진동스크린의 정적 및 고유특성 유한요소해석

홍석범^a, 권혁홍^{b*}

Finite Element Analysis of Statics and Natural Characteristic of Vibrating Screen

Seok-Beom Hong^a, Hyuk-Hong Kwon^{b*}^a Daejin university. Dept of Mechanical Design Engineering, 1007, Hoguk-ro, Pocheon-si, Gyeonggi-do, Republic of Korea^b Daejin university. Dept of Computer Aided Mechanical Design Engineering, 1007, Hoguk-ro, Pocheon-si, Gyeonggi-do, Republic of Korea

ARTICLE INFO

Article history:

Received	27	July	2013
Revised	26	August	2013
Accepted	25	September	2013

Keywords:

Vibrating screen
Equivalent stress
Natural Characteristic
Finite Element Analysis

ABSTRACT

A vibrating screen with multiple decks is widely employed for the process separation of many valuable export commodities. In this study, the inclination angle of the deck of the vibrating screen and the direction angle of the screen's vibration under single particle kinematics were predicted. A finite element model of the vibrating screen was established by parameterization modeling. Through modal analysis and static analysis of the model, the natural frequency, natural vibration mode, and stress distribution of the structure were determined, based on which the dynamics and design optimization of the vibrating screen could be achieved. Future plans also reflect this by conducting detailed design of vibrating screens for the manufacturing plans of vibrating screen machine.

1. 서론

1.1 개요

진동스크린은 재료 분리를 위해 사용하는 대규모 광산 장비의 일종이다. 이것은 광산, 건설 사업, 석탄 드레싱, 경공업 물자, 발전소의 분류를 위한 능률적으로 선별하는 기계이다^[1-4].

Fig. 1은 진동 스크린의 상단몸체 간략도이며 하단몸체는 지면에 고정되어 있는 부위이므로 생략하였다. 진동 스크린은 크게 하단몸체와 상단몸체로 나누어지는데, 그 사이에는 스프링이 상단 몸체를 지탱해 주고 있다. 상단몸체의 스크린은 가진력에 의해서 진동이 발생되며 그 진동으로 자갈을 3단계의 크기로 큰 자갈, 중간 자갈, 작은 자갈로 선별해 준다.

Fig. 1 Sketch of vibration screen

* Corresponding author. Tel.: +82-31-539-1972

Fax: +82-31-539-1970

E-mail address: hhkwon@daejin.ac.kr (Hyuk-Hong Kwon).

상단몸체의 진동 스크린은 유한요소해석 방법을 사용하면 스크린의 강도와 강성 및 스트레스 분포의 위치를 파악하고 보완하는데 있어, 매우 효과적인 해결의 시뮬레이션을 제공해 준다.

3D CAD CATIA s/w에서 진동 스크린의 모형을 모델링한 후 유한 요소 ANSYS CAE s/w^[5,6]에 도입시켜 해석함으로써 그 해답을 구현할 수 있다.

본 논문에서는 진동스크린(상단몸체)의 응력을 파트별로 구분하기 위하여 8군데 파트로 분류하여 스트레스의 위치를 상세하게 파악할 수 있도록 구성하였으며, 또한 대칭 구조를 이용하여 진동스크린의 정역학 및 고유 특성에 대하여 파라메트릭 모델링의 방식으로 분석하고 계산하여 진동스크린의 설계 및 개선을 위한 이론적 근거를 제공하였으며, 진동스크린의 동적 반응 계산과 구조의 최적화 설계를 위한 기초자료를 제공하고자 한다.

