

저진동 슬래그 분쇄장치용 감속기 개발

이형우¹ · 허남수² · 김인환[†]

(원고접수일 : 2012년 9월 3일, 원고수정일 : 2012년 9월 17일, 심사완료일 : 2012년 11월 26일)

Development of the Decelerator for Briquetting Machine with Low Vibration

Hyoung Woo Lee¹ · Nam Soo Hur² · In Hwan KIM[†]

요 약 : 다단의 기어와 이를 구동하고 지지하는 축 및 베어링으로 구성되는 슬래그 분쇄장치(Briquetting M/C) 용 감속기를 개발하기 위하여, AGMA 규격에 의한 치차의 굽힘강도와 면압강도의 해석과 케이스의 구조해석을 포함한 정적설계를 수행하고, 감속기의 불평형 질량, 기어의 맞물림 전달오차에 의한 기진력을 고려한 동적설계를 하였다. 진동해석 결과 감속기의 운전속도 범위 내에 위험속도가 없는 것을 확인하였다.

주제어 : 감속기, 다단기어, 진동, 위험속도, 캠벨곡선

Abstract: In order to develop the decelerator for briquetting machine which composed of multi-staged gears, shafts and bearings, static design of the decelerator has been carried out through the analysis of bending and face forces, including structural analysis, applied on those teeth in accordance with AGMA(American Gear Manufacturers Association) standard. And also, dynamic design has been carried out with considering of vibratory forces caused by unbalance mass and transmitting error of gear. On the results of vibration analysis, it has been confirmed that there is not any critical speed within its operating range.

Key words: Decelerator, Multi-staged gear, Vibration, Critical speed, Campbell diagram

1. 서 론

슬래그 분쇄장치는 철강의 생산과정에서 발생하는 고온의 용융 슬래그에 고압수를 분사하여 급속 냉각 후 분쇄하여 입자상태의 슬래그를 제조하는 시설이다.

제강과정에서 발생하는 고온의 용융 슬래그를 분쇄장치에 일정하게 공급하기 위해서는 이송스크류가 경사지게 설치되어야 하며, 중량이 대단히 큰 스크류와 전동기가 조립되므로 중량분포가 불안정하고 진동문제가 발생하므로 이를 고려하여 설계해야 한다. 이와 같은 감속장치와 관련된 연구들을 살펴보면, 평기어의 경우 Lida[1]는 굽힘과 비틀림

의 연성효과를 고려한 감속기의 동력학적 거동이 굽힘 및 비틀림을 비연성으로 단순화 시킨 모델해석의 결과와 다르다고 하였으며, Schwibinger[2]는 평기어의 비틀림과 굽힘진동의 연성효과가 기어구동 축계의 안정성에 영향을 끼친다는 것을 확인하였고, Choy[3]는 굽힘과 비틀림이 연성된 3단 감속장치에 대하여 동력학적 해석모델에 대한 정상상태와 과도응답상태를 해석하였으며, Kahraman[4]은 비틀림과 굽힘 연성효과를 고려한 위험속도를 구하고 유한요소법을 이용해 불평형 질량과 맞물림 전달오차에 대한 응답을 구하였다. 1단 헬리컬기어의 경우, Umeza[5-6]는 치폭이 작은 치차의 맞물림 전

[†] 교신저자(경남과학기술대학교 기계공학과, E-mail: ihkim@gntech.ac.kr, Tel: 055-751-3354)

1 부산대학교 산학협력 선도대학 육성사업단, E-mail: leehwoo@pusan.ac.kr, Tel: 051-510-2598

2 경남과학기술대학교 기계공학과, E-mail: nshur@gntech.ac.kr, Tel: 055-751-3351

달오차를 축소하기 위해 회전운동을 수치해석 하
 였고, Neriya[7]는 비틀림, 굽힘, 축방향의 연성효
 과를 고려해서 정적 맞물림 전달오차를 기진력으로
 하는 응답을 구하였으며, Neriya[8]는 상기 연성진
 동을 고려해서 Floquet 이론을 이용하여 안정구획
 을 산출하였다.

