

복합공구대용 B축 회전테이블 웜 기어의 정/동적 안정성 및 피로에 관한 연구

김재실[#], 강승희^{*}

([#] 창원대학교, ^{*} 창원대학교 진동내구성연구센터)

A Study on the Static/Dynamic Stability and the Fatigue Damages for the Worm Gear in the B-Axis Rotary Table of a Mill Turret

Chae-sil Kim[#], Seung-hee Kang^{*}

(Received 22 October 2014 ; received in revised form 24 October 2014 ; accepted 27 October 2014)

ABSTRACT

Highly functional mill turrets have been developed and continuously improved to shorten the manufacturing time and enable multiple uses. Among these, a mill turret with B-axis rotary table was developed. The B-axis rotary table should be evaluated for structural integrity. Moreover, its worm and worm gear for transmitting power should be able to endure fatigue damage. Therefore, this article presents a structural analysis of this type of B-axis rotary table and confirms its static stability by comparing the stress results to the allowable stress levels. Next, the dynamic stability of the rotary table was investigated via a mode analysis and a harmonic analysis in a range determined by the results of a modal analysis. Finally, a worm gear set, the main part that drives the rotary table, is analyzed for fatigue and to estimate its lifetime. The results of the fatigue analysis allowed a prediction of the life of the worm gear set. The analytical results show that the B-axis rotary table has good structural integrity.

Key Words : Mill Turret Unit(복합공구대), Rotary Table(회전테이블), Fatigue Damage Analysis(피로 손상 해석), Worm Gear(웜 기어), Static/Dynamic Stability(정/동적 안정성)

1. 서 론

보편적으로 사용되고 있는 CNC 선반용 공구대의 기술은 선삭 가공 기능뿐만 아니라 밀링 가공

기능을 포함하는 복합공구대(Mill Turret Unit)를 개발하는 수준으로 발전하였다. 복잡한 형상의 부품을 하나의 장비로 가공하여 가공시간을 단축하고자 하는 필요에 부합하기 위하여 공구대는 지속적으로 발전하고 있다. 공구대를 회전테이블 위에 장착함으로써 원형가공, 단순 밀링 기능 외에 경사면가공, 경사방향 드릴가공 및 엔드밀 가공 등이 가능해진다. 그렇기 때문에 회전테이블 부가형 복합공구대의 연구가 더욱 필요하다.

Corresponding Author :

School of Mechanical Eng., Changwon National Univ.

E-mail : kimcs@changwon.ac.kr

* VIDECA, Changwon National Univ

본 연구 이전에 복합공구대 구조물의 정/동적 안정성에 관한 연구가 수행되었다.^[1] 본 논문의 대상으로 고려한 복합공구대용 회전테이블은 워밍과 워밍 휠을 사용해 구동된다. 워밍 기어는 공간을 적게 차지하므로 복합공구대의 크기를 줄일 수 있고 회전테이블을 정밀하게 회전시킬 수 있다.^[2] 그러나 워밍은 리드가 지속적인 하중에 노출되므로 장비의 수명 내에서 피로 파손이 발생하지 않도록 설계되어야 한다. 또한 회전테이블이 구동 중 안정성과 안전성을 확보하기 위하여 정/동적 안정성에 대한 연구가 반드시 수행되어야 한다.

따라서 본 연구에서는 복합공구대가 설치될 회전테이블을 대상으로 구조/모드/가진 해석을 통해 정/동적 안정성을 평가하고, 회전테이블의 주요부품인 워밍과 워밍 휠의 피로해석을 수행하여 회전테이블이 반복적으로 구동되는 동안 내구성이 보장되는가를 평가하고자 한다.

과 워밍 휠이 접촉하는 부분이 반복 하중을 받게 된다.

2.2 B축 회전테이블의 유한요소모델

B축 회전테이블의 정적 안정성을 평가하기 위하여 3차원 모델에 메쉬하여 유한요소모델을 Fig. 3와 같이 생성하였다.

