

상용 프레스의 하중 방향에 따른 강도에 의한 내구성 평가

조재웅*, 한문식#

(*공주대학교, #계명대학교)

Durability Evaluation by Strength due to Load Direction of Press in Common Use

Jae-Ung Cho*, Moon-Sik Han#

(Received 24 June 2013; received 11 December 2013; accepted 19 December 2013)

ABSTRACT

In this study, strength and durability are investigated using structural and vibration analyses on models 1 and 2 of a press in common use. Model 1 has a structure in which a punch is applied from the upper part to the lower part; however, model 2 a structure in which a punch is applied from the lower part to the upper part. Maximum displacements of models 1 and 2 are 0.018184 mm and 0.025498 mm, respectively. Maximum equivalent stresses of models 1 and 2 are 14.144 MPa and 18.58 MPa respectively. Maximum displacements are shown for the punches of both models; model 1 has less deformation than model 2. Model 1 has more durability than model 2, as determined by an investigation of the structural strength. Using natural frequency analysis, model 1 was found to have maximum deformation in the upper part of punch. Model 2 has its maximum deformation in the column part of the body and the upper part of the fixed pin. Using harmonic stress analysis, the maximum deformations were found on the punch part and column part of the body in the cases of models 1 and 2, respectively. As the maximum total deformation and equivalent stress in the case of model 2 are shown to become 40 times those values of model 1, the vibration durability of model 2 can be seen to be weaker than that of model 1.

Key Words : Press(프레스), Structural analysis(구조 해석), Vibration analysis(진동 해석), Natural frequency(고유 진동수), Harmonic stress analysis(하모닉 응력 해석), Strength(강도), Durability(내구성)

1. 서 론

프레스는 재료를 상온에서 구부리거나, 틀에 박아서 의도하는 형상 또는 치수로 변형시키는 기계로 기계, 자동차, 건축, 토목 등 많은 산업분야에 사용되며, 산업이 지속적으로 발전함에 따라 현장에서 쓰이는 필수적인 기계가 되었다^[1-2]. 그러므로 용도에 적합한 다양한 프레스들이 생산되고 있으며, 프레스에 대한 관심이 집중되고 있다. 판금 가공은 프레스 기계를 사용하는 것에 의해 능률적으

* Kongju National University Mechanical Engineering Dept.

Corresponding Author :

Keimyung University Mechanical and Automotive Engineering Dept.

E-mail : sheffhan@kmu.ac.kr

로 대량 생산이 된다^[3]. 동력원이나 동작 기구 혹은 프레임의 형상 등에 의해 분류된다. 동력을 사용하는 프레스가 일반적이지만, 기계프레스와 액압 프레스로 대별된다^[4-5]. 기계 프레스의 대표적인 것이 크랭크 프레스, 너클 조인트 프레스로서 프레스의 기본적인 형태로는 고정된 베드와 그에 대하여 직선 왕복운동을 하는 슬라이드 및 슬라이드를 바르게 안내하는 프레임으로 되어 있다. 본 연구에서는 시중에서 상용되고 있는 공작물 윗방향에서 아랫방향으로 하중을 주는 유압프레스 Model 1과 휴대용 작키를 사용하여 공작물 아랫방향에서 윗방향으로 하중을 주는 프레스 Model 2에 대하여 그 내구성을 비교 해석하였다^[6-7].

2. 연구 모델 및 해석 결과

2.1 연구모델

Model 1 및 2의 연구 모델들은 CATIA로 모델링하고 ANSYS 해석프로그램을 이용하여 구조 및 진동해석을 하였다. Model 1 및 2의 제원은 각각 가로 0.8 m, 세로 1.105 m, 폭 0.2 m 및 가로 0.8 m,

