

〈논 문〉

충격햄머드릴의 타격력 향상을 위한 연구

A Study on Improving the Impact Force of Impact Hammer Drill

김재환* · 정재천** · 박병규*** · 백복현***

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

(1997년 4월 12일 접수 ; 1997년 6월 4일 심사완료)

Key Words : Impact Hamer Drill(충격햄머드릴), Impact Mechanism(타격기구), Numerical Modeling(수치모델), Optimization(최적화)

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 and an experimental comparison of the numerical simulation results was followed. Optimization of the impact mechanism was also performed. 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 including the friction force. The friction is considered as a combination of Coulomb friction and viscous damping friction. 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 numerically simulated impact force 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 used 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 show a remarkable improvement in impact force and an experimental proof was investigated.

1. 서 론

콘크리트 건물이 날로 증가하고 있고 그 콘크리트 건물의 신축, 보수 시 구멍을 뚫는 공구로서 전동드

릴, 햄머드릴, 코어드릴이 사용되고 있는데 이중 햄머드릴이 고성능화, 저가격화로 개발되어 햄머드릴의 수요가 급격히 늘고 있다. 그러나 국내 메이커의 기술력으로 볼 때 우리상품은 세계적인 메이커인 유럽의 보쉬(BOSCH)나 힐티(HILTI) 일본의 히다치(HITACHI), 마끼다(MAKITA)와 작업능력 측면에서 매우 뒤떨어져 있어 수입상품이 국내시장의 70%이상을 차지하고 있다. 특히 타격력은 햄머드릴의 천공능력을 결정하는 주 인자로서 천공능력을 향

*정회원, 인하대학교 공과대학 기계공학과

**인하대학교 공과대학 기계공학과

***계양전기주식회사 중앙연구소

상시키기 위해서는 타격력을 향상시켜야 한다. 이에 40 mm급 햄머드릴의 세계적인 메이커와 작업능력 측면에서 동등이상의 성능을 갖는 제품을 개발함에 있어, 현재 가장 타격력이 뛰어난 마끼다의 제품(1000 kgf)을 능가하는 타격력을 갖는 제품(1200 kgf)을 개발할 것을 목표로 하였다.

이러한 목표를 달성하기 위하여 충격햄머의 타격 기구를 잘 이해하고 설계하는 것이 필요하다. 이것은 곧 타격기구의 해석을 통하여 설계의 초기단계에서 최종 제작품의 성능을 예측할 수 있어야 하고 어떤 인자를 변화시켰을 때 성능이 극대화되는가를 알아볼 필요가 있다. 다시 말하면 타격력을 극대화 하면서 다른 성능, 예를 들면 반발력, 수명 또는 소요 동력 등에 저해가 없어야 하는데 이것은 시행착오를 거쳐서 제품을 만들어 보고 단점을 보완하는 방법으로는 비경제적이다. 따라서 충격햄머의 수학적인 모델을 만들어서 컴퓨터로 해석을 하고 제품의 성능에 영향을 주는 인자들을 최적화함으로써 가능하다. 이러한 해석을 통한 성능의 예측과 최적화 설계된 설계는 제품개발의 질을 높이며 개발기간을 단축시킬 뿐만 아니라 컴퓨터를 이용하므로 개발비용을 단축시킬 수 있다.

충격햄머드릴의 타격기구에 대한 연구는 하다찌등에 의해서 연구되었다는 보고는 있지만 대부분 자사의 비밀로 간직하고 있기 때문에 학회에 발표된 것은 찾아보기 어렵다. 단지 일부 개발된 제품에 대한 성능 정도는 발표된 바가 있다⁽¹⁾. 그러나 유사한 분야에서 연구된 것을 살펴 보면 광산학에서 착암기의 드릴링에 대한 연구가 있었다⁽²⁾. 드릴에 충격을 가하면 탄성파가 생성이 된다⁽³⁾. 이 파동은 드릴의 탄성 변형 에너지와 운동에너지와 관련되어 있으며 운동 에너지를 드릴작업에 사용하는데 중요한 역할을 한다. 예를 들면 햄머의 충격에너지는 에너지의 손실 없이 드릴 비트에 전달되는 것이 가장 바람직하다. 여기서 에너지 손실은 비트 및 중간 연결봉의 접촉, 단면의 변화 그리고 마찰 등에 의해서 발생한다. 따라서 이러한 타격 드릴링에 대한 이론적인 연구가 과거부터 꾸준히 있었으며 70년대 들어서면서 컴퓨터를 이용한 타격 드릴기구에 대한 시뮬레이션이 수행되었다^(4~11).

그러나 전동공구로서의 충격햄머드릴은 착암기의 드릴링과는 차이가 있다. 먼저 충격햄머드릴은 상대적으로 소형이다. 따라서 드릴 비트의 길이가 짧고 중간에 연결봉이 없으며 충격햄머가 곧바로 드릴 비트를 타격하든지 앤빌 또는 비트 가이드를 타격하는

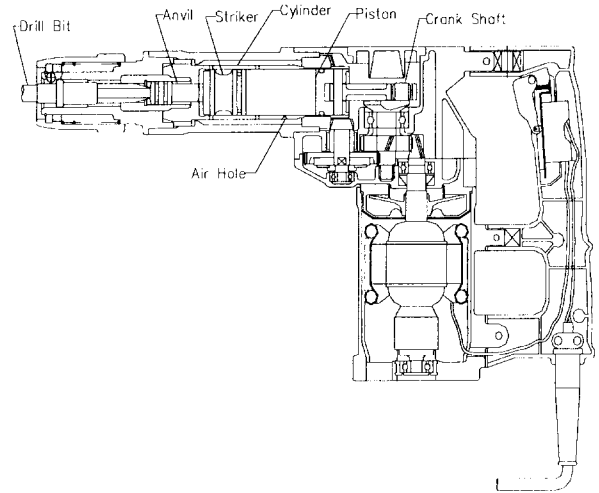


Fig. 1 Cross section of impact hammer drill

구조로 되어 있다. 이것은 긴 드릴 비트와 연결봉을 사용하는 광산용 착암기의 드릴링과는 조금 다르다. 연결봉이 길 때에는 탄성파의 왕복시간이 길지만 짧을 때에는 거의 순간적으로 탄성파가 전달되게 되므로 햄머의 운동에너지가 효과적으로 드릴 끝에 전달되게 된다.

