

# 프레임형 진동기초의 해석과 설계

이 동 근\*, 문 성 권\*\*

## 1. 서 론

각종 중공업 산업시설 플랜트에는 이용 목적에 따라 수많은 기계들(터어빈, 모터 및 왕복운동기관)이 설치되며 이 기계들을 지지하기 위한 기초(진동기초)의 설계는 탑재된 기계에 의한 진동을 고려하여야 하기 때문에 이러한 기초에 대한 설계를 수행할 때에는 일반 구조물의 기초 설계와는 달리 고려하여야 할 특수한 문제들이 있다. 주로 정적하중에 의한 지내력만을 검토하여 설계되는 일반기초와는 달리 진동기초는 탑재된 기계 진동에 의한 동적하중의 영향도 고려해야 하기 때문에 설계가 다소 복잡해진다. 즉 정적 및 동적하중에 의한 부등 침하와 변형 및 균열이 발생하지 않도록 기초를 설계하여야 하며 기초의 진동에 의하여 흙을 통해 전파되는 진동이 사람이나 주변 구조물 또는 민감한 기계의 생산공정에 영향을 주지 않아야 한다. 일반적으로 진동기초의 형식은 설비기능, 설치장소 및 주위환경 등에 따라 결정되는데 가장 널리 사용되는 것으로 블록형 진동기초(그림 1.a)와 프레임형 진동기초(그림 1.b)를 들 수 있다. 설치된 기계들을 두꺼운 콘크리트 슬라브로 직접 지지하는 블록형 진동기초와는 달리 프레임형 진동기초는 설치된 기계를 지지

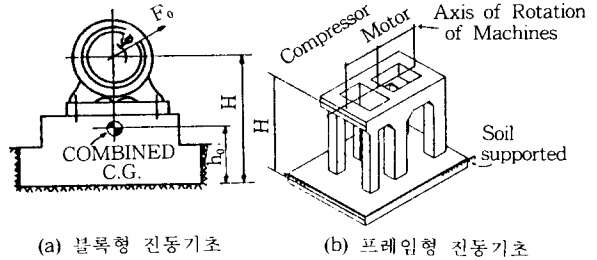


그림 1. 진동기초의 형태

하는 보들과 이들 보들을 지지하는 기둥들 및 기초판으로 구성된다. 일반적으로 충격 하중이나 장주기의 주기하중을 발생시키는 기계의 기초로서는 블록형 진동기초가 터어보 발전기와 같은 고속 운전에 의해 매우 큰 진동수가 발생하는 기계에 대해서는 프레임형 진동기초가 널리 사용된다. 여기에서는 이들 두가지 형태의 진동기초중에서 프레임형 진동기초에 대해서 주로 언급한다.

## 2. 해석모델

최근에 이르기까지 진동기초에 대한 설계는 대개의 경우 경험과 여러가지 단순화를 위한 가정 에 근거한 등가정적해석에 의해 설계되고 있어 이들 구조물에 대해 보다 정확한 해석방법과 이를 근거로한 설계가 절실히 필요할 실정이다. 여기에서는 현재 실무에서 널리 사용되고 있는 참고문헌 [1]의 진동기초 해석모델에 대해서 간략히 소개하

\* 한국과학기술원, 부교수, 공학박사  
 \*\* 한국과학기술원, 연구원, 공학박사

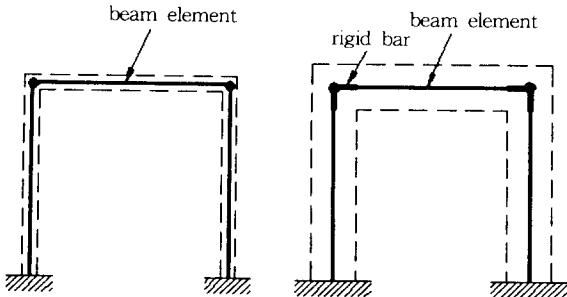
고 이 해석모델이 가지는 문제점과 이 문제점을 개선하기 위한 방법들을 소개하며 기존의 해석모델과 개선된 해석모델들간의 해석 결과를 비교, 검토함으로써 모형화 방법의 차이에 따른 구조물 거동의 변화에 관한 이해를 돕고자 한다.

