

궤도차량용 휠의 내구성 예측을 위한 유한요소 해석 기법 연구

Finite Element Analysis for the Prediction of Durability of Idler Wheel of Tracked Vehicle

이 경 호* 노 근 래* 이 영 신**
Young-Ho Lee Keun-Lae Roh Young-Shin Lee

Abstract

The idler wheel installed at the front side of the newly developed tracked vehicle didn't meet the durability requirement by showing the crack failure near the jointed region at the wheel during the field test. To find the crack developing mechanism we constructed finite element model for the idler wheel representing the behavior of interface between each suspension units, material properties from the material test data and actual loading conditions. This paper shows a result that maximum von Mises stress near the bolt hole on the outer rim is higher than inner idler corresponding to the actual test result and that result was reversed by adopting the reinforcement outside of the outer rim.

Keywords : Idler Wheel(유동륜), Track Tension(궤도장력), Contact(접촉), Durability(내구도)

1. 서론

궤도차량에서 유동륜(Idler Wheel)은 궤도장력조절기로부터 발생한 장력을 궤도에 인가하여 주행조건에 적합한 궤도 프로파일을 유지하는 역할을 수행한다. 기동 성능이 증대될수록 현수장치는 보다 혹독한 하중조건에 노출되므로 현수장치에 대해서 내구도를 목적함수로 한 최적설계가 요구된다. 생산성, 경제성, 보급성

도 무시될 수 없는 중요한 인자로서 기존에 양산 배치된 차량의 장치와의 호환 또한 고려되어야 한다. 본 연구에서는 기존에 사용중인 휠을 신규 개발 차량에 적용하여 내구 시험을 수행하던 중 발생한 유동륜의 균열 원인을 유한요소해석을 통해서 분석하였다.

2. 연구 배경 및 접근 방법

가. 유동륜의 궤도장력 전달 메커니즘

Fig. 1은 궤도차량 전방의 현수장치 배치를 보여주고 있다. 유동륜은 야지주행, 조향, 감/가속, 등판 등 복합적인 상황에서 궤도가 이탈되지 않도록, 궤도장력조절

† 2009년 4월 10일 접수~2009년 8월 31일 게재승인

* 국방과학연구소(ADD)

** 충남대학교(ChungNam National University)

책임저자 : 이경호(doroti@add.re.kr)

기에서 생성된 장력을 궤도와 분담하여 받게 된다.

내/외측 2개의 유동륜은 Fig. 2에서와 같이, 차체에 장착된 유동암 끝단에 허브를 매개로 볼트 체결되어 있다. 궤도장력조절기에 인가된 하중이 유동암에 연결된 유동륜 허브 중심축에 가해져서, 유동암의 차체 장착부를 중심으로 회전하여 궤도에 장력을 유지시키는 구조이다.

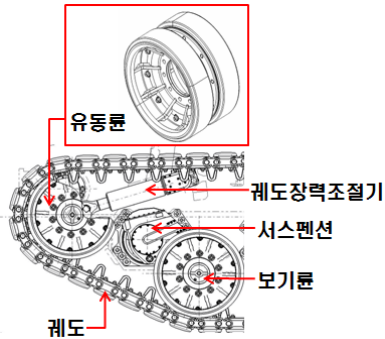


Fig. 1. 궤도차량의 현수장치 구성

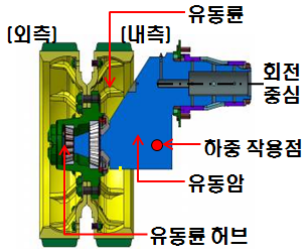
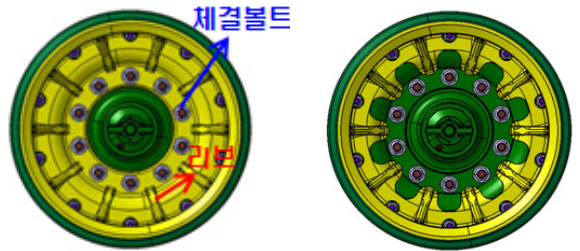


