

항공기용 2단 차동 GRA 개발

이강희*, 임대진*, 이선홍*, 박슬기**, 최진호**.#

*주식회사 킴, **경상대학교 기계항공공학부

Development of Aircraft 2-Stage Differential GRA

Kang-Hee Lee*, Dae-Jin Im*, Sun-Hong Lee*, Seul-Ki Park**, Jin-Ho Choi**.#

*Corporation KIM, **Research Center for Aircraft Parts Technology, School of Mechanical and Aerospace Engineering, Gyeongsang National UNIV.

(Received 10 November 2016; received in revised form 17 November 2016; accepted 8 December 2016)

ABSTRACT

The aircraft flight control system controls an aircraft's direction and flying attitude, and actuators are key components of control systems. Actuators can be classified as Geared Rotary Actuator (GRA) and Ball Screw Actuator (BSA). GRA is used in mid-sized aircraft, and BSA is used in larger aircraft.

A two-stage differential GRA model was suggested in this paper, and structural analysis and performance tests were performed. According to the analysis and experiment, the stiffness of the two-stage differential GRA was 17.57% higher than that of the conventional GRA, and the structural safety was improved.

Key Words : GRA(Geared Rotary Actuator, 기어식 회전 작동기), Planetary Gear(유성기어)

1. 서 론

항공기 플랩구동장치는 주익의 앞전 (Leading Edge)에 장착되는 앞전플랩과 뒷전 (Trailing Edge)에 장착되는 뒷전플랩이 있으며, 이착륙 시 비행체의 양력을 증가시키는 기능과 비행 중 자세 제어를 보조하는 보조 비행 조종 장치 기능을 제공한다. 플랩구동장치 시스템은 일반적으로 서보제어 모듈 (Control Module), 동력 구동장치 (Power Drive Unit), 작동기 (Actuator), 비대칭 제동기 (Asymmetry Brake), 토크 튜브 (Torque Tube), 앵글 기어 박스 (Angle Gear Box), 가용성 축 (Fusible Shaft) 등으로 구성된다^[1].

작동기는 플랩구동 장치 시스템의 핵심 부품이며, GRA (Geared Rotary Actuator)는 중형기급이나 고기동성 항공기에 주로 사용되고, BSA (Ball Screw Actuator)는 대형 여객기에 사용된다.

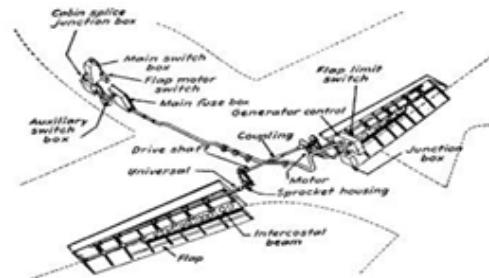


Fig. 1 Aircraft flap structure

Corresponding Author : choi@gnu.ac.kr

Tel: +82-55-772-1634, Fax: +82-55-772-1578



Fig. 2 GRA (Geared Rotary Actuator)

본 논문에서는 2단 차동출력 방식의 GRA를 제안하고, 이에 대한 구조해석과 성능시험을 수행하여 구조적 안전성을 평가하였다.

2. GRA 구조해석

2.1 GRA의 역할

GRA는 항공기 주익의 앞전플랩을 구동하는데 필요한 동력을 공급하는 고감속 유성기어식 작동기로서, 여러 개의 기어박스가 조립된 다단계 기어조립체로 구성되며 외부에 돌출된 러그(Lug) 부위는 항공기 날개의 Spar에 고정되고, 다른 부위는 플랩에 조립되어 작동된다. GRA는 양끝단의 회전축을 통해 회전동력의 입/출력이 이루어지며, 회전동력은 내부 유성기어^[2-4]를 통해 고출력의 토크로 변환되어 플랩을 작동한다.

2.2 기존 GRA모델에 대한 구조해석

GRA는 Fig. 3과 같이 입력부 (Input Part)와 구동부 (Driving Part)로 나눌 수 있으며, 선 기어 하나가 중앙에서 유성기어를 지지하고 있는 구조이다. 기존 GRA 모델에 대한 정적 강성도와 구조적 건전성을 평가하여, 본 논문에서 제안한 구조와 상호 비교하였다. 해석에 사용된 프로그램은 상용 프로그램인 ANSYS Workbench V17이며, 입력부와 구동부에 대해 각각 구조해석^[5-7]을 수행하여 전체 강성도를 평가하였다.

