

직선가이드프레스 구동부의 최적화

이영섭* · 황병복*

(1999년 10월 25일 접수)

Optimization of the Drive for Linear-Guide Press

Y.S. Lee and B.B Hwang

Abstract

This paper is concerned with the optimization of the drive for linear-guide press which is one of mechanical presses. The design of linear-guide drive for a mechanical press is introduced and the drive for the linear-guide press is optimized for the improvement of load and velocity characteristics changing the eccentricity. The optimized drive is compared with the existing one for load and velocity characteristics. As a result of optimization, the load capacity during stroke increases and the slide velocity decreases in working region, respectively. The new design could be suited to many applications in precision forming such as extrusion and the sheet metal-forming processes.

Key Words : Linear-Guide Press, Optimization, Load Capacity, Eccentricity, Slide Velocity

1. 서론

프레스는 동력원에 따라 크게 기계프레스와 유압프레스로 나눌 수 있다. 기계프레스는 행정이 제한적이고, 행정간에 가압능력과 슬라이드속도의 변화가 크다는 단점이 있으며, 유압프레스에 비해 소음/진동 및 과부하 등의 측면에서 열등하다. 그러나, 유지 및 보수비용이 저렴하고, 생산성이 높다는 이점으로 인하여 금속성형산업에서 널리 사용되어 왔다. 반면, 유압프레스는 하중능력이 전체행정을 통해 일정하며 또한 필요에 따라 하중 및 속도를 가변적으로 조절할 수 있다. 이러한 하중 및 속도 특성을 이용하여 유압프레스는 냉간압출과 디프드로잉 성

형가공작업에 널리 사용되어 왔다.⁽¹⁾

유압프레스에 비해 열등한 기계프레스의 속도 특성 및 하중 특성을 향상시키기 위한 새로운 링크장치의 개발을 위한 연구들이 진행되어 왔으며, 이에는 서보 모터와 컴퓨터를 이용한 더블너클프레스(Double knuckle press),^(2~4) 나이아가라링크프레스(Niagara link press),⁽⁵⁾ 직선가이드프레스(SSangyong linear guide press),⁽⁶⁾ 원호가이드프레스(Arc guide press)⁽⁷⁾ 등이 있다. 이러한 기계프레스의 성능 향상을 위한 노력은 하중 측면에서 작업구간 내에서 높고 일정한 하중을 유지해야 한다는 데 초점이 맞춰졌으며, 또한 속도 측면에서는 작업구간에서 낮고 일정한 슬라이드 속도를 유지하고, 급속 접근 및 급속