Fig. 2. 유동륜 및 허브 단면

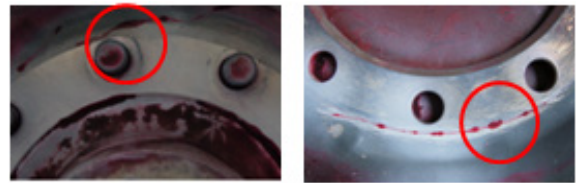
나. 내구도 시험 결과 및 연구 목적

표준 내구시험로에서 개발차량의 9,600km 내구도 주행시험을 실시하였다. 기존의 궤도차량에 사용되어 온 Fig. 3의 휠을 신규 개발차량에 장착하여 시험한 결과, Fig. 4(a)와 같이, 목표 내구수명에 미달한 시점에 외측 유동륜의 체결 볼트 안착면과 보강용 리브 끝단 경계부에서 균열이 발생하였다. 휠의 호환성은 유지하되, 외측 유동륜의 강도를 보강하기 위하여 보강판을 볼트 체결면에 설치하여 내구 시험을 지속하여 중요한 후 검사한 결과, Fig. 4(b)와 같이, 내측 유동륜의 볼트 체결 부위에서 균열이 시작됨을 확인하였다. 유동륜에서의 균열 발생 원인을 유한요소해석을 통해서 규명하고자 향후 궤도차량용 휠의 최적설계 방안을 제시하고자 본 연구를 수행하였다.



(a) 보강판 적용 전 (b) 보강판 적용 후

Fig. 3. 유동륜 및 보강판 형상



(a) 외측 유동륜 균열 (b) 내측 유동륜 균열

Fig. 4. 균열 발생 위치

다. 해석 접근 방법

포장, 비포장, 야지로 구성된 표준 내구시험로를 주행하는 동안 가속, 감속, 조향 조건 및 노면의 굴곡에 의해서 유동륜 주변의 궤도 프로파일과 장력이 변화한다. 궤도장력조절기와 서스펜션의 작동범위를 고려하여 궤도 프로파일의 변화 범위를 모델에 반영하고, 해석이 수렴되도록 궤도장력, 볼트 체결력과 같은 작용하중의 범위를 설정하여 정적 해석(Static Analysis)을 수행한 결과 얻은 응력의 분포 및 변화를 토대로 내구성 취약 부위를 예측하는 기법을 도출하였다. 유한요소해석 모델링에는 I-DEAS, 해석 및 후처리에는 ABAQUS를 사용하였다.

3. 유한요소 모델링

가. 기하학적 모델링

유동륜은 알루미늄 합금 재료의 몸체(림)에 차량의 하중을 지지할 수 있도록 리브로 보강하고, 충격 흡수를 위해서 원주방향 외측에 고무로 물딩하였으며, steel로 된 궤도몸체와 접촉되는 부위에 마모판이 부착되어 있다. 휠을 포함한 전체 모델을 Fig. 5, 6과 같이, 육면체 요소로 모델링하였다. 이 때, 림과 리브, 림과 고무의 경계면에서 절점(Node)의 불연속이 발생하여

ABAQUS에서 제공하는 Tie Constraint 기능을 이용하여 접합면(Slave Surface) 상의 절점들을 구속하였다. 접합면의 절점을 구속하는 방법은 Tie Constraint와 Tied Contact의 두 가지가 있으며, 면내에서의 접촉압력 계산이 불필요한 경우에는 절점의 자유도를 줄이고, Contact 여부 판단에 필요한 Iteration을 없애서 계산량을 감소시키도록 Tie Constraint를 사용하는 것이 바람직하다^[1]. Fig. 6에서와 같이, 내/외측 유동륜과, 유동륜을 고정하는 허브 및 체결너트, 고무로 몰딩된 웨도 슈우, 외측 유동륜 보강을 위한 보강판으로 전체 해석 모델을 구성하였다. 여기에서 접촉압력 계산이 불필요한 휠, 허브, 체결너트, 보강판의 경계부에 대하여 Tie Constraint를 적용하였다. 단, 변형체(Deformable Body)로 모델링된 유동륜 고무와 웨도 고무의 접촉면에 대해서는 Interference Fit 방식의 Contact을 사용하였다.

