

초고주파 진동항타기의 구동 성능향상을 위한 파라미터 설계 및 항타진동의 전달과 감쇠특성에 관한 연구

장태인[†] · 박준혁* · 백윤수** · 김성배***

(2003년 10월 18일 접수, 2004년 4월 12일 심사완료)

The Design of Parameters to Improve Actuating Performance in High Frequency Vibro-Hammer(HFVH) and the Study of Characteristic Propagation and Attenuation of Piling Vibration

Tae In Jang, Joon Hyuk Park, Yoon Su Baek and Sung Bae, Kim

Key Words: High Frequency Vibro-Hammer(HFVH, 초고주파 진동항타기), Piling Vibration(항타진동), Vibration Attenuation(진동감쇠), Wave Propagation(파동전파)

Abstract

This paper suggests the 2 D.O.F mathematical model of the High Frequency Vibro-Hammer (HFVH), introduces an experimental method for measuring of the attenuation of piling vibration and proves what experiments are coincident with the equation of wave propagation. As vibratory installation of piles and casings has many economic merits in the construction field, most of all contractors prefer to vibratory pile driving method than the other. Compared to impact pile driving, vibratory installation has the advantage of reducing vibration or noise pollution and can drive piles under high frequency. Experiments serve estimations of capabilities and limitations of the HFVH's excitation force and finding of sensitivity for important soil resistance parameters. Also, we discuss the HFVH that can drive with three kinds of input waves (triangular, sine and square wave) and propose the design of parameters to improve actuating performance in it.

기호설명

R : 항타지점으로부터 떨어진 거리 (m)
 t : 진동 항타시간 (sec)
 f_d : 진동 항타기의 가진 주파수 (Hz)
 A_H : 진동항타기 해머부의 가속도 (m/sec^2)
 S : 포텐서미터의 행정거리 (mm)
 A : 항타지점으로부터 떨어진 곳에서 가속도 (A_1, A_2, A_4, A_8)
 V : 항타지점으로부터 떨어진 곳에서 속도 (V_1, V_2, V_4, V_8)

ζ : 감쇠비
 γ : 거리에 따른 지반의 기하학적 감쇠계수
 α : 토양의 조성물질에 따른 감쇠계수
 I : H 빔의 면적 2차모멘트 (m^4)
 E : 탄성계수(Young's Modulus) (N/m^2)
 K : 강성계수 (N/m)
 G_{ap} : 전단형 방진고무의 전단계수 (N/m)
 G : 전단계수 (N/m)
 δ : 방진고무의 전단변위 (m)
 λ : 실린더의 하중압력계수
 β : 해머부와 케이스부의 고유진동수 비
 η_c : 실린더의 용적효율
 A_γ : 거리에 따른 지반의 기하학적 진동감쇠
 A_α : 토양의 조성물질에 의한 진동감쇠
 L : 진동항타기의 출력 (W)
 μ : 해머부와 케이스부의 질량비

[†] 책임저자, 회원, 연세대학교 대학원 기계공학과
 E-mail: jjanghwa@yonsei.ac.kr,
 TEL: (02)2123-2827 FAX: (02)362-2736
 * 회원, 연세대학교 대학원 기계공학과
 ** 회원, 연세대학교 기계공학과
 ** (주) 동광중공업 산업기술연구소

$|X_k/F_0|$: 무차원 진폭비

1. 서론

1.1 초고주파 진동 향타기 개발 배경

최근 들어 도시개발, 고속전철, 아파트건설 등의 대규모 공사가 급증함에 따라 현장에서 발생하는 건설장비의 소음과 그에 따른 지반의 진동은 가장 큰 문제로 대두되고 있다. 또한, 도시의 인구 집중에 따라 구조물간의 이격거리가 짧아지고 기존의 토공 작업만으로는 건축구조물이나 토목구조물이 경제적인 이격거리를 유지할 수 없게 되었다. 기초공사, 말뚝공사 공정에서 사용되는 각 종 파일의 향타 장비들은 소음과 진동의 문제점으로 인한 민원의 우려가 있고 이에 따른 고가의 타공법이 필요한 실정이다.⁽¹⁾ 기존의 진동해머는 전기식 또는 저주파 유압 모터식으로 지반에 전달되는 소음과 진동의 문제를 해결 할 수 없었다. 따라서, 아파트 단지나 공장지대 내의 좁은 공간에서도 저진동 저소음으로 충분히 향타작업이 가능한 향타기 개발이 필요하다.

1.2 국내외의 진동 향타기술 현황

현재까지 개발된 진동향타기는 Fig. 1 과 같은 시스템으로 구성이 되어있고, 편심된 로터를 회전시키는 캠구동 방식이 사용되고 있다.⁽²⁾

이러한 시스템은 복잡한 기계장치로 인하여 해머부의 중량이 과다하고, 모터의 회전에 의한 구동방식 이다. 이에 따라, 기계소음과 부품의 내구성 문제로 인하여 최대 40 Hz (2400 rpm) 이상 빠른 회전속도를 기대하는 데 무리가 있는 가진주파수 (f_d)의 한계성이 있다. Fig. 1 과 같은 방식이 기존의 자유 낙하식 향타기보다는 공사장 주변 환경

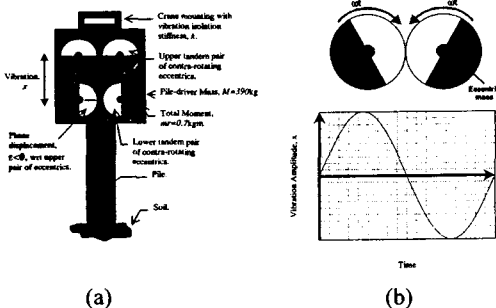


Fig. 1 (a) Vertical vibration of pile using two pairs of tandem contra-rotating eccentrics, (b) contra-rotating eccentrics and resultant uni-planar vibration

에 대한 영향을 고려할 때, 경제적이나 해머부의 소음과 공사로 인한 지반의 진동을 감소시켜야 하는 것이 과제로 남아 있는 실정이다. 또한, 시스템 구동 특성상 입력파형을 정현파로만 가진 할 수 있도록 설계되어 있기 때문에 구동주파수의 개선과 다양한 입력파형으로 구동이 가능한 초고주파 진동향타기의 개발이 필요하다.

