

# 굴삭기의 정적/동적 강도 해석법에 대한 연구

정준모<sup>†</sup> · 김규성<sup>†</sup> · 장영식<sup>†</sup> · 최익흥<sup>†</sup> · 허민수<sup>\*</sup>

## Study on the Static and Dynamic Structural Analysis Procedure of Excavators

Joon-Mo Choung, Gyu-Sung Kim, Young-Sik Jang, Ick-Hung Choe, Min-Soo Heo

**Key Words :** Excavator(굴삭기), Boom(붐), Arm(암), Bucket(버킷), Hydraulic cylinder(유압 실린더), Static strength(정적 강도), Dynamic strength(동적 강도), Cylinder oil(작동유), Bulk modulus(체적탄성계수), Natural frequency(고유 진동수)

### Abstract

This paper presents the improved procedure to assess static and dynamic strength of crawler type excavators. A fully integrated model including front attachment and chassis was prepared for structural analysis. In this paper, two types of loading input methods were investigated and the method imposing digging force directly on bucket tooth was more convenient than imposing cylinder reaction force on cylinder pin even if the two methods showed no discrepancy in analysis results. Static strength analysis was carried out for eight analysis scenarios based on two extreme digging positions, maximum digging reach position and maximum digging force positions. The results from static strength analysis were compared with measured stresses, cylinder pressures and digging forces and showed a good quantitative agreement with measured data. Dynamic strength analysis was carried out for simple reciprocation of boom cylinders. It was recognized that the effect of compressive stiffness of hydraulic oil was very important for dynamic structural behavior. The results from dynamic strength analysis including hydraulic oil stiffness were also compared with measured acceleration data and showed a qualitative agreement with measured data.

## 1. 서론

굴삭기는 각종 건설 장비 중에서 가장 널리 사용되고 있으며 굴삭기의 주요 작업 형태인 굴삭 작업을 비롯하여 바닥 고르기, 바닥 다지기, 도로 굴착, 크레인 등의 다양한 작업을 수행할 수 있는 장비이다. 굴삭기는 작업 환경에 따라서 가혹하고 다양한 하중에 노출될 가능성이 많으므로 구조적 안전성과 피로 수명을 예측하기 어려운 실정이다. 그러나 최근의 굴삭기는 대형화, 고성능화, 다목적화 됨에 따라 구조물의 동적설계의 필요성이 증가하고 있으며, 충격 및 관성에 의한

부하를 무시할 수 없게 되었다. 이러한 요구로 인하여 본 연구에서는 중형급 케도형 굴삭기를 대상으로 구조 강도 해석을 수행하고 측정 데이터와 비교 검증을 통하여 구조 강도 해석 방법을 정립하고자 하였다. 구조 강도 해석의 범위는 정적인 강도 해석 뿐만 아니라 동적인 강도 해석을 포함하며 강도 해석에 영향을 미치는 각종 인자에 대한 분석도 수행하였다.

## 2. 작업자세 선정 및 모델링

### 2.1 작업자세 선정

다관절로 이루어진 굴삭기는 작업 종류도 다양하지만 특정 작업 형태에 대한 작업 자세도 지속적으로 변하기 때문에 특정한 작업 종류와 작업 자세를 선정하여 해석을 수행해야 한다. 다양한 작업 종류 중에서 굴삭기의 가장 기본적인 기능

<sup>†</sup> 현대중공업 구조연구소  
E-mail : jmchung@hhi.co.kr  
TEL : (052)230-5549 FAX : (052)250-9580

