한국소음진동공학회 1997년도 춘계학술대회논문집, pp. 146 ~ 152.

충격햄머드릴의 기구해석 및 설계

°박 병 규**,김 재 환*, 백 복 현**,정 재 천*

Modeling and Design of Impact Hammer Drill

°Byung-Gyu Park**, Jaehwan Kim*, Bock-Hyun Back** and Chae-Cheon Cheong*

ABSTRACT

This paper deals with a study of striker type impact hammer drill for improving the drilling performance. The study was performed through a numerical simulation of the impact hammer mechanism, an experimental comparison of the numerical simulation results and an optimization of the impact mechanism. The numerical model of the impact hammer drill takes into account the striker motion and the effects of the pressure in the cylinder as well as the friction acting on the striker. The equation of motion is solved with the pressure equation in the cylinder and the friction force. At the moment of impact, an ideal impact model that uses restitution coefficient is used to calculate the sudden change of the striker motion. The impact force numerically simulated shows a good agreement with the experimental result and thus, the validity of the numerical model is proven.

Based upon the proposed model, an optimization was performed to improve the impact force of the hammer drill. The objective function is to maximize the impact force and the design variables are striker mass, frequency of piston, bit guide mass, cylindrical diameter and dimensions of the mechanism components. Each design variable and some other conditions that are essential to maintain normal operation of the hammer drill are considered as constraints. The optimized result shows remarkable improvement in impact force and an experimental proof was investigated.

1. 서 론

콘크리트 건물의 신축, 보수시 구멍을 뚫거나 파쇄하는 공구로 사용되는 충격 햄머는 신속한 천공능력이 주요 성능이다. 천공능력의 결정 요인으로는 타격력, 타격수, 회전수 등이 있으나, 주요인자인 타격력의 최적화로 말미암아 천공능력을 극대화 할 수 있다. 이것은 곧 타격기구의 해석을 통하여 설계의 초기단계에서 최종 제작품의 성능을 예측할 수 있어야 하고 어떤 인자를 변화시켰을 때 성능이 극대화되는가를 알아볼 필요가 있다.

따라서 충격햄머의 수학적인 모델을 만들어서 컴퓨터로 해석하고 제품의 성능에 영향을 주는 인자들을 최적화 함으로써 목표 성능의 예측 및 개발기간의 단축, 개발비용 절감을 실현할 수 있다.

충격햄머드릴의 타격기구에 대한 연구는 일부 공구 제조 회사에서 제품에 대한 성능정도의 발표는 있지만[1], 학회에 발표된 것은 찾아보기 어렵다. 그러나 유사한 분야에서 연구된 것을 살펴보면, 광산학에서 착암기의 드릴링에 대한 연구가 있었다[2]. 드릴에 충격을 가하면 탄성파가 생성이 된다[3]. 이 파동은 드릴의 탄성변형 에너지와 운동에너지와 관련되어 있으며 운동에너지를 드릴작업에 사용하는데 중요한 역할을 한다. 따라서 이러한 타격 드릴링에 대한 이론적인 연구가 과거부터 꾸준히 있었으며 70년대 들어서면서 컴퓨터를 이용한 타격 드릴기구에 대한 시뮬레이션이 수행되었다[4-11].

충격햄머드릴의 타격기구에는 여러 방식이 있다. 본 연구에서는 가장 일반적인 타격체(striker)를 피

* 인하대학교 기계공학과
**계양전기주식회사 중앙연구소

스톤으로 공기를 압축해서 타격시키는 스트라이커 방식의 타격기구를 대상으로 하였다. Fig.1은 스트라이커 방식의 햄머드릴의 구조를 나타낸다.

모터의 회전은 기어변속을 거쳐서 실린더에 전달되고 실린더의 끝 부분에 꽂힌 드릴 비트는 회전을 하게 된다. 동시에 모터 회전력의 일부는 크

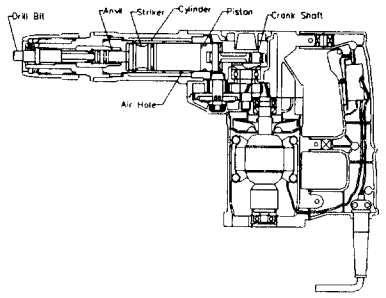

Fig. 1 Cross Section of Impact Hammer Drill

랭크핀과 커넥팅로드를 거쳐서 실린더 내부에 있는 피스톤의 왕복운동을 일으킨다. 실린더 안에는 타격체가 있어서 상하운동을 하게 되는데 피스톤이 높은 압력으로 이 타격체를 밀어서 엔빌을 타격하게 되면 곧 드릴 비트를 때려서 드릴 비트의 타격력을 만들어 준다. 따라서 드릴 비트는 회전하면서 일정 간격으로 타격을 해주므로 콘크리트에 구멍을 뚫게 된다.