### 2.1 해석모델의 작성

프레임형 진동기초에 대한 해석모델은 크게 상부구조물과 이들 상부구조물을 지지하는 지반에 대한 모델로 나눌 수 있다. 상부구조물에 관한 해석모델은 탑재된 기계를 직접 지지하는 보들과 이들 보들을 지지하는 기둥들에 관한 모델로 구성된다. 때때로 진동기초에 관한 해석모델로서 상부구조물과 지반과의 상호작용을 고려하지 않고 상부구조물만을 사용하는 경우가 있는데 이는 진동기초의 거동을 좌우할 수 있는 지반의 변형을 고려하지 못함으로 인하여 진동기초의 고유 진동수가 실제보다 크게 나타나는 결과를 가져온다. 상부구조물과 기초판 및 지반에 대한 자세한 모형화 방법을 소개하면 다음과 같다.

### 2.2 상부구조물의 모형화

상부구조물을 구성하는 기둥과 보는 일반적으로 3차원 보요소로 모형화된다. 많은 경우에 그림 2.a와 같이 모형화하여 해석에 사용될 보요소의 길이를 보를 지지하는 두 기둥의 중심간 거리로 가정한다. 이러한 모형화 방법은 부재 단면의 크기가 길이에 비해 매우 작은 경우에 적절하며 이때 보의 전단 변형은 구조물의 전반적인 거동에 큰 영향을 미치지 않기 때문에 무시할 수 있다.



(a) 보와 기둥의 단면이 작은 경우  
(b) 보와 기둥의 단면이 큰 경우  
그림 2. 보와 기둥의 연결부에 대한 모형화

### 2.3 기초판의 모형화

일반적으로 철근 콘크리트판으로 이루어지는 프레임형 진동기초의 기초판은 기초판의 전체 면적에 비해 상대적으로 작은 면적위에 여러 기둥들과 기계들에 의한 하중을 받기 때문에 유연한 기초판으로 간주되어진다. 이때 기초판의 변형을 제대로 고려하기 위해서는 기초판을 한개의 요소로서 모형화하기 보다는 여러개의 요소를 사용하여 모형화하는 것이 보다 합리적일 것이며 대개의 경우에는 보요소를 사용하거나 평판 쉘요소를 사용하여 모형화한다.

### 2.4 지반의 모형화

진동기초가 하중을 받을 경우 이 기초를 지지하는 지반에는 변형이 발생하며 이것은 구조물 전체의 거동에 큰 영향을 미칠 수 있다. 이러한 지반의 변형은 이전에 제시된 여러가지 지반모델로서 모형화될 수 있지만 현재 실무에서 널리 사용되고 있는 반무한 탄성체 이론에 근거한 등가 탄성 스프링 모델을 이용하면 보다 효율적으로 지반을 모형화할 수 있다는 잇점이 있다. 이 모델에 의하면 지반은 각 방향의 선형 탄성 스프링으로 모형화되고 지반의 탄성 저항은 등가 스프링 상수로서 표현된다. 여기서 지반의 탄성 저항은 기초의 단면 치수( $B, L, r_0$ )와 흙의 전단 탄성 계수( $G$ ) 및 흙의 프와송 비( $\nu$ ) 등으로서 결정되어지는데 기초형식(원형, 사각형)에 따른 각 방향별 등가 스프링 상수(수직( $k_y$ ), 수평( $k_x$ ), 로킹( $k_\psi$ ), 비틀림( $k_\theta$ ))는 참고문헌[2]에 잘 나타나 있다.

## 3. 예제 구조물

예제 구조물로는 현재 실무에서 널리 참조되고 있는 참고문헌[1]에 수록된 프레임 진동기초를 예제 구조물로 사용하였으며 진동기초의 형식과 치수는 그림 3.a와 같으며 기초판은 그림 3.b와 같다. 앞절에서 언급한 상부구조물과 기초판 및 지반에 대한 모형화 과정을 통해 그림 3.a의 프레임형 진동기초는 그림 4와 같이 모형화되며 이것은 참고문헌[1]에서 사용한 해석모델과 동일하다.



0.10를 구조물의 감쇠비로 사용하였다.

