

자전거 프레임의 형상과 방향에 따른 구조적 내구성 해석

조재웅^a, 한문식^{b*}

Structural Durability Analysis Related to Shape and Direction of Bicycle Frames

Jaeung Cho^a, Moonsik Han^{b*}

^a Department of Mechanical Engineering, Kongju National University, 275, Budae-dong, Seobuk-gu, Cheonan-si, Chungnam, 331-717, Republic of Korea

^b Department of Mechanical and Automotive Engineering, Keimyung University, 2800 Dalgubeoldaero, Dalseo-Gu, Daegu, 704-701, Republic of Korea

ARTICLE INFO

Article history:

Received 27 September 2013

Revised 31 October 2013

Accepted 6 November 2013

Keywords:

Shape of bicycle frame

Safety analysis

Structural analysis

Fatigue analysis

ABSTRACT

While accelerating, bicycle frames are subject to torsion forces and deformation. In this study, bicycle frame durability was evaluated by using structural, fatigue, and vibration experiments. Three types of models were designed by changing the frame configurations according to the shape and direction of a bicycle frame design. Because maximum equivalent stress was greatest at the saddle and at connected parts in Models 1, 2, and 3, these frame sections were most vulnerable to failure. Model 2 was the least safe, due to the increased total deformation and equivalent stresses in the top tube horizontal to the ground. Based on vibration and fatigue analysis results, Model 2 was also determined to be the least safe frame, because the head tube was placed slightly higher above the seat tube and inclined to 10°. These study results can be utilized in the design of bicycle frames by investigating prevention and durability against damage.

1. 서 론

최근에 환경오염이 이슈가 되면서 대기오염을 줄이기 위하여 자전거를 이용하는 사람들이 많이 늘어났다. 그에 따라 자전거의 종류도 많아졌고 자전거 연구개발에 박차를 다하고 있다. 자전거 속도를 높이기 위해 자전거 프레임을 카본으로 만들어 경량화하거나 프레임 형상에 따른 연구를 많이 하고 있다. 프레임이 뒤틀리거나 변형이 된다면 가속하는 것에 문제가 될 것이다^[1,2].

프레임(Frame)은 자전거의 뼈대를 이루는 차체를 말하는 것으로 크게 하드레일 프레임과 풀서스펜션 프레임으로 나눌 수 있다.

하드레일은 마름모꼴의 자전거 프레임을 이르는 말이다. 평소에 자주 볼 수 있는 평범한 자전거가 거의 하드레일 프레임이다. 연구 모델들에 대해서는 자동차 못지않은 인기를 끌고 있는 자전거의 안전을 위해서 정확한 각도와 형상별 강도를 주어 시뮬레이션을 하였다^[3,4]. 본 연구에서는 주행중인 자전거 프레임의 형상에 따라 괴로 및 진동 해석^[5]을 하여 모델들에 대한 내구성과 변형량을 조사하였다^[6,7]. 또한 본 연구의 결과를 종합하여 자전거 프레임의 설계에 응용한다면 내구성 및 파손 방지를 검토, 예측하는데 용이할 것으로 사료된다.

* Corresponding author. Tel.: +82-53-580-5255

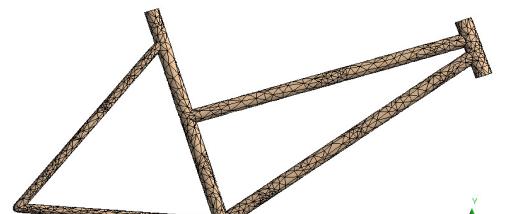
Fax: +82-53-580-5165

E-mail address: sheffhan@kmu.ac.kr (Moonsik Han).