2. 타격기구의 모델링

타격햄머드릴의 기구를 해석하기 위해서는 이 기구의 수학적 모델을 만드는 것이 필요하다. 여기에서 고려되어야 할 것들은 피스톤의 왕복운동, 타격체(striker)의 질량, 마찰, 공기의 압축 및 유동에 의한 힘, 드릴과 타격체의 충돌 등이다. 피스톤은 일정하게 조화운동을 하지만 타격체를 밀어주는 공기의 압축력은 피스톤 행정이 진행됨에 따라 공기의 흡입을 만드는 공기구멍의 위치, 타격체의 거동 등에 의해 매우 복잡하게 변한다. 마찰력 또한 윤활유의 유무, 온도의 변화, O링의 변형 등에 따라 바뀐다. 타격체가 드릴과 충돌을 일으키는 순간은 운동의 매체가 타격체에서 드릴과 타격체로 바뀌는 간헐운동이 일어난다. 이러한 시스템을 모델링하고 해석하는 프로그램을 개발하여 최고의 성능을 내는 최적의 설계인자들을 찾아내는 것이 본 연구의 목적이다.

Fig.2는 개략적인 타격체(striker)방식의 타격기구를 나타낸다.

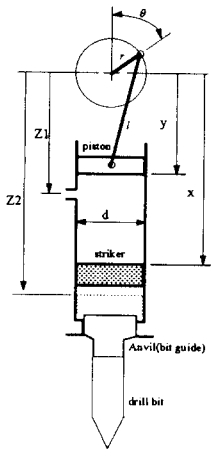

Fig. 2 Schematic diagram of Impact Hammer Drill

이 기구의 작동 원리는 다음과 같다. 피스톤은 상하 왕복운동을 하고 타격체는 실린더 내에서 자유로이 피스톤과 비트 가이드(엔빌) 사이를 움직일 수 있게 되어 있다. 피스톤이 하사점에서 빠르게 올라가면 실린더 내의 압력이 대기압보다 순간적으로 낮아져서 타격체를 끌어 올리게 된다. 타격체가 일단 끌어 올려져서 공기구멍을 막게 되면 피스톤과 타격체 사이에 있는 공기가 갇히게 되어 주사기와 같은 원리로 피스톤이 타격체를 급속히 빨아 올리게 된다. 그러다가 피스톤이 상사점을 지나 하강하게 되면 타격체는 관성에 의해 어느 정도 올라가다가 피스톤이 내려오면서 갇혀 있던 공기가 압축되게 되어 높은 압력이 생기므로 더 이상 올라가지 못하고 생성된 높은 압력에 의해 아래로 내려가게 된다. 이때 타격체는 피스톤의 계속되는 하강 운동과 높은 압력의 밀어 내리는 힘에 의해 가속을 받아 빠른 속도로 움직여서 비트 가이드를 때리게 된다. 그리고 나서는 타격체는 반발해서 튀어 오르게 되고 계속해서 동작이 이루어지게 된다.

본연구에서 각각 부품간의 충돌로 말미암아 발생되는 에너지의 손실은 반발계수로 나타낼 수 있는 단순한 충돌모델을 타격체와 비트 가이드 사이에 도입하여 해결하였다.

3. 타격기구의 해석

전술한 내용을 바탕으로 타격체(striker) 방식 타격기구의 수학적 모델을 다음과 같이 유도하였다.

1) 충돌하지 않을 때의 타격체 운동 방정식

타격체에 작용하는 힘은 윗면에 작용하는 압력 p_1과 아래면에 작용하는 압력 $p2$ 그리고 마찰력 F 및 타격체의 관성력이다 (Fig. 3 참조).