2. 초고주파 진동향타기 개발을 위한 파라미터 설계

본 연구에서 적용한 30 톤급 초고주파 진동향타기는 Fig. 2 와 같다. 8 개의 방진고무가 케이스와 해머부를 연결하여 주고, 구동시 야기되어 케이스에 전달되는 진동을 방진하는 역할을 한다. 해머의 내부에는 감압기에 유압을 축적하거나 부하의 이동시 작동유를 방출하여 주는 어큐뮬레이터가 있다. 해머부는 크게 서보밸브, 액추에이터, 실린더로 구성되며 서보밸브의 작동압력에 의해 구동되는 피스톤으로 구성되어 있다. 또한 흠막이, 물막이 공사와 같은 기초공사와 말뚝공사에 사용되는 다양한 H 빔이나 강관을 물릴 수 있도록 설계된 클램프(Clamp)로 구성이 되어있다.

본 논문에서는 Fig. 2 와 같은 초고주파 진동향타기의 구동 메커니즘을 설계하고 방진시스템과 향타기의 향타가진력을 결정하기 위하여 다음과 같은 이론적 배경을 고려한 주요 설계 파라미터를 제시하고자 한다.

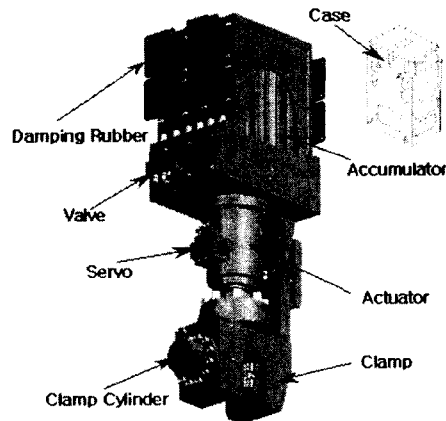


Fig. 2 The High Frequency Vibro-Hammer system

2.1 방진시스템

2.1.1 방진시스템의 이론적 설계

방진시스템은 전체시스템 작동시 해머부의 진동이 케이스부에 전달되는 것을 방지하기 위한 것이므로 반드시 고려하여야 할 사항이다. 케이스부와 해머부 사이의 방진시스템 설계는 케이스의 결합 위치와 방진재료에 따라 달라진다.

그러나, Fig. 2 에서 케이스와 해머부 사이의 공간이 한정되게 설계하였으므로 방진재료의 선정과 방진재료의 형상 설정이 중요하다. 방진재료는 크게 금속, 고무, 에어 스프링과 같은 공기로 나누어지고, 일반적으로 금속의 경우 스프링을 말하며 저주파 영역에서 적용이 용이하나 공진대역에서 진폭이 발산하므로 시스템에 적용하려면 또 다른 감쇠기가 필요하다. 에어스프링은 사용면에서 효율적이거나 장치가 고가이다. 방진고무는 탄성계수가 낮아 금속 보다 절연성이 우수할 뿐만 아니라, 방진고무 자체가 감쇠역할을 하므로 별도의 감쇠장치를 설치할 필요가 없어 적용하기에 가장 적당한 재료이다.⁽³⁾

초고주파 진동항타기는 최대 60 Hz 의 주파수로 가진 하므로 우선 내마모성이 우수한 재료를 선택하여야 하고 시스템의 특성상 방진고무는 인장력 보다는 전단력을 많이 받으므로 전단력에 대한 저항성이 우수한 천연고무(NR, Natural Rubber)를 선정하였다.

방진고무(NR)는 Fig. 3 과 같이 양끝 단의 직경 (d_{max})과 중심의 직경(d_{min})을 다르게 설계하였으며, 이는 중심 ($h/2$)지점에서 방진고무에 가해지는 전단응력을 가장 크게 하기 위함이다. 또한 양 끝단에서 고무와 철판이 진동 항타작업 과정 중에 발생하는 전단력에 의해 찢겨지거나 분리되는 것을 방지할 수 있다.

방진고무 재료의 특성과 형상에 의하여 고무의

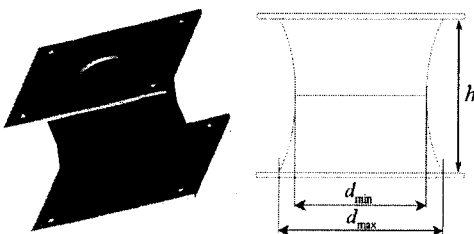


Fig. 3 The modeling of damping rubber

전단강성계수 (G_{ap}) 는 아래의 식으로 구할 수 있다.⁽⁴⁾

$$G_{ap} = G \left(1 + \frac{AL^2}{36I} \right)^{-1}, \tag{1}$$

$$G_{ap \ min} = G \left(1 + \frac{A_{min}L_{min}^2}{36I_{min}} \right)^{-1}$$

$$= 5 \times 10^6 \left(1 + \frac{0.037 \times 0.128^2}{36 \times 3.159 \times 10^{-4}} \right)^{-1} = 4.747 \times 10^6 \text{ N/m},$$

$$G_{ap \ max} = G \left(1 + \frac{A_{max}L_{max}^2}{36I_{max}} \right)^{-1}$$

$$= 5 \times 10^6 \left(1 + \frac{0.063 \times 0.128^2}{36 \times 7.85 \times 10^{-4}} \right)^{-1} = 4.824 \times 10^6 \text{ N/m}.$$

$$K = G_{ap} \left(\frac{A}{L} \right), \tag{2}$$

$$K_{min} = G_{ap \ min} \left(\frac{A_{min}}{L_{min}} \right)$$

$$= 4.747 \times 10^6 \left(\frac{0.045}{0.128} \right) = 1.372 \times 10^6 \text{ N/m},$$

$$K_{max} = G_{ap \ max} \left(\frac{A_{max}}{L_{max}} \right)$$

$$= 4.802 \times 10^6 \left(\frac{0.063}{0.128} \right) = 2.374 \times 10^6 \text{ N/m}.$$

따라서, 진동항타기의 방진고무는 식 (1), (2) 를 이용하여 Table 1 과 같은 기하학적 형상으로 선정되었다. 방진고무의 바깥부분 보다는 가운데

Table 1 The geometric specification of NR

Shear modulus (NR)		$G = 5 \times 10^6 \text{ N/m}$
Cross section of rubber (NR)	Center	$R_{min} = 0.12 \text{ m}$
		$I_{min} = 3.159 \times 10^{-4} \text{ m}^4$
		$G_{ap \ min} = 4.656 \times 10^6 \text{ N/m}$
	Edge	$K_{min} = 1.372 \times 10^6 \text{ N/m}$
		$R_{max} = 0.15 \text{ m}$
		$I_{max} = 7.85 \times 10^{-4} \text{ m}^4$
	Hole	$G_{ap \ max} = 4.77 \times 10^6 \text{ N/m}$
		$K_{max} = 2.374 \times 10^6 \text{ N/m}$
	Total stiffness coefficients	
Total damping coefficients		$C_{total} = 8.717 \times 10^4 \text{ kg/sec}$
The height of NR		$h = 0.128 \text{ m} = L$