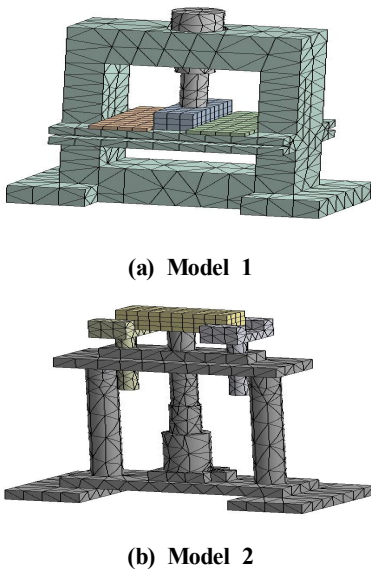


Fig. 1 Configurations of models 1 and 2

Table 1 Material properties

Items	Value
Young's Modulus (MPa)	2.0×10^5
Poisson's Ratio	0.3
Density (Kg/mm ³)	7850
Thermal Expansion (1/°C)	1.2×10^{-5}
Tensile Yield Strength (MPa)	2.5×10^2
Compressive Yield Strength (MPa)	2.5×10^2
Tensile Ultimate Strength (MPa)	4.6×10^2

세로 1.011 m, 폭 0.2m로 되어 있다. Fig. 1은 Model 1과 2에 대한 메시 형상들을 나타내고, Table 1은 Model 1과 Model 2에 대한 구조용강으로서의 물성치^[7]를 나타낸다.

Model 1 및 2의 경계조건들은 각각 Fig. 2(a) 및 (b)와 같다. Model 1의 경우의 Fig. 2(a)에서는 프레스의 바닥면을 고정시키고 물체 하중을 받을 수 있는 면에 98000N을 주었다. 그리고 Model 2의 경우의 Fig. 2(b)에서는 프레스의 바닥면을 고정시키고 물체 하중을 받을 수 있는 면에 98000N을 주었

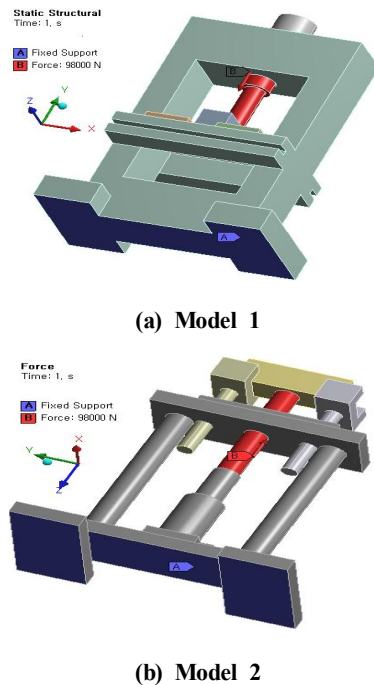
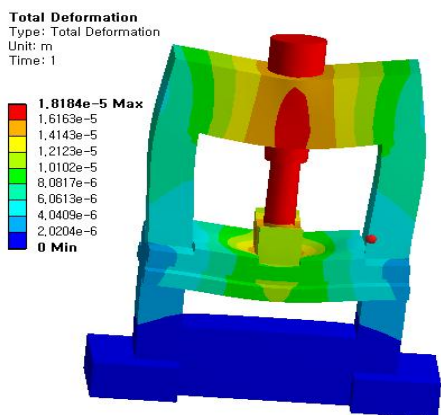


Fig. 2 Constraint conditions of models 1 and 2

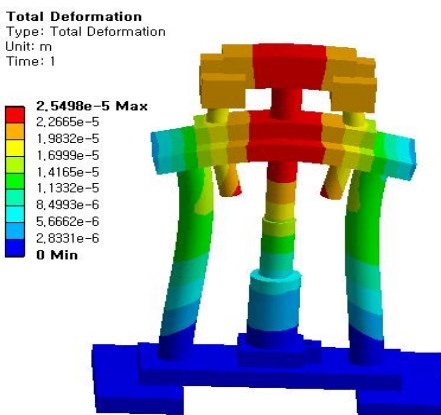
다. 하중은 공작물을 플레이트나 핀으로 고정시킨 다음, 펀치로 밀어 공작물을 최대 변형시키기 위해서 프레스의 최대하중을 10TON으로 설정하였다. 따라서 최대하중을 10TON으로 설정하면 $1\text{Kg}=9.8\text{N}$, $10\text{ TON}=98000\text{N}$ 이 된다.

