

3차원 고기동 궤도차량의 동적 궤도장력 특성 연구

서문석¹⁾ · 최진환²⁾ · 류한식³⁾ · 배대성⁴⁾

국방과학연구소¹⁾ · 경희대학교 산학협력기술연구원(기계공학)²⁾ · 한양대학교 기계공학부 대학원³⁾ · 한양대학교 기계공학부⁴⁾

Characteristics of Dynamic Track Tension for Three Dimensional High Mobility Tracked Vehicle

Moonsuk Suh¹⁾ · Jinhwan Choi²⁾ · Hansik Ryu³⁾ · Daesung Bae⁴⁾

¹⁾Agency for Defense Development, Yuseong P.O. Box 35-3, Daejeon 305-600, Korea

²⁾Department of Mechanical Engineering, Industrial Liaison Research Institute, Kyunghee University, Gyeonggi-do 449-701, Korea

³⁾Department of Mechanical Engineering, Graduate School, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

⁴⁾Department of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

(Received 10 January 2002 / Accepted 10 December 2002)

Abstract : In this paper, dynamic track tension for high mobility tracked vehicle is investigated by multibody dynamic simulation techniques. This research focuses on a heavy military tracked vehicle which has sophisticated suspension and rubber bushed track systems. In order to obtain accurate dynamic track tension of track subsystems, each track link is modeled as a body which has six degrees of freedom. A compliant bushing element is used to connect track links. Various virtual proving ground models are developed to observe dynamic changes of the track tension. Numerical studies of the dynamic track tension are validated against the experimental measurements. The effects of pre-tensions, traction forces, turning resistances, sprocket torques, ground profiles, and vehicle speeds, for dynamic responses of track tensions are explored, respectively.

Key words : Tracked vehicle(궤도차량), Track link(궤도링크), Dynamic track tension(동적 궤도장력), Compliant bushing (유연 부싱), DTIS(장력측정시스템)

1. 서론

궤도차량에서 궤도 체인 장력은 궤도 이탈 방지, 지면에 작용하는 압력의 분포, 진동, 소음, 그리고 궤도 체인의 수명에 중요한 영향을 미친다. 이러한 영향 때문에 궤도차량 설계에 있어서 동적 궤도 장력의 해석은 오랫동안 많은 학자들에 연구 주제였다. Doyle과 Workman¹⁾은 2차원에서 유한요소법을 사용하여 현가장치가 있는 궤도차량에 대한 정적

궤도장력의 예측기법을 제시하였으며 궤도링크를 인장력, 압축력, 굽힘 하중을 갖는 빔 요소(*beam elements*)로 모델링하였다. Galatis²⁾는 고속 궤도차량에 대하여 해석적 기법에 의한 동적 궤도장력과 현가하중의 예측이 궤도차량 요소들의 동특성을 평가하는데 있어서 유용하다는 것을 보여주었다. 군수용 궤도차량에 대하여 예측된 궤도장력과 실험에 의해 측정된 데이터들을 비교하였다. 세부적인 궤도장력의 측정 기법과 결과들은 Trusty³⁾에 의해 제시되었다. 스트레인 게이지(*strain gages*)를 사용하여 실험적 측정 결과들에 대한 데이터를 획득하였

*To whom correspondence should be addressed.
jhchoi@khu.ac.kr

다. 다양한 주행 시나리오에서 실험하기 위해 평지, 급가속, 장애물 코스, 제자리 선회, 조향, 경사면 주행들이 이루어졌다. McCullough와 Haug⁴⁾는 궤도차량의 동적 거동을 표현하기 위해 슈퍼 엘리먼트(super element)을 고안하였다. 궤도는 지면, 로드휠, 차량 샤시 사이에 작용하는 내부적 힘 요소(internal force element)로 모델링 하였으며 궤도 장력은 현수선(catenary) 관계로부터 계산하였다. Choi^{5,6)}는 1자유도 핀조인트에 의해 연결되어진 궤도링크들로 구성된 대규모 건설용 궤도차량 모델을 제시하였다. 이 3차원 동적 모델에 있어서 각각의 궤도 링크, 스프로킷, 롤러, 아이들러는 상대 회전만을 허용하는 1자유도를 갖는 강체로 모델링하였다. Scholar와 Perkins⁷⁾는 길이방향 진동을 고려한 궤도 체인들의 효율적인 다른 모델을 개발하였다. 궤도는 유한개의 분절(segments)로 구성되었다고 가정하고 각각의 궤도는 로드휠에 붙어있는 연속적, 균일한 탄성 막대(elastic bar)로 모델링하였다. 각각의 분절들은 전반적인 체인 인장 효과를 고려하기 위하여 하나의 몸체(body)로 집중된 몇 개의 궤도링크들로 구성하였다. Ryu⁹⁾는 정교한 현가장치와 장력조절 장치를 갖는 대규모 군수용 궤도차량 모델을 개발하였으며 궤도 링크의 큰 접촉력과 부상힘(bushing force)에 의한 높은 주파수 성분을 여과(filtering)하기 위하여 G-Alpha 적분기를 도입하였다.