해석시간의 단축을 위한 방안으로서 탄성계수가 큰 SCM440 steel로 제작된 너트, 보강판, 웨도 슈우를 강체요소로 모델링하였다. 보강판 적용에 따른 응력 분포의 변화 비교를 위하여, 외측 유동륜과 체결너트 사이에 보강판을 Tie Constraint 조건으로 삽입하였다.

웨도 프로파일의 변화를 웨도슈우 모델링에 다음과 같이 반영하였다. Fig. 7과 같이 웨도와 노면이 만나는 각도(접근각, α)를 정상상태 30°를 기준으로 최소 15°에서 최대 35°로 변화시켜서 웨도 프로파일의 변화를 구현하였다. 웨도의 프로파일은 주행 조건에 따라 다음과 같이 변화한다.

- $\alpha <$ 기준 : 감속 또는 내리막길 주행
- $\alpha =$ 기준 : 평지 등속 주행
- $\alpha >$ 기준 : 가속 또는 오르막길 주행

유동륜의 림 측면에 36° 등간격으로 배열된 리브를 모델링함에 있어서, 리브로 보강되지 않은 영역에 집중 하중이 가해질 경우에 더 가혹한 조건이 될 것이므로 림을 18° 회전시킨 모델을 추가 생성하여 해석한 결과를 기준 모델에 대한 해석결과와 비교하였다.

나. 재료 특성치

림과 리브로 구성된 유동륜의 몸체는 알루미늄 합금 2014 T6 재질의 단조품이며, 마모판, 보강판, 웨도 슈우는 SCM440의 스틸 단조품이다. 본 연구에 사용한 금속 부품의 재료 특성치는 Table 1과 같다.

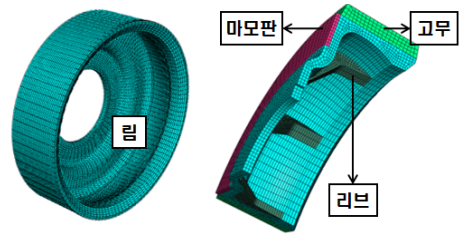


Fig. 5. 휠의 유한요소 모델링

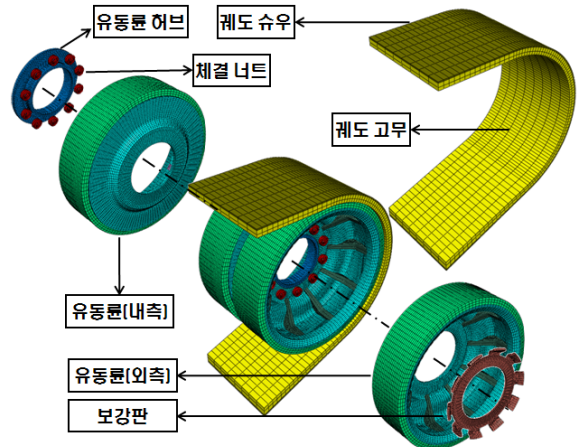


Fig. 6. 해석 모델 구성

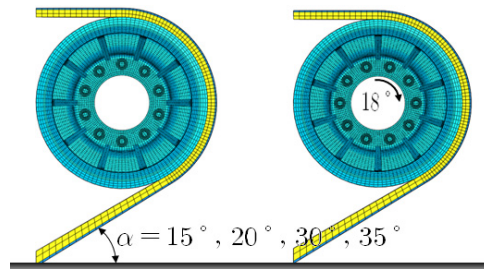


Fig. 7. 웨도 프로파일 변화 및 유동륜 회전 반영

Table 1. 금속 재료 특성치

| 재질 | AL 2014 T6 | SCM440 |
|-----------------------------------|------------|-------------------|
| 탄성계수 | 75GPa | 210GPa |
| 피로한계 응력 (5×10 ⁸ cycle) | 124MPa | - |
| 포아송비 | 0.33 | 0.29 |
| 적용부품 | 림, 리브 | 마모판, 보강판 웨도 슈우 |

