

카운터블로 해머 프레스 단조공정의 기계진동 특성 해석

김수태*, 주경진**, 박근종***, 최영휴*.#

*창원대학교 기계공학부, **창원대학교 대학원 기계공학전공, *** (주)영진테크

Mechanical Vibration Characteristics Analysis of a Counterblow Hammer Press in the Forging Process

Soo Tae Kim*, Gyeong Jin Ju**, Geon Jong Park***, Young Hyu Choi*.#

*Dept. of Mechanical Engineering, Changwon National UNIV., **Graduate School of Changwon

National UNIV., ***Youngjin Tech Co. Ltd.

(Received 03 May 2022; received in revised form 26 May 2022; accepted 27 June 2022)

ABSTRACT

The vibration characteristics of a hammer press are important parameters for machine design and production control. In this study, a counterblow hammer press was mathematically modelled as a mass-spring-damper system in order to analyze its vibration characteristics. The forging efficiency was theoretically derived as a function of the mass ratio, momentum ratio, and the coefficient of restitution. And the effects of the mass ratio, momentum ratio and the restitution coefficient on the forging efficiency were also investigated for two particular cases of the unit mass ratio and unit momentum ratio. Additionally, the vibration responses of the counterblow hammer press due to the ram colliding impact were analyzed, and the force transmitted to the foundation through the mounting unit was determined.

Keywords : Counterblow Hammer Press(카운터블로 해머 프레스), Forging Efficiency(단조효율), Mechanical Vibrations(기계진동), Mass Ratio(질량비), Momentum Ratio(운동량비)

1. 서 론

단조가공은 망치질이나 금형을 이용하여 금속 재료를 압착하여 요구되는 형상으로 성형하는 가공방법으로서 복잡한 형상의 부품도 손쉽게 제작할 수 있기 때문에 널리 사용되어 왔다. 단조가공은 재료와 에너지 손실을 최소화하면서 복잡한 형상의 부품을 손쉽게 제작할 수 있고 제품의 비강도(Specific

strength)와 구조적 건전성(Structural reliability)이 높을 뿐만 아니라 통상적인 크기의 부품에서 마이크로 구조 부품에 이르기까지 다양한 크기의 부품을 비교적 정밀하게 제작할 수 있는 이점이 있기 때문에 다양한 기계부품의 제조방법으로서 큰 관심을 끈다^[1,2]. 단조기술은 공정이 빠르고 생산성이 높기 때문에 복잡한 형상 부품을 제조하는데 비용이 저감된다^[3]. 단조가공에 많이 사용되는 해머 단조기(Forging hammers)는 기본적으로 중력-드롭 해머(Gravity-drop hammers)와 동력-드롭 해머(Power hammers)의 두 가지 형태가 있다^[4]. 중력-드롭 해머는 중력에 의해 해머가 낙하하고

Corresponding Author : yhchoi@changwon.ac.kr

Tel: +82-55-284-3898, Fax: +82-55-263-5221

앤빌과 충돌하여 충격력이 발생된다. 동력-드롭 해머는 해머가 중력에 의하여 압축공기에 의하여 가속되면서 하강하므로 앤빌과 충돌할 때 더 큰 충격력이 만들어 진다. 카운터블로 해머는 상부 램이 공기에 의해 아래쪽으로 가속되는 동시에 하부 램은 유압커플링 시스템에 의해 위쪽으로 가속된다. 단조 타격이 이루어진 뒤에는 하부 램이 아래로 가속되면서 상부 램을 당겨 올려 출발 위치로 되돌아가게 한다⁴⁾. 단조기 설계를 위하여 해머의 충격력이 단조기의 진동 응답에 미치는 영향과 단조효율을 분석하는 것이 필요하다. Trabka⁵⁾는 해머의 충격력의 파형과 지속시간이 단조기의 진동 응답에 미치는 영향을 해석하였다. Fulan⁶⁾은 앤빌과 기초의 진폭을 동시에 적정 수준으로 유지해야 한다는 조건으로부터 앤빌과 기초의 질량비(Mass ratio)의 최적 값을 결정하였다. Gupta⁷⁾는 해머 단조기를 스프링에 지지된 질량에 탄성봉이 충돌하는 것으로 모델링하고 단조기의 설계변수와 충격지속시간 등이 최대충격력에 미치는 영향을 해석하였다. Raju와 B. Annesh⁸⁾은 앤빌은 탄성중합체(Elastomer)로 지지되고 기초는 스프링과 감쇠기로 지지된 해머 단조기의 진동을 해석적인 방법과 유한요소법(FEM)으로 해석하고 방진효과를 검토하였다. Wang과 Dong⁹⁾은 방진마운트에 지지된 해머 단조기를 2-자유도 진동계로 모델링하고 기초에 전달되는 충격력 전달율을 최소화하기 위하여 담금질기법(Simulated Annealing)을 이용하여 방진마운트의 강성과 감쇠 및 기초블록 질량을 최적설계 하였다. Saberi, 등¹⁾은 동력-드롭 해머 단조기의 진동을 해석하고 램과 앤빌의 질량비와 반발계수(Coefficient of restitution)가 단조효율(Forging efficiency)에 미치는 영향을 해석하였다.

본 연구에서는 동력-드롭 해머의 일종인 카운터블로 해머 프레스에 대하여 단조 충격에 의한 진동 응답을 해석하고, 프레스의 설계변수들이 단조효율과 기초에 전달되는 힘에 미치는 영향을 살펴보고자 한다.

