

내접 유성식 감속기의 소음원 규명에 대한 실험적 연구

An Experimental Study on the Noise Identification of a Planocentric Gear Reducer

정진태† · 홍일화* · 윤안수**
Jintai Chung, Ilhwa Hong and Ansoo Yoon

Key Words : Reducer(감속기), Gear(기어), Experimental Approach(실험적 접근), GMF(기어가진주파수), Load(부하)

ABSTRACT

In this paper, noise sources of a planocentric gear reducer are identified by experimental method. This study consider a reduction method of a noise/vibration about the gear, axle, bearing and others. Namely, the purpose of this study is to reduce a noise/vibration for a stability of the total system. Form the data to be measured through an experimental method, the problems of the gear, axle, bearing and others are examined closely, and the reducer is derived the model to be the engineering. The mechanism of the problem occurrence is examined through a parametric research about an each influence factor(Load). Lastly, the results of this study propose the model to be improved.

기 호 설 명

N_s = 입력기어잇수, N_p = 유성기어잇수
 N_{in} = 내치차 잇수, N_{out} = 외치차 잇수
 G_1 = 입력기어, G_2 = 유성기어
 G_3 = 내치차, G_4 = 외치차
 R = 감속비, ω = 모터의 회전 주파수(Hz)

1. 서 론

일반적으로 서보용 치차 감속기는 산업용 로봇, 방위 목적의 군수 산업품, 건설 장비, 특수 용도로서의 다양한 환경에서의 역할이 증대되고 있으며, 생산의 자동화 설비 증대로 인하여 그 수요가 더욱 증가하고 있는 실정이다. 서보용 2단 감속기는 다양한 감속비를 요구하면서 정밀 제어를 위해 높은 정밀도를 요구한다. 또한 제품의 소형화 경향에 따라 부품의 크기 및 가공이 중요하게 작용하게 되는데 일반적으로 높은 사양을 만족시키기 위해서는 감속기의 소음 및 진동이 제품 개발에 중요한 요소가 된다. 감속기의 소음 및

진동은 적용되는 제품에 악 영향을 미치고 제품을 이용하는 작업자에게 불쾌감을 줄 수 있기 때문에, 산업체들에서는 저소음, 저진동 감속기를 개발하기 위한 노력을 활발히 진행하고 있다. 한편, 선진국에서는 감속기의 소음에 영향을 미치는 인자를 파악하고 이를 설계 단계에서부터 적용하기 위한 연구를 활발히 진행하고 있으나, 국내의 감속기 생산 업체들은 감속기의 성능뿐만 아니라 소음/진동 발생 요인에 대한 체계적 분석 능력이 부족하고 이를 해결하기 위한 기술력이 상대적으로 미흡한 실정이다.⁽¹⁾

감속기의 소음 및 진동의 주요 발생 원인은 감속기를 구성하고 있는 서보 모터, 1단 감속부(입력기어, 유성기어)의 가진력, 동력 전달계에 속하는 축의 변동 가진력, 내접식 2단 감속부의 편심, 외부 부하로 인한 구조적 결함 등으로 매우 다양하다. 특히 모터, 동력전달계, 외부장착부로 구성된 시스템에서 1단 및 2단 감속부의 기어 및 축은 감속기의 핵심부품으로 감속기의 성능을 결정하는 중요한 역할을 하지만 운전영역안의 가진 성분에 의해 공진 및 소음을 증폭시킬 수 있다. 또한, 외부 부하로 인하여 감속기의 시스템 변화를 유발하여 소음을 발생시킬 수도 있다.⁽²⁾

기존연구로는 거시적으로 감속기의 기어형상 및 기어의 동작 모션, 외부 가진에 대한 유한요소해석 모델과 강제 진동 해석을 통하여 원인을 규명하였으며, 감속기 자체의 동력 전달 경로를 개선 대상으로 설정하여 실험적인 방법을 이용하였다. 또한, 기어의 최적 형상 설계 및 베어링 최적 설계 등을 통해서 감속기의 성능을 향상시켰다.