궤도 슈우에 몰딩된 고무 재질로는 기존의 연구^[2]에서 일축인장 시험을 통해서 얻은 시험데이터를 곡선 회귀하여 구한 Ogden 재료상수를 이용하였다. 식 (1)은 Ogden에 의해서 제안된 변형에너지의 주연신율에 대한 함수 형태의 구성방정식이다. 여기서, μ_i 와 a_i 는 Ogden 재료상수이며, λ_j 는 주연신율(Principal Stretch)이다. 3차 Ogden 재료 상수로 계산된 $a_1=2.71$, $a_2=1.98$, $a_3=2.79$, $\mu_1=0.67$, $\mu_2=-0.39$, $\mu_3=0.32$ 를 유동륜과 궤도 슈우의 고무 재질로 입력하였다.

$$U = \sum_{i=1}^n \frac{\mu_i}{a_i} (\lambda_1^{a_i} + \lambda_2^{a_i} + \lambda_3^{a_i} - 3) \quad (1)$$

다. 경계조건

생성된 유한요소 모델은 구성품간의 인터페이스 뿐만 아니라, 육면체 요소로만 모델링하기 위해서 부차적으로 생성된 인터페이스(경계면)를 포함하고 있다. 유동륜 고무와 림, 림과 리브의 경계면이 이에 해당하며 여기에 Tie Constraint를 적용하였다. 본 절에서는 강체로 모델링된 유동륜 허브, 체결 너트, 보강판 및 궤도 슈우에 부과한 변위 및 하중 경계조건은 다음과 같다.

(1) 강체요소의 변위 구속

Fig. 8과 같이, 유동륜 허브, 체결너트, 궤도 슈우의 기준점을 고정하고, 유동륜 허브에 z방향으로 궤도장력을, 체결너트에 x방향으로 체결력(축력)을 가하였다.

(2) 궤도장력 적용

궤도장력은 너무 작으면 궤도가 이탈되고, 너무 크면 궤도 편부싱 고무를 마모시켜 현수장치의 수명을 단축시키므로 적절히 제어되어야 한다.

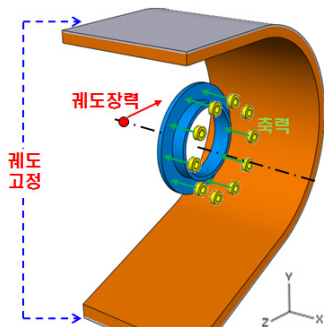


Fig. 8. 강체요소의 변위 구속조건

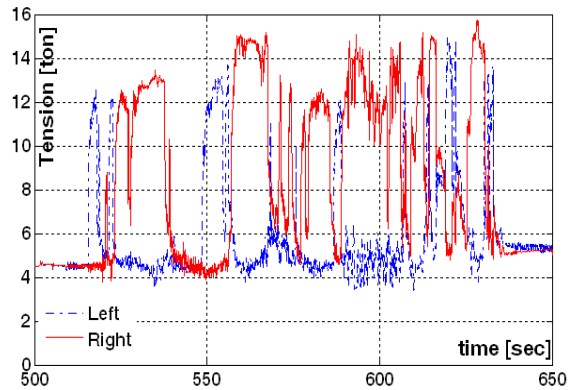


Fig. 9. 야지노면 주행시 궤도장력 변화

Fig. 9는 야지 기동간에 궤도장력이 4.5ton에서 약 16ton까지 변화하고 있음을 보여주고 있다. 본 연구에서는 해의 수렴 문제를 고려하여 최대 궤도장력 16ton의 1/4에 해당하는 4.0ton을 유동륜 허브에 가하였다.

(3) 체결 요소의 축력 적용

일반적으로 나사(또는 너트)의 축하중과 규정 토크크는 식 (2)의 관계식으로 정의된다^[3]. 여기서, T 는 규정 토크, F 는 축력, θ 는 나사산 피치각도, $\mu(=\tan\phi, \phi : \text{마찰각})$ 는 마찰계수를 의미한다.

$$T = rF(1.48\mu + \tan(\theta + \phi)) \quad (2)$$

유동륜과 허브의 결합에 사용된 체결요소는 M20 육각 너트로서, 규정 토크(T)는 200 N·m, 피치각도(θ)는 2.3°이며, 마찰계수(μ)는 문헌을 참조하여 0.12로 가정하였다. 식 (2)에 대입하여 얻어진 체결 너트의 축력은 5.9ton이다. 해의 수렴을 고려하여 궤도장력과 동일하게 1/4에 해당하는 1.5ton의 축력을 10개의 너트 기준점에 동일하게 적용하였다.