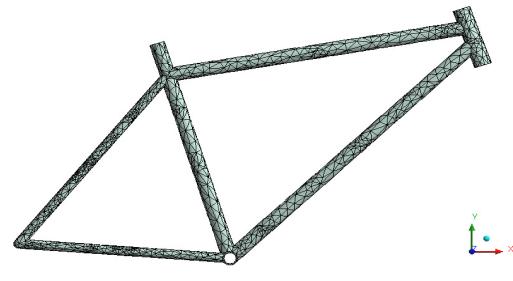
2. 모델 및 해석

2.1 연구모델 및 구조 해석

본 연구에 사용된 3가지 자전거 프레임 모델들의 차이점은 탑튜브의 각도와 위치에 따라 분류된다. 탑튜브란 자전거 프레임의 위치부분에 가로로 길게 뻗어있는 부분을 말한다. Model 1과 같은 경우는 탑튜브의 각도가 지면과 수평이 되게 형성하였고 Model 2는 안장부분과 거리를 떨어뜨리고 가운데에 있는 튜브와 탑튜브가 수직이 되게 형성하였다. Model 3는 탑튜브가 지면과 10° 기울어지게 형성하였다. Table 1은 Model 1, 2 및 3에 대한 각각의 모델의 크기들을 나타내며, Table 2는 모델의 재료인 알루미늄 합금에 대한 물성치를 나타낸다^[8]. 그리고 Fig. 1은 Model 1, 2 및 3에 대한 메시들을 나타낸 것이다. 또한 각 모델들의 구속조건에 대한 그림들은 Fig. 2와 같고, 안장과 연결되는 윗면(면A)을 고정하고 앞바퀴와 연결되어있는 부분(면B)에 직접 하중이 가해지므로, 앞바퀴에 가해지는 사람의 무게를 하중으로 변환하면 기준무게를 80 kg으로 했을 때, 그 40% 정도가 전달된다고 하여 30 kg으로 하였다. 따라서 약 300 N이 작용한다고 가정하였다. 이러한 조건으로 구조



(b) Model 2



(c) Model 3

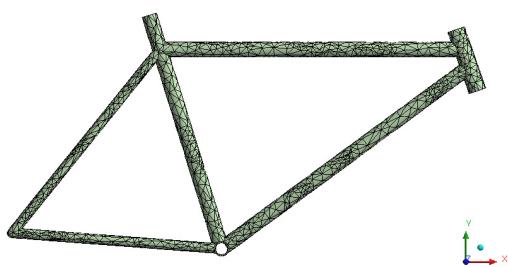
Fig. 1 Meshes of models

Table 1 Dimensions of Model 1, 2 and 3

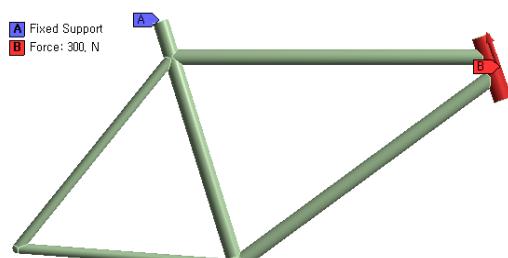
	Model 1	Model 2	Model 3
Length X (mm)	947.37	972.4	936.76
Length Y (mm)	487.97	487.97	564.62
Length Z (mm)	124.39	124.39	124.39
Mass (kg)	2.7564	2.7747	2.7998

Table 2 Material Property

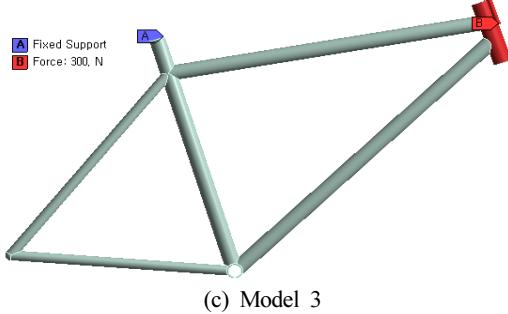
Structural	
Young's Modulus	71,000 MPa
Poisson's Ratio	0.33
Density	2,700 kg/m ³
Tensile Yield Strength	280 MPa
Compressive Yield Strength	280 MPa
Tensile Ultimate Strength	310 MPa



(a) Model 1



(b) Model 2



(c) Model 3

Fig. 2 Constraint conditions at models 1, 2 and 3

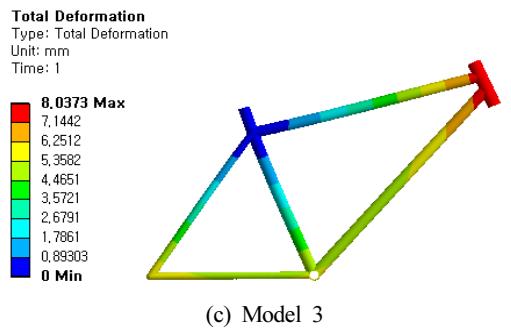
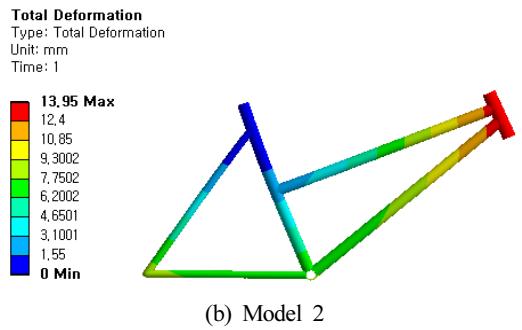
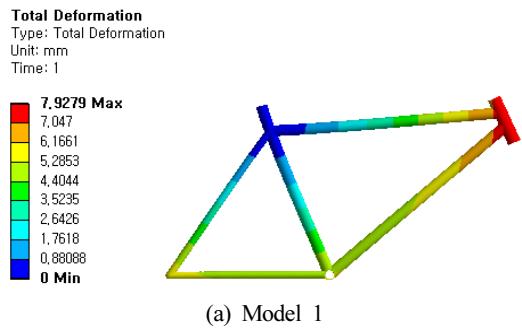


