

Omni Directional Wheel 탑재 휠체어의 진동 해석 및 승차감 개선 최적설계

한 상 원¹⁾ 정 찬 민²⁾ 민 승 재^{*3)}

한양대학교 미래자동차공학과^{1), 2), *3)}

Vibration Analysis and Optimal Design for Improving Ride Comfort of Wheelchair equipped with Omni Directional Wheel

Sangwon Han¹⁾ Chanmin Chung²⁾ Seungjae Min^{*3)}

^{1), 2), *3)}Department of Automotive Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

Abstract : This paper contains the contents of reducing vibrations generated from wheelchairs equipped with omni wheels and improving ride comfort through the structural design and suspension design of omni wheels. In order to solve the problem of existing wheelchairs, the installed omni wheels generate vibrations. The vibrations cause problems that reduce ride comfort. In order to solve this, the structural design and suspension design of omni wheels will be carried out to reduce vibrations and improve ride comfort.

Key words : Wheelchair(휠체어), Omni Wheel(옴니휠), Suspension(서스펜션), Vibration(진동), Ride Comfort(승차감)

1. 서론

2024년 세계보건기구 WHO의 보고서에 따르면 전 세계 약 13억 명의 사람들이 장애를 가지고 있으며 이는 지난 10년간 계속 증가해왔으며 인구수 증가와 고령화와 같은 여러 요인으로 계속 증가할 것으로 예측된다고 한다¹⁾. 이에 따라 보행 능력이 제한되는 사람들을 위한 기구인 휠체어(Wheelchair)의 시장이 성장하며²⁾ 휠체어는 계속 발전 해왔지만³⁾ 여전히 문제를 가지고 있다.

기존 휠체어는 앞바퀴가 클 경우 단차 극복 성능이 상승하지만⁴⁾, 차체와 앞바퀴의 간섭으로 인해 조향각이 제한되고 이로 인해 회전 반경이 커지는⁵⁾ 문제가 발생한다. 반대로 앞바퀴가 작을 경우 휠체어의 회전 반경이 작아지는⁵⁾ 이점이 있지만, 단차 극복 성능이 떨어지게 된다⁴⁾. 과거에는 이 두 가지의 성능이 상충관계였지만 옴니휠(Omni directional wheel, omni wheel)이 사용되면서 두 가지 이점을 가져갈 수 있게 되었다.



Fig.1 Omni wheel

옴니휠은 Fig.1처럼 바퀴의 바깥 둘레에 여러 개의 롤러(Roller)가 부착되어 조향 없이 방향 전환이 가능한 바퀴이다. 옴니휠을 사용하게 될 경우 조향 시 생기는 차체의 간섭이 없어 앞바퀴를 크게 만들 수 있다. 이를 통해 좁은 회전 반경과 단차 극복 능력을 동시에 가져갈 수 있다. 하지만 옴니휠의 롤러와 롤러 사이에는 공극이 존재해 이 공극이 노면과 접촉할 때마다 차체에 진동이 필연적으로 발생한다⁶⁾. 그리고 이 진동은 승차감과 탑

승자의 건강에 악영향을 미친다⁷⁾.

휠체어는 장애인의 다리를 대신하는 기구로 장시간의 이용이 불가피한 기구인 만큼 승차감과 건강에 악영향은 반드시 줄여야 하는 요소이다. 따라서 본 논문에서는 옴니휠의 구조설계와 서스펜션(Suspension) 설계에 따른 진동의 변화를 확인하고 사례 기반 연구를 통해 가장 작은 진동을 발생시키는 설계를 확인하는 방향으로 연구를 수행하겠다.

2. 휠체어, 노면 모델링(Modeling)

2.1 시뮬레이션 모델링(Simulation Modeling)

본 논문에서는 연구를 위해 CATIA v5를 통한 형상을 제작한 후 HyperMesh 2022.1를 통한 물성값과 메쉬(Mesh) 부여, MotionView 2022.1을 한 동적환경 부여를 통해 시뮬레이션 모델(Model)을 제작한 후 모델을 통해 측정된 값을 MATLAB R2020b를 이용한 후처리 후 값으로 비교를 하는 형태로 연구를 진행하겠다. 그리고 매개변수(Parameter)를 통한 사례연구(Case Study)를 하기 전 모델과 옴니휠에 대한 검증을 진행한 뒤 매개변수를 통한 경향성 분석과 최적값 도출로 연구를 이어나가겠다.