2.2 구조 해석

Fig. 2의 구속 조건으로서 Model 1과 2에 대한 구조해석을 한 것으로서 Fig. 3은 Model 1과 2에 대한 전변형량을 나타내는 그림으로 Model 1과 2

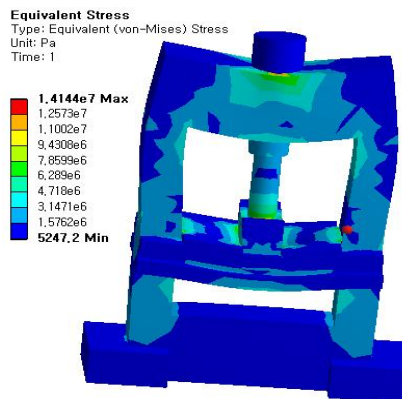


(a) Model 1

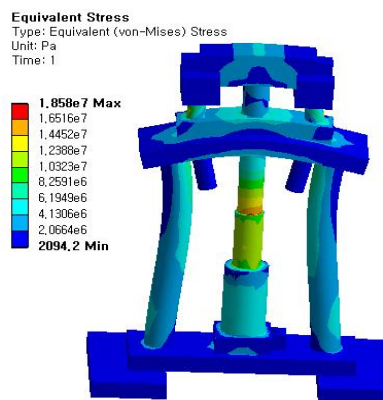


(b) Model 2

Fig. 3 Contours of total deformations at models 1 and 2



(a) Model 1



(b) Model 2

Fig. 4 Contours of equivalent stresses at models 1 and 2

에 대한 각각의 최대 변형량은 0.018184 mm 및 0.025498 mm임을 알 수가 있다.

Fig. 4는 Model 1과 2에 대한 등가응력을 나타내는 그림으로 Model 1과 2에 대한 각각의 최대 등가 응력은 14.144 MPa 및 18.58 MPa임을 알 수가 있다. Model 1이 Model 2에 비하여 변형량 및 응력이 더 작게 남았고 Model 1 및 2 두 모델 모두 펀치부분에서 가장 큰 변형량이 나타났다.

