

전동 스쿠터 프레임의 구조 진동해석 연구

천세영*, 성기원*, 박해이*, 김인수**, 강성기*.#

*한국폴리텍대학 창원캠퍼스 컴퓨터응용기계설계과, **컴퓨터응용기계과

Structure-Vibration Analysis of Electric Scooter Frame

Se-Young Chun*, Ki-Won Seong*, Hae-I Park*, In-Soo Kim**, Seong-Ki Kang*.#

*Computer Aided Mechanical Design Department, Changwon Campus Korea Polytechnic

**Computer Aided Mechanics Department, Changwon Campus Korea Polytechnic

(Received 16 November 2015; received in revised form 15 December 2015; accepted 17 December 2015)

ABSTRACT

The purpose of this study was to ensure the safety of a scooter frame through a structure and vibration analysis according to the tube thickness and weight of the frame of the electric scooter, which is currently being commercialized. According to the results of this study, the largest displacement value of 0.13238mm appeared in the 3-mm thickness when applying the 100-kg load according to the thickness, and 0.026591mm and 0.019062mm appeared in the 4-mm and 5-mm thicknesses, respectively. The difference between the 4-mm and 5-mm values was 0.007529mm, and it showed low displacement. Thus, the frame of more than 4-mm thickness was considered safe. In addition, the experimental result for the natural frequency from Mode 1 to Mode 6 in the vibration analysis was within 601.88Hz. In the 5-mm frame, the durability regarding the vibration was recognized as the best due to the appearance of the critical frequency (341.03Hz).

Key Words : Electric Scooter Frame(전동 스쿠터 프레임), Duability(내구성), Deformation(변위), Mesh(메시)
Natural Frequency Analysis(고유 진동 해석), Von-mises Stress(등가 응력)

1. 서 론

최근 세계적으로 친환경 전기자동차에 대한 관심과 수요가 급격히 증가하고 있지만 단거리 교통 이동수단으로 스쿠터가 많이 활용되고 있다. 특히 인구가 밀집되어 있는 각국의 대도시에서는 교통정체, 주차 등의 이유 외에도 경제성, 편의성 패션 등의 이유로 더욱 애용되고 있으며 앞으로도 그 인기는 수그러들 것으로 보이지 않는다. 그만큼 사람들

의 관심이 많아졌고 이용자들이 늘어나다 보니 전동스쿠터의 종류와 기능이 다양해지고 내구성 및 디자인이 향상된 상품 출시가 많아지고 있는 실정이다. 전동스쿠터는 여러 가지 부품들이 사용되지만, 스쿠터를 지탱해주는 프레임은 운전자의 하중을 분산시켜 지면에서의 충격 흡수나 진동을 완화해주는 가장 중요한 요소이다.^[1-6]

본 연구에서는 알루미늄 합금으로 된 전동스쿠터 프레임을 3D모델링하여 운전자 하중에 대한 각 모델들의 구조 및 진동해석을 통하여 내구성(Duability)과 안전성을 갖춘 전동스쿠터의 최적설계를 제시하고자 한다.^[7]

Corresponding Author : kskjh114@kopo.ac.kr

Tel: +82-10-2877-6198, Fax: +82-55-260-1175

2. 모델설계 및 경계조건

2.1 모델설계 및 Mesh 작업

상용화되고 있는 전동스쿠터 프레임(Electric Scooter Frame)을 모델로 하였으며 모델은 Auto CAD사의 Inventor 프로그램을 적용하여 3D모델링을 한 후 각 부품을 조립하였다. 해석에 적용한 소프트웨어는 ANSYS 15.0을 이용하여 구조해석을 실시하였으며 모델의 전체 크기는 길이 4,440mm, 폭 570mm, 높이 4,050 mm 이다. 프레임 두께를 각 3mm, 4mm, 5mm로 3가지 프레임 모델 적용하였고 프레임의 소재는 Table 1과 같은 Al6061 합금-T91