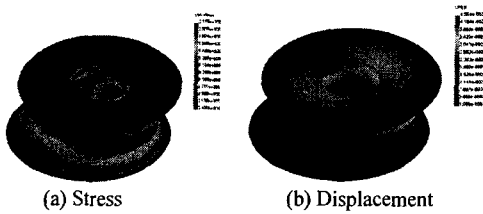


Fig. 4 The FEM analysis of damping rubber

부분 전단강성계수(K_{\min})의 영향이 크므로 방진고무의 전단강성계수(K)는 $K_{\min} = 1.372 \times 10^6 \text{ N/m}$ 로 대표할 수 있다. 따라서, 방진시스템 전체의 전단강성계수(K_{total})는 아래와 같다.

$$K_{\text{total}} = K_{\min} \times 8 = 1.098 \times 10^7 \text{ N/m}.$$

2.1.2 방진고무의 유한요소 해석

선정된 방진고무의 전단강성계수를 검증하기 위하여 유한요소 해석법을 이용하였고, 또한 시뮬레이션을 통하여 방진고무에 걸리는 전단응력과 전단변위 분포를 알아 낼 수가 있다. 그리고, 다음과 같은 가정과 경계조건을 고려하였다.

가정 / 경계조건:

1. 방진고무의 아랫면이 고정되어 있다.
2. 방진고무의 Z축 방향의 변위는 없다.
3. 방진고무는 등방성을 가지고 있다.
4. 방진고무에 가해지는 전단응력은 윗면의 표면에서 전단 방향으로 나타나고, 이때 중심의 응력집중으로 표현이 가능하다.

진동항타기를 최대가진력 ($30 \times 10^3 \text{ kgf}$)으로 구동시 방진고무에 가장 큰 전단력이 발생될 것으로 예상되는 저주파 20 Hz로 가진 하였다.

Fig. 4(b)에서 방진고무의 중심에서 전단변위(δ_{FEM})는 0.02681 m이다. 이 변위를 통하여 방진고무의 전단강성계수(K_{FEM})를 계산할 수 있다.

30 톤급 초고주파 진동항타기 방진고무에 걸리는 전단력은 이론적으로 $P_T = 294,000 \text{ N}$ 이 된다. 이를 고려하면 8개의 방진고무 중 한 개의 방진고무 중심에 걸리는 전단력 $P = 36,750 \text{ N}$ 이다. 따라서,

$$\text{서, } K_{\text{FEM}} = \frac{P}{\delta_{\text{FEM}}} = 1.372 \times 10^6 \text{ N/m}. \quad (3)$$

즉, 유한요소해석에 의한 전단강성계수(K_{FEM})는 이론식에 의해 계산된 전단강성계수(K_{\min})와 비교하면 차이가 거의 없음을 알 수 있다.

$$K_{\text{FEM}} = 1.372 \times 10^6 \text{ N/m} \approx K_{\min}. \quad (4)$$

2.2 해머부의 진동 항타가진력 이론적 설계

본 연구의 설계 목표는 최대 30 톤급 초고주파 진동항타기 개발이다. 이는 저주파 20 Hz에서 최대 항타가진력을 낼 수 있다. 해머부는 실제 작동유와 접하는 실린더내의 피스톤 단면적(A_p)과 최대 작동압력(P_{MAX})을 고려하여 설계하였다. 이때 초고주파 진동항타기는 구동주파수가 20 Hz일때 가장 큰 가진력($30 \times 10^3 \text{ kgf}$)을 낸다.

초고주파 진동항타기는 최대작동압력(P_{MAX})을 임의로 조절이 가능하며 피스톤 단면적(A_p)을 고려하여 이론적으로 아래와 같이 결정하였다.

$$F_{\text{MAX}} = P_{\text{MAX}} \times A_p, \quad (5)$$

$$P_{\text{MAX}} = 280 \text{ kgf/cm}^2, \quad A_p = 107 \text{ cm}^2, \quad F_{\text{MAX}} = 30 \times 10 \text{ kgf},$$

- 실린더 외경(D): 19cm,
- 실린더 내경(d): 15cm,
- 피스톤의 단면적(A_p): 170cm²,
- 작동유의 유량(Q): 250m³/min,
- 진동 항타가진력(F): 실험에서 측정/검증,
- 피스톤 행정거리(S): 실험에서 측정/검증,
- 실린더의 하중압력 계수(λ):

$$\lambda = \frac{SF}{QP_{\text{MAX}}} = \frac{F}{A_p P_{\text{MAX}}}. \quad (6)$$

실린더 용적효율(η_c)은 식 (7)과 같이 계산이 된다.

$$\eta_c = \frac{Q}{Q_0} = \frac{A_p S f_d}{Q_0}. \quad (7)$$

실린더 내의 피스톤 속도(v_p)는 용적효율을 고려하여 계산할 수 있고 다음과 같다.

$$v_p = \frac{Q}{A_p} \times \eta_c. \quad (8)$$

또한, 진동항타기의 동력(L)은 다음과 같다.

$$L = F \times v_p. \quad (9)$$

2.3 초고주파 진동항타기의 수학적 모델

초고주파 진동항타기의 진동해석을 하기 위하여 케이스부와 해머부를 Fig. 5와 같이 2자유도계로 모델링 한다. 이때 적용된 가정과 경계조건은 다음과 같다.

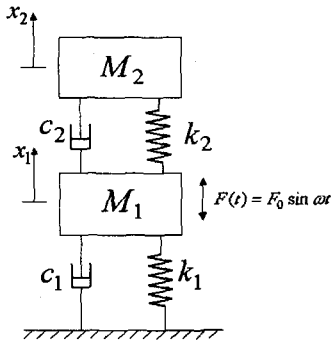


Fig. 5 2 D.O.F mathematical model of the HFVH

가정 / 경계조건:

1. 해머부내의 실린더 자체의 감쇠계수 (c_c) 와 강성계수 (k_c) 는 H 빔의 감쇠계수 (c_1), 강성계수 (k_1) 에 비하여 무시할 수 있을 정도로 상당히 작다.
2. 강성계수가 (k_1) H 빔을 사용할 때 항타가진력은 H 빔을 통하여 그대로 지반에 전달된다.
3. 지반이 최대 3m 이내까지지는 깊이에 따라 토양의 조성이 일정하다.