2.3 진동해석

Model 1과 2에 대한 구속조건들은 각각 Fig. 2의

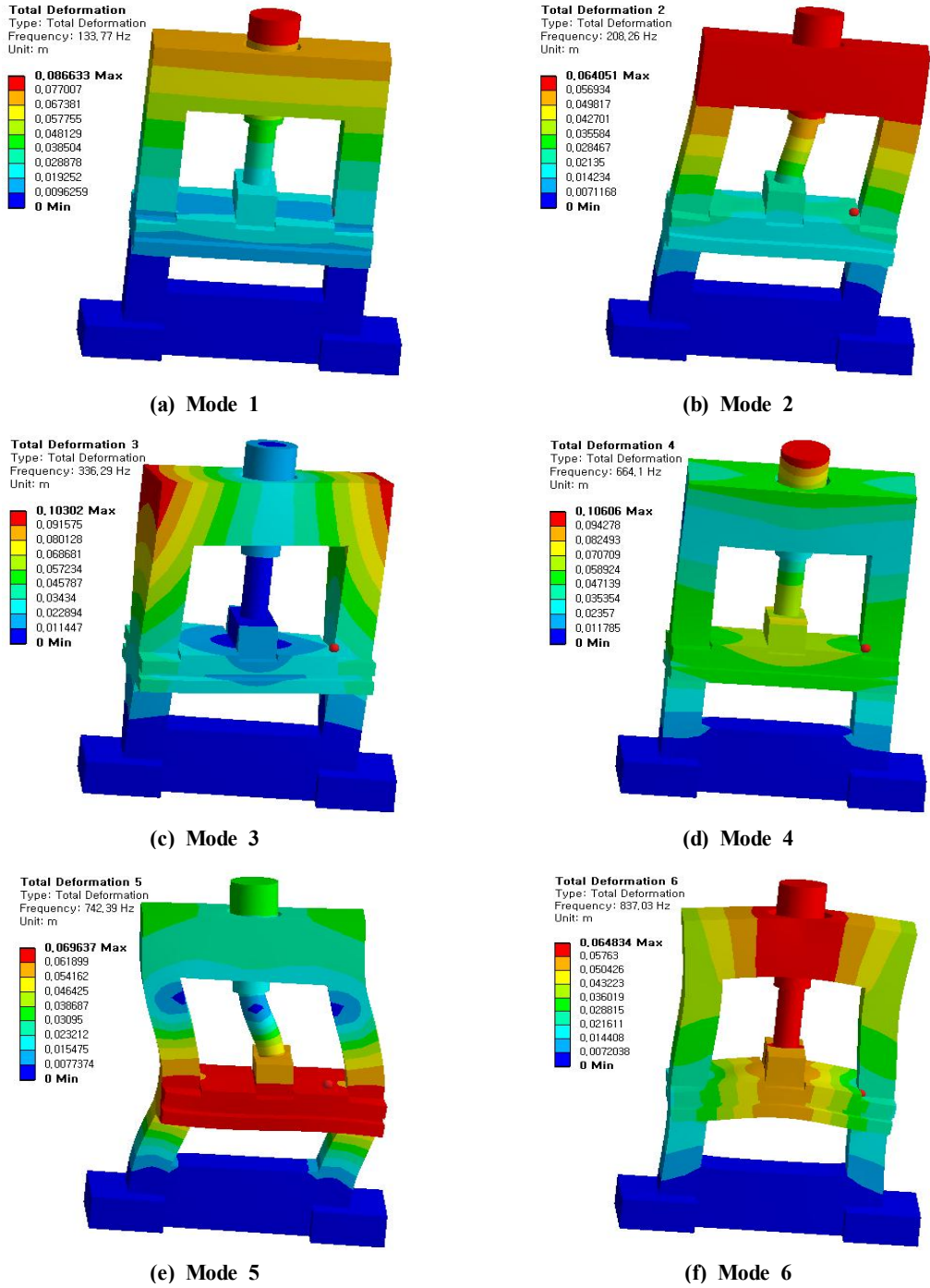


Fig. 5 Total deformations at natural frequencies of modes 1, 2, 3, 4, 5 and 6 in case of model 1