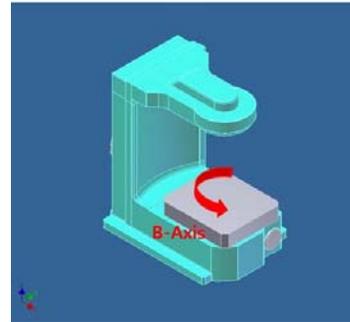


Fig. 1 3D model of rotary table

2. 복합공구대용 회전테이블의 정적 안정성 분석

2.1 B축 회전테이블의 구조와 구동원리

복합공구대용 B축 회전테이블의 정/동적 안정성을 평가하기 위하여 전체 시스템의 구성과 회전테이블의 구동원리를 확인하고 모델링해야 한다. Fig. 1은 복합공구대용 회전테이블의 3차원 모델이다. 이 회전테이블은 Fig. 2의 구성도와 같이 회전테이블을 B축 방향으로 구동하기 위한 별도의 서보모터를 가지고 있으며 워밍과 워밍 휠의 축은 서로 수직을 이루고 있다.

일반적인 워밍 기어와 같이 워밍이 구동 기어이고 워밍 휠이 피동 기어로서 서보모터가 벨트를 통해 워밍 샤프트를 회전시키면 워밍 샤프트를 통해 전달된 회전력이 워밍 휠을 회전시키고 서보모터의 동력에 의해 B축 방향으로 회전테이블이 회전하게 된다. 이와 같은 원리로 회전테이블은 182°(-91°~ +91°) 만큼 회전이 가능하다. 복합공구대가 가공을 수행하는 동안 회전테이블이 ±91°로 동작하게 되면 워

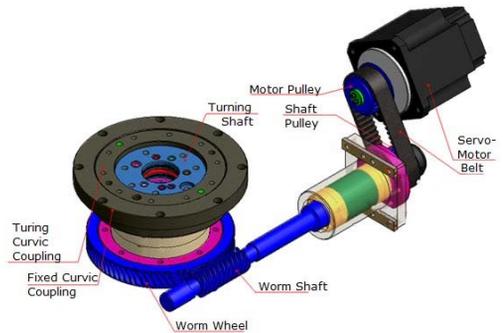


Fig. 2 Each part of rotary table



Fig. 3 FE model of rotary table

Table 1 Material Properties of Structural Steel

Items	Structural Steel
Density [kg·m ³]	7850
Young's modulus [GPa]	200
Poisson's ratio	0.3
Tensile Yield Strength [MPa]	250
Tensile Ultimate Strength [MPa]	460

생성된 노드의 수는 689,659개, 요소의 수는 397,584개이다. 해석을 위해 B축 회전테이블 모델에 적용한 재료는 구조용 강으로 재료의 특성은 Table 1에 자세히 표시하였다.

2.3 구조 해석 및 결과

해석을 위한 경계조건으로 설계된 워엄 기어의 각 부 치수와 서보모터의 사양으로부터 워엄의 치면에 작용하는 전달동력을 계산하여 해석에 적용하였다.

전달동력은 굽힘강도식으로부터 계산한 값과 면압강도식으로부터 계산한 값 중에서 더 큰 값을 사용한다.^[3]

$$f_v = \frac{6}{6 + v_g} = \frac{6}{6 + 0.0487} = 0.99 \quad (1)$$

식 (1)은 굽힘강도와 면압강도를 계산에 적용하기 위하여 워엄의 속도계수 f_v 를 구한 것이다. 식 (1)의 v_g 는 워엄의 원주속도로서 0.0487m/s이다.

$$\begin{aligned} F_t &= f_v \sigma_b p_n b y \\ &= 0.99 \times 110.8 \times 9.58 \times 14.5 \times 0.1 \\ &= 1528.7 [N] \end{aligned} \quad (2)$$

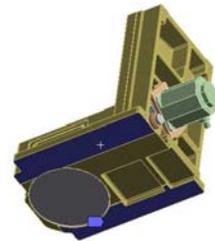
굽힘강도식은 식 (2)와 같으며 σ_b 는 워엄 휠의 허용굽힘응력, p_n 은 워엄 휠의 치형각 피치, b 는 치형각 압력각이고 y 는 치형계수이며 계산결과 굽힘강도식으로부터 구한 전달동력은 1528.7N이다.

식 (3)은 면압강도식이며 Φ 는 워엄의 리드각에 대한 보정계수, D_g 는 워엄 휠의 피치원 지름, b_e 는 유효 이너비이고 K 는 내마모에 대한 계수이다.