<sup>\*</sup> 현대중공업 건설장비건설설계부

인 굴삭 작업에 대한 강도 평가가 필수적이다. 굴삭 작업은 단순히 굴삭 뿐만 아니라 인양, 상차, 선회를 모두 포함하는 작업을 의미한다. 굴삭 작업은 굴삭 작업시 작업 장치의 위치에 따라 최대 굴삭 반경(Maximum digging reach) 자세, 최대 굴삭 깊이(Maximum digging depth) 자세, 최대 굴삭 높이(Maximum digging height) 자세의 세가지 자세로 분류될 수 있으며, 굴삭력을 기준으로 최대 굴삭력(Maximum digging force) 자세도 검토의 대상이 된다. 선회의 경우 선회 시작 및 정지 할 때에 발생하는 가속도로 인하여 작업 장치에 발생하는 응력에 대한 검토가 필요할 것으로 판단된다. 또한 굴삭 동작에서 버킷 이빨(Bucket tooth)의 폭방향에 균등히 하중이 작용하는가 아닌가에 따라 대칭 굴삭, 비대칭 굴삭으로 구분이 되며, 이에 따라 작업 장치에 발생하는 응력 수준이 크게 달라질 것으로 예측된다.

## 2.2 모델링

본 연구에서는 PATRAN 을 이용하여 Fig. 1 과 같이 굴삭기의 상하부 프레임과 작업 장치가 완전히 결합된 형태로 유한요소 모델을 구성하였으며, NASTRAN 을 이용하여 강도 해석을 수행하였다. 모델 전체의 요소 및 절점 개수는 약 11000 개 및 13000 개 이다. 모델의 대부분은 쉘 요소로 구성되었지만 봉 요소 및 고체 요소도 일부 사용되었다. 경계 조건으로서 지면과 접촉하는 하부 프레임 하판의 이동을 구속시켰다.

## 3. 정적 강도 해석

### 3.1 하중 입력 방법의 검토

굴삭할 때 발생하는 하중(반력)을 해석 모델에 입력하는 방법으로서 첫째 설계 굴삭력을 버킷에 작용시키는 방법과 둘째 실린더 설계 압력을 실린더의 회전 관절에 작용시키는 방법이 있다. Fig. 2는 이 두 가지 방법으로 해석을 수행한 결과에 대한 각각의 변형 형상을 나타낸다. 두가지 경우 절대적인 변형의 형상은 서로 다르지만 힘의 평형 조건에 의하여 각각 실린더에 작용하는 반력이나 버킷에서의 구속력(Constraint force)이 서로 일치한다. 그러나 해석의 편의적 관점에서 보았을 때 실린더 하중을 부여할 경우 구동 실린더를 모델에서 삭제한 다음 하중을 입력해야 하고 국부 좌표계를 별도로 설정해야 하는 등의 번거로움이 있으므로 굴삭력을 버킷에 직접 작용시키는 방법이 효율적이다.



Fig. 1 Integrated model for FE analysis

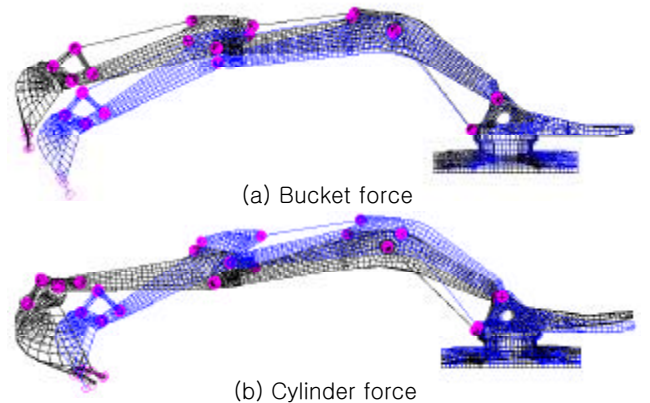


Fig. 2 Deformed shape depending on load input types

### 3.2 해석 시나리오

정적 해석을 위하여 굴삭 자세, 구동 실린더, 버킷 하중의 대칭성에 따라 8 가지의 시나리오를 작성하였으며 요약하면 Table 1 과 같다.

