

◆특집◆ 기어

타워크레인 선회감속기용 유성기어 캐리어의 구조해석

조승제*, 한정우*, 박영준#, 이근호*

(#, * 한국기계연구원 시스템신뢰성연구실)

Structural analysis of a planetary gear carrier in the slewing reducer for tower crane

Seung-Je Cho*, Jeong-Woo Han*, Young-Jun Park#, Geun-Ho Lee*

(Received 29 September 2014; received in revised form 6 October 2014; accepted 11 October 2014)

ABSTRACT

In this paper the structural analysis of a planet carrier was carried out for the design optimization of a slewing reducer used in tower cranes. The stress changes of the planet carrier according to the tolerance of interference fit were investigated, and the strength was evaluated on the basis of the stress level. The analysis results showed that the tolerance of interference fit have an important influence on the stress level of the planet carrier. To guarantee the static safety of carrier, the tolerances of carrier pinhole and planet pin as well as loading level exerted on the planet carrier should be determined considered correctly.

Key Words : Tower crane(타워크레인), Slewing reducer(선회감속기), Carrier pinhole(캐리어 핀홀), Planet pin(유성핀), FE analysis(유한요소해석)

1. 서 론

선회 시스템은 굴착기, 타워크레인 등의 건설기계에 장착되어 선회 작업을 목적으로 사용되며, 전기 모터 또는 유압 모터와 유성감속기로 구성된다. 유성감속기에는 선기어와 링기어 사이의 유성기어를 지지하는 캐리어가 있으며, 선기어 입력, 링기어 고정, 캐리어 출력의 경우, 선기어가 회전하는 방향으로 캐리어도 회전하며 감속된다. 이때, 유성기어의 반작용으로 인하여 캐리어에는 큰 하

중이 작용하게 되며, 이로 인한 파손 가능성이 제기되어 왔다. 캐리어 파손은 대부분 유성기어를 고정시키는 유성핀과 캐리어가 결합되는 부위에서 발생된다. 이 부위는 유성핀과 캐리어 구멍 사이에 일정한 간섭량(interference)을 갖는 억지끼워맞춤으로 조립되어 있어 접촉면에 작용하는 가압력과 응력집중이 발생되므로 정도 높은 구조해석이 요구된다.

본 연구에서는 상용 소프트웨어^[1]를 이용하여 선회용 유성감속기에 사용되는 캐리어를 구조 해석하였다. 캐리어와 유성핀 사이의 억지끼워맞춤을 구현하였으며, 억지끼움량에 따른 캐리어 응력 변화를 분석하고 강도 평가를 수행하였다.

2. 캐리어 모델링

* Department of System Reliability, Korea Institute of Machinery & Materials

Department of System Reliability, Korea Institute of Machinery & Materials

E-mail : yjpark77@kimm.re.kr

2.1 해석모델

해석 모델은 Fig. 1과 같이 외경 224 mm, 높이 86 mm인 캐리어와 직경 20.02 mm, 높이 68 mm인 3개의 유성핀으로 구성된다. 또한 유성기어를 고정시키는 유성핀은 캐리어의 상하부에 조립되며, 캐리어와 핀의 조립 편의성을 위해 캐리어 하단 부분에만 억지끼워맞춤 조건이 적용되었다.

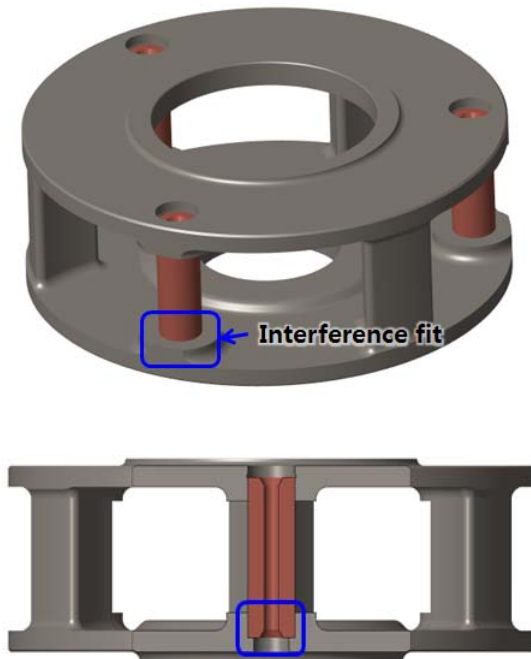


Fig. 1 Carrier geometry

2.2 억지끼움량 계산

구조해석에 억지끼워맞춤을 적용하기 위해 KS B 0401^[2]에 제시된 방법으로 억지끼움량을 계산하였다. 최대 억지끼움량은 식 (1)과 같이 조립 전 축의 최대 허용치수와 구멍의 최소 허용치수와 차이이며, 최소 억지끼움량은 식 (2)와 같이 조립 전 축의 최소 허용치수와 구멍의 최대 허용치수와 차이로 계산된다.