충격햄머드릴의 타격기구에는 여러 방식이 있다. 본 연구에서는 가장 일반적인 타격체(striker)를 피스톤으로 공기를 압축해서 타격시키는 스트라이커 방식의 타격기구를 대상을 하였다. Fig. 1은 스트라이커 방식의 햄머드릴의 구조를 나타낸다. 모터의 회전은 기어변속을 거쳐서 실린더에 전달되고 실린더의 끝 부분에 꽂힌 드릴 비트는 회전을 하게 된다. 동시에 모터의 회전력의 일부는 크랭크핀과 커넥팅로드를 거쳐서 실린더 내부에 있는 피스톤의 왕복운동을 일으킨다. 실린더 안에는 타격체가 있어서 상하운동을 하게 되는데 피스톤이 높은 압력으로 이 타격체를 밀어서 앤빌을 타격하게 되면 곧 드릴 비트를 때려서 드릴 비트의 타격력을 만들어 준다. 따라서 드릴 비트는 회전하면서 일정 간격으로 타격을 해주므로 콘크리트에 구멍을 뚫게 된다.

본 연구에서는 먼저 햄머드릴의 기구를 수학적으로 모델링하여 스트라이커의 변위, 속도, 충격력 및 실린더 내부의 압력 등을 해석하고 타격력 측정실험을 통해서 해석결과를 검증하였다. 그리고 타격력의 극대화를 위하여 가능한 설계인자들을 변화시켜 가면서 최적설계를 수행하였다. 이렇게 최적설계된 결과는 실제로 제작한 제품의 실험을 통하여 그 탁월

한 타격력과 관통능력이 입증되었다.

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. 더군다나 타격체가 드릴과 충돌을 일으키는 순간은 운동의 매체가 타격체에서 드릴과 타격체로 바뀌는 간헐운동이 일어난다. 이러한 시스템의 운동을 해석하기란 그리 용이하지 않다. 따라서 이러한 시스템을 모델링하고 해석하는 프로그램을 개발하여 최고의 성능을 내는 최적의 설계인자들을 찾아내는 것이 본 연구의 목적이다.

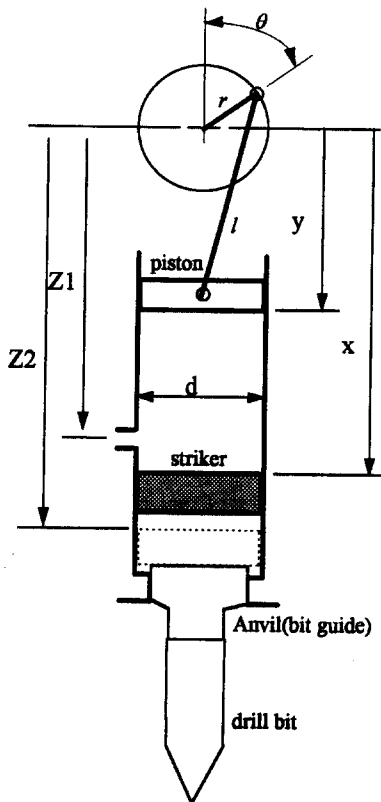


Fig. 2 Schematic diagram of impact hammer drill.

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

타격기구에 있어서 타격체의 역할은 매우 중요하다. 피스톤에 의해서 가압된 압력이 타격체의 윗면에 작용하고 아래면에는 공기가 구멍을 빠져 나갈 때 발생하는 압력이 작용하며 실린더 내벽과는 O링을 통하여 기밀을 유지하면서 마찰력이 작용한다. 여기서 아래면에 작용하는 압력은 대기압과 같다고 간주하였으며 위쪽의 압력은 polytropic 변화를 가정하였다. 마찰력은 O링과 윤활유의 종류 그리고 온도에 따라서 달라지나 여기서는 온도에 의한 영향은 무시하고 단지 Coulomb마찰 또는 점성마찰의 일종일 것으로 보고 이들의 조합으로 표시할 수 있도록 하였다.

실린더 벽면에 있는 공기구멍의 역할은 타격체가 높은 압력을 받아 내려가면서 가속을 받았을 때 비트 가이드를 때리기 이전에 압력을 풀어주어서 부압(negative pressure)이 걸리는 것을 방지하여 타격체의 속도를 최대가 되게 하는 역할을 한다. 이렇게 볼 때 이 구멍이 큰 것이 좋지만 너무 크게 되면 타격체를 피스톤이 끌어올리기가 어려워져 작동불량이 일어날 수 있게 된다.

타격체가 비트 가이드를 때리면 비트 가이드에 물려있는 비트를 때리게 되어 작업물체에 타격력을 가하게 된다. 물론 비트 가이드는 실린더에 연결되어서 실린더의 회전력을 비트에 전달하게 된다. 즉 드릴 비트는 일 회전 하면서 수 십번의 타격을 가하게

되어 드릴 작업성을 향상시키게 된다. 이러한 타격체 및 비트 그리고 비트 가이드 시스템의 모델은 실제로는 간단하지가 않다. 각각의 부품간에 충돌이 일어날 때 에너지의 손실이 생기고 작업물체의 강도에 따라서 달라지기 때문이다. 본 연구에서는 반발계수로 나타낼 수 있는 단순한 충돌모델을 타격체와 비트 가이드 사이에 도입하였다.