Fig. 3 Contours of total deformations at models 1, 2 and 3

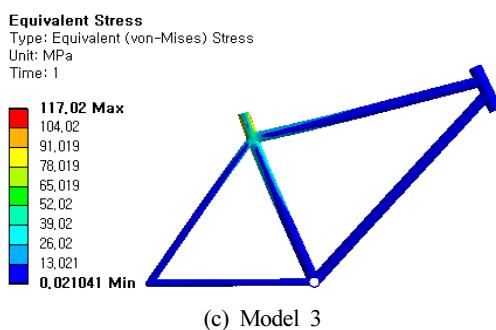
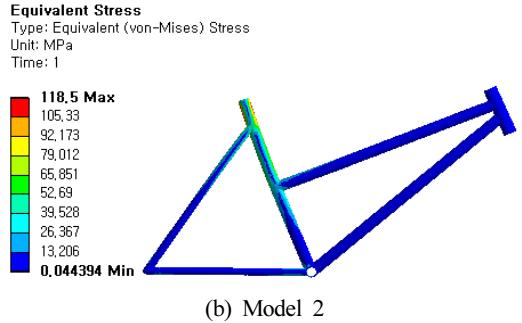
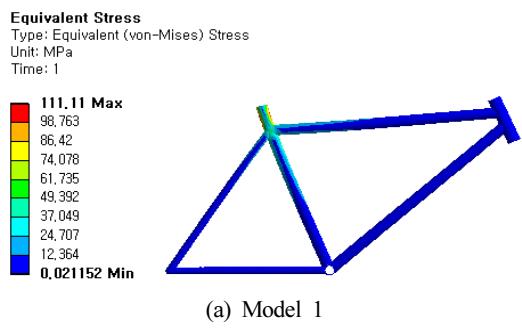


Fig. 4 Contours of equivalent stresses at models 1, 2 and 3

해석결과 각 모델들의 전변형량과 등가 응력은 각각 Fig. 3 및 Fig. 4로 나타난다.

Fig. 3 및 4에서 보면, Model 1은 7.9279 mm의 최대 변형량과 111.11 MPa로 최대 등가응력을 보이고 Model 2는 13.95 mm의 최대 변형량과 118.5 MPa로 최대 등가응력을 보인다. 마지막으로 Model 3은 8.0373 mm의 최대 변형량과 117.02 MPa의 최대 등가응력을 보인다. 구조해석 결과, Model 2가 다른 모델보다 더 변형되는 것을 알 수 있다. 그리고 모델 모두, 안장과 연결되는 부위에서 등가응력이 커져서 그 강도가 약해질 수 있음을 알 수 있었다.

2.2 피로 해석

각 모델의 경계조건은 Fig. 2와 같으며, 모델 전체 부분을 피로 하중에 의한 피로수명과 파손에 대해서 해석하였다. Fig. 5는 불규칙 피로 하중조건들의 종류들을 나타낸 그림들로서 SAE bracket history, SAE transmission 및 Sample history의 경우를 나타내고 있다. 경과 사이클들에 대한 응력 진폭과 일정한 평균 응력의 내역을 나타낸다.

그림에서도 볼 수 있는 바와 같이 ‘SAE bracket history’의 경우는 아래 그래프에서 볼 수 있듯이 적용할 수 있는 피로 하중조건이고 그 다음으로 ‘SAE transmission’의 경우는 대체로 비포장도로의 경우로 적용될 수 있다. 그리고 아스팔트로 잘 포장된 도로의 경우는 ‘Sample history’를 적용할 수 있다. 피로에 대한 해석 결과의 출력들은 피로 수명, 파손, Rainflow matrix 및 Damage matrix들을 포함하고 있다. 각각의 출력들은 불규칙 진폭하중들인 ‘SAE bracket history’, ‘SAE transmission’, ‘Sample history’의 하중들로서 서로 비교 될 수 있다.