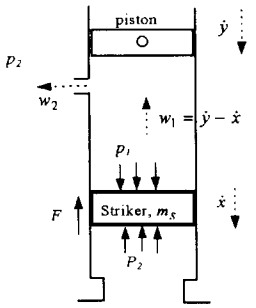

Fig. 3 Forces acting on the striker

따라서, 이 때에 운동 방정식은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$m_s\ddot{x} = p_1A - F - p_2A + m_sg \qquad (1)$$

여기서 m_s는 타격체 질량, A는 실린더 단면적, x는 기준점에서부터 타격체 윗면까지의 거리 그리고 g는 중력가속도이다.

마찰력은 실린더와 타격체 사이에 있는 O링 과 윤활유에 의한 것으로 일반적 마찰 모델인 Coulomb마찰과 점성감쇄 모델의 조합된 형태로 다음과 같이 표현하였다.

$$F = (1-\alpha)\,\mathrm{sgn}(\dot{x})\,\mu F_n + \alpha c\dot{x} \qquad (2)$$

여기서 μ는 마찰계수, Fn은 O링에 의해 타격체 원주면에 가해지는 수직력, c는 점성감쇄계수, $\dot{x}$는 타격체 속도, $\mathrm{sgn}(\dot{x})$은 타격체 속도의 방향을 나타내는 함수이다. α는 0과 1 사이의 값을 갖는 인자로서 Coulomb마찰과 점성감쇄 마찰의 기여도를 나타낸다. 즉, α가 0일 때는 완전한 Coulomb 마찰 모델을 나타내고 1일 때는 완전한 점성감쇄의 마찰모델을 나타낸다.

2) 실린더 내의 압력

타격체의 윗면에 작용하는 압력 p_1은 타격체가 올라가면서 공기구멍을 막기 이전에는 대기압과 가깝지만 일단 공기 구멍이 닫히면 피스톤과 타격체 사이의 갇힌 공간에서 피스톤에 의해 압축되어 높은 압력을 만들게 된다. 타격체가 공기구멍을 막을 때의 압력을 $\tilde{p}_1$, 이때의 피스톤의 위치를 $\tilde{y}$이라고 하면 이상기체 방정식에 의해서 밀폐된 공간 내에 있는 공기밀도는

$$\rho_1 = \frac{\tilde{p}_1}{RT_1} \qquad (3)$$

공기 구멍이 막힌 이후의 공기량은 일정하므로 밀폐된 이후의 압력은 내연기관의 실린더 내에서의 공기압력과 체적의 관계를 나타내듯이 polytropic 변화과정으로 나타낼 수 있다.

$$p_1v_1^n = \tilde{p}_1\tilde{v}_1^n \qquad (4)$$

여기서 v_1은 구멍이 막힌 이후의 공기의 비체적이고 $\tilde{v}_1$는 공기구멍이 막히는 순간의 비체적이다. 그리고 n은 polytropic지수로서 공기의 비열비인 1.4를 사용하였다. 따라서 피스톤과 타격체의 위치로서 식(4)를 다시 쓰면 압력 p_1은 다음과 같이 된다.

$$p_1 = \left(\frac{z_1 - \tilde{y}}{x - y}\right)^n \qquad (5)$$

여기서 $\tilde{y}$은 공기구멍이 막힐 때 피스톤 위치이고 y는 공기구멍이 막힌 이후 피스톤의 위치이다. Fig. 3에서 실린더 내의 압력을p_1그리고 밀도를 ρ_1이라고 하고 공기구멍을 통한 실린더 바깥의 공기 조건을 대기와 같다고 하자. 그리고 공기구멍에서 빠져나가는 공기속도를 $w2$, 피스톤과 타격체의 상대속도를 $w1$ 이라고 하면 실린더 내의 공기 흐름속도는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$w_1 = \dot{y} - \dot{x} \qquad (6)$$

여기에서 $\dot{x}$ 은 타격체의 속도이다.

그러면 공기구멍을 빠져나가는 공기의 흐름은 Euler방정식과 연속 방정식에 의해 표현될 수 있고 이 과정을 일반적인 관내의 orifice를 전후한 유동과 같이 단열과정으로 보면 다음과 같은 일련의 식들을 사용할 수 있다.

