

## 소음/진동을 고려한 고속머신 펌프용 증속기 개발

### Development of Speed Increaser for High Speed Machine Pump which Considered the Noise/Vibration

이 형 우<sup>†</sup> · 이 동 환\* · 박 노 길\*\* · 김 병 옥\*

Hyoung-Woo Lee, Dong-Hwan Lee, No-Gill Park and Byung OK Kim

(2003년 7월 18일 접수 : 2004년 4월 20일 심사완료)

**Key Words** : Speed Increaser(증속기), Pump(펌프), Critical Speed(위험속도), Noise(소음), Vibration(진동), Lubrication Temperature(윤활온도)

#### ABSTRACT

Vibration/noise analysis as well as strength of gear teeth, roller bearing life, journal bearing design are considered in order to develop the high-speed machine centrifugal pump which had a speed increaser. A Campbell diagram, in which the excitation sources caused by the mass unbalance of the rotors and the transmitted errors of the gearing are considered, shows that, at the operating speed, there are not the critical speed. A high-speed machine centrifugal pump was made in order to evaluate developed speed increaser. Also, strict API standard were introduced for reliability evaluation of developed speed increaser, and performance evaluation were carried out. The result that evaluation items about bearing vibration, shaft vibration, noise, and lubrication temperature were selected, and were tested, a high-speed machine centrifugal pump were able to know what were satisfied with API standard all.

#### 1. 서 론

최근에, 회전기계의 고속회전을 위한 구동부는 모터 직결식과 증속치차를 이용하는 방법이 많이 사용되고 있으며, 장기간 연속적인 사용이 요구되는 경우에는 신뢰성을 고려하여 증속기를 대부분 채용하고 있다. 증속기와 더불어 대표적인 치차는 감속치차가 있는데, 증속기의 경우 제한적인 사용 용도로 인하여 감속기에 비하여 설계기술의 데이터베이스가 미비한 실정이다.

최근의 기어박스에 대한 연구를 살펴보면 다음과

같다. Lee<sup>(1)</sup>는 최적화 이론을 적용하여 치차감속기를 설계하여, 강도조건을 만족하고 소음 및 진동을 개선하는 설계치를 얻었다. Kahraman<sup>(2)</sup>은 1단 평기어의 비틀림과 굽힘진동의 연성효과를 고려하여 위험속도를 구하였고 질량 불평형, 치합전달오차에 대한 응답을 구하기위해 유한요소법을 사용하였다. Lee<sup>(3)</sup>는 Hibner's branch법으로 전달행렬을 구성하고  $\lambda$ -matrix를 유도하여, 발전기용 8단 캐스터빈의 비틀림진동 및 소음원을 예측하였다. Lee<sup>(4)</sup>는 헬리컬기어를 가지는 3단 공기 터보압축기에 대해, 로터의 질량 불평형력, 축어긋남, 임펠러의 가진진동수, 치합전달오차, 백래쉬 및 베어링유격, 치접촉계수의 주기적변화로 인한 가진원동에 대한 가진주파수를 섭동법을 사용하여 수학적으로 정식화 하였다. 또, Lee<sup>(5)</sup>는 4단 헬리컬 기어시스템과 케이스로 구성되어 있는 차

<sup>†</sup> 책임저자 : 정희원, 부산대학교 기계기술연구소

E-mail : rotor@dreamwiz.com

Tel : (051) 510-2325, Fax : (051) 513-1475

\* 정희원, 한국기계연구원 구조연구부 회전체그룹

\*\* 정희원, 부산대학교 기계공학부

량변속기의 진동특성 해석을 위한 수학적 모델을 개발하고, 해석모델의 타당성을 보이기 위해, 차량변속기의 헬리컬 기어연쇄 및 동력축의 변형이 최대가 되는 조건인, 이 차량변속기에 실제 적용된 엔진의 최대 회전 토크 및 회전수 조건으로 차량변속기 각 변속 단에 대하여 부하조건 벤치시험을 실시하고 이론 해석치를 위험속도로써 비교하였다.