본 연구에서는 슬래그 분쇄장치의 사양을 기준
 으로 다단 기어와 이를 지지하고 구동하는 베어링
 과 축 등의 구성부품을 설계하고, 이들 부품이 조
 립된 축계장치의 진동을 해석하였다. 기어설계를
 위해 AGMA 2001 규격[9-10]에 따른 굽힘강도와
 면압강도 해석을 수행하였고, 기어케이스에 대한
 구조해석과 슬래그 분쇄장치의 진동계산 모델에서
 의 위험속도 평가를 하였다.

2. 슬래그 분쇄장치의 정적설계

2.1 기어 강도계산

본 연구에서는 슬래그 분쇄장치의 감속기어 설
 계를 위해 AGMA 2001규격[9-10]에 의한 굽힘강도
 와 면압강도를 아래와 같이 수행하였다.

2.1.1 굽힘강도 계산

AGMA 2001에 따라, 굽힘강도 계산식은 치차가
 허브에 견고하게 고정될 때 최대응력은 이 뿌리의
 필렛(fillet)에서 발생한다고 가정하였다.

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

여기서,

- s_t : 굽힘응력 계수 (MPa)
- W_t : 전달 반경하중 (N)
- K_a : 굽힘강도에 대한 적용계수
- K_s : 굽힘강도에 대한 외형계수
- K_m : 굽힘강도에 대한 하중분포계수
- K_v : 굽힘강도에 대한 동적계수
- F : 최소 치폭에서의 순수 치면 폭 (mm)
- m : 회전평면에서의 공칭 모듈 (mm)
- J : 굽힘강도에 대한 형상계수

치차의 굽힘강도는 아래의 식을 만족할 때 안전
 하다고 할 수 있으며, 이때의 안전율 $U=S/St > 1$ 일

때 안전함을 알 수 있다.

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

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

- s_{at} : 허용 굽힘응력 계수
- K_L : 굽힘강도에 대한 수명계수
- K_H : 굽힘강도에 대한 경도 비례계수
- K_T : 굽힘강도에 대한 온도계수
- K_R : 굽힘강도에 대한 신뢰성계수

Table 1: AGMA bending strength

Stage	Safety factor	
	Pinion	Wheel
1st stage	2.06	2.52
2nd stage	1.58	1.95
3rd stage	1.64	2.01
4th stage	1.47	1.73

Table 1에서 안전율(U)이 1 이상이므로 슬래그
 분쇄장치의 감속기 치차들은 굽힘강도에 대해서 모
 두 안전하다.

2.1.2 면압강도 계산

면압강도를 계산하는 목적은 기어의 설계수명시
 간 도달 이전에 현저한 피팅이 발생하지 않는 하중
 을 결정하기 위해서다. 면압강도 계산식은 곡률을
 가진 두 개의 표면사이의 접촉압력을 계산하는
 Hertz 응력 계산식을 기본으로 해서 치차간의 하중
 분담 효과 등을 반영하여 수정한 식이다.

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

여기서,

- s_c : 접촉응력 계수 (MPa)
- C_p : 탄성계수 ($N^{0.5} / mm$)
- C_a : 침식저항에 대한 적용계수
- C_s : 침식저항에 대한 외형계수
- C_m : 침식저항에 대한 하중분포계수

- C_f : 표면상태 계수
- C_v : 동적 계수
- d : 피니언기어의 운전 중 피치지름 (mm)
- I : 침식저항에 대한 형상계수

치차의 면압강도는 아래의 식을 만족할 때 안전하다고 할 수 있으며, 이때의 안전율 $U=S/S_c > 1$ 일 때 안전함을 알 수 있다.

$$s_c \leq s \tag{5}$$

$$s = s_{ac} \frac{C_L C_H}{C_T C_R} \tag{6}$$

- s_{ac} : 허용 접촉응력 계수
- C_L : 침식저항에 대한 수명계수
- C_H : 침식저항에 대한 경도 비계계수
- C_T : 침식저항에 대한 온도계수
- C_R : 침식저항에 대한 신뢰성계수

상기의 계산식을 근거로 본 연구에서 검토한 슬래그 분쇄장치의 감속기어 면압강도 계산결과는 **Table 2**에 보이는 바와 같이 안전율이 1 이상이므로 모든 기어들은 안전하다고 판단되었다.