연속 방정식: $\rho_1 w_1 A = \rho_2 w_2 c_d A_2$ (7)

Euler방정식:

$$\frac{w_1^2}{2} + \frac{\kappa}{\kappa-1}\frac{p_1}{\rho_1} = \frac{w_2^2}{2} + \frac{\kappa}{\kappa-1}\frac{p_2}{\rho_2} \qquad (8)$$

단열과정: $$p_1 = p_2\left(\frac{\rho_1}{\rho_2}\right)^{\kappa} \qquad (9)$$

이상기체방정식: $$p_1 \frac{1}{\rho_1} = RT_1 \quad (10)$$

여기서 $A2$는 공기구멍의 단면적이고 cd는 공기구멍의 배출계수, $p2$, $\rho 2$는 대기의 압력과 밀도, k는 공기의 비열비, R은 기체상수이다. 식(7) - (10)에서 미지수는 $w2$, $p1$, $\rho 1$, $\rho 2$ 이고 4개의 식이 주어졌으므로 이 식들은 풀 수 있다. 우리가 관심을 갖고 있는 것은 실린더 내의 압력이므로 위 식들을 정리하면 $p1$에 대해서 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\frac{1}{2}\left(\frac{A_1 w_1}{c_d A_2}\right)^2 \lambda^{2/\kappa} + \frac{\kappa}{\kappa-1} RT_1 \lambda^{1/\kappa-1} = \frac{w_1^2}{2} + \frac{\kappa}{\kappa-1} RT_1 \quad (11)$$

여기서 $\lambda = p_1 / p_2$. 식(11)은 비선형이므로 수치적으로 풀 수밖에 없다. 단, $w1$=0인 경우에는 λ =1이므로 식(11)을 풀지 않고도 $p1$을 알 수 있다.

피스톤과 타격체의 상대속도, $w1$을 구하기 위해서는 먼저 피스톤의 변위 및 속도를 알아야 한다. Fig. 2에 피스톤의 왕복운동을 일으키는 크랭크 기구가 나타나 있다. 크랭크의 편심을 r, 커넥팅 로드의 길이를 l, 상사점을 기준으로 회전한 각도를 θ라고 하면, 크랭크 중심에서 피스톤 위치까지의 거리 y는

$$y = l\sqrt{1-\left(r/l \sin\theta\right)^2} - r\cos\theta \quad (12)$$

이 되고 피스톤의 속도는

$$\dot{y} = -\frac{r^2}{l}\frac{\omega \sin\theta\cos\theta}{\sqrt{1-\left(r/l \sin\theta\right)^2}} + r\omega\sin\theta \quad (13)$$

이 된다.

3) 충돌할 때 타격체 운동 방정식

본 연구에서의 충돌 모델은 반발계수를 이용하여 충돌 이후 타격체 및 피타격체(엔빌)의 속도를 구하였다[12]. 먼저 충돌 직전에 타격체의 속도 $\dot{x}$ 를 , 엔빌의 속도를 $\dot{Z}(=0)$ 라고 하고, 충돌 직후의 타격체와 엔빌의 속도를 각각 $\dot{x}'$, $\dot{Z}'$ 이라고 하면, 타격체 및 엔빌의 충돌 후 속도는 다음과 같다.

$$\dot{Z}' = \dot{x}' + e\,\dot{x} \quad (14)$$

$$m_s \dot{x} = m_s \dot{x}' + m_d \dot{Z}' \quad (15)$$

$$\dot{Z}' = \frac{(1+e)\dot{x}}{\left(1+m_d/m_s\right)} \quad (16)$$

엔빌의 충돌 후 속도는 드릴에 충격력을 발생시키게 되는데 타격체와 엔빌 및 드릴의 충돌 시간이 t_0라면 최대 충격력은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$F_{\max} = \frac{2m_d \dot{Z}'}{t_0} \quad (17)$$

4) 해석 프로그램

타격체의 운동 방정식 (1)을 타격이 일어나기 직전까지 풀고, 타격순간에는 식(14)-(16)로부터 튀어오르는 순간의 타격체 속도를 구할 수 있다. 이 속도를 초기 조건으로 다시 운동 방정식(1)을 풀어서 타격체의 운동을 구한다. 식(1)을 풀 때에 2차 상미분 방정식이므로 속도에 해당하는 상태변수 $v(t)$를 도입하여 아래와 같이 1차 상미분 방정식으로 바꿀 수 있다.