본 연구에서는 기어연쇄, 베어링(저널베어링, 볼베어링), 축, 로터로 구성되는 고속 머신 원심펌프용 증속기를 국산화 개발하기 위하여, AGMA규격에 의한 기어 굽힘강도, 면압강도해석, 구름베어링 수명해석, 저널베어링선정, 진동/소음을 고려한 증속기 설계를 수행하여 시작품을 제작하였다. 또, 개발된 시작품의 신뢰성 평가를 위하여 엄격한 API 기준을 도입하여 성능평가를 수행하였다. 베어링 진동, 축 진동, 소음, 윤활온도 등의 평가항목을 선정하여 실험적인 평가를 수행한 결과, 시작품 모두 API 기준을 만족함을 알 수 있었다.

## 2. 고속머신 펌프용 증속기 설계

### 2.1 증속기어 강도설계

본 연구에서는 펌프용 증속기어의 강도설계를 위해서, AGMA 규격<sup>(6)</sup>에 의한 굽힘강도, 면압강도 해석을 수행하였다

#### (1) 굽힘강도 설계

기어의 전달하중에 의한 이뿌리의 굽힘강도는 치면에 작용하는 하중의 접선 방향 성분 이외에도 반경방향 성분에 의한 이뿌리의 압축응력, 이 중심선에 대한 하중 작용선의 경사에 의한 이에서의 불 균일한 모멘트 분포, 이뿌리 필렛에서의 곡률 변화에 의한 응력 집중과 하중을 받는 이와 인접한 이의 하중 분담 등을 고려한다.

$$s_t = \frac{W_t K_a}{K_v} \frac{1.0}{Fm} \frac{K_s K_m}{J} \quad (1)$$

여기서,  $W_t$  는 치에 작용하는 접선력,  $F$ 는 치폭,  $m$ 은 모듈,  $J$ 는 기하계수,  $K_v$ 는 동하중계수,  $K_m$ 는 하중분포계수,  $K_a$ 는 적용계수,  $K_s$ 는 치수효과계수를 각각 나타낸다.

기어 굽힘 강도는 아래의 식을 만족 할 때 안전하다고 할 수 있다.

$$s_t \leq s \quad (2)$$

$$s = s_{at} \frac{K_L K_H}{K_T K_R} \quad (3)$$

여기서,  $s_{at}$ 는 허용굽힘응력수,  $K_L$ 은 수명계수,  $K_T$ 는 온도계수,  $K_R$ 은 신뢰도계수,  $K_H$ 는 경도비계수를 나타낸다.

이상의 식에 의거하여 본 연구에서 적용한, 입력축의 동력이 37 kW동력, 구동축 회전속도 3550 rpm인 펌프용 증속기용 기어의 굽힘강도 설계 계수는 Table 1과 같다.

식 (2)에서, 굽힘강도는  $s > s_t$ 일 때 안전하므로, 펌프용 증속기는 Table 1에 의거하여 굽힘강도에 대해서 모두 안전하다.

#### (2) 면압강도 설계

기어치의 피팅(pitting) 현상은 피로 현상으로 고려된다. 초기 피팅은 국부적으로 과대응력이 작용하는 부분에서 일어나며 점차적으로 과응력 작용점이 많아 없어지거나 하중이 재 분포됨에 따라 피팅은 중

Table 1 AGMA bending strength

Gear factor	Pinion	Gear
$W_t$ (N)	1027.46	1027.46
$K_v$	0.693465	0.693465
$F$ (mm)	28.3	28.3
$m$ (mm)	1.25	1.25
$K_s$	1	1
$K_m$	1.7588	1.8523
$J$	0.41	0.49
$K_L$	0.9	0.9
$K_a$	1	1
$K_H$	1	1
$K_T$	1	1
$K_R$	1	1
(MPa)	450	450
(MPa)	179.67	158.3
$s$ (MPa)	405	405