2. 프레스 단조공정의 진동 해석

2.1 카운터블로 프레스 단조공정 모델링

본 연구의 해석 대상 카운터블로 해머 프레스의 개념도를 Fig. 1에 나타내었다. 이 카운터블로

해머 프레스는 상부 및 하부 램과 기계 본체, 앤빌, 마운트 유닛, 그리고 상부 및 하부 램을 상승 또는 하강시키는 유공압 시스템으로 구성된다. 공기실린더(Air cylinder) 유입구의 모션 밸브(Motion valve)가 열리면 압축공기가 공기실린더로 유입되면서 상부 램(Upper ram and die)이 하강하게 되고, 이에 따라 상부 램의 양쪽에 연결된 커플링 로드(Coupling rods)가 하강하면서 유압실린더 압력이 증가되고 하부 램(Lower ram and die)이 상승하게 된다. 이에 따라 상부 램과 하부 램의 충돌하면서 단조가공이 이루어진다. 단조 타격 이후에 공기실린더의 배출구 모션 밸브(Motion valve)가 열리며 공기가 배출구로 빠져나가면서 상부 램은 상승하고, 하부 램은 하강하여 원래 위치로 복귀하게 된다. 해머와 앤빌의 충격력 특성과 단조기의 진동 응답 특성을 분석하는 것은 단조성능이 우수한 해머 단조기를 설계하기 위해서 필요한 일이다. 또한 단조과정에서 발생하는 큰 충격력과 진동이 기초에 전달되는 것을 저감시키기 위하여 방진시스템을 적합하게 설계하는 것도 중요하다. 특히 앤빌과 기초의 진동은 단조품의 품질은 물론

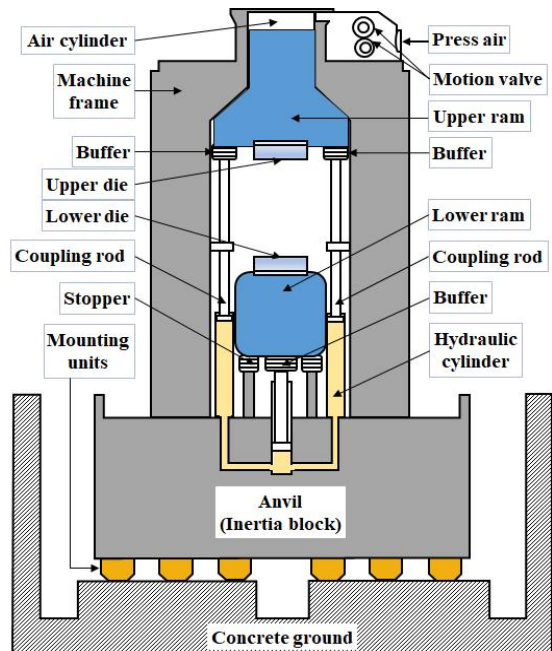


Fig. 1 Schematic of a counterblow hammer press

작업 시간 단축 등에 영향을 미치므로 적절한 수준으로 제한되어야 한다. 카운터블로 해머 프레스의 단조공정을 보면 상부 램이 공기압을 받아 가속되면서 하강하고 동시에 하부 램이 유압력을 받아 상승하여 정면충돌하면서 금형에 고정된 공작물 재료를 변형시켜 요구되는 형상의 제품으로 성형한다. 카운터블로 해머 프레스의 단조공정을 Fig. 2에 나타낸 것처럼 질량-스프링-감쇠기로 구성된 앤빌-방진마운트 진동계로 모델링하였다.

m_1, m_2, m_3, k, c 는 각각 금형을 포함한 상부 램 질량, 금형을 포함한 하부 램 질량, 기계 본체를 포함한 앤빌 질량, 마운트(Mounting units)의 스프링상수, 마운트의 감쇠상수, 그리고 H 는 램의 하강 또는 상승의 행정(Stroke)이다. 또한 $F_a, F_h, E_{1d}, E_{2d}, E_{2u}$ 는 각각 상부 램에 작용하는 힘, 하부 램에 작용하는 힘, 상부 램 하강 시의 기계적 에너지, 하부 램 하강 시의 기계적 에너지, 하부 램 상승 시의 기계적 에너지이다. 그리고 v_1, v_2, u 는 충돌직전 상부 램의 초기속도, 충돌직전 하부 램의 초기속도, 충돌 순간 상부 램과

하부 램이 함께 움직이는 공통속도, $\bar{v}_1, \bar{v}_2, v_{1f}, v_{2f}$ 는 각각 충돌 직후 상부 램의 분리속도와 하부 램의 분리속도, 그리고 상부 램이 초기위치로 상승한 순간의 최종속도와 하부 램이 초기위치로 하강한 순간의 최종속도이다.

2.2 단조공정 진동 해석

카운터블로 해머 프레스의 단조공정은 상부 램이 공기압을 받아 가속되면서 하강하고 동시에 하부 램이 유압력을 받아 상승하여 충돌할 때 에너지의 일부가 공작물 변형에 쓰이므로 비탄성충돌(Inelastic collision)이다. 비탄성충돌에서는 운동량은 보존되지만 운동에너지는 보존되지 않는다^[10]. 상부 램과 하부 램의 충돌에 운동량보존의 원리를 적용하면 질량 m_1 과 m_2 의 충격량과 운동량은 각각 다음의 관계식으로 나타낼 수 있다.