### 3.3 해석 결과

SLC1, SLC2 및 SLC7 의 세가지 시나리오에 의한 작업시 암 실린더와 버킷 실린더에 발생하는 반력을 ISO 추정식[1], 정적 강도 해석, ADAMS[2] 를 이용한 기구동역학 해석으로 구하고 이를 계측 데이터와 비교하였다(Table 2 참조). 강도 해석 결과에 의한 버킷 실린더와 암 실린더의 반력은 세가지 시나리오에 대해 ISO 추정식과 대비하여 각각 94%와 100%로서 잘 일치함을 보여준다. ADAMS 를 이용한 기구동역학 해석 결과도 ISO 추정식에 대비하여 90% - 101%의 범위 내에서 일치하는 결과를 보여준다. 계측에 의한 실린더 반력은 SLC1 의 암 실린더 반력을 제외하면 평균 75%, 편차 4%이내의 일관성있는 결과를 보여준다. SLC1 의 경우 암 실린더가 완전히 접힌 상태이므로 암 실린더 압력이 제대로 계측되지 못한 것으로 판명되었다.

**Table 1** Scenarios for static strength analysis

Analysis Condition	Working Position	Actuated Cylinder	Symmetry/Asymmetry
SLC1	Max. Digging Reach	Bucket	Symmetry
SLC2	Max. Digging Reach	Arm	Symmetry
SLC3	Max. Digging Reach	Bucket	Asymmetry
SLC4	Max. Digging Reach	Arm	Asymmetry
SLC5	Max. Digging Force	Arm	Asymmetry
SLC6	Max. Digging Force	Bucket	Asymmetry
SLC7	Max. Digging Force	Arm	Symmetry
SLC8	Max. Digging Force	Bucket	Symmetry

**Table 2** Comparison of cylinder reaction forces

Reaction Force		ISO	FEA	Kinematics	Measurement
SLC1	Bucket Cylinder Force [N]	454963	428515 (94%)*	450181 (99%)	357008 (79%)
	Arm Cylinder Force [N]	773220	773227 (100%)	727804 (94%)	28015 (4%)
SLC2	Bucket Cylinder Force [N]	374493	352724 (94%)	356397 (95%)	268859 (72%)
	Arm Cylinder Force [N]	636460	636466 (100%)	571138 (90%)	465244 (73%)
SLC5	Bucket Cylinder Force [N]	371413	350592 (94%)	366894 (99%)	266122 (72%)
	Arm Cylinder Force [N]	620725	620744 (100%)	628919 (101%)	484167 (78%)

\*: 괄호안의 숫자는 ISO 추정식에 의한 결과와 비교한 것임

반력의 계측값이 ISO 추정식과 비교하여 평균 25%의 큰 편차를 나타내는 이유는 로드셀의 초기 보정이 되지 않은 때문으로 판명되었다. 따라서 압력 강하(Pressure release)로 인하여 정확한 굴삭력을 결정하기 어려운 자세인 SLC6 및 SLC8 을 제외한 나머지 시나리오에 대하여 계측 굴삭 하중의 75%를 하중 조건으로 강도 해석을 수행하였으며 결과를 Fig. 3에 나타내었다.

Fig. 3 은 해석 결과 응력과 계측 응력을 각 채널에서 비교하여 나타내고 있으며 전반적으로 잘 일치함을 볼 수 있다. 채널 1 에서 6 까지는 암에서, 채널 7 에서 15 까지는 붐에서, 채널 16 에서 20 까지는 상부 차대, 채널 21 에서 26 까지는 하부 차대에서의 응력을 나타낸다.

Table 2 및 Fig. 3 에서 볼 수 있는 바와 같이 본 해석에서 적용한 하중 입력 방법이 타당함을 알 수 있다..

#### 4. 동적 강도 해석

자동차의 충돌이나 선박의 좌초 등과 같이 소성 대변형을 동반하는 구조물의 동적인 문제와 달리, 구조물의 동적인 탄성 거동을 지배하는 가장 중요한 인자 중의 하나는 구조물의 고유 진동수이다. 따라서 동적 강도 해석을 수행하기 위해서는 하중 이력과 동시에 실제 구조물과 동일한 고유 진동수를 가지도록 유한요소 모델을 구성하는 것이 필수적이다. 구조물의 고유 진동수는 모델의 강성(Stiffness), 질량(Mass)의 분포 및 경계 조건 등에 의하여 결정된다. 굴삭기의 경우 작업 자세의 변경에 따라 모델이 변하므로 고유 진동수는 작업 자세에 따라 변한다. 그리고 굴삭할 때 지면 또는 토사 등과의 접촉에 의하여 경계 조건이 새롭게 형성되므로 동적 거동은 완전히 다른 양상을 보일 수 있다.