지된다. 면압강도식의 목적은 설계 수명시간 내에는 현저한 피팅이 발생하지 않는 하중을 결정하기 위해서다. 면압강도식은 곡률을 가진 두 개의 표면사이의 접촉 압력을 계산하는 Hertz응력 식을 기본으로 해서 이빨간의 하중 분담의 효과 등을 반영하여 수정한 식이다.

$$s_c = C_p \sqrt{\frac{W_t C_a}{C_v} \frac{C_s}{dF} \frac{C_m C_f}{I}} \quad (4)$$

여기서,  $C_p$ 는 탄성계수,  $d$ 는 피니언 피치직경,  $F$ 는 치폭,  $I$ 는 기하계수,  $W_t$ 는 치에 작용하는 접선력,  $C_a$ 는 적용계수,  $C_v$ 는 동하중계수,  $C_s$ 는 치수 효과계수,  $C_m$ 는 하중분포계수,  $C_f$ 는 표면다듬질계수를 각각 나타낸다. 기어 면압 강도는 아래의 식을 만족 할 때 안전하다고 할 수 있다.

$$s_c \leq s \quad (5)$$

$$s = s_{ac} \frac{C_L C_H}{C_T C_R} \quad (6)$$

Table 2 AGMA pitting resistance

Gear factor	Pinion	Gear
$W_t$ (N)	1027.46	1027.46
$C_p$	189658	189658
$C_a$	1	1
$C_v$	0.480893	0.480893
$C_s$	1	1
$d$ (mm)	38.75	38.75
$F$ (mm)	28.3	28.3
$C_m$	1.7588	1.7588
$C_f$	1	1
$I$	0.120	0.120
$C_L$	0.9	0.9
$C_H$	1	1
$C_T$	1	1
$C_R$	1	1
$s_{ac}$ (MPa)	1560	1560
$s_c$ (MPa)	1013.49	1040.08
$s$ (MPa)	1404	1404

여기서,  $s_{ac}$ 는 허용면압응력수,  $C_L$ 은 수명계수,  $C_T$ 는 온도계수,  $C_R$ 은 신뢰도계수,  $C_H$ 는 경도비계수를 나타낸다.

이상의 식에 의거하여 본 연구에서 적용한, 입력축의 동력이 37 kW동력, 구동축 회전속도 3550 rpm인 펌프용 증속기용 기어의 면압강도 설계 계수는 Table 2와 같다.

식 (5)에서, 면압강도는  $s > s_c$  일 때 안전하므로, 펌프용 증속기는 Table 2에 의거하여 면압강도가 모두 안전하다.

## 2.2 베어링 설계

입력축은 저속부이므로, 하중과 회전속도(3550 rpm)을 고려하여 Deep groove ball bearing 6308을 사용하였다. Table 3과 같이 입력축에 사용할 베어링의 형식과 위치를 결정하고, 구동시 베어링 수명을 베어링 범용프로그램인 COBRA<sup>(7)</sup>에 의해 구하였다. 분석결과 베어링 수명시간이 모두 안전한 것으로 나타났다.

Table 3 Estimation of ball bearing life[required life time : 8.76×10<sup>4</sup> hr]

Position	Bearing type	ISO Life[hr]	ISO Damage [%]
Input left	Deep groove 6308	2.7024×10 <sup>6</sup>	0.324
Input right	Deep groove 6308	2.3857×10 <sup>6</sup>	0.367

Table 4 Journal bearing design data

	Output shaft	
	Left	Right
L/D	0.78947	1.04384
Clearance	47.5 μm	40 μm
Load	270.4 N	734.3 N
Load angle	-160°	-160°
Rated speed	17,100 rpm	
Lubricant	Turbine oil 32	
Bearing type	4-Axial groove	