$$m_1 v_1 + \int_0^{t_1} -F dt = m_1 u \quad (1)$$

$$m_2 v_2 + \int_0^{t_1} F dt = m_2 u \quad (2)$$

여기서 t_1 은 충격시간이고, F 는 질량 m_1 과 m_2 의 충격력으로서 작용력과 반력의 관계이다. u 는 충돌직후 일체가 된 질량 m_1 과 m_2 의 공통속도(Common velocity)이다. 상부 램이 공기실린더 작용력 F_a 을 받아서 거리 H 만큼 낙하할 때, 에너지 보존 원리로부터 질량 m_1 의 낙하시의 운동에너지 E_{1d} 는 $E_{1d} = (m_1 g + F_a)H = \frac{1}{2} m_1 v_1^2$ 의 관계가 성립되므로, 질량 m_1 의 충돌직전 속도 v_1 는 다음과 같이 된다.

$$v_1 = \sqrt{\frac{2(m_1 g + A_a p_a)H}{m_1}} \quad (3)$$

여기서 A_a, p_a 는 각각 공기실린더의 단면적과 압력이다. 마찬가지로 하부 램이 유압실린더 작용력 F_h 을 받아서 거리 H 만큼 상승할 때, 에너지보존 원리로부터 질량 m_2 의 상승시의 운동에너지 E_{2u}

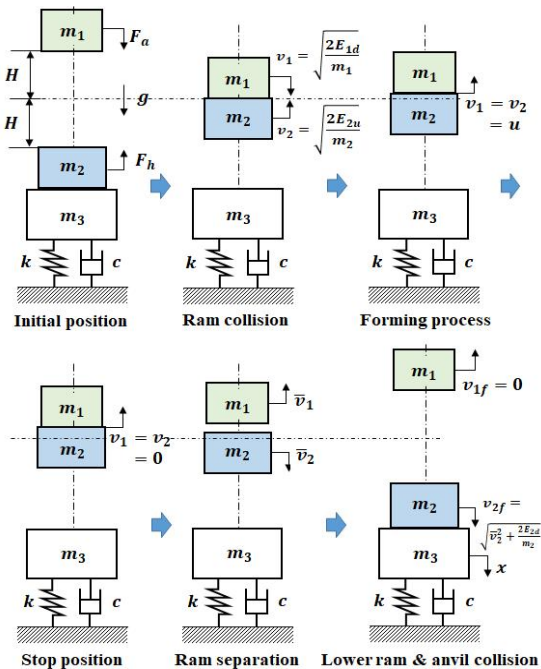


Fig. 2 A mathematical model of a counter-blow hammer forging process

는 $E_{2u} = (F_h - m_2g)H = \frac{1}{2}m_2v_2^2$ 이므로, 질량 m_2 의 충돌직전 속도 v_2 는 다음과 같이 구해진다.

$$v_2 = \sqrt{\frac{2(A_h p_h - m_2g)H}{m_2}} \quad (4)$$

여기서 A_h , p_h 는 각각 유압실린더의 단면적과 압력이다. 그러므로 위 식(1)과 식(2)로부터 충돌직후 질량 m_1 과 m_2 의 공통속도 u 는 다음과 같이 구해진다.

$$u = \frac{m_1v_1 + m_2v_2}{m_1 + m_2} = \frac{v_1 + Q_{12}v_2}{1 + Q_{12}} \quad (5)$$

여기서 질량비(Mass ratio) $Q_{12} = \frac{m_2}{m_1}$ 는 상부 램 질량 m_1 에 대한 하부 램 질량 m_2 의 비율이다. 반발계수는 충돌직전 상대속도에 대한 충돌직후 상대속도의 비율로 정의된다^{[10],[11]}. 그러므로 질량 m_1 과 m_2 이 충돌하여 공통속도 u 에서 충돌직후 분리되는 순간의 속도를 각각 \bar{v}_1 , \bar{v}_2 라고 하면 반발계수는 e 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$e = -\frac{u - \bar{v}_1}{u - v_1} = -\frac{u - \bar{v}_2}{u - v_2} \quad (6)$$

위 식에 식(5)의 공통속도 u 를 대입하면 반발계수를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$e = \frac{\bar{v}_1(1 + Q_{12}) - (v_1 + Q_{12}v_2)}{Q_{12}(v_2 + v_1)} \quad (7)$$

$$= \frac{\bar{v}_2(1 + Q_{12}) - (v_1 + Q_{12}v_2)}{(v_1 + Q_{12}v_2) - v_2(1 + Q_{12})}$$

위 식으로부터 반발계수가 주어지면 질량 m_1 과 m_2 의 충돌 후 분리속도 \bar{v}_1 , \bar{v}_2 는 각각 다음과 같이 구해진다.

$$\bar{v}_1 = \frac{(v_1 + Q_{12}v_2) - eQ_{12}(v_1 - v_2)}{1 + Q_{12}} \quad (8)$$

$$\bar{v}_2 = \frac{(v_1 + Q_{12}v_2) + e(v_1 - v_2)}{1 + Q_{12}} \quad (9)$$

상부 램과 하부 램의 충돌이 비탄성충돌이고 충돌 과정에서 열, 소음, 마찰 등으로 변환되는 에너지는 공작물의 변형에너지, 즉 단조가공 에너지에 비하여 무시할 수 있을 정도로 작다고 가정하면 카운터블로 해머 단조기의 단조효율(Forging efficiency) η 은 다음과 같이 충돌 전 운동에너지에 대한 충돌 후 손실된 운동에너지의 비율로 정의할 수 있다.

$$\eta \equiv \frac{\Delta E_k}{E_{k0}} = \frac{E_{k0} - E_{kf}}{E_{k0}} = 1 - \frac{\bar{v}_1^2 + Q_{12}\bar{v}_2^2}{v_1^2 + Q_{12}v_2^2} \quad (10)$$