Table 1 Properties of the aluminum alloy

Property	Unit	Value
Modulus of elasticity	GPa	69.0
Poisson's ratio		0.33
Density	g/cc	5.70
Tensile strength, yield	MPa	395
Compressive yield strength	MPa	580
Tensile strength, ultimate	MPa	105

Table 2 Nodes and elements of models

Frame model thickness	Nodes	Elements
3mm	43,567	55,004
4mm	45,449	53,545
5mm	49,794	56,688



Fig. 1 Mesh of model (3mm)

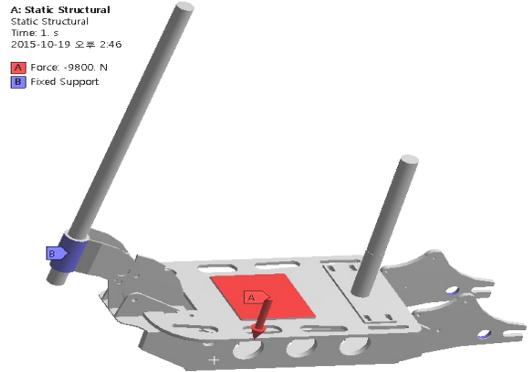


Fig. 2 Fixed support and force condition

이다.

Fig. 1은 모델의 두께를 3mm로 한 프레임의 메시(mesh) 결과이며 Table 2에서는 모델의 두께에 따른 Nodes와 Elements 수를 나타내고 있다.

2.2 경계조건

Fig. 2와 같이 앞바퀴와 뒷바퀴가 설치되는 모든 경계면에 Fixed, Translational 등 각각의 Joint 경계조건을 부여하고, Mesh를 수행하였다. Mesh 수행 시 각 구조물에 적합한 Mapped Face Mesh, Sweep Method 등을 적용하여 요소수를 최적화하여 계산 시간을 단축시켰고, 운전자가 앞으로 인하여 안장에 발생하는 하중의 무게를 고려하였으며 프레임의 내구성에 영향을 미치지 않는 적은 하중은 제외하였다. 또한 운전자의 하중이 전달되는 곳인 시트 클램프 부위에 하중을 고려하여 하중 100kg, 200kg, 300kg 3가지 조건을(성인 1~3인 70kg 이상 고려) 부여했을 때 프레임에 받는 힘의 압력이 어떻게 영향을 미치는지 알아볼 수 있도록 프레임의 두께 3mm, 4mm, 5mm 3가지를 적용하였다.

3 해석결과 및 고찰

3.1 프레임의 구조해석

Table 3에서는 두께에 따른 변형의 결과 값을 나타내고 있으며 Fig. 3에서 Fig. 5까지는 두께 3mm

에 대한 하중을 3가지 조건을 주었을 때 프레임의 변형을 나타낸 것으로 핸들 프레임에서 하중 100kg 적용시 Von-mises stress(등가응력)에서는 프레임의 밑판에서 67.049 MPa 값을 나타내었고 0.13238mm 만큼의 최대변위를 가지고 있었다.

하중 200kg 에서 응력은 프레임의 밑판에서 45.514MPa 값과 0.19857의 최대변위를 나타내었다. 또한 하중 300kg에서 응력은 프레임 밑판에서 60.685MPa와 0.26476mm의 최대변위 값을 가지고 있었다.

Fig. 6에서 Fig. 9까지는 두께 4mm에 대한 하중 조건에 따라 응력과 변위를 보여주고 있으며 핸들 프레임에서 하중 100kg 적용시 프레임의 밑판에서의 응력은 11.208MPa과 0.026591mm의 최대변위를 가지고 있으며 하중 200kg에서의 응력은 프레임의 밑판에 16.812MPa 값과 0.039887mm의 최대변위를 나타내고 있었다. 300kg에서의 주응력은 22.416MPa 과 0.053182mm의 변위 값을 나타내었다.

두께 5mm에서는 하중 100kg에서 응력 11.208 MPa과 0.019062mm의 최대변위를 보였고 하중 200 kg에서 응력은 14.402MPa과 0.028593mm의 최대변위 값을 나타내었다.