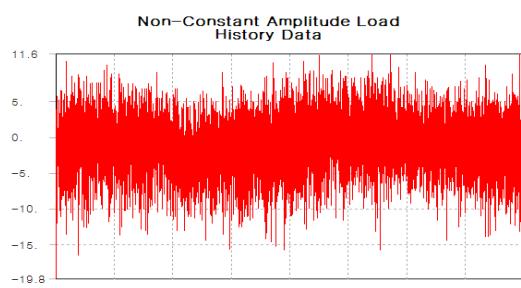
본 연구의 모델에 대하여 사용 가능 수명에 대한 등고선 그림들이 Fig. 6, 7 및 8에 나타나 있다.

이 결과는 모델 전체에 걸쳐서 불규칙 진폭 하중으로 본 모델에 작용됨으로써 이 결과의 등고선 그림들은 주어진 피로 분석에 대하여 사용 가능한 수명을 보여 주고 있다. 각 모델 모두 다 같은 피로 하중을 받고 있고 ‘SAE bracket history’, ‘SAE transmission’

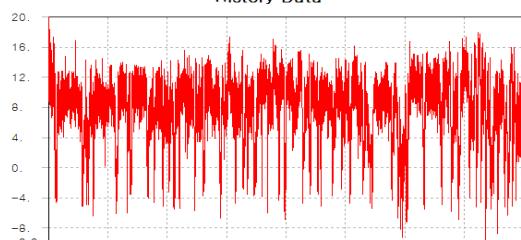
및 ‘Sample history’를 받은 경우들에서의 피로 수명의 등고선을 Fig. 6, 7 및 8에 나타내었다.

각 모델 다 같은 양상을 나타내고 있고, 그림들에서 볼 수 있듯이 하중의 변화가 극심한 ‘SAE bracket history’가 그 최대 수명이 336930Cycle로 그 수명이 가장 작음을 알 수 있고 ‘SAE transmission’이 1171000Cycle이다.

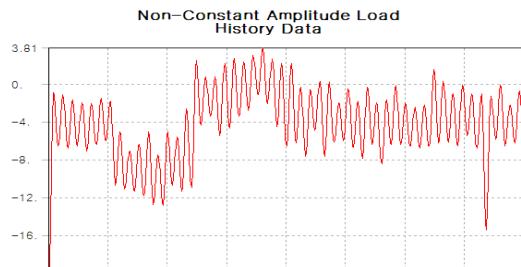
하중의 변화가 완만한 ‘Sample history’의 경우가 그 수命이 20000000Cycle 정도로 가장 긴 것을 알 수 있었다. 두 모델 공히,



(a) SAE Bracket history

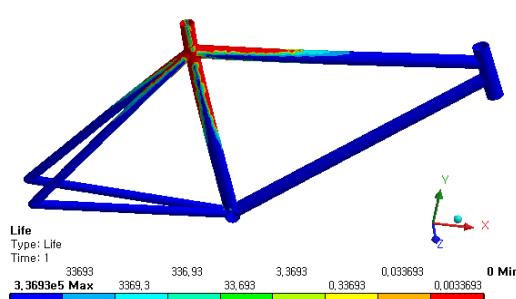


(b) SAE Transmission

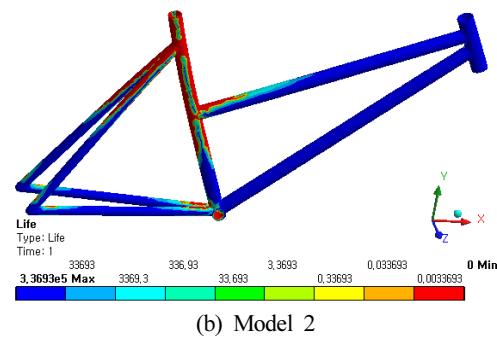


(c) Sample history2

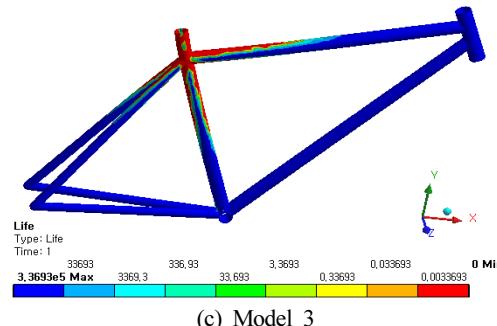
Fig. 5 Load histories at nonuniform fatigue loads