출력축은 17,100을 상회하는 고속회전부이기 때문에 볼베어링을 사용할 수 없다. 따라서, 출력축의 지지베어링은 유체윤활 즉, 저어널 베어링을 사용하였다. 저어널 베어링의 경우 제작의 용이성, 경제성, 윤활성, 열분포, 하중지지 능력 등을 고려하여 설계하여야 한다. 베어링의 하중지지 능력은 유막의 압력생성에 기인한 것으로, 유막에 대한 Reynolds 방정식을 풀면 얻을 수 있다. 특히, 고속에서 베어링의 간접적 안정성 평가적도인 편심률, 선회주파수 등을 고려하여야 한다. 일반적으로  $0.3 < \text{편심률} < 0.7$  과 선회주파수비  $< 0.5$  가 선호된다. 본 시작품에 적용된 저어널 베어링 설계인자들을 Table 4에 정리하였다.

### 2.3 고속머신 펌프용 증속기 동특성 해석

Fig. 1은 원심 펌프용 증속기로서, 입력축의 동력이 37 kW, 회전속도가 3,550 rpm이고 피니언에 의해 출력축에 동력이 전달되고 출력축 회전속도는 17,750 rpm이다. 입력축 기어 양단에 볼베어링이 지지되어 있고 출력축 피니언 양단에 미끄럼베어링이 지지되어 있다.

스퍼어기어 연쇄기구, 동력축, 베어링, 케이스 등으로 구성된 펌프용 증속기 시스템을 기어연쇄부, 축부, 로터부 그리고 베어링부로 나누어 집중질량계(lumped parameter)법으로, 각 절점에 대해서는 축방향 및 축방향 변위, 굽힘 및 비틀림 회전, 자이로 효과를 모두 고려한 6자유도로 모델링 하였다. 한쌍의 스퍼어기어는 회전하는 두 개의 강체와 탄성 변형하는 치접촉부, 즉 두 기초원에 연결된 한 개의 스프링 요소로 가정하였다. 스퍼어기어 기어쌍의 치접촉부에 대한 진동모델 수립은 다음과 같다. (1)치의 탄성변형을 고려하여 기어 중앙면의 치형곡선이 1피치

점을 지날때의 치접촉부 등가 탄성계수를 정한다. (2) 치접촉부의 전달력에서 마찰력은 무시한다. (3)치의 탄성변형은 이뿌리부터 이끝 부분까지만 고려하고 기어 몸체부의 탄성변형은 고려하지 않았다. (4)스프링 상수 값은 Cornell<sup>(8)</sup> 방법을 따라 기어치는 외팔보로 보고 굽힘변형과 전단변형을 고려하고 헤르쯔의 접촉이론에 의한 접촉변형을 구한다. 동력축은 질량을 고려한 운동에너지 및 탄성에너지 저장 유한요소 모델로 가정하였고, 로터는 강체운동을 하는 운동에너지 저장요소로, 베어링은 모두 선형 스프링으로 가정하였다.

#### (1) 고속머신 펌프용 증속기의 가진원

펌프용 증속기의 가진원은 회전 불평형에 의한 가진, 기어접촉부의 치형오차에 의한 가진, 치형 피치오차로 인한 가진, 베어링과 회전축의 설치오차로 인한 가진 등이 있으며 그 밖에 치형강성계수의 시간적 변화로 인한 자러가진과 구름베어링 부에서의 유격 및 비선형 변형으로 인한 가진 등이 있다.

