

철근 밴딩기 롤러의 피로파괴 CAE 해석

신유정*, 최창환*, 이성건**, 김진호*[#]

*영남대학교 기계공학과, **KL-TECH

Fatigue CAE Analysis of a Rebar Bending Machine Roller

Yu-Jeong Shin*, Chang-Hwan CHoi*, Sung-gun Lee**, Jin-Ho Kim*[#]

*School of Mechanical Engineering, YEUNGNAM UNIV., **KL-TECH.

(Received 10 December 2014; received in revised form 12 February 2015; accepted 4 February 2015)

ABSTRACT

The rebar factory production process involves the repetitive bending of rebars. Therefore, the fatigue failure of the rebar bending machine needs to be considered. In this paper, fatigue analysis of the rebar machine was performed using the commercial software DAFUL, which is based on MFBD (Multi Flexible Body Dynamics). The rotating roller, fixing roller and rebar were modeled by the finite element method. The rebar bending process is simulated and the mechanical stresses on the rollers are calculated. Structural analysis of the rebar bending roller was performed using the maximum bending angle of 180° and maximum processing rebar diameter of $\Phi 19\text{mm}$. Then, for fatigue analysis, the S-N curve of STD-11 was . The fatigue life of rollers is estimated by modified Goodman diagram. The fatigue life range of the rotating roller is $2.99961 \times 10^5 \sim 1 \times 10^8$ while that of the fixed roller is $2.53142 \times 10^5 \sim 1 \times 10^8$. STD-11 has an infinite life cycle after 1×10^8 . Therefore, the rollers of the rebar bending machine may be expected to suffer fatigue failure. Thus, we performed a parameter study of fatigue life according to various axial radii of the fixed roller and rotating roller, and redesign of the rebar bending machine. Consequently, the axial radius of the fixed roller and rotating roller was found to be 35~37.5mm and 30~35mm, respectively, and an infinite life cycle was confirmed at these.

Key Words : Fatigue analysis(피로해석), CAE analysis(CAE 해석), Fatigue life(피로수명), Rebar bending machine(철근 밴딩기)

1. 서 론

철근의 가공이 현장에서 직접 손수 가공하던 현장가공방식에서 철근가공업체가 주문받은 철근을 대량 가공하여 현장으로 옮기는 철근공장가공화 방식으로 바뀌어가고 있다. 철근공장가공화 방식을 통해 현장가공방식에 비해 정확한 가공과 높은

생산성 등 장점을 가져왔다. 하지만 철근공장가공화 방식의 특성상 장시간, 다량의 철근을 가공함에 이에 따라 철근 밴딩기에 피로가 누적되고 있다.

최근 자동차 업계를 비롯해 다양한 제조업에서 제품 및 머신의 내구성능을 중요시하게 되었다. 이에 따라, 머신의 각종 부품의 내구수명 해석 및 설계에 대한 수요가 급격히 증가하고 있다^[1-2]. 그래서 철근 밴딩기 역시 피로파괴를 고려하는 피로

Corresponding Author : jinho@ynu.ac.kr

Tel: +82-53-810-2441, Fax: +82-53-810-4627

해석과 철근 밴딩기의 형상 최적설계에 관한 연구가 필요한 시점이다. 특히 철근 밴딩기의 회전롤러 및 고정롤러의 축은 철근생산의 안전성과 철근 밴딩기 수명에 영향을 끼치는 핵심부품으로써 높은 신뢰성이 요구되는 부품이다. 이러한 철근 밴딩기의 피로 누적은 지속적인 하중이 원인이 될 수 있다. 재료의 피로파괴 인성치와 하중이 집중되는 특정지점의 응력분포에 주안점을 둔 피로파괴역학의 개념을 도입함으로써 접근이 가능하다^[3].

