

크롤러형 굴삭기의 동역학적 모델 개발 및 시뮬레이션

권순기*

(논문접수일 2009. 08. 20, 심사완료일 2009. 12. 01)

Dynamic Model Development and Simulation of Crawler Type Excavator

Soon Ki Kwon*

Abstract

The history of excavator design is not long enough which still causes most of the design considerations to be focused on static analysis or simple functional improvement based on static analysis. However, the real forces experiencing on each component of excavator are highly transient and impulsive. Therefore, the prediction and the evaluation of the movement of the excavator by dynamic load in the early design stage through the dynamic transient analysis of the excavator and ensuring of design technique plays an importance role to reduce development-cost, shorten product-deliver, decrease vehicle-weight and optimize the system design. In this paper, Commercial software DADS and ANSYS help to develop the track model of the crawler type excavator, and to evaluate the performance and the dynamic characteristics of excavator with various simulations. For that reason, the track of crawler type excavator is modelled with DADS Track Vehicle Superelement, and the reaction forces on the track rollers were predicted through the driving simulation. Also, the upper frame and cabin vibration characteristics, at the low RPM idle state, were evaluated with engine rigid body modelling. And flexibility body effects were considered to determine the more accurate joint reaction forces and accelerations under the upper frame swing motion.

Key Words : DADS Track Vehicle Superelement(DADS 트랙 비클 수퍼엘리먼트), Crawler Type Excavator(크롤러형 굴삭기), Engine Modeling(엔진모델링), Driving Simulation(주행시뮬레이션), Flexible Multibody Dynamic(탄성체동역학), Vibration Modal Analysis(진동모드해석), Static Correction Mode(정적보정모드)

1. 서론

최근 각종 건설 및 토목공사에서 굴삭기의 활용이 크게

증가함에 따라 굴삭기의 기능적 품질에 많은 관심이 집중되고 있다. 그러나 국내·외적으로 굴삭기의 기능적 품질은 평준화되어 가는 추세이며 앞으로의 시장경쟁력은 수명 신뢰

* 호서대학교 산학협력단 (skkwon@hoseo.edu)
주소: 336-795 충남 아산시 배방읍 세출리 165

성, 운전의 편의성, 저진동/저소음 등 비 기능적인 품질에 의해서 크게 영향을 받을 것으로 예상되고 있다.

굴삭기 설계기술은 그 역사가 짧아 현재까지도 대부분의 설계가 정역학적 해석/설계 기술을 바탕으로 기능 및 성능 확보에 대부분의 노력을 경주하고 있는 실정이다.

그러나 실제 굴삭기의 구조 및 부품 그리고 조인트에 작용하는 하중은 고도로 동적이며 또한 충격적이다. 따라서 기존의 정역학적 설계기술로는 이 같은 동적하중에 의한 장비의 거동을 제품개발단계에서 예측 및 평가하여 실제 설계에 반영하기가 어려운 실정이다.

따라서 시제품의 시험에 많은 시간과 경비가 소요되고 제품개발 후 예상치 않은 곳에서 파손이 일어나서 시행착오적으로 대책을 강구함에 따라 많은 개발비가 소요되고 제품에 대한 신뢰성 문제가 뒤따르게 된다.

이와 같이 굴삭기의 신뢰성은 그 동적특성에 의해 크게 지배되므로 동특성해석 및 설계기술의 제고가 시급하나 동특성에 관계되는 변수의 복잡성과 동역학 매개변수의 측정이 어려워 이론적 및 실험적 접근이 어려운 실정이다.

본 연구는 굴삭기의 신뢰성 제고 및 경량화, 최적화, 고기능화에 대비하여 장비의 동특성해석 및 설계기술의 확립을 목표로 하고 있으며 이를 통해 장비의 동적 거동 시 각 부위에 발생하는 동적인 하중과 응력 그리고 거동 등을 사전에 예측하고자 한다.

이를 위해 먼저 DADS의 Track Vehicle Superelement 모듈⁽¹⁾을 사용하여 크롤러형 굴삭기의 트랙을 모델링하며 이를 통해 굴삭기의 주행 시뮬레이션을 실시하고 주행 시 트랙롤러에 작용하는 반력을 구한다. 또한 엔진의 모델링을 통해 엔진 아이들 상태에서 상부프레임 및 기능품 들의 진동특성

을 평가하며 붐의 진동모드를 고려하여 상부 선회 시 작업장치에 작용하는 반력과 진동가속도를 구하여 설계에 활용하고자 한다.

2. 굴삭기의 강체 모델링

굴삭기의 강체 모델링을 위한 단품의 기본형상, 치수, 무게, 무게중심 및 질량관성모멘트는 도면을 기본으로 하였다. 즉 연료탱크, 유압탱크, 엔진, Counter-Weight, 유압실린더는 3차원 CAD 프로그램인 I-DEAS를 사용하여 3차원 모델링을 수행한 후 각 단품의 중량에 근거하여 데이터를 산출하였다.

또한 상부 및 하부프레임, 캡, 그리고 작업 장치에 대하여는 향후 유한요소해석 프로그램인 ANSYS와 동역학해석 프로그램인 DADS와의 연계를 위하여 유한요소 모델링을 수행한 후 산출된 데이터를 이용하였다. Fig. 1은 굴삭기의 모델에서 고려한 단품과 이들 간의 기구학적 조인트 및 결과 도출시 언급된 위치들을 나타낸 것이다.