(a) Model 1

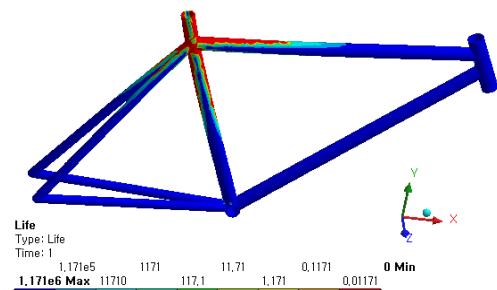


(b) Model 2

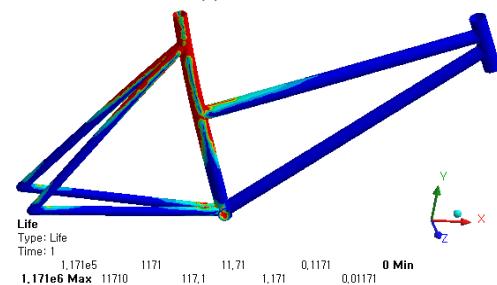


(c) Model 3

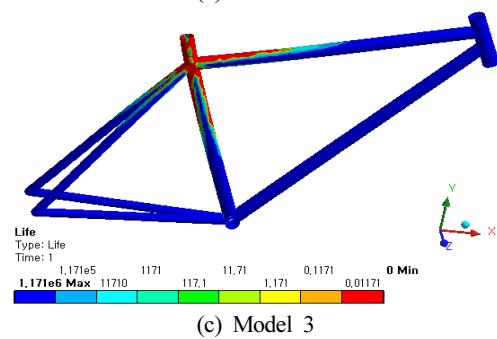
Fig. 6 Contour plots of fatigue life at SAE bracket history



(a) Model 1



(b) Model 2



(c) Model 3

Fig. 7 Contour plots of fatigue life at SAE transmission

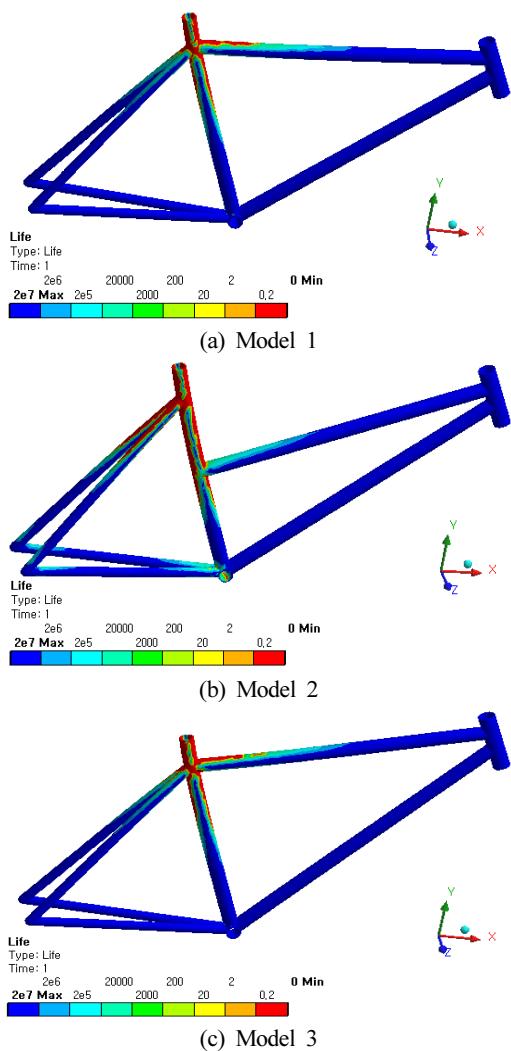


Fig. 8 Contour plots of fatigue life at Sample history

'Sample history'의 경우는 피로 수명은 'SAE bracket history'의 경우보다 약 60배 정도 수명이 길고 'SAE transmission'의 경우는 'SAE bracket history'의 경우보다 3.5배 정도 수명이 길어짐을 알 수 있었다.

SAE bracket history의 피로 하중을 받는 Fig. 6에서 보면 Model 2의 경우는 다른 Model 1과 Model 3과 달리 아래 부분까지도 수명이 더 짧아진 것을 알 수 있다.

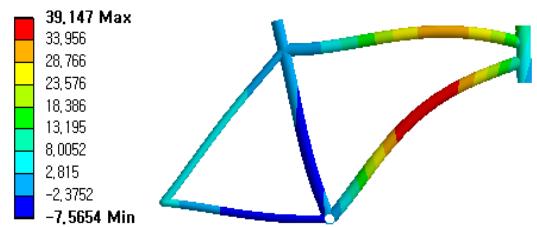
SAE transmission의 피로 하중을 받는 Fig. 7에서 보면 Model 2의 경우는 다른 Model 1과 Model 3과 달리 아래 부분까지도 수명이 제일 짧아진 것을 알 수 있다.

Fig. 8에서 보면 Model 2에서 수명이 제일 짧고 Model 3보다 Model 1이 약간 더 수명이 긴 것을 알 수 있다.