본 논문은 다양한 주행 조건에서 고기동 궤도 차량의 동적 궤도장력과 이에 영향을 미치는 인자들을 조사하는데 그 목적이 있다. 이를 위하여 궤도시스템의 궤도 링크 각각을 강체로 모델링하고 이 링크들을 컴플라이언트(compliant) 힘 요소를 이용하여 연결하였다.⁹⁾ 동적궤도장력의 특성을 이해하기 위하여 초기장력, 차량 속도, 노면 형상, 마찰력, 구동 토크, 회전 운동 영향을 살펴보았다. 또한, 데이터 측정기기에 대한 설치공간의 한계, 동적 궤도장력을 실험적으로 측정하기 위한 방법이 제안되었다. 해석적 방법에 의한 동적 궤도장력은 실험적 측정에 의한 장력과 비교 검증되어졌다.

2. 고기동 궤도차량 모델과 운동방정식

Fig. 1에서 보여주듯이 3차원 궤도 차량 모델은

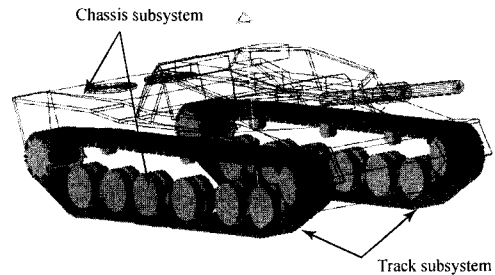


Fig. 1 High mobility tracked vehicle model

샤시 부시스템과 2개의 궤도 부시스템으로 이루어져 있다. 샤시 부시스템은 샤시, 스프로킷, 지지롤러, 아이들러, 로드암, 로드휠과 현가장치를 포함하며 스프로킷, 지지롤러, 로드암은 샤시와 핀조인트로 연결되어 있다. 궤도 부시스템은 궤도 몸체, 핀, 고무부싱, 고무 패드를 포함하는 궤도링크들로 구성되어 있다. 고무부싱과 핀은 궤도 몸체속 구멍에 삽입되어 있으며 고무 패드는 지면과의 상호작용을 위해 궤도 몸체 바닥에 부착되어 있다. 본 연구에서 사용된 차량 모델은 189개의 강체(샤시 부시스템에 37개의 강체, 궤도 부시스템에 각각 76개의 강체), 36개의 핀조인트, 152개의 부상요소들(bushing elements)로 구성되어있으며 954자유도를 갖는다.

2.1 현가 시스템과 장력 조절기

차량의 현가장치는 유공압 장치(Hydro-pneumatic Suspension Unit, HSU)와 토션 바(torsion bar)로 구성되어 있으며 컴플라이언스 특성은 해석적, 실험적 방법에 의해 산출되어졌다. 유공압장치는 차량이 큰 장애물을 넘어갈 때 충격을 줄이고 피칭 운동(pitching motion)을 감소시키는 역할을 하며 1, 2, 6 번째 로드암에 부착되어 있다. 토션바는 이 차량 모델의 중간 부분(3,4,5번째 로드암)에 부착되어 있다. 본 연구에서는 토션바의 강성(stiffness)을 나타내기 위하여 단순화된 비틀림 스프링 모델이 사용되어졌다. 또한 적절한 궤도 장력을 유지시키기 위해서 유압식 수동(passive) 장력 조절기가 아이들러에 부착되어 있다. Fig. 2는 장력조절 시스템의 도식적인 그림을 보여주고 있다. 장력 조절기의 유압 장치는 등가(equivalent) 선형 스프링 댐퍼 힘 요소로 모델 되어졌다.

2.2 케도 링크 연결

각 케도 부시스템은 케도 편의 진동을 줄이기 위하여 핀주위를 둘러싸고 있는 고무부싱에 의해 연결된 일련의 강체들로 모델되어졌다. 차량이 험지를 주행할 때 케도 시스템들은 노면뿐 아니라 로드 휠, 아이들러, 스프로킷 이(teeth)와의 상호접촉때문에 매우 크고 순간적인 접촉력을 받기 쉽다. 고무 부싱은 케도 링크들 사이에 상대 각을 줄이고 쿠션을 제공함으로써 이와 같은 큰 접촉력을 완화시켜 주는 역할을 한다. 본 연구에서는 핀 연결을 표현함에 있어서 연속적인 힘 모델(continuous force model)을 사용하였으며 이 힘 모델은 두 링크 좌표들에 대한 비선형 함수가 된다. 그리고 연결부와 핀 좌표계의 원점은 부싱 효과 때문에 항상 일치하는 것은 아니다.