3. 타격기구의 해석

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

3.1 충돌하지 않을 때의 타격체 운동 방정식

타격체가 비트 가이드와 충돌하지 않을 때에 타격체에 작용하는 힘은 윗면에 작용하는 압력 p_1 과 아래면에 작용하는 압력 p_2 그리고 마찰력 F 및 타격체의 관성력이다(Fig. 3 참조). 따라서 이 때에 운동 방정식은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$m_s \ddot{x} = p_1 A - F - p_2 A + m_s g \quad (1)$$

여기서 m_s 는 타격체 질량, A 는 실린더 단면적, x 는 기준점에서부터 타격체 윗면까지의 거리 그리고 g 는 중력가속도이다. 변위의 기준점은 크랭크 기구의 중심으로 잡았고 중력 가속도는 작업의 방향에 따라서 양, 음 또는 영을 적용하게 하였다.

마찰력은 실린더와 타격체 사이에 있는 O링과 윤활유에 의한 것으로 정확한 모델을 세우기가 어렵다. 따라서 일반적으로 많이 쓰는 마찰 모델인 Coulomb마찰과 점성감쇄 모델의 조합된 형태로 다음과 같이 표현하였다.

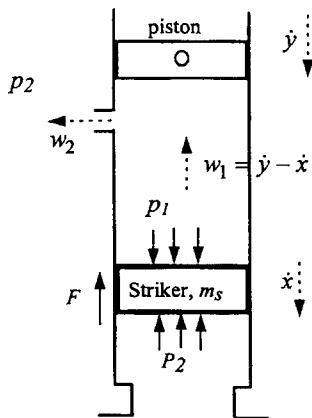


Fig. 3 Forces acting on the striker

$$F = (1 - \alpha) \text{sgn}(\dot{x}) \mu F_n + c \dot{x} \quad (2)$$

여기서 μ 는 마찰계수, F_n 은 O링에 의해 타격체 원주면에 가해지는 수직력, c 는 점성감쇄계수, \dot{x} 는 타격체 속도, $\text{sgn}(\dot{x})$ 은 타격체 속도의 방향을 나타내는 함수이다. α 는 0과 1 사이의 값을 갖는 인자로서 Coulomb마찰과 점성감쇄 마찰의 기여도를 나타낸다. 즉, α 가 0일 때는 완전한 Coulomb마찰 모델을 나타내고 1일 때는 완전한 점성감쇄의 마찰모델을 나타낸다.

3.2 실린더 내의 압력

타격체의 윗면에 작용하는 압력 p_1 은 타격체가 올라가면서 공기구멍을 막기 이전에는 대기압과 가깝지만 일단 공기 구멍이 닫히면 닫히는 순간의 공기량이 피스톤과 타격체 사이의 갇힌 공간에서 피스톤에 의해 압축되어 높은 압력을 만들게 된다. 타격체가 공기구멍을 막을 때의 압력을 \bar{p}_1 , 이때의 피스톤의 위치를 \bar{y} 이라고 하면 이상기체 방정식에 의해서 밀폐된 공간 내에 있는 공기밀도는

$$\rho_1 = \frac{\bar{p}_1}{RT_1} \quad (3)$$

공기 구멍이 막힌 이후의 공기량은 일정하므로 밀폐된 이후의 압력은 내연기관의 실린더내에서의 공기압력과 체적의 관계를 나타내듯이 polytropic변화과정으로 나타낼 수 있다.

$$p_1 v_1^n = \bar{p}_1 \bar{v}_1^n \quad (4)$$

여기서 v_1 은 구멍이 막힌 이후의 공기의 비체적이고 \bar{v}_1 은 공기구멍이 막히는 순간의 비체적이다. 그리고 n 은 polytropic 지수로서 공기의 비열비인 1.4를 사용하였다. 따라서 피스톤과 타격체의 위치로서 식 (4)를 다시 쓰면 압력 p_1 은 다음과 같이 된다.

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

여기서 z_1 은 공기구멍의 위치이고 y 는 공기구멍이 막힌 이후 피스톤의 위치이다. 따라서 공기구멍이 막힐 때의 피스톤 위치를 기억하고 있으면 막힌 이후의 압력은 피스톤과 타격체의 위치에 의해 결정된다.

타격체가 압력을 받아 내려가다가 공기구멍을 지나게 되면 공기구멍으로 공기가 빠져 나가면서 급격하게 압력이 떨어지게 되는데 이것은 피스톤과 타격체에 의해 실린더 내부의 공기가 밀려나가게 되기 때문이다. Fig. 3에서 실린더 내의 압력을 p_1 그리고

밀도를 ρ_1 이라고 하고 공기구멍을 통한 실린더 바깥의 공기 조건을 대기와 같다고 하자. 그리고 공기구멍에서 빠져나가는 공기속도를 w_2 , 피스톤과 타격체의 상대속도를 w_1 이라고 하면 w_1 은 실린더 내의 공기 흐름속도를 나타내는 것으로서 다음과 같다.