2.1 작업장치의 모델링

작업장치의 모델링은 향후 역동역학(inverse dynamics)이나 기구해석 시 Redundancy에 의하여 발생하는 오차를 제거하기 위하여 실제 조인트와는 다르나 실제 작업장치의 움직임을 나타낼 수 있는 조인트를 선정하여 모델을 구성하였다.

2.2 캡의 모델링

캡의 형상 및 관성 모멘트는 유한요소해석을 통한 결과로

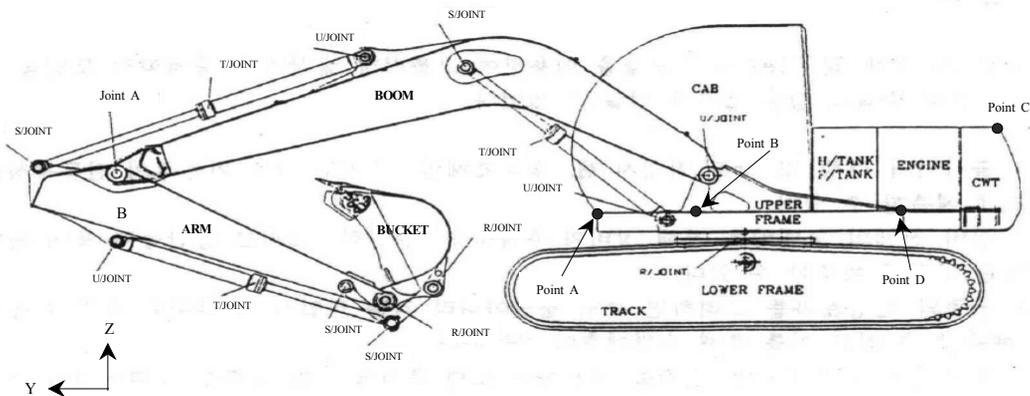


Fig. 1 Dynamic model of the excavator

이용하였다. 캡과 상부프레임과의 연결부는 실제로 마운트가 연결되는 여섯 지점의 위치에 부싱요소(bushing element)를 이용하여 모델링하였다. 부싱요소는 세 방향의 강성과 감쇠 성분으로 구성되며 강성 및 감쇠값은 실험치를 이용하였다.

수직방향의 강성으로는 250kg/cm를, 감쇠는 감쇠비 기준으로 12%를, 그리고 캡의 무게에는 운전자의 무게인 70kg을 추가로 고려하였다.

2.3 트랙의 모델링

트랙(track)의 모델링을 위해서는 DADS의 Track Vehicle Superelement 모듈을 사용하였다. 이 트랙 모듈은 Fig. 2의 탱크와 같은 고속장비를 기준으로 구성되었기 때문에 크롤러 형태의 굴삭기 특성에 맞추기 위하여 많은 수정을 가하였다.

Track Vehicle Superelement 모듈의 구성은 Fig. 2와 같다. 각각의 로드암(road arm)은 새시(chassis)에 회전축을

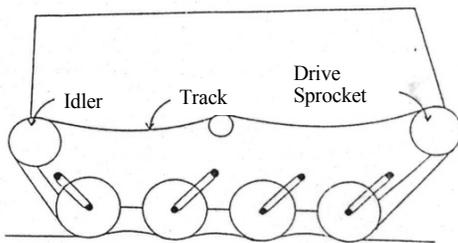


Fig. 2 A Typical high mobility track vehicle

갖고 새시에 대해 상대적인 회전운동을 하며 이 회전운동에 대한 강성과 감쇠를 갖고 있다. 로드암의 끝단에는 반경이 큰 로드휠(road wheel)이 있으며 로드암/로드휠 조합과 새시와의 사이에 스프링과 감쇠기로 구성되는 현가계가 존재한다. 또한 아이들러(idler)와 스프로켓(sprocket)은 지면과의 상호작용이 없는 것으로 가정하고 있다.

탱크와는 대조적으로 크롤러형 굴삭기 트랙의 경우 로드암이 새시에 고정되어 새시에 대한 상대운동이 없으며 반경이 상대적으로 작은 로드휠(lower roller)이 지속적으로 운동을 한다. 트랙의 장력은 아이들러와 새시 사이에 있는 리코일 스프링(recoil spring)에 의해 조절되며 아이들러와 스프로켓은 각각 지면과의 상호작용을 통하여 지면과 바퀴와의 사이에서 발생하는 반력을 새시에 전달하여 줄 수 있도록 되어있다.

따라서 위에서 언급한 차이점을 고려하여 Fig. 3과 같은 형태로 굴삭기의 트랙을 모델링 하였다.

2.3.1 아이들러의 모델링

아이들러는 새시와의 사이에 리코일 스프링에 의한 병진 운동만을 하도록 설계되어있다. DADS 모델상에서 아이들러를 사용할 경우 아이들러와 지면과의 사이에서 발생하는 반발력을 나타낼 수 없다. 따라서 모델링상에서 아이들러는 로드휠로 대체하였으며 Fig. 3과 같이 반경이 큰 로드암에 의해서 회전하도록 하여 새시와의 상대적인 운동이 직선운동에 가깝도록 하였다.

