

Omni Directional Wheel 탑재 휠체어의 진동 해석 및 승차감 개선 최적 설계

정찬민¹⁾, 한상원²⁾, 민승재^{*3)}

^{1), 2), *3)}한양대학교 미래자동차공학과

Vibration Analysis and Ride Comfort Improvement of Wheelchair with Omni Directional Wheels

Chanmin Chung¹⁾ Sangwon Han²⁾ Seungjae Min^{*3)}

^{1), 2), *3)}Department of Automotive Engineering, Hanyang University, Seoul 04763, Korea

Abstract : The demand for electric wheelchairs has been increasing due to an aging population. Joystick-operated models are now mainstream, and models with Omni-wheels on the front have a less turning radius and improve maneuverability compared to ordinary Handle-operated models. However, the structural gaps in Omni-wheels inherently generate vibrations, decreasing ride comfort. This study aims to minimize these vibrations by optimizing the design of omni-wheel structures and the height attachment of the front suspension system. The results demonstrate that the combination of these two factors reduces vibrations and improves the overall riding experience.

Key words : Wheelchair(휠 체어), Omni-wheel(옴니 휠), Suspension(서스펜션), Vibration(진동), Comfort(승차감)

1. 서 론

UN 인구 전망 통계 자료에 따르면 2024년 현재 전 세계 고령 인구는 약 8.5억 명이며 앞으로 꾸준히 증가할 전망으로 예측되며¹⁾ 이와 더불어 이동 보조 기구의 매출 또한 증가하는 경향을 띠고 있다. 이동 기구 중 가장 대중적인 것은 휠체어가 있으며 수동, 전동의 크게 2가지로 나누어져 있다. 또한 전동휠체어 중에서도 자동차처럼 전륜을 핸들로 조향하는 핸들형, 좌우 각각에 모터를 탑재해 회전수 차이로 선회하는 조이스틱형이 있다. 기동성 측면을 고려할 경우, 회전 반경이 작은 조이스틱형이 우수하다고 볼 수 있으며²⁾ 최근 주류인 것은 전륜에 옴니휠을 장착한 모델이다.

옴니휠(Omni Directional Wheel)은 바퀴의 바깥 둘레에 여러개의 롤러가 부착되어 조향 없이 방향 전환 가능한 바퀴이다³⁾. 기존 휠체어의 경우 앞바퀴 크기에 따라 단차 극복과 선회 성능이 상반되는 특징을 지니고 있었다. 앞바퀴가 크면 휠체어는 단차 극복 성능이 상승하지만, 차체와 앞바퀴의 간섭으로 조향각이 제한되어 회전 반경이 커지

게 된다⁴⁾. 반대로 앞바퀴가 작으면 이와 반대의 경향성을 보이게 된다. 과거에는 이 두 가지 성능이 서로 상충 관계에 있었으나 옴니휠의 적용으로 양쪽 성능을 개선할 수 있었다.

앞서 언급한 것처럼 옴니휠의 경우 핸들형처럼 선회 시 바퀴와 차체의 간섭을 고려할 필요가 없어 비교적 구조를 단순화할 수 있었다. 하지만 롤러 사이에 공극이 존재하여 필연적으로 진동이 발생⁵⁾하여 승차감과 건강에 악영향을 미치기 때문에 이를 감소할 필요가 있다. 이에 관해 서스펜션 적용 유무⁶⁾, 옴니휠의 바퀴 구조 설계⁷⁾를 진행하여 진동을 감소시킨 선행 연구가 존재한다. 그러나 대부분 실험용으로 제작되어 시중에서 파는 전동휠체어를 활용한 사례는 드물었다.

본 연구에서는 선행 연구와 휠체어 체원을 바탕으로 각종 해석 프로그램을 사용하여 3차원(3D) 해석 환경에서 옴니휠의 구조와 서스펜션 피벗 부착 위치 2개의 설계 변수 조합을 변경하며 진동을 최소화하는 것을 목적으로 연구를 진행하였다.