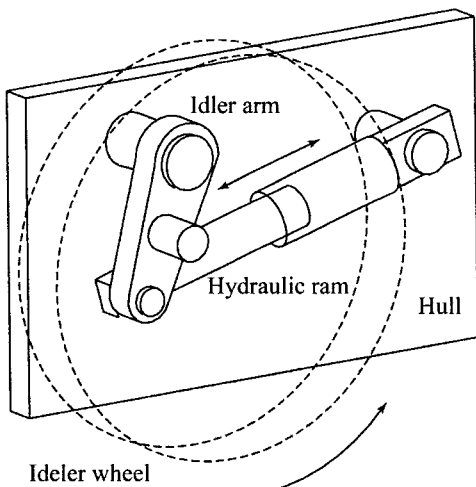


Fig. 2 Hydraulic track tension adjustor system

2.3 케도 링크 연결

본 절에서는 케도 링크와 로드 휠, 롤러, 스프로킷 사이의 접촉력 모델과 접촉 알고리즘에 대하여 간단하게 알아보기로 한다. 접촉력 모델에 대한 더 자세한 내용은 Choi^{5,6,9)}에 의해 제시되었다. Fig. 1과 같이 케도가 차량 요소들 주변을 선회할 때 그 궤적은 접촉력에 의해 결정되어진다. 이러한 접촉력들은 접촉조건이 만족되어지면서 작용되어진다. 접촉력 발견 알고리즘은 휠과 케도 링크, 센터 가이드와

휠 접촉, 스프로킷 이(teeth)와 케도 링크 핀 접촉, 케도 링크 측면과 스프로킷 접촉을 모니터링하면서 이루어진다. 일단 접촉 조건이 만족되어지면 접촉력들은 접촉점에 작용하게 된다.

2.4 상호작용하는 노면의 구현

케도 링크 면과 상호작용이 일어나는 노면은 하나의 면(surface)일 수도 있고 여러 면일 수도 있다. 노면은 이러한 면들의 조합으로 다양하게 구현되어질 수 있다. 케도링크의 슈(shoe)에 있는 점들의 위치 벡터들은 케도 링크의 일반 좌표들(generalized coordinates)에 의해 표현되어지며 케도 링크가 노면과 접촉이 일어나는지 일어나지 않는지에 대한 예측을 하는데 이용되어진다. 케도 링크의 접촉면(contact surface)은 고무 패드와 강철로 된 슈 플레이트(shoe plate)로 구성되어 있기 때문에 각 노드점(node point)에서 접촉력은 각각의 강성과 감쇠 상수를 이용함으로써 계산되어진다.¹³⁾ 범프 코스, 트렌치(trench) 코스, 경사 코스, 표준 험지코스(standard cross country course) 같은 다양한 포장된 시험로(paved proving ground)의 형상을 구현하기 위하여 삼각 패치 요소들을 이용한 이산화된 노면(discretized terrain) 구현법이 이용되어 졌으며 본 연구에서 사용된 노면은 단단한 노면(hard ground)에 대하여 이루어졌다. Fig. 3은 범선 벡터를 갖는 1개의 삼각 패치 요소와 상호 작용하는 외핀(single pin) 케도 모델을 보여주고 있다.

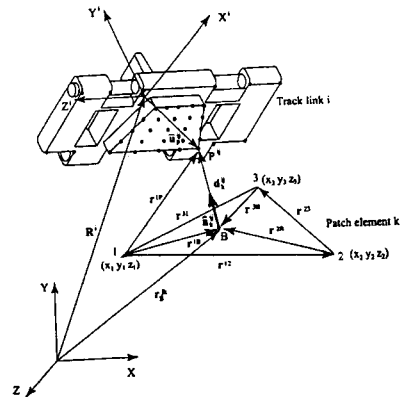


Fig. 3 Interaction between track shoe body and triangular patch element

2.5 운동방정식

궤도 시스템은 1점촉력을 통해서 샴시 요소들과 상호작용하고 인접한 궤도 링크들은 컴플라이언트 (compliant) 힘 요소들에 의해 연결되어져 있기 때문에 궤도 시스템의 각 궤도는 3개의 병진 좌표와 3개의 오일러 각에 의해 표현되어지는 6자유도를 갖는다. 속도 변환법을 이용한 샴시의 운동방정식은 다음과 같이 표현되어진다.

$$B^T M B \ddot{q}_i = B^T (Q - M \dot{B} \dot{q}_i) \quad (1)$$

여기서 q_i , B 는 각각 상대 독립좌표, 속도변환 행렬을 나타내고 M 은 샴시 시스템의 질량 행렬, Q 는 샴시 시스템의 일반화된 외력과 내력 벡터이다. 샴시 부시스템과 궤도 부시스템은 서로 기구학적 연관성이 없기 때문에 궤도 부시스템에 대한 운동방정식은 다음과 같이 단순한 형태로 쓸 수 있다.

$$M' \ddot{Q}' = Q' \quad (2)$$

여기서 M' , Q' , 그리고 Q' 는 각각 궤도 부시스템의 질량행렬, 일반 좌표, 힘벡터를 나타낸다. 결론적으로 샴시 시스템과 각 궤도 링크의 가속도는 수식 (1)과 (2)에 의해 각각 얻어진다.