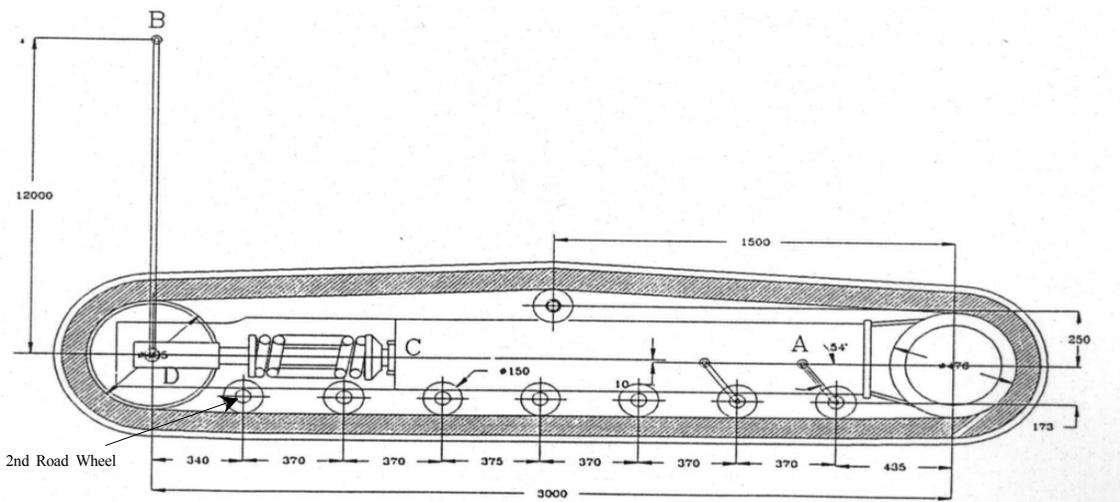


Fig. 3 Modeling scheme of under carriage in the crawler type excavator

또한 로드암의 회전강성과 감쇠는 무시하였으며 리코일 스프링의 강성은 TSDA(Translational Spring-Damper-Actuator) 요소의 강성으로 대치하였고 감쇠는 수치해석상의 안정성을 고려하여 임계감쇠(critical damping)로 가정하였다.

2.3.2 로드휠(lower roller)의 모델링

로드휠과 새시 사이의 상대운동을 구속하기 위하여 간단한 로드휠과 새시 사이에 강성이 큰 스프링을 삽입할 수 있다. 그러나 이 경우 상대적으로 가벼운 로드휠과 큰 스프링 강성에 의하여 높은 주파수 영역의 운동이 발생하게 되어 계산시 적분시간(integrating time)을 매우 짧게 고려해야 하며 이로 인해 계산 시간이 길어지고 계산의 안정성이 저하는 단점이 있다.

따라서 모델링 상에서는 로드휠의 상대적인 움직임을 제거하기 위하여 모델링 상의 요소 부가를 피하고 계산식 구성시 로드휠의 자유도를 구속하는 방법을 사용하였다.⁽²⁾ DADS의 사용자 루틴(user subroutine)을 이용하여 구속 방정식 행렬인 자코비안 행렬(Jacobian matrix)의 로드휠 움직임에 대한 자유도를 구속조건으로 강제 치환하여 로드휠과 새시 사이에 발생하는 상대적인 운동을 제거하였다.⁽³⁾

2.3.3 스프로켓의 모델링

스프로켓은 DADS 모델링 상에서 구동력을 전달하는 요소로서 모델링 상에서 생략될 수 없기 때문에 로드휠로 대치될 수는 없다. 따라서 지면과의 상호작용을 고려하기 위하여 DADS의 소스코드(source code)를 수정하였다.

2.4 구동부의 모델링

굴삭기 모델링에서 구동부는 유압 실린더, 상부 회전모터,

그리고 트랙의 주행모터이다. 각각의 구동부는 모두 동역학적인 관점에서 모델링을 하기 위하여 다음과 같은 간단한 제어회로를 구성하였다.

2.4.1 트랙 모터의 모델링

DADS에서 트랙 요소를 위하여 제공하고 있는 구동방식은 두 가지다. 첫째는 속도를 지정하는 방식으로써 속도를 시간에 대한 함수로 정의하여 지면과 트랙 사이의 동역학적인 상호작용에 관계없이 장비는 일정한 속도로 주행하게 된다. 따라서 이는 실제상황과는 다르게 된다.

둘째는 토크를 시간에 대한 함수로 정의하는 방식으로, 트랙의 구동은 동역학적으로 구동되지만 장비의 주행속도를 실제상황과 일치하도록 제어하기가 어렵게 된다. 따라서 본 모델링에서는 간단한 제어회로를 구성하여 트랙을 구동하였으며 제어회로는 Fig. 4와 같다.

Fig. 4의 회로에서 구동신호는 두 가지로 분류된다. 첫 번째는 목적하는 장비의 속도와 관계에서 발생하는 오차신호이고 두 번째는 목적하는 장비의 진행방향과의 관계에서 발생하는 오차신호이다. 이 두 신호를 가감하여 트랙 모터에서는 트랙 모터의 최대출력 한도 내에서 토크를 발생시키게 된다.

Fig. 4와 같은 회로를 이용하여 굴삭기를 주행 시킬 때, 필요한 토크가 트랙 모터의 최대출력 토크보다 작을 경우 장비의 속도를 일정하게 유지하고 반대의 경우는 장비의 주행속도를 감속하게 된다.