† 교신저자; 한양대학교 기계공학과
E-mail : jchung@hanyang.ac.kr
Tel : (031) 400-5287 Fax : (031) 406-6964

* 한양대학교 기계공학과 대학원

** 한양대학교 기계공학과 대학원

본 연구의 목표는 감속기 운전 영역인 0~3000 rpm 구간에서 감속기에서 발생하는 소음은 원인 별로 규명하고, 1단 감속부(유성치차부) 및 2단 감속부(내접치차부), 외부 부하로 인해 감속기가 받는 영향을 평가하여 소음 저감 대책을 강구하고 소음을 감소시키는 것이다. 이를 위하여 감속기에서 발생하는 소음을 여러 가지 실험적 방법을 통해 측정하고 측정된 주파수 영역의 데이터로부터 동력전달계의 소음원을 규명하였다. 이들 각 부분이 시스템의 전체 소음에 끼치는 영향을 차등화하여 각 부분이 발생시키는 소음 및 진동의 주파수 범위와 크기를 평가함과 동시에 부하의 무게에 따른 영향을 평가하였다. 또한, 소음의 발생 요인을 분류하고 소음을 줄일 수 있는 대책을 모색하였다. 특히, 기어가 발생시키는 가진력에 대한 주파수 로드맵을 작성하여 기어가 감속기에 미치는 영향에 대한 공학적 모델을 정립하였다. 정립한 모델을 이용하여 소음 및 진동을 발생시키는 각 영향 인자에 대한 파라메터 연구(parametric study)를 수행하여 소음발생 매커니즘을 규명하고 이를 바탕으로 감속기 소음 저감 대책을 강구하였다.

마지막으로, 감속기 기본 성능에 영향을 미치는 내부 요소뿐만 아니라 감속기의 외부에 장착되는 부하의 영향에 의한 평가 수행을 함으로서 부하의 크기 변화가 감속기의 동특성 변화에 주는 영향을 평가하여 소음과의 연관성을 추출하였다. 본 연구에서 도출된 각종 진동 및 소음을 감소시킬 수 있는 방안을 현대중공업과 협의하여 설계에 반영하고 시제품을 제작하여 목표 소음레벨 달성여부를 평가하는 측정을 시행하였다. 그리고 측정 결과를 분석하여 각종 소음 저감안에 대하여 평가하여 설계 개선 자료로 활용될 수 있도록 하고 있다.

2. 감속기의 소음 및 진동 신호 분석

감속기에서 발생하는 소음 신호는 진동 신호와 밀접한 연관이 있기 때문에⁽³⁾ 소음의 원인을 분석하기 위하여, 감속기를 실험용 지그대에 장착하여 감속기를 운전하는 동안 감속기 외부의 진동신호를 채집하고 일정 거리에서 소음신호를 측정하여 분석하였다. 감속기의 소음 및 진동신호를 채집하기 위한 실험 장치는 Fig. 1 과 같다. 가속도계를 감속기의 2단 감속부가 위치한 외부 구성체에 부착하여 가속도계로부터 감속기의 진동신호를 채집하였고, 작업자가 소음에 주요하게 노출되는 거리인 대상체의 2m 정도의 거리에서 소음 신호를 측정하였다.⁽⁴⁾ 가속도계에서 채집된 진동 신호가 미약한 전하신호이기 때문에 증폭된 전압신호로 바꿀 필요가 있어서 상태증폭기(conditioning amplifier)를 사용하였다. 그리고 소음 신호는 주위 환경의 영향을 많이 받기 때문에 주변의 암소음(background noise)을 고려하여 최대한 정숙상태를 유지하였다. 증폭된 신호를 기록장치에 저장하고 주파수 분석기(FFT analyzer)를 이용하여 신호를 분석하였다.