2.6 G-Alpha 적분기

기계시스템에 대한 운동방정식을 풀어가는데 있어서 매우 다양한 적분법이 적용되어질 수 있다. 명시적 방법(explicit methods)은 안정성 영역이 매우 작고 고유치들(eigenvalues)의 크기가 상대적으로 작은 완만한 시스템에 적합하다. 명시적 방법과 반대로 암시적 방법(implicit methods)은 큰 안정성 영역을 갖고 고유치들의 크기가 큰 시스템에 적합하다. 암시적 방법의 중요한 특징중 하나는 수치적 감쇠(numerical dissipation)이다. 기계시스템의 해석과정에서 어떤 주파수를 넘어서는 응답은 실제로 존재하는 것이 아니라 모델링 과정에서 인위적으로 포함되는 경우가 있다. 본 연구에서 사용된 모델에서 두 강체사이의 접촉은 컴플라이언스 요소들에 의해 모델되어졌다. 컴플라이언스 요소의 스프링과 감쇠기 특성은 탄성, 소성변형과 재료의 히스테리시스를 표현해야 한다. 그러한 특성들은 설계자의

의도와는 관계없는 모델링 과정에서 인위적인 높은 주파수를 포함할지도 모른다. 그러한 인위적인 높은 주파수를 필터링(filtering)하여 주지 않는다면 적분 간격이 현실성 없을만큼 줄어들 수도 있다. 이러한 특성을 고려하여 어떤 범위를 넘어서는 주파수를 걸러내고 바람직하지 않은 응답을 소진시키기 위하여 G-alpha 법^{8,9)}이 개발되어졌다. G-alpha법의 특징 중 하나는 주파수 필터링(filtering)과 소진량(dissipation amount)을 적분식으로부터 매개변수를 변화시킴으로써 자유롭게 조정 가능하다는 것이다. Fig. 4는 차량이 트렌치 코스를 지나갈 때 고기동 궤도 차량의 그림을 보여주고 있다.

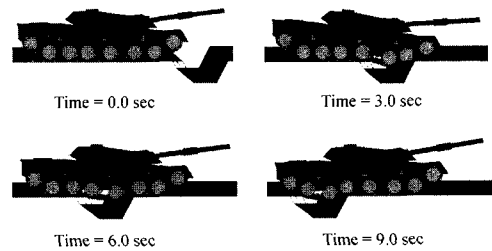


Fig. 4 Computer animation of multibody tracked vehicle running over trench ground profile

3. 동적 궤도 장력의 실험적 측정

장력측정계(Dynamic Track Instrumentation System, DTIS)¹²⁾는 스트레인 게이지, 신호처리기(signal processor), 자료 저장(data storage) 그리고 전원장치(power unit)로 구성되어 있다. 측정계의 구성 및 자료의 저장 방법은 Fig. 5에 나타나 있다. 이 측정계를 궤도 슈 몸체 안에 설치하고 스트레인 게이지로부터 궤도 링크 안쪽과 바깥쪽의 장력을 800Hz 비율로 160초 동안 자료를 저장할 수 있으며 주행을 마치고서 장력 데이터를 노트북 컴퓨터로 다운로드 받아야 한다. 고기동 궤도차량의 동적 궤도장력을 측정하기 위한 궤도 링크는 KRC¹²⁾에서 값이 교정(Calibration)되어졌으며 실험 방법은 다음과 같다.

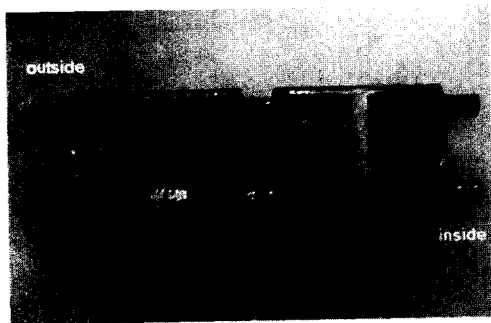
- 1) 우측 궤도 부시스템의 궤도 링크 중 하나를 측정계가 내장된 궤도로 교체한다.
- 2) 각 주행 실험 전에 측정계의 신호를 체크 한 후 측정시작 스위치를 켜다.
- 3) 주행 실험(직진, Pivot, Turning, Profile IV,

Bump등) 실시한다.