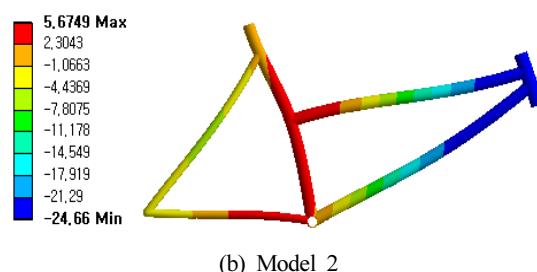
2.3 진동해석

Fig. 2에서의 구속조건 중 고정 조건만을 가하여 지면에서 수직

Directional Deformation 6
Type: Directional Deformation (Y Axis)
Frequency: 246.06 Hz
Unit: mm



Directional Deformation 6
Type: Directional Deformation (Y Axis)
Frequency: 135.5 Hz
Unit: mm



Directional Deformation 6
Type: Directional Deformation (Y Axis)
Frequency: 217.56 Hz
Unit: mm

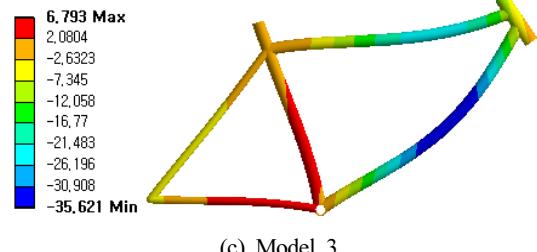


Fig. 9 Directional Deformations of Modal Analyses at mode 6 in cases of Models 1, 2 and 3

으로 작용하는 Y축 방향으로의 변형량을 1~6까지의 모드로 설정하여 Modal해석인 고유 진동해석을 하였다. Fig. 9는 Model 1, 2 및 3에서의 최대의 고유 진동수를 나타내는 6차 모드에 대한 변형량들을 보이고 있다.

모드 1부터 6까지의 Modal 해석 결과, 최대의 고유 진동수를 나타내는 6차 모드에 대한 변형량들은 Model 1에서는 246.06 Hz 진동수에서 최대 39.147 mm로 가장 큰 변형이 일어났다. 그리고 Model 2에서는 135.5 Hz 진동수에서 최대 5.6749 mm로 가장 큰 변형이 일어났고 Model 3에서는 217.56 Hz 진동수에서 최대 6.793 mm로 가장 큰 변형이 일어났다. Model 2가 가장 작은 진동수가 나타나서 Model 2가 Model 1이나 Model 3보다 진동에 대한 내구성에 약한 것을 알 수 있다. 또한 실제적으로 외부 구속상태

에 따라 그 위험 진동수가 다르게 나타나는데 이러한 Fig. 2에서와 같은 구속 조건들을 가하여 Harmonic 해석을 하였다.

Model 1의 경우에는 고유 진동해석에서는 246.06 Hz가 가장 큰 진동수이므로 진동수 범위를 0~250 Hz까지 가하였다. Fig. 10에서와 같이 25 Hz의 위험 진동수에서 가장 높은 진폭 변위가 나타난다.

이러한 25 Hz의 위험 진동수에서 실제적으로 342.53 MPa인 최대의 응력을 받게 되며 전변형량과 등가 응력은 Fig. 11에서와 같이 나타났다. 헤드튜브부근에서 최대의 변형이 나타나고 안장 조립부근에서 최대의 응력이 됨을 알 수 있었다.

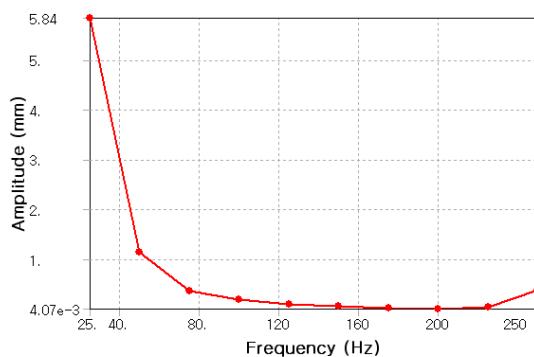
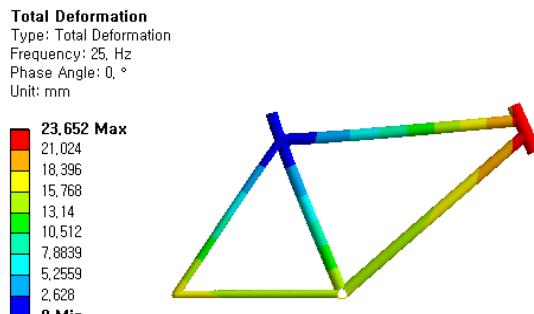
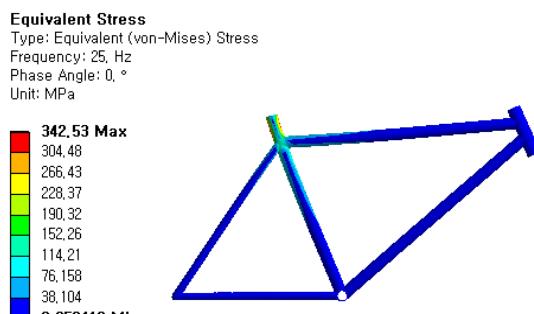