초고주파 항타기 모델은 해머부 (M_1) 와 케이스부 (M_2) 로 이루어져 있으며 Fig. 5 과 같이 2 자유도 강제진동 시스템으로 모델링 할 수 있다.

$$M\ddot{x}(t) + C\dot{x}(t) + Kx(t) = F(t) \quad (0 \leq t \leq 10\text{sec}), \quad (10)$$

$$\begin{bmatrix} M_1 & 0 \\ 0 & M_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1(t) \\ \ddot{x}_2(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_1(t) \\ \dot{x}_2(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F(t) \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (11)$$

진동항타기가 $F(t) = F_0 \sin \omega t$ 인 조화진동을 한다고 하면 해머부 (X_1) 와 케이스 (X_2) 의 진폭응답은 각각 식(12), (13)과 같이 표현된다.

$$X_1(t) = \frac{[(k_2 - m_2 \omega^2) + c_2 \omega j] F_0}{\det(K - \omega^2 M + \omega j C)} e^{j\omega t}, \quad (12)$$

$$X_2(t) = \frac{(k_2 - c_2 \omega^2 j) F_0}{\det(K - \omega^2 M + \omega j C)} e^{j\omega t}. \quad (13)$$

그리고, Fig. 5 의 시스템 구조상 H 빔의 감쇠계수 (c_c) 를 무시할 수 있다. $F = k\delta_{st}$ 의 관계로부터 해머부와 케이스의 각각에 대한 무차원 진폭은 다음과 같다.

해머부의 진폭응답:

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \frac{|X_1 k_1|}{F_0} = \frac{\sqrt{(2\zeta r)^2 + (r^2 - \beta^2)^2}}{\sqrt{[\mu r^2 \beta^2 - (r^2 - 1)(r^2 - \beta^2)]^2 + (2\zeta r)^2 (r^2 - 1 + \mu r^2)^2}}, \quad (14)$$

케이스부의 진폭응답:

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \frac{|X_2 k_1|}{F_0} = \frac{\sqrt{\beta^4 + (2\zeta r)^2}}{\sqrt{[\mu \beta^2 r^2 - (r^2 - 1)(r^2 - \beta^2)]^2 + (2\zeta r)^2 (r^2 - 1 + \mu r^2)^2}}. \quad (15)$$

$$\begin{aligned} \text{이때, } \omega_{Hn} &= \sqrt{k_1 / M_1}, \quad \omega_{Cn} = \sqrt{k_2 / M_2}, \\ \beta &= \omega_{Cn} / \omega_{Hn}, \quad r = \omega / \omega_{Hn}, \\ \zeta &= c_2 / 2M_2 \omega_{Hn}, \quad \mu = M_2 / M_1. \end{aligned}$$

성능평가지 사용된 H 빔의 물성치와 기하학적 수치를 고려하여 $k_1, \omega_{Cn}, \omega_{Hn}, \beta, r$ 을 각각 구하면 아래와 같다.

$$k_1 = \frac{EA}{L} = \frac{200 \times 10^9 \times 0.036}{4} = 1.8 \times 10^9 \text{ N/m}, \quad (16)$$

$$\omega_{Cn} = \sqrt{k_2 / M_2} = 104.7 \text{ rad/sec}, \quad (17)$$

$$\omega_{Hn} = \sqrt{k_1 / M_1} = 717.1 \text{ rad/sec}, \quad (18)$$

$$\beta = \omega_{Cn} / \omega_{Hn} = 0.146, \quad (19)$$

$$\mu = M_2 / M_1 = 0.286. \quad (20)$$

방진고무는 병렬로 8 개가 연결되어 있으므로 $k_2 = 1.097 \times 10^7 \text{ N/m}$ 이다. 그리고, 감쇠비 (ζ) 는 케이스의 감쇠 (c_2) 와 $2M_2 \omega_{Hn}$ 의 비로 다음과 같이 나타낸다.

$$\zeta = \frac{c_2}{2M_2 \omega_{Hn}} = \frac{8.717 \times 10^4}{2 \times 1,000 \times 717.1} = 0.608.$$

해머부의 작동에 따른 케이스부의 응답진폭 ($|X_2 k_1 / F|$) 이 β, ζ, μ, r 의 4 개의 파라미터에 의하여 결정이 됨을 알 수 있다. 그러나, β, μ, r 를 고정시키고 ζ 에 따른 케이스의 진폭 응답곡선을 그리면 Fig.6 과 같다. 본 연구에서 개발된 초고주파 진동 항타기는 Fig. 6 과 같이 케이스부의 진폭응답이 작으므로 해머부 구동시 케이스부가

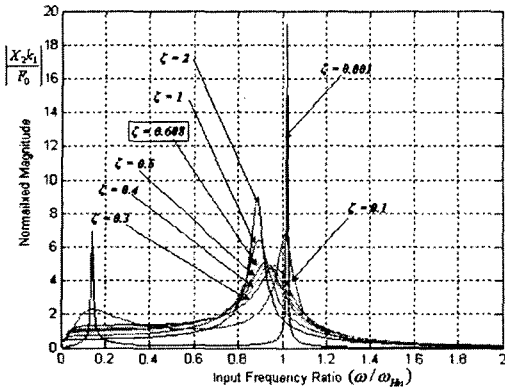


Fig. 6 Normalized magnitude of the HFVH's case

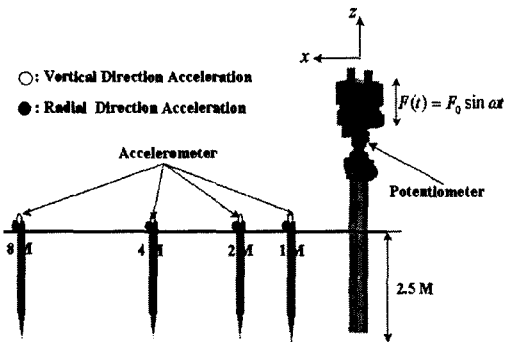


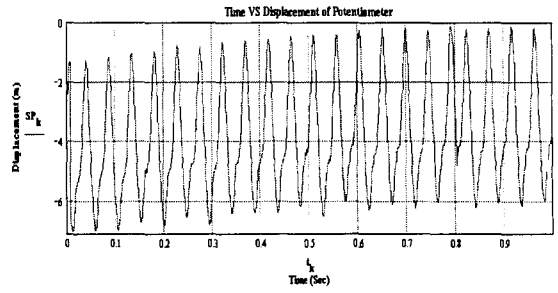
Fig. 7 The experimental system to measure acceleration according to the distance

심하게 흔들리는 영향을 배제할 수 있다.

