

프레스 機械의 振動解析과 動特性的의 最適化

(第 1 報, 프레스 機械의 振動解析)

朴 錫 柱* · 長松 昭男**

Vibration Analysis and Optimization of the
Dynamic Characteristics of the Press Machine
(The 1st Report, Vibration Analysis of the Press Machine)

S.C. Park, Akio Nagamatsu

Abstract

Mode Synthesis Method is applied to analyze the vibration characteristics of the press machine sold at present.

Vibration analysis of the machine has not been done thoroughly as far, because of its complicated structure and much bigger unlinearity of its vibration characteristics.

The press was disassembled by parts, and it was experimented by the exciting techniques and curve fitting methods, and analyzed by the Mode Synthesis Method. The 2 results were showed good agreements at each part. We confirming it, the machine was assembled, and experimented and analyzed by the same method. Also good agreements between 2 methods were obtained. In addition, impact responses of the actual moving press were agreed with the analyzed values by the Mode Synthesis Method. And we found that the first bending mode of the slide was ruling the vibration characteristics of the press.

1. 서 론

계산기의 발달에 의하여, 대량의 계산이 짧은 시간에 가능하여지게됨에 따라서 구조물의 역학적 해석에도 계산기를 이용한 유한요소법을 적용하여 종래보다 정도 높은 구조 역학적

해석이 가능하게 되어졌다.

그림에도 불구하고 유한요소법은 작게는 수백에서 크게는 수만, 수십만 자유도의 연립방정식을 풀지 않으면 안되기 때문에 여전히 계산기의 용량과 계산시간이 문제가 되고 있는 것은 사실이다. 이에 사용하는 계산기의 용량에 맞는 크기의 부분구조별로 유한요소법을 적

이 논문은 1989년도 문교부 지원 한국학술진흥재단의 자유공모과제 학술연구조성비에 의하여 연구되었음.

* 正會員, 韓國海洋大學

** 東京工業大學, 機械工學科

용하여, 그 부분구조들 사이의 경계조건을 만족하도록하여, 그들 부분구조를 재결합시켜 전 구조물을 해석하는 부분구조합성법(部分構造合成法 Substructure Synthesis Method)^{1~4)}이 등장하게 된다.

구조물의 진동해석은 어떠한 구조물의 진동 현상 파악에만 국한되는 문제는 아니고, 나아가서 구조물의 진동을 최소화하고, 소음을 없이하여 작업환경을 개선하는 데 더 큰 목적이 있다.

본 연구에서는 실제로 시판되고 있는 프레스 기계의 진동해석을 하고 프레스기계의 최적구조변경을 하는 데 목적이 있다. 프레스기계에 의한 가공은 가공시간이 짧고, 가공에 드는 비용이 싸기 때문에 대량생산에 알맞으나, 가공시의 충격때문에 가공 정도가 떨어지고, 또 금형(金型)을 만드는 데 비용이 많이 드는 단점이 있다. 특히 충격가공에 의한 진동과 소음이 크고, 심지어 충격시 가공편치가 튀어나가 안전사고를 일으키는 원인이 되기도 한다. 또, 이러한 진동은 금형의 수명을 짧게 하므로 제품의 생산가를 비싸게하는 원인으로도 작용하게 된다.

따라서 프레스기계의 진동을 최소화하는 것은 아주 중요한 과제가 아닐 수 없다.

본 연구에서는 부분구조합성법에 의한 프레스기계의 진동해석을 하기로 한다. 다음 보고에서 최적화수법(最適化手法)에 의한 최적구조변경(最適構造變更) 문제를 다루기로 한다.

2. 부분 구조 합성법

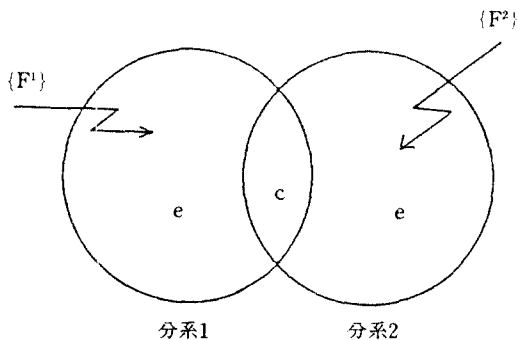


Fig 1. Substructure model

부분구조합성법에는 여러가지 종류가 있으나, 본 연구에서는 구속형(拘束型) 모우드 합성법⁵⁾을 도입하였다. Guyan⁶⁾의 종축소법(靜縮小法)은 정적인 해석에서는 오차가 발생하지 않으나, 동적인 진동해석에서는 당연한 결과로 진동수가 높아짐에 따라 그 오차가 커지게 된다. 따라서 이의 수정보완이 필요하게 된다.