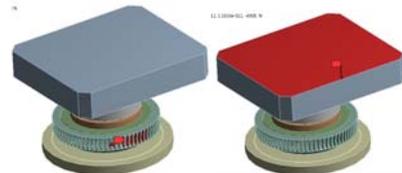
$$\begin{aligned} F_t &= f_v \Phi D_g b_e K \\ &= 0.99 \times 1.25 \times 223.5 \times 34.9 \times 0.3432 \\ &= 3312.8 [N] \end{aligned} \quad (3)$$

식 (3)에 각각의 값을 대입하여 구한 전달동력은 3312.8N이다. 식 (2)와 식 (3)의 결과를 비교하여 전달동력을 보수적으로 3312.8N으로 결정하였다.

이 모델의 하부를 Fig. 4(a)에 표시한 것처럼 하면을 구속하고 Fig. 4(b)와 같이 상부에 복합공구대의 무게 500kg을 고려하여 4905N을 -Z 방향으로 적용하였고, 워엄과 워엄 휠이 접촉하는 워엄 휠의 치면에 전달동력 3312.8N을 접선방향으로 입력한 후 해석을 수행하였다.



(a) Boundary conditions



(b) Load conditions

Fig. 4 Boundary and Load conditions for Structural Analysis

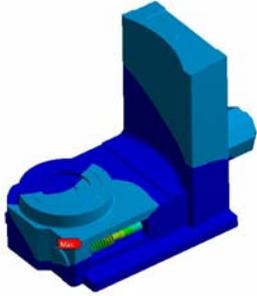


Fig. 5 Deformation result of structural analysis

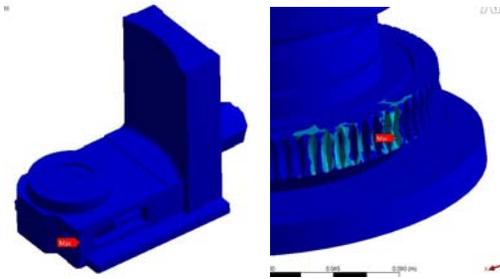


Fig. 6 Stress results of structural analysis

구조해석을 수행한 결과, 최대응력은 14.8MPa 이 발생하는 것을 알 수 있으며 이것은 재질의 최대허용응력 400MPa에 비해 충분히 작은 값이다. 또한 최대변형량은 0.002mm으로 변형이 구조물에 크게 영향을 미치지 않음을 확인하였다. 해석의 결과는 Fig. 5과 Fig. 6에 도식화하였다.

3. 복합공구대용 회전테이블의 동적 안정성 분석

3.1 모드 해석 및 결과

다음으로 회전테이블의 고유진동수와 구동 시 발생하는 가진주파수 사이의 공진여부를 판단하기 위하여 회전테이블의 가진원을 분석하였다. 회전테이블이 200 ~ 300rpm으로 구동될 때 기어에서 발생하는 가진주파수는 Table 2와 같다.

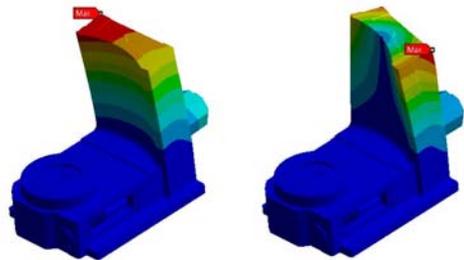
해석의 결과로써, B축 회전테이블 각 모드의 고유진동수를 Table 3에 나타내었으며 회전테이블의 모드형상을 Fig. 7에 나타내었다. Table 2의 가진주파수와 비교해보면 시스템의 가진주파수와 회전테이블의 고유진동수 사이에 공진이 발생할 수 있는 주파수는 존재하지 않음을 알 수 있다.

Table 2 The Frequencies of gear train rotary table

Rotating Speed	Excitation Frequency	
	200rpm	Number of Lead(1)
	Number of Teeth(72)	240Hz
300rpm	Number of Lead(1)	5Hz
	Number of Teeth(72)	360Hz

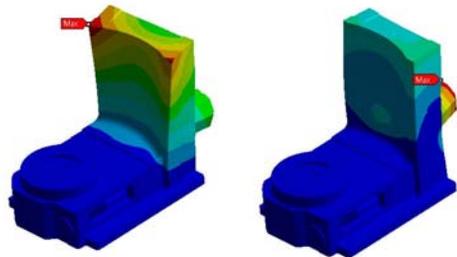
Table 3 Natural frequencies of turning table