또한 하중 300kg에서는 19.202MPa과 0.038124mm의 최대변위 값을 나타내었다.

Table 3에서 나타난 값을 비교해 보면 두께 3mm 에서 응력과 변위량이 크게 나타났고 두께 4mm와 5mm에서 최대변위는 하중 100kg에서 -0.007529mm, 200kg에서 -0.011294mm, 300kg에서 -0.015058mm 변위 값을 보여 적은 변위 값을 보였다.

Table 3 Von-mises stress and deformation on thickness

thickness	Load (kg)	Von-mises stress (Mpa)	Deformation (mm)
3mm	100	30.342	0.13238
	200	45.514	0.19857
	300	60.685	0.26476
4mm	100	11.208	0.026591
	200	16.812	0.039887
	300	22.416	0.053182
5mm	100	9.601	0.019062
	200	14.402	0.028593
	300	19.202	0.038124

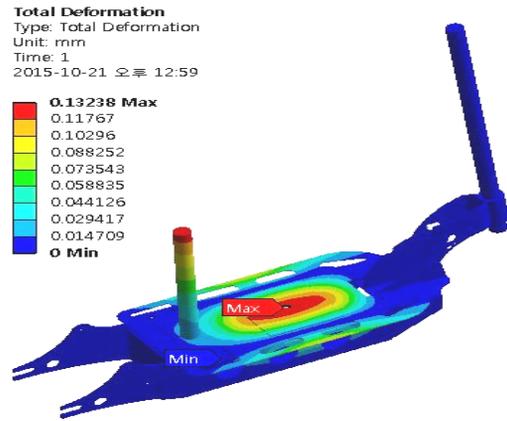


Fig. 3 Deformation of model(thickness 3mm, load 100kg)

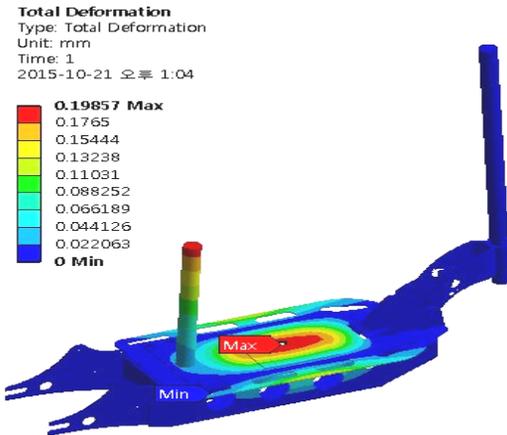


Fig. 4 Deformation of model(thickness 3mm, load 200kg)

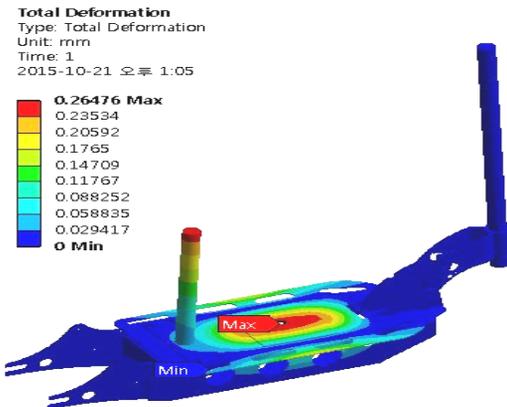


Fig. 5 Deformation of model(thickness 3mm, load 300kg)

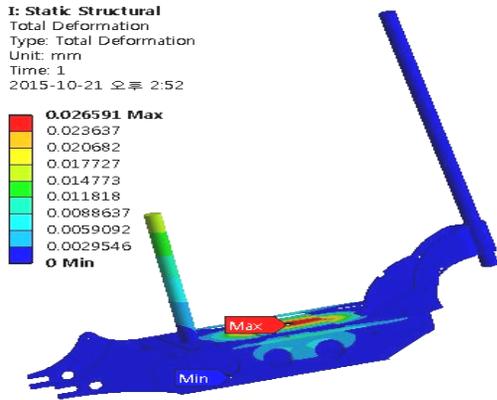


Fig. 6 Deformation of model(thickness 4mm, load 100kg)