2.4.2 실린더 및 상부 회전 모터의 모델링

유압 실린더 및 회전모터의 구동방식은 구동변위 및 각도를 입력하고 시간에 따라 구동변위 및 각도를 만족하기 위한

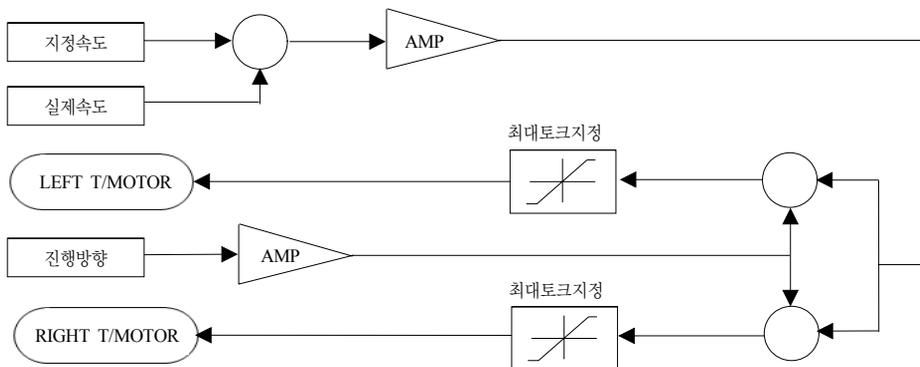


Fig. 4 Control scheme of track motor

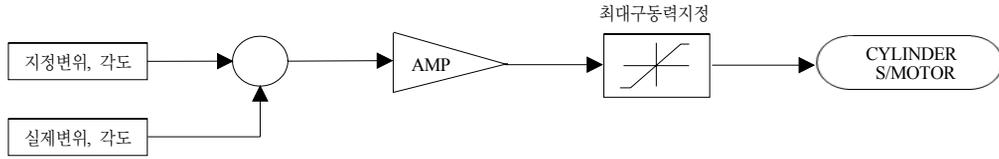


Fig. 5 Block diagram of hydraulic cylinder and swing motor

힘을 발행시키도록 Fig. 5와 같은 제어회로를 구성하였다.

Fig. 5에서 각각의 구동부는 목적하는 변위 및 각도의 시간에 따른 변화와 실제 구동부의 시간에 따른 변화를 비교하여 오차신호를 발생시키고 이 신호에 의하여 각각의 최대출력 한도 내에서 구동력을 발생시키게 된다.

목적하는 변위에 빨리 수렴시키기 위하여 게인(gain)을 크게 부여하였고 이로 인한 이상 진동을 방지하기 위하여 실린더 부위에는 TSDA 요소를, 회전 모터 부위에는 RSDA (Rotational Spring-Damper-Actuator)요소를 지정하고 강성은 0, 그리고 변위가 진동하지 않는 범위 내에서 감쇠값을 부여하여 실제의 구동조건에 가깝도록 모델링하였다.

3. 탄성체 모델링

굴삭기의 정확한 동적해석 및 응력해석을 위해서는 모든 단품을 탄성체로 가정하여 모델링해야 하나 이 경우 자유도의 수가 지나치게 증가하여 계산시간이 많이 소요되는 단점이 있다. 따라서 본 과제에서는 작업 장치의 붐만을 탄성체로 모델링하였다.

붐의 탄성체 모델링은 ANSYS를 이용하였으며 붐의 유한요소모델은 Fig. 6과 같으며 총 2,930개의 절점과 3,216개의 요소로 구성되어있다. ANSYS를 이용한 유한요소모델링시 DADS와의 결합을 고려하여 다음과 같은 사항에 유의해야 한다.⁽⁴⁾

- ① DADS에서 설정한 국부좌표계와 ANSYS 모델에서

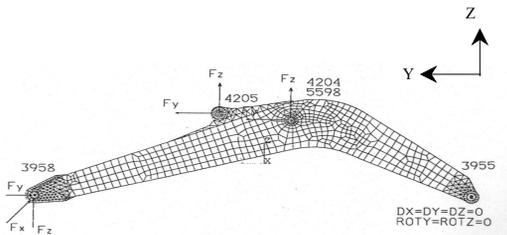


Fig. 6 Finite element model of boom

사용한 좌표계는 일치해야 한다. 만약 일치하지 않으면 ANSYS 좌표계를 이동하여 DADS 좌표계와 일치하게 해야 한다.

- ② DADS를 이용한 강체모델과 ANSYS를 이용한 유한요소모델의 결합을 위해서는 DADS 상의 조인트 위치에 ANSYS 절점이 존재해야 한다. ANSYS의 3차원 모델링 시 셸(shell) 요소 등을 사용하면 절점의 위치가 다소 이동하여 DADS의 조인트 위치에 ANSYS 절점이 존재하지 않을 수가 있으며 이런 경우 DADS 모델과 결합시 오차가 발생한다. 따라서 유한요소모델링이 끝난 후 DADS 조인트 위치에 ANSYS 절점이 있는지 검토한 후 유한요소 해석을 수행해야 한다. 만약 DADS 조인트 위치에 ANSYS 절점이 존재하지 않으면 절점의 위치를 이동하여 DADS 조인트의 좌표와 일치하게 해야 된다.

3.1 붐의 진동모드 해석

진동모드해석은 유한요소모델링에 의한 강성 및 질량행

Table 1 Natural frequencies of boom

| Mode | Natural Frequency (Hz) | Remarks |
|------|------------------------|--------------|
| 1 | 0.026 | Rigid body |
| 2 | 9.52 | Bending mode |
| 3 | 40.96 | Bending mode |
| 4 | 54.74 | Bending mode |
| 5 | 118.05 | Torsion mode |
| 6 | 144.74 | Torsion mode |
| 7 | 156.18 | Local mode |
| 8 | 166.83 | Bending mode |
| 9 | 178.76 | Local mode |
| 10 | 189.52 | Local mode |

렬 그리고 사용자에 의해 지정되는 경계조건을 이용하여 수행하게 된다. 단품의 경계조건은 인접한 단품과의 결합 시 부가되는 기구학적 구속조건을 잘 고려하여 이에 합당한 경계조건을 선정해야 한다.