Fig.1과 같은 두 개의 부분구조가 강결합(剛結合)되어 있는 해석 모델을 예로 들기로 한다. 각 부분구조를 결합영역c와 결합되어 있지 않은 비결합영역e로 나누어 이 계의 운동방정식을 쓰면

$$-\omega^2 \begin{Bmatrix} M_{ee}^1 & M_{ec}^1 & 0 & 0 \\ M_{ce}^1 & M_{cc}^1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_{ee}^2 & M_{ec}^2 \\ 0 & 0 & M_{ce}^2 & M_{cc}^2 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} K_{ee}^1 & K_{ec}^1 & 0 & 0 \\ K_{ce}^1 & K_{cc}^1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{ee}^2 & M_{ec}^2 \\ 0 & 0 & K_{ce}^2 & M_{cc}^2 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} X_e^1 \\ X_c^1 \\ X_e^2 \\ X_c^2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_e^1 \\ F_c^1 \\ F_e^2 \\ F_c^2 \end{Bmatrix}$$

$$-\omega^2 [M] \{X\} + [K] \{X\} = \{F\} \quad (1)$$

강결합의 경우에는 결합부의 변위는 같고 거기에서의 상호작용력(作用·反作用力)이 같으므로

$$\{X_c\} = \{X_c^1\} = \{X_c^2\} \quad (2)$$

$$\{F_c\} = -\{F_c^1\} = \{F_c^2\} \quad (3)$$

여기에 Guyan의 정축소 행렬 [T]를 도입하여 비결합부의 변위를 표시하면,

$$\{X_e\} = [T] \{X_c\} \quad (4)$$

와 같이 결합부의 자유도만으로 표시되지만, 정축소법에 의한 오차를 줄이기 위하여 비결합부의 변위를 식(4)에 부가해서

$$\{X_e\} = [T] \{X_c\} + [\Phi] \{\xi\} \quad (5)$$

로 표시한다. 여기서 [\Phi]는 결합부를 고정했을 때의 각 부분구조의 고유 모우드 행렬이고, 결합부를 고정한다고 가정하기 때문에 구속형 모우드 합성법이라 부른다. 따라서 이것은 고유 모우드를 채용하는 갯수에 결합부의 자유도

를 더한 자유도로 비결합부의 변위를 표시하는 방법인 것이다.

실제로 채용모우드의 수는 저차의 십수차, 내지는 수십차 정도로 계의 진동현상을 파악하는데 충분하다고 밝혀져 있다.

$$\begin{aligned} \{X\} &= \begin{Bmatrix} X_e^1 \\ X_c^1 \\ X_e^2 \\ X_c^2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \Phi^1 T^1 0 & 0 \\ 0 & I & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \Phi^2 T^2 \\ 0 & 0 & 0 & I \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \xi^1 \\ X_c^1 \\ \xi^2 \\ X_c^2 \end{Bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} \Phi^1 T^1 0 \\ 0 & I & 0 \\ 0 & T^2 \Phi^2 \\ 0 & I & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \xi^1 \\ X_c \\ \xi^2 \end{Bmatrix} \quad (6) \\ &= [T_p]\{Y\} \end{aligned}$$

단,

$$[T_p] = \begin{bmatrix} \Phi^1 T^1 0 \\ 0 & I & 0 \\ 0 & T^2 \Phi^2 \\ 0 & I & 0 \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$\{Y\} = \begin{Bmatrix} \xi^1 \\ X_c \\ \xi^2 \end{Bmatrix} \quad (8)$$