### 3.4 지반의 등가스프링 상수의 산정

예제 구조물과 같이 사각형 단면을 가진 진동기초의 각 방향(수직, 수평)에 대한 지반의 등가스프링 상수는 참고문헌[2]를 이용하여 구하면 다음과 같이 결정된다.

$$\begin{aligned} \text{수직방향 스프링 상수}(k_y) &= \frac{G_s \beta_y \sqrt{BL} \eta_y}{(1-\nu_s)} \\ &= \frac{(6500 \times 12^2) \times 2.2 \times \sqrt{24 \times 30} \times 1.0}{(1-0.45)} \\ &= 100,462 \text{ kips/ft} \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \text{수평방향 스프링 상수}(k_x) &= 2(1+\nu_s) G_s \beta_x \sqrt{BL} \eta_x \\ &= 2 \times (1+0.45) \times (6500 \times 12^2) \\ &\quad \times 1.0 \times \sqrt{24 \times 30} \times 1.0 = 72,835 \text{ kips/ft} \end{aligned} \quad (2)$$

위의 식(1), (2)로부터 각 방향에 대한 스프링 상수가 구해지고 나면 그림 4에서 보는 기초판의 각 절점에 연결된 각 방향별 스프링의 강성( $k_e$ )은 아래의 식(3)과 같이 해당면적에 비례해서 전체강성을 분배하는 근사적인 방법으로 구해진다.

$$k_e = \left( \frac{A_e}{A_m} \right) k \quad (3)$$

여기서  $A_e$ 는 고려중인 절점과 관련된 기초판의 면적을  $A_m$ 은 기초판의 전체 면적을 나타내고  $k$ 는 임의의 방향에 대한 스프링 상수를 의미한다. 절점 1에 연결된 수직 및 수평 방향의 스프링

상수를 구하는 과정을 예로 설명하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \text{수직 방향 스프링 상수}(k_{ye})_1 &= \left( \frac{A_e}{A_m} \right) k_y \\ &= \frac{(9.0 \times 9.5)}{(24 \times 30)} \times 100,462 \\ &= 11,930 \text{ kips/ft} \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \text{수평 방향 스프링 상수}(k_{xe})_1 &= \left( \frac{A_e}{A_m} \right) k_x \\ &= \frac{(9.0 \times 9.5)}{(24 \times 30)} \times 72,835 \\ &= 8,649 \text{ kips/ft} \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \text{수평 방향 스프링 상수}(k_{ze})_1 &= \left( \frac{A_e}{A_m} \right) k_z \\ &= \frac{(9.0 \times 9.5)}{(24 \times 30)} \times 72,835 \\ &= 8,649 \text{ kips/ft} \end{aligned} \quad (6)$$

이러한 방법으로 구해진 각 절점에서의 수직 및 수평 방향 스프링의 상수는 표 1에 나타나 있다.

### 4. 해석모델의 문제점들과 이에 대한 개선 대책

현재 실무에서 널리 사용되고 있는 참고문헌 [1]의 진동기초 해석모델(모델 A)의 문제점들을 알아보고 이 문제점들을 개선하기 위한 대책으로 추가적인 해석모델들(모델 B, 모델 C, 모델 D, 모델 E)을 소개하며 기존의 해석모델 A와 개선된 해석모델들간의 해석결과를 비교, 검토하여 모형

표 1. 각 절점에서의 방향별 스프링 상수

절점 번호	수직방향 (kips/ft)	수평방향(kips/ft)		절점 번호	수직방향 (kips/ft)	수평방향(kips/ft)	
		X 방향	Z 방향			X 방향	Z 방향
1, 2	11930	8649	8649	22	6279	4552	4552
3, 4	9279	6727	6727	23	4984	3541	3541
5, 6	7953	5766	5766	24	4186	3035	3035
7, 8	10604	7688	7688	25	5581	4046	4046

화 방법의 차이에 따른 구조물 거동의 변화를 알아본다. 여기서 각각의 해석모델에 대해서는 범용 구조 해석 프로그램인 SAP-IV를 사용하여 해석을 수행하였다.

#### 4.1 해석모델의 문제점

해석모델 A가 가지는 문제점들은 크게 네가지로 나눌 수 있는데 이를 살펴보면 다음과 같다.