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

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

연속방정식 : $\rho_1 w_1 A = \rho_2 w_2 c_a A_2 \quad (7)$

Euler 방정식 : $\frac{w_1^2}{2} + \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{\rho_1} = \frac{w_2^2}{2} + \frac{k}{k-1} \frac{p_2}{\rho_2} \quad (8)$

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

이상기체 방정식 : $p_1 \frac{1}{\rho_1} = R T_1 \quad (10)$

여기서 A_2 는 공기구멍의 단면적이고 c_a 는 공기구멍의 배출계수, p_2 , ρ_2 는 대기의 압력과 밀도, k 는 공기의 비열비, R 은 기체상수이다. 식 (7)~(10)에서 미지수는 w_2 , p_1 , ρ_1 , ρ_2 이고 4개의 식이 주어졌으므로 이 식들은 풀 수 있다. 우리가 관심을 갖고 있는 것은 실린더 내의 압력이므로 위 식들을 정리하면 p_1 에 대해서 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} & \frac{1}{2} \left(\frac{A w_1}{c_a A_2} \right)^2 \lambda^{2/k} + \frac{k}{k-1} R T_1 \lambda^{1/k-1} \\ & = \frac{w_1^2}{2} + \frac{k}{k-1} R T_1 \end{aligned} \quad (11)$$

여기서 $\lambda = p_1/p_2$. 식 (11)은 비선형이므로 수치적으로 풀 수 밖에 없다. 단, $w_1=0$ 인 경우에는 $\lambda=1$ 이므로 식 (11)을 풀지 않고도 p_1 을 알 수 있다.

피스톤과 타격체의 상대속도, w_1 을 구하기 위해서는 먼저 피스톤의 변위 및 속도를 알아야 한다. Fig. 2에 피스톤의 왕복운동을 일으키는 크랭크 기구가 나타나 있다. 크랭크의 편심을 r , 커넥팅 로드 길이를 l , 상사점을 기준으로 회전한 각도를 θ 라고 하면, 크랭크 중심에서 피스톤 위치까지의 거리 y 는

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

이 되고 피스톤의 속도는

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

이 된다. 따라서 실린더 내부의 공기를 밀어 내는지

또는 외부로부터 빨아들이는지를 결정하게 되는 피스톤과 타격체의 상대속도 w_1 은 식 (6)에서 나타낸 바와 같이,

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

여기서 \dot{x} 은 타격체의 속도로서 타격체의 운동 방정식 (1)을 풀어야 구할 수 있다.

3.3 충돌할 때 타격체 운동 방정식

타격체가 압력을 받아 가속이 되어 비트 가이드 (엔빌)을 때리게 될 때 타격이 일어나는 순간은 매우 작은 시간이다. 따라서 이 순간의 타격체 운동을 정확하게 구하기란 그리 쉽지는 않다. 본 연구에서는 반발계수를 이용한 충돌 모델을 사용하여 충돌 이후 타격체 및 피타격체(엔빌)의 속도를 구하였다⁽¹²⁾. 먼저 충돌 직전에 타격체의 속도를 \dot{x} , 엔빌의 속도를 \dot{Z} ($=0$)라고 하고 충돌 직후의 타격체와 엔빌의 속도를 각각 \dot{x}' , \dot{Z}' 이라고 하면 (Fig. A. 1 참조) 타격체 및 엔빌의 충돌 후 속도는 에너지 손실을 고려한 반발계수식과 운동량 보존으로부터,

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

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

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

엔빌의 충돌 후 속도는 드릴에 충격력을 발생시키게 되는데 타격체와 엔빌 및 드릴의 충돌시간을 t_0 라고 하면 Fig. 4와 같이 충격력이 발생하는 것을 가정하면 다음과 같이 최대 충격력을 구할 수 있다.

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

여기서 충돌시간 t_0 과 식 (15)에 사용된 반발계수 e 는 실험적으로 구한 값을 사용한다.

타격체가 충돌할 때와 충돌하지 않을 때의 식이 다르므로 이 두 식을 적용하기 위해서는 먼저 타격체의 운동을 나타내는 식 (1)을 풀면서 매 순간마다

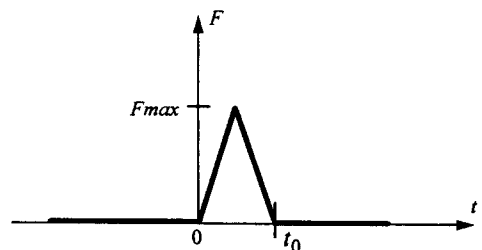


Fig. 4 Idealized impact force.

충돌이 일어나는지를 확인하고 충돌이 일어나는 위치에 타격체가 오게 되면 식 (16)을 사용하여 충돌 이후의 타격체 속도를 구한다. 이렇게 새로 구한 속도를 가지고 다시 타격체의 운동을 풀게 된다.

3.4 해석 프로그램

타격체의 운동 방정식 (1)을 타격이 일어나기 직전까지 풀고 타격 순간에는 식 (14)~(16)로부터 튀어 오르는 순간의 타격체 속도를 구할 수 있다. 이 속도를 초기 조건으로 다시 운동 방정식 (1)을 풀어 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.

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= v(t) \\ \dot{v}(t) &= f(v, x, t) \end{aligned} \quad (18)$$

윗식을 다음과 같은 초기조건을 가지고

$$\begin{aligned} \dot{x}(0) &= v_0 \\ x(0) &= x_0 \end{aligned} \quad (19)$$

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 있다. 그러나 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 최대화 및 반발력의 최소화에 있다. 이렇게 타격력의 최대화 및 반발력의 최소화를 이루기 위해서는 가능한 모든 설계 인자들을 변화시켜 보아야 하는데 만약에 이렇게 변화시킨 데로 모두 만들어서 그 성능을 측정하고 비교 검토한다면 그 비용 및 시간은 엄청날 것이다. 따라서 전술한 해석 프로그램을 최적화 프로그램과 연결시켜서 설계변수의 최적조건을 컴퓨터로 찾음으로써 시간과 비용을 절감할 수 있으며 성능도 향상시킬 수 있다.