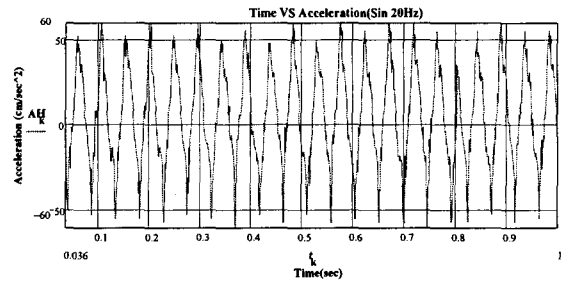
3. 초고주파 진동항타기 성능평가

본 연구에서는 진동항타기의 성능평가를 위하여 Fig. 7 과 같이 실험하기 위하여 항타기에 물려있는 H 빔을 지반에 대략 2.5 m 까지 관입한다. 이 조건에서 입력파형을 삼각파, 사인파, 사각파로 변화시키면서 각각에 항타 가진주파수(f_d)를 20, 30, 40, 50, 60 Hz 로 가진하여 실험을 하였다.

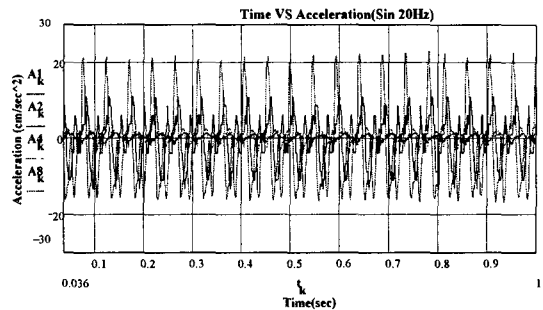
여기에서 항타작업시 항타기의 가진력과 지반에 대한 영향을 해석하기 위하여 거리에 따라 가속도를 측정하였으며, 이때 가속도는 한 지점에 대하여 2 방향을 고려하여 측정하였다. 그리고 분석된 해머부의 가속도와 지반의 가속도를 수치적분하여 속도파동 또한 얻어낸다.



(a) Potentiometer's stroke mounted on hydraulic cylinder



(b) The acceleration of HFVH according to time



(c) The ground acceleration according to distance

Fig. 8 Potentiometer stroke mounted on cylinder and acceleration of the high frequency Vibro-Hammer and ground

3.1 항타기 가진력 및 지반의 진동 측정 시스템

실제 항타작업에 있어서 지반 진동에 가장 큰 영향을 주는 빔의 관입 깊이는 가진을 하여도 H 빔이 더 이상 관입이 되지않는 지점에서 지반으로 가장 큰 힘을 전달하게 된다. 지반에 전달되는 파동은 체적파와 표면파 두 가지를 고려할 수 있고, 길이가 4 m 인 H 빔을 2.5 m 관입하였으므로 체적 파보다는 표면파의 영향이 클 것이라는 예상을 할

수 있다.

실험을 통하여 진동항타기를 정현파 20 Hz 로 가진을 하고, 반경방향과 수직방향에 대한 각각의 가속도를 추출하였다. 이때 가속도를 측정하는 위치는 항타 지점으로부터 각각 1, 2, 4, 8 m 떨어진 곳에서 측정하였다. 또한 작업을 하는 동안 항타기의 가진력을 검출하기 위하여 해머에 증력방향으로 가속도계를 설치하였고, 실린더 행정거리를 측정하기 위하여 포텐서미터를 설치하였다. 실험에서 측정된 해머부의 가속도(a)와 진동원으로 떨어진 곳의 가속도(b)는 Fig. 8 과 같다. 그리고 항타기의 가진력은 해머부분의 질량과 가속도데이터를 이용하여 계산할 수 있다.

3.2 초고주파 진동항타기의 성능계산

초고주파 진동항타기 총 질량은 4.5 t 이고, 최대 가진력은 정현파 20 Hz 로 가진할 때 발생한다. 실험에서 측정된 해머부의 최대가속도 ($A_{H\ MAX}$) 와 실린더의 행정거리 (S_{MAX}) 는 다음과 같다.

$$A_{H\ MAX} = 8.59\text{m/sec}^2, \quad S_{MAX} = 9\text{mm}$$

따라서, 해머부의 최대 가진력은

$$F_{MAX} = (M_1 + M_2) \times A_{H\ MAX} = 26.8 \times 10^3\ \text{kgf} \text{ 이다.}$$

식 (5),(6),(7),(8),(9)에 의하여 피스톤 사양이 결정되었으며 실린더 하중압력계수 (λ), 피스톤 최대 속도 (v_{MAX}), 실린더 용적효율 (η_c), 항타기 최대출력 (L_{MAX}) 은 다음과 산출된다.

$$v_{MAX} = 18\ \text{cm/sec}, \quad \lambda = 0.89,$$

$$L_{MAX} = 45.453\ \text{kW}, \quad \eta_c = 0.46.$$

본 연구의 개발목표는 30 톤급 초고주파 진동항타기를 개발하는 것이었지만 실린더의 용적효율과 시스템 자체의 에너지 효율 저감 등의 요인에 의하여 실제로 최대 $26.8 \times 10^3\ \text{kgf}$ 까지 성능을 나타내었다.

3.3 입력파형에 대한 항타 가진력 분석

본 연구에서 개발된 초고주파 진동항타기는 사각파, 삼각파, 정현파의 3 가지 입력파형으로 해머가진이 가능하고 이때, 항타기의 최대 가진력은 $26.8 \times 10^3\ \text{kgf}$ 이다. 실험을 통해 주파수와 각 입력파형에 따른 항타가진력 측정하여 분석한 결과 Fig. 9 과 같이 나타났다.

입력파형을 3 가지로 가능하게 한 목적은 지반의 특성, 관입하는 재료에 따라 적절한 입력파형과 가진주파수를 적용하면 경제적인 면에서 큰

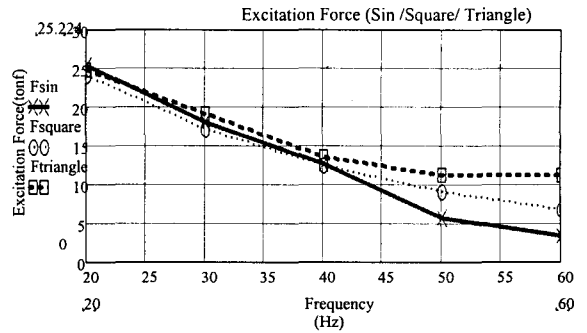


Fig. 9 Excitation force about various input signal

기대효과를 얻을 수 있기 때문이다. 50 ~ 60 Hz 고주파영역에서 큰 가진력 ($11 \times 10^3\ \text{kgf}$) 으로 공사가 가능할 뿐만 아니라, 환경의 측면에서는 저진동 저소음 하에서 운전이 가능하다. 이러한 것들이 본 연구에서 개발한 초고주파 진동항타기의 가장 큰 특징이다.

Fig. 9 은 입력파형을 정현파로 사용한 경우 가진주파수 40 Hz 이상에서 저소음 저진동의 구간이 예상되지만 큰 힘이 요구되는 공사에는 가진력이 매우 작아 적용하기 곤란함을 나타내준다.