* 인하대학교 자동화공학과

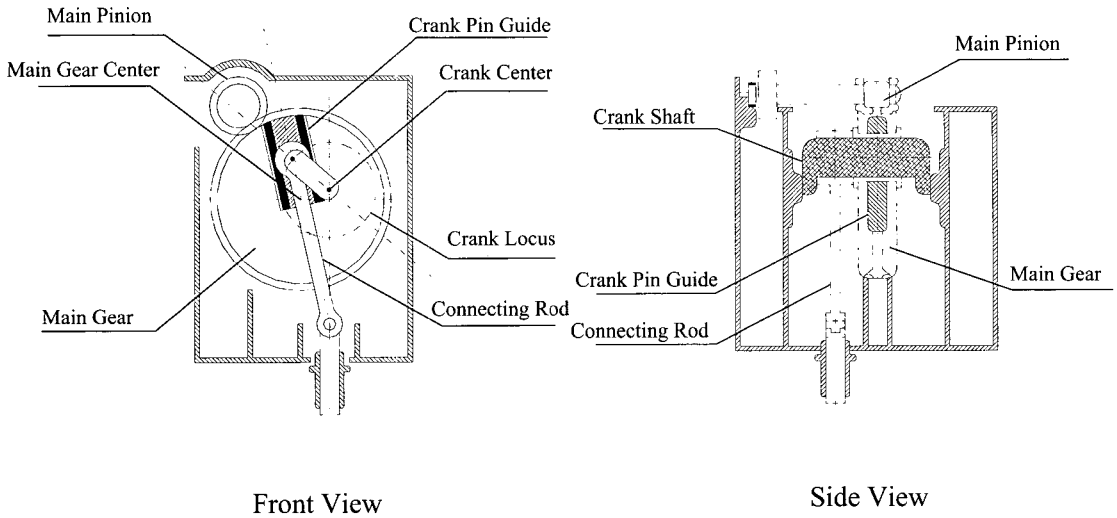


Fig. 1 Driving mechanism of the press using linear crank-pin guide

귀환을 함으로써 생산성을 향상시키도록 하는 것이었다. 이러한 링크기구들 중 크랭크프레스(Crank press), 나이가라링크프레스, 직선가이드프레스, 원호가이드프레스의 기구학적 분석을 통한 속도 및 하중 특성의 비교에 관한 연구⁽⁶⁾가 있었으며, 직선가이드프레스의 속도 및 하중 특성이 크랭크프레스와 나이가라링크프레스에 비해 우수함이 밝혀졌다.

특히, 직선가이드프레스와 원호가이드프레스는 주기어의 중심과 크랭크 중심 사이의 편심거리와 편심각을 조절함으로써 전단, 굽힘, 드로잉 등 다양한 성형가공작업에 적용할 수 있다. 본 논문에서는 작업구간 내에서 슬라이드 속도가 낮고 일정하도록, 그리고 가압능력이 크고 일정하도록 직선가이드프레스의 최적화 설계를 수행하였으며, 이는 압출이나 디프드로잉 성형 가공 작업에서 요구되어지는 특성들이다.

직선가이드프레스의 슬라이드 속도와 하중식을 이용하여 위의 네 가지 조건을 만족하도록 하는 목적함수를 설정하고 간단한 프로그램을 통하여 최적화를 진행하고, 최적화된 구동부와 기존 구동부간의 가압능력 및 속도 성능을 비교하였다.

2. 직선가이드 프레스의 원리 및 기구학적 성능

Fig. 1은 직선가이드프레스의 구동부를 나타낸다. 그림에서 나타난 바와 같이 주기어(Main gear)에 직선의 가이드부가 있고 이 가이드부에서 크랭크기구의 역할을 하

는 크랭크축(Crank shaft)과 커넥팅로드(Connecting rod)가 있으며 프레스의 정밀도를 높이기 위하여 플런저(Plunger) 및 플런저가이드(Plunger guide)를 거쳐 슬라이드가 연결되어 있다. Fig. 2는 직선가이드프레스의 원리를 도식적으로 표현한 것이다. 일반적으로 크랭크프레스(Crank press)와 크랭크리스프레스(Crankless press)가 기어중심과 크랭크중심이 일치하는 데 비하여, 직선가이드프레스는 Fig. 2에서 보는 바와 같이 기어의 중심 O와 크랭크의 중심 P를 각도 b , 거리 L 만큼 편심이 주어지며 주기어 내에 요철부위를 설치하고 그것을 가이드

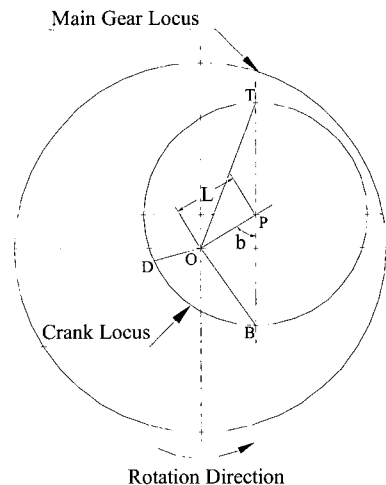


Fig. 2 Principle of driving part

$$v = -R_1\omega \sin \theta_1 \cdot \left[1 + \frac{L \cdot \cos(a-\theta)}{R_1 \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{L}{R_1}\right)^2 \sin^2(a-\theta)}} \right] \cdot \left[1 + \left(\frac{R_1}{R_2}\right) \frac{\cos \theta_1}{\sqrt{1 - \left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2 \sin^2 \theta_1}} \right] \quad (1)$$

로서 크랭크핀(Crank pin)을 구속하여 크랭크를 회전시키는 독특한 기구로서 기존의 링크프레스의 운동특성을 개선시킬 수 있다.

주기어가 회전하면 크랭크핀이 주기어의 가이드부를 미끄러지면서 점 P를 중심으로 크랭크 운동을 한다. 점 T는 슬라이드가 상사점에 위치할 때 크랭크의 위치를 나타내고, 점 D는 슬라이드가 가압시작점(즉, 작업구간의 시작점)에 위치했을 때, 점 B는 하사점에 위치했을 때의 크랭크의 위치를 나타낸다. 주기어의 회전각을 기준으로 할 때, 각 TOD는 하강행정을, 각 DOB는 가압행정을, 각 BOT는 상승행정을 나타내는 것으로 각각 약 120° 내외의 각도이다. 주기어는 등속회전을 하기 때문에 원호 TD, DB, BT는 거의 같은 시간에 회전하게 되고, 기구는 급속접근(Quick approach), 저속드로잉(Slow drawing), 급속귀환(Quick return)을 하게 된다.