식(1)에 (6)을 대입하고, 앞에 $[T_p]^T$ 를 곱하여 정리하면

$$-\omega^2 [\hat{M}]\{Y\} + [\hat{K}]\{Y\} = \{\hat{F}\} \quad (9)$$

단,

$$\begin{aligned} [\hat{M}] &= [T_p]^T [M] [T_p], \\ [\hat{K}] &= [T_p]^T [K] [T_p], \\ \{\hat{F}\} &= [T_p]^T \{F\} \\ &= \begin{Bmatrix} [\Phi_1]^T \{F_e^1\} \\ [T_1]^T \{F_e^1\} + [T_2]^T \{F_e^2\} \\ [\Phi_2]^T \{F_e^2\} \end{Bmatrix} \end{aligned}$$

로 되어 방정식 (9)를 풀면 계의 진동특성을 파악할 수 있게 된다.

바꾸어 말하면 전자유도(全自由度)의 식(1)을 푸는 대신 식(9)를 풀으로써, 결합부의 자유도에 각 부분구조의 채용 고유모우드 수의 합만의 자유도를 가진 방정식을 풀면 되는 것이다.

실제로는 결합부의 자유도를 더욱 축소할 수도 있고, 이 방법을 다중화(多量化) — 부분구조를 다시 더 작은 부분구조로 나눔 — 함으로써 운동방정식의 자유도를 격감시킬 수 있다.

3. 모우드 합성법을 이용한 프레스기계의 진동해석⁷⁾

본 연구 대상 C형 프레스의 개략도를 Fig.2에, 주요 제원을 table 1에, 구동계의 개략도를 Fig.3에, 유한요소 모델을 Fig.4에 표시한다.

프레스는 단순부분구조합성법(單純部分構造合成法) — 건 구조물을 1차의 부분구조들의 합으로 나타내는 부분구조합성법 — 으로 해석하기에는 너무 복잡한 구조물이므로 이를 먼저 11개의 1차 부분구조(이하, 자분계(子分系)) 나눈 뒤, 다시 큰 자분계는 더 작은 부분구조(이하, 손분계(孫分系))로 나누어서 해석하

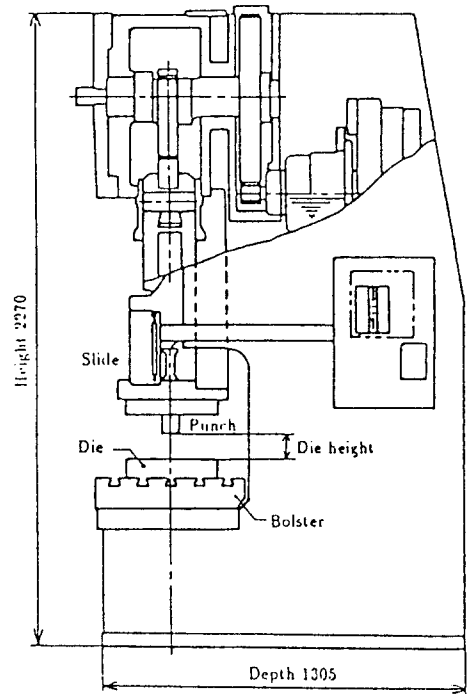


Fig 2. Schematic diagram of the press

Table 1. Specification of the press

Item	Specification
Power	Electric Motor
Force	440kN (45ton)
Speed	50~100 strokes/min
Size	W780mm×D1305mm×H2270mm
Mass	1856kg