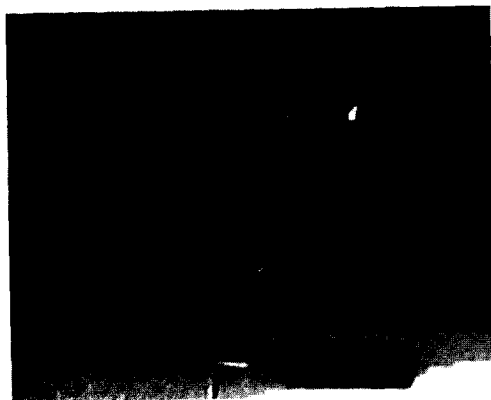
4) 주행이 끝나면 궤도 차량을 정지시키고 자료를 저장한다. 그리고 측정계에 Connector를 연결하여 주행간 측정된 데이터를 노트북 컴퓨터에 다운로드 받는다.

5) 다운로드가 끝나면 측정계를 리셋(reset) 후 위의 2번 절차부터 다음 주행을 실시한다.

Fig. 6과 7은 평지에서 사시 속도 10km/h 등속 주행할 때 궤도장력, 사시 수직가속도 주파수에 대한 시뮬레이션과 실험 결과 비교를 보여주고 있다. 이 그림들에서 볼 수 있듯이 궤도 링크가 아이들러, 로드휠, 스프로킷을 지나가는 동안 동적 궤도장력의 경향뿐만 아니라 주파수 특성까지 거의 일치함을 알 수 있다. 단, Fig. 6의 실험적 결과와 수치적 결과 사이에 4부분에서 큰 차이를 보여주고 있는 이유는



(a) Dynamic track instrumentation system installed in double-pin track link



(b) Downloading the acquired dynamic tension after maneuvering

Fig. 5 Dynamic track tension measurement system for high mobility tracked vehicle

궤도 링크가 스프로킷, 아이들러, 첫 로드휠, 마지막 로드휠 부근에서 상대적으로 큰 회전각을 갖게 되고 이 때 실험장치에 있는 스트레인 게이지가 병진방향 변형량 측정에 오차(error)를 발생시키기 때문이다.

Fig. 8은 30%의 경사면을 사시 속도 10km/h 등속 주행시 궤도링크에 나타나는 궤도장력을 보여주고 있다. 마찬가지로 궤도의 동적 궤도장력이 거의 일치함을 알 수 있다.