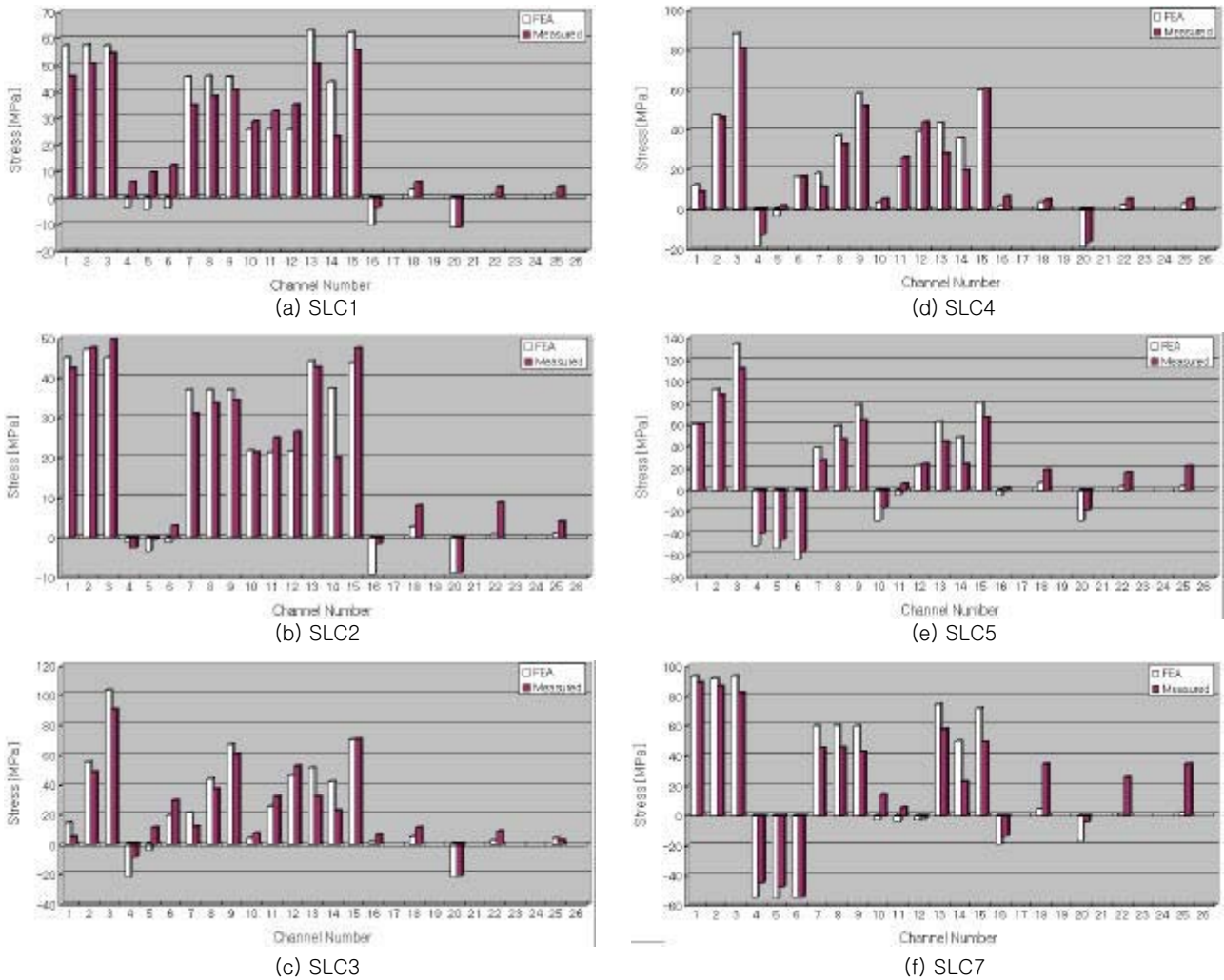


Fig. 3 Stress comparison for static strength analysis and measurement

또한 질량의 분포에 있어서, 버킷에 담긴 중량물의 유무 또는 작업 장치의 교체 등에 의하여 굴삭기 중량 분포가 달라지므로 고유 진동수 또는 고유 진동 모드가 변할 수 있다. 작업 장치는 관절(Hinge)로 연결되고 유압 실린더에 의하여 구동되는 특성을 지니는데 실린더 작동유의 압축성으로 인한 실린더 강성의 변화도 고유 진동수에 영향을 미친다. 이러한 여러가지 원인으로 인하여 작업중인 굴삭기의 동적 강도를 정확히 평가하는 것은 매우 어려운 일이다.

4.1 작동유의 압축성[3,4]

공기와 달리 기름이나 물과 같은 유체는 일반적으로 비압축성으로 간주하고 있으나 유압 장치에 있어서의 정확한 축 강성을 고려하기 위해서는 작동유의 압축성을 고려해야 할 필요가 있다.

식(1)과 같이 작동유의 압축률(**b**)은 그 역수인 체적 탄성 계수(**K**, Bulk modulus)에 의하여 나타낼

수 있으며 체적 탄성 계수는 초기 체적과 압력 변화에 비례하고 작동유의 체적 변화에 반비례한다.

$$K = b^{-1} = (V_0 \times DP) / DV \tag{1}$$

식 (1)에서  $V_0$  는 초기 체적,  $DP$  는 압력 변화,  $DV$  는 체적 변화를 의미한다. 또한 체적 탄성 계수는 작동유의 점도, 밀도, 온도, 압력에 따라 변하는 것으로 알려져 있다. 고체의 탄성 계수와 마찬가지로 체적 탄성 계수는 접선 체적 탄성 계수 (Tangent bulk modulus,  $K_T$ )와 평균 체적 탄성 계수 (Secant bulk modulus,  $K_S$ )로 표현할 수 있다.