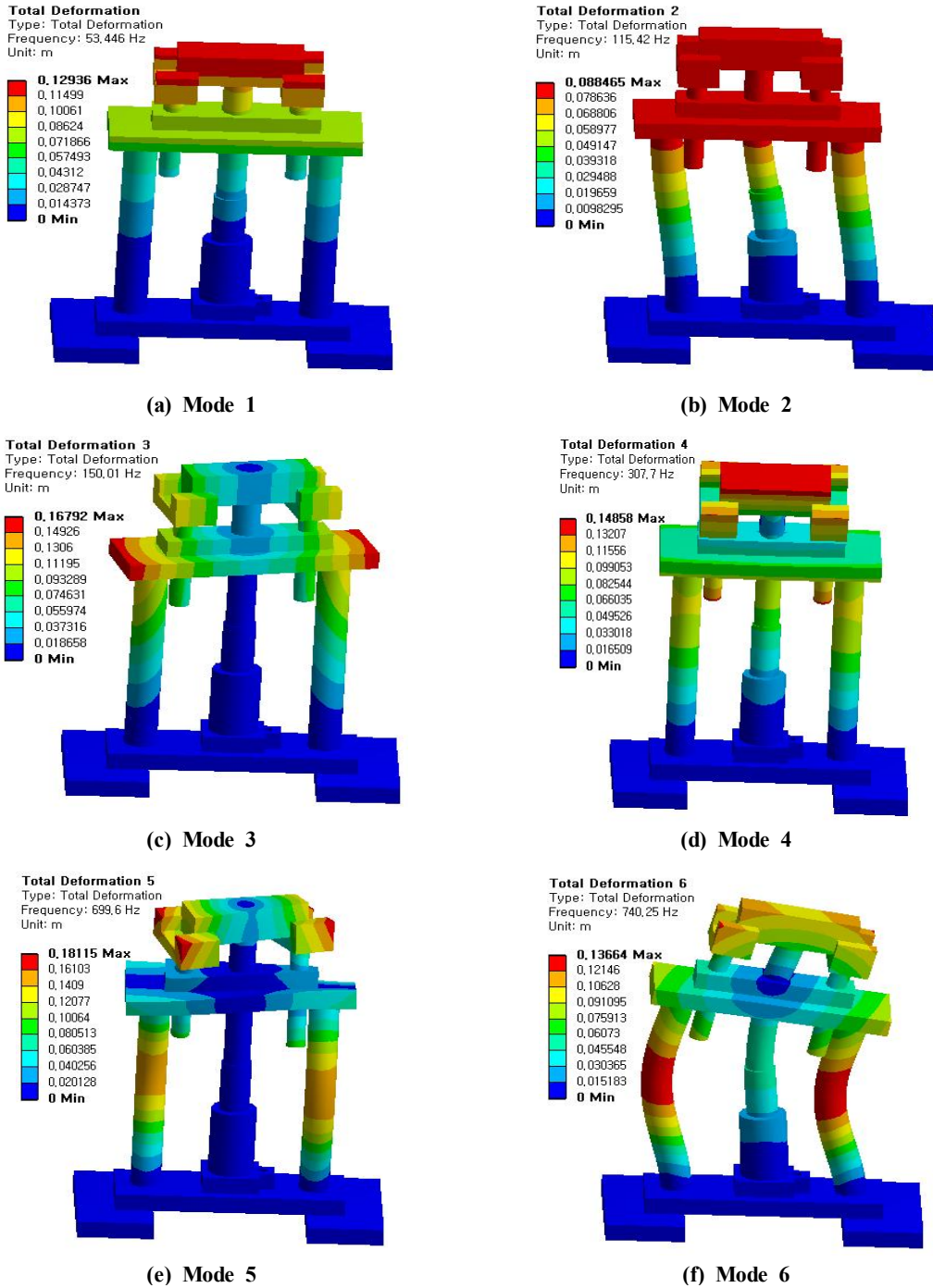


Fig. 6 Total deformations at natural frequencies of modes 1, 2, 3, 4, 5 and 6 in case of model 2

Table 2 Natural frequencies of modes 1, 2, 3, 4, 5 and 6 in case of model 1

Mode	Natural frequency(Hz)
1	133.77
2	208.26
3	336.29
4	664.1
5	742.39
6	837.03

Table 3 Natural frequencies of modes 1, 2, 3, 4, 5 and 6 in case of model 2

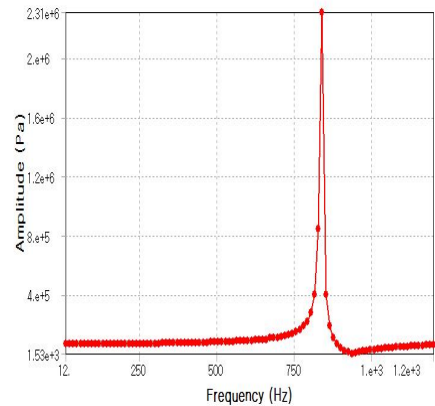
Mode	Natural frequency(Hz)
1	53.446
2	115.42
3	150.01
4	307.7
5	699.6
6	740.25

구속조건들에서 프레스의 바닥면들을 고정시켜서 Model 1과 2에 대하여 각각 1차부터 6차 Mode까지의 고유진동수 해석을 하였다. Fig. 5 및 6은 Model 1과 2에 대하여 각각 1차부터 6차 Mode의 고유진동수까지의 전변형량들을 확인할 수 있었다. Table 2 및 3은 Model 1과 2에 대하여 각각 1차부터 6차 Mode까지의 고유진동수 값들을 나타냈다. Model 1과 2의 고유진동수 응력해석 결과로서 Model 1에서는 주로 펀치상단부분에서 최대변형이 일어나며, Model 2에서는 몸체의 기둥부분과 고정핀의 상단부에서 최대변형이 주로 일어남을 알 수 있었다.

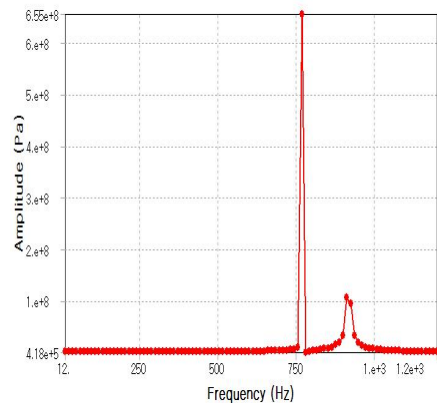
Table 2 및 3에서와 같이 프레스 Model 1 및 2에서의 1차부터 6차까지의 고유진동수를 보면 Model 1 및 2는 6차로서의 최대진동수는 각각 837.03Hz 및 740.25Hz를 나타냈다. 따라서 Model 1이 Model 2보다 그 최대의 고유진동수가 더 커져