4. 해석결과 및 분석

체결너트의 축력을 가하여 1차적으로 유동륜을 고정시킨 후, 궤도장력을 인가하는 2단계로 해석을 수행하여, 유동륜에 대한 응력 분포를 얻었다. von Mises 응력의 최대값을 이용하여 균열 최초 발생 위치 예측, 피로 해석, 궤도 프로파일 변화 및 보강판 적용에 따른 응력 분포의 변화 관찰 결과를 기술하였다.

가. 유동륜 내의 응력 분포 및 피로 해석

정상상태 주행 조건에 해당하는 궤도 접근각을 30° 해석 모델에 대하여, Fig. 10과 같은 유동륜에서의 응력 분포를 얻었으며, von Mises응력은 리브 끝단에서 최대로 나타났다. 0° 기준 모델과 18° 회전 모델의 응력 분포를 비교해보면, 유동륜의 회전에 따른 응력 분포의 변화는 거의 없는데, 그 이유는 궤도가 유동륜을 감싸는 형태로 접촉하여 궤도장력이 유동륜에 분포하중으로 전달되기 때문이다. 이하의 그림에서 궤도가 유동륜을 감싸고 있는 우측이 전방을 가리킨다.

26.4MPa의 최대 응력은 내측 유동륜의 리브 끝단에서 발생하였으며, 이는 외측 유동륜에서 균열이 발생한 시험 결과와 상이한 양상을 나타내었다.

리브를 제외한 림에서의 응력만을 Fig. 11과 같이 비교해 본 결과, 체결너트의 경계 및 리브 끝단과 만나는 림에서의 응력이 내측의 15.5MPa 대비 약 6% 높은 16.5MPa이 외측 유동륜에서 넓은 영역에 걸쳐서 발생하였다. 이상의 결과를 정리하면 Table 2와 같다.

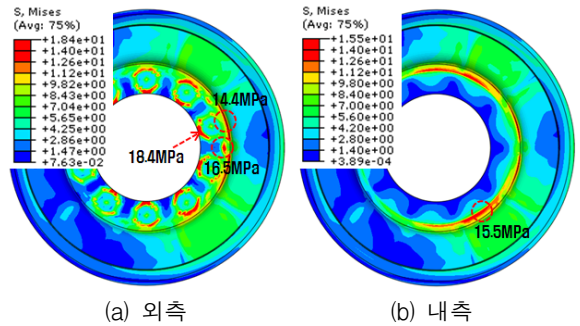


Fig. 11. 림의 응력 분포 비교(0° 기준)

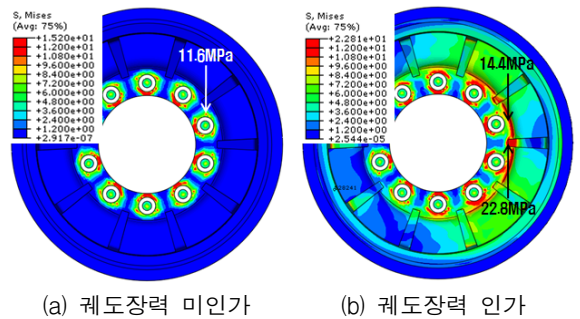
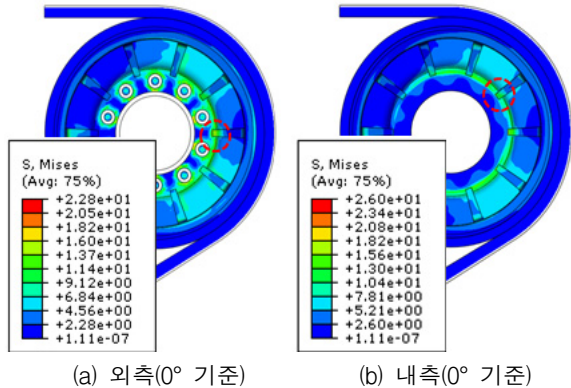
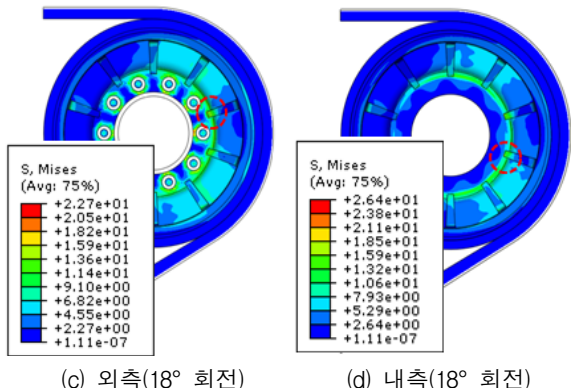