만약 선정한 경계조건이 강제운동모드를 억제하기에 충분하지 않다면 강제운동 모드가 발생한다. 진동모드와 함께 정적보정모드를 사용한다면 강제모드로 인하여 정적해석을 수행할 수가 없게 된다. 따라서 이런 경우에는 DADS의 IRLVC(Inertia Relief Load Vector Calculator)를 함께 사용하여 정적해석시 강제모드 발생을 방지해야 한다.⁽⁵⁾

봄의 고유진동해석을 위해서는 ANSYS상에서 집중질량 행렬의 옵션을 사용해야 하며 강제모드는 허용해야 한다. 고유진동해석을 위해서는 먼저 경계조건을 선정해야 하는데 봄은 외팔보의 형상을 하고 있으므로 봄의 고유진동 해석을 위한 경계조건으로는 봄이 프레임에 고정된 지점의 X, Y, Z 3개의 변위와 Y 및 Z에 대한 회전을 구속하였다. 따라서 봄은 X축에 대한 1개의 회전 강제모드를 갖게 된다. Fig. 7

은 봄의 회전에 대한 강제모드를 제외한 처음 4개의 탄성모드를 나타낸 것이다.

3.2 봄의 정적보정모드

실 작업 시 굴삭기 작업장치는 큰 외력을 받게 되며 이 외력은 각 조인트를 통해 단품 및 상부프레임 등으로 전달된다. 따라서 각 조인트에는 큰 반력이 작용하게 되며 이 반력에 의한 조인트 부근의 국부적인 변형을 정확히 묘사하기 위해서는 많은 수의 진동모드를 고려해야 한다.

그러나 많은 수의 진동모드를 고려하면 계산시간이 길어져 수치계산 효율이 떨어지는 단점이 있다. 이런 단점을 피하기 위해 각 조인트에 정적하중을 가한 후 정적변형 모드를 진동모드와 함께 사용하는 방법이 제안되었다.⁽⁶⁾

정적보정모드의 선정을 위한 일반적인 기준은 없으나 통상 큰 반력이 작용하는 조인트나 강제요소 또는 스프링-감쇠기로 인해 집중하중이 작용하는 조인트 등이 정적보정모드를 구하기 위해 외력을 가하는 경계조건이 된다.

만약에 조인트가 매우 많은 단품의 경우에 반력이 작용하는 모든 자유도를 정적보정모드를 구하기 위한 경계조건으로 고려하면 모드의 수는 매우 커지며 따라서 일반화된 좌표의 수가 증가하여 동적해석을 위한 계산시간이 매우 커진다. 그러므로 정적보정모드를 구하기 위한 경계조건으로는 매우 큰 조인트 반력이 작용하거나 조인트에서의 임의 방향의 변형이 매우 클 것으로 예상되는 자유도만 선정하는 것이 효과적이다.

정적보정모드를 구하기 위한 외력으로는 Fig. 6의 9개 외력 중에서 봄과 암의 조인트인 절점 3958에 세 방향의 단위하중을 가하였다. 그러나 고유진동해석을 위한 경계조건에서 X축에 대한 회전이 구속되지 않았으므로 정적평형상태가 성립되지 않는다. 따라서 이론적으로는 정적해석을 수행할 수가 없으나 외력으로 인한 각 절점에서의 관성력을 보상해주어 준정적 평형상태(quasi static equilibrium)를 이룬 후 변형모드를 구하는 방법이 있다.⁽⁶⁾

DADS에서는 강제모드가 있는 경우에도 정적해석을 수행할 수 있도록 IRLVC 모듈을 제공하고 있으며 이를 이용하면 강제모드가 있는 경우에도 정적해석을 수행할 수가 있다. 즉 DADS의 IRLVC를 실행하고 나면 ANSYS 정적해석을 수행할 수 있는 명령파일이 생성되며 이는 단위하중에서 강제운동에 의한 관성력을 제거한 실제 작용하중이다.

정적해석결과 X 방향의 단위하중에 의한 변형모드는 Fig. 7의 두 번째 모드와 유사하며 Y 및 Z 방향의 단위하중에 의한 모드는 Fig. 7의 4번째 및 X 축에 대한 회전강제모드와

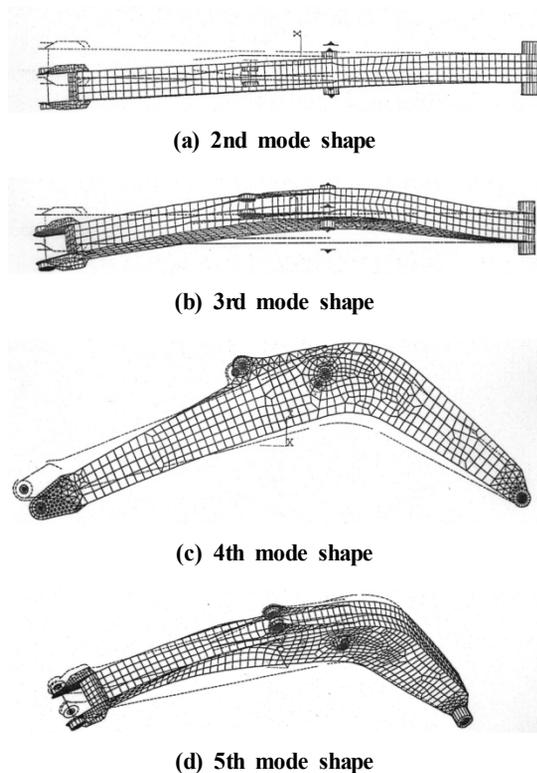


Fig. 7 Vibration mode shapes of boom

유사한 특성을 갖는다.