한편, 편심량 즉, 편심거리 L과 편심각 b를 변화시킴으로써 작업구간 내에서 슬라이드의 속도 및 가압능력을 조절할 수 있다. 예를 들어, 점 P의 위치를 주기어 중심보다 좌측 하단으로 하였을 때는 블리스전단머신(Bliss Shear Machine)⁽⁹⁾과 같이 작업구간에서 고속의 슬라이드 속도를 필요로 하는 전단작업(Shearing)에 적합한 프레스 특성을 제공할 수 있다.

Fig. 3은 직선가이드프레스의 구동부를 등가링크기구

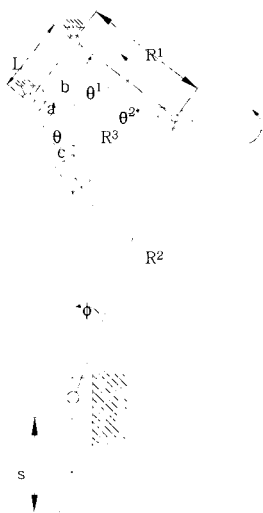


Fig. 3 Equivalent link mechanism to the linear-guide drive

로 표현한 것이다. 여기서, 거리 L과 각 b는 각각 직선 가이드프레스 구동부의 편심거리와 편심각을 나타낸다. R₁과 R₂는 각각 크랭크와 커넥팅로드의 길이를 나타내며, 본 논문에서는 각각 325mm와 1500mm로 설정되었다. R₃는 주기어중심과 크랭크핀 사이의 거리이다. Fig. 3을 이용하여 슬라이드의 속도식과 가압능력식을 구하며, 슬라이드의 속도식은 식(1)과 같다. 여기서, ω는 주기어의 각속도를 나타내며, 본 논문에서는 주기어의 각속도를 약 2.1 rad/s로 설정했다. 이는 프레스가 분당 20행정(20 strokes per minute, SPM)을 갖도록 하는 속도이다. 각각의 주기어 위치에서 주기어의 토크(Torque, T_G(θ))와 프레스의 최대능력 또는 프레임능력(Frame capacity, P)과의 관계식은 식(2)와 같다.

$$T_G(\theta) = R_3 P \frac{\sin \theta_1 + \cos \theta_1 \cdot \tan \phi}{\cos \theta_2} \quad (2)$$

일반적으로 크랭크 슬라이더 기구(crank-slider mechanism)를 사용하는 프레스에서는 하사점에서 무한대의 가압능력을 갖지만, 하사점으로부터 13mm 위의 지점에 슬라이드가 있을 때 호칭능력이 발생되도록 하며, 이때 필요한 토크를 구동토크(Driving torque)로 하여 가압능력을 계산한다. 호칭능력(Nominal capacity) 지점을 하사점위 13mm로 선택한 이유는 중간 정도의 행정 거리를 갖는 프레스에서는 대개의 경우 13mm(약 1/2 inch)에서 프레임능력 또는 토크능력(Torque capacity)을 계산하기 때문이다.⁽¹⁰⁾ 이것은 주로 구동(주로 한국과 일본)에서의 호칭능력 기준이며, American Joint Industry Conference⁽¹¹⁾가 정한 기준에 따르면 호칭능력의 발생점은 0.25inch 또는 0.5inch가 되기도 한다(주로 구미지역 기준). 본 논문에서 주기어의 구동토크는 슬라이드가 하사점위 13mm 위치에서 가압능력이 700톤이 되도록 설정되었다. 또한, 슬라이드에 700톤의 가압력이 지속적으로 작용한다는 가정하에 회전중심에 발생하는 토크를 구하고, 이것에 대한 역으로 각 행정구간에서의 프레스 압력을 구할 수 있다. 그 식은 다음과 같다.