$$K_T = (1.30 + 0.15 \log h) \{ \text{antilog} 0.0023(20 - T) \} 10^4 + 5.6P \tag{2}$$

$$K_S = \{ 1.51 + 7(f - 0.86) \} \{ \text{antilog} 0.0023(20 - T) \} 10^4 + 5.6P \tag{3}$$

식(2) 및 (3)은 각각 등온에 대한 접선 체적 탄성 계수와 평균 체적 탄성 계수를 나타내고  $h$  는

20 °C 대기압에서의 동점도(Dynamic viscosity)[cSt], T는 섭씨 온도,  $\rho$ 는 20 °C 대기압에서의 밀도 또는 비중[kg/l]이며 P는 압력[bar]이다.

일반적인 점도와 온도와의 관계는 식(4)와 같이 표현된다.

$$\text{Log}\{\log(n + 0.8)\} = A \log T + B \quad (4)$$

여기에서 T는 절대 온도, n는 해당 온도에서의 동점도[cSt], A와 B는 작동유의 종류에 따라 결정되는 상수이다.

일반적으로 작동유의 비중(밀도)은 온도에 따라 변하며 다음의 관계를 가진다.

$$\rho_T = \rho_{15} / (1 + 0.0065(T - 15)) \quad (5)$$

윗식에서 T는 섭씨 온도이며  $\rho_{15}$ 는 15 °C에서의 비중이다. 굴삭기에 사용되는 작동유가 VG32라면 15 °C에서 비중은 0.866 kg/l 정도이므로 식(5)로부터 40 °C 경우에는 0.745 kg/l로 추정할 수 있다.