회전불평형에 의한 가진진동수는 회전속도( $\omega$ )와 같다. 베어링과 회전축의 설치오차로 인한 가진은 회전속도의 정수배( $2\omega, 3\omega$  etc)로 나타난다. 기어접촉부에서 치형가공오차, 피치오차와 구동시의 부하에 의한 치접촉부의 변형으로 인해 치합전달오차를 발생시킨다. 이것으로 인해 기어 화인소음을 발생시킨다. 이 때의 가진진동수는 축의 회전각속도에 기어 잇수를 곱한 소위 치통과 주파수( $\Omega$ )가 된다. 또, 치접촉부의 강성계수는 접촉위치에 따라 주기적으로 변하므로 이에 대한 자러가진력은 회전축 진동수와 치통과 주파수 및 그의 정수배의 side bands( $k\Omega \pm \omega, k = 1, 2, 3$  etc) 주파수가 된다. 기어접촉부에서의

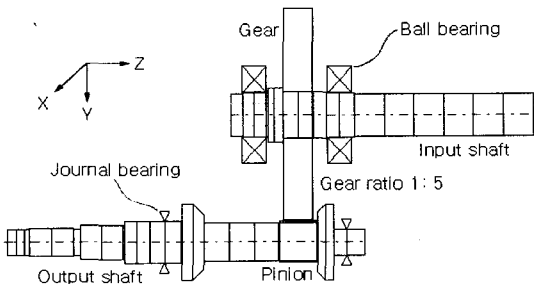


Fig. 1 Increasing gearbox

Table 5 Forcing frequency of run speed

Self-exciting source	Equation	Forcing frequency
Mass unbalance $\omega_1$	1X	3,550 rpm
Mass unbalance $\omega_2$	5X	17,750 rpm
Gear profile error (GPE) $\Omega$	155X	550,250 rpm

백래쉬 효과 및 베어링의 간격에 의한 비선형특성이 큰 경우는 회전수의 1/2, 1/3등에서 공진이 일어나는 소위 분수조화진동을 일으킨다.

베어링과 회전축의 설치오차, 치형강성계수의 시간적 변화, 구름베어링 부에서의 유격 및 비선형 변형 등에 의한 이차적가진은 일차적 가진원의 조합에 의해 나타난다.<sup>(1)</sup> 설계단계에서, 일차적 가진원에 의한 진동/소음이 발생하지 않도록 한다면 이차적가진원을 발생시킬 수 있으므로, 본 연구에서 채택한 펌프용 증속기의 일차적 가진원은 Table 5와 같다.

(2) 고속머신 펌프용 증속기 동특성 해석

펌프용 증속기의 진동/소음은 증속기의 가진진동수와 고유진동수가 일치 할 때 발생한다. 가진진동수를  $\gamma_i$ ,  $i = 1, 2 \dots$ 라 하고 펌프용 증속기 고유진동수를  $\lambda_i$ ,  $i = 1, 2, \dots, N$  이라 하면,

$$\gamma_i = \lambda_i \tag{7}$$

일 때 공진 떨림이 발생하는데,  $\gamma_i = c_i \omega_{cr}$ 로 놓으면 위험속도는

$$\omega_{cr} = \lambda_i / c_i \tag{8}$$

가 된다. 여기서 계수  $c_i$ 는 Table 5의 가진주파수에 의해 정의된다. 운전속도 범위 내에 위험속도가 존재하지 않도록 설계를 한다. 펌프용 1단 증속기의 운전속도에 대한 가진원은 Table 5에 나타내었다. Table 5를 근거로 하여 캠벨선도(Campbell diagram)인 Fig. 2를 얻었다. Fig. 2는 펌프용 증속

기의 입력축 기준속도 25 rpm~4,500 rpm에 대한 고유진동수와 가진진동수의 변화를 나타내고있다. 그림에서 운전속도 3,550 rpm에 대해, 진동영역인 입력축 회전불평형(1X) 및 출력축 회전속도(5X)에 대한 위험속도가 존재하지 않고, 소음영역에 해당하는 기어치의 치합전달오차에 의한 가진성분(155X)에 의한 위험속도가 존재하지 않으므로 안전하게 설계되었다.