그러나 구조물의 재료인 철근에 성능에 관한 연구는 진행되었으나^[4] 철근을 생산하는 철근 밴딩기에 대한 피로파괴 연구는 상당히 불충분한 실정이다. 본 연구에서는 피로파괴에 대한 연구가 불충분한 철근 밴딩기에 피로수명을 파악하고 형상을 다양하게 변화시키는 최적설계를 통해 철근 밴딩기의 피로수명을 향상시키고자 한다. 그래서 본 연구에서는 피로수명, 파손 및 그 내구성의 해석결과들에 대한 수렴성이 좋고 효율적인 해석 결과를 얻어 낼 수 있는 CAE(Computer Aided Engineering)를 이용한 피로파괴 해석을 하고자 한다. CAE 프로그램 중 구조동역학 상용 소프트웨어를 사용하였다. 본 논문에서는 CATIA를 이용한 기존 철근 밴딩기의 설계와 모델링을 해보고 철근 굽힘시 롤러의 축이 받는 반복적 피로도를 DAFUL로 해석하였다^[5]. DAFUL의 피로해석은 구조해석 결과를 기반으로 재질에 대한 S-N 선도(응력-수명 선도) 정보를 입력하여 피로현상을 해석한다. 따라서 피로해석에 앞서 회전 롤러, 고정롤러, 그리고 철근을 유한요소 모델링하여 밴딩 공정을 시뮬레이션하여 실제 밴딩 시 롤러가 받는 응력을 계산하였다.

2. 해석 방법

2.1 철근 밴딩기의 유한요소 모델링

Fig. 1, Fig. 2는 철근 밴딩기의 유한요소 개략도와 모델링이다. 철근 밴딩기는 크게 동력전달계인 기어박스과 철근 굽힘 공정을 진행하는 고정롤러와 회전롤러로 나누어지며 철근 굽힘 공정 시 철근이 가지는 탄성력에 의해 굽힘 반경 반대로

밀리는 현상을 방지하기 위한 가이드로 구성된다. 강체와 유연체의 구분은 철근 밴딩기의 피로현상에 대한 선행연구인 것을 감안하여 가장 큰 하중이 걸리는 대 기어로부터 롤러에 회전력을 전달하는 회전 롤러의 축, 굽힘 가공 시 철근을 지지하는 고정롤러의 축을 유연체로 정의하였으며, 굽힘 가공 시 철근의 소성변형을 표현하기 위해 철근 또한 변형체(Flexible body)로 정의하였으며 각 재질은 Table 1과 같다. 반면 기어박스, 2개의 롤러와 가이드는 변형이 일어나지 않는다고 가정하여 강체(Rigid body)로 정의하였다. 또한 철근 굽힘 공정의 동적 거동을 시현하기 위해 접촉 조건인 접촉강성 $8 \times 10^5 \text{N/m}$, 마찰계수 0.1을 주었으며, 구속조건은 큰 기어가 고정롤러의 중심으로 공전하기 위해 회전조인트(Revolution joint)를 주었고, 각 부품 별 체결을 위해 고정 조인트(Fixed joint)를 주었다.