$$P(\theta) = \frac{T_{at}^{13}}{T_\theta} \times 700 \text{ (tonf)} \quad (3)$$

여기서 P는 프레스의 가압능력이고, T_{θ} 는 주기여가 θ 만큼 회전하였을 경우의 토크, $T_{at 13}$ 은 슬라이드가 하사점위 13mm에 위치할 때의 토크, 그리고 700은 프레스의 최대가압능력(tonf)이다.⁽⁸⁾

일반적으로, 프레스의 최대 작업구간은 전체 행정거리의 약 1/3 정도이다. 본 논문에서는 행정거리가 650mm이고, 작업구간은 전체 행정의 약 1/3이 되도록 하여 하사점 위 210mm부터 호칭능력지점(능력점)인 하사점 위 13mm까지는 구동토크에 의한 가압능력을 계산하였고, 호칭능력지점 아래 하사점까지는 최대능력을 일정하게 유지한다. 구동토크에 의한 가압능력이 능력점 이하에서는 프레임능력 보다 크게 되므로, 실제 성형작업에서 프레임능력 이상의 성형하중이 작용할 때는 과부하보호장치(Overload protector)에 의하여 프레스의 슬라이드에 전달되는 동력이 차단된다.

3. 목적함수와 제한조건

앞서 언급한 바와 같이, 직선가이드프레스는 구동부의 편심거리(L)와 편심각(b)을 조절함으로써 전체행정간에 하중 및 속도 특성을 개선할 수 있다. 따라서, 본 논문에서는 직선가이드프레스 구동부의 편심거리 L과 편심각 b를 설계변수로 하여 작업구간 내에서 속도 및 하중 특성을 향상시키기 위한 최적화를 수행하였다. 목적함수는 작업구간 내에서 속도의 최소화, 가압능력의 최대화, 그리고 속도 및 가압능력의 변화량의 최소화를 동시에 만족하도록 식(4)와 같이 설정하였다. 여기서, V_{max} , V_{min} , V_{ave} 는 각각 작업구간 내 최대속도, 최소속도, 평균속도를 나타내며, F_{max} , F_{min} , F_{ave} 는 각각 작업구간 내 최대가압능력, 최소가압능력, 그리고 평균가압능력을 나타낸다. C1, C2, C3, 그리고 C4는 각각의 항에 대한 weighting factor이다. V^0 와 F^0 는 설계변수의 초기값(L^0 , b^0)에 대한 속도 및 가압능력을 나타낸다. 식으로부터 알 수 있듯이, 목적함수는 작업구간 내 속도의 변화량, 평균속도, 가압능력의 변화량, 그리고 평균가압능력에 대한 항들의 합으로 이루어져 있으며, 각 항을 설계변수의 초기값에 대한 값들로 나누어줌으로써 무차원화하였다. C1, C2, C3, 그리고 C4가 같은 값일 때, 최적화는 진행은 초기값에 대하여 변화율이 큰 항에 의해 보다 큰 영향을 받는다. 본 논문에서는 작업구간 내 속도 및 가압능력의 평균값

에 보다 큰 비중을 주기 위하여 C2와 C4를 2로 하고, C1과 C3를 1로 하여 최적화를 진행하였다.

Fig. 2와 Fig. 3으로부터 알 수 있듯이, 편심거리 L이 크랭크길이보다 크게 되면 프레스의 구동이 불가능하게 된다. 또한, 프레스가 급속접근, 저속드로잉, 급속귀환 운동을 하기 위해서는 Fig. 2에서 크랭크중심 P가 주기어 중심 O의 우측 상단에 위치하여야 한다. 또한, 프레스의 작업하중이 호칭능력 보다 크면 프레임에 무리가 가해지므로 프레스의 가압능력은 호칭능력 또는 프레임능력인 700톤을 넘지 않아야 한다. 따라서, 다음과 같은 제한조건이 주어진다.

- 1) $0 \leq L \leq R_1$
- 2) $0^\circ \leq b \leq 90^\circ$
- 3) $0 \leq P \leq 700 \text{ (tonf)}$

여기서, L과 b는 각각 편심거리와 편심각을 나타내고, R_1 은 크랭크길이를 나타낸다. P는 슬라이드가 임의의 위치에 있을 때 프레스의 가압능력을 나타낸다.