4. 동적 시뮬레이션

동적 시뮬레이션으로는 엔진의 공회전에 의한 상부프레임 및 캡에서의 진동특성과 상부선회 시 각 조인트에 작용하는 반력을 구하였고 또한 굴삭기의 주행시뮬레이션을 통해 캡의 가속도 및 로드휠에 작용하는 반력을 구하여 실제설계에 활용 가능하도록 하였다.

4.1 상부프레임의 선회 시 응답

굴삭기는 굴삭작업 후 상차 및 기타작업을 하기 위해서 상부프레임을 선회하는 경우가 많으며 이때 버킷에 많은 중량이 실린 상태에서 선회 후 급정지하면 관성력으로 인해 작업장치 조인트 부분에 큰 반력이 작용하게 된다.

Fig. 5는 상부선회를 위한 선회모터의 제어회로도이며 하부프레임을 고정된 상태에서 상부를 90도 선회하였다. Fig. 8은 제어회로 적용 시 시간에 따른 상부의 선회각도를 나타낸 것으로 제어회로의 적용으로 상부선회가 동역학적으로 거동하는 것을 볼 수 있다.

Fig. 9는 선회 시 붐과 암의 조인트에 작용하는 반력을 나

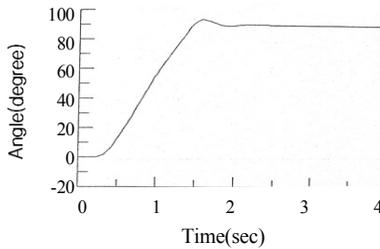


Fig. 8 Swing angle variation of upper frame

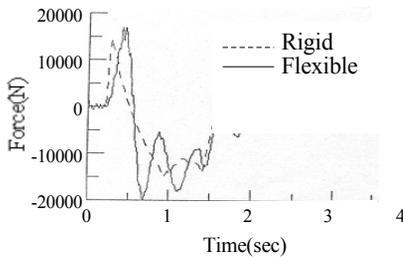


Fig. 9 X-Directional reaction forces at boom-arm joint. (Joint A in Fig. 1)

타낸 것으로 강제모델의 경우 붐에서 4개의 진동모드와 3개의 정적보정모드를 고려한 경우를 비교한 것이다.

Fig. 9에서 강제모델링시의 반력과 비교하면 붐의 탄성효과를 고려한 경우 반력의 차이가 현저한 것을 볼 수 있다. 즉 단품의 탄성효과가 조인트의 반력에 미치는 효과가 매우 큰 것을 볼 수 있다.

Fig. 10은 이 경우 임의의 지점에서의 가속도를 나타낸 것으로 이 경우에도 붐의 탄성효과로 인해 가속도에 현저한 차이가 나타나는 것을 볼 수 있다.

4.2 주행 시뮬레이션

개발된 트랙 모델과 장비 전체의 강제모델을 이용하여 굴삭기의 주행 시뮬레이션을 실시하였다. Fig. 11은 주행 시뮬레이션을 위한 노면형상을 나타낸 것으로 주행속도는 4km/h 그리고 이때의 토크는 11,750.2Nm이다.

캡의 동적응력해석을 위해서는 캡마운트에 작용하는 반력을 알 필요가 있다. Fig. 12는 주행 시 좌측 첫 번째 캡마운트에 작용하는 X 및 Z방향의 반력을 나타낸 것으로 X 방향의 반력에 비해 상하방향의 반력이 매우 큰 것을 볼 수 있다. 또한 상하방향의 반력이 주로 음의 값을 갖는 것은 캡의 자중으로 인해 캡마운트가 압축된 상태에서 캡이 움직이기 때문이다.

캡의 하부판(bottom plate)에서의 수직방향 가속도는 작

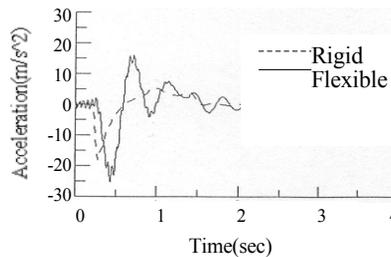


Fig. 10 X-Directional accelerations at boom -arm joint. (Joint A in Fig. 1)

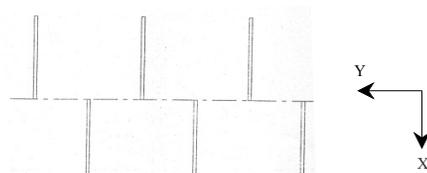
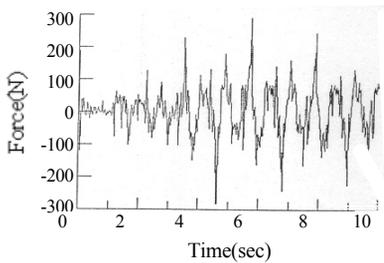


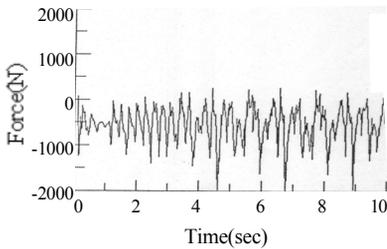
Fig. 11 Road profile of driving simulation.