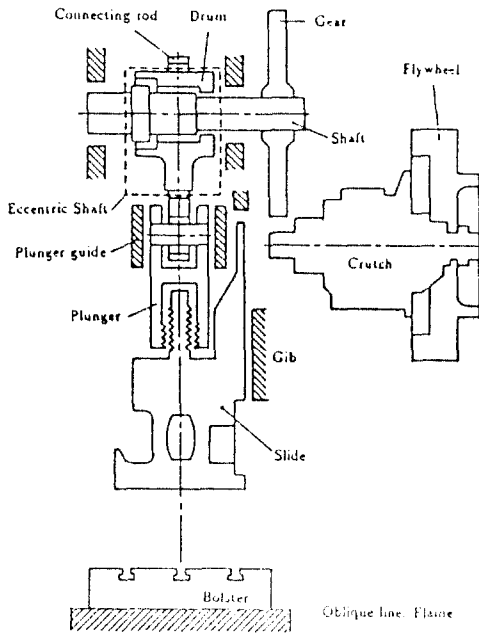


Fig. 3. Driving system of the press

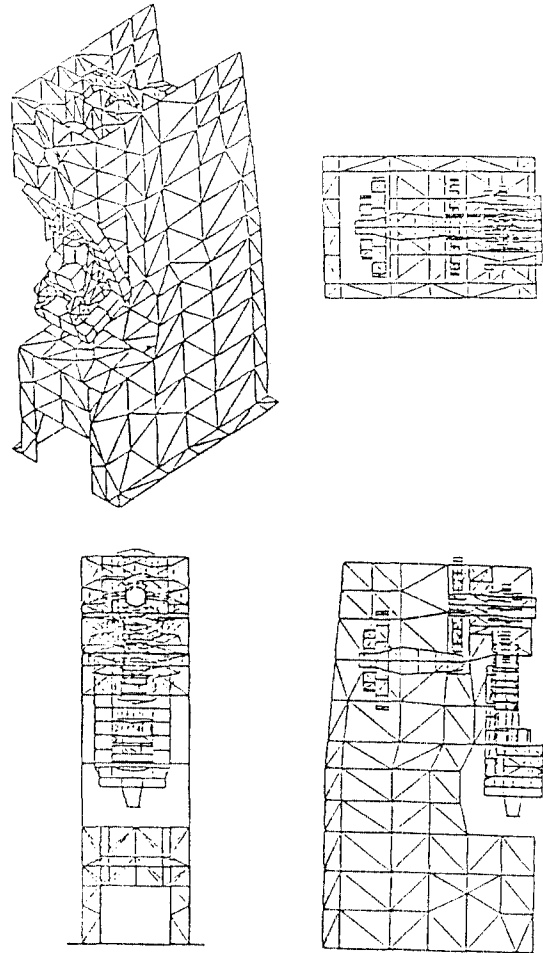


Fig. 4. FEM model of the press

기로 한다. 말하자면 먼저 프레임, 슬라이드, 드럼, 치차부, 축계, 연결부, 클러치, 플라이휠, 플렌저, 보울스터, 편치등 11개의 1차 부분계로 분해하고, 이 부분계중 큰 것은 더 작은 2차로 순분계로 분해한다.

이 1차로 분해한 부분계를 유한요소법에 의해 해석하고, 한편으로 가진실험(加振實驗)을 통하여 각각 해석한 결과와 비교하여 부분계의 해석 정도(精度)를 확인한 후, 이들을 모우드합성법에 의하여 다시 결합하여 전체 프레스기계의 해석에 들어간다. 실험은 해석과 같은 조건을 만들기 위하여, 해석에서와 같이 11개의 부품별로 분해하여 각각 실험한다.

여기에서는 본 기계의 진동특성에 가장 큰

영향을 줄것으로 기대되는 프레임과 슬라이드의 해석결과만 보이기로 한다.

먼저 가장 큰 부분계인 프레임의 진동특성에 대하여 논한다. 프레임을 Fig.5와 같이 다시 6개의 순분계로 나누어서 모우드합성법을 적용한다. Fig.6은 해석과 실험의 고유진동수와 고유진동모우드를 보이고 있다. 고유진동수와 고유모우드가 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 지면관계상 생략하지만, 강제모우드는 물론 400Hz까지 해석한 결과 13개의 탄성진동모우드가 일치함을 확인하였다.