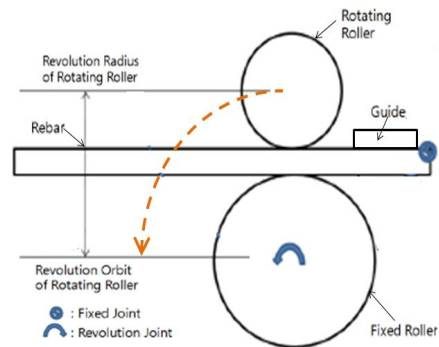


Fig. 1 FEM modeling of the bending part

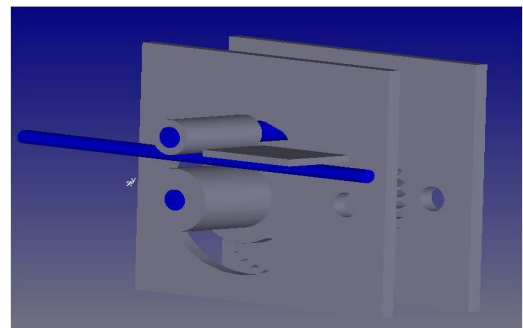


Fig. 2 FEM modeling of CATIA

Table 1 Properties of rebar and axes

	Rebar (Structure steel)	Axes (STD-11)
Density	7.85×10^{-6} kg/mm ³	7.85×10^{-6} kg/mm ³
Young's modulus	200GPa	200GPa
Possion's ratio	0.3	0.3
Yielding strength	250MPa	1034MPa
Ultimate strength	435MPa	1558MPa

Table 2 Result of stress analysis on the axes

Maximum stress of fixed roller	Maximum stress of rotating roller
919.027MPa	929.803MPa

2.2 철근밴딩기 롤러의 구조해석

DAFUL의 피로해석은 구조해석 결과를 기반으로 재질에 대한 피로데이터를 입력하여 피로현상 대해 유한요소해석을 한다. 따라서 철근 밴딩기 축에 대한 구조해석은 최대 굽힘 각도 180°와 최대 가공철근 직경인 $\Phi 19\text{mm}$ 를 이용하였다. Table 2는 2개의 축에 대한 구조해석결과를 보여 준다. 구조해석 결과 최대응력은 회전롤러는 919MPa, 고정롤러는 929MPa로 재질로 선택한 STD-11의 항복점 보다 낮기 때문에 영구변형에 대한 위험은 없는 것으로 확인하였다. 하지만 철근공장가공화의 특성상 장기간 다량의 철근을 가공하기 때문에 2개의 축은 반복하중이 받기 때문에 피로파괴에 대한 분석도 필요하였다. 따라서 이미 수행한 구조해석 결과를 이용하여 피로해석을 진행하였다.

2.3 피로해석

기존 유한요소해석(FEA)의 경우 정적(Static) 해석을 통한 피로해석 결과 값을 도출하였지만

DAFUL은 실제적인 동적시스템을 고려한 피로해석을 진행하기 때문에 정적 구조해석을 통한 피로해석 보다 정교한 해석과정을 통한 정확한 값을 도출할 수 있다는 장점을 가진다. 즉 시간에 따른 유연체의 위치정보와 작용하는 힘에 대한 구현이 가능하다. 피로해석 시스템은 Fig. 3과 같이 구조해석, 피로해석 데이터 입력, 피로해석 단계를 거쳐 최종적으로 피로해석 결과 값을 도출한다.

피로해석을 진행하기 위해서는 구조해석에서 사용한 재질의 정보 외에 피로해석을 위한 STD-11 재질의 S-N곡선의 정보를 입력해야한다. Fig. 4는 STD-11의 S-N 선도(응력-수명 선도)를 보여준다. STD-11의 S-N 선도는 크게 3개로 나누어진다. 1×10^3 이하에서는 저 수명(Low cycle), 1×10^3 부터 1×10^8 사이는 고 수명(High cycle), 1×10^8 이 후 부터는 무한 수명(Infinite cycle)을 가진다. 따라서 피로파괴를 방지하기 위해서는 회전롤러의 축의 피로한도는 무한 수명 구간에 들어가야 한다. 해석 방법은 Modified Goodman Method를 선택하여 피로현상에 영향을 많이 미치는 평균응력을 고려하였다^[6].