업자가 직접 느끼는 승차감과 관계된다. Fig. 13은 캡의 무게중심 하단부 위치의 하부판에서의 수직방향 가속도를 나타낸 것이다.

Counterweight는 상부프레임에 장착되는 단품 중에서 가장 무거운 단품으로써 상부프레임의 진동특성에 절대적인 영향을 미치므로 Counterweight가 상부프레임에 미치는 진동특성을 고찰할 필요가 있다. Fig. 14는 Counter weight의 우측 상단에서의 수직방향 절대가속도를 나타낸 것으로 상



(a) X-Directional force



(b) Z-Directional force

Fig. 12 Reaction forces at the cab mount(Point A in Fig. 1)

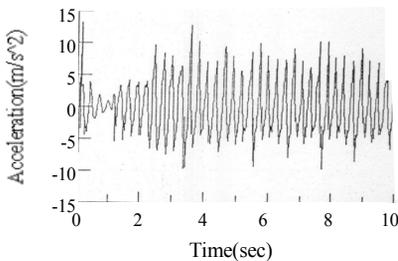


Fig. 13 Z-Directional acceleration at the bottom plate (Point B in Fig. 1)

하방향의 가속도가 전후 및 좌우방향의 가속도에 비해 더 큰 값을 갖는다.

하부 롤러의 응력해석 및 수명예측을 위해서는 하부롤러에 작용하는 반력을 구해야 한다. Fig. 15는 두 번째 하부롤러(로드휠)에 작용하는 반력을 나타낸 것으로 범프를 지날 때 반력이 급격히 증가하는 것을 볼 수 있다. 각각의 로드휠

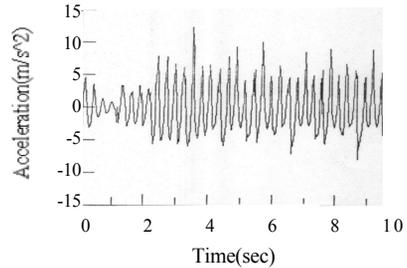


Fig. 14 Z-Directional acceleration at the counterweight (Point C of Fig. 1)

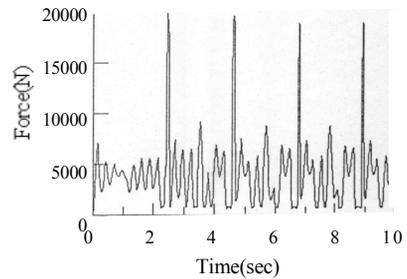


Fig. 15 Z-Directional reaction force at the 2nd road wheel

Table 2 Dynamic factors of road wheels

| Road Wheel | Reaction Forces(kN) | | Dynamic Factor |
|------------|---------------------|--------------|----------------|
| | Static | Dynamic(Max) | |
| 2 | 4.009 | 19.890 | 4.96 |
| 3 | 3.188 | 19.890 | 6.24 |
| 4 | 3.238 | 18.592 | 5.74 |
| 5 | 3.288 | 19.860 | 6.04 |
| 6 | 3.337 | 21.788 | 6.53 |
| 7 | 3.386 | 18.853 | 5.57 |
| 8 | 4.595 | 20.932 | 4.56 |

에 작용하는 반력의 형태는 거의 유사하며 Table 2는 각각의 로드휠에 작용하는 정적인 반력과 동적으로 작용하는 반력의 최대치를 비교하여 동적하중계수를 구한 것이다. Table 2에서 정적인 반력에 비해 동적인 반력이 약 5배 정도 더 큰 것을 볼 수 있다.

4.3 엔진 공회전시의 진동 특성

엔진의 공회전을 시뮬레이션하기 위해서는 엔진에 대한 모델을 먼저 개발해야 하며 엔진 모델링을 위해서는 엔진블록, 피스톤, 커넥팅로드, 크랭크축, 플라이휠 등에 대한 질량, 무게중심, 관성모멘트 등의 자료가 있어야 하며 또한 크랭크축의 회전각도에 대한 엔진의 폭발력에 대한 데이터가 필요하다.

Fig. 16과 17은 엔진의 폭발력에 대한 시간영역의 결과와 주파수영역에서의 결과를 나타낸 것이다. 엔진의 회전수는 845rpm으로 크랭크축의 회전주파수는 $845/60 = 14.08\text{Hz}$ 이며 폭발에 대한 주파수는 이의 배수인 28.16Hz가 된다. Fig. 17에서 엔진의 폭발회전수의 고차성분이 잘 나타나 있는 것을 볼 수 있다.

Fig. 18은 엔진 마운트에 작용하는 수직방향의 반력을 나

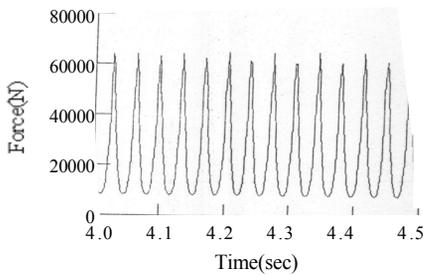


Fig. 16 Time history of firing forces

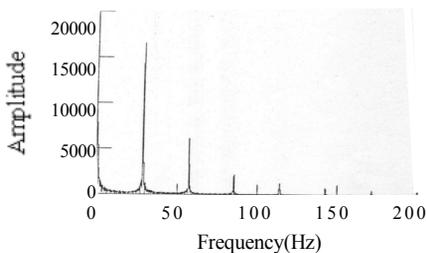


Fig. 17 Firing forces in frequency domain

타낸 것으로 이는 상부프레임을 비롯한 장비 전체에 대한 가진력이 된다. Fig. 19는 마운트 반력의 주파수특성을 나타낸 것으로 엔진의 폭발회전수에 대한 주파수특성이 명확히 나타나는 것을 볼 수 있다.