2. 해석 환경 구현

2.1 휠체어, 도로 모델링

베이스 모델은 WHILL사의 C2 모델을 선정하였으며 전륜 서스펜션에 관해서는 Fig.1와 같은 2 자유도 서스펜션 모델로 표현할 수 있으며 이에 대한 운동 방정식을 식(1), 서스펜션 변위량, m_s 의 속도, 타이어 변형량, m_u 의 속도를 상태 변수($x_1 \sim x_4$)로 두고 이를 식(2)로 두어 각 변수의 미분값에 대해 상태 방정식으로 나타내면 식(3)처럼 표현이 가능하다.

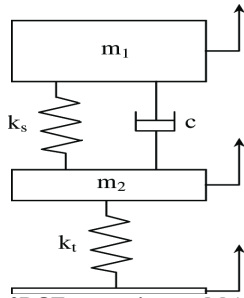


Fig.1 2DOF suspension model (sample)

$$\begin{aligned} m_s \ddot{z}_s &= -k_s(z_s - z_u) - b_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) \\ m_u \ddot{z}_u &= k_s(z_s - z_u) + b_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - k_t(z_u - z_r) \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 - x_4 \\ m_s \dot{x}_2 &= -k_s x_1 - b_s x_1 \\ \dot{x}_3 &= x_4 - \dot{z}_r \\ m_u \dot{x}_4 &= k_s x_1 + b_s x_1 - k_t x_3 \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ -\frac{k_s}{m_s} & -\frac{b_s}{m_s} & 0 & \frac{b_s}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_s}{m_u} & \frac{b_s}{m_u} & -\frac{k_t}{m_u} & -\frac{b_s}{m_u} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \\ 0 \end{bmatrix} \dot{z}_r \quad (3)$$

이를 3D로 구현하기 위해 치수 제원이 기재된 카탈로그와 특허⁸⁾를 바탕으로 모델링을 진행하였으며 모델링 결과 및 주요 특징은 다음과 같다.

Mass Total	51.9 kg
Tire Diameter (Front / Rear)	257 / 265 [mm]
Tire Width (Front / Rear)	60 / 55 [mm]
Spring Coefficient (Front / Rear)	6.7 / 37.3 [N/mm]
Damping Coefficient (Front / Rear same)	0.35 [N/(mm/s)]

Table.1 Wheelchair specs

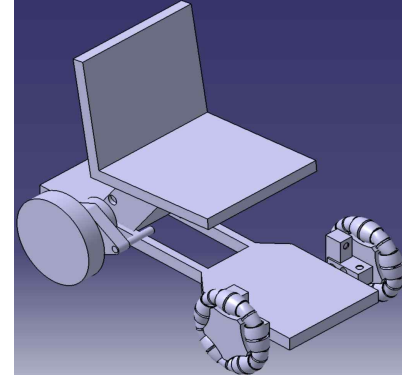


Fig.2 Wheelchair 3D model

서스펜션과 댐핑 계수의 경우 이번 연구에서는 선행 논문(WEERAPONG, 2023)의 수치를 활용하기로 하였다. 또한 실제 도로 특성을 재현하기 위해 파장(λ) 350mm, 진폭(A) 0.25mm인 sin파 형태의 도로를 제작하였다(Fig.3).

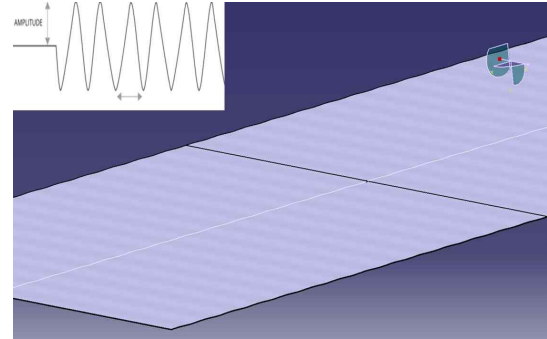


Fig.3 Sin road 3D model

형태가 복잡하고 재료별 물성치를 고려한 유한요소 해석을 위해 Altair사 HyperMesh 2022.1⁷⁾ 버전을 활용하여 주요 부품별로 재료 특성을 적용하고 Fig.4와 같이 가시화하였으며 무게 배분에 대해서 전/후 동작 유닛, 의자 부분들의 각 무게를 맞추면서 총무게와 일치하도록 조정했다.