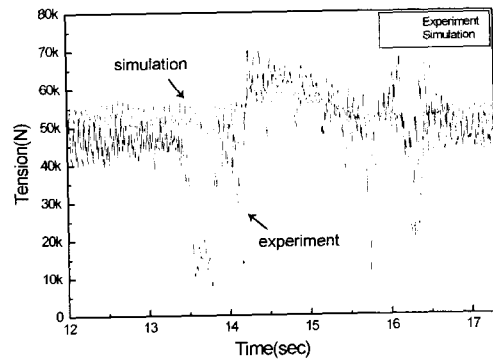


Fig. 6 Dynamic tension of a track link on flat ground

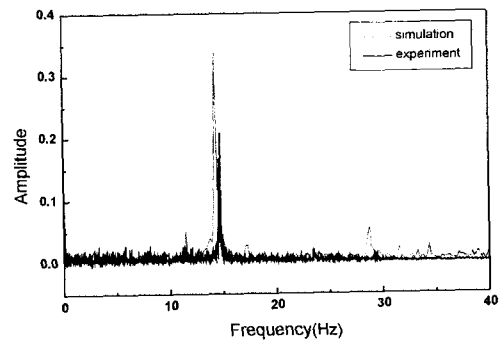


Fig. 7 Frequency of chassis vertical acceleration

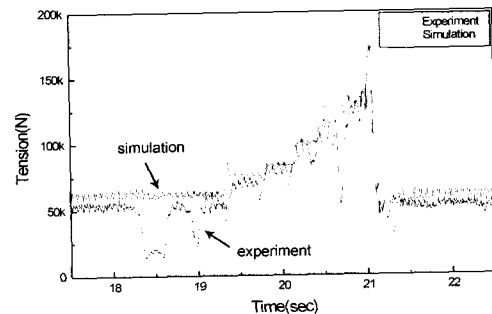


Fig. 8 Dynamic track tension of a track link on 30% longitudinal slope ground

4. 동적 궤도장력 특성 인자들의 수치적 조사

공간과 환경상의 실험적 한계를 극복하기 위해 수치적 시뮬레이션이 수행되어졌다. 궤도 장력은 2 가지 다른 관점에서 모니터링 되어졌으며 그것은 하나의 궤도 링크를 따라가면서 보는 궤도 링크 관점과 샤키를 기준으로 보는 샤키 고정 관점이다. 샤키 고정관점에 대한 궤도장력을 얻기 위하여 모든 궤도링크가 샤키 몸체(hull)의 한 부분을 통과할 때의 궤도 장력이 관찰되어졌다. 궤도 링크 관점에 대해서는 선택된 하나의 궤도링크가 로드휠, 아이들러, 스프로킷, 지지롤러와 같은 샤키 요소들을 회전할 때의 궤도 장력이 관찰되어졌다. 궤도 장력에 영향을 미치는 주요 인자로서 초기장력(pre-tension), 차량속도, 노면 형상, 견인력(traction force), 구동 토크, 회전 저항(turning resistance)을 설정하여 이에 대한 동적 궤도 장력을 살펴보았다. 차량의 동적 거동에 대한 영향을 보기 위하여 25kN, 50kN, 100kN의 초기장력들이 주어졌다. 속도 구속식(velocity constraint equations)을 이용하여 양쪽 구동 스프로킷에 5km/h, 20km/h, 40km/h의 3가지 다른 속도를 주었다. 실제 시험표준 노면(real proving ground)¹⁰⁾과 동일한 노면 형상이 삼각 패치 요소들을 이용하여 구현되어졌다. 다른 견인력(traction force) 모델링을 위해서 궤도 슈와 노면사이에 0.1, 0.4, 0.7의 마찰계수를 이용하였다. 제자리 선회(pivot turning), 좌우측 조향(turning), 후진, 가속, 감속운동 등 다양한 주행조건에 대한 궤도 장력이 조사되어졌다.

4.1 초기 장력 영향

궤도 체인의 동적 거동에 가장 중요한 변수중의 하나가 초기 장력이다. 적정 초기장력(optimal pre-tension)에 대한 연구가 오랫동안 학계와 산업계에서 중요한 주제였지만 시뮬레이션상의 어려움때문에 많은 연구들이 단지 실험에만 국한되어 왔다. 현재 현가장치를 갖는 고속 궤도 차량의 경우에 차량 자중의 약 10%를 초기 장력으로 가해주고 있다. Fig. 9는 3가지 초기 장력에 대한 특정 궤도 링크 1개에 작용하는 궤도 장력을 보여주고 있다. 이 때의 초기 장력은 각각 25kN, 50kN, 100kN이다. 양쪽 스프

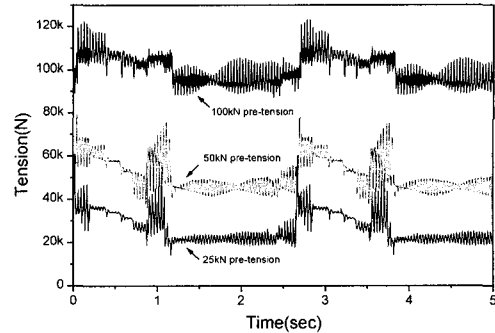


Fig. 9 Track tensions of pre-tension effect

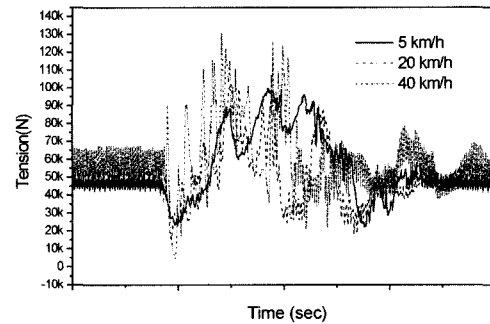


Fig. 10 Track tensions of different speeds

로킷은 차량 속도 20km/h에 해당하는 17.8rad/sec의 등속 각속도를 갖는다. 이 그림에서 보여주는 바와 같이 초기 장력의 증가가 동적 궤도장력(dynamic track tension)을 선형적으로 증가시킨다는 것을 알 수 있다.

4.2 차량 속도 영향

휠 차량(wheeled vehicle)의 타이어와 같이 궤도차량에서는 궤도 체인의 회전에 의해 차량의 움직임이 일어난다. 몇몇 수치적, 실험적 연구들에서 궤도 장력은 차량 속도 변화만큼 많이 일어나지 않는다고 하지만 궤도 장력의 주파수는 크게 변한다. 범프 코스 주행의 경우, 차량이 범프와 만날 때 범프와 접촉이 일어나는 부분의 궤도장력은 급격하게 증가함을 알 수 있다. 이것은 궤도 링크와 노면사이의 충격력(impact force)의 큰 증가때문이다.

4.3 노면 형상 영향

시험노면 형상(proving ground profiles)을 구현하

는 일반적인 방법에 대해서는 앞서 소개하였다. 실제 시험 노면을 나타내는 많은 노면들은 삼각 패치를 이용하여 구현되었다. 노면의 접촉력은 궤도 링크에 직접적으로 전달되기 때문에 궤도 장력은 주어진 노면 형상과 밀접한 관계를 가지게 된다.