2. 진동스크린의 유한 요소 모델

2.1 가진력 계산

진동스크린의 상단에 위치한 원심력을 가진으로 사용한 기구로써 Fig. 2(b)의 평면도에서와 같이 편심추 8개가 동시에 맞물려 회전하여 가진력을 발생시킨다. 이때 발생하는 가진력(F)은 다음과 같이 계산되어진다.

$$F = \frac{W}{g} \times r \times (2 \times \pi \times \frac{N}{60})^2 \quad (1)$$

- F : 가진력(kgf)
- N : 회전수(rpm)
- W : 언바란스 웨이트의 중력(kg)
- r : 중력으로부터 중심까지의 거리(m)
- g : 중력 가속도(9.8 m/s²)

2.2 주요 명칭 및 스크린 크기

Fig. 3은 가진력을 주었을 때 수평선과의 각도이다.

Fig. 4는 진동스크린의 응력 분포를 부위 부위마다 자세히 알기 위해서 진동스크린을 크게 8개 부위로 분류하여 해석을 진행하였다(Fig. 4의 그림은 알아보기 쉽게 8개의 다른 색으로 표기하였다).

Fig. 4에서 2번에 Up bracket는 스프링이 접촉되는 부위이고, 3번에 Down bracket도 스프링이 접촉되는 부위이다.

7번에 Cross beam의 중간은 편심력이 가해지는 부위이다.

Fig. 5의 모델링은 AutoCAD와 CATIA s/w로 디자인하고 모델링하였다. Fig. 6은 진동스크린 메시모델의 절점수가 401,097개, 요소는 122,026개로 구성되었다. Mesh의 분포를 살펴보면

Fig. 2 Eccentric forces (1-8)

Fig. 3 Eccentric force angle

Fig. 4 Vibrating screen divided into 8 parts

Fig. 5 Configuration of vibrating screen model

Fig. 6 Model of vibrating screen mesh

Table 1 Material properties of vibrating screen

Physics type	Structural
Length X, Y, Z (mm)	9845.7 × 6929.1 × 3948.0
Nodes (Elements)	401097 (122026)
Density	7.85e-006 kg/mm ³
Young's modulus	2.e+005 MPa
Poisson's ratio	0.3
Tensile yield strength	250 MPa
Compressive yield strength	250 MPa
Tensile ultimate strength	460 MPa

Up bracket 위쪽과 Down bracket 위쪽에 Mesh가 작게 형성된 것은 Side plate에 작은 볼트 구멍들 있기 때문이다.

Table 1은 진동스크린의 외형 사이즈와 ANSYS s/w의 물성치 입력 데이터이고, 재질은 구조용 강으로 크기는 길이가 9845.7 mm, 높이가 6929.1 mm, 폭이 3948.0 mm이다.

또한 진동 스크린의 무게는 66,931 kg이고, 밀도, 탄성계수, 포와송비, 인장 항복 강도, 압축 항복 강도, 인장 극한 강도 순으로 기입하였다.

3. 유한 요소 해석 결과

3.1 모달 해석^[7-11]

모드 형상은 1~10차 모드로 설정하였으며, 고유주파수의 데이터 결과는 Table 2와 같이 거동하였다.

Table 2 Comparisons of measured roughness data

Model total deformation					
Mode	1st	2nd	3rd	4th	5th
Frequency (Hz)	11.98	17.24	21.20	22.47	24.37
Mode	6th	7th	8th	9th	10th
Frequency (Hz)	26.47	28.75	29.58	37.20	37.38

Fig. 7 Total deformation (1st-mode)

Fig. 8 Total deformation (4th-mode)

Fig. 9 Total deformation (5th-mode)

Fig. 10 Total deformation (7th-mode)

Fig. 11 Total deformation (8th-mode)

모드 형상을 살펴보면 Fig. 7은 1차 모드로 z방향으로 흔들리고, 2차 모드는 아래쪽 상단 일부분만 z방향으로 작게 움직인다. 3차 모드는 위쪽 상단 일부분만 z방향으로 움직인다.

Fig. 8은 4차 모드로 x방향으로 흔들리고, Fig. 9는 5차 모드로는 y방향으로 비대칭 비틀림이 발생하고 있으며, Fig. 10의 7차 모드는 y방향으로 흔들림을 알 수 있다.