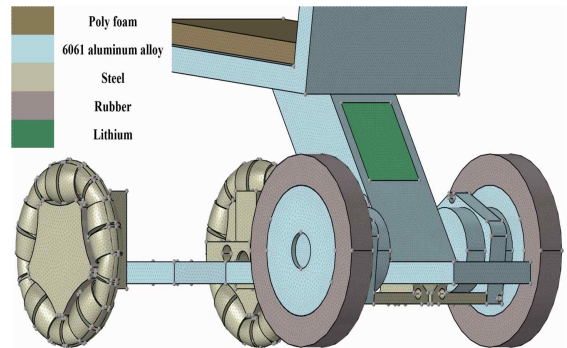


Fig.4 Model with material Property

Mesh size	5mm	30mm	50mm
RMS (mm/s ²)	202.05	219.32	680.45

(a) RMS difference (road)

Mesh size	5mm	7.5mm
RMS (mm/s ²)	219.32	615.57

(b) RMS difference (wheelchair)

Table.2 RMS difference by mesh size

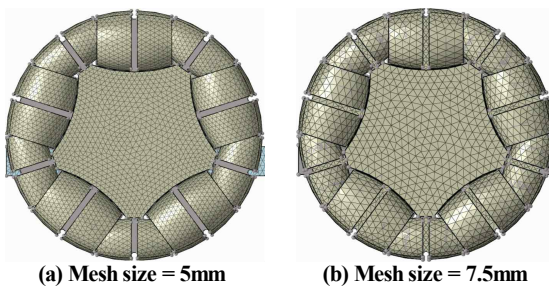


Fig.5 Mesh generate result

메쉬(Mesh) 크기에 따른 진동 변화를 확인해본 결과, Table.2(a)에서는 30mm 이하부터는 값이 수렴하는 경향을 보이고 (b)의 경우도 작은 변화값에 비해 진동값이 급격하게 변하는 모습을 보였으나 (a)와 유사한 수렴성을 띄어 5mm로 전체 메쉬 생성을 진행하였다.

2.2 진동 해석 방법

진동 측정 방법에 대해서는 ISO2631¹⁰⁾을 바탕으로 진행하였다. ISO2631에서는 각종 진동 노출로 인한 결과에 대해 건강, 안락감, 지각, 멀미의 4가지 관점의 영향들을 평가하기 위한 진동 측정과 평가 방법을 규정하고 있다. 기본 진동 평가법은 식 (4)처럼 RMS(Weighted - root mean square)로 정의되어 있으며 a_w 는 주파수 가중된 병진 가속도 시간값 (m/s²), T는 측정시간을 의미한다. 주파수 범위는 0.5Hz~80Hz로 한다.

$$a_w = \left[\frac{1}{T} \int_0^T a_w^2(t) dt \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4)$$

가속도 RMS에 대한 순간 가속도 비율을 “과고율”이라고 하며, 이 비율이 9 이하면 앞서 언급한 기본 평가법으로도 충분히 평가할 수 있으며 이를 Fig. 7(a)을 바탕으로 구해본 결과 9 미만으로 정의되어 기본 평가 방법으로 연구를 진행하였다. 본래라면 xyz 축 모든 축에 대한 진동을 측정할 필요가 있으나 탑승자가 가장 민감한 부분이 z축 병진 성분이라 생각하여 Fig.6처럼 MotionView 2022.1^{주2)} 해석 환경에서 롤러 각도 $\theta(17^\circ)$, 피벗 위치 H(20mm)의 초기값을 지닌 휠체어 모델의 쿠션 무게 중심을 기준으로 6km/h로 주행 시 발생하는 병진 성분만을 확인하도록 하였다. 결과 RMS에 대해 편의를 위해 이후로는 RMS_{iso} 라 호명하겠으며 752.06mm/s²라는 결과를 얻었다. Fig.7(b)는 고속 푸리에 변환(FFT) 그래프로 나타낸 결과다.