Mode	Frequency[Hz]
1	277.58
2	427.00
3	675.06
4	749.61



(a) First mode

(b) Second mode



(c) Third mode

(d) Fourth mode

Fig. 7 Mode shapes from modal analysis

3.2 가진 해석 및 결과

B축 회전테이블의 하부면을 Fig. 8(a)와 같이 완전 구속하여 경계조건으로 설정하였고, Fig. 8(b)에 표시한 워 휠의 치면에 전달동력만큼의 하중을 입력하였다. 3.1절의 모드해석 결과를 참고하여 가진 범위를 10 - 1300 Hz로 설정하였고 해석 결과를 확인하기 위한 구간의 개수는 14개로 설정하였다. 해석방식은 ‘Mode Superposition’을 적용하여 조화해석을 수행하였다. 그 결과, Fig. 9와 같은 진동수 응답 결과를 얻을 수 있으며 최대 진폭변위는 903.57Hz에서, 최대 응력은 705Hz에서 발생하는 것을 확인하였다.

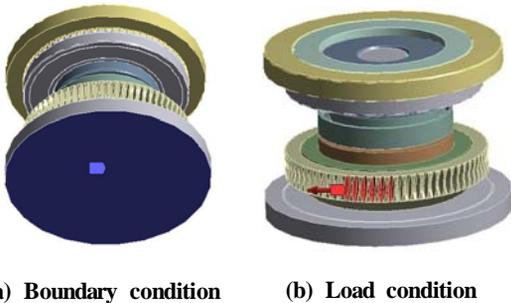
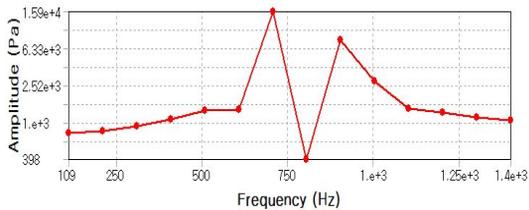
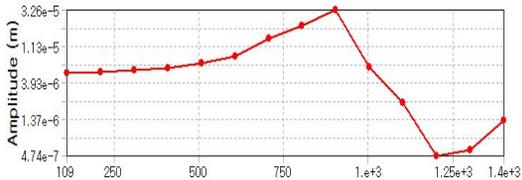


Fig. 8 Boundary & Load conditions for harmonic analysis



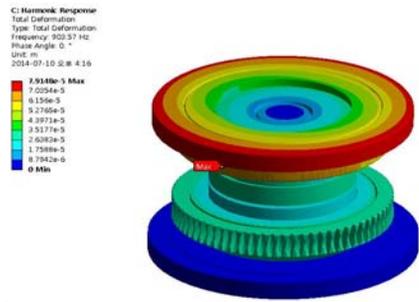
(a) Maximum stress vs frequency



(b) Maximum displacement vs frequency

Fig. 9 Response results of harmonic analysis

903.57Hz일 때 발생한 최대 진폭변위의 크기는 0.079mm이고 705Hz에서 발생한 최대 응력의 크기는 54.4MPa이며 Fig. 10에서 발생부위를 확인할 수 있다.



(a) Displacement distribution



(b) Stress distribution

Fig. 10 Results of harmonic analysis

4. 워 기어의 피로 해석

4.1 워 기어의 FE 모델링

복합공구대의 회전테이블에 동력을 전달하는 워와 워 휠의 사양을 Table 4과 Table 5에 나타내었다. 사양을 참고하여 워와 워 휠의 3차원모델을 작성하였다. 이 때 생성된 워와 워 휠의 요소수와 노드수를 Table 6에 표시하였다.

또한 해석을 위해 적용한 재료는 워는 탄소강, 워 휠은 청동주물로서, Table 7에 재료의 특성을 표시하였다.

Table 4 Parameters and properties of worm

Items	Value
Number of Thread(Z_w)	1
Pitch Diameter(D_w)	16.78 [mm]
Lead(l)	9.58 [mm]
Lead Angle(γ)	10.47 [°]
Number of Revolutions(N_w)	300 [rpm]

Table 5 Parameters and properties of worm wheel

Items	Value
Number of Teeth(Z_g)	72
Pitch Diameter(D_g)	223.5 [mm]
Number of Revolutions(N_g)	4.167 [rpm]
Circumferential Velocity(V_g)	0.0487 [m/s]