먼저 최적화하기 위한 목적함수는 무엇보다도 드릴의 관통능력을 좌우하는 타격력으로 잡았다. 이때에 타격력은 한 타격점에서만 아니라 여러 타격점의

값을 평균하여 나타내었다. 따라서 N 개의 타격점을 고려했을 때 평균 타격력은

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

이고 목적함수는

$$\min \psi(b) = -\bar{F}_{\max} \quad (21)$$

여기서 b 는 설계변수를 나타낸다. 설계변수는 경험에 의해 다음과 같이 잡았다.

$$\begin{aligned} b_1 &= m_s (\text{타격체 질량}) \\ b_2 &= \omega (\text{피스톤의 회전수, stroke per min}) \\ b_3 &= d_2 (\text{공기구멍 지름}) \\ b_4 &= d (\text{실린더 지름}) \\ b_5 &= z_1 (\text{공기구멍 위치}) \\ b_6 &= z_2 (\text{타격위치까지의 거리}) \\ b_7 &= r (\text{크랭크의 진폭}) \\ b_8 &= m_d (\text{드릴 및 엔빌의 질량}) \\ b_9 &= l (\text{커벡팅로드의 길이}) \end{aligned} \quad (22)$$

이렇게 잡은 설계변수들은 최적화 과정에서 자동적으로 그 값들을 변화시켜 가면서 최적의 값들을 결정하게 되는데 이때에 각 설계변수의 값들은 실제로 제한된 범위 이내에 있어야 의미가 있다. 따라서 각 설계 변수들을 다음과 같이 상한치와 하한치를 제한한다.

$$L_i \leq b_i \leq U_i \quad i=1, 9 \quad (23)$$

여기서 L_i , U_i 는 b_i 의 하한치 및 상한치이다. 이 제한 조건식은 최적화 과정에서 일반적으로 사용되는 다음과 같은 18개의 부등 제한조건식으로 표시될 수 있다.

$$g_j \leq 0, \quad j=1, 18 \quad (24)$$

여기서

$$\begin{aligned} g_i &= L_i - b_i \\ g_{i+1} &= b_i - U_i \quad i=1, 3, 5, \dots, 17 \end{aligned} \quad (25)$$

이외에도 피스톤과 타격체 사이의 간격이 너무 작게 되면 서로 부딪칠 수 있기 때문에 이 간격을 제한할 필요가 있다.

$$g_{19} = (\text{clearance limit}) - (\text{piston과 striker의 최소거리}) \quad (26)$$

피스톤에 걸리는 최대 압력은 대개 짧은 순간에 발생하며 이 압력에 의한 힘은 피스톤의 반력으로 작용하게 된다. 또한 피스톤의 반력에 의한 진동은

베어링부와 드릴 몸체를 지나서 작업자의 손에 전달 되므로 피스톤에 걸리는 최대 압력을 줄이는 것이 반발력의 최소화에도 도움이 되며 베어링과 같은 기계 요소의 수명에도 이롭다. 이와는 반대로 최대압력은 또한 타격력을 키우는데 도움이 된다. 큰 압력으로 타격체를 밀어 줄 때 큰 충격력을 얻어 낼 수 있기 때문이다. 따라서 최대 압력을 적절한 범위 이내로 제한을 하면서 타격력을 최대화할 필요가 있다.

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

또 다른 제한 조건식으로서의 타격불량에 대한 것이다. 타격불량이란 타격체의 운동이 제대로 일어나지 않는 것으로서 여러 가지 이유에서 생길 수 있다. 한가지 이유로는 타격체가 타격 후 충분히 튀어 오르지 못하거나 튀어 오르더라도 다음에 충분한 압력을 받지 못할 때 생기게 된다. 이것은 마찰력, 공기구멍의 크기, 위치 등 여러 가지 인자와 결부되어 있다. 따라서 타격불량이 일어나는 것을 제한하기 위해서 다음과 같은 제한식을 고려하였다.

$$g_{21} = (\text{타격불량횟수}) - (\text{타격불량횟수 한계}) \quad (28)$$

타격불량횟수는 해석 프로그램 내에서 계산하게 되어 있다.

최적화 프로그램은 SUMT(Sequentially Unconstrained Minimization Technique)을 사용하였으며 Unconstrained Minimization은 목적함수 및 제한조건식의 도함수를 필요로 하지 않는 Powell방법을 사용하였다⁽¹⁴⁾. 이 방법은 수치적으로 필요한 도함수들

을 계산하므로 사용자가 편하지만 수렴하는데 많은 계산량을 필요로 한다.

5. 결과 및 고찰

5.1 해석 결과

기존의 햄머드릴을 가지고 타격기구해석을 행하였다. 해석에 있어서 반발계수 및 충격력을 구할 때 필요한 접촉시간, t_0 은 실험에 의해서 구하였다. 접촉시간은 충격력을 구할 때 가장 영향이 크다. 따라서 실제와 가깝게 하기 위해서 충격력 실험장치에서 측정된 충격력 곡선에서 로드셀에 충격력이 나타날 때부터 사라질 때 까지 시간을 측정하여 사용하였다. 충격력 실험장치는 다음 장에 설명하였다(Fig. 7). 이렇게 측정한 결과 약 0.4 msec가 되는 것을 알게 되었다.