Fig. 12. 궤도장력이 응력변화에 미치는 영향 (정상상태, 0° 기준)



(a) 외측(0° 기준) (b) 내측(0° 기준)



(c) 외측(18° 회전) (d) 내측(18° 회전)

Fig. 10. 정상상태 조건 하에서 최대응력 발생 위치

Table 2. 최대응력 비교 (단위 : MPa)

| 재질 | 내측 유동륜 | 외측 유동륜 |
|---------|-------------|------------|
| 리브 끝단 | 26.4(15% 대) | 22.8 |
| 체결너트 경계 | 15.5 | 16.5(6% 대) |

Fig. 11(a)에서, 유동륜 허브와 접촉되는 부위에 발생한 18.4MPa의 높은 응력은 유동륜 허브와 유동륜의 간극을 모델링에 반영하지 못하여 체결 너트의 압축력에 의한 Poisson 효과로 유동륜이 중심축 방향으로 인장되어야 하는데 허브에 의해서 변형이 구속됨으로 인하여 발생한 것으로서, 모델링 오류에 따른 수치 오차가 반영된 값이다.

본 유동륜이 적용된 차량의 내구도 목표 주행거리가 9,600km이므로, 식 (3)에 의해 사이클로 환산하면 약 5×10^6 사이클 동안 유동륜의 균열이 발생하지 않아야 한다. 여기서 L 은 주행거리, D 는 유동륜의 외경을 의미한다.

$$cycle = \frac{L}{\pi D} \quad (3)$$

유동륜의 재질인 AL 2014 T6는 5×10^8 사이클 기준으로 약 124MPa의 피로한계 응력(Fatigue Strength)을 갖는데, 본 해석을 통해서 외측 유동륜의 림에서 발생한 최대응력은 16.5MPa로서 아주 작은 값이다.

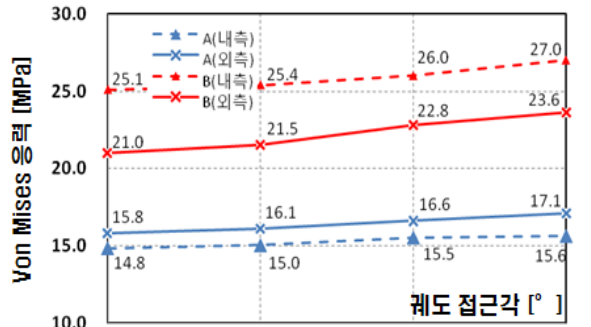
목표 하중의 1/4에 해당하는 궤도장력과 너트의 체결력만 가하여 얻은 응력치를 이용하여 피로한계 응력에 대한 안전율을 분석하는데 한계가 있으므로 다음의 방법으로 목표 하중 부가시의 응력 수준과 피로한계 응력에 대한 안전율을 예측해 보았다. 우선, 너트의 체결력만 부가하였을 경우 대비 궤도장력을 함께 가한 경우에 유동륜에 발생하는 응력을 Fig. 12와 같이 비교하였다. 1.5ton의 체결력만 가한 경우 너트 경계부에서 11.5MPa이 일정한 패턴으로 발생하였으며, 여기에 4ton의 궤도장력이 인가됨으로 인하여 응력 분포가 비대칭적으로 변하고 최대 응력 발생 위치가 림의 경계부로 이동하여 최대 16.5MPa까지 약 43% 증가하였다.