Fig. 10 Frequency Response (Model 1)



(a) Total Deformation



(b) Equivalent Stress

Fig. 11 Total Deformation and Equivalent Stress at Critical Frequency of 25 Hz (Model 1)

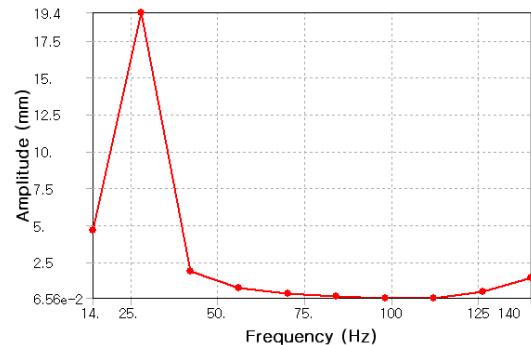
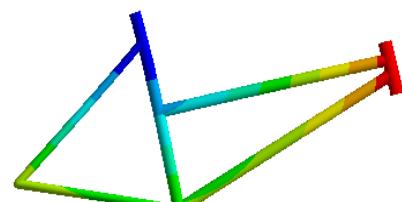
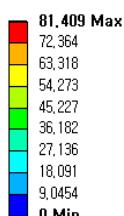


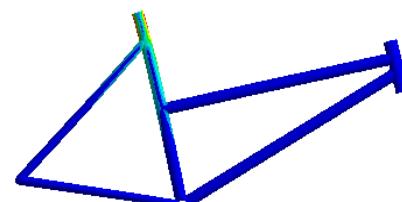
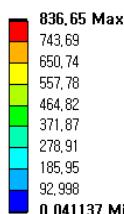
Fig. 12 Frequency Response (Model 2)

Total Deformation
Type: Total Deformation
Frequency: 28, Hz
Phase Angle: 0, °
Unit: mm



(a) Total Deformation

Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Frequency: 28, Hz
Phase Angle: 0, °
Unit: MPa



(b) Equivalent Stress

Fig. 13 Total Deformation and Equivalent Stress at Critical Frequency of 28 Hz (Model 2)

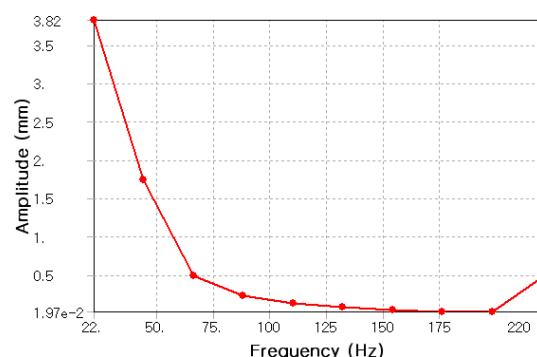


Fig. 14 Frequency Response (Model 3)

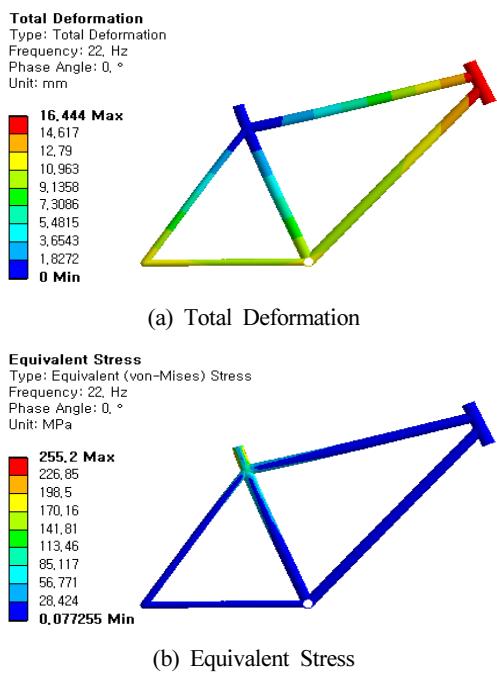


Fig. 15 Total Deformation and Equivalent Stress at Critical Frequency of 22 Hz (Model 3)

Model 2의 경우에는 고유 진동해석에서는 135.5 Hz가 가장 큰 진동수이므로 진동수 범위를 0~140 Hz까지 가하였다. Fig. 12에서와 같이 28 Hz의 위험 진동수에서 가장 높은 진폭 변위가 나타난다.