위 식에서 $E_{k0} = \frac{1}{2}(m_1v_1^2 + m_2v_2^2)$ 는 충돌 전 운동에너지, $E_{kf} = \frac{1}{2}(m_1\bar{v}_1^2 + m_2\bar{v}_2^2)$ 는 충돌 후 운동에너지, $\Delta E_k = E_{k0} - E_{kf}$ 는 손실된 운동에너지로서 단조공정에서 공작물의 변형에너지에 해당된다. 여기서 상부 램 운동량 $P_1 = m_1v_1$ 에 대한 하부 램 운동량 $P_2 = m_2v_2$ 의 비율로 정의되는 운동량비(Momentum ratio) $P_{12} \equiv \frac{P_2}{P_1} = \frac{m_2v_2}{m_1v_1} = Q_{12}\frac{v_2}{v_1}$ 를 도입하면 위 식(10)의 단조효율은 다음과 같이 무차원화 변수 e , P_{12} , Q_{12} 의 함수로 나타낼 수 있다.

$$\eta = 1 - \frac{Q_{12}(1 + P_{12})^2 + e^2(Q_{12} - P_{12})^2}{(1 + Q_{12})(Q_{12} + P_{12}^2)} \quad (11)$$

카운터블로 해머 프레스 단조공정에서는 상부 램이 양의 속도($v_1 > 0$)로 하강하고, 하부 램은 음의 속도($v_2 < 0$)로 상승하므로, 위 식에서 운동량비 P_{12} 의 부호는 $P_{12} < 0$ 이다. 위 식(11)의 단조효율 η 은 카운터블로 해머 프레스의 역학적 성능이다. 그러므로 식(11)을 이용하면 카운터블로 해머 프레스의 상부 램과 하부 램의 질량비와, 운동량비, 그리고 반발계수 e 가 단조효율 단조효율 η 에 미치는 영향을 알 수 있다. 본 연구에서는 운동량비가 특정 값으로 정해진 경우와 질량비가 특정한

값으로 정해진 두 가지 경우에 대하여 각각 무차원화 변수인 질량비 Q_{12} , 운동량비 P_{12} , 반발계수 e 가 단조효율에 미치는 영향을 분석한다.

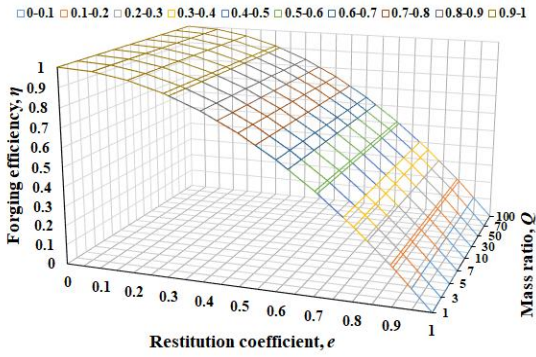
Case 1) 운동량비가 $P_{12} = -1$ 로 고정된 경우

카운터블로 해머 프레스의 단조공정에서 상하 램이 충돌할 때 하부 램이 추락하는 것을 방지하기 위하여 상부 램과 하부 램의 운동량비가 $|P_{12}| \geq 1$ 이 되도록 한다. 여기서는 논리의 일반성을 유지하면서 해석의 편의를 위하여 운동량비가 $P_{12} = -1$ 인 경우, 즉 $m_1v_1 + m_2v_2 = 0$ 이 되어 상부 램의 운동량과 하부 램의 운동량이 평형을 이루는 상태를 고려하자. 이 경우에 프레스 설계범위 내의 상·하 램의 질량비 Q_{12} 값들에

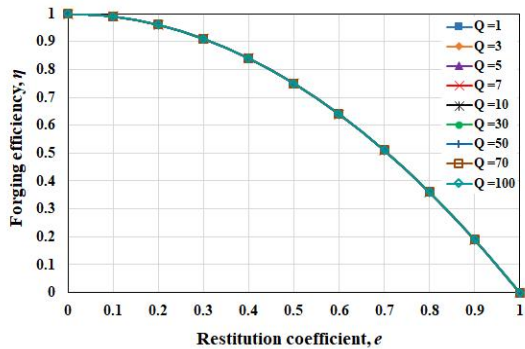
대하여 반발계수 e 의 변화에 따른 단조효율 η 의 그래프를 Fig. 3에 나타내었다. Fig. 3에서 보듯이 운동량비 $P_{12} = -1$ 인 경우에는 질량비에 상관없이 단조효율은 반발계수만의 함수가 되고, 반발계수가 작을수록 단조효율이 높다는 것을 알 수 있다. 또한 이 경우에 여러 가지의 반발계수에 대하여 질량비의 변화에 따른 단조효율을 Fig. 4에 나타내었다. Fig. 4에서 $P_{12} = -1$ 인 경우에 단조효율은 질량비에 무관하며 반발계수에만 관계됨을 알 수 있다.

Case 2) 질량비가 $Q_{12} = 1$ 로 고정된 경우

카운터블로 해머 프레스는 대개 상부 램보다 하부 램의 질량이 약간 크지만 여기서는 해석의 편의상

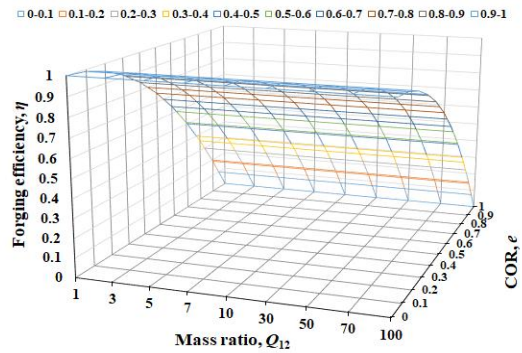


(a) 3-dimensional plot

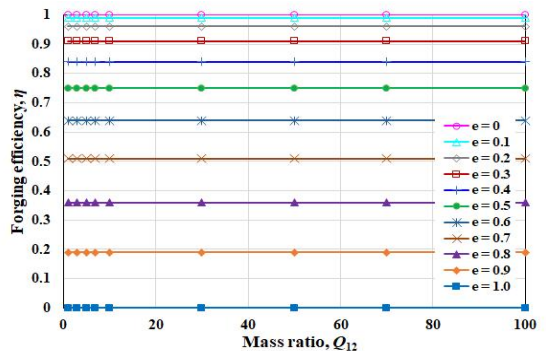


(b) 2-dimensional plot

Fig. 3 Forging efficiency η versus the restitution coefficient e curve for different mass ratios Q_{12} at the momentum ratio of $P_{12} = -1$