Table 6 Number of nodes and elements

	Worm	Worm Wheel
Nodes	77,135	19,679
Elements	45,484	11,142

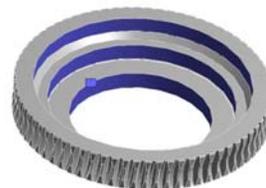
Table 7 Material properties

Items	Carbon Steel	Bronze Casting
Density [kg/m^3]	7861.1	9079
Young's modulus [GPa]	200	200
Poisson's ratio	0.29	0.3
Yield Strength [MPa]	305	110
Ultimate Strength [MPa]	365	221

4.2 해석조건

해석에 앞서 Fig. 11와 같이 고정 조건을, Fig. 12에 선택한 면에 전달동력 3312.8N을 하중 조건으로 입력하였다. 피로해석을 수행하기 위해서는 재료의 S-N 데이터가 필요하며 워름과 워름 휠의 재료인 탄소강과 청동주물의 S-N 곡선은 Fig. 13 및 Fig. 14와 같다.^[4-5] 이 데이터를 유한요소해석 프로그램에 입력하여 피로해석을 수행하였다.

실제 인장 시험의 결과로 얻어지는 평균응력들이 Goodman 식과 Gerber 식 사이에서 나타나기 때문에 Goodman 식을 해석에 적용하였다.^[6]



(a) Worm Wheel (b) Worm Shaft

Fig. 11 Boundary conditions for the fatigue analysis



(a) Worm Wheel (b) Worm Shaft

Fig. 12 Load conditions for the fatigue analysis

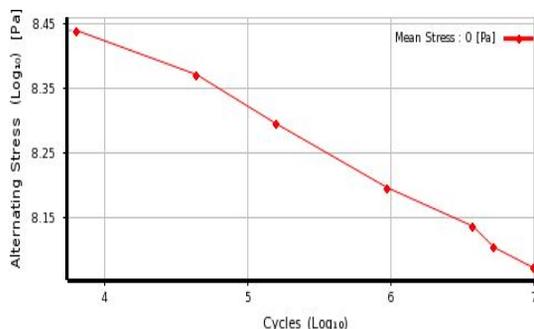


Fig. 13 S-N curve of bronze casting

Fig. 15는 피로하중의 내역들로써, “SAE Bracket”가 가장 변동이 심하여 가혹하고 “Sample History”가 가장 변동이 적어 안정적이라는 것을 알 수 있다.

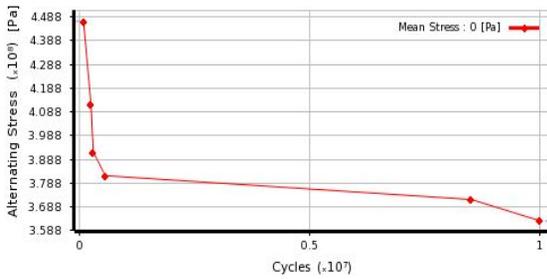


Fig. 14 S-N curve of carbon steel

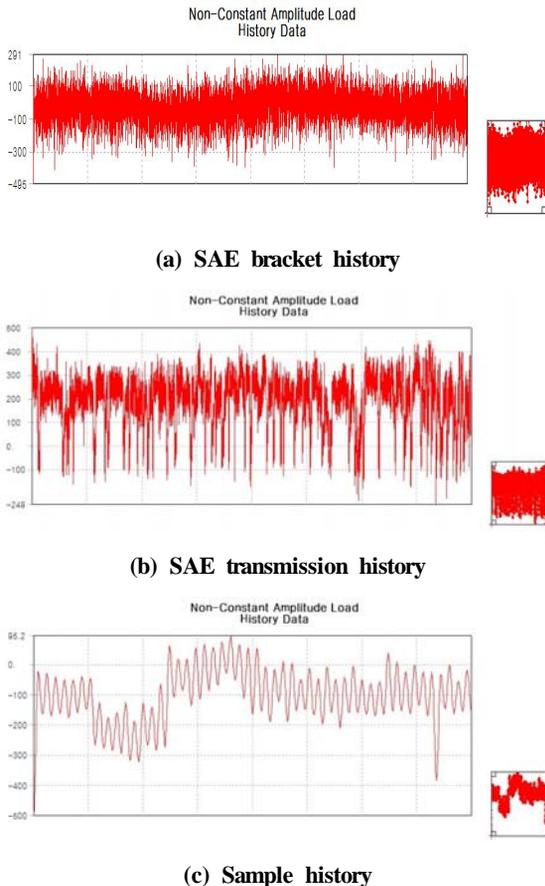


Fig. 15 Load histories for fatigue analysis

4.3 해석결과

Table 8은 워의 피로해석의 결과를 나타내고 있다. 워 및 워 휠은 “SAE Bracket”조건에서 3.3693×10^5 Cycle로 최대수명이 가장 짧고, “Sample History”에서 2×10^7 Cycle 및 “Saw Tooth”에서 1×10^9 Cycle 이상으로 최대수명이 매우 길어 짐을 알 수 있다.