Fig. 11은 8차 모드로 x, y, z 방향으로 비틀림이 발생하고, 9차 모드는 앞쪽 상단에서 z방향으로 대칭을 이루며 흔들림이 발생한다. 또한, 10차 모드에서는 z방향과 x방향으로 대칭을 이루며 회전 하듯이 흔들린다.

여기서 모드 형상의 흔들림이 작게 움직이는 2, 3, 6, 9, 10차 모드의 총 변형 모드는 생략하였다.

3.2 하모닉 해석

모달 해석에서 얻은 10개 모드의 고유주파수를 전체 영역에 대해서 공진 발생 주파수를 얻기 위해서 가진 주파수 범위를 0~40 Hz로 설정하였으며, 가진 주파수의 증가 개수는 80등분으로 0에서 0.5 Hz씩 증가하게 되며 해석을 수행하게 된다^[12-14].

Fig. 12는 공진주파수가 발생하는 그래프로써 22.5 Hz에서 가장 높게 나타났다. 그리고 가진력은 위의 식 (1)에서 계산된 가진력 9,800 N (1ton)을 Fig. 13의 화살표 방향과 같이 Cross beam 상단에 가하였다.

그 결과 진폭 0.46 mm에서 공진 주파수 22.5 Hz가 발생하게 되었으며, 각각의 8군데 파트에 공진 주파수 22.5 Hz를 적용시켜 응력 데이터를 산출하게 되었다. Fig. 14는 진동스크린에 대한 총 변형을 나타내며, 그 수치는 Table 4와 같이 4.82 mm의 변형이 발생하고 있다.

Table 5는 공진 주파수 22.5 Hz를 각각의 단계 1~8개의 명칭에 적용시켜 등가응력(equivalent stress)의 최대 응력 부위가 나타난 데이터 값이다.

8군데 부품군의 응력분포를 차례대로 살펴보면, Fig. 15는 Side

Table 3 Analysis setting options

Analysis settings options	
Magnitude	9800N (1ton)
Range minimum	0.0 Hz
Range maximum	40.0 Hz
Solution intervals	80
Reported frequency	22.5 Hz

Fig. 12 Resonance graph

B: Harmonic Response

Force: 9800. N
Components: -6422.9, -7401.7, -0. N

Fig. 13 Direction of eccentric force

B: Harmonic Response

Figure
Type: Total Deformation
Frequency: 22.5 Hz
Phase Angle: 0. °
Unit: mm

4.816 Max
4.2609
3.7458
3.2106
2.6755
2.1404
1.6053
1.0702
0.53511
0 Min

Fig. 14 Result of total deformation

Table 4 Result of total deformation

Type		
Results	Nodes (Elements)	Maximum (MPa)
Total deformation	401097 (122026)	4.82mm

Table 5 Results of equivalent(von-mises) stress

Type		
Object name	Nodes (Elements)	Maximum (MPa)
1.Side Plate	94229 (13402)	52.38
2.Up bracket	3416 (1660)	102.23
3.Down bracket	3746 (1851)	42.97
4.Deck frame 1 (Top)	41847 (20933)	45.84
5.Deck frame 2	39872 (20269)	29.58
6.Deck frame 3	39872 (20269)	26.26
7.Cress beam	21798 (11200)	32.77
8.Reinforcing channel	5881 (1388)	47.64

plate의 최대 등가응력 분포를 나타내고 있으며, 위쪽 상단에서 최대 응력 52.38 MPa이 발생하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 16의 Up bracket는 진동 스크린의 앞쪽에 위치하며 스프링이 하단몸체와 달는 부위이며, 최대 등가응력 분포는 102.23 MPa이 발생하고 있다.

Fig. 17 Down bracket는 진동 스크린의 Up bracket와 마찬가지로 아래쪽에서 하단몸체와 스프링이 지탱하고 있는 부위이며 등가 응력 분포는 최대 42.97 MPa이 발생하고 있다.