고무라는 재료적 비선형성과 접촉이라는 경계조건의 비선형성으로 인하여, 가해진 외력과 얻어진 응력을 선형적으로 예측하는데에는 한계가 있으나, 규정 모멘트로 너트를 조여서 5.9ton의 너트 축력이 가해졌을 때에 너트 경계부에는 약 46MPa의 응력(11.5MPa \times 4)이 발생하였을 것으로 추정하였다. 여기에 16ton의 최대 궤도장력이 가해질 경우 응력이 약 160% 증가(43% \times 4배)한다면 92MPa의 최대 응력이 발생하여 피로한계치 대비 약 1.34의 안전율을 가질 것으로 예측되었다. 험지를 주행하는 궤도차량의 차체 전방에 위치하여 궤도장력 뿐만 아니라 굴곡 지형으로부터의 충격을 받게되는 유동륜의 특수성을 감안한다면, 1.34의 안전율은 상당히 낮은 수준이며, 향후 동일한 방법으로 유한요소해석을 통한 피로수명 예측에 기반하여 휠을 설계함에 있어서, 안전율이 이보다 높은 값을 갖도록 설계되어야 할 것이다.

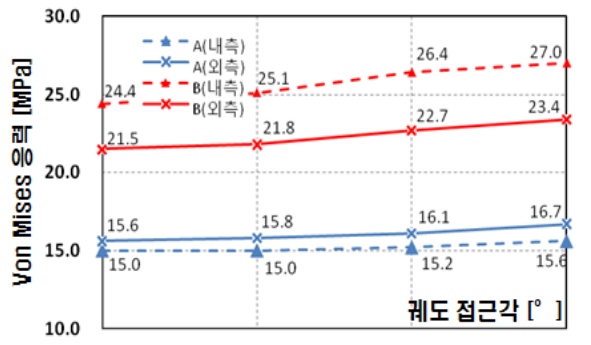
나. 궤도 프로파일 변화에 따른 응력 변화

궤도 접근각 증가에 따른 Fig. 3에 표시된 내/외측 유동륜 각각의 림의 체결너트 경계부(A 지점)와 리브 끝단(B 지점)에서의 최대 응력은 Fig. 13과 같이 점진적으로 증가하는 경향을 보였다. 이는 외력이 동일한 상태에서, 궤도 접근각이 커지면 궤도와 유동륜의 접

촉면적이 좁아짐으로써 좁아진 영역에 하중이 집중되었기 때문에 나타난 결과이다. 또한, 체결너트 경계부(A 지점)의 최대응력은 외측 유동륜에서, 리브 끝단(B 지점)의 최대응력은 내측 유동륜에서 높게 발생하였다. 외측 유동륜 림의 체결너트 경계부(A지점)에서 균열이 발생한 시험결과와, 리브에서의 최대응력은 내측 유동륜에서 높게, 림의 체결너트 경계부에서의 최대응력은 외측 유동륜에서 높게 나타난 해석결과를 종합적으로 판단해 보면, 가/감속, 조향 등의 주행조건에 의한 궤도 프로파일 변화에 상관없이 림의 체결너트 경계부에서의 최대 응력이 균열 발생에 지배적인 영향을 미쳤음을 확인하였다.



(a) 리브 기준위치(0° 상태)



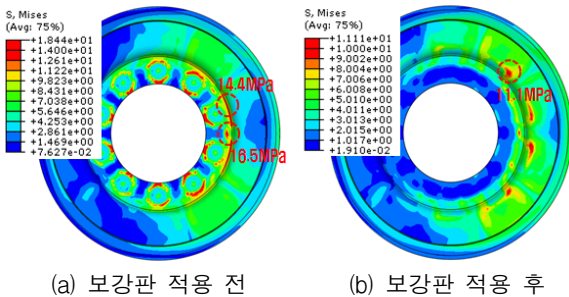
(b) 리브위치 18° 회전

Fig. 13. 궤도 접근각 변화에 따른 응력 변화

다. 보강판 적용에 따른 응력 변화 효과

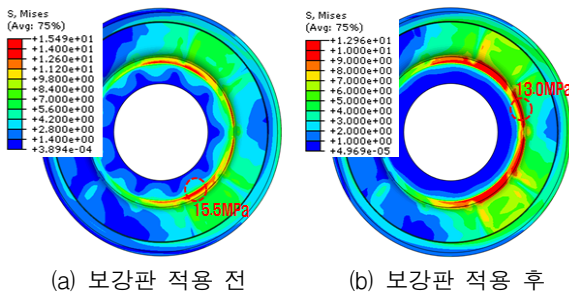
보강판을 적용한 후 유동륜의 내구 수명이 크게 증대되었으며, 종래에 외측 유동륜에서 발생하던 균열이 내측 유동륜으로 옮겨간 점을 해석을 통해서 확인해