3. 고속머신 펌프용 증속기의 제작 및 평가

고속머신 펌프용 증속기 에 대해 소음/진동이 발생

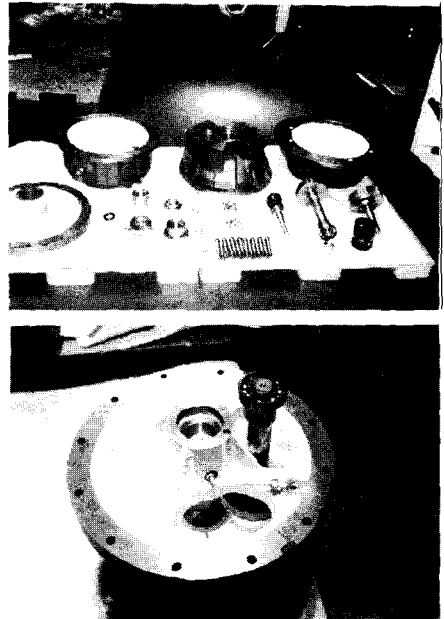


Fig. 3 Photos of disassemble parts

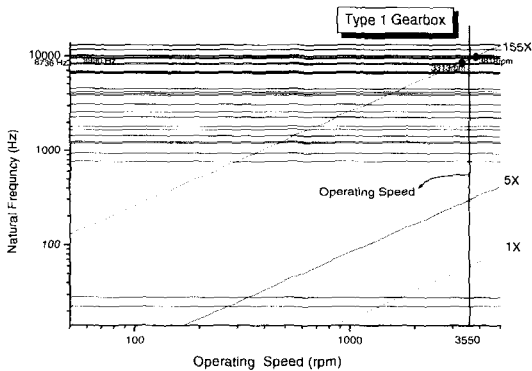


Fig. 2 Campbell diagram

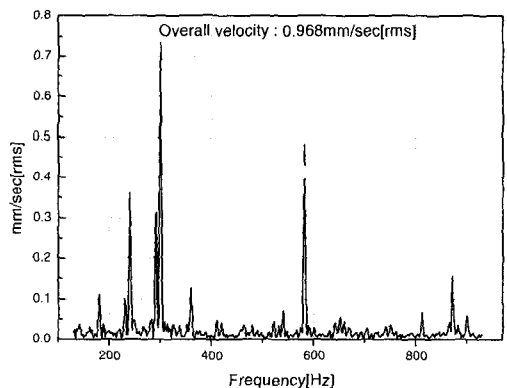


Fig. 4 Velocity value at the bearing

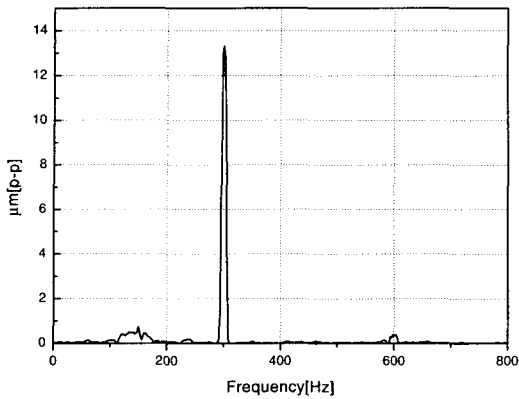


Fig. 5 Displacement value at output shaft

Table 6 Summary of test results

Bearing vibration	$V_u$ : 0.968 mm/s[rms]	Overall velocity $V_u < 5.0$ (mm/sec) [rms]	Good
	$V_f$ : 0.740 mm/s[rms]	Discrete velocity $V_f < 3.4$ (mm/sec) [rms]	
Shaft vibration	$A_u$ : 15.00 $\mu$ m[p-p]	Unfiltered displacement $A_u < 18.923$ $\mu$ m[p-p]	Good
	$A_f$ : 13.50 $\mu$ m[p-p]	Filtered displacement $A_f < 14.20$ $\mu$ m[p-p]	
Noise	87 dBA	90 dBA <sup>(10)</sup>	Good
Lubrecation temperature	38°C	60° ~ 82°C	Good

하지 않도록 설계한 결과를 시제품을 제작하여 평가하였다. 증속기는 동력 37 kW, 출력축 회전속도 17,750 rpm 용으로 시작품의 분해도는 Fig. 3에 보여진다.