반발계수는 엔빌과 드릴을 실제 상황에 가깝게 콘크리트 바닥 위에 놓고 일정한 높이에서 떨어뜨려서 튀어 오른 높이를 비디오 카메라로 측정하여 구하였다. 튀어 오른 높이로부터 반발계수를 구하는 과정은 부록 1에 기술하였다. 그리고 실제로 작업 중에 반발계수는 변동이 있을 수 있으므로 다음과 같이 랜덤 함수를 사용하여 측정된 반발계수값을 기준으로 어느 범위 내에서 변화하는 반발계수를 가정하였다.

$$e = \bar{e} + \text{random}(t) \hat{e}$$

여기서 \bar{e} 는 평균 반발계수 값으로 측정치를 사용하였고 \hat{e} 는 반발계수의 변화량 그리고 $\text{random}(t)$ 는

Table 1 Simulation data for the existing impact hammer drill

Variable name	Value	Coefficient name	Value
$b_1(m_s)$	0.173 kg	t_0	0.4 msec
$b_2(\omega)$	3000 spm	Damping coefficient	1.0
$b_3(d_2)$	1.2 mm	Friction force	0.5
$b_4(d)$	30 mm	Alpha	0
$b_5(z_1)$	279 mm	Mean restitution coefficient	0.5
$b_6(z_2)$	45 mm	Deviation of restitution coefficient	0.05
$b_7(r)$	13.5 mm	p_2	101332 Pa
$b_8(m_a)$	0.621 kg	T_2	273 K
$b_9(\ell)$	47 mm	v_2	0.7733
		k	1.4
		T_1	310 K

시간에 따른 랜덤함수를 나타낸다.

이러한 해석에 필요한 자료를 가지고 타격기구 해석을 행하였다. Table 1은 이때의 입력된 값들을 나타낸다. Fig. 5는 기존의 햄머드릴을 가지고 해석한 결과로서 타격체의 위치 x 와 피스톤의 위치 y 그리고 타격력 F_{max} 를 나타낸다. 피스톤이 왕복운동하는 것과 같이 타격체가 상하운동을 하는 것을 알 수 있으며 최고의 x 값은 타격체가 엔빌을 때릴 때의 순간을 나타낸다. 이때 최대 타격력은 약 8800N 정도이다. Fig. 6은 실린더 내부의 압력 p_1 과 타격체의 속도 v 를 나타낸다. 실린더 내부의 최고 압력은 1.8 MPa정도 이고 타격체의 최고 속도는 약 10 m/s이다.

5.2 해석 검증 실험

해석 결과를 검증하기 위하여 다음과 같은 햄머드릴의 충격력 측정실험을 행하였다(Fig. 7). 햄머드릴

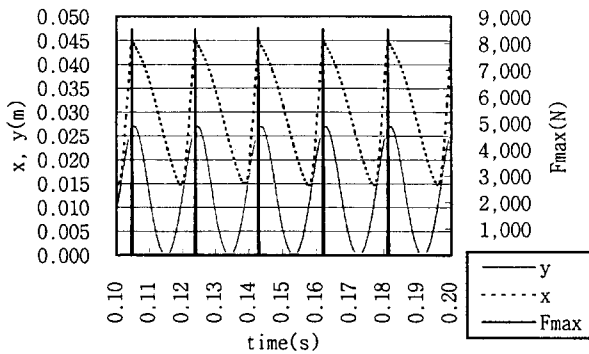


Fig. 5 Displacements and impact force of existing impact hammer (simulation).

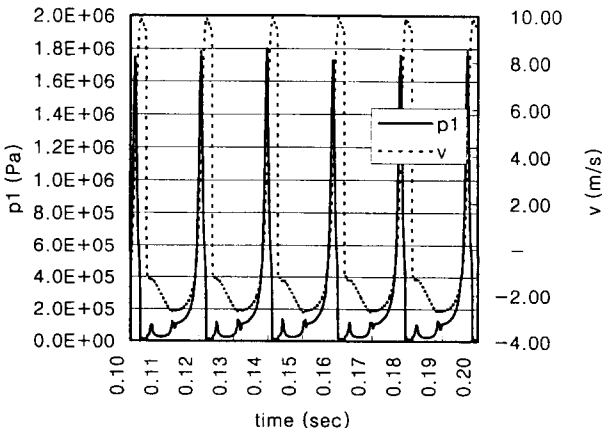


Fig. 6 Pressure, p_1 and striker velocity of existing impact hammer (simulation).

에 드릴을 장착하고 이것을 기동을 따라 움직일 수 있는 브라케트에 고정시킨 후 일정한 스프링의 힘으로 햄머드릴을 눌러준다. 스프링으로 눌러주는 것은 작업자가 작업 시 햄머드릴을 잡아주는 효과를 주기 위한 것이다. 이때에 드릴은 받침판을 거쳐서 로드셀에 닿게 되어있고 로드셀과 받침판이 항상 접촉하고 있게 하기 위하여 받침판을 약한 스프링으로 눌러주었다. 따라서 전체적으로 로드셀에서 나오는 신호는 예비하중에 의해 약간 오프셋된 값이 나오게 되는데 이것은 나중에 충격력을 쥔 때 쉽게 보정해

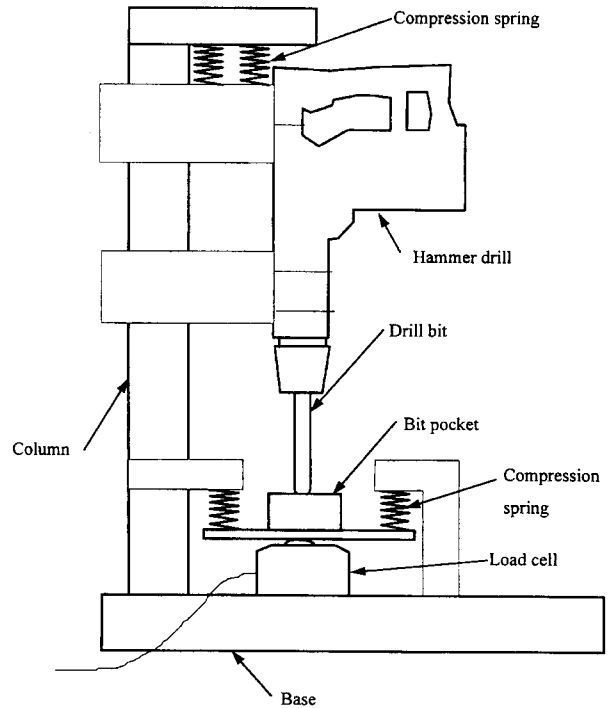


Fig. 7 Experimental setup of impact force measurement.