Table 2: AGMA pitting resistance.

Stage	Safety factor	
	pinion	wheel
1st stage	1.35	1.45
2nd stage	1.15	1.22
3rd stage	1.14	1.21
4th stage	1.10	1.20

2.2 기어케이스의 구조해석

구조해석 범용 프로그램인 ANSYS를 이용하여 기어 케이스의 응력, 변형, 고유진동수 등을 계산하였다. 그 결과 서 케이스의 최대응력은 1.23 Mpa로 재료의 허용강도를 만족함을 알 수 있으며(Figure 1), 최대 변형량은 0.14 μm로 매우 미미하고(Figure 2), 모드별 위험속도와 동적변형량에도 문제가 없음을 알 수 있다(Figure 3).

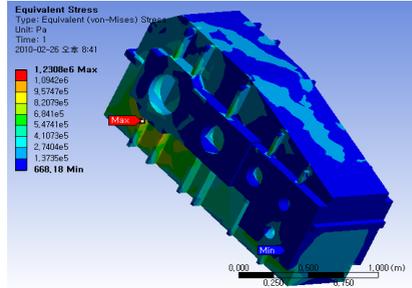


Figure 1: Stress of gear case.

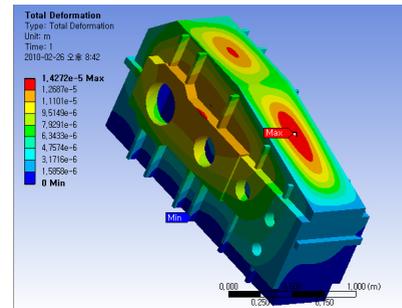
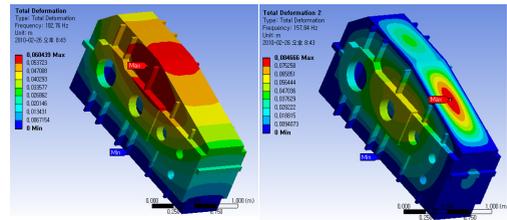
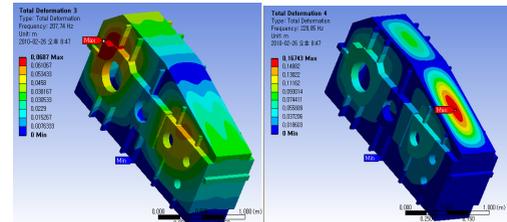


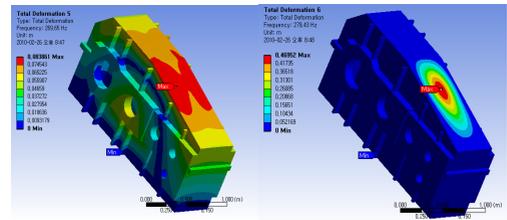
Figure 2: Deflection of gear case.



(a) 1st critical(102.76Hz) (b) 2nd critical(157.84Hz)



(c) 3rd critical(207.74Hz) (d) 4th critical(229.85Hz)



(e) 5th critical(269.65Hz) (f) 6th critical(279.43Hz)

Figure 3: Mode shape of gear case.

3. 슬래그 분쇄장치의 동적설계

3.1 진동해석 모델

슬래그 분쇄장치의 감속기 구성도는 **Figure 4**와 같고, 입력축의 동력 180kW, 회전속도 1,500rpm인 기어에 의해 출력축에 동력이 전달되고 출력축 회전속도는 7.5rpm(감속비: 1/200)이다.

