rpm에 대한 고유진동수와 가진진동수의 변화를 나타내었는데 가진진동수는 Waterfall diagram에서 진동신호가 큰 차수이다. 위험속도에 대한 이론해석치(캠벨선도)와 실험결과치(각 차수에 대한 보드선도, Fig. 9)의 비교검토 결과를 Table 6에 나타내었는데 0~3.3%의 오차로서 비교적 잘 일치하였다.



(g) 64.75X



(h) 69X



(i) 72.6X

**Fig. 9-2** The bode diagram of major orders(3rd speed)

**Table 2** The specification of rotors

| Rotor No. | Mass (kg) | Transverse moment of inertia, $I_d$ ($\times 10^{-3}$ kgm$^2$) | Transverse moment of inertia, $I_p$ ($\times 10^{-3}$ kgm$^2$) |
|---|---|---|---|
| D1 | 0.488 | 2.087 | 4.175 |
| D2 | 0.413 | 0.878 | 1.756 |
| D3 | 0.322 | 0.990 | 1.980 |

**Table 3** The specification of helical gears

| No. | Teeth | Module (mm) | Tooth width (mm) | Pressure angle (°) | Helix angle (°) |
|---|---|---|---|---|---|
| G1 | 23 | 2.0 | 25.5 | 17.5 | 34.47 (LH) |
| G2 | 26 | 2.25 | 23 | ↑ | 31.1938 (LH) |
| G3 | 33 | ↑ | 24.7 | 20 | ↑ |
| G4 | 38 | 2.5 | 26.2 | 22.5 | 23 (LH) |
| G5 | 35 | ↑ | 19 | ↑ | 23 (RH) |
| G6 | 21 | 2.0 | 25.5 | 17.5 | 34.1546 (LH) |
| G7 | 38 | ↑ | 23.5 | ↑ | 34.47 (RH) |
| G8 | 30 | 2.25 | 22 | ↑ | 31.1938 (RH) |
| G9 | 23 | ↑ | 25 | 20 | ↑ |
| G10 | 15 | 2.5 | 26.5 | 22.5 | 23 (RH) |
| G11 | 14 | ↑ | 24 | ↑ | ↑ |
| G12 | 40 | 2.0 | 22.7 | 17.5 | 34.1546 (RH) |
| G13 | 24 | 2.5 | 25 | 22.5 | 23 (LH) |

**Table 4** The specifications of helical gear pairs

| Speeds | The number of gear pair | Driver | Driven | Mesh Stiffness ($\times 10^9$ N/m) |
|---|---|---|---|---|
| 3'rd | P1 | G1 | G7 | 0.40876 |
| | P4 | G8 | G2 | 0.3382 |

**Table 5** The specifications of bearings

| Bearing No. | Ball No. | Ball Dia. ($\times 10^{-3}$ m) | Speeds | $K_{11}$ (N/m) | $K_{22}$ (N/m) | $K_{33}$ (N/m) | $K_{44}$ (N/m) | $K_{55}$ (N/m) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| B1 | 7 | 16.669 | 3rd | 324,990,157 | 324,990,157 | 88,509,448 | 46,463 | 46,463 |
| B2 | 9 | 13.494 | 3rd | 446051181 | 446,051,181 | 115,664,960 | 2,846,547 | 2,846,547 |
| B3 | 7 | 12.7 | 3rd | 23,896,850 | 23,896,850 | 16,517 | 137,941 | 137,941 |
| B4 | 11 | 7 | 3rd | 668,200,787 | 668,200,787 | 48,950,000 | 20,635,887 | 20,635,887 |
| B5 | 17 | 7 | 3rd | 383,330,708 | 383,330,708 | 53,382,480 | 11,421,681 | 11,421,681 |
| B6 | 8 | 10.319 | 3rd | 106,887,598 | 106,887,598 | 28,031 | 9,896,567 | 9,896,567 |

**Table 6** The comparison chart of critical speeds (3rd speed)

| Order | Critical speeds(rpm) | | Error(%) |
|---|---|---|---|
| | Calculated result | Experimental result | |
| 18.15X | 1800 | 1800 | 0 |
| | 2341 | 2420 | 3.3 |
| 23X | 2050 | 2060 | 0.5 |
| | 2271 | 2340 | 3.0 |
| 36.3x | 1823 | 1820 | 0.16 |
| | 2421 | 2420 | 0.04 |
| 46X | 1828 | 1820 | 0.44 |
| | 1942 | 1940 | 0.1 |
| | 2104 | 2060 | 2.13 |
| 54.45X | 1761 | 1760 | 0.06 |
| | 1805 | 1790 | 0.84 |
| | 1865 | 1850 | 0.81 |
| 69X | 2012 | 1990 | 1.1 |
| | 2051 | 2060 | 0.43 |
| | 2126 | 2120 | 0.28 |
| 72.6X | 1953 | 1980 | 1.38 |
| | 2429 | 2420 | 0.37 |