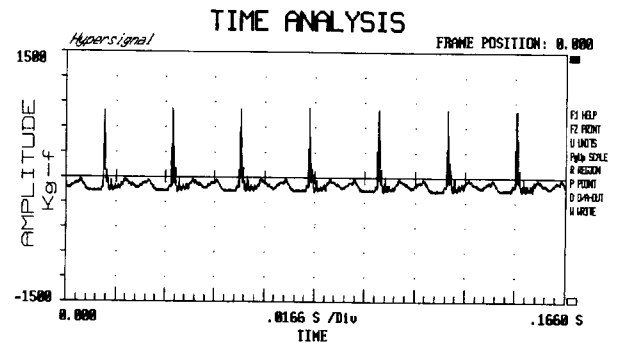


Fig. 8 Impact force of existing impact hammer (experiment).

서 읽을 수 있기 때문에 크게 문제되지 않는다. Fig. 8은 이러한 충격력 측정장치로부터 얻어진 충격력을 나타낸다. 타격 시에는 충격에 의한 타격력값을 나타내며 타격이 되지 않을 때는 약간의 잔여진동과 함께 영점 이하의 값을 나타내는데 이것은 스프링으로 눌러준 힘에 의한 것이다. 실험결과 타격력은 약 890 kgf를 나타내는데 이것은 Fig. 5의 해석결과와 잘 일치한다. 따라서 본 연구에서 가정한 수학적 모델은 유용함을 알 수 있다. 그러나 반발력을 정확하게 계산하기 위해서는 타격기구 뿐만 아니라 손잡이까지 진동이 전달되는 것을 해석해야 되므로 드릴의 전체 시스템에 대한 모델이 필요하다.

5.3 최적설계 결과

실험을 통하여 해석 결과의 정확도를 검증하였고 충격력을 최대로 하기 위한 최적화를 수행하였다. 먼저 신제품을 개발하기 위하여 초기 설계한 값으로부터 타격력을 최대로 하기 위한 최적설계를 하였다. 목적함수 및 제한 조건식은 식 (20)~(28)에 기술한 바와 같다. Table 2는 초기의 설계값과 제한조건식에 사용된 한계치들 그리고 최적화된 결과를 나타낸다. 해석에 필요한 모든 계수들은 앞의 해석과정에서 사용된 값들(Table 1)을 그대로 사용하였다. 식 (26)부터 식 (28)까지의 제한조건식에 쓰인 상수 값들, 다시 말해 타격체의 간격제한은 1.5mm, 최대 압력제한은 3MPa 그리고 타격불량횟수는 200회로 하였다.

최적설계를 수행한 결과 타격체질량, 피스톤의 왕

복속도(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. Figs. 9와 10은 최적설계 상태에서의 해석결과를 나타낸다. Fig. 9는 피스톤과 타격체의 변위와 최대 타격력을 나타내고 Fig. 10은 실린더 내부의 압력과 타격체의 속도를 나타낸다. 해석시간은 0부터 0.3초 사이로서 초기에는 타격체가 가만히 있다가 피스톤이 왕복운동함에 따라 타격체가 움직이는 것을 보여주고 있다. 실린더 내의 최대압력은 처음을 제외하고는 약 2.5 MPa 정도가 되고 타격체의 최고 속도는 11 m/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.

Fig. 11은 최적설계 과정에서 설계변수의 탐색횟수가 증가함에 따른 목적함수의 변화를 나타낸다. 최적화가 진행됨에 따라 목적함수가 감소함을 알 수 있으나 수렴성이 불안정한 것을 보인다. 이것은 설계변수 중에서 변화되었을 때 타격이 불균일 하거나 일어나지 않는 타격불량이 생기는 경우가 있기 때문이다. 이를 개선하기 위해서는 보다 면밀한 최적화의 민감도 해석이 필요하다.

5.4 최적설계 결과의 검증

최적설계의 결과를 실제로 제품에 적용해서 만들어서 충격력 측정실험을 하여 그 결과를 검증하였

Table 2 Initial and Optimal design results of impact hammer drill

Initial design		Optimal desitgn		
Variable name	Value	Lower limit	Upper limit	Optimal Result
$b_1(m_s)$	0.230 kg	0.2 kg	0.27 kg	0.27 kg
$b_2(\omega)$	3000 spm	2800 spm	3300 spm	3270 spm
$b_3(d_2)$	1.5 mm	1.2 mm	2.0 mm	1.32 mm
$b_4(d)$	36 mm	34 mm	38 mm	38 mm
$b_5(z_1)$	27.2 mm	26.6 m	27.8 mm	27.6 mm
$b_6(z_2)$	45 mm	41 mm	47 mm	45.4 mm
$b_7(r)$	13.5 mm	12 mm	14 mm	13.7 mm
$b_8(m_a)$	0.505 kg	0.4 kg	0.7 kg	0.603 kg
$b_9(l)$	47 mm	40 mm	50 mm	48.5 mm
Cost function	10641 (N)	-	-	14739.5 (N)

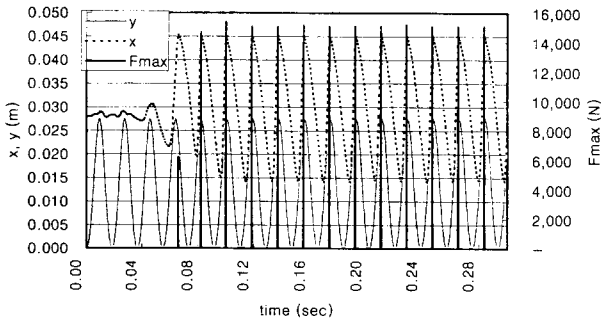


Fig. 9 Displacements and impact force of optimally designed impact hammer (simulation).