- (1) 각 축방향에 대한 로킹 진동이 제대로 고려되지 않은 점.
- (2) 보와 기둥의 연결부에 대한 정확하지 못한 모형화.
- (3) 기계 질량의 위치가 실제 위치와 다르게 지정된 점.
- (4) 진동기초에 가해지는 작용 하중에 대한 가정상의 문제점.

이들 문제점들에 대한 자세한 내용과 이 문제점들을 해결하기 위한 각 문제의 개선 대책 및 이에 관련된 해석모델을 소개하면 다음과 같다.

#### 4.2 로킹 진동

해석모델 A의 경우에 로킹 진동은 기초판의 각 절점에 설치된 수직 방향 스프링에 의해서 표현되어진다. 그러나 이들 수직 방향 스프링에 사용된 강성값들은 진동기초의 수직 방향 진동을 나타내기 위해 사용된 식(1)의 수직 방향 스프링 강성으로부터 구해졌기 때문에 각 절점에 설치된 수직 방향 스프링만으로 진동기초의 로킹 진동을 제대로 표현하기는 어렵다. 이러한 사실은 참고문헌[2]로부터 구한 각 축에 대한 로킹 진동 강성과 해석모델 A의 수직 방향 스프링으로부터 구한 각 축에 대한 로킹 진동 강성을 비교함으로써 알 수 있다. 참고문헌[2]로부터 구한 각 축에 대한 로킹 진동 스프링 상수( $k_{x\psi}$ ,  $k_{z\psi}$ )는 다음과 같이 결정된다.

X축에 대한 로킹 진동 스프링 상수( $k_{x\psi}$ )

$$= \frac{G_s \beta_{\psi} B L^2 \eta_{\psi}}{(1-\nu_s)}$$

$$= \frac{(6500 \times 12^2) \times 0.50 \times 30 \times 24^2 \times 1.0}{(1-0.45)}$$

$$= 14,703,709 \text{ kips-ft/rad} \quad (7)$$

Z축에 대한 로킹 진동 스프링 상수( $k_{z\psi}$ )

$$= \frac{G_s \beta_{\psi} B L^2 \eta_{\psi}}{(1-\nu_s)}$$

$$= \frac{(6500 \times 12^2) \times 0.55 \times 24 \times 30^2 \times 10}{(1-0.45)}$$

$$= 20,217,600 \text{ kips-ft/rad} \quad (8)$$

아울러 해석모델 A의 수직 방향 스프링에 의한 각 축(X, Z)에 대한 로킹 진동 강성은 이들 스프링의 강성 중심에 대한 모멘트로서 결정되며 각각 1,988,300(kips-ft/rad), 7,965,720(kips-ft/rad)으로 계산되어진다. 이들 값들을 참고문헌[2]로부터 구한 로킹 진동 강성(식 7, 8)과 비교해보면 X축에 대한 로킹 진동에 관해서는 식(7)의 14% 정도의 강성을 Z축에 대한 로킹 진동에 대해서는 식(8)의 40% 정도의 강성만을 고려한 결과를 가져옴을 알 수 있다.

해석모델 A에서 제대로 고려되지 못한 로킹 진동을 나타내기 위해서 해석모델 B에서는 각 축방향 회전 스프링을 사용하였다. 즉 해석모델 B에서는 해석모델 A에 추가적으로 기초판의 각 절점에 축방향 회전 스프링을 연결시켰다. 이렇게 연결된 각 축방향 회전 스프링의 강성은 해석모델 A에서 고려되지 못한 각 축에 대한 로킹 진동의 나머지 강성을 기초판에 존재하는 절점수(12개)로 나누어서 근사적으로 산정하였다. 각 절점에서의 축방향 회전 스프링 상수는 표 2에 나타나 있다.