Table 1 Mechanical properties of alloy steel

Material	Elastic Modulus	Compressive yield strength	Tensile yield strength
Alloy steel	204 GPa	1,790 MPa	1470 ~ 1550 MPa

Table 2 Design specifications

GRA types and specifications	
- The number of gear assembly slice : 2	- No load speed : 28.22 deg/sec
- Reduction ratio : 321.75	- Rated speed : 18 deg/sec @rated load
- Backlash : 0.2 deg Max. @100 in-lbs	- Rated torque : 46,955 in-lbs
- No load input torque : 18 in-lbs	- Stiffness : 3,500,000 in-lbs/rad
- Output travel : 32 deg	

Table 3 Reduction ratio of GRA

Division	Module	Number of teeth	Reductio n ratio	Kerf (mm)
Output	Sun	1.0	18	8.00
	Planet 1	1.0	14	8.00
	Ring 1	1.0	48	55
	Planet 2	1.0	11	8.00
Input	Ring 2	1.0	45	8.00
	Sun	0.6	20	10.0
	Planet	0.6	38	5.85
	Ring	0.6	97	10.0
Total reduction ratio			321.72	

기존 GRA 모델은 Alloy Steel 소재를 사용하였으며, 물성치는 Table 1과 같다. Table 2와 Table 3은 기존 GRA 모델의 설계 사양 및 적용 감속비이다. 기존 GRA 모델에 대한 구조해석을 수행하였으며, 정격토크 값과 감속비를 이용하여 입력부에 가해지는 토크 값을 역연산한 다음, 입력하중을 계산하였다.

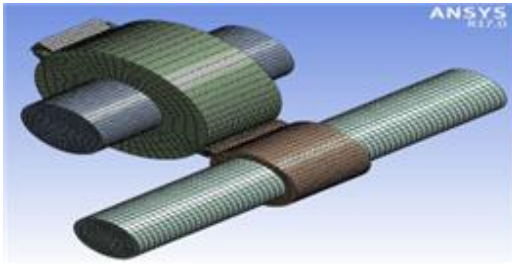


Fig. 3 FE model of conventional GRA input part

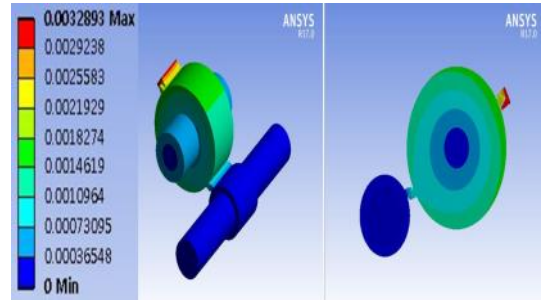


Fig. 5 Total displacement

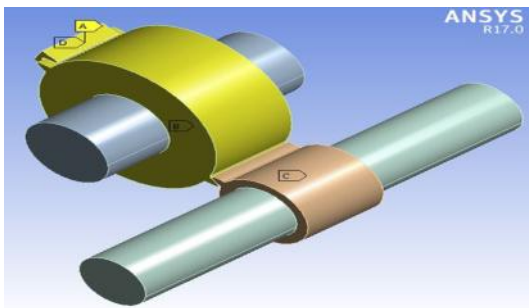


Fig. 4 Boundary conditions

Fig. 4는 기존 GRA 입력부의 유한요소모델로서, 3개의 유성기어 중 하나만 모델링하고, 접촉이 일어나는 2개의 기어 접촉부분만 모델링하여 비선형 해석을 수행하였다.

기어 이가 맞물리는 부분은 TARGE170과 CONTA174 접촉요소^[8-10]를 사용하였으며, 해석에 사용된 전체 요소 수는 44,094개 이다.

Fig. 5는 유한요소 해석의 경계조건을 나타낸 그림으로, 유성기어와 링 기어는 U_x 과 U_z 방향으로 구속하였으며, 링 기어 면에 θ 방향으로 1,072 N의 하중을 부가하였다^[11]. 또한, 선 기어(Sun Gear)는 완전구속 조건($U_r = U_z = U_\theta = 0$)을 부여하였다.