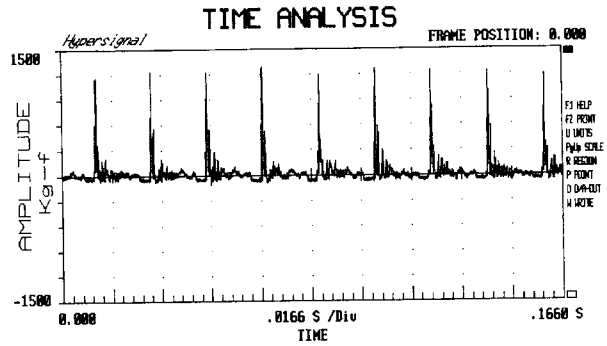


Fig. 12 Impact force of optimally designed impact hammer (experiment).

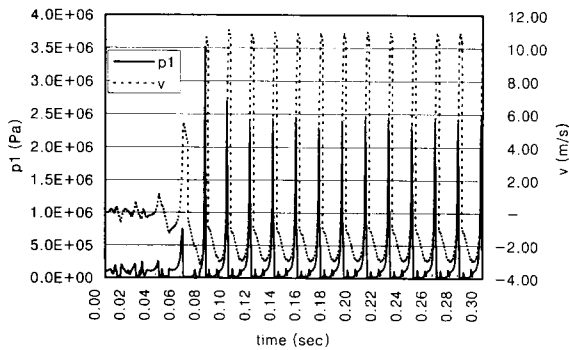


Fig. 10 Pressure, p_1 and striker velocity of optimally designed impact hammer (simulation).

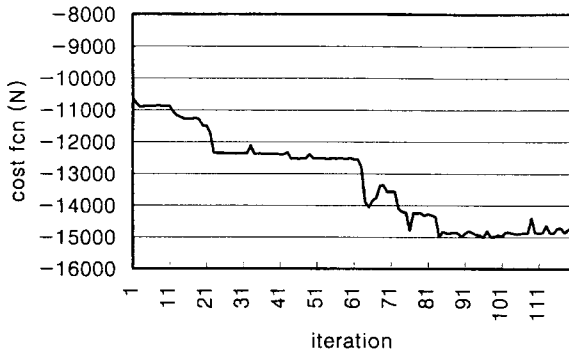


Fig. 11 Cost function history.

다. Fig. 12은 최적설계의 결과를 가지고 제작한 시제품의 타격력 측정실험 결과로서 약 1200kgf 이상의 타격력을 보이고 있다. 이 수치는 초기에 목표로 했던 타격력에 해당하는 것으로서 만족한다고 볼 수 있다. 따라서 이 실험으로서 최적설계 결과의 만족함을 입증하였다.

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 선정된 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 효과적이라는 것을 알 수 있었다. 최적화된 설계변수들을 가지고 제작한 시제품의 타격력 측정 실험을 통하여 최적화된 설계의 실제 효과를 입증하였다.

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

부 록

반발계수 측정

Fig. A. 1과 같은 충격 모델에 있어서 드릴 비트와 비트 가이드(엔빌)를 콘크리트 바닥 위에 올려 놓고 타격체를 일정한 높이 h 에서 낙하 시켰을 때 충돌 전과 충돌 후의 운동량이 보존되어야 하므로

$$m_s \dot{x} = -m_s \dot{x}' + m_d \dot{Z}' \quad (A.1)$$

반발계수는 정의에 의하면

$$e = -\frac{\dot{x}' - \dot{Z}'}{\dot{x} - \dot{Z}} \quad (A.2)$$

여기서 타격체의 충돌 전 속도는 자유낙하 높이 h 에 의해서 결정된다. 이 높이는 실제로 타격체가 타격 순간의 속도를 낼 수 있는 높이로 하였다. 비트 및 비트 가이드의 충돌 전 속도는 0이고 타격체가 충돌 후 h' 만큼 튀어 올랐을 때 타격체의 충돌 후 속도는

$$\dot{x}' = \sqrt{2gh'} \quad (A.3)$$

이 된다. 따라서 식 (A.2)에 (A.1)과 (A.3)을 대입하면 반발계수는

$$e = \frac{\sqrt{h'} + m_s/m_d(\sqrt{h} + \sqrt{h'})}{\sqrt{h}} \quad (A.4)$$

참 고 문 헌

(1) Metabo Corp., 1977, "Rotary/Chipping Hamer," Mechanical Engineering, Vol. 119, No. 2, p. 54, February.
 (2) Lundberg, B., 1993, "Computer Modeling and Simulation of Percussive Drilling of Rock," Comprehensive Rock Engineering (Edited by J.A. Hudson), 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.

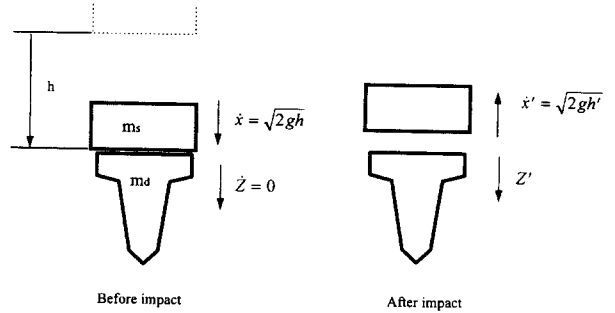


Fig. A.1 Measurement of restitution coefficient.

(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) Lundberg, 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.