고유진동을 견딜 수 있는 내구성 면에서 더 양호함을 알 수 있었다. 또한 현장에서 실제적으로 일어날 수 있는 하모닉 진동 해석으로서 Fig. 2와 같이 구속 조건을 주었다. 따라서 Model 1 및 2에 대하여 각각의 프레스 펀치부에 98000N의 Force를 주어 프레스에 발생하는 하모닉 진동에 대하여 해석하였다. 앞에서의 고유진동해석에서의 진동수의 범위 이상으로 충분히 설정하여 진동수 범위를 1200Hz로 설정하여 하모닉 진동 해석결과를 확인하였다.

Fig. 7은 Model 1 및 2에 대하여 진동수에 대한 진폭 응답을 나타낸다. 그림에서와 같이 Model 1



(a) Model 1



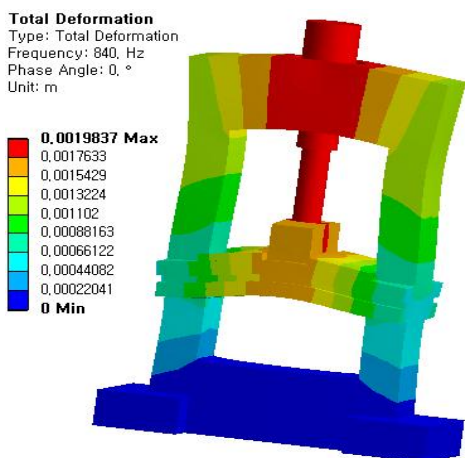
(b) Model 2

Fig. 7 Frequency Responses at models 1 and 2

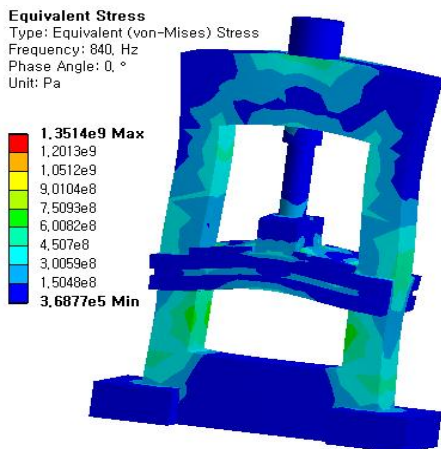
및 2의 경우에 각각 840Hz와 768Hz에서 최대의 응력을 발생하게 되어 이러한 위험 진동수들에서 최대의 공진이 발생됨을 알 수 있다. Fig. 8 및 9는 Model 1 및 2에 대하여 각각 최대의 공진이 일어날 수 있는 위험 진동수에서의 전변형량 및 증가응력을 볼 수 있다. Fig. 8에서 볼 수 있듯이 Model 1에서는 840Hz의 최대 공진수에서 최대의 전변형량이 1.9837 mm가 발생함을 알 수 있으며, 최대

의 증가응력은 1.3514×10^9 MPa이 발생하였다. Fig. 9에서 볼 수 있듯이 Model 2에서는 768Hz의 최대 공진수에서 최대의 전변형량이 106.45 mm가 발생함을 알 수 있으며, 최대의 증가응력은 5.3804×10^4 MPa이 발생하였다.

하모닉 응력 해석 결과를 보면 Model 1에서는 펀치부분이 최대변형이 일어나며, Model 2에서는 몸체의 기둥부분에서 최대변형이 일어남을 알 수