$$\dot{x}(t) = v(t)$$
$$\dot{v}(t) = f(v,x,t) \quad (18)$$

윗식을 다음과 같은 초기조건을 가지고

$$\dot{x}(0) = v_0$$
$$x(0) = x_0 \quad (19)$$

수치적으로 풀 수 있다. 일차 상미분 방정식을 푸는 프로그램으로는 predictor corrector 방법을 쓰는 DE 프로그램을 사용하였다[13]. 이 프로그램 내부에서는 해석시간 간격을 자동으로 결정하는 기능이 있어서 매우 정확한 해를 얻을 수 있지만, 타격체가 엔빌을 타격할 때와 같이 급격한 운동의 변화를 일으키는 순간에는 계산시간이 많이 걸리며 오차가 많으므로 앞에서 말한 바와 같이 식(16)을 사용하였다.

4. 타격력 향상을 위한 최적화

충격햄머드릴의 성능향상은 곧 타격력의 극대화에 있으므로 목적함수는 타격력으로 설정하였다. 이때에 타격력은 N개의 타격점을 고려했을 때 평균 타격력으로 설정하여

$$\overline{F}_{\max} = \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} F_{\max,i} \qquad (20)$$

이고, 목적함수는

$$\min \psi(\mathbf{b}) = -\overline{F}_{\max} \qquad (21)$$

여기서 **b**는 설계변수로 다음과 같다.

$b_1 = m_s$ (타격체 질량)
$b_2 = \omega$ (피스톤의 회전수, stroke per min)
$b_3 = d_2$ (공기구멍 지름)
$b_4 = d$ (실린더 지름)
$b_5 = z_1$ (공기구멍 위치)
$b_6 = z_2$ (타격위치까지의 거리)
$b_7 = Y$ (크랭크의 진폭)
$b_8 = m_d$ (드릴 및 엔빌의 질량) (22)
$b_9 = L$ (커넥팅로드의 길이)

이렇게 잡은 설계변수들은 최적화 과정에서 자동적으로 그 값들을 변화시켜 가면서 최적의 값들을 결정하고 상하한치를 설정하였다.

$$L_i \le b_i \le U_i \qquad i = 1,,,9 \qquad (23)$$

여기서 *Li, Ui*는 *bi*의 하한치 및 상한치이다. 이 제한 조건식은 최적화 과정에서 일반적으로 사용하는 다음과 같은 18개의 부등 제한조건식으로 표시될 수 있다.

$$g_j \le 0, j = 1,,,18 \qquad (24)$$

여기서

$$g_i = L_i - b_i$$
$$g_{i+1} = b_i - U_i \qquad i = 1,,,9 \qquad (25)$$

또한, 피스톤과 타격체 사이의 간격을 제한하였다.

g_{19} = (clearance limit)
-(piston과 striker의 최소거리) (26)

실린더 내부의 최대 압력을 적절한 범위 이내로 제한할 필요가 있다.

$$g_{20} = p_1 \text{ limit} - p_{1,\max} \qquad (27)$$

타격불량의 제한식을 고려하였다.

g_{21} = (타격불량횟수)-(타격불량횟수한계) (28)

최적화프로그램은 SUMT (Sequentially Unconstrained Minimization Technique)을 사용하였으며 Unconstrained Minimization은 목적함수 및 제한조건식의 도함수를 필요로 하지않는 Powell방법을 사용하였다[14].

5. 결과 및 고찰

1) 해석 결과

기존의 햄머드릴에 대한 해석을 위해, 타격체를 일정한 높이 h에서 낙하 시켜, 충돌 후 h'로 튀어 올랐을 때 반발계수를 다음식(29)로 구하였다.

$$e = \frac{\sqrt{h'} + m_s/m_d\left(\sqrt{h} + \sqrt{h'}\right)}{\sqrt{h}} \qquad (29)$$

Table 1은 이때의 입력된 값들을 나타낸다.