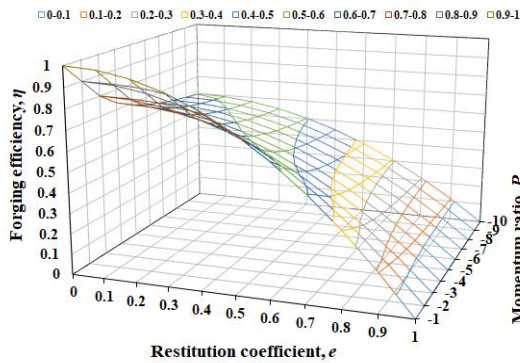
(a) 3-dimensional plot



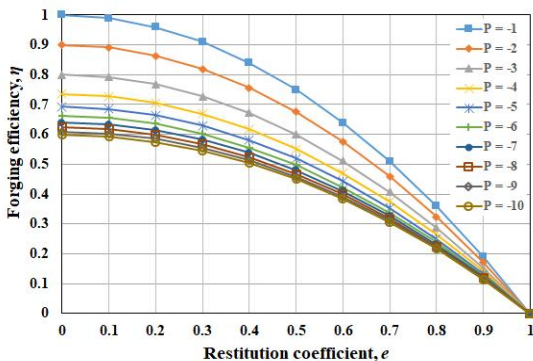
(b) 2-dimensional plot

Fig. 4 Forging efficiency η versus mass ratio Q_{12} curve for different restitution coefficients e at the momentum ratio of $P_{12} = -1$

질량비가 $Q_{12} = 1$ 인 경우를 고려하자. 이 경우에 운동량비 P_{12} 와 반발계수의 변화에 따른 단조효율 η 의 변화를 Fig. 5에 나타내었다. Fig. 5에서 확인할 수 있듯이 모든 범위의 운동량비 값에서 반발계수가 증가할수록 단조효율은 2차 곡선 형태로 감소한다. Fig. 6에 질량비 $Q_{12} = 1$ 일 때, 여러 가지 반발계수 e 값에 대하여 운동량비 P_{12} 의 변화에 따른 단조효율 η 의 그래프를 나타내었다. Fig. 6의 그래프에서 확인할 수 있듯이 상부 램과 하부 램의 질량비가 특정한 값으로 정해진 경우에, 모든 범위의 반발계수 값에 대하여 상부 램과 하부 램의 운동량비의 절대값이 클수록 단조효율은 감소한다.



(a) 3-dimensional plot

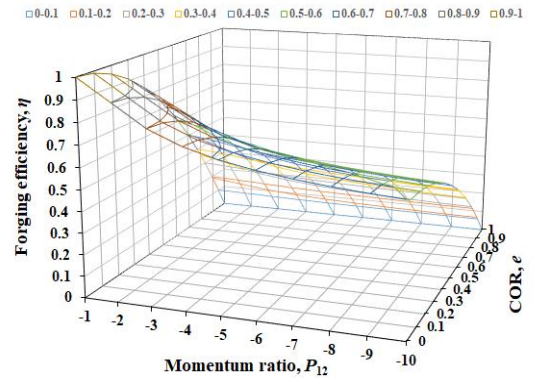


(b) 2-dimensional plot

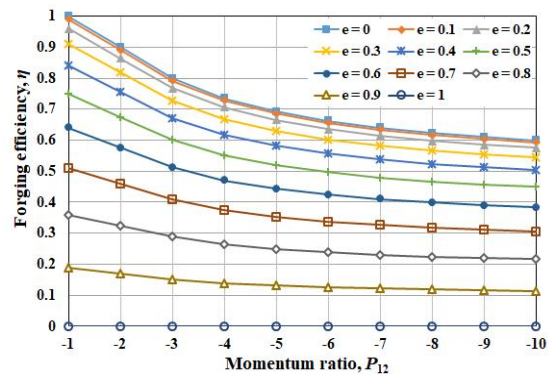
Fig. 5 Forging efficiency η , versus the restitution coefficient e curve for different momentum ratios P_{12} at the mass ratio of $Q_{12} = 1$

2.3 단조공정 진동 해석 결과 검토

램과 금형의 소재로 널리 사용되는 S355 구조강과 42CrMo4 합금강의 반발계수가 0.55 ~ 0.65인 점을 고려하여^[1] 반발계수가 $e = 0.5 \sim 0.7$ 인 경우에 상부 램과 하부 램의 운동량비와 질량비의 변화에 따른 단조효율을 Fig. 7에 나타내었다. Fig. 7에서 확인할 수 있듯이 대부분의 카운터블로 해머 프레스에 사용되는 금형과 램 소재의 반발계수가 $e = 0.6$ 정도인 점을 고려할 때, 상·하 램의 운동량비를 $P_{12} = -1$ 로 하면 상·하 램의 질량비 Q_{12} 에 상관없이 단조효율을 최대 0.64 정도 달성 가능하다.