Fig. 6과 Fig. 7은 입력부의 구조해석 결과로서, 입력부의 최대 변위는 0.0032893 mm이며, 최대 응력은 341.86 MPa이었다. Fig. 8은 기존 GRA 구동부에 대한 유한요소모델로서, 총 33,328개의 요소를 사용하였다. Fig. 9는 유한요소 해석의 경계조건을 나타낸 그림으로, 유성기어와 링 기어는 U_x 과 U_z 방향으로 구속하였으며, 링 기어 면에 θ 방향으로

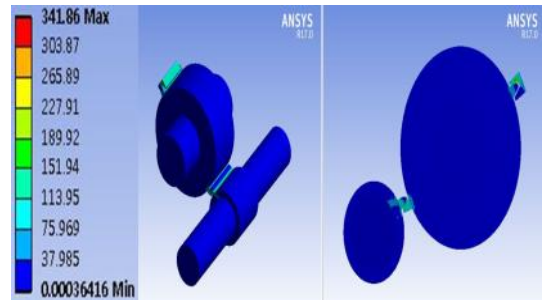


Fig. 6 Von mises stress

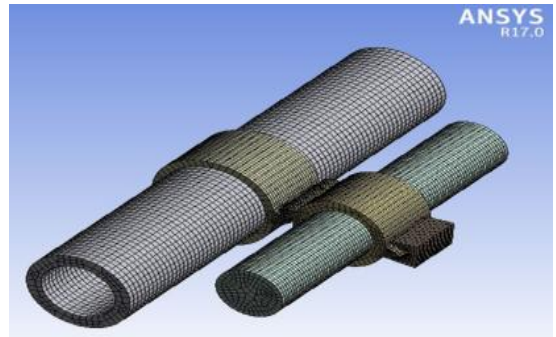


Fig. 7 FE model of conventional GRA driving part

16,373 N의 하중을 부가하였다. 또한, 선 기어는 완전구속 조건($U_r = U_z = U_\theta = 0$)을 부여하였다.

Fig. 10과 Fig. 11은 구동부의 구조해석 결과로서, 입력부의 최대 변위는 0.041448 mm이며, 최대 응력은 5012.2 MPa이었다.

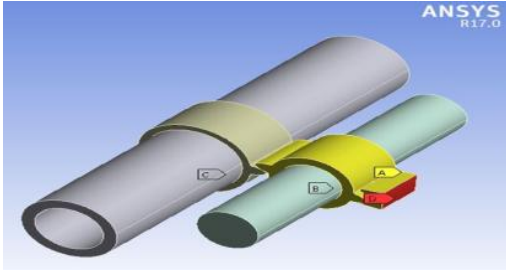


Fig. 8 Boundary conditions

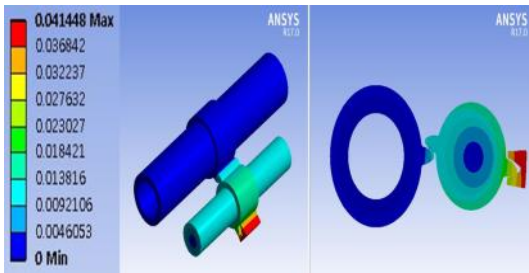


Fig. 9 Total displacement

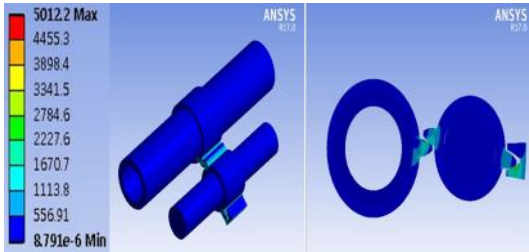


Fig. 10 Von mises stress

2.3 2단 차동 GRA모델에 대한 구조해석

Fig. 12는 본 논문에서 제안한 기존과 달리 2단 차동 출력 방식의 GRA 모델로써, 선 기어 2개가 양 쪽에서 유성기어를 지지하고 있는 구조이다. 2단 차동 출력 방식의 GRA 모델은 기존 GRA 모델에 비해 유성기어 축의 강성이 증가되고, 베어링 하중 분산으로 인한 베어링 수명이 증가되는 장점이 있을 것으로 예상된다.

2단 차동 출력 방식의 GRA 모델은 17-4PH H900 Alloy Steel 소재를 이용하여 제작 되었으며, 물성치는 Table 4와 같다.