헬리컬 휠기어, 피니언기어, 구동축, 지지베어링 및 이들을 조립하는 기어케이스로 구성된 감속기의 진동해석모델을 집중질량계로 하여 각 질점에 축방향, 굽힘 및 비틀림 방향의 변위와 자이로 효과를 고려해서 6자유도로 작성하였다. 한쌍의 헬리컬 기어는 회전하는 두 개의 강체와 탄성변형하는 치면 접촉부, 즉 두 기초원에 연결된 한 개의 스프링 요소로 가정하고 감쇠는 무시하였다. 구동축은 질량을 고려한 운동에너지와 탄성에너지를 갖는 유효한

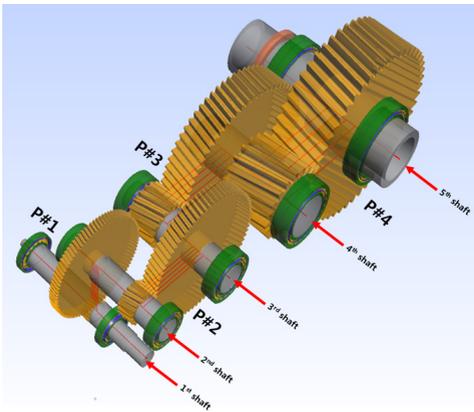


Figure 4: Construction of a gearbox

Table 3: Gear parameter for vibration model

gear pair		mass (kg)	I_p (kg/m^2)	tooth stiffness ($10^{10} N/m$)
P#1	pinion	2.31	0.0028	1.3379
	wheel	75.91	2.3254	
P#2	pinion	8.98	0.0181	1.3233
	wheel	225.41	10.7474	
P#3	pinion	35.22	0.1773	1.3526
	wheel	609.56	58.6039	
P#4	pinion	163.54	2.40318	1.3134
	wheel	1303.51	154.894	

소 모델로 가정하였고, 회전체는 강체의 운동에너지를 갖는 저장요소로, 베어링은 모두 선형 스프링으로 가정하였다[11].

Table 3, **Table 4**, **Table 5**는 각각 기어, 축, 베어링 진동모델을 위한 파라미터를 나타낸다.

Table 4: Shaft parameter for vibration model

	length (mm)	mass (kg)	I_p (kg/m^2)	I_d (kg/m^2)
1st shaft	863	55.76	0.09	2.86
2nd shaft	611	52.77	0.11	1.60
3rd shaft	641	104.76	0.41	3.36
4th shaft	685	236.58	1.92	9.96
5th shaft	1055	307.38	7.22	28.88

Table 5: Bearing parameter for vibration model

	Bearing Number		Radial stiffness (MN/m)	Axial stiffness (MN/m)
1st shaft bearing	B.R.G 31319	Lh	912.54	450.87
		Rh	1178.32	704.79
2nd shaft bearing	B.R.G 22222	Lh	1988.17	106.43
		Rh	2173.78	119.79
3rd shaft bearing	B.R.G 22228	Lh	2439.51	121.28
		Rh	2624.51	134.003
4th shaft bearing	B.R.G 23044	Lh	5054.36	202.08
		Rh	4733.02	183.28
5th shaft bearing	B.R.G 23964	Lh	6348.12	176.67
		Rh	6333.57	169.78

3.2 분쇄장치의 진동을 고려한 설계

Figure 5는 슬래그 분쇄장치의 감속기 조립상태를 나타내고 있다. 분쇄장치 감속기의 가진원은 회전 불평형, 기어접촉부의 치형오차, 치형 피치오차, 베어링과 회전축의 설치오차 등에 의한 가진과, 그 밖에 치형강성계수의 시간적 변화로 인한 자려진동 및 구름베어링 부에서의 유격 및 비선형 변형으로 인한 가진 등이 있다[11].