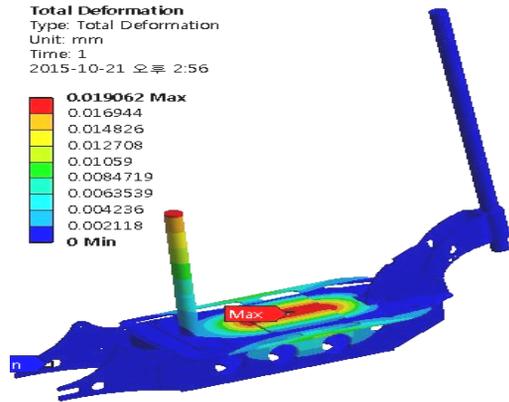


Fig. 9 Deformation of model(thickness 5mm, load 100kg)

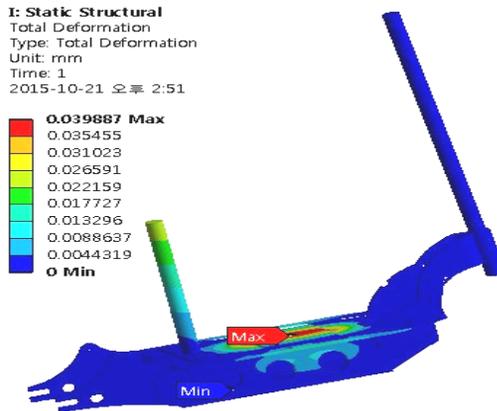


Fig. 7 Deformation of model(thickness 4mm, load 200kg)

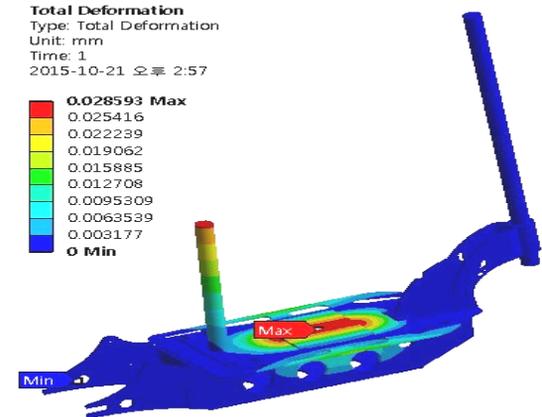


Fig. 10 Deformation of model(thickness 5mm, load 200kg)

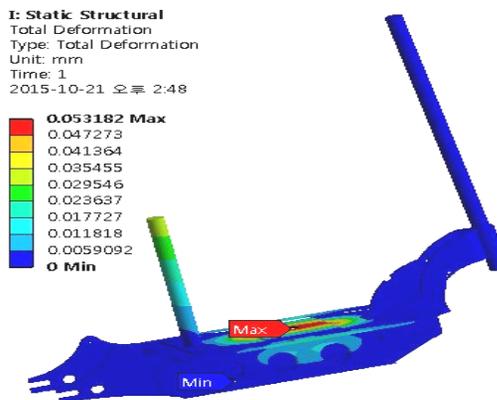


Fig. 8 Deformation of model(thickness 4mm, load 300kg)

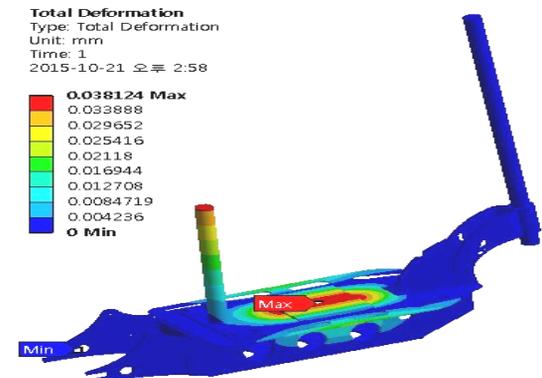


Fig. 11 Deformation of model(thickness 5mm, load 300kg)

또한 응력에서도 100kg에서 -1.607MPa과 200kg에서 -2.41MPa과, 300kg에서 -3.214MPa 값을 보여 주어 구조적으로 안전성을 확보한 것은 4mm의 두께를 가진 전동 스쿠터프레임을 적용하여 최적설계하고 제작하는 것이 안전성 확보와 원가 절감에 도움을 가질 것으로 분석되었다.