#### 4.2 작동유 강성이 고유 진동수에 미치는 영향

압력의 증분에 따라 일일이 체적 탄성 계수의 변화를 추정하여 이를 강성에 고려하게 되면 유압 장치의 축 강성이 비선형 문제가 되어 해를 구하는데 어려움이 있다. 따라서 본 연구에서는 압력의 증분에 따른 접선 성분인 접선 체적 탄성 계수를 사용하여 작동유 압축에 따른 강성의 변화를 추정하는 방법을 정식화하였다. 붐 실린더를 대상으로 밀도 0.745 kg/l, 온도 40 °C, 초기압력 72 bar, 최종압력 320 bar, 평균 체적 탄성 계수 7440 bar의 입력 데이터로서 작동유의 압축 강성을 계산한 결과를 Fig. 4에 나타내었다. 즉 Fig. 4는 붐 실린더의 스트로크에 따른 작동유 압축 강성의 변화를 나타내며, 붐 실린더 로드 자체의 강성 및 작동유의 최소 강성도 동시에 나타내고 있다. 작동유의 최소 강성은 붐 실린더가 완전히 확장한 상태에서 나타나며 붐 실린더 로드 자체 강성의 1.7% 수준이다. 따라서 실린더 작동유의 강성은 로드의 강성에 비하여 매우 유동적이며 실린더 스트로크가 클수록(실린더 초기 체적이 클수록) 초기 압축 강성은 로드와 비하여 매우 작은 값을 가지게 된다.

본 연구에서는 실린더 보아(Bore) 내부의 체적만을 초기 체적으로 고려했지만 MCV(Main Control Valve)까지 유압 관로의 초기 체적 또는 관로 자

체의 탄성 등을 감안하면 작동유의 압축 강성은 좀더 작은 값을 가질 수 있다. 그러나 접선 체적 탄성 계수를 고려한다면 현재의 강성보다는 커질 것으로 예측된다.

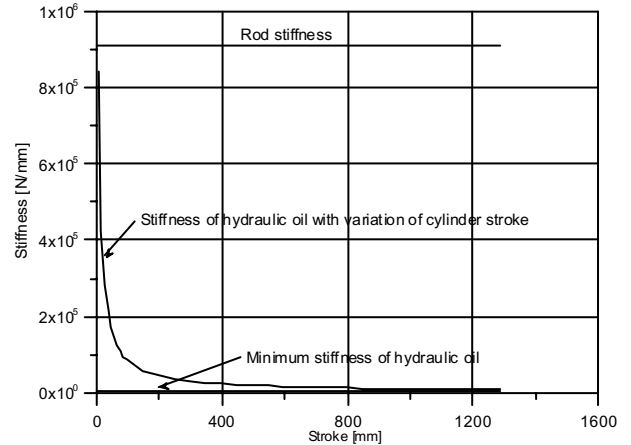


Fig. 4 Stiffness of hydraulic oil with variation of boom cylinder stroke

#### 4.3 고유 진동수 해석

붐 실린더, 암 실린더, 버킷 실린더가 모두 확장된 상태에서 붐 실린더 로드의 강성을 변화시키면서 해석을 수행하여 고유 진동수와 진동 모드의 변화 추이를 관찰하였다. 붐 실린더 로드 자체의 강성을 최대값으로 하고 로드 강성의 1%를 최소값으로 가지는 실린더 로드를 구조 해석 모델에 반영하여 고유 진동수 해석을 수행한 결과, 선회 모드를 1 차 모드로 시작하지만 붐 실린더 로드 강성이 점차 작아짐에 따라 실린더 로드 자체 강성의 40%를 분기점으로 하여 굴삭 모드가 1 차 모드가 되고 선회 모드가 2 차 모드가 된다. 또한 굴삭 모드는 선회 모드보다 붐 실린더 로드의 강성 변화에 민감하게 변화함을 Fig. 5로부터 알 수 있다.

계측 결과에 의하면 1 차 및 2 차 모드는 굴삭 모드 및 선회 모드이고 이때의 고유 진동수가 각각 1.95 Hz 와 2.34Hz 인 것으로 나타났다. 따라서 로드 자체의 강성을 가지는 모델에 대한 해석 결과는 계측 결과와 상반된 양상의 고유 진동 모드를 나타내며 또한 고유 진동수도 서로 부합하지 않는다.