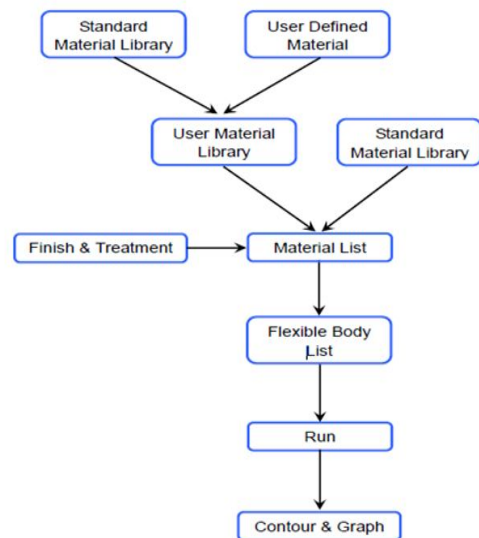


Fig. 3 Fatigue analysis procedures in DAFUL

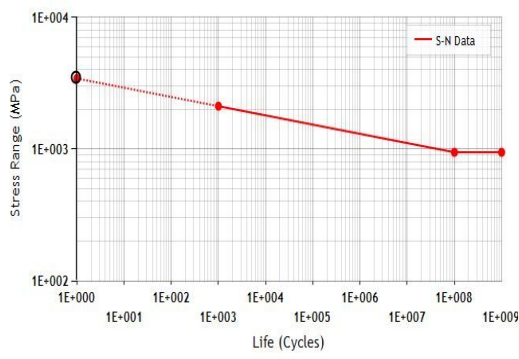
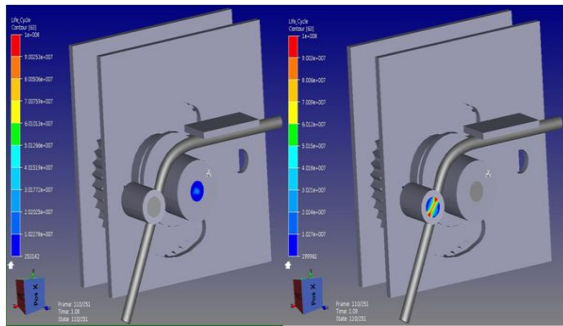


Fig. 4 S-N diagram of STD-11



(a) Fixed roller axis (b) Rotating roller axis
Fig. 5 Result of fatigue analysis on the axes

Fig. 5와 같이 피로해석을 수행하여 회전 롤러의 축의 피로수명은 $2.99961 \times 10^5 \sim 1 \times 10^8$ 이며 고정롤러 축의 피로수명은 $2.53142 \times 10^5 \sim 1 \times 10^8$ 이다. 즉, 회전롤러와 고정롤러의 모두 수명 주기의 최대값은 무한 수명구간에 들어가 피로파괴에 대한 위험성이 없지만 최소값은 요구조건인 1×10^8 cycle 이상의 구간을 만족하지 못하였다. 도출한 결과 값은 무한한 수명을 가지는 영역이 아닌 일정 주기 이후에 파괴가 되는 영역에 있는 것을 확인 할 수 있다. 따라서 파라미터 연구와 새로운 디자인설계를 통해 무한 수명을 가지는 회전롤러와 고정롤러의 축에 대한 재설계가 필요하다.

Table 3 Fatigue life according to axial radius of rotating roller

	Case1-1	Case1-2	Case1-3	Case1-4
Rotating roller radius	15mm	17.5mm	20mm	22.5mm
Maximum stress of fixed roller(MPa)	919.027	937.081	938.493	937.526
Maximum stress of Rotating roller(MPa)	929.803	912.29	901.882	889.631
Life cycle of fixed roller	2.53142 $\times 10^5$	2.20805 $\times 10^5$	2.19207 $\times 10^5$	2.21223 $\times 10^5$
Life cycle of rotating roller	2.99961 $\times 10^5$	3.29584 $\times 10^5$	4.12335 $\times 10^5$	8.92055 $\times 10^5$