그러나, 입력파형을 삼각파를 사용한다면 가진주파수 60 Hz 로 정현파 40 Hz 의 힘과 동일한 가진력을 나타낸다. 즉, 기존의 정현파 40 Hz 에서만 가능했던 작업이 삼각파나 사각파로 작업 할 경우 정현파 40 Hz 로 작업하는 경우와 같은 $11 \times 10^3\ \text{kgf}$ 의 가진력으로 공사가 가능함을 알 수 있다.

3.4 해머부의 입력파형에 대한 성능평가

공장지대에서 야간 공사 작업시 ISO 에서는 지반의 진동가속도 레벨(VAL)을 75 dB 이하로 규정하고 있다.⁽⁶⁾ 따라서, 실험을 통하여 세가지 입력파형에 대한 진동가속도 레벨을 계산하여야 한다. 이때 진동가속도 레벨을 계산할 때 식 (21)을 따른다.

$$VAL = 20 \log \frac{a_0}{a} [\text{dB}], \quad (21)$$

a_0 : 진동가속도 레벨의 기준치 (m/s^2),

a : 측정대상 진동가속도의 실효값 ($10^{-6}\ \text{m/s}^2$).

세가지 입력파형에 대하여 거리에 따른 가속도 측정된 데이터를 가지고 분석한 결과 진동가속도

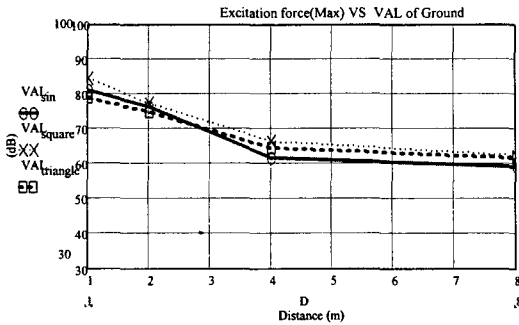


Fig. 10 Maximum vibration excitation force and VAL according to distance

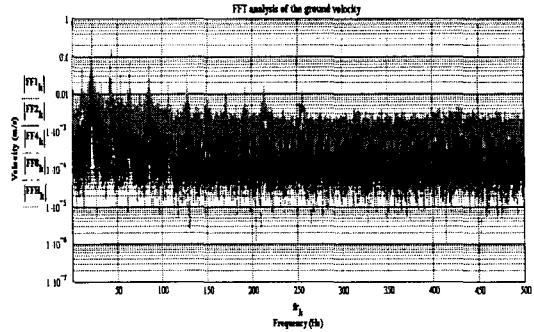


Fig. 12 FFT analysis of the ground velocity propagation.

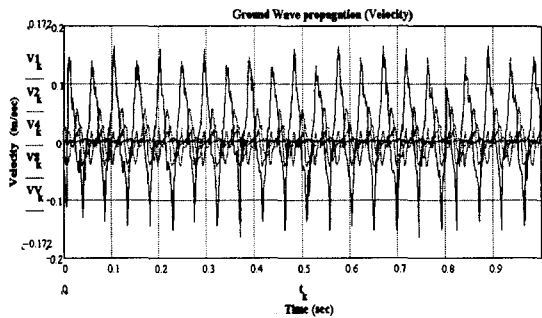


Fig. 11 The ground of wave propagation during the Excitation

레벨은 Fig. 10 과 같았고, 각 입력파형에 대한 진동가속도레벨은 항타 작업반경 2 m 이후부터 75 dB 이하로 떨어지므로 작업이 가능하다고 결론지을 수 있다.

4. 지반의 속도 파동전파 해석

본 연구에서는 또한 초고주파 항타기가 실제 공사장에서 사용할 때 구조물이나 인간에 미치는 영향을 평가하기 위하여 파 이론을 토대로 지반의 속도 파동전파를 해석하고 실험적인 검증을 하였다.

4.1 지반에 대한 영향평가

초고주파 항타기의 작업반경(1~8 m) 내에서 얻은 데이터로부터 거리에 따른 지반의 가속도 해석 결과가 Fig. 11 과 같고, 파가 전파되는 동안 위상차가 생기는 것 또한 확인할 수 있었다. Table 2.는 항타지점을 기준으로 하였을 때 각 지점에 전달되는 힘의 위상지연(ϕ)을 나타낸다.

Table 2 Analysis of the attenuation phase delay

Input Vibration Wave	Phase delay	
	Distance (m)	Phase (ϕ)
$F(t) = F_0 \sin \omega t$ $f_d = 20\text{Hz}$	1 m	$\phi_1 = 1.604$
	2 m	$\phi_2 = 2.521$
	4 m	$\phi_4 = 3.323$
	8 m	$\phi_8 = 4.011$

항타기를 20 Hz 로 가진시 거리에 따른 위상의 변화는 Table 2 와 같고, 가장 가까운 1 m 지점에서 위상의 변화가 심하였고 그 이후부터는 측정 거리가 2 배 증가할 때 마다 일정하게 0.7 rad 씩 증가하였다. 또한 20 Hz 로 가진시 실험으로부터 얻어낸 가속도를 수치 적분하여 속도 그래프 Fig. 10 을 얻어내고, 푸리에변환(FFT)을 하여 Fig. 12 와 같은 결과를 얻어냈다.

이러한 결과를 바탕으로 실험범위에서 다소 벗어나는 16 m, 32 m 지점에서 또한 지반의 진동속도를 예측할 수가 있다.

본 연구에서 설계한 초고주파 항타기의 실험결과 최대가진력 (F_{MAX})을 이용하여 가진을 할 경우 작업반경 8 m 근방에서는 $a_8 = 0.216\text{cm/sec}^2$ 이고 이는 ISO 에서 정의한 진동가속도레벨이 65 dB 에 속하는 진도 I 의 미진에 속한다.⁽⁶⁾ 또한, 항타작업은 대부분 주간에 이루어지며, ISO 에서는 도시주거지역 및 준 주거지역에 대하여 65 dB 를 주간 진동규제기준치로 적용하고 있다.⁽⁶⁾ 8 m 이상 떨어진 거리에서 작업하는 경우가 많으며, 작업반경 16 m 에서는 $a_{16} = 0.1\text{cm/sec}^2$ 정도가 예상되고 이는 진동가속도레벨이 60 dB 이므로 충분한 작업이 가능할 것으로 사료된다.

4.2 지반의 파동 전파속도 모델

파 이론에 따르면, 파동전파에 의해 지반에 발생하는 지반 변형률은 최대 지반속도와 파의 전파속도의 비로 표현된다.⁽³⁾ 여기서, 최대 지반 속도는 진동특성과 지반의 특성을 고려한 식으로 나타낼 수 있으며, 파의 전파 속도는 파의 유형에 따라 상이하게 나타나므로 체적파와 표면파로 구분하여 계산한다.