베어링 진동 및 축진동을 측정하기 위하여 가속도 및 변위센서를 장착하였다. 가속도 센서의 경우는 내부에 장착이 불가능하므로 베어링이 장착된 케이싱에 부착하였고, 변위센서의 경우는 지그를 만들어 직접 축의 진동을 측정하였다. 베어링부위의 진동에 의한 속도레벨을 Fig. 4에 나타내었고, 축진동 변위레벨은 Fig. 5에 나타내었다. Table 6은 펌프용 증속기에 대해, 베어링 진동, 축진동, 소음, 윤활온도에 대해 시작품을 측정하여 API기준<sup>(9)</sup>과 비교한 결과를 나타낸다.

베어링진동, 축진동, 소음, 윤활온도 대해서, API 기준을 모두 만족함을 알 수 있다.

#### 4. 결론

고속 원심펌프용 증속기 개발을 위하여, AGMA규격에 의한 기어 강도해석, 구름베어링 수명해석, 저널 베어링설계, 진동/소음을 고려한 증속기 설계를 수행하였으며, 시제품을 제작하여 베어링진동, 축진동, 소음, 윤활온도에 대한 성능 평가를 하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 입력축의 동력이 37 kW, 회전속도가 3,550 rpm 인 고속머신 펌프용 증속기에 대해, AGMA규격에 의한 기어 굽힘강도, 면압강도해석, 베어링수명해석, 저널베어링선정을 안전하게 설계하였다. 또, 펌프용 증속기에 대한 동역학 모델을 수립하고, 증속기의 소음/진동을 발생시키는 가진원을 구하여 운전속도 범위내에 소음/진동이 발생하지 않도록 설계를 하였다.

(2) 개발된 시작품의 신뢰성 평가를 위하여 엄격한 API 기준을 도입하여 성능평가를 수행하였다. 베어링 진동, 축 진동, 소음, 윤활온도 등의 평가항목을 선정하여 실험적인 평가를 수행한 결과, 시작품 모두 평가항목에 부합하는 성능 및 신뢰성을 가짐을 알 수 있었다.

#### 참고 문헌

(1) 이형우, 박노길, 1995, "진동저감을 위한 치차 감속기 설계에 대한 연구", 한국소음진동공학회논문집 제 5 권, 제 2 호, pp. 183~195.

(2) Kahraman, H. N, Ozguven, D. R. Houser, and J. J. Zakrajsek, 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.

(3) 이형우, 박노길, 1998, "전달행렬법을 이용한 다단 치차계의 비틀림 진동해석", 한국소음진동공학회논문집, 제 8 권, 제 3 호, pp. 504~512.

(4) 이형우, 이동환, 박노길, 1998, "터보압축기의 진동특성에 관한 해석적 연구", 한국소음진동공학회

논문집, 제 8 권, 제 6 호, pp. 1069~1077.

(5) 배명호, 이형우, 박노길, 2000, "차량변속기의 진동특성에 대한 연구", 한국소음진동공학회논문집, 제 10 권, 제 1 호, pp. 107~116.

(6) AGMA 218.01, Rating the Pitting Resistance and Bending Strength of Spur and Helical Involute Gear Teeth.

(7) Advanced Rotating Machinery Dynamics (Rotor Bearing, Technology & Software), COBRA,

USA.

(8) Cornell, R.W, 1980, "Compliance and Stress Sensitivity of Spur Gear Teeth", ASME Paper NO. 80-C2/DET-24.

(9) API Standard 610, 8th Edition, 1995, American Petroleum Institute, Wash D.C.

(10) ISO 8579-1 Acceptance Code for Gears - Part 1: Determination of Airborne Sound Power Levels Emitted by Gear Units.