표 2. 각 절점에서의 축방향 회전 스프링 상수

절점 번호	로킹 진동 (kips-ft/rad)		절점 번호	로킹 진동 (kips-ft/rad)	
	X축 방향	Z축 방향		X축 방향	Z축 방향
1.2	1050716	1020990	22	1050617	1020990
3.4	1050716	1020990	23	1050617	1020990
5.6	1050716	1020990	24	1050617	1020990
7.8	1050716	1020990	25	1050617	1020990

### 4.3 보와 기둥의 연결부

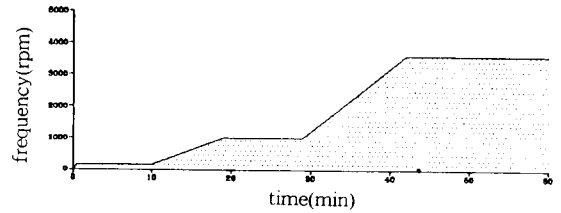
보와 기둥의 연결부에 대한 모형화는 많은 경우에 그림 2.a와 같이 모형화 되지만 그림 2.b와 같이 부재 단면의 크기가 클 경우에 그림 2.a와 같이 해석에 사용되는 보요소의 길이를 두 기둥의 중심간 거리로 가정한다면 보와 기둥의 연결부가 부재들을 모형화한 보요소의 길이에 포함되어 구조물의 강성과 고유 진동수에 큰 변화를 가져올 수 있기 때문에 그림 2.b와 같이 기둥과 보의 연결부를 강체로서 모형화한다. 따라서 단면이 큰 부재들로 구성되는 프레임형 진동기초의 경우에는 그림 2.b와 같은 모형화가 필요하며 이를 해석모델 C에서 고려하였다. 해석모델 C에서 기초판과 지반에 대해서는 해석모델 B와 동일하게 모형화하였다. 기둥과 기초판과의 연결부에 대해서도 그림 2.b와 같이 강체로서 모형화하였다.

### 4.4 기계 질량의 위치

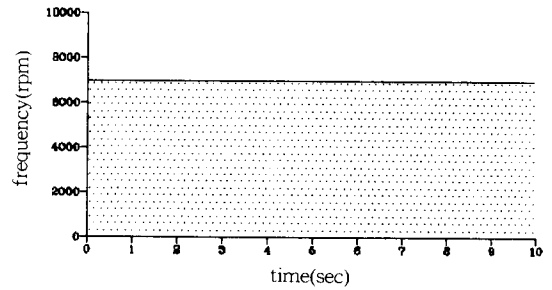
참고문헌[1]의 진동기초 해석모델에서는 기계 질량의 위치를 탑재된 기계를 지지하는 지지부의 위치(그림 4의 절점 9, 11, 15, 17, 18, 20)로 지정하고 있다. 그러나 기계 질량의 실제 위치는 기계 회전축으로 기계 질량의 위치에 따른 구조물의 거동을 알아보기 위해서 해석모델 D에서는 기계 회전축이 지지부에서 4ft 위에 존재한다고 가정하였다. 해석모델 C를 토대로 한 해석모델 D는 기계 질량의 위치를 기계 회전축에 놓이게 하기 위해서 가상의 트러스 요소들을 사용하여 진동기초 구조물을 모형화하였다.

### 4.5 작용하중

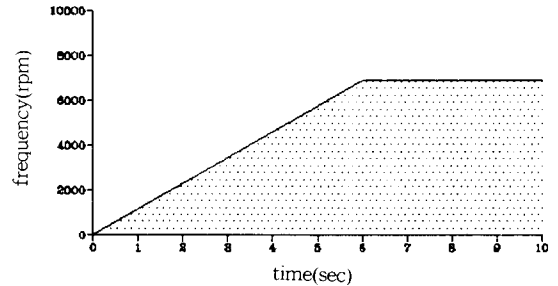
앞의 네가지 해석모델(모델 A, B, C, D)에서는 주로 진동기초를 구성하는 부재 및 지반의 모형화에 관한 내용이었지만 해석모델 E에서는 구조물의 거동에 미치는 기계 회전 속도의 변화에 의한 작용하중의 영향을 고려하였다. 일반적으로 터어빈과 콤프레서 등과 같은 회전 기계는 기계의 이상 유무의 확인과 진동에 의한 기계의 떨림현상을 고려하여 그림 5.a에서 보는 바와 같이 여러