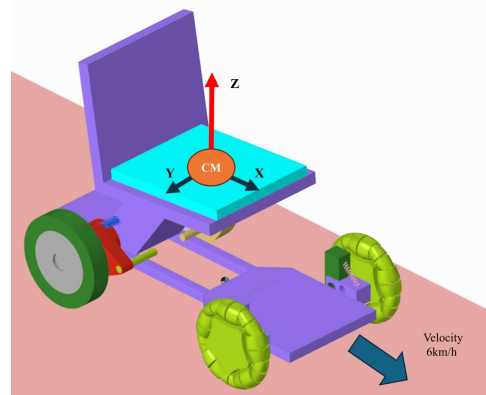


Fig.6 Analysis condition

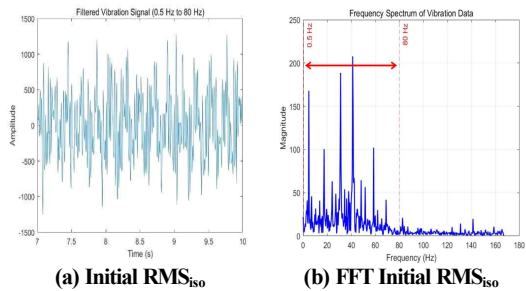


Fig.7 The result of RMS_{iso} at Initial condition

3. 시뮬레이션 결과 검증

본 연구에서는 3D 유한 요소 해석을 바탕으로 연구가 진행되기 때문에 실물과 유사한 물리적인 특징을 구현할 필요가 있다. 재현성을 뚜렷하게 보기 위해 Table.3와 같이 공극(gap) 유무에 따른 RMS_{iso} 와 이를 실물이 사용된 선행 연구와 동일 조건에서 비교하여 재현 정밀도를 확인하였다. (a)

의 경우, 공극 유무에 따라 RMS_{iso} 가 야기됨을 확인하였고 (b)에서 실물 대비 10% 내 상대 오차를로 실상황과 유사한 경향이 보임을 확인했다.

	Omni wheel	Circular wheel
z - axis acceleration RMS(mm / s ²)	759.43	220.72

(a) Difference by gap

	Real model (WHILL C2)	Simulation model
z - axis acceleration RMS(mm / s ²)	745.35	826.85
Relative error rate	9.86%	

(b) Compare with Prior research

Table.3 Verification for analysis

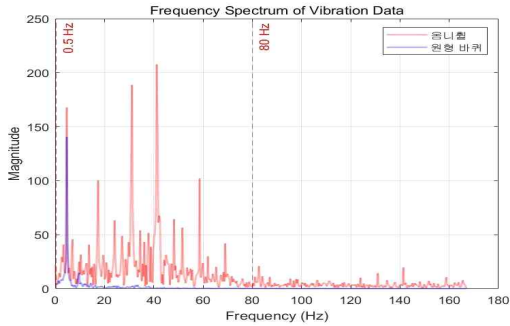


Fig.8 FFT for Table.3-(a)