기존에 일반적으로 수행되던 바와 같이 실린더 로드 강성을 유한요소 모델에 직접 적용하는 것은 작동유의 압축 강성을 매우 과도하게 산정하여 실제보다 고주파의 고유 진동수를 보이고 또한 진동 모드가 다르게 나타나게 하는 결과를 유발할 것으로 판단된다. 본 해석 결과에 의하면 작동유의 강

성을 고려하므로써 고유 진동 모드의 경향이 계측 결과와 일치하는 것으로 나타났다. 그러나 계측 결과에서 굴삭 모드(1 차 모드)가 1.95 Hz 의 고유 진동수, 선회 모드(2 차 모드)가 2.34 Hz 의 고유 진동수를 가지는 것으로 분석되었으나 해석 결과에서는 굴삭 모드가 1.95 Hz 의 고유 진동수를 가질 때 선회모드는 3.30 Hz 정도의 고유 진동수를 가지는 것으로 분석되었다. 따라서 실제(계측 결과)와 유사한 수준의 고유 진동수를 가지는 해석 모델을 구성하여 정량적인 해석을 수행하는 것이 필수적이라 할 수 있다.

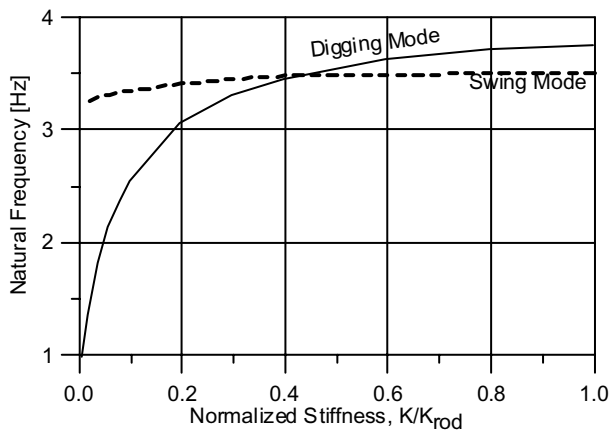


Fig. 5 Natural frequency with variation of boom cylinder stiffness

4.4 과도 응답 해석

작동유의 강성을 고려한 고유 진동수 해석 결과를 근거로 붐 실린더를 구동하는 자세에 대하여 과도 응답 해석을 실시하였다. 실제 계측 자세에 있어서 암 실린더 및 버킷 실린더를 모두 확장 상태에서 붐 실린더를 수축 후 완전 확장 할 때 발생하는 충격력을 가진력으로 하여 진동하는 상태이지만, 해석에서는 각각의 실린더를 모두 확장 상태에서 가진력을 주었다. 이때 붐 실린더 로드와 작동유의 강성을 동시에 고려한 등가 강성을 적용한 경우와 로드 자체의 강성만을 고려한 경우에 대하여 모두 해석을 수행하였으며 버킷의 가운데 이빨에 수평 방향으로 4000 N 의 하중을 0.01 초(0.01~0.02)동안 작용시켰다.

이렇게 설정된 해석 모델의 고유 진동수는 로드 강성을 적용한 경우에는 선회 모드 3.51 Hz, 굴삭 모드 3.75 Hz 이고 등가 로드 강성을 적용한 경우에는 굴삭 모드 1.95 Hz, 선회 모드 2.89 Hz 로 나타났다.