Fig. 18 Deck frame 1은 진동 스크린의 체를 지탱하고 있는 지지대이며 맨 위쪽에서 큰 자갈을 걸러주는 부위이다. 앞쪽에서 최대의 등가응력이 발생하며 그 수치는 45.84 MPa이다.

또한 Deck frame 1은 외부에서 자갈이 떨어지는 부위이기도 하다.

Fig. 19 Deck frame 2는 중간자갈을 걸러주는 지지대이며, 최대 등가응력은 29.58 MPa이 발생하고 있다.

그 위치는 Deck frame 1과 마찬가지로 앞쪽에서 발생한다.

Fig. 20 Deck frame 3은 진동 스크린의 체를 지탱하고 있는 맨 하단 부위의 지지대이며 작은 자갈을 걸러주는 부위이기도 하다. 체의 등가응력 또한 위의 체들과 비교해 보면 가장 작게 발생한다.

B: Harmonic Response

Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Frequency: 22.5 Hz
Phase Angle: 0. °
Unit: MPa

Fig. 15 Side plate equivalent (von-mises) stress**B: Harmonic Response**

Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Frequency: 22.5 Hz
Phase Angle: 0. °
Unit: MPa

Fig. 16 Up bracket equivalent (von-mises) stress**B: Harmonic Response**

Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Frequency: 22.5 Hz
Phase Angle: 0. °
Unit: MPa

Fig. 17 Down bracket equivalent (von-mises) stress

최대 등가응력은 앞쪽에서 발생하며 그 수치는 26.26 MPa이다.

Fig. 21 Cross beam은 진동 스크린 맨 위쪽에서 양쪽 side plate의 변형이 가지 않도록 잡고 있는 가이드이다. 또한 중간 부위에서는 가진력이 가해지는 부위이기도 하다. 최대 등가 응력은 맨 앞쪽 지지대에서 32.77 MPa이 발생하고 있다.

Fig. 22 Reinforcing channel은 양쪽 side plate에 붙어있는 뼈대와 같은 존재로 side plate의 휘는 것을 방지해주는 역할을 한다.

Up bracket가 붙어있는 앞쪽에서 최대 등가 응력 47.64 MPa이 발생하고 있다.

Fig. 18 Deck frame 1 equivalent (von-mises) stress

Fig. 19 Deck frame 2 equivalent (von-mises) stress

Fig. 20 Deck frame 3 equivalent (von-mises) stress

Fig. 23은 각각의 부위가 모두 결합된 상태에서 등가응력 분포가 산출된 그림이다.

Fig. 24는 최대 등가응력 데이터를 막대그래프로 표현한 것이며 막대그래프를 보면 Up bracket가 유독 높게 나타남을 보이고 있다.

8군데의 부위 중에서 최대 등가응력 분포가 가장 높은 수치는 102.23 MPa로 항복응력 250 MPa에 대해서 안전율이 2.4배가 허용 안전설계 범위를 알 수 있다.

Fig. 21 Cross beam equivalent (von-mises) stress

Fig. 22 Reinforcing channel equivalent (von-mises) stress

Fig. 23 Whole-body composition equivalent (von-mises) stress

Fig. 24 A graph of the total equivalent (von-mises) stress

Fig. 25 Whole-body composition equivalent (von-mises) stress

막대그래프에서 최대 등가응력 분포가 가장 낮게 나온 수치는 Deck frame 3으로 그 수치가 26.26 MPa이다.

그러나 2번째인 Up bracket의 등가응력치가 다른 부품보다 배가량 상향하므로 최대 등가응력 분포를 낮추기 위해서 Fig. 3에서의 각도를 53도로 변경하여 최대 등가응력 분포를 산출한 결과 Fig. 25의 그림과 같이 38.14 MPa의 값이 산출되었다.

이러한 변경으로 인해 진동스크린의 전체 구조 강도에 대한 설계를 더욱 더 안전하게 설계 할 수 있다.