Fig.7은 프레임의 전용답점의 전달함수를 평준한 가산평균 전달함수를 보이고 있다. 해석

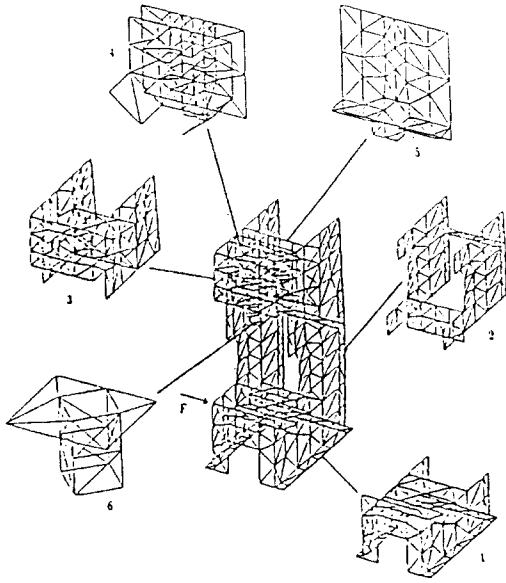


Fig 5. FEM model of the frame

과 실험의 전달함수의 평가에 있어서 특정 응답점의 전달함수의 비교는 전체(全係)의 진동 특성을 파악하기에는 미흡하므로, 모든 측정점의 전달함수를 가산평균한 가산평균 전달함수를 평가기준으로 삼기로 한다.

해석결과는 실험에서는 확인할 수 없는 고유모우드가 나타나기도 하지만 전체적으로는 실험결과와 잘 일치함을 알 수 있다. 특히 고유모우드 그림에서 해석결과는 실험결과에서 볼 수 없는 많은 모우드를 포함하고 있음을 알 수 있었는데, 이는 실험에 있어서는 가진점의 선택이나 가진력이 약하기 때문에 국부적인 모우드를 잘 포착할 수 없는 등, 가진방법의 결함 때문으로 간주되었다.

전체적인 경향에 있어서 모우드형이나 전달함수가 좋은 일치로 보이고 있는 바, 본 프레스 프레임의 모델화는 잘 이루어졌다고 간주되었고, 더 나아가서는 실험만로는 알 수 없는 국부적인 모우드까지 해석할 수 있었다.

다음에는 또 다른 자본계 중의 하나인 슬라이드의 진동특성에 대하여 살펴본다.