(a) 기계 작동 시간과 기계 회전 속도와의 관계



(b) 이상화된 기계 회전 속도



(c) 점진적인 증가를 보이는 기계 회전 속도

그림 5. 기계 회전 속도

단계의 과정을 거쳐 정상회전 속도에 도달하게 된다. 이런 기계속도의 변화 과정을 모두 고려한 구조 해석은 하중에 대한 모형화가 힘들 뿐만 아니라 계산시간이 오래 걸린다는 문제점 때문에 대개의 경우에는 그림 5.b와 같이 처음부터 정상 회전 속도를 가진다고 가정하여 구조 해석을 수행한다. 그러나 그림 5.a에서 보는 바와 같이 기계가 정상 회전 속도를 가질 때까지는 여러 단계의 속도 과정을 거치게 되고 이러한 과정에서 진동기초 고유 진동수와와의 공진현상이 일어날 수 있기 때문에 이에 대한 검토가 필요하다. 이러한 공진현상이 구조물의 거동에 미치는 영향을 대략적으로 알아보기 위해서 그림 5.c에서 보는 바와 같이

점진적인 증가를 보인후 일정한 속도를 유지하는 기계 회전 속도를 사용하였다. 해석모델 E에서 상부구조물과 기초판 및 지반에 관한 모형화는 해석모델 D와 동일하다.

#### 4.6 해석결과의 비교 및 분석

위에서 언급한 모형화 방법에 따른 구조물 거동의 변화를 알아보기 위해서 해석결과중 진동기초의 고유 진동 주기, 모드형상 및 최대 변위를 살펴 보았다. 각 해석모델로부터 구한 진동기초의 저차 모드에 관한 고유 진동 주기와 관련된 모드형상은 그림 6에 최대 변위는 표 3에 나타나 있다. 그림 6에서 파선은 구조물의 본래 형상을 실선은 변형된 구조물의 형상을 나타낸다.

##### 4.6.1 진동기초의 고유 진동 주기와 모드형상

해석모델에 따른 진동기초의 고유 진동 주기의 전반적인 변화 추세는 그림 6에 나타나 있는 바와 같이 해석모델 A에서 해석모델 B, C로 이동함에 따라 급격히 감소하는 경향을 보이다가 해석모델 D에서 약간 증가하는 경향을 나타낸다. 여기에서 주목할 점은 비록 해석모델 D에서 고유 진동 주기가 모델 C에 비해 다소 증가한다고 할지라도 모델 D와 모델 A를 비교해볼 때 참고문헌[1]의 진동기초 해석모델은 구조물의 거동을 좌우하는 첫번째, 두번째, 세번째 모드에 대해 실제보다 훨씬 긴 고유 진동 주기를 가져온다는 것과 첫번째, 두번째 모드에 대해 모드형상의 순서가 바뀔 수 있다는 사실이다.

해석모델에 따라 고유 진동 주기가 변화하는 원인을 살펴보면 다음과 같다. 진동기초의 진동 현상을 나타내기 위해서 3개의 스프링을 사용한 해석모델 A에 로킹 진동을 제대로 고려하기 위해서 추가된 X, Z 축 방향의 회전 스프링이 이들 방향에 대한 진동기초의 회전을 억제하는 역할을 하기 때문에 해석모델 B의 고유 진동 주기가 해석모델 A의 고유 진동 주기보다 짧게 나타난다. 해석모델 A, B의 경우보다는 심하지 않지만 해석모델 B, C에서 고유 진동 주기가 감소하는 이유는 기둥과 보, 기둥과 기초판의 연결부를