Table 1. Simulation data for the existing impact hammer drill

Variable name	value	Coefficient name	value
$b_1(m_s)$	0.173kg	t_0	0.4msec
$b_2(\omega)$	3000spm	Damping coef.	1.0
$b_3(d_2)$	1.2mm	Friction force	0.5
$b_4(d)$	30mm	Alpha	0
$b_5(z_1)$	279mm	Mean restitution coef.	0.5
$b_6(z_2)$	45mm	Deviation of restitution coef.	0.05
$b_7(Y)$	13.5mm	p_2	101332pa
$b_8(m_d)$	0.621kg	T_2	273K
$b_9(L)$	47mm	v_2	0.7733
		κ	1.4
		T_1	310K

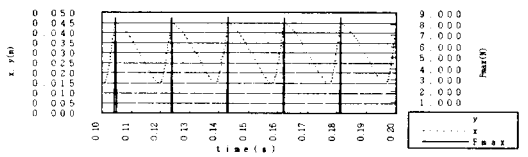

Fig. 4. Displacements and impact force of existing Impact Hammer(simulation)

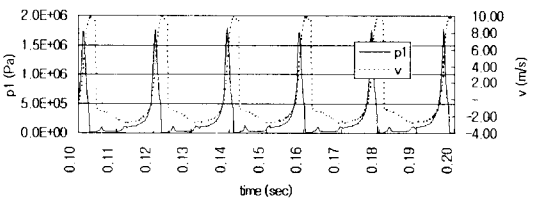

Fig. 5. Pressure,p_1 and striker velocity of existing impact hammer(simulation)

Fig.4는 기존의 햄머드릴을 가지고 해석한 결과로서 타격체의 위치 x와 피스톤의 위치 y 그리고 타격력 $Fmax$를 나타낸다. 피스톤이 왕복운동하는 것과 같이 타격체가 상하운동을 하는 것을 알 수 있으며 최고의 x값은 타격체가 엔빌을 때릴 때의 순간을 나타낸다. 이때 최대 타격력은 약 8800N

정도이다. Fig. 5는 실린더 내부의 압력과 타격체의 속도 v를 나타낸다. 실린더 내부의 최고 압력은 1.8MPa정도이고 타격체의 최고 속도는 약 10m/s이다.

2) 해석 검증 실험

해석 결과를 검증하기 위하여 다음과 같은 햄머드릴의 충격력 측정실험을 행하였다

햄머드릴에 드릴을 고정시킨 후 작업자가 작업시 햄머드릴을 잡아주는 효과를 주기 위해 스프링의 힘으로 햄머드릴을 눌러 로드셀에서 나오는 신호를 읽었다. Fig.6은 이러한 충격력 측정장치로부터 얻어진 충격력을 나타낸다. 타격시에는 충격에 의한 타격력값을 나타내며 타격이 되지 않을 때는 약간의 잔여진동과 함께 영점 이하의 값을 나타내는데 이것은 스프링으로 눌러준 힘에 의한 것이다. 실험결과 타격력은 약 890kgf를 나타내는데 이것은 Fig.4의 해석결과와 잘 일치한다.

따라서 본 연구에서 가정한 수학적 모델은 유용함을 알 수 있다.

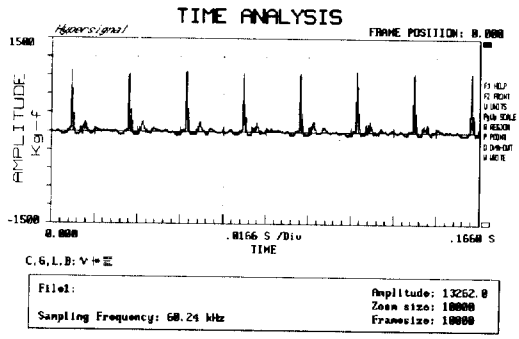

Fig. 6 Impact force of existing impact hammer(experiment)

3) 최적설계 결과

신제품의 타격력을 최대로 하기 위한 최적설계 목적함수 및 제한 조건식은 식(20)-(28)에 기술한 바와 같으며, Table2는 초기의 설계값과 제한조건식에 사용된 한계치들 그리고 최적화된 결과를 나타낸다. 해석에 필요한 모든 계수들은 앞의 해석과정에서 사용된 값들(Table 1)을 그대로 사용하였으며, 식(26) 에서 식(28)까지의 제한조건식에 쓰인 상수값들은 간격제한 1.5mm, 최대압력제한 3MPa, 타격불량횟수 200회로 하였다.