(a) 3-dimensional plot



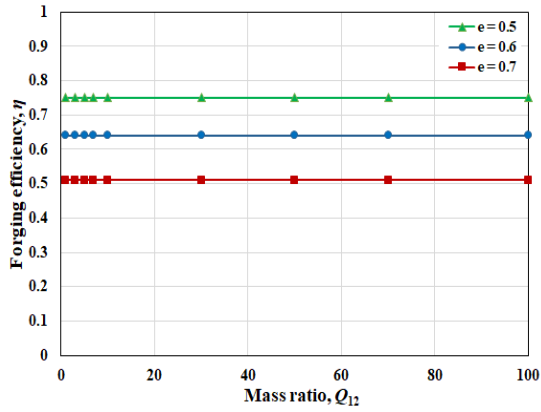
(b) 2-dimensional plot

Fig. 6 Forging efficiency η versus the momentum ratio P_{12} curve for different coefficients of restitution e at the mass ratio $Q_{12} = 1$

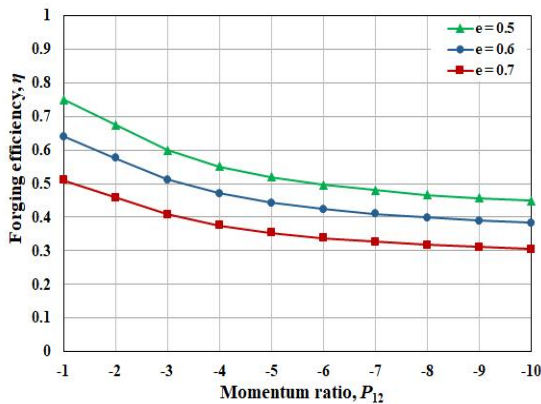
3. 앤빌-방진마운트계의 진동 해석

3.1 수학적 모델링

카운터블로 해머 프레스의 단조공정에서 상부 램과 하부 램이 충돌하여 단조가공이 이루어진 직후 상부 램은 유압 커플링 실린더 압력에 의하여 원래 위치로 상승하고, 하부 램은 자중에 의하여 낙하게 되는데 유압실린더의 압력으로 낙하속도가 느려지기는 하지만 결국 앤빌에 충돌하여 앤빌-방진마운트계의 진동을 일으키게 된다.



(a) η versus Q_{12} for $P_{12} = -1$



(b) η versus P_{12} for $Q_{12} = 1$

Fig. 7 Forging efficiency η versus the mass ratio Q_{12} and the momentum ratio P_{12} curves for the restitution coefficients $e = 0.5\sim 0.7$

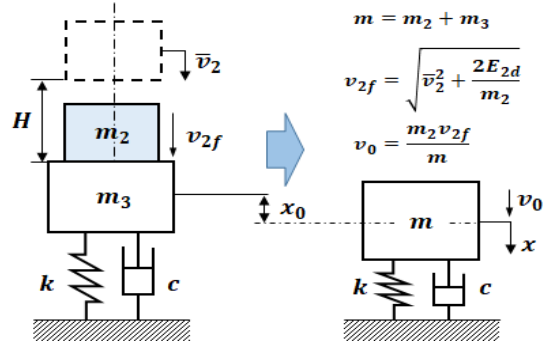


Fig. 8 Vibration model of a counterblow press due to the lower ram colliding impact

본 연구에서는 하부 램의 낙하 충격에 의한 앤빌-방진마운트계의 진동응답을 해석하고자 방진마운트에 지지된 카운터블로 프레스를 Fig. 8과 같이 1-자유도 질량-스프링-감쇠기 진동계로 모델링하였다. Fig. 8의 진동계에서 m_2 , m_3 는 각각 하부 램의 질량, 프레스 본체를 포함한 앤빌의 질량이다. 하부 램과 앤빌은 완전 소성 충돌하여 충돌 후 일체로 되어 움직인다고 가정한다. 즉, $m = m_2 + m_3$ 이다. k , c 는 각각 방진마운트의 강성과 감쇠계수이다. Table 1에 카운터블로 해머 프레스 시스템의 모델링 데이터를 정리하여 나타내었다.

3.2 진동 해석

Fig. 2의 단조공정 모델에서 하부 램의 상승위치와 충돌직후 상하 램의 분리위치의 거리 차이는 램의 상승거리 H 에 비하여 무시할 수 있을 만큼 작다. 그러므로 상·하부 램 충돌 직후 하부 램은 분리위치에서 초기속도 \bar{v}_2 로 거리 H 만큼 하강하여 앤빌과 충돌하게 된다. 하부 램이 초기속도 \bar{v}_2 로 낙차 H 만큼 하강하여 앤빌과 충돌할 때, 에너지보존원리를 적용하면 하부 램의 하강 시의 기계적 손실에너지를 제외한 위치에너지가 충돌 순간 운동에너지로 변환되므로 다음 관계가 성립된다.

$$\begin{aligned} & \{(m_2 + \rho_h H)g - A_h p_s\} H - \frac{1}{2} c_h (\bar{v}_2 - v_{2f})^2 \\ & = \frac{1}{2} m_2 (v_{2f}^2 - \bar{v}_2^2) \end{aligned} \quad (12)$$