4. 최적화 이론

일반적으로 최적화 문제는 크게 선형문제(Linear problem)와 비선형문제(Non-linear problem)로 나누어진다. 선형문제는 목적함수와 제한조건식이 선형이며, 최적화 방법으로는 Simplex technique⁽²⁾이 많이 사용된다. 비선형문제는 목적함수나 제한조건식이 비선형적이며, 많은 공학적 문제가 이에 속한다. 비선형문제는 다시 제한조건(Constraint)의 유무에 따라 나누어진다. 제한조건이 없는 문제(Unconstrained problem)에 많이 적용되는 방법의 예로, 목적함수와 그 미분값이 연속일 때 효과적인 Gradient method와 Conjugate gradient technique을 사용하는 Powell method와 FR method, Hessian matrix를 이용하는 DFP method, 그리고 Newton-Raphson method 등이 있다.⁽²⁾

제한조건이 있는 문제(Constrained problem)에는 주로 두 가지 방법이 사용된다. 첫 번째는 벌칙함수(Penalty

$$F(L, b) = K \cdot [C1 \frac{(V_{max} - V_{min})}{(V_{max}^0 - V_{min}^0)} + C2 \frac{V_{ave}}{V_{ave}^0} + C3 \frac{(F_{max} - F_{min})}{(F_{max}^0 - F_{min}^0)} + C4 \frac{F_{ave}^0}{F_{ave}}] \quad (4)$$

5. 최적화 결과

본 논문에서는 직선가이드프레스의 속도 및 가압능력에 대한 특성을 개선하기 위하여 작업구간 내에서 속도의 최소화, 가압능력의 최대화, 속도 변화폭의 최소화, 그리고 가압능력 변화폭의 최소화라는 네 가지 기준에 대하여 식(4)와 같은 목적함수를 설정하였으며, PLBA Algorithm을 적용하여 최적화를 진행하였다. 식(4)의 C1, C2, C3, C4는 각각의 항에 대한 weighting factor들로 C1과 C3를 1로, C2와 C4를 3으로 설정하여 최적화를 진행하였다.

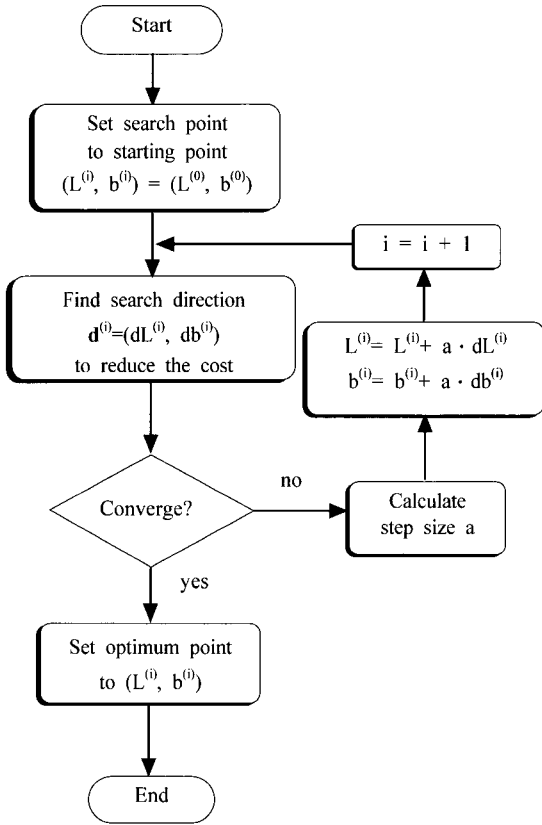


Fig. 4 Flow chart of the search program

function)나 라그랑주 멀티플라이어(Lagrange multiplier)를 이용하여 제한조건을 목적함수에 포함시키는 방법이며, 두 번째는 제한조건을 목적함수에 포함시키지 않는 방법들로서 이에선 Gradient projection method, Sequence of linear programs method, Random search method 등이 있다. 이러한 방법들은 각 스텝(step)마다 검색방향(search direction)과 그에 따른 step size를 결정하게 되며, 수렴조건을 만족할 때까지 반복적으로 최적점을 찾아가는다.⁽²⁾

본 논문에서의 문제는 제한조건이 있는 비선형문제로서 Quasi-Newton method의 일종인 PLBA(Pshenichny-Lim-Belegundu-Arora) method⁽¹²⁾를 사용하여 최적화를 진행하였다. Newton method는 수렴속도를 향상시키기 위해 목적함수와 제한조건식들의 2차미분값을 이용하며, Quasi-Newton method는 목적함수와 제한조건식들의 2차미분값(Hessian)을 1차미분값으로부터 근사화하여 적용한다.⁽¹³⁾ 본 논문에서 적용된 최적화 프로그램의 흐름도(Flow chart)가 Fig. 4에 나타나있다.