$$U_g = D_{P,max} - D_{C,min} \quad (1)$$

여기서,

U_g : Max interference fit

$D_{P,max}$: Pin maximum dimensions

$D_{C,min}$: Carrier minimum dimensions

$$U_k = D_{P,min} - D_{C,max} \quad (2)$$

여기서,

U_k : Min interference fit

$D_{P,min}$: Pin minimum dimensions

$D_{C,max}$: Carrier maximum dimensions

계산결과는 Table 1과 같이 최소 억지끼움량이 0.015 mm, 중간 억지끼움량이 0.028 mm, 최대 억지끼움량이 0.041 mm가 되었다.

Table 1 Interference fit calculation

Part	Diameter, mm	Tolerance, mm		Interference fit, mm		
		Max	Min	Min	Median	Max
Carrier	20.02	-0.028	-0.041	0.015	0.028	0.041
Pin	20.02	0	-0.013			

2.3 표면 거칠기를 고려한 억지끼움량 계산

억지끼움량 계산결과로 해석을 수행할 경우 캐리어와 핀의 거칠기가 0이라는 가정이 적용되는데, 이는 실제 현상과 다르다. 그러므로 DIN 7190^[3]을 이용하여 식 (3)과 같이 표면 거칠기를 고려한 억지끼움량을 재계산하였다.

$$U_w = U - 0.8(R_{zA} + R_{zI}) \quad (3)$$

여기서,

U : Max or Min interference fit

U_w : Interference fit considering surface roughness

R_{zA} : Averaged roughness depth of carrier pinhole

R_{zI} : Averaged roughness depth of pin

Table 2 Surface roughness of carrier pinhole and pin

Part	NO.	Rz, μm	Average, μm
Carrier	#1	10.6	10.83
	#2	7.6	
	#3	10.5	
	#4	12.9	
	#5	12.2	
	#6	11.2	
Pin	#1	3.7	3.88
	#2	3.7	
	#3	4.1	
	#4	4.2	
	#5	3.9	
	#6	3.7	

Table 3 Interference fit considering surface roughness calculation

Interference fit	U, mm	R_{zA} , μm	R_{zI} , μm	Amount, mm
Min	0.015	10.83	3.88	0.0032
Median	0.028			0.0162
Max	0.041			0.0292

이때 R_{zA} , R_{zI} 은 Table 2와 같이 6개의 캐리어와 유성핀 샘플을 실측하여 평균한 거칠기이다.

계산결과는 Table 3과 같이 최소 억지끼움량이 0.0032 mm, 중간 억지끼움량이 0.0162 mm, 최대 억지끼움량이 0.0292 mm가 되었다.

3. 캐리어 해석

3.1 유한요소(FE)모델

Fig. 2는 캐리어 해석에 사용된 유한요소 모델을 나타낸 것이다. 억지끼워맞춤을 구현하고 응력 집중을 완화하기 위해 Fig. 3과 같이 캐리어와 유성핀의 노드를 공유 하였다. 해석모델에 사용된 요소는 솔리드 요소이며 이때 전체 노드 수는 400,926개로 구성하였다.



Fig. 2 Carrier and pin mesh

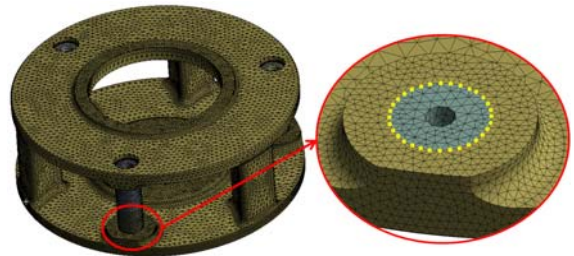


Fig. 3 Shared nodes on the contact area

3.2 해석 조건 및 평가방법

캐리어의 재질은 GCD450이며 해석을 위하여 사용한 기계적 물성치는 Table 4와 같다.

위 물성치에서 영률(young's modulus)과 프와송비(poisson's ratio)는 조사된 재료 데이터베이스를 사용하였으며, 항복강도(yield strength)와 연신율(elongation)은 Fig. 4와 같이 시편인장시험을 통하여 측정하였다.