4. parameter 변화에 따른 경향 분석

4.1 롤러 각도 크기 $|\theta|$

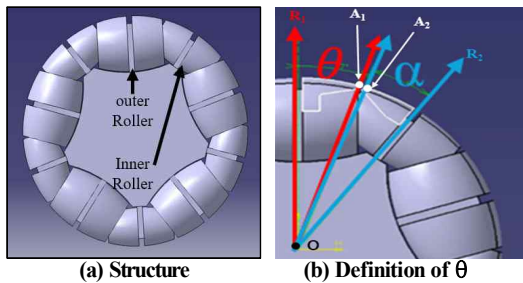


Fig.9 About Omni wheel

Fig.9은 옴니휠의 구조를 나타낸 것이며 크게 허브, 지지대, 그리고 롤러_{외/내}(Roller_{out/in})로 구성

된다. O는 옴니휠의 중심, A₁, A₂는 롤러_{외/내}의 끝 점, R₁, R₂는 각각 롤러_{외/내}로부터 샤프트 중심축 길이를 나타내며 주요 수치로는 R₁과 $\overline{OA_1}$ 이 이루는 각도 θ 가 있으며 R₂와 $\overline{OA_2}$ 가 이루는 각도 α , 롤러_{외/내} 쌍수(pair), 공극 각도 (2°)와의 관계를 식(5)로 나타낼 수 있다.

$$\alpha = \frac{360}{pair \times 2} - gap - \theta \quad (5)$$

앞서 3장에서 공극 유무에 따른 RMS_{iso} 차이가 컸기 때문에 진동 발생의 주요 원인이라고 고려했으며 롤러 간의 간섭이 일어나지 않는 범위 내에서 Fig.10처럼 θ 에 대해 17°, 14°, 11°, 8°까지의 경우를 생성하였다.

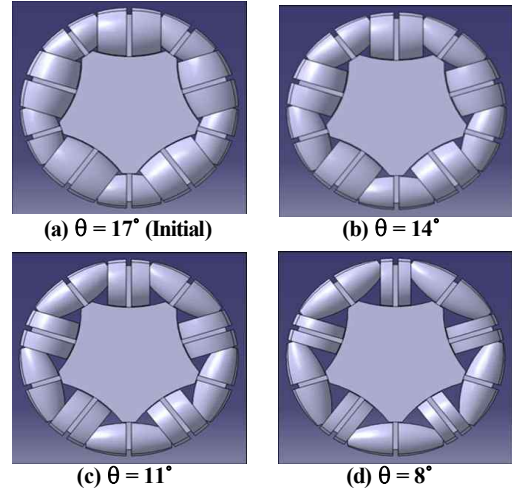


Fig.10 Models with θ applied

4.2 피벗 (Pivot) 높이 [H]

옴니휠부터 발생하는 진동을 줄이기 위해 전륜에 스윙 암 형식의 서스펜션이 장착되어있고 이 경우 피벗 위치에 따라 진동 에너지의 전달특성이 바뀌는 특성이 존재한다. Fig.11처럼 발받이로부터 30.993mm 위치에 기준선을 생성하며 해당 지점부터 피벗까지의 거리를 H라고 정의해 Fig.12처럼 0, 20, 40, 60mm까지 4가지 경우를 생성했다.