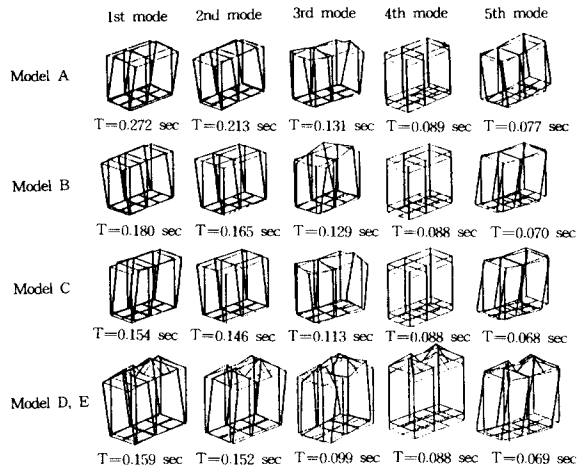


그림 6. 각 해석모델의 고유 진동 주기와 관련된 모드형상

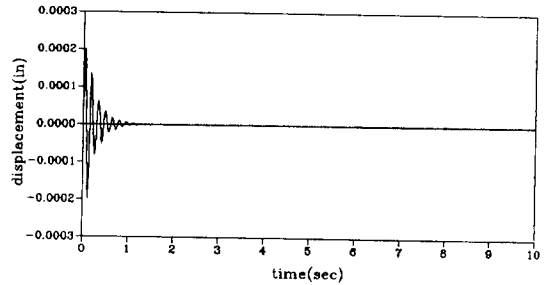
강제로 모형화한 결과 기둥과 보를 모형화한 요소의 길이가 짧아져 상대적으로 구조물이 견고(stiff)해졌기 때문인 것으로 생각된다. 해석모델 D로부터 구한 진동기초의 고유 진동 주기가 해석모델 C로부터 구한 고유 진동 주기보다 다소 증가하는 이유는 기계 질량의 위치가 기계를 지지하는 지지부의 위치에서 기계 회전축으로 변하면서 4ft 정도 높아져 구조물이 다소 유연해졌기 때문인 것으로 판단된다.

비록 개선된 해석모델중에서 실제에 가장 가까운 구조물의 거동을 나타내는 해석모델 D와 참고문헌[1]에서 사용되는 해석모델 A에서 구한 진동기초의 고유 진동수(해석모델 A: 27.5 cycles/sec, 해석모델 D: 44.0 cycles/sec)가 기계의 진동수 115.8 cycles/sec에 훨씬 못미치지만 위에서 살펴본 바와 같이 해석모델 A는 실제와는 전혀 다른 고유 진동 주기를 가져오기 때문에 진동기초에 대한 해석모델로서 적합하지 않음을 알 수 있다.

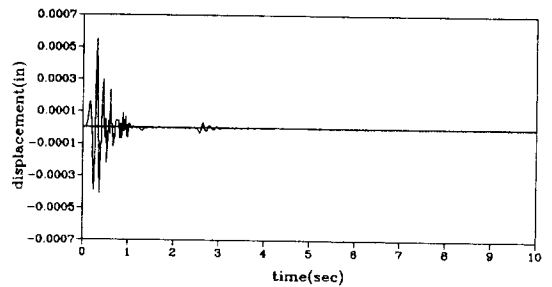
##### 4.6.2 구조물의 거동(최대변위)

각 해석모델로부터 구한 기계 질량이 놓인 위치에서의 최대변위 발생시간(sec)과 그때의 최대변위(in)가 표 3에 나타나 있다. 표 3에서 각 방향에 대한 최대변위중 가장 큰 변위값을 나타내는 Z 방향 변위에 대해서 살펴보면 모델 B, C, D로부터

터 구한 변위값이 모델 A로부터 구한 변위값보다 작게 나타나는데 이는 모델 A로부터 구한 고유 진동 주기값이 다른 모델들로부터 구한 고유 진동 주기값보다 훨씬 크게 나타나기 때문인 것으로 생각된다. 결국 모델 A는 실제보다 훨씬 큰 변위를 가져옴을 알 수 있다. 해석모델 D와 E의 Z 방향 변위를 비교해보면 해석모델 E로부터 구한 최대 변위값이 해석모델 D로부터 구한 최대 변위값보다 약 2.8배 정도 크게 나타나는데 이것은 해석에 사용된 기계 회전속도 형태의 차이 때문인 것으로 생각된다. 이러한 현상은 그림 7에서 보다 자세히 설명되어지는데 그림 7.a는 그림 5.b와 같은 형태의 기계 회전 속도를 이용하여 얻은 결과를 나타내고 그림 7.b는 그림 5.c와 같은 형태의 기계 회전속도로부터 구한 결과를 나타낸다. 그림 7의 변위에 대한 시간이력으로부터 그림 5.b와 같은 형태의 기계 회전 속도는 구조물에 충격 하중을 가한 것과 같은 효과를 나타내며 그림 5.c로부터 구한 변위값보다 전반적으로 훨씬 작은 값을 가져옴을 알 수 있다. 그림 7.b를 분석해보면 진동기초의 고유 진동수와 비슷한 기계 회전 속도 근처에서 매우 큰 변위값들이 나타나고 진동기초의 고유 진동수와 멀어질수록 변위값이 작아지는 현상을 볼 수 있는데 여기서 매우 큰 변위값들이 나타나는 이유는 진동기초의 고유 진동수와 비슷한 기계 회전 속도 근처에서 발생한 공진현상 때문이다. 결국 그림 7로부터 알 수 있듯이 현재 널리 통용되고 있는 그림 5.b와 같은 형태의 기계회전 속도를 이용하여 구한 최대 변위값을 변위에 대한 검토 자료로 사용하는 것은