3.2 진동 해석

강판 두께 3mm, 4mm, 5mm에서 Fig. 3과 같이 Fixed support 하여 고유진동해석(Natural Frequency Analysis)에서 Mode 1차부터 6차까지의 진동모드에 대하여 z방향의 최대 변위량을 도출하였는데 결과 값은 Table 5와 같다.

고유진동해석을 한 결과, 6차까지의 진동 모드에서 601Hz 이내 발생되었음을 알 수 있었다.

두께 조건에서 고유진동 해석을 실시하여 Table 4에서 보는바와 같이 프레임 포크에 최대 601Hz를 가하여 그에 따른 진동과 변형에 대해서 분석하였다. 튜브 3mm 프레임에서 Fig. 12에서 보는바와 같이 진동수 213.57Hz에서 234.16mm로 최대의 변위량을 보였으며 위험 진동수는 213.57Hz이다.

또한 튜브 4mm의 경우 Fig. 13에서와 같이 진동수 310.5Hz에서의 234.16mm로 최대의 변위를 보였는데 위험 진동수는 310.5Hz이다. 그리고 튜브 5mm의 프레임에서는 Fig. 14와 같이 진동수 341.03Hz에서의 149.39mm 최대의 변위를 보였다. 위험 진동수는 341.03Hz이다.

따라서 튜브 3mm의 프레임에서 5모드의 위험 진동수가 213.57Hz로 높아 진동에 대한 내구성이 가장 약함을 알 수 있었다. 자전거를 도로의 정도에 따라 노면에서 탈 때에는 몸에 전달되는 진동을 덜 느끼기 위해서 3개의 모델 중에서 변위량이

Table 4 Vibration analysis and deformation on thickness

Mode	Frequency(Hz)			Deformation(mm)		
	3mm	4mm	5mm	3mm	4mm	5mm
1	96.798	96.8	96.805	54.023	54.024	54.024
2	96.812	96.815	96.816	54.026	54.026	54.026
3	99.474	139.04	149.56	62.284	63.732	64.18
4	128.1	167.37	179.4	63.292	65.025	65.623
5	213.57	310.5	341.03	234.16	170.09	149.39
6	501.09	593.16	601.88	34.766	127.92	54.075

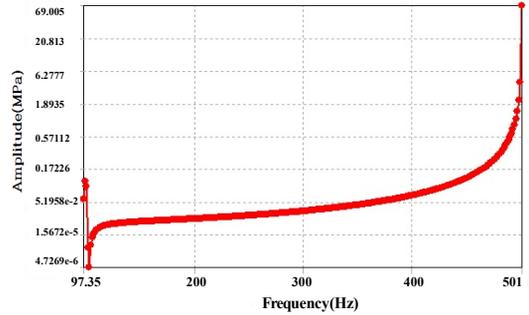


Fig. 12 Frequency response of tube frame(3mm)

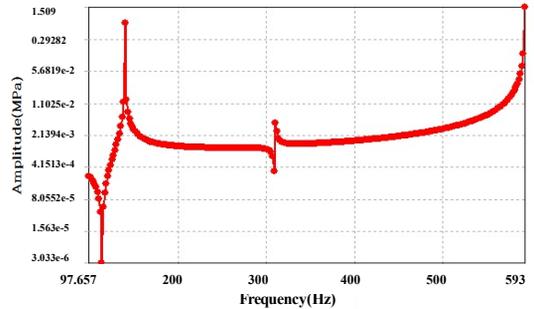


Fig. 13 Frequency response of tube frame(4mm)