Fig.8이 슬라이드의 모델화를 보이고 있다. table 2는 실험과 해석 고유진동수를 보이고 있는 바 거의 완벽한 일치를 보이고 있다. 이

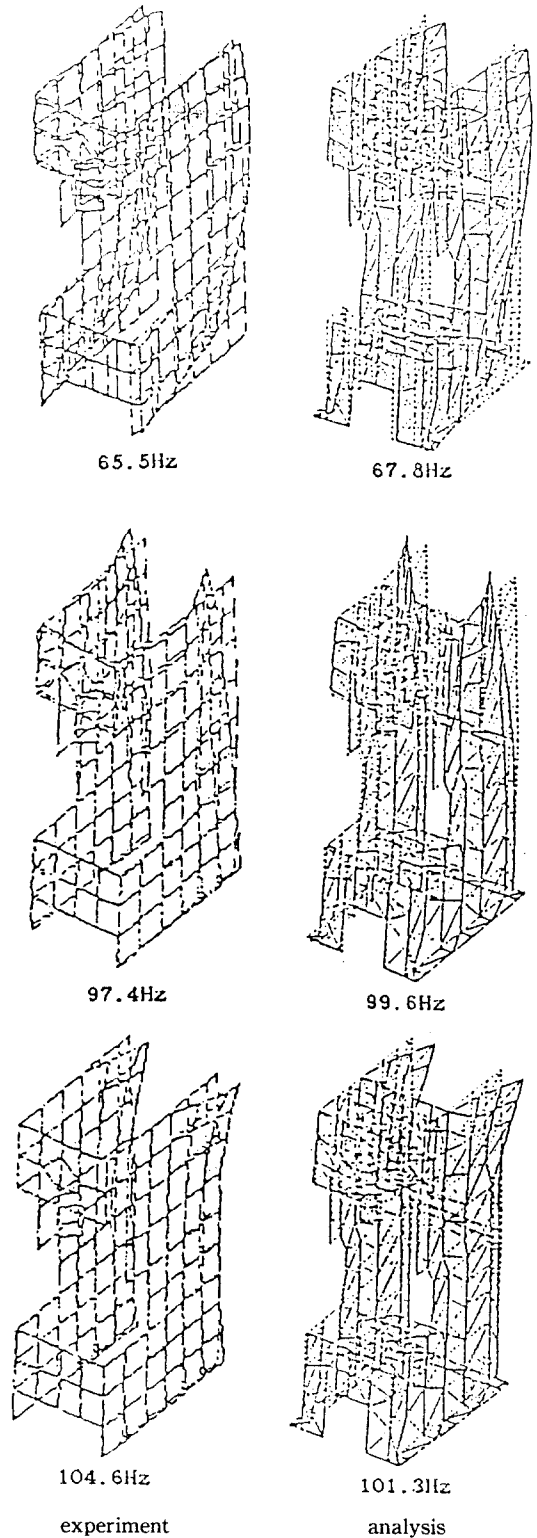


Fig 6. Natural modes of the frame

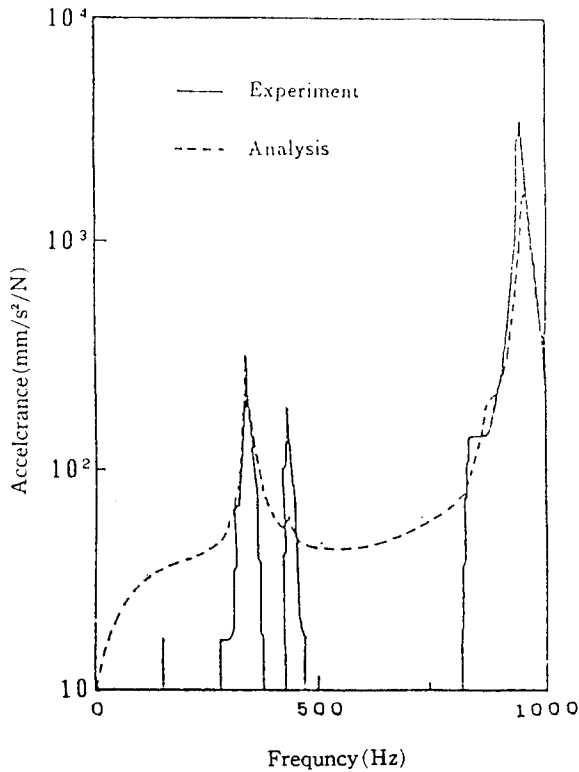


Fig 10. Averaged transfer function of the slide

이상에서 프레스기계의 가장 큰 부분인 프레임과 슬라이드에 대하여 살펴보았는데, 공히 실험과 해석이 좋은 일치를 보여주고 있음을 알았다. 다른 자분계에 대하여서도 같은 방법의 평가에 의하여 좋은 결과를 얻었으나, 지면 관계상 이의 나열은 생략하기로 한다. 각 자분계에 대하여 만족스러운 해석결과를 얻었으므로, 이들을 결합하여 전 프레스기계의 진동 특성 해석에 들어가기로 하겠다.

Table 3이 완전 조립된 프레스기계의 고유진동수와 고유모우드를 나타내고 있다. 고유진동수와 고유모우드 모두 잘 일치함을 보여준다. fig.11이 이의 가산평균 전달함수를 보이고 있다. 이것도 역시 좋은 결과를 나타내고 있다.

Fig. 12는 실제 기계의 작동시의 펀치와 다이(Die)간의 전후 방향 상대변위를 나타내고

Table 3. Natural frequencies and natural modes of the press machine

Order	Model shape	Analysis (Hz)	Experiment (Hz)
1	Torsion of frame	65.4	69.4
2	Bending of slide	95.1	93.9
3	Parallel bending of back plate of frame	107.9	98.9
4	Cross bending of back plate of frame	110.0	108.6
5	Bending of frame	124.5	126.2
6	Torsion of slide	128.6	132.1
7	Cross bending of back plate of frame	144.2	151.7
8	Cross bending of back plate of frame	176.7	167.7