여기서 m_2gH 는 하부 램의 위치에너지, $A_h p_s H$ 는 유압실린더 저항력 $F_{hs} = A_h p_s$ 에 의한 손실에너지, $\rho_h g H$ 는 실린더 내의 유체질량의 위치에너지, 그리고 $\frac{1}{2} c_h (\bar{v}_2 - v_{2f})^2$ 는 유압실린더에 의한 감쇠에너지이다. 위에서 ρ_h, c_h 는 각각 유압실린더 단위길이 당 작동유의 질량과 유압실린더의 점성감쇠 계수이다. 그런데 카운터블로 해머의 경우 $m_2 \gg \rho_h H$, $m_2 g - A_h p_s = 0$ 로 간주할 수 있으므로 위 식(12)은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$-\frac{1}{2} c_h (\bar{v}_2 - v_{2f})^2 = \frac{1}{2} m_2 (v_{2f}^2 - \bar{v}_2^2) \quad (13)$$

Table 1 System data of the counterblow press

Parameter	Symbol	Data	Unit
Mass of the upper ram including the upper die	m_1	45	ton
Mass of the lower ram including the lower die	m_2	45	ton
Mass of the anvil including the machine frame	m_3	700	ton
Stiffness of the mount	k	150	MN/m
Damping of the mount	c	10	MN·s/m
Cross-section area of the air cylinder	A_a	1.767	m ²
Cross-section area of the hydraulic cylinder	A_h	0.05	m ²
Air cylinder pressure	p_a	600	kPa
Hydraulic cylinder static pressure	p_s	8,829	kPa
Hydraulic cylinder pressure in up-stroke	p_h	38,858	kPa
Stroke of each ram	H	0.7	m
Damping of hydraulic cylinder	c_h	55	kN·s/m

위 식으로부터 충돌 직전의 하부 램 속도 v_{2f} 는 다음과 같이 구해진다.

$$v_{2f} = \frac{(c_h - m_2) \bar{v}_2}{c_h + m_2} \quad (14)$$

하부 램 m_2 과 앤빌 m_3 이 충돌 후 $m = m_2 + m_3$ 로 합체되어 움직인다고 가정하면 운동량보존 원리로부터 $m_2 v_{2f} = (m_2 + m_3) v = m v$ 이므로 충돌 직후 질량 m 의 속도 v 는 다음과 같이 구해진다.

$$v = \frac{m_2 v_{2f}}{m} = \frac{v_{2f}}{1 + Q_{23}} \quad (15)$$

위에서 질량비 $Q_{23} = m_3/m_2$ 는 하부 램 질량 m_2 에 대한 앤빌(기계본체 포함) 질량 m_3 의 비율이다. 결국 카운터블로 해머 프레스에서 단조 타격 후, 하부 램이 하강하여 앤빌과의 충돌로 발생하는 앤빌-방진마운트계의 진동응답 $x(t)$ 은, Fig. 8의 진동계에서 초기조건에 의한 자유진동응답으로서 다음과 같이 구해진다^[12,13].

$$x(t) = X e^{-\zeta \omega_n t} \sin(\omega_d t + \phi_0) \quad (16)$$

여기서 진폭 X 와 위상 ϕ_0 는 각각 다음과 같다.

$$X = \sqrt{x_0^2 + \left(\frac{v_0 + \zeta \omega_n x_0}{\omega_d} \right)^2} \quad (17)$$

$$\phi_0 = \tan^{-1} \left(\frac{\omega_d x_0}{v_0 + \zeta \omega_n x_0} \right) \quad (18)$$

여기서 $x_0 = -m_2 g/k$ 는 초기변위, $v_0 = v$ 는 초기속도, $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$ 은 고유진동수, $\zeta = \frac{c}{2\sqrt{mk}}$ 은 감쇠비, $\omega_d = \sqrt{1 - \zeta^2} \omega_n$ 은 감쇠고유진동수이다. 식(16)의 진동응답 $x(t)$ 이 피크(Peak)가 되는 시간 t_{px} 은 $\frac{dx(t)}{dt} = 0$ 조건으로부터 다음과 같이 구해진다.

$$t_{px} = \frac{-(\phi_0 + \phi_1)}{\omega_d} : \phi_1 = \tan^{-1}\left(\frac{\sqrt{1-\zeta^2}}{-\zeta}\right) \quad (19)$$

앤빌-방진마운트계의 진동으로 인하여 기초에 전달되는 힘 f_T 은 다음과 같이 구해진다.

$$f_T(t) = F_T e^{-\zeta\omega_n t} \sin(\omega_d t + \phi_0 + \phi_2) \quad (20)$$

여기서 전달력 진폭 F_T 과 위상 ϕ_2 는 각각 다음 식과 같이 구해진다.

$$F_T = \sqrt{(k - c\zeta\omega_n)^2 + (c\omega_d)^2} X \quad (21)$$

$$\phi_2 = \tan^{-1}\left(\frac{c\omega_d}{k - c\zeta\omega_n}\right) \quad (22)$$

Table 1의 카운터블로 프레스 제원을 이용하여 구한 앤빌의 진동 변위, 속도 및 가속도와 기초에 전달되는 힘 $f_T(t)$ 을 각각 Fig. 9와 Fig. 10에 나타내었다. Fig. 9에서 앤빌의 피크 진동변위는 $t_{px} = 0.2$ 초에서 0.68mm 정도로 매우 낮고, 피크 속도는 $t = 0.04$ 초에서 29mm/s, 피크 가속도는 $t = 0.125$ 초에서 23.2gal로 나타나는 것을 볼 수 있다. 식(21)에서 전달력 진폭은 $F_T = 445\text{kN}$ 으로 계산되지만 Fig. 2.10의 그래프를 보면 최대 전달력은 충돌 순간에 194 kN으로 나타났다. 이는 위상차로 인하여 최대 전달력이 전달력의 진폭보다 작게 나타난 것이다.