워와 워 휠의 피로 손상은 Table 9에 정리한 것과 같이 “SAE Bracket”조건에서 최소 손상이 2,968으로 가장 큰 값으로 계산되었다. 피로 손상은 설계수명을 사용가능수명으로 나눈 값이므로^[6] “SAE Bracket”조건에서 가장 파손의 위험이 크다는 것을 알 수 있다. 최대 수명이 나타나는 부위는 Fig. 16에 나타내었으며 Fig. 17에서 피로손상이 발생한 부위를 볼 수 있다.

Table 8 Fatigue life of the worm

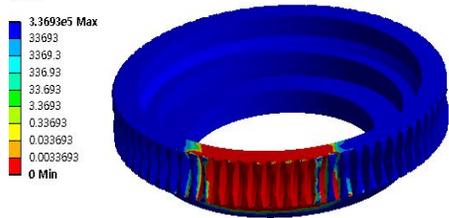
Fatigue History	Max. Life [Cycle]	
	Worm	Wheel
SAE Bracket	3.3693×10^5	3.3693×10^5
SAE Transmission	1.171×10^6	1.171×10^6
Sample	2.0×10^7	2.0×10^7

Table 9 Damages of the worm

Fatigue History	Min. Damage	
	Worm	Wheel
SAE Bracket	2,968	2,968
SAE Transmission	854	854
Sample	50	50



(a) Fatigue life of worm

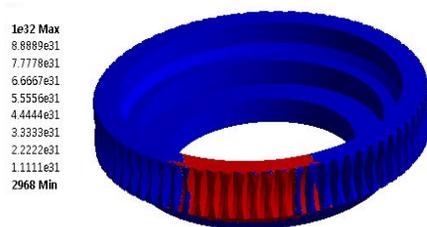


(b) Fatigue life of worm wheel

Fig. 16 Fatigue life for SAE bracket history



(a) Damage of worm



(b) Damage of worm wheel

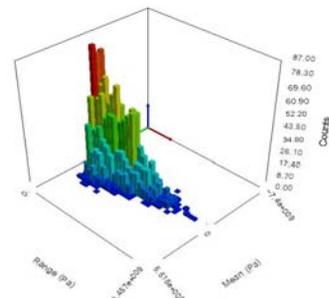
Fig. 17 Damage for SAE bracket history

다음으로 불규칙 피로하중의 임계 위치에 대한 Rainflow 매트릭스들을 Fig. 18에 나타내었다. Fig. 18(a)은 워에 대한 결과이며 Z축의 하중빈도를 살펴보면 “SAE Bracket”조건에서 평균 80 정도로 가장 상대적 파손 가능성이 크다. Fig. 18(b)은 워 휠에 대한 결과로 또한 “SAE Bracket”조건에서 평균응력 0 Pa 부근에서 빈도수가 약 80으로 상대적 파손 가능성이 가장 크다.

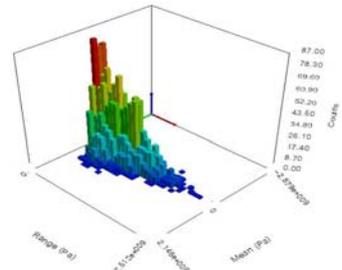
Fig. 19은 워와 워 휠에 대한 피로해석의 결과로서 Damage 매트릭스들이다. Damage 매트릭스는 각각의 원인에 따른 상대적 피로 손상의 발생정도를 Z축에 표시하고 있다. Fig. 19(a)은 워의

Damage 매트릭스로서 “Sample” 조건에서 약 3.23%의 상대적 파손 가능성을 보이고 있다. Fig. 19(b)는 워 휠의 Damage 매트릭스로서 “Sample” 조건에서 약 3.23%의 상대적 파손 가능성을 보이고 있다.

이것은 “Sample” 조건에서 5% 가량 파손 가능성이 더 크다는 것을 의미한다. 상대적으로 “Sample”하중 이력이 “SAE Bracket”이나 “SAE Transmission” 하중 이력보다 변화가 적어 안정적으로 보이지만 특정 하중 범위에 대해서는 파손의 가능성이 더 크다는 점을 시사한다.