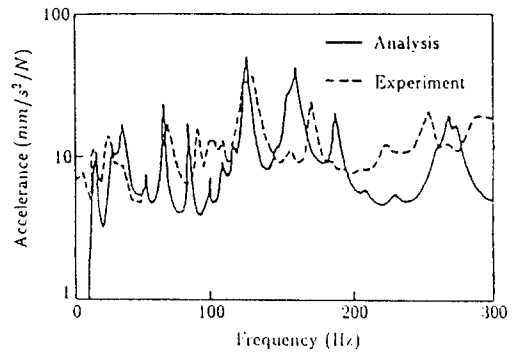


Fig 11. Averaged transfer function of the press

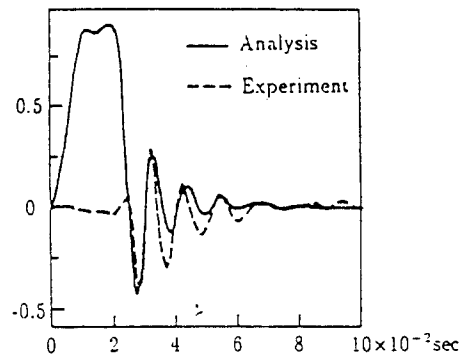


Fig 12. Relative displacements between the punch and the die

있다. 점선이 실제 관측치이고 실선이 해석결과를 보이고 있다.

실측에서 변위는 갭 센서(Gap Sensor)를 이용하여 펀치와 다이사이의 6점의 상대변위를 측정하는 방법을 이용하였고 힘은 다이가 여러장의 철판으로 되어 있는바, 철판사이에 모우드 셀(Load Cell)을 삽입하여 이를 측정하였다. 상하진동은 가공정도에 그다지 영향을 미치지 않는 것으로 사료되고, 좌우·전후 방향의 진동이 문제가 되나, 좌우방향의 진동은 전후방향에 비해 1/4정도밖에 되지 않았으므로 여기에서는 전후방향의 진동만을 표시하기로 한다. 충격후 대략 0.024초 이후의 진동을 보면 실측치와 계산치가 거의 일치함을 알 수 있다. 그 이전의 응답을 보면 해석쪽은 크게 나타나 있지만, 실측치는 거의 0에 가까운 값을 나타낸다. 이것은 피가공물이 가공후에도 펀치에 끼워져서 펀치의 자유도를 구속하기 때문이라 생각되어진다. 해석에서는 이를 고려하지 않았기 때문에 커다란 응답을 보여주고 있으나, 전체적인 거동은 거의 완벽하게 해석되었다고 할 수 있다.

4. 결 론

이상에서 부분구조 합성법에 의한 프레스기계의 진동해석을 하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 시판의 프레스기계의 진동해석을 모우드 합성법에 의하여 행하고, 실측치와 비교하여 전기계의 진동특성을 정도 높게 해석할 수 있었다.

(2) 기계의 작동중 측정된 충격력을 모우드

합성법의 입력치로 사용하여 해석한 응답특성이 실측치와 잘 일치함을 보였다. 따라서, 진동응답을 구하는 데 있어서도 모우드 합성법의 신뢰성을 확인할 수 있었다.

(3) 프레스기계의 진동특성은 프레임의 비틀림진동이 크게 좌우한다고 말하여져 왔으나, 본 해석 결과는 슬라이드의 전후방향의 굽힘모우드가 크게 작용함을 보여 주었다. 따라서 이 슬라이드의 전후방향의 굽힘 진동을 최소로 할 수 있는 구조로 구조변경함이 바람직스러울 것으로 판단된다.

文 獻

- 1) Klosterman, A. L., "Building Block Approach to Structural Dynamics", ASME pub., VIBR-30, 1969.
- 2) Hurty, W.C., "Vibration of Structural Systems by Component Mode Synthesis", J. of the Engineering Mechanics Division, ASCE, Vol. 86, Aug. 1960, p. 51.
- 3) 大熊, "部分構造合成法による振動解析", 博士學位論文, 東京工業大學, 1986, p. 341.
- 4) 朴錫柱, 長松, "部分構造合成法에 의한 振動解析과 動特性的의 最適化", 韓國船舶機關學會誌, 13-4, 1990, p. 1
- 5) 大熊, 長松, "多重區分モード合成法による振動解析", 日本機械學會論文集, 49-446C, 1983, p. 1876.
- 6) Gyan, R. J., "Reduction of Stiffness and Mass Matrices", AIAA J., Vol. 3, No. 2, 1965, p. 380.
- 7) 朴錫柱外 3人, "프레스機械의 振動解析と最適設計", 日本機械學會論文集, 56-524c, 1990, p. 872.