4.4 견인력 영향

궤도 시스템이 회전할 때 견인력은 궤도 시스템 속도의 반대방향으로 궤도 시스템에 발생한다. 궤도 링크 핀과 스프로킷 이(teeth)사이의 접촉력은 스프로킷 중심축에 작용하는 병진 힘과 토크로 변환되어질 수 있다. 결국, 스프로킷 축에 작용하는 병진 힘이 궤도차량을 움직이게 한다. 견인력의 양은 궤도 시스템과 노면 사이의 마찰 모델에 의해 결정되어진다. 서로 다른 마찰계수를 갖는 모델에 대하여 중간 로드휠 부근에서의 궤도 장력이 Fig. 12에서 보여지고 있다. 0.1, 0.4, 0.7의 3가지 다른 마찰계수들이 본 연구에서 사용되어졌다. 또한, 단순 쿨롬 마찰 (simple coulomb friction)모델과 단단한 노면

(hard ground) 모델이 본 연구에서 적용되었다. 마찰 효과를 보여주기 위해서 차량은 10초동안 속도 0에서 40km/h로 가속시켜 보았다. 이 그림에서 보여주듯이 마찰계수의 증가는 궤도 장력 증가를 일으킬 수 있었다.

4.5 스프로킷 토크 영향

본 연구에서는 파워 팩(power-pack)과 엔진(engine) 및 변속장치(transmission)는 스프로킷의 속도를 구속조건(constraint)이나 스프로킷 토크를 이용함으로써 모델되어졌다. 실차에서 스프로킷 토크를 일정하게 유지시키는데 2가지 주된 외란(disturbance)이 있을 수 있다. 하나는 조종수가 차량 조작에 있어서 발생하는 불규칙한 입력이고 다른 하나는 동력 전달상의 기어 변속으로 인한 충격이다. 스프로킷 토크는 스프로킷과 이(teeth)와 궤도 링크핀들사이의 접촉력으로 변환된다. 스프로킷 접촉력은 궤도 링크 핀들을 반복적으로 밀고 당김으로서 궤도 장력을 변하게 만든다. 스프로킷 토크 효과를 관찰하기 위하여 계단함수(step function), 사인함수(sinusoidal function), 선형 함수(linear-steady function)의 형태로 스프로킷에 토크를 가하였다. Fig. 13은 계단함수로 토크를 가하였을 때 스프로킷 주변의 궤도 장력 변화를 보여주고 있다.

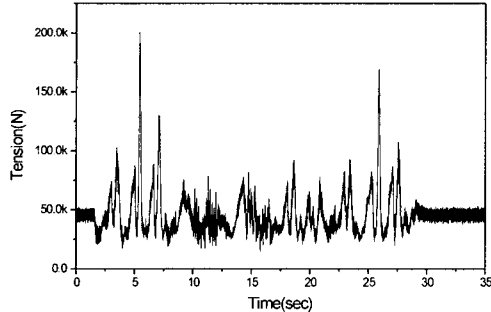


Fig. 11 Track tensions of APG profile IV

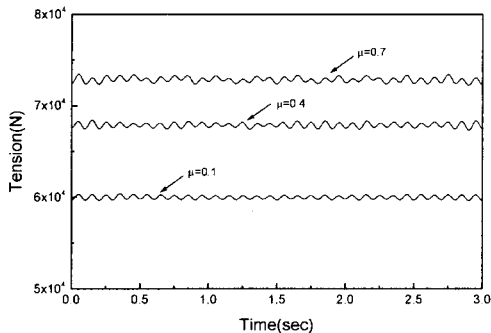


Fig. 12 Track tensions of traction force effect

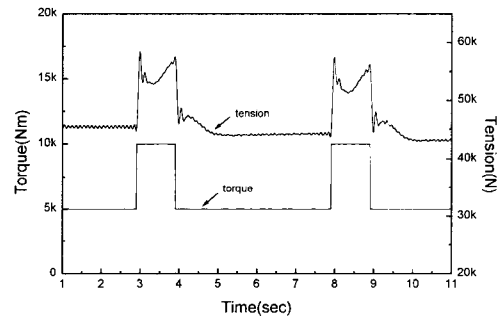


Fig. 13 Track tensions of sprocket torque effect

4.6 회전 운동 영향

궤도 차량은 좌우측 스프로킷의 속도차이에 의해 회전하게 되며 속도 차이는 서로 다른 견인력을 야기시킨다. 궤도 시스템의 견인력은 양쪽 스프로킷 축중심에서의 힘으로 변환된다. 사시 시

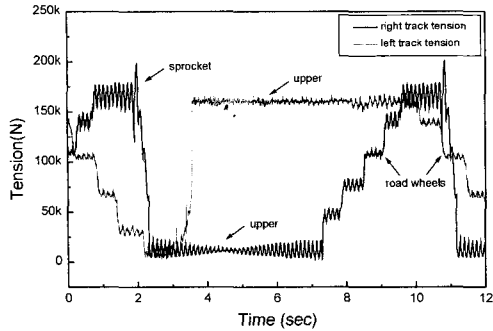


Fig. 14 Track tensions of turning resistance effect

시스템은 양쪽 스프로킷 축의 힘 차이에 의해서 수직축방향에 대하여 회전하게 된다. 양쪽 스프로킷의 각속도가 서로 다른 속도로 일정하다면 궤도장력의 큰 차이가 차시의 회전 때문에 관찰되어 질 것이다.