표면파는 주로 레일라이(Rayleigh) 파의 영향이 나타나므로 본 연구에서 이와 같은 레일라이파 적용하고, 도출해 낸 지반 변형률을 실제 진동향타기의 작업 시 얻어낸 실험값과 비교하여 그 타당성을 검증하도록 한다.

지반의 진동전달식을 산정하는데 필요한 테이터는 지반의 감쇠, 지반 진동원의 진동전달모형, 지반 전달파의 특성 등이다. 이 가운데 지반의 거리에 따른 감쇠는 기하감쇠, 재료 감쇠에 의해 표현된다. 진동의 감쇠(Attenuation)이란 일반적으로 물리량의 세기가 감소하는 현상을 의미하는 것으로 감소 정도는 데시벨로 표시한다. 따라서, 두 지점(a, b) 사이의 진동감쇠는 데시벨로 다음과 같이 정의 할 수 있다.⁽⁷⁾

$$\text{Attenuation} = VL_b - VL_a = 20 \log(v_b / v_a), \quad (22)$$

$$v_b = v_a \left(\frac{R_a}{R_b} \right)^\gamma e^{\alpha(R_a - R_b)}, \quad (23)$$

- v_a : 거리 R_a 떨어진 곳에서의 진폭
- v_b : 거리 R_b 떨어진 곳에서의 진폭
- α : 토양의 조성물질에 따른 감쇠계수
- γ : 거리에 따른 지반의 기하학적 감쇠계수

위에서 정의된 식 (23)을 식 (22)에 대입하고 물리적인 의미를 고려하여 기하학적 감쇠와 지반을 조성하는 토양의 물질에 의한 감쇠의 합으로 식 (24)와 같이 나타낼 수 있다.

Table 3 Published geometric attenuation coefficients⁽⁷⁾

Source	Wave Type	Measurement Point	γ
Point in Surface	Rayleigh	Surface	0.5
Point in Surface	Body	Surface	2
Point at Depth	Body	Surface	1
Point at Depth	Body	Depth	1

Attenuation =

$$A_\gamma + A_\alpha = 20 \times \gamma \times \log_{10} \left(\frac{R_a}{R_b} \right) + 8.68 \times \alpha \times (R_a - R_b). \quad (24)$$

실험을 통하여 각 지점에 대한 물리량(속도, 가속도)을 측정하는 것이 가능하다면 식 (23) 관계로부터 α, γ 를 계산하여 지반의 특성을 예측이 가능하다. 예를 들어, 측정된 값을 통하여 R_1, R_2 지점에 대하여 식 (23)를 이용하여 토양의 물질 조성에 따른 감쇠계수 α 값을 구하면 다음과 같다.

$$0.097 = 0.205 \left(\frac{1}{2} \right)^{0.5} e^{\alpha(1-2)}, \quad (25)$$

$$\alpha = 0.4 \text{ m}^{-1}.$$

이때 계산된 α 값을 토양의 특성이 점토(Clay)임을 알 수 있다.⁽⁸⁾

반경방향(Radial)과 증력방향(Vertical)에 대한 지반의 속도 진동감쇠는 아래와 같다. 이때 향타기를 3 가지 입력파형과 20~60 Hz의 다양한 가진 주파수로 구동 시키면서 실험결과를 얻었다.

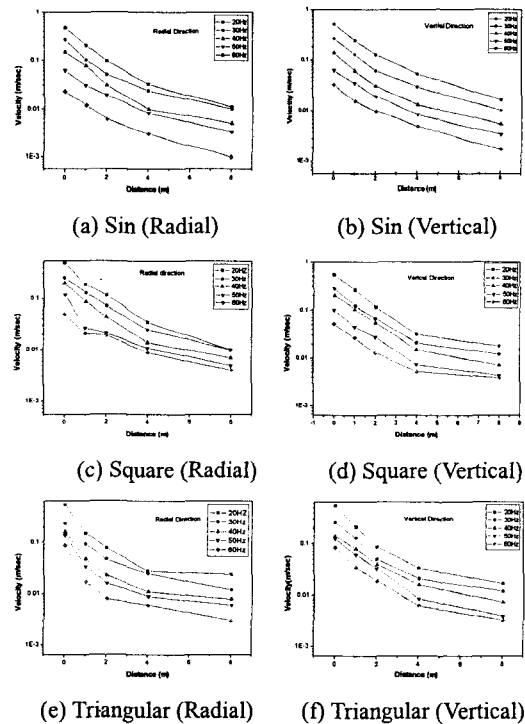


Fig. 13 The attenuation relations of velocity with distance in radial and vertical directions.

Fig. 13 는 초고주파 진동향타기를 사용하여 공사장에서 작업시 수직방향과 반경방향의 속도파동

전과 곡선이다. 수직방향으로 진동 향타작업시 각 지점마다 속도를 확인한 결과 반경방향보다는 수직방향의 속도가 더 큰 진폭을 가진다는 것을 실험을 통하여 확인하였다.

식(23)은 시간영역과 주파수영역에 대하여 적용이 가능하고 이때 계수 α, γ 는 지반의 반구면 모델에서 이상적인 파동 전파식에 적용되어 온 값을 참조한다.⁽⁸⁾ 실제로 실험을 통하여 얻어낸 데이터를 가지고 α, γ 를 역으로 계산하는 것 또한 가능하다. 결과적으로 개발된 초고주파 진동향타기는 서론에서 거론한 형태의 향타기보다 20Hz 더 큰 주파수 범위에서 작동이 가능하며 작업공간의 2m 이후부터 충분히 사용 가능함을 알 수가 있다.

5. 진동향타기의 구동 성능향상 방안

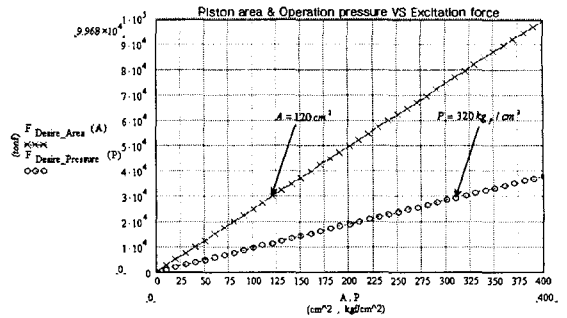
현재로서 개발된 초고주파 진동향타기는 최대 $26 \sim 27 \times 10^3$ kgf 까지 힘으로 가진 하는 것이 가능하다. 차후 30×10^3 kgf 의 힘으로 구동이 가능할 수 있도록 다음과 같은 가정을 포함하는 4 가지 방안을 고려하였다. Fig.14 은 30×10^3 kgf 으로 구동성능을 향상시키기 위한 방안을 보여준다. 2.2 절에서 향타기의 이론적 설계와 실험으로부터 다음과 같은 4 개 파라미터가 지배적임을 알 수 있다.