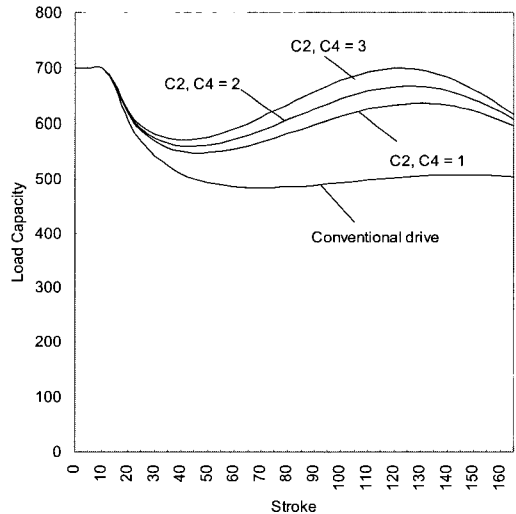


Fig. 5 Relationships between stroke and load capacity

Fig. 5는 C1, C3를 1로 고정하고, C2와 C4의 변화에 따른 가압능력선도의 최적화 해를 나타낸 것이다. 이론적으로, 프레스의 최대 작업구간은 전체 행정의 1/3 정도이지만, 작업시의 필요한 공간적 여유를 고려하면 실제 작업구간은 전체 행정의 1/3 보다 작게 된다. 따라서, Fig. 5에서는 전체 행정의 1/4인 하사점 위 170mm까지 가압능력을 표시하였으며, 이를 실제 작업구간으로 생각하는 것은 합리적이라 할 수 있다.

그림에서 알 수 있듯이, 속도 및 가압능력의 평균값에 대한 weight가 커질수록 작업 구간 내 평균 가압능력은 증가하였다. 또한, 실제적인 작업구간이 전체 행정의 약 1/4로 하였을 때, 가압능력의 변화폭 또한 감소함을 알

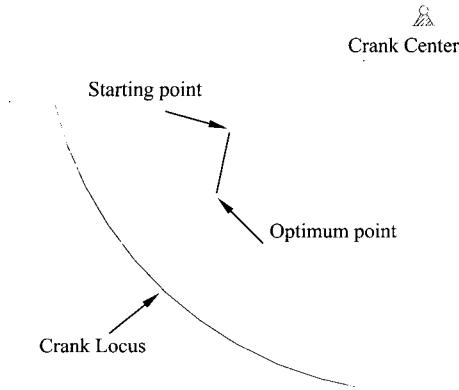


Fig. 6 Trace of main gear center during optimization

수 있다. 그러나, C2, C4가 3보다 크게 되면, 작업구간 내에서 가압능력이 호칭능력 즉 프레스의 프레임능력인 700톤을 초과하는 구간이 발생한다. 속도 측면에서는, C2와 C4의 값이 커질수록 작업구간 내 평균속도는 감소하고 속도 변화폭은 증가하였으나, 전체적으로 큰 차이를 보이지는 않았다. 따라서, 본 논문에서는 C2와 C4를 3으로 설정하였으며, 이로서 작업구간 내에서 낮고 일정한 속도를 요하는 디프트로잉 작업과 작업구간 전반에 걸쳐 높은 가압능력을 요하는 압출성형가공에 모두 적합한 특성을 보이는 적정한 해를 찾을 수 있다.

일반적으로 수치해석적 방법을 사용하는 최적화 기법에서는 초기값에 따라 다른 지역적 최적점(Local minimum)을 찾을 수 있다. 따라서, 최적화 문제에 있어 초기값 설정은 매우 중요한 문제이며, 본 논문에서는 기존 직선가이드프레스의 편심거리와 편심각으로 사용되는 값을 초기값으로 설정하였다.

Fig. 6은 최적화 진행에 따른 주기어중심의 변화경로를 나타낸 그림이다. 그림에서 알 수 있듯이, 편심거리는 길어지는 방향으로, 그리고 편심각은 작아지는 방향으로 최적화가 진행되었으며, 최적점은 초기값에 비하여 편심거리가 약 33mm 증가하고, 편심각이 약 8° 감소한 것으로 나타났다.