Fig. 14는 $\omega_{right} = -4.5\text{rad/sec}$, $\omega_{left} = -5.4\text{rad/sec}$ 의 각속도로 차량이 우회전을 할 때 좌우측 궤도장력의 변화를 보여주고 있다. 우측 스프로킷의 윗부분의 궤도장력은 크게 올라가고 반면에 아랫부분의 궤도장력은 내려감을 알 수 있다.

5. 결론

고기동 궤도차량의 동적 궤도장력이 본 논문에서 조사되어졌다. 이 조사에서 사용된 3차원 다물체 궤도차량 모델은 차시 시스템과 궤도 시스템으로 구성되어 있다. 차시 시스템은 차체, 스프로킷, 로드휠, 로드암, 지지롤러, 정교한 유공압(hydro-pneumatic) 장치와 토션바(torsion bar)를 갖는 현가 시스템으로 이루어져 있다. 궤도 링크 연결은 유연 힘(compliant force) 모델이 적용되었다. 궤도 차량 모델은 189개의 강체, 36개의 핀조인트와 152개의 유연 부싱요소를 가지며 954자유도를 갖는다. 수치적 결과들은 실험적 결과들과 비교되어졌다. 수치적 시뮬레이션들은 다양한 주행조건 하에서 이루어 졌으며 몇가지 동적 궤도장력에 영향을 미치는 인자들을 살펴보았다. 주행 중 동적 궤도장력 예측시스템 개발 및 예측 기법이 본 연구에서 또한 제안되었다. 앞으로 적정 궤도장력(optimal track tension)을 찾기 위한 더 많은 연구들이 수행되어야 할 것이다.

후 기

국방과학연구소 관계자 여러분께 감사 드립니다. 본 연구는 경희대학교 2000년 신입교수연구과제의 지원으로 이에 감사드립니다.

References

- 1) G. R. Doyle, G. H. Workman, "Prediction of Track Tension when Traversing an Obstacle," SAE 790416, 1979.
- 2) A. G. Galaitis, "A Model for Predicting Dynamic Track Loads in Military Vehicles," Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, Vol.106/289, 1984.
- 3) R. M. Trusty, M. D. Wilt, G. W. Carter, D. R. Lesuer, "Field Measurement of Tension in a T-142 Tank Track," Experimental Techniques, 1988.
- 4) M. K. McCullough, E. J. Haug, "Dynamics of High Mobility Tracked Vehicles," ASME, Journal of Mechanisms Transmissions, and Automation in Design, Vol.108, pp.189-196, 1986.
- 5) J. H. Choi, H. C. Lee, A. A. Shabana, "Spatial Dynamics of Multibody Tracked Vehicles : Spatial Equations of Motion," International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, Vehicle System Dynamics, Vol.29, pp.27-49, 1998.
- 6) H. C. Lee, J. H. Choi, A. A. Shabana, "Spatial Dynamics of Multibody Tracked Vehicles : Contact Forces and Simulation Results," International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, Vehicle System Dynamics, Vol.29, pp.113-137, 1998.
- 7) C. Scholar, N. Perkins, "Longitudinal Vibration of Elastic Vehicle Track System," SAE 971090, International Congress and Exposition, Detroit, MI, Feb. 24-27, 1997.
- 8) J. Chung, J. M. Lee, "A New Family of Explicit Time Integration Methods for Linear and Non-linear Structural Dynamics," International Journal for Numerical Methods in Engineering, Vol.37, pp.3961-3976, 1994.

- 9) H. S. Ryu, D. S. Bae, J. H. Choi, A. Shabana, "A Compliant Track Model For High Speed, High Mobility Tracked Vehicle," International Journal For Numerical Methods in Engineering, Vol.48, pp.1481-1502, 2000.
- 10) Changwon Proving Ground Construction Manual, Agency for Defense Development, GWSD-809-960634, 1996.
- 11) A. Shabana, Dynamics of Multibody Systems, John Wiley & Sons, New York, 1989.
- 12) G. Simula, N. Ruonavaara, J. Pakkals, "DTIS Operation Manual," KRC, Michigan Technological University, 1999.
- 13) D. C. Park, I. S. Seo, J. H. Choi, "Experimental Study on the Contact Stiffness and Damping Coefficients of the High Mobility Multibody Tracked Vehicle," Journal of the Korean Society of Automotive Engineers, pp.348-357, 1999.