회전질량 불평형에 의한 가진진동수는 회전속도(ω)와 같다. 베어링과 회전축의 설치오차로 인한 가진은 회전속도의 정수배(2ω , 3ω etc)로 나타난다. 기어접촉부에서 치형 가공오차, 피치오차와 구동시

의 부하에 의한 치접촉부의 변형에 따른 치합 전달 오차로 인해 소음을 발생시킨다. 이 때의 진동수는 축의 회전각속도에 기어 잇수를 곱한 소위 치통과 주파수(Ω)가 된다. 또, 치접촉부의 강성계수는 접촉 위치에 따라 주기적으로 변하므로 이에 따른 자려 진동은 회전축 진동수와 치통과 주파수 및 그의 정수배의 side bands($k\Omega \pm \omega$, $k = 1, 2, 3$ etc) 주파수를 갖는다[11].

감속기의 자려진동과 외부진동의 합성진동수를 $\gamma_i, i = 1, 2, \dots$, 고유진동수를 $\lambda_j, j = 1, 2, \dots, N$ 이라 할 때, 공진은 어느 가진진동수가 어느 고유진동수와 일치할 때 발생한다.

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

공진상태에서는 가진진동수가 각각 독립적이지 않고 모두 입력축 회전속도의 몇 배로 정의되므로 공진이 발생하는 위험속도가 얻어지게 된다. 즉, $\gamma_i = C_i \omega$ 라 한다면, 위험속도는

$$\omega_{cr} = \lambda_j / C_i \tag{8}$$

따라서, 분쇄장치 감속기의 운전속도 범위에 위험속도가 존재하지 않도록 설계하는 것이 바람직하다. Figure 6은 기어-로터 시스템의 위험속도선도를 나타낸다. 가진진동수가 입력축 회전속도의 각각 C1, C2, C3배라 하면 운전속도 범위 $\omega_1 < \omega < \omega_2$ 에서 고유진동수 2, 3, 4와 일치하는 경우는 A, B, C 점이다. A, B, C점의 X축을 읽으면 위험속도, Y축을 읽으면 고유진동수가 된다.



Figure 5: Decelerator for Briquetting Machine.

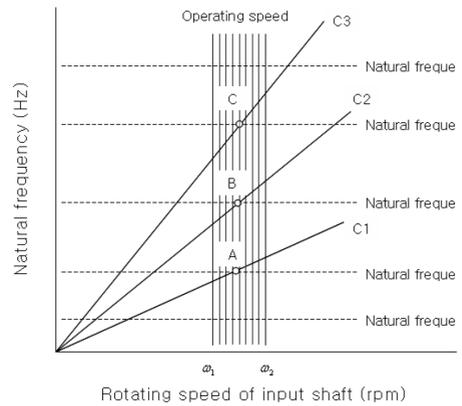


Figure 6: Campbell diagram of gear-rotor system

치차 강성계수의 시간적 변화, 베어링의 유격 및 비선형 변형 등에 의한 2차적 기진력은 1차적 기진원의 조합에 의해 나타나므로, 본 연구에서는 설계 단계에서 불평형진동(ω), 축정열 불랑($2\omega, 3\omega$), 치차간 전달오차(Ω)에 의한 1차적인 기진원만 고려하였다. 본 연구에서 검토한 감속기의 1차적 기진원은 Table 3에 보이는 바와 같다.

Table 6: Rotating speed from vibratory source

Vibratory Source	Ratio	RPM
Mass Unbalance ω_1	1X	1,500
Mass Unbalance ω_2	0.216X	324
Mass Unbalance ω_3	0.050X	75
Mass Unbalance ω_4	0.013X	19.5
Mass Unbalance ω_5	0.005X	7.5
Gear Profile Error $\Omega_1 (= Z_1 \omega_1)$	19X	28,50
Gear Profile Error $\Omega_2 (= Z_3 \omega_2)$	3.888X	5,832
Gear Profile Error $\Omega_3 (= Z_5 \omega_3)$	0.9X	1,350
Gear Profile Error $\Omega_4 (= Z_7 \omega_4)$	0.25X	375