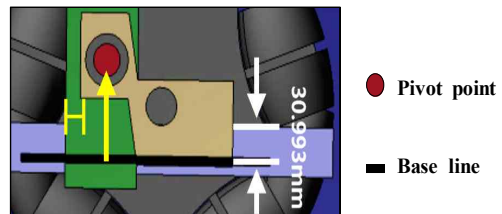


Fig.11 Definition of H

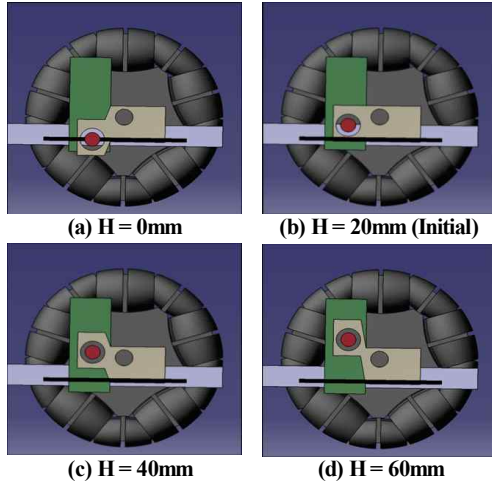


Fig.12 Models with H applied

4.3 각 Parameter 별 영향 분석

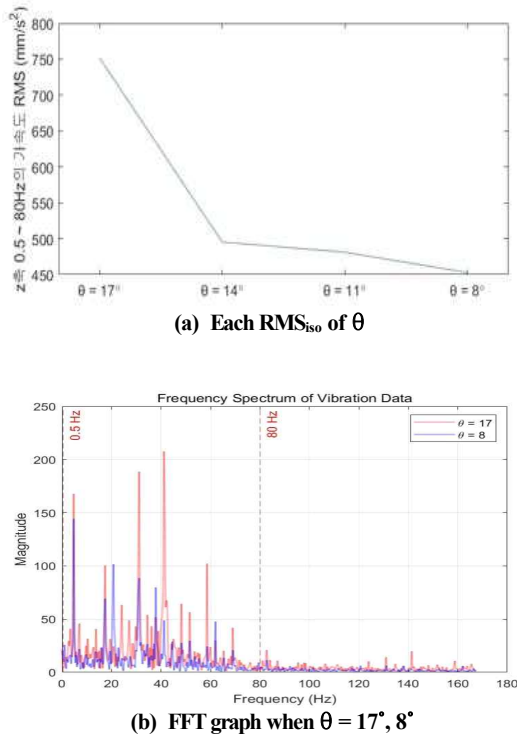
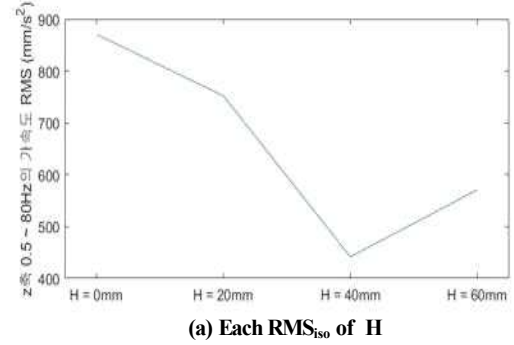


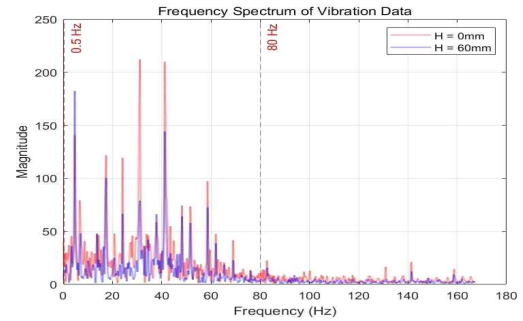
Fig.13 Tendency by changing θ

Fig 13는 변수별 진동 경향성을 나타낸 그래프며 (a)를 살펴보면 θ 감소에 따라 $RMS_{0.5-80Hz}$ 또한 감소하는 경향성을 보이며 8° 일 때 최소값을 가진다. 이에 대해 Fig.10을 가지고 추측해 보자면 θ 에 따라 롤러와 허브 사이 공간이 늘어나는 것을 볼 수 있으며 롤러와 지지대를 T자 모양의 빔으로 고려할 경우, 지지대 부분에 응력이 집중하게 된다는

것으로 간주할 수 있다. 초기값의 경우 응력이 전체로 분산되면서 전체 진동수가 늘어나는 반면, 작은 각도에서는 분산되어야 하는 진동이 지지대로 집중하게 되어 상반되는 결과를 초래한 것으로 추측된다. 강성 개선이 목적인 경우 이는 평균 고장 시간 (MTBF) 주기가 짧다는 것을 의미하기 때문에 좋은 결과라고 하기 어려우나 본 연구에서는 진동 감소를 최우선 목적으로 두고 있으므로 준수한 경향이라 생각하였다.