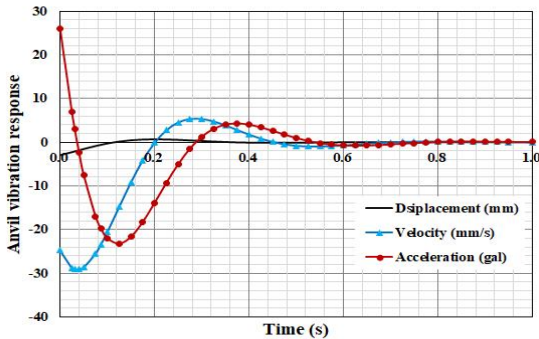


Fig. 9 Vibration response of the anvil due to the lower ram drop impact

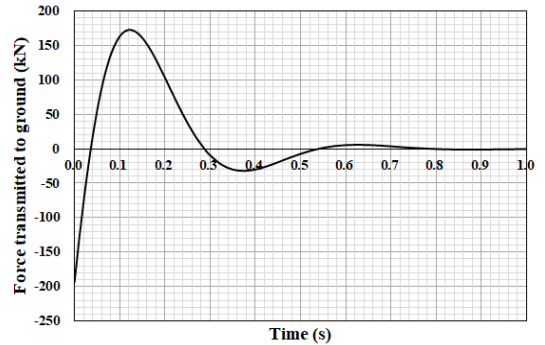


Fig. 10 Force $f_T(t)$ transmitted to the ground

3.3 해석 결과 검토

카운터블로 해머 프레스의 단조 타격에 의한 앤빌의 진동 해석결과 최대 진동변위는 3.3mm, 최대 가속도는 92.5gal 정도로서, 이는 비슷한 제원의 재래식 중력-드롭 해머의 단조 타격에 의한 앤빌 진동응답^[1]보다 35% 정도 작은 값이다. 이는 상하 램의 충돌 시 운동량이 상쇄되어 앤빌로 전달되는 양이 감소되기 때문이다.

4. 결론

본 연구에서는 방진마운트로 지지된 카운터블로 해머 프레스를 질량-스프링-감쇠기 진동계로 모델링하고 단조공정의 진동을 해석한 결과로부터 다음의 결론을 얻었다.

1. 상부 램과 하부 램의 운동량비가 상수 1로 고정된 경우, 단조효율은 반발계수만의 함수가 되며 상부 램과 하부 램의 질량비와는 무관하다. 이 경우 반발계수가 낮을수록 단조효율은 높아진다.
2. 상부 램과 하부 램의 질량비가 상수 1로 고정된 경우, 모든 범위의 반발계수 값에 대하여 운동량비가 -1에 가까울수록 단조효율이 더 높다.
3. 카운터블로 해머 프레스의 단조 타격에 의한 앤빌의 진동응답은 비슷한 제원의 중력-드롭 해머에 비하여 매우 낮은 수준이다.
4. 본 연구의 카운터블로 해머 프레스의 단조공정 진동해석 결과는 단조효율 향상을 위한 카운터블로 프레스 설계에 유용하게 활용될 수 있다.

후 기

본 논문은 산업통상자원부 에너지기술개발사업의 “15,000TON급/30년 이상 노후 대형프레스 재제조 및 시스템 기술개발” 과제(과제번호 20206310100220)의 일환으로 연구되었습니다.

REFERENCES

1. Saberi, S., Fischer, J., Stockinger, M., Tikal, R. and Afsharnia, R., “Theoretical and experimental investigations of mechanical vibrations of hot forging,” *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol. 114, Issue 9-10, pp. 3037-3045, 2021.
2. Markov, O. E., “Forging of large pieces by tapered faces,” *Steel in Translation*, Vol. 42, Issue 12, pp. 808-810, 2012.
3. Markov, O. E., Oleshko, M. V., Mishina, V. I., “Development of energy-saving technological process of shafts forging weighing more than 100 tons without ingot upsetting,” *Metallurgical and Mining Industry*, Vol. 3, No. 7, pp. 87-90, 2011.
4. Altan, T., Ngaile, G., Shen, G., “Cold and Hot Forging: Fundamentals and Applications,” *ASM International*, pp. 135-139, 2005,
5. Trabka, A., “Effect of pulse shape and duration on dynamic response of a forging system,” *Acta Mechanica et Automatica*, Vol. 13, No. 4, pp. 226-232, 2019.
6. Fulan, P., “Theory and experiment of hammer foundation vibration,” *Proc. of International Conference on Case Histories in Geotechnical Engineering*, 27, pp. 743-748, 1988.
7. Gupta, R. B., “On optimum hammers and anvils,” *J. of Sound and Vibration*, Vol. 80, No. 2, pp. 223-231, 1982.
8. Kunadharaju, R. R. and Annesh, B., “Analysis and design of foundation systems to control the vibrations due to forging impact hammer,” *Journal of Structural Engineering*, Vol. 44, No. 5, pp. 404-413, Dec. 2017 - Jan. 2018.
9. Wang, G. and Dong, Z., “Design optimization of low impact transmission foundation for forging hammers,” *Engineering Computations*, Vol. 23, No. 2, pp. 166-186, 2006.
10. Moebs, W., Ling, S. J., Sanny, J., *University physics: Vol. 1*, 2016.
11. Ahmas, M., Ismail, K. A., Mat, F., “Impact models and coefficient of restitution: a review,” *ARP Journal of Engineering and Applied Sciences*, Vol. 11, No. 10, pp. 6549-6555, 2016.
12. Rao, S. S., *Mechanical vibrations*, 4th Edition, Pearson Education Inc., pp. 139-145, 2004.
13. Dimarogonas, A., *Vibration for Engineers*, 2nd Edition, Prentice-Hall International Inc., pp. 80-89, 1996.