Figure 7은 운전속도를 1X라 할 때 입력축의 불평형(1X), 중간축의 불평형(0.216X, 0.05X, 0.013X), 출력축의 불평형(0.005X), 치차간 전달오차(19X, 3.888X, 0.9X, 0.25X)에 의한 진동수와 고유진동수 및 위험속도의 관계를 나타내고 있다. 분쇄장치 감속기의 운전속도 1,500rpm에서는 위험속도가 존재하지 않음을 알 수 있다. 초기 구동 시에, 운전속도에 도달하기 전인 897, 1,216, 1,326rpm에서의 위험속도는 기어의 치차간 전달오차에 의해 발생하고, 이 때의 고유진동수는 284, 385, 420Hz임을 알 수 있다. Figure 8 ~ Figure 10은 초기 구동시의 위험속도에 대한 고유모드를 해석 한 결과이다. Figure 8은 2nd shaft의 굽힘과 축방향이 큰 진동모드를 나타낸다. Figure 9는 2nd shaft의 축방향이 큰 진동모드를 나타낸다. Figure 10은 1st shaft, 2nd shaft의 굽힘에 의한 진동모드를 나타낸다.

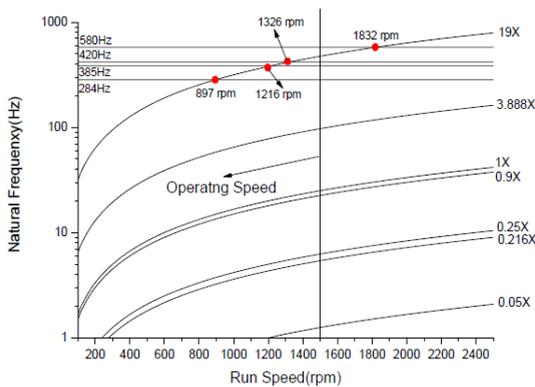


Figure 7: Campbell diagram.

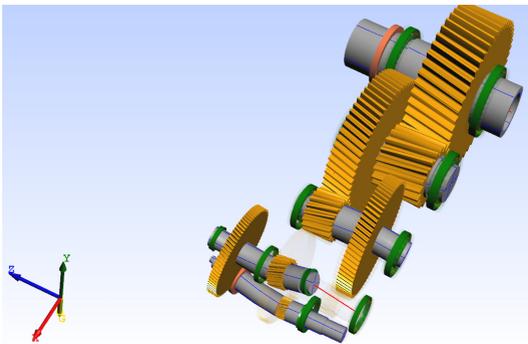


Figure 8: 1st mode shape(284Hz)

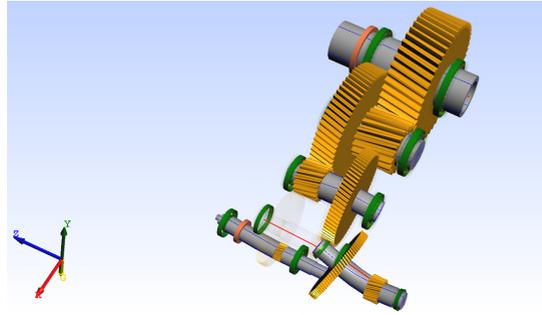


Figure 9: 2nd mode shape(385Hz)

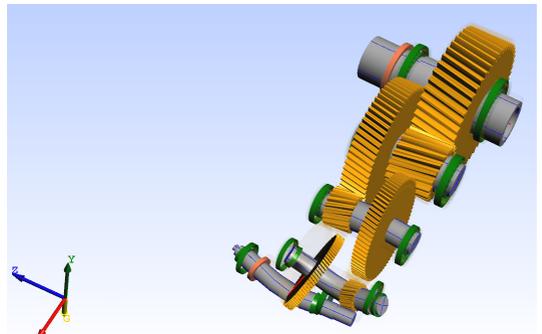


Figure 10: 3th mode shape(420Hz)

4. 결 론

본 연구에서는 소요동력 180KW, 입력축/출력축 1500/7.5rpm(감속비: 1/200)인 슬래그 분쇄장치용 감속기 개발을 위하여 기어의 강도해석, 감속기 동역학 해석 등을 통하여 시스템의 신뢰성, 위험속도 특성 등의 종합적인 연구를 수행하였다.