Table 4 Material property

	GCD450
Young's Modulus	170 GPa
Poisson's Ratio	0.275
Yield strength	340 MPa
Elongation	21%

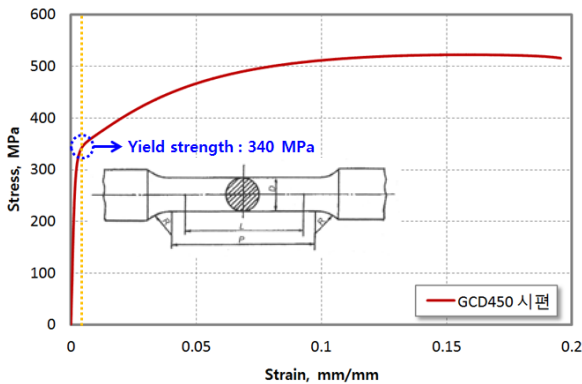


Fig. 4 Strain-stress curve for GCD450

측정결과 항복강도는 340MPa, 연신율은 21%로 측정되었으며, 연신율이 12.5 % 이상이므로 GL guideline 2010^[4]에 따라 연성 소재로 분류된다. 연성 소재의 강도 평가는 GL guideline 2010^[4]에 따라 등가응력(Von-mises stress)을 기준으로 진행하였으며, 안전계수 계산은 식 (4)와 같이 계산하였다.

$$SF = \frac{YS}{(1.1 \times ST)} \quad (4)$$

여기서,

SF : Safety factor

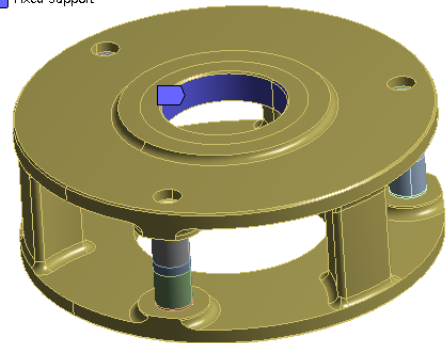
YS : Yield strength of material

ST : Calculated von-mises stress

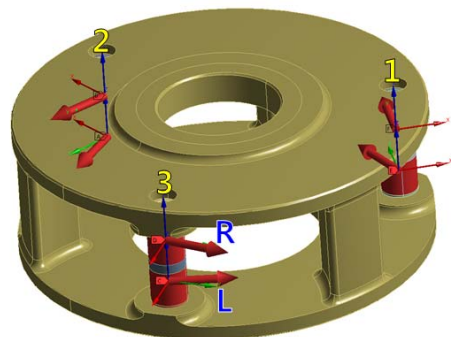
이때 등가응력에 1.1을 곱한 이유는 GL guideline 2010^[4]에서와 같이 재료의 안전계수를 고려해 주기 위한 것이다.

경계조건은 Fig. 5 (a)와 같이 캐리어의 출력부에 대해서 6 자유도 모두를 구속하였으며, 하중조건은 Fig. 5 (b), Table 5와 같이 유성기어의 베어링이 위치하는 부분에 정격 하중을 적용하였다. 이 하중은 기어박스의 입력 동력이 9 kW일 때의 유성기어 베어링에 작용하는 하중으로 기어박스 전용 해석 프로그램^[5]을 이용하여 계산하였다.

■ Fixed Support



(a) Boundary condition



(b) Loading condition

Fig. 5 Boundary and loading conditions

Table 5 Bearing force acted on planets

Upper pin	R1, N	R2, N	R3, N
X	105.26	126.73	1.67
Y	2141.93	1406.35	4484.62
Z	0	0	0
Lower pin	L1, N	L2, N	L3, N
X	-1353.03	-1203.73	-2125.13
Y	3336.24	3404.93	4636.20
Z	0	0	0