해석 모델의 경우 2023년도 CES 혁신상을 수상한 WHILL사의 모델 C2를 선정하였다. 모델 C2는 앞바퀴에 옴니휠과 스윙 암(Swing arm) 형태의 프론트 서스펜션(Front Suspension)이 장착된 전동 휠체어다. WHILL사의 특허와 매뉴얼(Manual)을 기반으로 뒷바퀴 직경 265mm, 너비 55mm, 앞바퀴(옴니휠) 직경 257mm, 너비 60mm와 같은 모델 C2에 대한 자료를 수집하여 이 내용을 기반으로 Fig.3와 같이 CATIA v5를 통해 최대한 실물과 가까운 시뮬레이션 휠체어 형상을 제작하였다.



Fig.2 Actual shape of Model C2

Fig.3 Simulation Shape

이후 노면을 구현하기 위해 MotionView 2022.1

에 Road tool 기능을 사용하려 하였으나 옴니휠과 같은 특수한 바퀴의 해석에는 활용하기 힘들어 현실의 도로의 일부 특성을 반영한 sin파 형태의 노면을 생성하여 연구를 진행하였다. 노면에는 모델 C2가 가장 민감하게 반응했다는 노면 파장 350mm⁸⁾와 진폭 0.25mm 그리고 아스팔트의 도로의 물성값을 부여하였다.

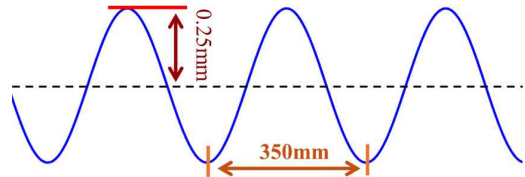


Fig.4 Road surface made in the shape of a sinusoid

생성된 휠체어와 노면의 형상에 HyperMesh 2022.1 통해 물성값을 부여하였다. 휠체어의 경우 실물에 사용된 재질을 참고하여 Fig.5와 Table.1과 같이 물성값을 부여하였다.

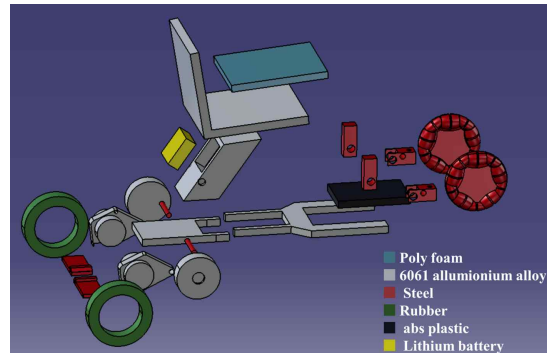


Fig.5 Material assigned to simulation model

Table.1 Material properties assigned to the simulation model

	Unit	Poly foam	6061 aluminum alloy	steel	Rubber	abs plastic	Lithium battery
young's modulus	Mpa	125	68900	210000	3	2250	5200
shear modulus	Mpa	30	26000	80700	1.01	900	3900
Poisson's ratio	-	0.25	0.33	0.3	0.49	0.38	0.36
mass density	ton/mm ³	6.0E-11	2.7E-9	7.85E-9	1.1E-9	1.05E-9	5.34E-10

물성값을 부여하며 각 재료의 밀도로 무게가 부여되었으나 실물의 내부 형태나 밀도까지는 정확히 구현할 수 없어 실물과의 무게 차이가 발생하였다. 이를 해결하기 위해 각 파츠(Part)에 무게를 새롭게 부여하여 차이를 없앴으며 휠체어의 총 무게인 51.9kg까지 구현하였다.

Table.2 Mass assigned to simulation model parts

Part	mass	Part	mass
omni wheel l/ r	6kg/ 6kg	Body	12kg
r_wheel l/ r	1kg/ 1kg	battery	2.7kg
r-tire l/ r	1.5kg/ 1.5kg	chair	4kg
f_suspension l/ r	1.5kg/ 1.5kg	cusion	0.2kg
r-suspension l/ r	4kg/ 4kg	footrest	0.3kg
low body	4.7kg	total	51.9kg
		l/ r:	left/ right
		f/ r:	front/ rear

시뮬레이션을 진행하는데 있어 크기는 중요한 요소이다. 메쉬 크기를 작게 생성할수록 해석의 정확도는 오르나 해석시간이 길어지는 문제가 발생한다. 적절한 메쉬 크기의 선정을 위해 휠체어에 연구를 진행한 컴퓨터에서 해석을 진행할 수 있는 가장 작은 메쉬 크기인 5mm와 7.5mm의 진동 해석값을 비교하였다. 이때의 노면의 메쉬 크기는 동일하게 30mm로 진행하였으며 이 비교는 정확한 값이 아닌 경향성을 파악하기 위한 용도로 일부 동적특성이 정확히 부여되지 않았다.