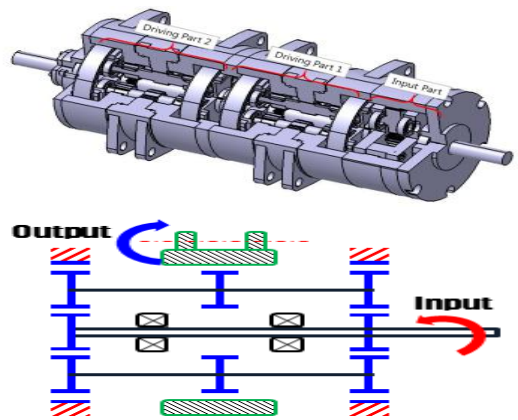


Fig. 11 2-stage differential GRA

Table 4 Mechanical properties of 17-4PH H900

Material	Elastic Modulus	Poisson's ratio
17-4PH H900	197 GPa	0.272

Table 5 Design specifications

GRA types and specifications	
- The number of gear assembly slice : 2	- No load speed : 28.22 deg/sec
- Reduction ratio : 293.143	- Rated speed : 18 deg/sec
- Backlash : 0.2 deg	@rated load
Max. @100 in·lbs	- Rated torque : 46,955 in·lbs
- No load input torque : 18 lbs	
in·lbs	- Stiffness : 3,500,000 in·lbs/rad
- Output travel : 32 deg	

Table 6 Reduction ratio of GRA

Division	Module	Number of teeth	Reduction ratio
Output	Sun	21	61.7143
	Planet 1	14	
	Ring 1	51	
	Planet 2	14	
	Ring 2	54	
Input	Sun	24	4.75
	Planet	34	
	Ring	90	
Total reduction ratio			293.143

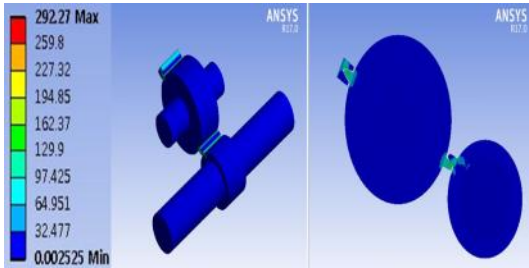


Fig. 15 Von mises stress

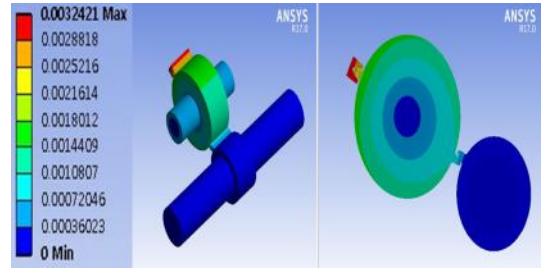


Fig. 18 Total displacement

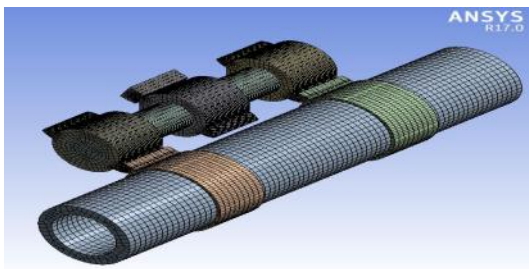


Fig. 16 FE model of 2-stage differential GRA driving part

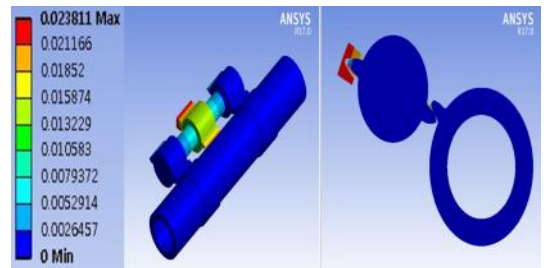


Fig. 19 Total displacement

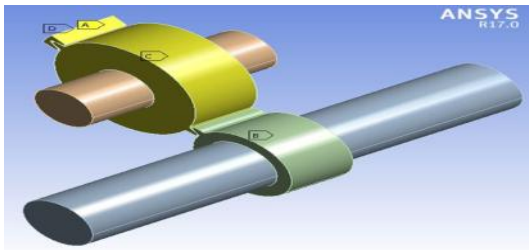


Fig. 17 Boundary conditions

Table 5와 Table 6은 각각 2단 차동 출력 방식의 GRA 모델 설계 사양 및 적용 감속비이다.

Fig. 13은 2단 차동 출력 방식의 GRA 입력부의 유한요소모델로서, 3개의 유성기어 중 하나만 모델링하고, 접촉이 일어나는 2개의 기어 접촉부분만 모델링하여 비선형해석을 수행하였다. 해석에 사용된 전체 요소 수는 63,559개 이다. Fig. 14는 유한요소 해석의 경계조건을 나타낸 그림으로, 유성 기어와 링 기어는 U_x 과 U_z 방향으로 구속하였으며, 링 기어 면에 θ 방향으로 1,061 N의 하중을 부가하였다.