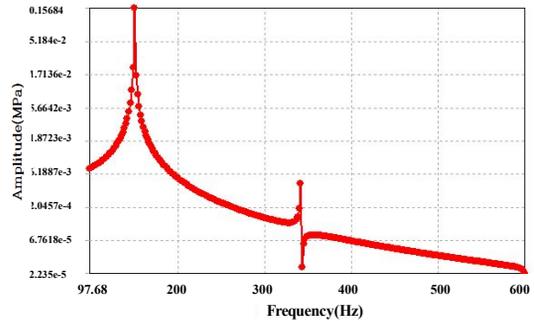


Fig. 14 Frequency response of tube frame(5mm)

적은 튜브 4mm 프레임을 선택함으로써 그 진동에 의한 충격을 덜 받을 수 있는 것으로 분석되었다.

4. 결론

본 연구는 상용되고 있는 전동스쿠터의 프레임의

튜브 두께와 하중에 따른 구조 및 진동 해석을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 길이 1,110mm, 폭 270mm, 높이 1,050mm인 전동 스쿠터 프레임의 두께를 각각 3mm, 4mm 및 5mm로 하여 3가지 모델의 프레임에서 모두 최대 변형량이 발생되었으나 3mm의 100kg, 200kg, 300kg에서 최대응력이 60.685MPa과 최대 변위량이 0.26476mm 나타나 가장 많은 변위 값을 가졌다.
2. 두께에 따른 하중 100kg 적용시 3mm 에서 0.13238mm로 나타나 가장 많은 변위 값을 가졌고 4mm는 0.026591mm, 5mm는 0.019062mm로 4mm와 5mm에서 변위량 차이는 0.007529mm로 차이 값이 낮아 4mm 이상이면 안전성을 가지는 것으로 분석되었다.
3. 3가지 모델에서 프레임의 두께에 따라 진동 1모드에서 6모드까지 고유진동수를 실험한 결과 모두 601.88 Hz 이내 있었으며 4mm, 5mm에서의 고유 진동수는 미미한 값을 가져 크게 영향이 없는 것으로 나타나 실제 주행시 공진은 일어나지 않을 것으로 보인다. 3mm 프레임에서 213.57 Hz와 4mm에서는 310.5Hz, 5mm 프레임에서는 341.03Hz의 위험진동수가 나타나 진동에 대한 내구성이 5mm에서 가장 우수한 것으로 나타났다.

후 기

“이 논문은 2015년도 한국폴리텍대학 FL System에 의한 프로젝트과제 수행 결과로 연구되었음.”

REFERENCES

1. Kang, S. S. and Cho, S. K., “Structural design and Analysis for the Reinforced Frame of Vehicle”, Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 19, No. 4, pp. 504-510, 2010.
2. Cho, J. U. and Han, M. S., “Structural Strength Analysis of shock Absorber”, Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 9, No. 2, pp. 53-59, 2010.
3. Cho, J. U. and Han, M. S., “Vibration Analysis at Bike Frame Fork”, Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 13, No. 1, pp. 8-15, 2014.
4. Park, T. W., Kim, K. J., Choi, B. I., Sung, C. W., Kim, S. S. and Kim, H. Y., “Effect and Reduction Method of Rotating Unbalance Mass on Vibration Characteristics of Front Axle”, Transactions of the Korean Society of Automotive Engineers, Vol. 15, No. 6, pp. 165-169, 2007.
5. Kim, Y. S., Cho, J. K., Kim, M. J., Cho, K. M. and Hyun, C. T., “A Productivity Analysis of Tower Crane Installation Progress Based on Simulation Technique”, Journal of the Korea Institute of Building Construction, Vol. 10, No. 2, pp. 33-40, 2010.
6. Cho, J. U. and Han, M. S., “Structural strength analysis according to the configuration of speaker placer with wall hanger type,” Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 12, No. 1, pp. 1-8, 2013.
7. Bae, W. R., Shin, D. W., Shim, B. K., Kim, B. N., Shin, S. I. and Kwon, Y. K., “Development of Localization Bicycle Frame using Al 6061”, Proc. KSPE Spring Conf., pp. 853-854, 2010.