Fig. 20과 21은 캡의 하부판에서의 수직방향 가속도를 나타낸 것으로 엔진에서 발생되는 가진력이 캡으로 직접 전달되는 것을 볼 수 있다.

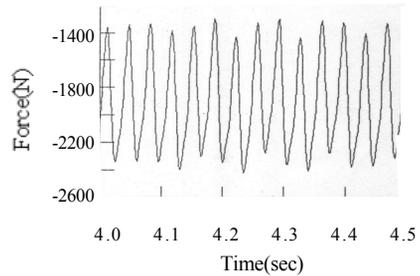


Fig. 18 Z-Directional reaction forces in engine mount (Point D in Fig. 1)

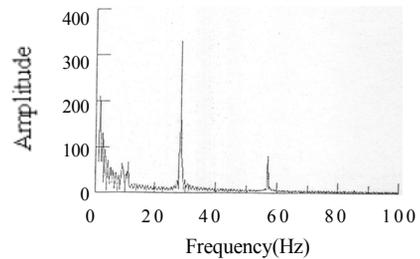


Fig. 19 Reaction forces of engine mount in the frequency domain(Point D in Fig. 1)

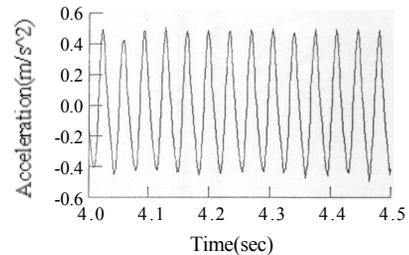


Fig. 20 Z-Directional accelerations of cab bottom plate (Point B in Fig. 1)

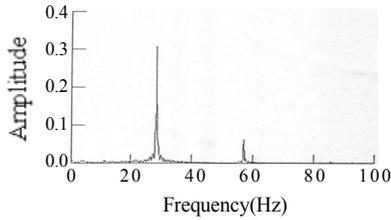


Fig. 21 Accelerations of cab bottom plate in the frequency domain (Point B in Fig. 1)

5. 결론

DADS의 강제 및 Flexible 모델링 모듈을 이용하여 크롤러형 굴삭기의 전체 동역학적 모델을 개발하였으며 세 가지 동적 시뮬레이션을 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- (1) 굴삭기의 주행 및 각종 작업 시 캡, 상부프레임, 그리고 각종 기능품의 진동특성을 사전에 예측할 수 있다.
- (2) 장비 전체의 모델링을 통해 장비의 주행성능, 견인력, 그리고 등판능력 등에 관한 성능을 사전에 예측할 수 있다.
- (3) 단품의 탄성효과를 고려하면 주행뿐만 아니라 각종 작업시 각 부위의 동적인 응력을 예측할 수 있고 이를 활용한 피로해석을 통해 수명예측이 가능하다.
- (4) 트랙 롤러에 작용하는 동적 반력을 구함으로써 트랙 롤러에 대한 정확한 응력해석이 가능하다.
- (5) 캡마운트에 작용하는 반력을 이용하여 캡의 동적응력해석 및 내구성 평가가 가능하다.
- (6) 엔진 아이들 상태에서 캡마운트 반력 및 하부판에서의 진동특성을 평가하여 캡마운트의 내진 설계가 가능하다.

참고 문헌

- (1) DADS, 1996, *Track Vehicle Superelement User's Manual*, Computer Aided Design Software Inc., Iowa..
- (2) McCullough, M. K. and Haug, E. J., 1985, *Terra-Dynamics of High Mobility Track Vehicles*, Technical Report, Center for Computer Aided Design, The University of Iowa.
- (3) Bamford, M., 1996, *An Introduction to Tracked Vehicle Modeling Using the DADS Track Superelement*, Computer Aided Design Software Inc., Iowa.
- (4) Shin, S. H., Yoo, W. S., and Tang, J., 1992, *Theoretical Development and Computer Implementation of The DADS Intermediate Processor*, Technical Report, Center for Simulation and Design Optimization of Mechanical Systems, The University of Iowa.
- (5) Yoo, W. S. and Haug, E. J., 1986, "Dynamics of Flexible Mechanical System Using Vibration and Static Correction Modes," *J. of Mechanism, Transmissions and Automation in Design*, Vol. 108, No. 9, pp. 315~322.
- (6) Ryu, J. and Kim, S. S., 1990, *An Efficient Method of Distributing Inertia Loads for Quasi-Static Analysis in Dynamic Stress Computation*, Technical Report, Center for Simulation and Design Optimization of Mechanical Systems, The University of Iowa.

* DADS S/W를 개발한 CADSI사(社)는 LMS사(社)에 합병되었으며, DADS S/W는 Virtual.Lab Motion으로 판매되고 있고 Track Vehicle Superelement는 LMS Virtual.Lab Motion Tracked Vehicle로 변경되었음.