(a) Each $RMS_{0.5-80Hz}$ of H



(b) FFT graph when $H = 0, 60mm$

Fig.14 Tendency by changing H

이어서 Fig.14에 대해 분석하면 H가 40mm인 경우 $RMS_{0.5-80Hz}$ 는 최소값을 가지며 이를 기점으로, 전후로 증가하는 경향을 보인다. 앞서 Fig.12를 (a), (b), (c), (d) 2가지 경우로 나누어 볼 때 피벗 위치가 바뀌 허브에 대하여 각각 상/하단에 부착된 모습을 볼 수 있다. 이를 스프링 작용의 관점에서 분석하면 피복 위치가 허브보다 높으면 서스펜션으로의 축 방향 충격 전달 및 에너지 흡수 효율이 개선되어 복원 시간이 단축되지만, 이와 반대일 경우 축 방향보다는 측면이나 비틀림 하중으로 작용해 스프링의 복원 및 진동 지속 시간 증가를 초래하는 것으로 보인다. 또한 40mm 이후 $RMS_{0.5-80Hz}$ 가 다시 증가하는 것으로 보아 가능한 허브와 수평을 이루는 범위 내에 위치하는 것이 좋을 것으로 추측된다.

5. 연구 결과

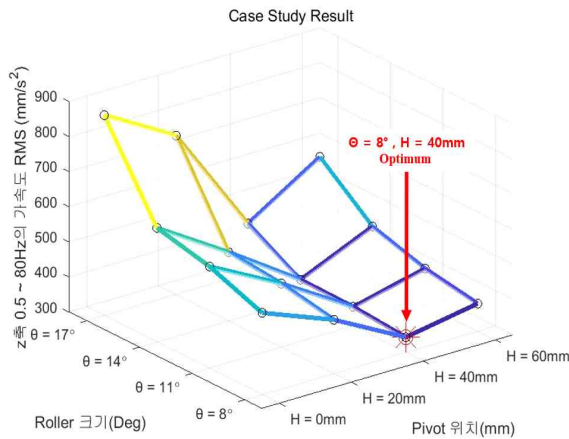
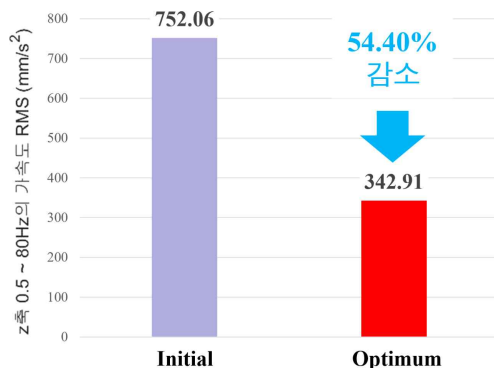


Fig.15 RMS_{iso} result by combination of θ - H

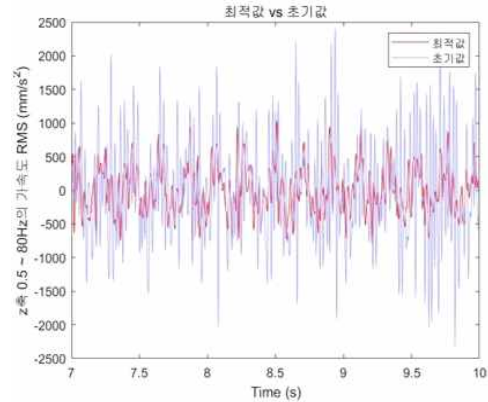
θ \ H	0mm	20mm	40mm	60mm
17°	870.72	752.06	441.56	571.04
14°	624.85	495.37	356.78	447.98
11°	589.87	481.07	354.58	403.29
8°	532.85	452.79	342.91	378.46

Table.4 RMS_{iso} of case study

4장에서 생성한 θ 와 H의 사례들을 조합하여 해석을 진행한 RMS_{iso}와 이를 3D 조감도 형식으로 표시한 결과는 Table.4, Fig.15와 같다. 전체 case중 $\theta = 8^\circ$, H = 40mm일 때 RMS_{iso} 최적값 342.9mm/s²가 도출됨을 확인하였다. 전반적으로 θ 는 17°에서 14°, H는 20에서 40mm로 조건이 변화할 때 RMS_{iso} 변화가 컸음을 확인할 수 있었으며 최적값과 $\theta = 17^\circ$, H = 20mm 초기값을 비교해본 결과, Fig.16처럼 초기값 대비 54.40% 감소했음을 확인할 수 있었다.