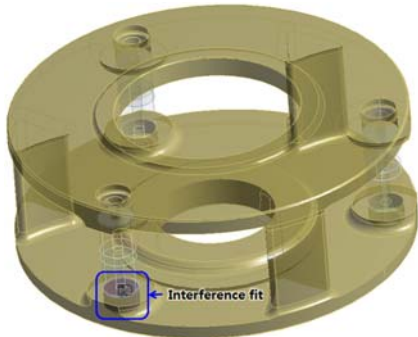


Fig. 6 Contact condition between carrier pinhole and pin

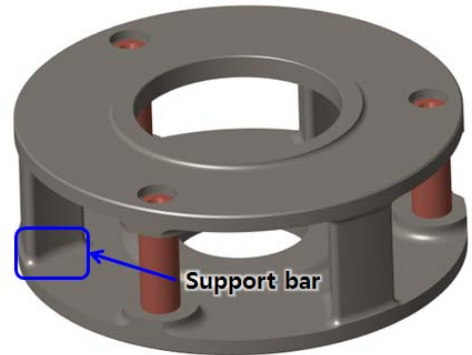


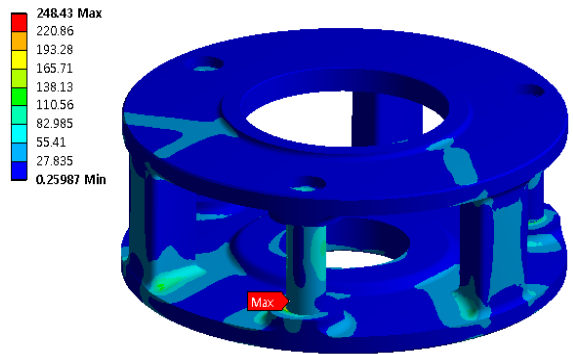
Fig. 7 Carrier support bar

또한 억지끼움조건을 구현하기 위하여 유성핀과 캐리어의 접촉부에 접촉요소(contacts)를 사용하였으며, 접촉조건으로 마찰조건(frictional)을 적용하였다. 이때 마찰계수는 0.16을 적용하였으며, 이 값은 DIN 7190^[3]에 제시되어있는 스틸과 주철의 조립시 마찰계수이다. 억지끼움량은 오프셋(offset)으로 설정하였으며, 이 값은 표면거칠기를 고려한 억지끼움량의 1/2을 적용한 것이다. 이때 억지끼움량의 1/2을 적용한 이유는 접촉조건이 접촉(contact)면과 타겟(target)면 양쪽에 모두 적용되기 때문이다.

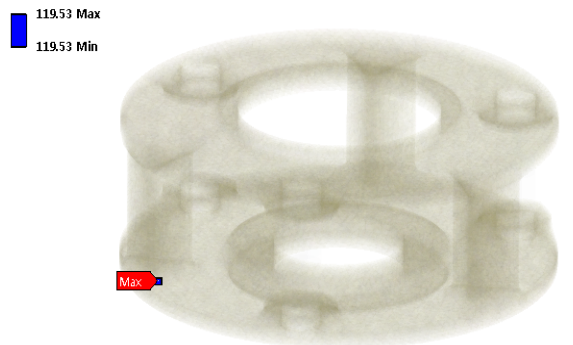
4. 해석 결과

캐리어의 강도 평가는 캐리어 핀홀과 유성핀의 접촉부와 Fig. 7과 같이 캐리어의 취약 부분인 지지대(support bar) 하단부에서 등가 응력(von-Mises stress or equivalent stress)을 이용하여 수행하였다.

해석 결과는 Table 6과 Fig. 8-10에 나타내었다. 해석 결과를 보면, 억지끼움량이 최소일 때 캐리어 핀홀과 지지대 하단부의 등가응력이 각각 248.43 MPa, 119.53 MPa이고, 중간일 때 278.99 MPa, 114.51 MPa이며, 최대일 때 353.62 MPa, 114.76 MPa인 것으로 나타났다.



(a) Total von-mises stress



(b) Von-mises stress (Support bar)