3. 설계 파라미터 따른 피로수명 연구

3.1 롤러의 축 반경

롤러의 축 반경의 크기가 롤러의 피로수명에 미치는 영향을 보기위해서 두 가지의 케이스로 나눠서 시뮬레이션을 진행하였다. 먼저 첫 번째 케이스는 Table 3에서와 같이 초기모델링 사이즈인 고정롤러의 축 반경 15mm, 롤러의 반경 45mm 그리고 회전롤러의 반경 25mm 사이즈를 고정하고 회전롤러의 축만 15mm에서부터 2.5mm씩 증가하는 4가지의 하위 케이스로 나눠서 시뮬레이션을 진행하였다. 접촉조건과 재질은 초기조건과 동일하게 하였다. Case1과 반대로 Case2에서는 Table 4에서와 같이 회전롤러의 축 반경 15mm, 롤러의 반경 25mm 그리고 고정롤러의 반경 45mm 사이즈를 고정하고 고정롤러의 축만 15mm에서부터 2.5mm씩 증가하는 4가지 하위 케이스로 나눠 동일한 조건으로 시뮬레이션을 진행하였다.

Table 3과 Table 4의 값에서 보이듯이 각각 회전롤러와 고정롤러의 축 반경 사이즈 증가함에 따

Table 4 Fatigue life according to axial radius of fixed roller

	Case2-1	Case2-2	Case2-3	Case2-4	Case2-5	Case2-6	Case2-7
Fixed roller radius	15mm	17.5mm	20mm	22.5mm	35mm	37.5mm	40mm
Maximum stress of fixed roller(MPa)	919.027	905.105	898.114	890.557	478.714	378.978	371.481
Maximum stress of Rotating roller(MPa)	929.803	933.876	937.755	940.088	939.797	940.829	938.663
Life cycle of fixed roller	2.53142×10^5	2.55026×10^5	3.06298×10^5	4.50589×10^5	7.12783×10^7	1×10^8	1×10^8
Life cycle of rotating roller	2.99961×10^5	2.89258×10^5	2.84777×10^5	2.85555×10^5	2.51471×10^5	2.86597×10^5	251541×10^5

라 축이 받는 응력값이 감소하는 경향과 롤러 축의 피로수명이 증가하는 것을 확인하였다. Table 3에서와 같이 고정롤러의 경우는 3가지 하위 실험점들을 추가하여 해석하였다. 초기 모델에서 고정롤러 축 반경을 최대 40mm까지 증가시킨 결과 무한 수명을 가지는 반경의 크기는 35mm ~37.5mm 사이 부터인 것을 확인하였다. 회전롤러의 경우 롤러 축 반경을 최대 22.5mm까지 증가시켰지만 무한 수명에 도달하지 못했다. 그래서 회전롤러의 크기를 초기모델의 고정롤러의 반경의 크기와 동일한 45mm로 재설계하여 추가적으로 해석을 진행하였다.

3.2 재설계

Fig. 6과 같이 Table 5에서는 철근 밴딩기 초기

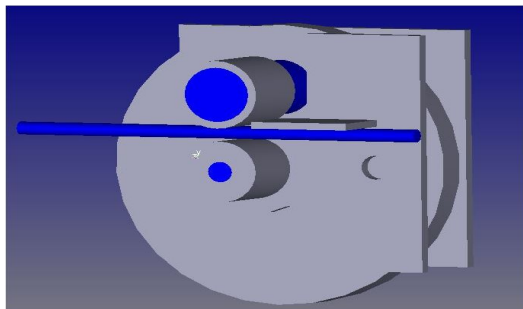


Fig. 6 FEM the redesign modeling of Case3-4

모델에서 회전롤러의 반경을 45mm로 재설계 후 추가적으로 축 반경증가에 따른 무한 수명 값을 확인하였다. 그 결과 회전롤러의 경우는 무한수명을 가지는 반경의 크기는 30mm ~35mm 사이 부터인 것을 확인하였다. 따라서 각각 고정롤러, 회전롤러의 직경 변화에 따른 무한 수명분석과 반경의 크기를 추정할 수 있었다.