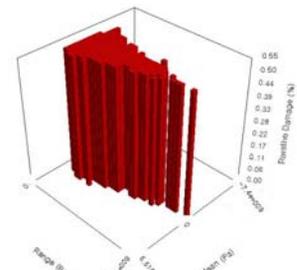


(a) Worm

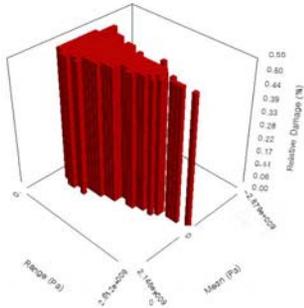


(b) Worm wheel

Fig. 18 Rainflow Matrices for sample history



(a) Worm



(b) the Worm wheel

Fig. 19 Damage matrices for sample history

5. 결론

본 논문에서는 복합공구대용 회전테이블의 구조물에 대하여 3차원 모델을 작성하고 이를 토대로 유한요소 모델을 생성하여 구조/모드/피로 해석을 수행하였으며 해석을 통해 B축 회전테이블의 정/동적 안정성을 평가하고자 하였다. 각각의 해석의 결과로 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 구조해석의 결과로서 회전테이블의 주요재질인 구조용 강의 허용응력 400MPa에 비하여 충분히 작은 최대응력 14.8MPa가 발생하는 것을 알 수 있었고, 최대변형량은 0.002mm가 발생하였다. 따라서 회전테이블은 정적 안정성을 가진다.

2. 모드해석을 수행한 결과, 회전테이블이 구동될 때 발생하는 가진주파수와 고유진동수 사이에 공진영역이 발생하지 않음을 확인하였다.

3. 가진 조건에서 회전테이블이 받는 최대 응력은 54.4MPa, 최대 변형은 0.079mm이므로 회전테이블이 동적 조건에서 안전한 설계 강도를 가지고 있음을 알 수 있다.

4. 회전테이블의 주요 부품인 워름과 워름 휠에 대해 피로해석을 수행한 결과, SAE Bracket History 조건에서 상대적으로 손상 가능성은 적지만 특정 진폭 응력 및 특정 평균하중 범위 내에서는 Sample History 조건에서 파손가능성이 오히려 크다는 것을 확인하였다. 또한, 제품의 목표 수명인 1,000,000 cycle보다 모든 조건에서 충분히 작은 수명을 가질 것으로 예상된다.

따라서 복합공구대용 회전테이블의 구조물과

워름 기어가 정/동적 안정성을 가지는 것을 확인하였으며 본 논문의 연구를 향후 다양한 복합공구대의 설계에 활용할 수 있을 것으로 기대한다.

후 기

“이 논문은 2013~2014년도 창원대학교 연구비에 의하여 연구되었음.”

REFERENCES

- (1) Kang. S. H. and Kim C. S., "A Study on the Static/Dynamic Stability for the Structure of a Mill Turret with a B-Axis Tilting Facility" J. of KSMPE, Vol. 13(1), pp. 39-44, 2014.
- (2) Joseph E. Shigley, Mechanical Engineering Design, McGraw-Hill Korea, pp. 585-590, 2005
- (3) Hong. J. P., Mechanical Engineering Design, Bookshill, pp.620-638, 2004.
- (4) Mechanical Engineering Manual Editing Commission, Mechanical Engineering Handbook Daekwang Bookstore, pp. 743-748, 2003.
- (5) The Society of Materials Science, Japan, Databook on Fatigue Strength of Metallic Materials, Elsevier, pp. 1280-1281, 1569-1570 in vol.2, pp. 450 in vol.3, 1996.
- (6) Julie A. Bannantine, Jess J. Comer, and James L. Handrock, Fundamentals of Metal Fatigue Analysis, Prentice Hall, pp. 8, 232-238, 1990.
- (7) Han M. S. and Cho. J. U., "Structural Analysis of Engine Mounting Bracket", J. of the KSMTE, Vol. 21(4), pp. 525-531, 2012.
- (8) Han H. S., Lee K. H., Park S. H. and Kim C. S., "Analysis of the Vibration Fatigue for the Diesel Engine and Reduction Gear Connecting Shaft in a Ship", J. the JSNVE, Vol. 24(5), pp. 407-413, 2014.