Fig. 8 Stress distribution for minimum interference fit

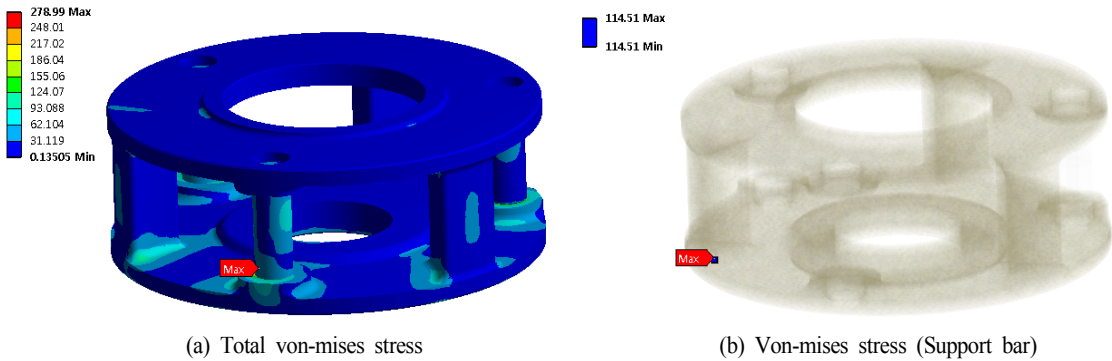


Fig. 9 Stress distribution for median interference fit

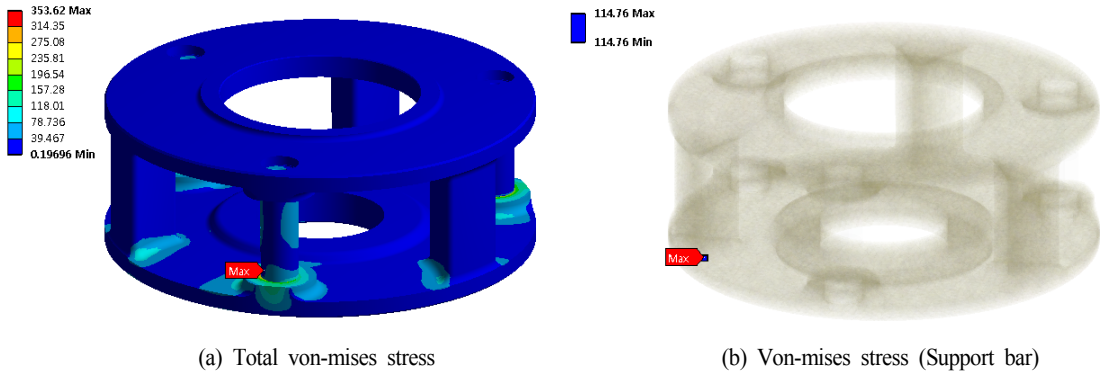


Fig. 10 Stress distribution for maximum interference fit

Table 6 Carrier stress and safety factor

Stress type	Interference fit	Stress, MPa	Safety factor
Equivalent stress at pinhole	Min	248.43	1.24
	Median	278.99	1.11
	Max	353.62	0.87
Equivalent stress at support bar	Min	119.53	2.59
	Median	114.51	2.70
	Max	114.76	2.69

억지끼움량이 최소, 중간, 최대일 때 응력을 각각 비교해 보면서 경향성을 확인하였다. 캐리어 핀홀의 등가응력은 억지끼움량이 최소일 때 248.43 MPa, 중간일 때 278.99 MPa, 최대일 때 353.62 MPa로 억지끼움량이 증가할수록 최대 응력이 증가하는 것을 알 수 있었다. 또한 지지대 하단부의 등가응력은 억지끼움량이 최소일 때 119.53 MPa, 중간일 때 114.51 MPa, 최대일 때 114.76 MPa로 억지끼움량에 따른 응력 변화가 미비하였다. 해석 결과와 같이 지지대 하단부의 등가응력은 억지끼움량이 변화되어도 큰 변화가 없었으며, 안전계수가 1 이상이므로 문제가 되지 않았다. 하지만 캐리어 핀홀의 경우, 억지끼움량이 증가할수록 최대응력이 증가하여 억지끼움량 최대

일 때는 안전계수가 1 이하로 강도에 문제가 생기는 것을 확인하였다. 이 결과를 토대로 억지끼움량이 캐리어의 파손에 어떠한 영향을 미치는가를 확인할 수 있었다.

6. 결론

본 연구에서는 타워크레인 선회감속기용 캐리어에 대한 구조해석을 통하여 억지끼움량에 따른 응력 변화를 확인하였으며, 강도 평가를 수행하였다. 구조해석결과 지지대 하단부는 안전계수가 1 이상으로 문제가 없었지만, 캐리어 핀홀의 경우, 억지끼움량이 증가할수록 등가응력이 증가하였으며, 억지끼움량 최대일 때는 안전계수가 1 이하로 강도에 문제가 생기는 것을 확인하였다. 그러므로 캐리어의 정적 안전을 보장하기 위해서는 캐리어에 작용하는 하중의 크기 뿐만 아니라 캐리어 핀홀과 유성핀의 공차 결정이 매우 중요함을 확인하였다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부 및 한국산업기술평가관리원의 산업융합원천기술개발사업의 일환으로 수행하였음을 밝혀두면서, 연구수행에 지원해주신 관계자 여러분께 감사드립니다[10043981, 감속기 180~210 범위의 타워크레인 선회용 2단 유성감속기 개발].

REFERENCES

- 1) "ANSYS V14.5 Program manual", TAESUNG S&E, Inc.
- 2) "KS B 0401", Korean standards, pp. 2, 1988.
- 3) "DIN 7190", Deutsche Industrie Normen, pp. 9, 1988
- 4) "GL Guideline 2010", Germanischer Lloyd, 2010
- 5) "RomaxDesigner Software Manual", Romax Technology Ltd, Nottingham, UK., 2003