Table 5 Fatigue life of redesign model according to axial radius of rotating roller

	Case3-1	Case3-2	Case3-3	Case3-4
Rotating roller radius	30mm	35mm	37.5mm	40mm
Maximum stress of fixed roller(MPa)	939.259	939.266	938.954	937.527
Maximum stress of Rotating roller(MPa)	457.796	285.981	230.644	211.575
Life cycle of fixed roller	2.18615×10^5	2.19355×10^5	2.19617×10^5	2.23072×10^5
Life cycle of rotating roller	9.29596×10^7	1×10^8	1×10^8	1×10^8

4. 결과 및 고찰

반복적인 철근 굽힘 가공으로 규칙적인 피로 하중을 받는 철근 밴딩기 롤러의 피로파괴 손상여부와 피로 수명을 CAE해석을 진행하여 분석하였다. 이를 위해 유한요소 모델링을 제안하였고 회전롤러, 고정롤러의 축 반경을 달리하여 구조해석과 피로해석을 동시에 수행하였다. 본 연구를 통하여 얻은 주요한 결론은 다음과 같다.

1. 구조해석 결과 최대응력은 재질로 선택한 STD-11의 항복점 보다 낮기 때문에 영구변형에 대한 위험은 없는 것을 확인하였다.

2. 피로파괴 여부에 대한 피로해석을 수행한 결과 회전롤러와 고정롤러 모두 수명주기의 최대값은 1×10^8 cycle인 무한 수명구간에 들어가 피로파괴에 대한 위험성이 없었지만 최소값은 회전롤러와 고정롤러 각각 2.99961×10^5 , 2.53142×10^5 으로 무한 수명구간인 1×10^8 cycle 이상을 만족하지 못하였기에 국부적으로 피로파괴가 일어날 가능성이 많다고 예측 할 수 있었다.

3. 따라서 철근 밴딩기의 롤러 축 반경의 증가에 따른 피로수명에 대한 파라미터 연구를 통해 고정롤러는 35~37.5mm의 축 반경에서 무한수명을 가지는 것을 확인하였다. 하지만 회전롤러의 경우 초기 철근 밴딩기 형상에서 무한 수명을 만족하지 못하였기에 형상을 재설계함으로서 30~35mm의 축 반경에서 무한 수명을 가지는 것을 확인하였다. 하지만 각 롤러의 반경 증가에 따른 롤러 각각의 주효과만을 연구하였기에 두 롤러를 동시에 증가하는 상황에 따른 교호작용을 고려한 향후 철근 밴딩기 롤러의 무한 수명에 대한 피로파괴 최적설계가 필요하다.

후 기

본 논문은 국토교통과학기술진흥원에서 지원하는 2013년도 첨단도시개발사업(12 첨단도시 C21)으로 수행되었다.

REFERENCES

1. Kim. S. Y, Kweon. S. U, Park. D. K, Chun. D. H, Chung. I. S, "Durability Test and Fatigue Analysis of Independent Suspension Knuckle for Commercial Vehicle", 2011 KSAE Conference, pp.1005-1010, 2011
2. Kim. H. H, Yoon. S. H, "Vibration Characteristic and Fatigue Analysis of Engine Mount Bracket", 2003 KSAE Annual Conference, No. 2, pp.1226~1232, 2003
3. Cho. J. U, Han. M. S, "Analysis on Fatigue Fracture at Cam Shaft", Journal of Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 7, No. 4, pp102~108, 2008
4. Choi. C. H, Kulinsky. L, Jun. J. S, Kim. J. H, "Numerical Study of the Spring-Back Phenomenon in Bending with a Rebar Bending Machine", Advances in Mechanical Engineering, Vol. 2014, Article ID 959207, 10 pages, 2014
5. Lee. S. P, Cho. Y. G, Jang. H. S, Kim. B. C, Lee. W. Y, "Strength Analysis of Automotive Wheel Bearing using Multibody Dynamics", 2010 KSME Annual Conference, pp.990-993, 2010
6. Kim. C. E, Han. H. S, Hwang. H. Y, Jung. T. K, Kim. Y. S, "Fatigue Analysis of Landing Gear System for Very Light Jet", 2013 KSAS Conference, pp.196-200, 2013