보았다. 외측 유동륜 림과 체결너트 사이에 강제 요소로 모델링된 보강판을 Tie Constraint로 삽입해서 해석하여 Fig. 14, 15와 같은 림에서의 응력 분포 변화 결과를 얻었다. 알루미늄 합금에 비해 강성이 큰 보강판이 삽입됨으로써, 외측 유동륜에서의 최대 응력이 급감하였으며, 최대 응력이 발생한 위치도 기존의 체결너트 경계부(A 지점)와 리브 끝단(B 지점)에서 벗어나서 보강판 외각으로 이동하였다.



(a) 보강판 적용 전 (b) 보강판 적용 후

Fig. 14. 외측 유동륜 림에서의 응력분포 변화



(a) 보강판 적용 전 (b) 보강판 적용 후

Fig. 15. 내측 유동륜 림에서의 응력분포 변화

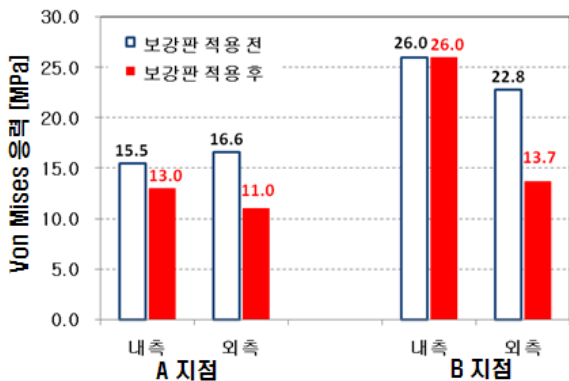


Fig. 16. 보강판 적용에 따른 최대응력 변화

내측 유동륜의 경우는 최대 응력은 감소하였으나, Fig. 16에서와 같이 감소폭이 외측의 49% 대비 현저히 작은 19%에 그쳤으며, 리브 끝단에서의 응력은 전혀 감소하지 않고, 최대 응력이 발생하는 면적이 확산되었음을 알 수 있었다.

즉, 외측 유동륜에 보강판을 적용함으로써 내구 수명은 증대되나, 상대적으로 취약한 내측 유동륜의 리브 끝단 근방으로 균열 발생 위치가 이동하게 된다.

5. 결론

유동륜에 인접한 현수장치 요소들의 인터페이스, 재료적 특성 및 주행시 겪게 되는 케도 프로파일의 변화, 유동륜의 회전 등을 모델링에 반영하여 유한요소 해석을 수행한 결과 다음의 결론을 도출하였다.

- 유동륜에서의 최대응력 비교 결과, 외측 유동륜에서 체결너트 경계부의 응력이 내측 대비 동일 위치에서 6% 높았으므로, 외측 유동륜의 균열은 체결너트 경계에서 개시되었을 것이며, 목표 하중 작용시에 피로한계 응력 대비 안전율은 약 1.34 수준인 것으로 예측되었다.
- 케도 접근각이 증가할수록, 유동륜에서의 응력은 증가하였으며, 케도 프로파일에 상관없이 외측 유동륜의 체결너트 경계에서의 응력이 내측보다 높았다.
- 외측 유동륜의 보강판 적용에 의해서 상대적으로 취약해진 내측 유동륜의 체결너트 경계부에 넓은 면적으로 높은 응력이 발생함으로써, 내측 유동륜의 균열을 유발한 것으로 예측되었다.

Reference

[1] Hibbit, Karlsson and Sorensen, Contact in ABAQUS/Standard, ABAQUS Inc., 2006
 [2] 이경호 외, “유한요소법을 이용한 케도용 고무패드의 마모 예측 및 설계에 관한 연구”, 한국군사과학기술학회지, Vol. 11, No. 5, pp. 107~115, 2008.
 [3] 정선모, 한동철, 표준기계설계학, 동명사, pp. 91~111, 1983.