(1) 슬래그 분쇄장치용 감속기 요구사항에 근거하여 AGMA 규격에 적합한 강도를 구비하도록 기어와 기어케이스의 강도해석과 구조해석을 수행하였으며, 설계치수는 대부분 만족한 결과를 나타내었다.

(2) 감속기의 진동모델을 이용하여 진동해석을 수행한 결과 운전속도 범위 내에 위험속도가 존재하지 않았다. 초기 구동 시에, 운전속도에 도달하기 전인 897, 1,216, 1,326rpm에서 위험속도가 존재하였고, 이것은 기어 치차간의 전달오차에 의한 원인임을 알 수 있다.

(3) 초기 구동시의 위험속도에 대해 모드해석을 한 결과, 위험속도 897rpm은 2nd shaft의 굽힘과 비틀림 진동에 의해, 위험속도 1,216rpm은 2nd shaft의 비틀림 진동에 의해 pair #1 치차간의 전달 오차를 일으킬 것으로 생각된다. 또한 위험속도 1,326rpm은 1st shaft, 2nd shaft의 굽힘진동에 의해 pair #1의 치차간 전달오차를 일으킬 것으로 사료된다.

후 기

본 연구는 "2012년도 경남과학기술대학교 기성회 연구비 지원"에 의하여 연구되었음.

참고문헌

- [1] H. Iida, A. Tamura and M. Oonishi, 1985, "Coupled torsional-flexural vibration of a shaft in a geared system", Bulletin of the Japan Society of Mechanical Engineers vol. 28, pp. 2694-2698.
- [2] P. Schwibinger and R. Nordmann, "The Influence of Torsional-Lateral Coupling on the Stability Behavior of Geared Rotor System", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power vol. 110, pp. 563-571, Oct. 1988.
- [3] F. K. Choy, Y. K. Tu, M. Savage and D. P. Townsend, "Vibration signature and modal analysis of multi-stage gear transmission", Journal of the Franklin Institute, vol. 328, no. 2/3, pp. 281-298, 1991.
- [4] H. N. Kahraman, Ozguven, D. R. Houser and J. J. Zakrajsek, "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, 1992.
- [5] K. Umezawa, T. Suzuki and T. Sato, "Vibration of power transmission helical gears (Approximate equation of tooth stiffness)", Bulletin of the Japan Society of Mechanical Engineers, vol. 29, no. 251, pp. 1605-1611, 1986.
- [6] K. Umezawa, T. Suzuki and H. Houjoh, "Estimation of vibration of power transmission helical gears by means of performance diagrams on vibration", The Japan Society of Mechanical Engineers International Journal Series III, vol. 31, no. 3, pp. 598-605, 1988.
- [7] S. V. Neriya, R. B. Bhat and T. S. Sankar, "On the dynamic response of a helical geared system subjected to a static transmission error in the form of deterministic and filtered white noise input", Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design of the American Society of Mechanical Engineers, vol. 110, pp. 501-506, 1988.
- [8] S. V. Neriya, R. B. Bhat and T. S. Sankar, "Stability analysis of force coupled in helical geared rotor systems", Proceedings of the Twelfth Biennial the American Society of Mechanical Engineers Conference on Mechanical Vibration and Noise, Montreal, Canada, Sept. 17-21, pp. 225-229, 1989.
- [9] AGMA(American Gear Manufacturers Association) 2001-B88, Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute and Helical Gear Teeth
- [10] AGMA(American Gear Manufacturers Association) 218.01, Rating the Pitting Resistance and Bending Strength of Spur and Helical Involute Gear Teeth.
- [11] H. W. Lee, S. H. Park, M. W. Park and N. G. Park, "Vibrational Characteristics of Automotive Transmission", International Journal of Automotive Technology, vol. 10, no. 4, pp. 459-467, 2009.