Table.3 RMS according to mesh size of wheelchair model

메쉬 크기	5mm	7.5mm
RMS (mm/s^2)	219.32	615.57

결과는 위 표와 같이 5mm에서 제곱평균제곱근(Root Mean Square, RMS)는 $219.21mm/s^2$ 이 7.5mm에서는 RMS는 $615.57mm/s^2$ 로 3배에 가까운 차이가 발생했다. 메쉬 크기에서는 큰 차이가 없으나 RMS의 차이가 커 메쉬 크기를 키우기는 힘들 것으로 판단하여 휠체어에는 5mm에 메쉬를 부여하는 것으로 결정하였다.

휠체어에 이어 노면의 메쉬 크기를 결정하기 위해 마찬가지로 연구를 진행한 컴퓨터에서 해석을 진행할 수 있는 가장 작은 메쉬 크기인 5mm와 30mm, 50mm를 노면에 부여하여 비교를 하였다. 이때의 휠체어 모델에 부여된 메쉬 크기는 5mm이며 이 비교는 정확한 값이 아닌 경향성을 파악하기 위한 용도로 일부 동적특성이 정확히 부여되지 않았다.

Table.4 RMS according to mesh size of road surface model

메쉬 크기	5mm	30mm	50mm
RMS (mm/s^2)	202.06	219.32	680.46

결과를 위 표와 같다. 메쉬 크기가 5mm와 30mm로 6³배의 차이를 보이지만 RMS는 대략 10%정도밖에 차이를 보이지 않는다. 하지만 메쉬 크기로 인한 해석 시간의 차이가 매우 적어 해석시간 대비 높은 해석 정확도를 위해 노면의 메쉬 크기도 5mm로 결정하였다.

동적 특성을 부여하기 위해 MotionView 2022.1를 통해 각 파츠들 사이에 조인트속성(Joint)와 접촉속성(Contact)를 적용하여 현실과 같은 움직임을 가지도록 하였다. 서스펜션의 스프링 계수와 댐핑 계수도 적용하려 하였으나 실물 서스펜션에 사용된 계수들을 찾을 수 없어 이 부분은 다른 논문(WEERAPONG, 2023)을 참고하여 모델 C2에 사용된 독립 서스펜션의 형태에 맞는 수치로 변환해 적용하였다. 사용된 계수들은 Table.5와 같다.

Table.5 Suspension coefficient

	front suspension	rear suspension
spring coefficient	6700N/m	37300N/m
damper coefficient	350N/(m/s)	350N/(m/s)

바퀴와 노면사이의 마찰계수는 타이어와 아스팔트 사이의 마찰계수를 고려하여 최대정지마찰력은 0.8, 운동마찰력은 0.7를 부여하였다.

본 논문에서는 모델 C2의 최고속력인 6km/h에서의 등속운동 상황에서의 진동을 측정하려 했으나 sin파 형태로 부여된 노면에서의 주행에서 일정한 선속도를 가지는 것이 현실적이지 않다고 판단하여 이를 뒷바퀴의 각속도로 변환하여 뒷바퀴가 등각속도운동을 하는 상황에서 진동을 측정하는 것으로 변경하였다. 이를 위해 6km/h를 m/s단위로 변환하면 1.6667m/s가 된다. 그리고 수식 (1)과 같이 뒷바퀴의 각속도 ω 는 휠체어의 선속도 v 를 뒷바퀴의 반경 r 으로 나눈 값이므로 뒷바퀴가 12.58 rad/s로 등각속도운동을 할 때의 진동을 측정하겠다.

$$\omega = \frac{v}{r} \quad (1)$$

ω : Angular velocity of the rear wheel

v : Linear speed

r : Radius of rear wheel

뒷바퀴가 해당 속도까지 가속하는 과정에서 발생하는 진동이 해석결과에 영향을 주지 않게 하기 위해 시뮬레이션 시작에서 7초 후부터 측정을 시작한다.