최적설계를 수행한 결과 타격체질량, 피스톤의 왕복속도(spm), 실린더의 직경 등은 각 설계변수의 상한치까지 증가 했으며 엔빌과 비트의 질량, 크랭크축의 진폭 등은 미소 증가하는 경향을 보였다. 이러한 결과 약 14740N의 타격력, 즉 40%의 타격력 증가를 얻을 수 있었다. Fig. 7는 피스톤과 타격체의 변위와 최대 타격력을 나타내고 Fig. 8은 실린더 내부의 압력과 타격체의 속도에 관한 최적설계 해석결과를 나타낸다. 해석시간은 0부터 0.3초 사이로서 초기에는 타격체가 가만히 있다가 피스톤이 왕복운동함에 따라 타격체가 움직이는 것을 보여주고 있다. 실린더 내의 최대압력은 처음을 제외하고는 약 2.5MPa 정도가 되고 타격체의 최고 속도는 11m/s가 되는 것을 볼 수 있다. 결국 타격력의 향상은 타격체가 빠른 속도로 엔빌을 때릴 때 이루어 지고 이것은 곧 높은 압력에 기인한다는 것을 알 수 있다.

Table 2 Initial and Optimal design results of impact hammer drill

Initial design		Coefficient name value		
Variable name	value	Low lim.	Upper lim.	Optimal
$b_1(m_s)$	0.230Kg	0.2Kg	0.27Kg	0.27Kg
$b_2(\omega)$	3000spm	2800spm	3300spm	3270spm
$b_3(d_2)$	1.5mm	1.2mm	2.0mm	1.32mm
$b_4(d)$	36mm	34mm	38mm	38mm
$b_5(z_1)$	27.2mm	26.6mm	27.8mm	27.6mm
$b_6(z_2)$	45mm	41mm	47mm	45.4mm
$b_7(Y)$	13.5mm	12mm	14mm	13.7mm
$b_8(m_d)$	0.505Kg	0.4Kg	0.7Kg	0.603Kg
$b_9(L)$	47mm	40mm	50mm	48.5mm
Cost func.	10641(N)	-	-	14739.5(N)

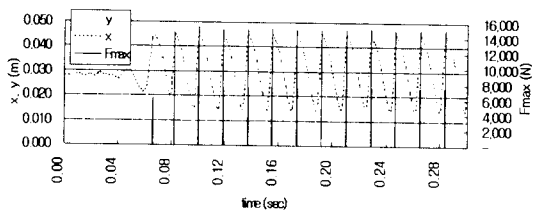

Fig. 7. Displacements and impact force of optimally designed impact hammer(simulation).

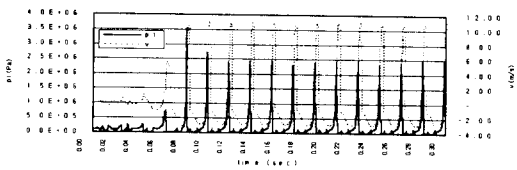

Fig. 8 Pressure, p_1 and striker velocity designed impact hammer(simulation)

4) 최적설계 결과의 검증

최적설계의 결과를 실제로 제품에 적용해서 만들어서 충격력 측정실험을 하여 그 결과를 검증하였다. Fig. 9는 최적설계의 결과를 가지고 제작한 시제품의 타격력 측정실험 결과로서 약 1200Kgf 이상의 타격력을 보이고 있다. 이 수치는 초기에 목표로 했던 타격력에 해당하는 것으로서 만족하다고 볼 수 있다. 따라서 이 실험으로서 최적설계 결과의 만족함을 입증하였다.

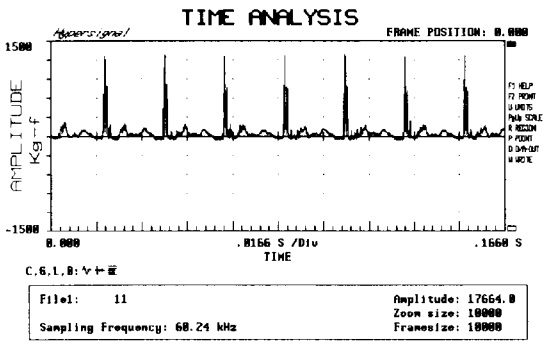

Fig. 9 Impact force of optimally designed impact hammer(experiment).