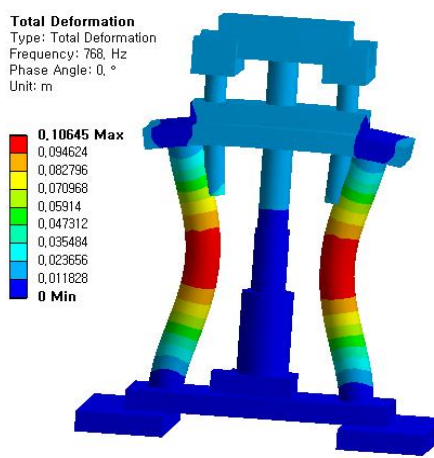


(a) Total deformation

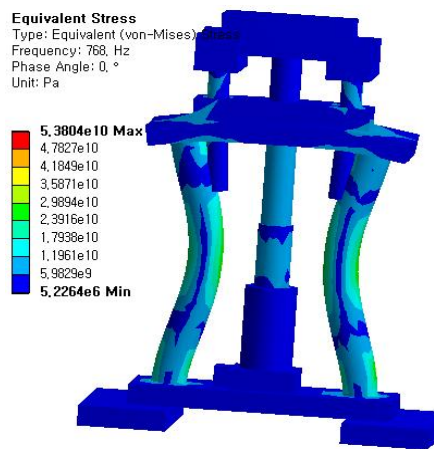


(b) Equivalent stress

Fig. 8 Total deformation and Equivalent stress at critical frequency of 840Hz in case of Model 1



(a) Total deformation



(b) Equivalent stress

Fig. 9 Total deformation and Equivalent stress at critical frequency of 768Hz in case of Model 2

있었다. 또한 Model 2가 Model 1보다 전변형량이나 등가응력을 비교하면 40배 이상이나 커져 그 하모닉 진동에 대한 내구성이 훨씬 약화됨을 알 수 있다.

3. 결 론

본 연구에서는 상용되는 프레스 Model 1 및 2에 대한 구조 및 진동 해석을 하여 그 강도 및 내구성을 검토하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

1. Model 1의 최대 변형량은 0.018184 mm, 최대 등가응력은 14.144 MPa이며, Model 2의 최대 변형량은 0.025498 mm, 최대 등가응력은 18.58 MPa으로 두 모델 모두 펀치부분에서 가장 큰 변형량이 나타났으며, Model 1이 Model 2보다 변형이 덜 된다는 것을 알 수 있었다.
2. Model 1과 2의 고유진동수 응력해석 결과로서 Model 1에서는 펀치상단부분이 최대변형이 일어나며, Model 2에서는 몸체의 기둥부분과 고정편의 상단부가 최대변형이 일어남을 알 수 있었다.
3. 하모닉 응력 해석 결과를 보면 Model 1에서는 펀치부분이 최대변형이 일어나며, Model 2에서는 몸체의 기둥부분에서 최대변형이 일어남을 알 수 있었다. 또한 Model 2가 Model 1보다 전변형량이나 등가응력을 비교하면 40배 이상이나 커져 진동에 대한 내구성이 훨씬 약화됨을 알 수 있다.
4. 종합적으로 Model 1과 Model 2를 비교하여 해석한 결과, 펀치가 윗방향에서 아랫방향으로 작용되는 Model 1이 펀치가 아랫방향에서 윗방향으로 작용되는 Model 2보다 변형 및 응력발생도 작게 되고, 구조 강도나 진동에 대한 내구성면에서 더 견고한 구조라고 사료된다.

REFERENCES

1. Choi, S. H., "Autorepair Industry of Korea," AutoJournal, Vol. 27, pp. 116-122, 2005.

2. Lee, H. S., In, J. J. and Chae, S. W., "Optimization of Automotive Body Panel Blank Holder Deformation by Structural Analysis of Press and Die Assembly," KSAE Spring Conference Proceedings, pp. 2039-2044, 2006.

3. Song, M. J., Geum, Y. T., Lee, J. M., Lee, I. K., Song, M. H. and Park, J. S., "Structural Analysis of Automotive Fender Panel Dies with Double-action Press," KSAE Fall Conference Proceedings, pp. 1153-1158, 2004.

4. Park, H. S., Kim, S. I., Lee, W. J. and Kang, J. H., "Structural Deformation Analysis of Large Structure of Mechanical and Hydraulic Press using Servo Motor," KSMPE Fall Conference Proceedings, pp. 55, 2011.

5. Park, H. S., Kim, S. I. and Hwang, I. B., "Structural Deformation Analysis of Mechanical and Hydraulic Press using Servo Motor," KSPE Fall Conference Proceedings, pp. 291-292, 2012.

6. Cho, J. U. and Han, M. S., "A Study on Fatigue Analysis of Automotive Shock Absorber, Journal of KSMTE, Vol. 17, No. 1, pp. 92-97, 2008.

7. Swanson, J., ANSYS 12.0, ANSYS Inc., U.S.A, 2012.