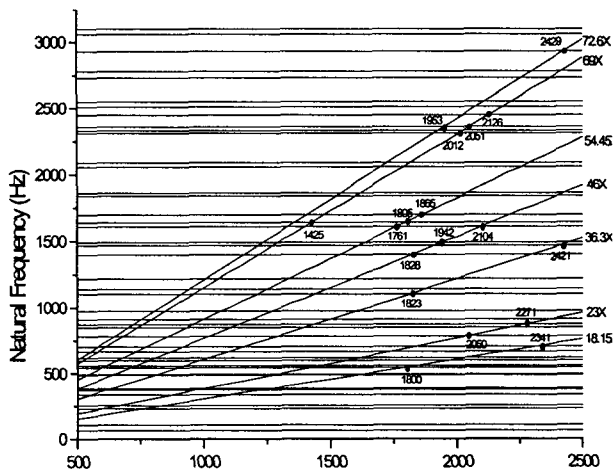



**Fig. 10** The campbell diagram of vehicle transmission (3rd speed)

## 4. 결 론

다단 헬리컬 기어-로터시스템과 케이스로 구성되어 있는 차량변속기의 진동특성 해석을 위한 수학적 모델을 개발하고 해석모델의 검증을 위한 차량변속기의 각 변속단별, 부하조건 벤치시험 및 진동특성 해석으로써 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 지면관계상 3단 변속에 대한 실험결과와 이론해석치를 위험속도로써 비교 검증한 결과 0~3.3%의 오차로서 비교적 잘 일치하였으므로 개발된 수학적 모델의 타당성이 입증되었다고 판단된다.

(2) 차량변속기의 진동특성 해석결과 주요 진동/소음원은 동력전달을 위한 맞물린 기어의 치합전달오차의 주기적 특성에 의한 입력 및 출력측 치통과주파수의 정수배인 2차 가진 주파수 및 기어 백래쉬와 베어링유격의 비선형특성에 의한 3차 가진진동수임을 알 수 있었다. 이러한 주파수대에서의 진동은 차량변속기에서 가장 문제가 되고있는 기어화인소음(gear whine noise)을 발생시키므로 기어 치면에 대한 적절한 치형수정의 적용, 기어 백래쉬 축소 및 베어링과 회전축의 유격을 감소시켜야 한다고 생각된다.

(3) 본 연구에 의하여 개발된 차량변속기의 수학적 모델은 맞물린 기어쌍의 치합전달오차에 기인한 차량변속기의 응답특성 해석으로써 기어화인소음을 저감시키기 위한 기어의 최적 치형을 산출하는데 활용될 것으로 기대된다.

## 후 기

이 논문은 한국과학재단 특정기초연구의 '치합전달오차에 의한 차량변속기의 진동특성연구'과제(과제번호96-02-00-09-01-3)와 관련하여 이루어졌으며 지원에 감사드립니다.

## 참 고 문 헌

(1) Choy, F. K., Tu, Y. K., Savage, M. and Townsend, D. P., 1991, "Vibration Signature and Modal Analysis of Multi-stage Gear Transmission", Jouranl of the Franklin Institure, Vol. 328, N0. 2/3, pp. 281~298.

(2) Choy F. K. and Ruan, Y. F., 1993, "Modal Simulation of Gear Box Vibration with Experimental Correlation", Journal of Propulsion and Power, Vol. 9, No. 2, pp. 301~306.

(3) Kahraman, A., Ozguven, H. N., Houser, D. R. and Zakrajsek, J. J., 1992, "Dynamic Analysis of Geared Rotors by Finite Elements", Journal of Mechanical Design, Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, Vol. 114, pp. 507~514

(4) Kahraman, A., 1994, "Dynamic Analysis of a Multi-Mesh Helical Gear Train", Journal of Mechanical Design, Transaction of the ASME, Vol. 116, pp. 706~712.

(5) 이형우, 박노길, 1998, "전달행렬법을 이용한 다단 치차계의 비틀림 진동해석", 한국소음진동공학회지, 제8권 제 3호, pp. 504~512.

(6) 이형우, 이동환, 박노길, 1998, "터보압축기의 진동특성에 관한 해석적 연구", 한국소음진동공학회지, 제 8권 제 6호, pp. 1069~1077.

(7) Erwin Krämer, 1993, "Dynamics of Rotors and Foundations", Springer-Verlag.

(8) Advanced Rotating Machinery Dynamics (Rotor Bearing, Technology & Software), COBRA, USA.

(9) Park, Nogill, 1987, "An Analysis investication of Geared System Dynamics Containing Spur and Helical gears", Ph.D., North calorina state university, Raleigh.