6. 결 론

충격햄머드릴의 타격력 향상을 위한 수치적인 해석과 실험적인 연구를 통하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

스트라이커 방식의 충격햄머드릴의 타격기구에 대한 수학적 모델을 얻을 수 있었으며 이 모델에 대한 유용성을 타격력 측정실험을 통하여 입증할 수 있었다. 이러한 연구는, 충격햄머드릴의 타격력을 정확하게 계산할 수 있는 길을 열게 되었다. 아울러서 본 모델을 통하여 반발력을 간접적으로 계산할 수 있으나 그러나 반발력의 정확한 계산을 위해서는 드릴 전체 시스템에 대한 모델이나 다른 방식의 모델이 바람직하다.

타격력을 최대화하기 위한 최적화가 수행되었다. 경험에 의해 선정한 9개의 설계변수와 이에 대한 제한 조건식들 그리고 타격운동을 원활하게 하는데 필요한 조건들과 실린더 내의 최고 압력을 제한하는 조건을 제한 조건식으로 사용하였다. 이러한 변수들의 최적화를 통하여 약 40%의 충격력 증가를 얻을 수 있었다. 이러한 충격력의 최대화에는 타격체의 질량, 피스톤의 반복속도, 그리고 실린더 직경을 키우는 것이 효과적인 것을 알 수 있었다. 최적화된 설계변수들을 가지고 제작한 시작품의 타격력 측정 실험을 통하여 최적화된 설계의 실제 효과를 입증하였다.

이러한 타격기구의 수학적 모델과 최적화 과정을 통하여 충격햄머드릴을 설계함으로써 제품의 개발목표를 달성할 수 있었을 뿐만 아니라 타격기구에 대한 이해를 기술적인 이해를 높일 수 있었다.

참고문헌

1.Metabo Corp., 1977, "Rotary/Chipping Hammer," *Mechanical Engineering*, Vol.119, No.2, pp.54, February.

2.Lundberg, B., 1993, "Computer Modeling and Simulation of Percussive Drilling of Rock," *Comprehensive Rock Engineering* (Edited by J.A. Hundson), Vol.4, pp.137-154, Pergamon Press.

3.Graff, K.F., 1975, *Wave Motion in Elastic Solids*, Dover.

4.Fischer, H.C., 1959, "On longitudinal impact I" *Appl. Sci. Res.*, Vol.A8, pp.105-139.

5.Fairhurst, C., 1961, "Wave mechanics of percussive drilling," *Mine Quarry Eng.*, Vol. 27, pp.122-130.

6.Simon, R., 1962, "Digital machine computations of the stress waves produced by striker impacts in percussion drilling machines," *Rock Mechanics* (Edited by C. Fairhurst), pp. 137-154, Pergamon Press.

7.Lundberg, B., 1982, "Microcomputer simulation of stress wave energy transfer to rock in percussive drilling," *Int. J. Rock. Mech. Min. Sci. & Geomech. Abstr.*, Vol. 19, pp.229-239.

8.Lundbarg, B., 1982, "Microcomputer simulation of percussive drilling," *Int. J. Rock. Mech. Min. Sci. & Geomech. Abstr.*, Vol. 22, pp.237-249.

9.Beccu, R. and Lundberg, B., 1987, "Transmission and dissipation of stress wave energy at a percussive drill rod joint," *Int. J. Impact Eng.*, Vol. 6, pp.157-173.

10.Beccu, R. and Lundberg, B., 1990,"Efficiency of percussive drilling of rock with dissipative joints," *Int. J. Impact Eng.*, Vol. 9, pp.277-287.

11.Nordlund, E., 1989, "The effect of thrust on the performance of percussive rock drills," *Int. J. Rock. Mech. Min. Sci. & Geomech. Abstr.*, Vol. 26, pp.51-59.

12.Harris and Crede, *Shock and Vibration Handbook*, Vol.1 Ch.9.

13.Shampine, L.F. and Gordon, M.K., 1974, *Computer Solution of Ordinary Differential Equations*, W.H. Freeman & Co.

14.Kuester, J.L. and Mize, J.H., 1973, *Optimization Techniques with Fortran*, McGraw-Hill.