(a) 그림 5.b의 기계회전 속도를 이용한 경우



(b) 그림 5.c의 기계회전 속도를 이용한 경우

그림 7. 변위에 대한 시간이력

별 의미가 없음을 알 수 있다. 그림 7.b의 최대 변위값은 그림 5.c와 같은 형태의 기계회전 속도를 사용하여 구한 값으로 정상 회전 속도까지의 기계의 실제 가동시간을 고려하면 진동기초 고유 진동수와와의 공진시간이 길어져 최대 변위값은 더욱더 증가할 것으로 생각된다. 공진현상에 의한 최대 변위를 줄이기 위해서는 고유 진동수와와의 공진현상을 최대한 줄일 수 있는 기계 운전이 요구된다.

## 5. 결 론

여기에서는 진동기초에 관한 해석모델로 실무에서 널리 사용되고 있는 참고문헌[1]의 진동기초 해석모델에 관한 문제점들(로킹 진동, 보와 기둥의 연결부에 관한 모형화, 기계 질량의 위치 지정, 작용하중의 형태)을 알아보았고 이 문제점들을 개선한 해석모델들을 소개하였다. 참고문헌 [1]의 진동기초 해석모델(모델 A)과 개선된 해석 모델들간의 해석결과로부터 기존의 해석모델 A는 실제보다 훨씬 긴 고유 진동 주기를 가져오기

표 3. 기계질량이 높은 위치에서의 최대변위가 발생할 때의 시간(sec)과 그때의 최대변위(in)

변위 \ 모델	모델 A	모델 B	모델 C	모델 D	모델 E
X 방향 (sec)	0.000038 (0.04sec)	0.000017 (0.04sec)	0.000016 (0.02sec)	0.000019 (0.04sec)	0.000050 (1.18sec)
Y 방향 (sec)	0.000059 (0.02sec)	0.000063 (0.02sec)	0.000063 (0.02sec)	0.000062 (0.02sec)	0.000189 (0.42sec)
Z 방향 (sec)	0.000349 (0.06sec)	0.000242 (0.04sec)	0.000181 (0.04sec)	0.000200 (0.04sec)	0.000550 (0.30sec)



때문에 진동기초에 대한 해석모델로서 부적합함을 알 수 있었다. 여기에서 소개한 해석모델중 모델 D를 이용하면 실제에 매우 가까운 진동기초의 고유 진동 주기와 모드형상을 얻을 수 있을 것으로 생각되며 기계회전 속도의 변화에 의한 진동기초 고유 진동수와와의 공진현상에 대한 세심한 검토가 필요하다.

#### 참 고 문 헌

- 1) Arya, S. C., O'Neil, M. W., and Pincus, G., "Design of Structures and Foundations for Vibrating Machines", Gulf Publishing Company, Houston, Texas, 1979.
- 2) Whitman, R. V., and Richart, F. E., "Design Procedures for Dynamically Loaded Foundations", *Journal of the Soil Mechanics and Foundations Division*, ASCE, Vol. 93, No. SM 6, November, 1967.
- 3) Arya, S. C., Drewyer, R. P., and Pincus, G., "Foundation Design for Reciprocating Compressor", *Hydro Carbon Proceeding*, Vol. 56, No. 5, May, 1977.
- 4) "Design of Large Steam Turbin-Generator Foundations", ASCE, Task Committee on Turbin Foundations, 1987.
- 5) "진동기초의 설계", 제2회 전산구조공학 기술 강습회(교재 2-3), 한국 전산 구조 공학회, 1990.