4. 결론

본 연구에서는 진동스크린의 최적설계를 위해서 각각의 부위로 나누어 응력분포를 해석한 결과 Up bracket에서 최대 등가응력 분포가 발생하였으며, 그 원인으로 가진력의 방향이 진동스크린 앞쪽으로 치우침으로써 응력이 최고로 발생하여 가진력을 수평선과의 각도를 49도에서 53도로 변경함으로써 전체 구조강도에 대한 안전설계를 수행하였다.

진동에 대한 모달 해석과 정적분석을 통해 스크린의 고유주파수와 공진에 대한 응력의 분포를 구해 봄으로써 진동스크린의 구조개

선과 역학 분석을 위한 근거를 제시하여 최적화설계를 위한 조건을 파악하였으며 안전설계에 반영하였다. 또한 등가응력분포가 다른 부품보다 높은 부위는 강성이 큰 재질로 변경함으로써 전체 구조강도에 대한 설계를 더욱 더 최적화 할 수 있으며, 향후 계획으로는 이를 반영한 진동스크린의 상세설계를 실시하여 사전 시뮬레이터를 제작함으로써 비용과 시간을 줄이고자 한다. 따라서 진동스크린 설계/제작을 위하여 시행착오를 최소화하여 생산현장에 적용하고자 한다.

References

- [1] Han, B. F., AN, X. W., XU, W. B., 2008, Finite Element Analysis of Statics and Natural Properties of Banana-type Vibrating Screen, University & Mining machinery industry co., Shenyang Ligong University, Republic of China.
- [2] He, X. M., Liu, C. S., 2009, Dynamics and screening characteristics of a vibrating screen with variable elliptical trace, Journal of China University of Mining Science & Technology 19 0508-0513.
- [3] Fernandez, J. W., Cleary, P. W., Sinnott, M. D., Morrison, R. D., 2011, Using SPH one-way coupled to DEM to model wet industrial banana screens, Minerals Engineering 24 741-753.
- [4] Delaney, G. W., Cleary, P. W., Marko Hilden., Morrison, R. D., 2012, Testing the validity of the spherical DEM model in simulating real granular Screening processes, Chemical Engineering Science 68 215-226.
- [5] Swanson, J., 2012, Ansys 14.0, Ansys Inc, USA.
- [6] TaeSung SNE FEA Division, 2012, Ansys Workbench 14.0 Sigma Press, Seoul, South Korea.
- [7] Cho, J. U., Kwon, O. B., 2010, Structural Strength Analysis of Automotive Suspension, Journal of the KSMTE, 19:1 89-93.
- [8] Cho, J. U., Han, M. S., 2011, Strength and Fatigue Analysis of Universal joint, Journal of the KSMTE, 20:4 427-433.
- [9] Han, M. S., Cho, J. U., 2012, Evaluation on Structural Stability According to Steering Wheel Type, Journal of the KSMTE, 21:5 733-740.
- [10] Han, M. S., Cho, J. U., 2013, Durability Analysis by Shape of Brake Disk Structure, Journal of the KSMTE, 22:1 36-44.
- [11] Cho, J. U., Han, M. S., 2013, Structure Structural Durability Analysis on Bike Carrier Basket, Journal of

the KSMTE, 22:1 70-76.

[12] Cho, H. Y., Kwon, H. H., Lee, B. K., 2001, Finite Element Analysis on Welded Part of Control Link for Automobile, Transactions of the KSMTE, 10:6 63-70.

[13] Cho, J. U., Min, B. S., Han, M. S., 2009, Fatigue and

Vibration Analysis on Main Parts of Engine, Journal of the KSMTE, 22:1 36-44.

[14] Kwon, H. H., Lee, J. R., 2001, Structure Analysis of the Tapping M/C for Hi-speed Machining, Journal of KIPS, Daejin University, Republic of Korea.