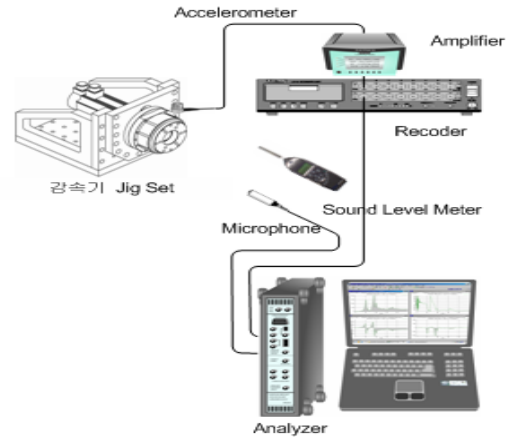


Fig. 1. Experimental setup for signal analysis

전체 주행 영역대를 측정하기 위하여 감속기가 정지하여 있는 상태에서 최고 3000rpm 에 이르는 동안에 200rpm 을 기준으로 총 16단계로 측정하여 속도에 대한 주파수 성분의 변화를 분석하였다. Fig. 2 는 가속도계 및 소음계를 이용하여 채집한 일련의 주파수 스펙트럼을 나타낸다. 이와 같이 일련의 주파수 스펙트럼을 중첩하여 나타내는 방식을 워터폴 플롯(waterfall plot)이라 한다. Fig.2에서 가로방향의 좌표축은 Hz로 표시된 주파수를 나타내고, 세로 방향의 좌표축은 모터의 회전속도를 나타내는 RPM 및 신호의 크기를 나타낸다.

Fig. 2 에서 나타나는 진동 신호와 같이 소음 신호는 서로 유사성을 가지며 진동 신호의 분석을 통해서 소음 신호에 이용할 수 있다. 진동 신호의 분석을 고려하는 이유는 진동이 소음에 비해 주변 환경의 영향에 덜 민감하기 때문이다. 피크를 분석하기 전에 감속기의 감속비 및 각 기어의 잇수와 서보모터의 축과의 관계를 파악할 필요가 있다. 서보모터용 2단 감속기에서는 모터의 회전이 치차를 구동하여 감속하기 때문에 각 단에서의 축속도가 다르기 때문이다.

각 기어의 잇수인 N_i 를 이용하면, 감속비는

- a) 1단 감속부
감속비: $r_1 = N_s / N_p$
- b) 2단 감속부
감속비: $r_2 = 1 / N_{out}$ (1)
- c) 전 감속비
 $R = 1 + (N_p / N_s) N_{in}$

와 같이 성립한다. 감속기의 운전 중에 소음 발생요인은 모터의 회전과 기어의 회전에 주로 기인한다. 특히, 기어의 잇수는 감속기를 가진하는 주요 성분이기 때문에 기어의 잇수 N_i 와 RPM 으로 표현된 모터의 속도를 Hz로 변환한 ω 와의 관계를 통하여 기어의 가진 주파수(GearMeshFrequency) y) GMF는

- a) 입력기어 GMF
 $G_1 = \omega * (1 - 1/R) * N_s$
- b) 유성기어 GMF
 $G_2 = \omega * r_1 * N_p$ (2)
- c) 외치차 GMF
 $G_3 = \omega * 1/R * (N_{in} - N_{out})$
- d) 내치차 GMF
 $G_4 = G_3$

로 표현될 수 있다. 운전속도에 따른 감속기의 축회전속도와 GMF는 Table.1 과 같고, Fig.2 에서의 피크들이 위에서 언급한 관계식을 가지고 설명된다. 본 연구의 대상인 감속기의 감속비는 $R=158.5$, 입력 잇수는 $N_s = 18$, $N_p = 45$, $N_{in} = 252$, $N_{out} = 248$ 이다. Fig.2에서 가장 큰 피크는 모터의 각속도 3000 RPM에서 발생하는데, 이 때의 1단 감속부의 입력치차 GMF는 873 Hz, 1x로 계산되고 그 조화성분인 2x는 1746 Hz이다. Fig.2에서 볼 수 있듯이 873 Hz, 1746 Hz 일 때 피크가 가장 큼을 알 수 있다. 같은 방법으로 3번째 피크는 3번째 조화 성분인 $3x = 2619$ Hz에서 발생하는 것을 알 수 있다. Fig. 2 의 워터폴 플롯은 873 Hz, 1746 Hz, 2619 Hz의 피크를 갖고 있으며, 이 진동수에서의 진동은 감속기의 1단감속부의 입력 치차에 의해 발생하는 것으로 결론 내리는데 큰 걸림돌이 되지 않는다.