암의 상판에 수직인 성분인 z 방향 가속도 성분의 경우 등가 로드 강성을 적용한 해석 결과와 계

측 결과가 잘 일치함을 볼 수 있으며 초기 로드 강성을 적용한 해석 결과는 계측 결과에 비해서 고주파를 나타낸다(Fig. 6 (a) 참조). y 방향 가속도 성분의 경우 계측에서는 어느 정도의 진폭을 가지고 신호가 감지되고 있지만 해석의 경우 y 방향(선회 방향) 하중 성분이 전혀 없으므로 진폭이 없는 것으로 나타난다(Fig. 6 (b) 참조). 암의 상판과 수평한 방향인 x 방향 가속도 성분의 경우 등가 로드 강성을 적용한 해석 결과와 계측 결과가 비교적 일치함을 볼 수 있으며 초기 로드 강성을 적용한 해석 결과는 계측 결과에 비해서 고주파를 나타낼 뿐만 아니라 진폭도 크게 나타나고 있다(Fig. 6 (c) 참조). 이는 작동유의 강성을 해석에 반영하는 것이 타당함을 나타낸다. 따라서 굴삭기 작업 장치의 동적 강도를 평가할 때 각 실린더 작동유의 정확한 압축 강성을 고려해야 신뢰성 있는 동적 강도 평가가 될 수 있음을 계측 및 해석 결과로부터 알 수 있었다.

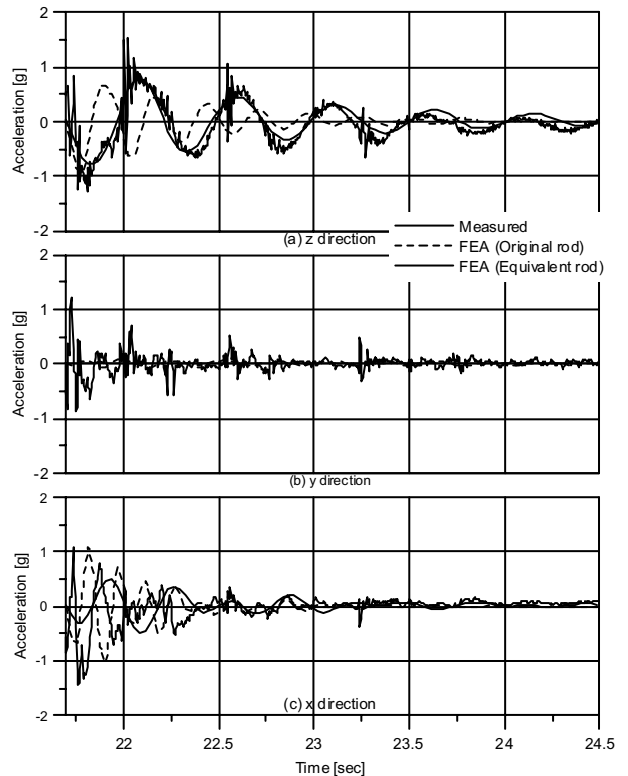


Fig. 6 Comparison of acceleration components

5. 결론

본 연구에서는 웨도형 21 톤급 굴삭기를 대상으로 정적/동적 구조 강도 평가 방법의 타당성 및 평가 방법에 대하여 연구를 수행하였다.

(1) 굴삭력을 입력 하중으로 하여 해석을 수행하는 경우와 실린더 압력을 하중으로 해석을 수행하는 경우는 동일한 결과를 나타내지만 전자의 경우가 좀더 편리하게 해석을 수행할 수 있다.

(2) 정적 강도 평가를 위하여 8 가지 작업 시나리오를 구성하여 해석을 수행하고 실린더 반력 및 응력을 ISO 추정식, 기구 동력학 해석, 계측 결과와 비교 평가하였으며 매우 잘 일치하는 결과를 얻을 수 있었다.

(3) 유압 실린더 작동유의 압축성은 굴삭기 작업 장치의 동적 거동을 결정하는 주요 인자임을 확인하였다.

(4) 실린더 작동유의 압축 강성을 추정할 수 있는 기초적인 연구를 수행하였고 이로부터 동적 강도 평가를 수행한 결과 정성적인 수준에서 계측결과에 부합하였다.

### 참고문헌

- (1) "ISO 6015", 1983, Earth-moving machinery - hydraulic excavators - method of measuring tool forces, 1st edition
- (2) "ADAMS full simulation training guide", 2001, Mechanical Dynamics
- (3) Kim, D.Y., 1989, *Hydraulic Technical Handbook*, DaeGwang, pp.55-83
- (4) Lee, J.S., 2000, *Hydraulic Control System*, BoMunDang, pp.43-85