Fig. 7은 기존 직선가이드프레스 구동부의 가압능력선도와 최적화된 가압능력선도를 보여준다. 그림에서 알 수 있듯이, 최적화 후의 가압능력선도에서는 작업구간 내에서 가압능력의 변화가 완만하게 지속적으로 나타나는데 반해, 기존 기존가압능력 선도에서는 작업구간 시작점부터 하사점 위 약 50mm 까지는 가압능력의 변화

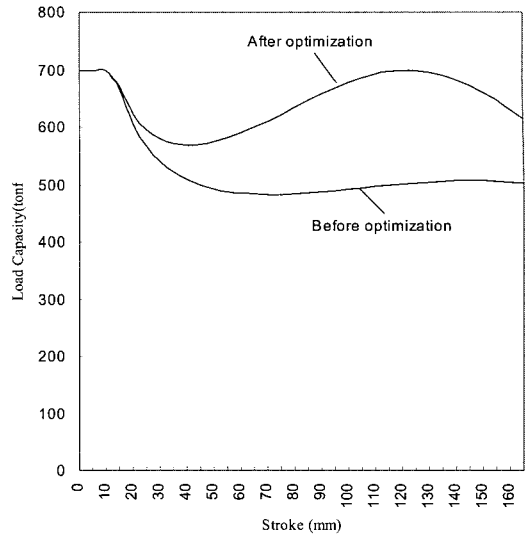


Fig. 7 Relationships between load capacity and stroke

가 거의 없고, 50mm 이하부터 상대적으로 급격한 가압능력의 변화를 보이고 있다. 작업구간 내 가압능력의 크기는 최적화 후의 가압능력 선도가 전체적으로 높게 나타났음을 알 수 있다.

Fig. 8은 최적화 전과 후의 슬라이드의 속도선도를 나타내며, 이로부터 최적화 후에 슬라이드의 속도가 작업구간 내에서 전체적으로 낮게 나타남을 알 수 있다. 또한, 속도의 변화폭 역시 최적화 후에 보다 작게 나타났다. 작업구간 내 슬라이드 속도가 감소함에 따라 작업

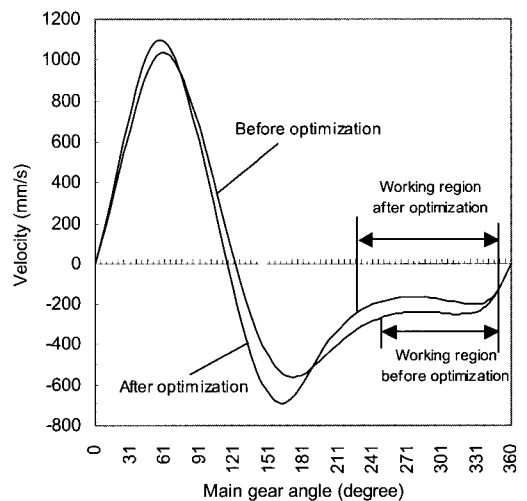


Fig. 8 Relationships between slide velocity and stroke

Table 1 The comparison data after optimization

	Before	After	
Ecc. length (mm)	195.6	229.3	-
Ecc. Angle(°)	58.1	50.3	-
Avg. velocity (mm/s)	222.6	174.4	22% down
Velocity change (mm/s)	132.7	126.3	5% down
Avg. load capacity (tonf)	508.4	622.4	18% up
Load capacity change (tonf)	236.7	250.7	6% up
Driving torque (tonf · mm)	60752.2	57603.4	5% down

구간에 해당하는 주기어 각도가 기존의 약 110° (약 250° ~360°)에서 약 135° (약 225° ~360°) 정도로 증가하였다. 즉, 주기어가 같은 속도로 회전할 때, 기존의 프레스 보다는 실질적인 작업시간이 증가하고 접근과 귀환에 필요한 시간이 감소했음을 알 수 있다.

Table. 1은 최적화 전후의 각각의 데이터를 비교하여 나타낸 것이다. 작업구간 내 평균속도는 최적화 후 약 22% 정도가 개선되었으며, 속도의 변화폭도 약 5% 정도 개선되었음을 알 수 있다. 가압능력 측면에서는, 작업구간 내 가압능력의 변화폭은 약 6%정도 증가하였으나, 평균가압능력면에서 약 18% 정도 향상되었다. 또한, 호칭능력점에서 700톤의 가압능력을 갖기 위한 주기어의 구동토크를 보면 최적화 후에 약 5% 가량 감소하였다. 즉, 보다 작은 구동토크로 보다 큰 압력을 낼 수 있다고 하겠다. 또한, 구동토크가 감소한 점은 구동부의 허용강도를 보다 낮게 설계할 수 있다는 점에서 프레스의 제조원가를 낮출 수 있는 것이다.