또한, 선 기어는 완전구속 조건($U_r = U_z = U_\theta = 0$)을 부여하였다.

Fig. 15와 Fig. 16은 구동부의 구조해석 결과로서, 입력부의 최대 변위는 0.0032421 mm이며, 최대 응력은 292.27 MPa이었다.

Fig. 17은 2단 차동 출력 방식의 GRA 구동부에 대한 유한요소모델로서, 6개의 유성 기어 중 하나만 모델링하고, 접촉이 일어나는 2개의 기어 접촉 부분만 모델링하여 비선형해석을 수행하였다. 해석에 사용된 전체 요소 수는 68,996개이다.

Fig. 18은 유한요소 해석의 경계조건을 나타낸 그림으로, 유성 기어와 링 기어는 U_x 과 U_z 방향으로 구속하였으며, Ring gear 면에 θ 방향으로 16,373 N의 하중을 부가하였다. 또한, 선 기어는 완전구속 조건($U_r = U_z = U_\theta = 0$)을 부여하였다. Fig. 15와 Fig. 16은 구동부의 구조해석 결과로서, 입력부의 최대 변위는 0.023811 mm이며, 최대 응력은 3018.1 MPa이었다.

Table 7 Result of FEM analysis

Conventional GRA	2-stage differential GRA
- Displacement (input) : 0.0032893 mm	- Displacement (input) : 0.0032421 mm
- Angle of torsion (input) : 0.0471 deg	- Angle of torsion (input) : 0.031 deg
- Maximum stress (input) : 341.86 MPa	- Maximum stress (input) : 292.27 MPa
- Displacement (drive) : 0.041448 mm	- Displacement (drive) : 0.0364 mm
- Angle of torsion (drive) : 0.339 deg	- Angle of torsion (drive) : 0.3638 deg
- Maximum stress (drive) : 5012.2 MPa	- Maximum stress (drive) : 3018.1 MPa

Table 8 Stiffness of GRA

Conventional GRA	2-stage differential GRA
K = 4,376,578 in·lbs/rad	K = 5,266,966 in·lbs/rad
$K = \frac{T}{\Phi} = \frac{T}{5.85\Phi_1 + \Phi_2}$ $= \frac{46,955}{(5.85 \times 8.22 + 59.2) \times 10^{-4}}$ $= 4,376,578$	$K = \frac{T}{\Phi} = \frac{T}{4.75\Phi_1 + \Phi_2}$ $= \frac{46,955}{(5.4 \times 5.79 + 63.5) \times 10^{-4}}$ $= 5,266,966$

2.4 GRA의 강성도 분석

이상의 2가지 모델에 대한 각 부분의 회전각과 최대응력을 정리하면 Table 7과 같다. Table 8은 2가지 모델에 대한 강성도를 계산하는 식과 결과를 정리한 표이다. Table 8에서 보는 바와 같이, 2단 차동방식 GRA의 강성도가 약 20.3% 증가되어 우수한 성능을 나타냄을 볼 수 있다. 또한, 2단 차동방식 GRA 모델은 입력부 응력이 다소 높으나, 구동부 응력이 현저히 낮아 기존모델에 비해 구조적 안전성도 개선되었다고 볼 수 있다.

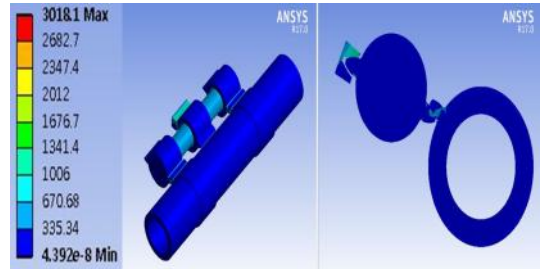


Fig. 17 Von mises stress

3. 성능 시험

개발된 2단 차동방식 GRA 모델에 대한 성능 평가를 시험하기 위하여 Fig. 21과 같은 GRA 성능시험기를 설계하고 제작하여 성능을 평가하였다. 그림에서 보는 바와 같이, GRA 입력단을 고정치구를 이용하여 고정하고, 출력단에 장착된 모멘트암에 하중을 가하여 구동부의 끝단에 있는 엔코더에서 회전변위를 측정하여 강성도 및 부하를 평가하는 구조로 되어있다.