Fig. 13에서와 같이 위험 진동수 28 Hz에서 Model 2의 전변형량은 최대 81.409 mm가 변형되었고 등가응력은 최대 836.65 MPa로 나타났다.

Model 2의 경우에는 고유 진동해석에서는 217.56 Hz가 가장 큰 진동수이므로 진동수 범위를 0~220 Hz까지 가하였다. Fig. 14에서와 같이 22 Hz의 위험 진동수에서 가장 높은 진폭 변위가 나타난다.

Fig. 15에서와 같이 위험 진동수 22 Hz에서 Model 3의 전변형량은 최대 16.444 mm가 변형되었고 등가응력은 최대 255.2 MPa로 나타났다.

결과적으로 Model 1, 2 및 3 공히 최대의 하모닉 진동 해석을 통하여 그 위험진동수들은 20내지 30 Hz이내에서 일어남을 보이고 있다. 그리고 Model 2가 전변형량과 등가응력에 있어서 다른 모델보다 3배 이상 큰 것을 알 수 있어 진동에 대한 내구성이 가장 저하가 됨을 알 수 있었다.

3. 결 론

본 연구에서는 자전거 프레임의 형상과 방향에 따른 구조적 내구

성 해석을 통하여 변형량과 응력, 피로 및 진동해석을 통하여 다음과 같은 연구결과를 보였다.

구조해석 결과, 1번 모델은 7.9279 m, 2번 모델은 13.95 mm, 3번 모델은 8.0373 mm 늘어남으로써 2번 모델이 다른 모델보다 더 변형되는 것을 알 수 있다. 그리고 모델 모두 안장과 연결되는 부위에서 등가응력이 커져서 그 강도가 약해질 수 있음을 알 수 있었고, 다양한 피로 하중을 받는 경우에 Model 2의 경우는 다른 Model 1과 Model 3와 달리 아래 부분까지도 수명이 더 짧아져 Model 2가 가장 불안정함을 보이고 있음을 알 수 있다.

결과적으로 Model 1, 2 및 3 공히 최대의 하모닉 진동수들은 20내지 30 Hz이내에서 일어남을 보이고 있다. 그리고 Model 2는 전변형량과 등가응력에 있어서 다른 모델보다 3배 이상 큰 것을 알 수 있어 진동에 대한 내구성이 가장 저하가 됨을 알 수 있었다. 따라서 본 연구의 결과를 종합하여 자전거 프레임의 설계에 응용한다면 내구성 및 파손 방지를 검토, 예측하는데 용이할 것으로 사료된다.

References

- [1] Lee, C. R., 2002, Frame vibration analysis of vehicle body mount system on frame, Korea Society of Automotive Engineers in 2002 Spring Conference, 3 1409-1414.
- [2] Bae, W. R., Shin, D. W., Shim, B. K., Kim, B. N. , Shin, S. I., Kwon, Y. K., 2010, Development of Localization Bicycle Frame using Al 6061, 2010 Spring Conference Proceeding of KSPE, 853-854.
- [3] An, J. M., Kim, K. S., Jang, Y. S., Yi, Y. M., 2006, Structural analysis of Kick Motor support cone structure, Trans of KATRA, 5:2 1-257.
- [4] Joo, Y. S., Kin, Y. K., Kim, B. W., Moon, J. O., Lee, K. S., 2003, Structural analysis of a large automobile frames Korea Society of Automotive Engineers 2003 Conference Proceedings, 2 1417-1422.
- [5] Park, B. Y., 1998, Vibration Characteristics of a Motorcycle Body, Journal of the Korean Society of Precision Engineering, 15:1 169-176.
- [6] Cheon, J. P., Pyoun, Y. S., 2012, Durability Performance Analysis of a Differential Gear for a Low Speed Vehicles, Journal of the Korean Society of Manufacturing Technology Engineers, 21:6 897-902.
- [7] Kang, S. S., Cho, S. K., 2010, Structural Design and Analysis for the Reinforced Frame of Vehicle, Journal of the Korean Society of Manufacturing Technology Engineers, 19:4 504-510.
- [8] Swanson, J., 2010, ANSYS 12.0 ANSYS Inc., U.S.A.