6. 결 론

편심거리와 편심각의 조정으로 직선가이드프레스 구동부의 최적화를 통해 기존의 구동부보다 작업구간 내 평균 속도와 평균 가압능력이 모두 약 20%가량 향상되었다. 또한, 구동에 필요한 구동토크 역시 줄었으며, 이는 작업구간 내에서 구동부의 기계효율(Mechanical efficiency)이 향상되었음을 의미한다. 작업구간 내 평균속도가 낮아짐에 따라 구동부의 한 행정(one cycle)동안 작업에

적용되는 시간이 더 증가하였다. 즉, 슬라이드가 공작물에 접근하고 귀환하는 데 사용되는 idle time이 줄어들었다. 이는 작업구간 내에서 슬라이드의 속도를 같게 했을 경우, 최적화된 구동부의 생산성이 보다 높다는 것을 의미한다.

본 논문에서는 직선가이드프레스가 압출이나 디프드로잉 성형가공 작업에 적용된다는 가정하에 속도 및 가압능력 특성의 최적화를 진행하였으며, 다른 여러 가지 프레스 가공(전단, 굽힘 등)에 대한 최적의 편심거리와 편심각 또한 결정할 수 있을 것이다. 이에 더 나아가서, 가공 작업의 종류에 따라 편심거리와 편심각을 변경할 수 있는 유연한(flexible) 직선가이드프레스의 개발도 가능할 것이다.

후 기

본 논문은 정보통신부 정보통신 우수시범학교(대학원) 지원사업에 의하여 1999년 인하대학교 교내 연구비 지원으로 수행하였음.

참 고 문 헌

- (1) W. P. Lee, 1996, "Press Engineering", Korea Industrial Information Center, pp. 451~452.
- (2) S. Yossifon, and R. Shivpuri, 1993, "Optimization of a double knuckle linkage drive with constant mechanical advantage for mechanical presses", Int. J. Mach. Tools Manufact., Vol. 33. No. 2, pp. 193~208.
- (3) S. Yossifon, and R. Shivpuri, 1993, "Design consideration for the electric servo-motor driven 30 Ton double Knuckle press for precision forming", Int. J. Mach. Tools Manufact., Vol. 33. No. 2, pp. 209~222.
- (4) S. Yossifon, and R. Shivpuri, and T. Altan, 1990, The AC Servo-Motor Drive Double Toggle Press: Mechanism Analysis and Optimization, Rept. No. ERC/NSM-B-S-90-33. Engineering Research Center for Net Shape Manufacturing, The Ohio State Univ., October.
- (5) Niagara Machine and Tool Work., 1988, Link Driven Press Catalog, Bulletin 51, Buffalo, N. Y., U. S. A.
- (6) J. M. Kim, and S. H. Kang, 1993, "Linkless Link

- Motion Press", SSTR-TC-93-12, Technical Report, SSangyong Precision Co., LTD., Korea.
- (7) B. B. Hwang, H. S. Oh, and H. Y. Lee, 1996, "A driving mechanism of the press for deep drawing and forging", Advanced Manufacturing Processes, Systems, and Technologies (AMPST 96), The University of Bradford, pp. 685~694.
- (8) H. W. Koo, B. B. Hwang, J. Y. Lim, and H. Y. Lee, 1997, "Kinematic Analysis of several Linkage Drives for Mechanical Presses", J. of the Korean Society for Technology of Plasticity, Vol. 6. No. 6, pp. 471~481.
- (9) E. W. Bliss Company, 1971, "Press Division, Bliss General Catalog Power bar Press", Grand Rapid, Michigan, p. 31.
- (10) G. A. Na, 1989, "Press Handbook", Electro-mechanics Co., Korea, pp. 159~176.
- (11) E. Hamilton, 1960, "Power Presses, Their Design and Characteristics", Sheet Metal Industries, Vol. 37, pp. 501~513.
- (12) J. S. Arora, 1989, Introduction to Optimum Design, McGraw-Hill, New York, pp. 403~410.
- (13) J. S. Arora, 1989, Introduction to Optimum Design, McGraw-Hill, New York, p. 285.