(a) Reduction of RMS_{iso}



(b) Multi plot graph (Initial, Optimum)

Fig.16 RMS_{iso} comparison between Initial - Optimum

본 연구에서는 옴니휠 탑재 휠체어에 대해 3D 해석 환경에서 옴니휠 구조 및 서스펜션 피벗 위치의 조합에 따른 진동수 저감에 관해 연구하였다. 제원 치수 외에 공개된 정보가 적어 수치를 임의로 선정하여 진동 특성이 실물과 다르게 나타나 추후 이를 실물과 비교하여 정확도를 올려 경사 등판, 선회 등 다양한 주행 조건에서도 동일한 경향성을 얻을 수 있는지 검증할 필요가 있다고 생각한다.

또한 연구를 진행하면서 롤러의 크기와 서스펜션 피벗 위치뿐만 아니라 스프링, 댐핑 계수, 마찰력도 큰 영향을 끼치는 것을 확인하여 해당 변수 추가 및 관계식을 수립하여 이를 회귀, 최적화 기법을 활용하여 연구를 진행한다면 더욱 심층 있는 연구를 진행할 수 있을 것이라 기대된다.

Notes

주1) Altair사 HyperMesh help page:
https://2022.help.altair.com/2022.1/hwdesktop/hm/topics/chapter_heads/whats_new_r.htm
 (최종 접근 날짜 2024/11/26)

주2) Altair사 MotionView help page:
https://2022.help.altair.com/2022.1/hwdesktop/altair_help/topics/release_notes/rm_2022_1_motionview_r.htm
 (최종 접근 날짜 2024/11/26)

References

1) United nations, n.d, World population prospects - population division - united nations,
<https://population.un.org/wpp/Graphs/>,2024

2) Tetsuaki KAWATA. (2024). Research on

commercially electric wheelchairs and improving the running performance of passive link of joystick-type 6-wheel electric wheelchairs on uphill and downhill roads Part 1. Transactions of the JSME, vol 90(931), 23-00241, (in Japanese).

3) Komori, M., Matsuda, K., Terakawa, T., Takeoka, F., Nishihara, H., & Ohashi, H. (2016). Active omni wheel capable of active motion in arbitrary direction and omnidirectional vehicle. Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing, 10(6), JAMDSM0086-JAMDSM0086.

4) 김태현 , 황대규 , 김봉상 , 이성희 and 문희창 (2023). 후륜 독립 구동 인 휠 모터의 능동적 조향각 생성을 통한 2WS/2WD In-Wheel 플랫폼의 최소회전 반경 감소. 로봇학회 논문지, 18(3), 299 - 307.

5) Palacín, J., Martínez, D., Rubies, E., & Clotet, E. (2021). Suboptimal omnidirectional wheel design and implementation. Sensors, 21(3), 865.

6) Kundu, A. S., Mazumder, O., Lenka, P. K., & Bhaumik, S. (2017). Design and performance evaluation of 4 wheeled omni wheelchair with reduced slip and vibration. Procedia Computer Science, 105, 289-295.

7) Bae, J. J., & Kang, N. (2016). Design optimization of a mecanum wheel to reduce vertical vibrations by the consideration of equivalent stiffness. Shock and Vibration, 2016(1), 5892784.

8) Bando, K., & Naito, J. (2016). U.S. Patent No. 9,365,076. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.

9) Pongtep, W., Kreetha, K., Narapong, C., Chatchai, K., Weerayute, S., Weeraphol, P., ... & Kou, Y. (2024). Analyzing Transient Response Vibration in Wheelchair Transportation: State Space Modeling for Enhanced Comfort and Well-Being.

10) An, S. J. (2014). 인체진동 ISO 2631-1. Journal of KSNVE, 24(6), 36-40.