3. 소음 저감을 위한 입력치차 GMF 변경

앞 절에서 살펴본 바와 같이 감속기의 운전영역인 3000 RPM 내에서 발생하는 진동 및 소음은 1단감속부의 입력치차의 가진에 의하여 발생한다. 따라서, 이러한 가진에 의한 과도한 진동 및 소음을 줄이기 위해서는 가진 성분 즉, 입력기어, 유성 기어, 모터의 동력축에 의해 발생하는 가진성분을 제거하거나 변경해야 한다. 감속기의 운전 영역에 있는 축의 회전 성분과 만나 발생하는 공진을 줄이는 방법은 두가지 방법이 있다. 하나는 주가진원인 입력기어의 잇수를 바꾸는 GMF 변경이다. 입력 잇수를 변경함으로써 기존에 축 회전 성분과 중첩되어 발생하던 공진을 회피하게 하는 것이다. 가진 성분을 완전히 제거하는 것은 불가능하기 때문에 잇수를 낮추어 축 회전성분 및 조화성분과의 일치를 막는 방법인 것이다. 두 번째 방법은 편심에 의해 발생하는 조화 성분을 제거하는 것이다. 감속기의 특성상 2단 감속부의 축이 크랭크 형상이므로 편심을 제거하는 것은 불가능하다. 그래서 가공 정밀도를 향상하고 제작시 정확한 조립을 통하여 편심의 발생량 줄일 수 있다. 이 방법은 가공오차 및 정밀도에 영향을 받으므로 첫 번째 방법에 비해 구현하기가 쉽지 않다.

	1단 감속부		2단 감속부	
	G_1	G_2	G_3	G_4
축회전속도	ω	0.4ω	0.28ω	0.075ω
GMF	17.88ω	17.88ω	3.047ω	3.047ω
감속비	2.5:1		4:1	

Table. 1. Rotational axle speed and GMF of the reducer

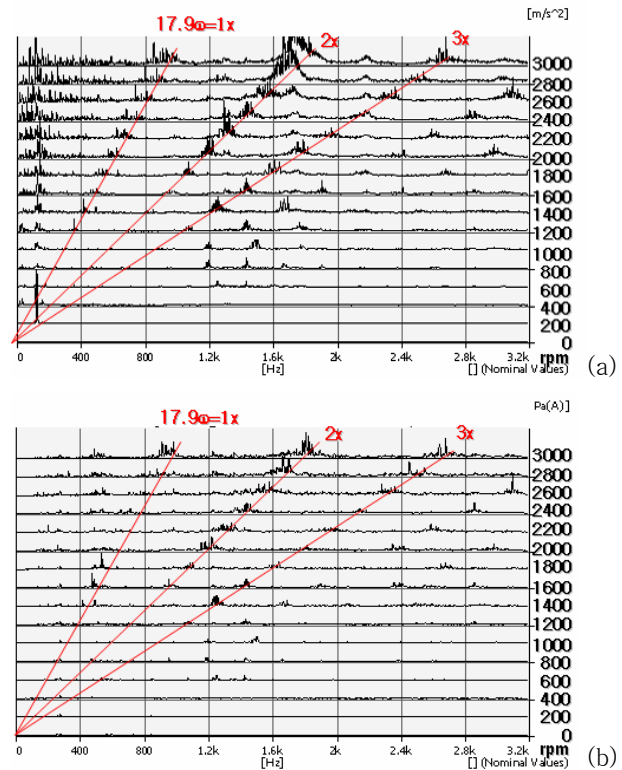


Fig. 2. Waterfall plot of the reducer: (a) vibration and (b) noise

앞 절에서 언급한 결론을 바탕으로 진동 및 소음 저감의 가능성을 확인하고 새로운 시작품에 적용시켜 실험적인 방법으로 테스트를 수행하였다. 2 절에서 기술한 방법과 같은 방법으로 감속기가 정지한 상태에서 3000 RPM 로 가속하는 상태에서 감속기 뒷단에 진동신호를 채집하고 소음신호를 같은 조건으로 측정된 결과를 이용하여 워터폴 플롯을 작성하였다. 변경된 감속기의 워터폴 플롯은 Fig. 3 과 같다. Fig. 2 와 Fig. 3 을 비교하면 3000 RPM에서 1단부의 입력치차의 가진 성분과 그 조화 성분이 사라지는 것을 볼 수 있다. 즉, 17.9ω 의 1x(873 Hz), 2x(1746 Hz), 3x(2619Hz) 성분이 사라지거나 그 크기가 현저히 감소되며 새로운 1단 감속부 입력치차 잇수 성분인 11.9ω 가 발생하는 것을 확인할 수 있다. 그리고, 시스템 변경 전의 소음 신호의 최대값이 43.0m Pa 였으나, 변경 후에는 소음의 최대값이 26.1m Pa로 감소되어 약 40%의 소음 저감을 달성하였다. 또한, Fig. 4 에서 보여지듯이 크기값을 dB(A)

스케일로 바꾸면 변경전의 최고값이 85.1 dB(A) 에서 변경후에는 78.3 dB(A) 로 약 7 dB(A) 감소된 것을 확인할 수 있다.