구동성능 향상 방안:

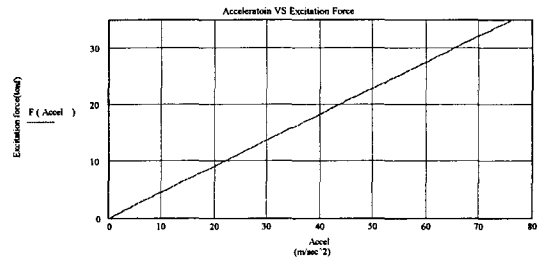
1. 실린더 내 피스톤의 단면적(A) 증가
2. 해머의 작동압력(P) 향상
3. 최대가속도가 일정하다고 할 때 해머부와 케이스부의 질량 증가
4. 해머부와 케이스의 질량을 고정시키고 최대가속도 증가

Fig.14 에서 A 를 실린더 내 피스톤의 단면적을 나타내며 P 는 해머의 작동압력을 나타낸다. 현재 26.8×10^3 kgf 의 가진력으로 공사가 가능하지만, Fig. 13 과 같이 30×10^3 kgf 까지 향타가진력 성능 향상을 위하여 다음과 같이 개선하여야 한다.

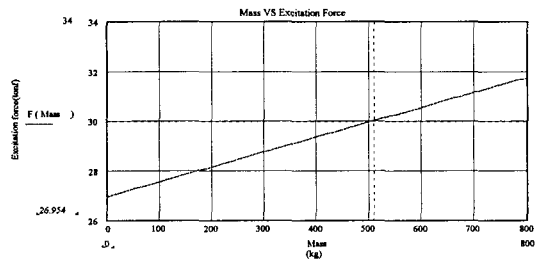
1. 실린더 피스톤의 단면적(A_p): $106 \rightarrow 120 \text{ cm}^2$
2. 해머부의 작동압력(P): $280 \rightarrow 320 \text{ kgf/cm}^2$
3. 해머부의 질량(M_1): $4,500 \rightarrow 5,020 \text{ kg}$ 까지 증가
4. 해머부 최대 가진가속도(A_H): $58.8 \rightarrow 67 \text{ m/sec}^2$



(a) Excitation force according to piston area and operation pressure



(b) Excitation force according to hammer acceleration



(c) Excitation force according to mass

Fig. 14 Boundary conditions to improve performance excitation vibration force

이상 설계변수는 해머부의 향타가진력 설계 즉, 2.2 절로부터 알 수 있다. 4 개의 파라미터가 초고주파 진동향타기를 설계하는데 있어서 중요한 설계변수가 되므로 위와 같이 조건을 바꾸어 준다면 30×10^3 kgf 의 힘으로 가진이 충분히 가능하다.

6. 결론 및 고찰

본 연구에서는 30 톤의 가진력으로 고주파 영역에서 작업이 가능한 초고주파 진동향타기의 설계하기 위하여 필요한 4 가지 중요한 파라미터를 이

끌어내고 구동 성능 향상방안을 제시하였다. 파 이론에 근거하여 실험적으로 항타작업시 진동이 지반에 미치는 영향을 분석하였으며, 역으로 실험상에서 추출한 데이터로부터 지반의 조성 물질을 간접적으로 파악하는 것이 가능함을 보였다.

일본에서 상용화 되고 있는 초고주파 진동항타기의 경우 저소음 구간인 가진주파수 60Hz 에서 작업이 불가능하나 본 연구에서 설계한 항타기는 Fig. 98 로부터 $12 \times 10^3 \text{ kgf}$ 로 충분한 물막이 공사와 같은 소형공사가 가능하다는 것이 큰 장점이다.

또한, 1.2 에서 언급하였지만, 유럽에서 사용되고 있는 편심된 로터를 사용하는 항타기보다 저소음 구간에서 작업이 가능하다. 일본 Chohwa Kogyo 에서는 현재 50~60Hz 에서 작동이 가능한 초고주파 항타기 개발에 전념하고 있는 실정이다. 분석된 데이터를 통하여 거리에 따른 지반의 진동의 영향을 고려함으로써 초고주파 항타기가 실제 상용화 되어 좁은 공간에서도 작업이 가능함을 확인하였다. 본 연구로부터 유압식 초고주파 진동항타기는 가진력 측면에서 우수한 성능을 가지면서 초고주파 액추에이터를 이용하기 때문에 지반에 전달되는 진동을 ISO 의 진동 규제치인 75dB 에서 15dB 까지 감소시킬 수 있음을 Fig. 10 를 통하여 확인 할 수 있다. 지반의 진동만을 고려하였지만, 차후 작업반경에 따른 소음을 측정함으로써 ISO 에서 규정하고 있는 소음가속도 레벨에 부합하는 지 확인해야 할 필요가 있을 것이며, 실험상에서 가속도를 검출할 때 2 축보다는 3 축에 대하여 측정하면 좀 더 신뢰성 있는 데이터를 검출할 수 있다.

후 기

본 연구는 산업자원부 산업기술기반과제(과제명: 초고주파 진동항타기의 개발)의 지원을 받아 수행되었으며 이에 관계자 여러분과 특히 ㈜ 동광중공업에 깊은 감사를 드립니다.

참고문헌

- (1) Park, K.Y., 2000, An Experimental Study on the Measurement of Hydraulic Hammer's Impact Energy and Penetration Depth, Yonsei University, Mechanical engineering, pp. 1~3.
- (2) Christopher M. Bingham, David A. Stone, Nigel Schofield, David Howe, and David Peel, 2000, "Amplitude and Frequency Control of a Vibratory Pile Driver," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Vol. 47, No. 3, pp. 624.
- (3) Kim, J.K., Kim, Y.T. and Kim, I.H., 1999, Anti-Vibration Isolator's Basic Concept and Application, *Polymer Science and Technology*, Vol. 10, No. 3, pp. 335~343.
- (4) JARI, 1963, Vibration Absorbing Rubber, Vibration Absorbing Rubber Society, p. 97.
- (5) Handbook of Noise and Vibration, 1995, KSNVE.
- (6) Hal Amick, 1999, "A Frequency-Dependent Soil Propagation Model," *SPIE Conference on Current Developments in Vibration Control for Optomechanical Systems*, p. 2.
- (7) Hal Amick, Michael Gend, 2000, Construction Vibrations and Their Impact on Vibration-Sensitive Facilities, Presented at ASCE Construction Congress 6 Orlando, Florida, pp. 2~3.