Fig. 22는 2단 차동 GRA 모델의 부하성능 곡선으로, 회전 암의 길이는 10 in이고 회전각은 분당 0.75도이다. 이상의 실험으로부터 2단 차동 GRA 모델의 강성도를 계산한 결과 K = 4,583,662 in·lbs/rad로 평가되었으며, 해석 결과와 약 14.9%의 오차가 발생되었다. 이는 제작 과정에서 발생할

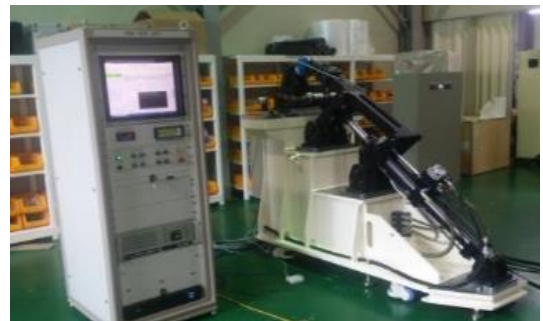


Fig. 21 GRA performance tester

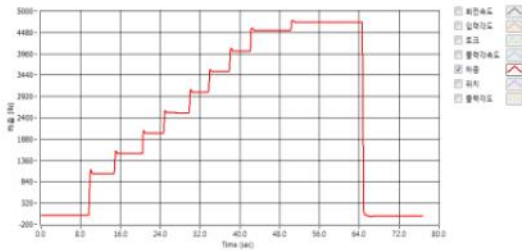


Fig. 22 GRA load performance test curve

수 있는 부품 간 유격, 기어 백래시 등에 의한 것으로 추정된다.

4. 결론

본 논문에서는 2단 차동출력 방식의 GRA를 제안하고, 이에 대한 구조해석과 성능시험을 수행하여 구조적 안전성을 평가하였다. 해석과 실험결과, 2단 차동출력 GRA는 기존 모델에 비해 강성도가 약 20.3% 증가되었으며, 구조적 안전성도 개선되었음을 볼 수 있었다.

후 기

본 논문은 산업통상자원부 기술혁신사업(항공우주부품기술개발사업, 과제번호:10047418, 항공기 플랩구동장치 GRA 국산화 개발)의 지원을 받아 수행되었음.

REFERENCES

1. Axel, S. H., Pierre, C. Z., Inchwan, Z., "Sandwich Structures technology in commercial aviation," Proceedings of the 7th International Conference on Sandwich Structures, pp. 13-26, 2005.
2. Han, S. G., Shin, Y. I., Yoon, C. H., Song, C. K., "Strength and Durability Analysis of the

- Double Planetary Gears," Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 13, No. 5, pp. 28-34, 2014.
3. Kim, J. G., Park, Y. J., Lee, G. H., Kim, J. H., "Effect Analysis of Carrier Pinhole Position Error on the Load Sharing of Planetary Gear," Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 15, No. 4, pp. 67-72, 2016
4. Jung, N. Y., Mechanical Engineering Design, SAMSUNG BOOKS, pp. 637, 2011.
5. Kim, C. S., Kang, S. H., "A Study on the Static/Dynamic Stability and the Fatigue Damages for the Worm Gear ing the B-Axis Rotary Table of a Mill Turret," Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 13, No. 5, pp. 107-115, 2014.
6. Kang, S. H., Kim, C. S., "A Study on the Static/Dynamic Stability for the Structure of a Mill Turret with a B-Axis Tilting Facility," Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 13, No. 1, pp. 39-44, 2014.
7. Han, M. S., Cho, J. U., "Strength Durability on Spur and Helical Gears in the Gearbox of Machine Tool," Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 13, No. 3, pp. 103-110, 2014.
8. ANSYS, ANSYS User's Manual, ANSYS Inc., pp. 725-742, 2008.
9. Song, J. S., Lee, G. H., Park, Y. J., Bae, D. S., Lee, C. H., "Development of Gear Stiffness Module for Multi-Body Dynamic Analysis on Gears," Journal of Manufacturing Technology Engineers, Vol. 21, No. 1, pp. 130-136, 2012.
10. Lee, S. C., "Design and Meshing Analysis of a Non-involute Internal Gear for Counters," Journal of the Korean Society of Tribologists and Lubrication Engineers, Vol. 30, No. 4, pp. 212-217, 2014.
11. Saeed, M., Finite Element Analysis, Pearson Education, pp. 651-677, 2008