4. 각 부하별 감속기 영향 평가

감속기는 무부하에서 구동되는 것이 아니라 장차품을 달고 운전되기 되기 때문에 응용되어지는 부품을 부하로 고려하여 각 무게에 따른 감속기의 시스템 변화에 대한 고려를 해야 한다. 부하에 의해 발생하는 소음 및 진동 신호의 변화 경향 및 구조적 문제점은 실제로 사용되어지는 조건에서 분석하는 것과 비슷한 경향을 가지고 있기 때문이다.

Fig. 5 와 같이 2 절에서 기술한 방법으로 감속기 앞부분의 장차품에 감속기의 정격을 고려하여 부하를 25%, 50%, 75%, 100% 단위로 증가시켜가며 테스트를 수행하였다. 소음 신호의 크기가 부하량이 증가함에 따라 25%, 50%, 75% 까지는 감소하는 경향을 보였으나 최고 부하 100%에서는 오히려 증가하였다. Fig. 6 과 같이 75%의 부하 장차품시 기존의 신호의 크기가 작아지는 것을 확인할 수 있고 이것은 부하가 무게 효과로 인하여 베어링에 예압으로 작용하여 시스템의 축방향 강성을 증가시키는 것으로 추정된다. 이를 확인하기 위해서는 감속기 내부에 구성되어 있는 베어

링의 평가가 필요하다. 또한, 100% 부하에서 소음 신호의 크기가 커지는 현상은 감속기의 정격에 해당하는 부하로 인하여 감속기의 축방향 강성에 모멘트가 작용하여 전체 시스템에 변화를 가져와 축방향 강성이 하중을 견디지 못하여 신호를 증폭시키고 있는 것으로 결론을 추출할 수 있다.

이와 같이 감속기가 구동되면서 발생하는 진동 및 소음을 억제하기 위해서는 감속기 내부에서 가장 고속으로 회전하는 크랭크 축의 베어링의 예압을 증가시키는 것이 실제 환경에 적용되어지는 감속기에 도움을 줄 것이다. 기존의 베어링은 중방향의 단순 지지 조건을 가지고 있기 때문에 횡방향에 대하여 구속력을 가지고 있지 않았다. 이를 개선하기 위하여 축 방향으로 구속력을 가지게 되는 베어링으로 교체 한다면 더욱 개선 효과를 볼 수 있으리라 기대된다.

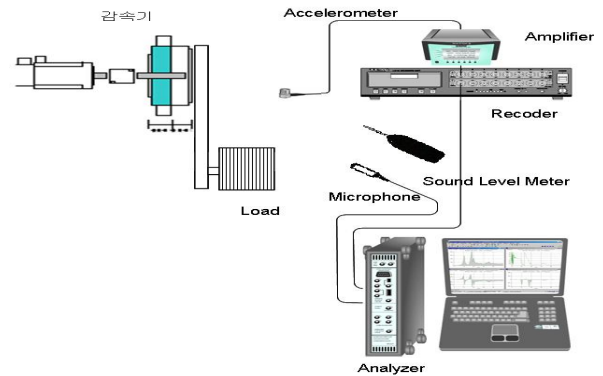


Fig. 5. Experimental setup for signal analysis with external load

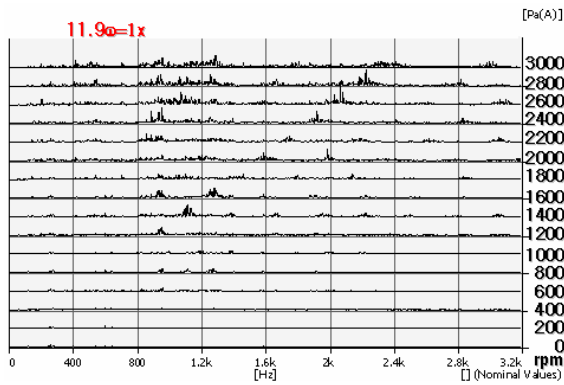


Fig. 3. Waterfall plot for noise of the reducer

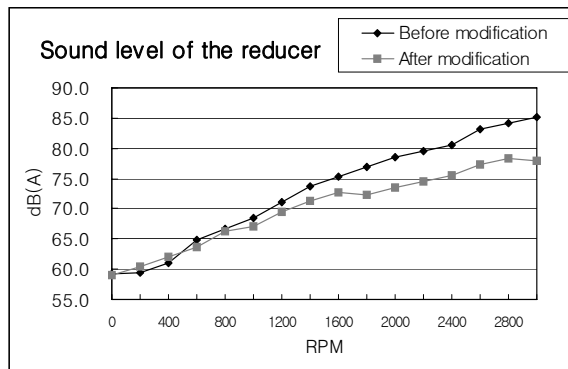


Fig. 4. Plot of the sound level: before modification and after modification

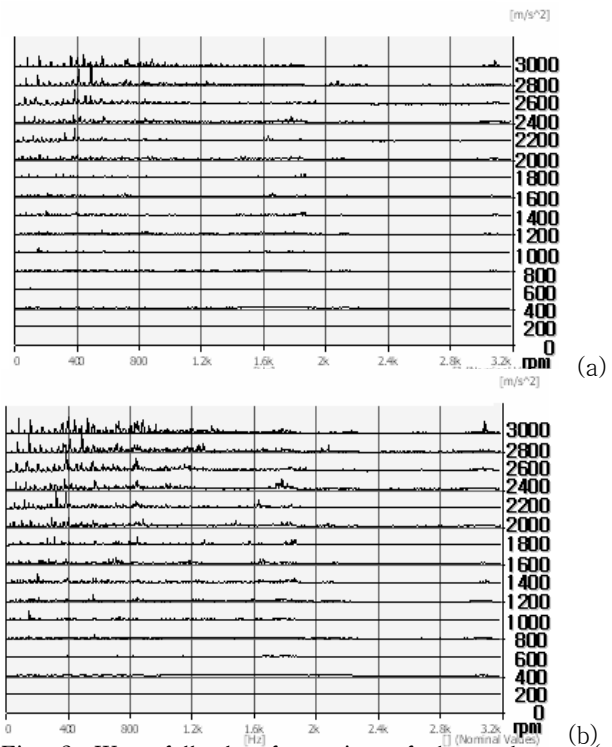


Fig. 6. Waterfall plot for noise of the reducer: (a) with load 75% and (b) with load 100%

5. 결 론

본 연구에서는 2단 감속단을 갖는 내접식 유성 감속기의 소음 원인을 규명하고 이를 감소시키는 방안에 대하여 강구하였다. 감속기의 소음신호는 진동 신호와 유사한 관계를 가지고 있고 진동신호 분석을 통하여 소음을 개선하는 방법을 이용하였다. 소음의 원인은 1단 감속부의 입력치차의 GMF와 축의 회전성분이 일치하여 발생하는 공진에 의한 소음 증폭 현상임을 확인하였다. 소음을 저감하기 위하여 입력치차의 잇수를 변경하였고, 실제 적용되어지는 환경의 고려를 위하여 각 부하별 실험을 통하여 전체 시스템의 변화를 평가하였다. 이와 같은 구조변경을 수행하여 최대 소음값을 40 % 감소시키어 7 dB(A) 의 저감효과를 보였다.

후 기

이 논문은 2007년도 2단계 두뇌한국21사업에 의하여 지원되었음

참 고 문 헌

- (1) J. Derek Smith, 2003, "Gear Noise and Vibration", Marcel Dekker, Inc.
- (2) 김원현, 주원호, "일체형 동력전달계를 가진 지게차의 진동 특성 규명 및 저감", 한국소음진동공학회2004년도 춘계학술대회논문집, pp.912~918
- (3) 최연선 등. 1994, "기어구동에 의한 화인진동해석", 대한기계학회논문집 제 18권, 제 12호, pp.3246~3252
- (4) P. Jo nsson, Ö. Johansson, 2004, "Prediction of vehicle discomfort from transient vibrations", Journal of Sound and Vibration 282 (2005) 1043-1064.
- (5) James I. Taylor, 2000, "The Gear Analysis Handbook", VCI.
- (6) 정태형, 명재형, "2 단 치차계의 진동해석 시스템 개발에 관한 연구", 한국자동차공학회논문집, 제 7권, 제 1호, pp.284~294