2.2 목적함수 정의

완성된 모델은 노면과 바퀴 사이의 접촉을 통해 진동이 발생하는데 이것을 7 자유도(7-DOF)의 모델로 표현하면 Fig.6과 같다. 탑승자는 차량의 진행방향인 x축, 횡방향인 y축, 수직방향인 z축의 진동 중 z축의 진동에 가장 민감하게 반응하므로⁷⁾ 본 논문에서는 z축의 가속도만을 측정하겠다. 진동을 확인하는 위치는 휠체어와 인체가 접촉하는 쿠션의 무게 중심이며 이에 대한 지배 방정식은 수식 (2)–(14)와 같다. 차체는 각 서스펜션에서 전달된 힘들의 합을 차체의 질량으로 나눈 값만큼 가속도가 발생한다. 수식에서 M은 질량, U는 변위, a는 가속도, K와 C는 각각 스프링(spring) 계수와 댐핑(Damping) 계수, L, W는 쿠션(Cushion)의 무게중심으로부터 서스펜션까지의 x축 거리와 y축 거리이다. 그리고 아래첨자 s, u 각각 차량의 스프링 상질량(Sprung Mass)과 스프링 하질량(Unsprung Mass)이며 fr, fl, rr, rl은 순서대로 오른쪽 앞, 왼쪽 앞, 오른쪽 뒤, 왼쪽 뒤를, θ 는 피치각(Pitch Angle) ϕ 는 롤각(Roll Angle)이다. 예를 들어 $U_{u,rl}$ 은 왼쪽 뒤의 unsprung mass의 변위를 나타내며 W_l 은 쿠션의 무게중심으로부터 왼쪽 서스펜션까지의 y축 거리를 나타낸다.

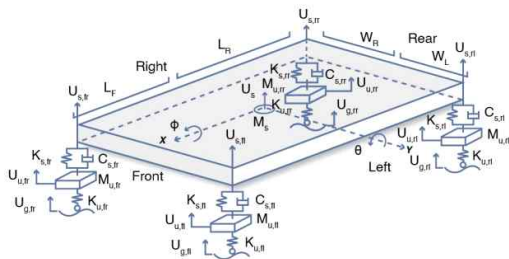


Fig.6 Wheelchair 7-DOF modeling⁹⁾

$$a_s = \ddot{U}_s = \frac{1}{M_s} (F_{s,fr} + F_{s,fl} + F_{s,rr} + F_{s,rl}) \quad (2)$$

$$F_{s,fr} = K_{s,fr} (U_{u,fr} - U_{s,fr}) + C_{s,fr} (\dot{U}_{u,fr} - \dot{U}_{s,fr}) \quad (3)$$

$$F_{s,fl} = K_{s,fl} (U_{u,fl} - U_{s,fl}) + C_{s,fl} (\dot{U}_{u,fl} - \dot{U}_{s,fl}) \quad (4)$$

$$F_{s,rr} = K_{s,rr} (U_{u,rr} - U_{s,rr}) + C_{s,rr} (\dot{U}_{u,rr} - \dot{U}_{s,rr}) \quad (5)$$

$$F_{s,rl} = K_{s,rl} (U_{u,rl} - U_{s,rl}) + C_{s,rl} (\dot{U}_{u,rl} - \dot{U}_{s,rl}) \quad (6)$$

$$M_{u,fr} \ddot{U}_{u,fr} = F_{u,fr} - F_{s,fr} \quad (7)$$

$$M_{u,fl} \ddot{U}_{u,fl} = F_{u,fl} - F_{s,fl} \quad (8)$$

$$M_{u,rr} \ddot{U}_{u,rr} = F_{u,rr} - F_{s,rr} \quad (9)$$

$$M_{u,rl} \ddot{U}_{u,rl} = F_{u,rl} - F_{s,rl} \quad (10)$$

$$U_{s,fr} = U_s - L_f \theta - W_r \phi \quad (11)$$

$$U_{s,fl} = U_s - L_f \theta - W_l \phi \quad (12)$$

$$U_{s,rr} = U_s - L_r \theta - W_r \phi \quad (13)$$

$$U_{s,rl} = U_s - L_r \theta - W_l \phi \quad (14)$$

M: Mass U: Displacement a: Acceleration

K: Spring Coefficient C: Damping Coefficient

L/ W: x-axis/ y-axis distance from the center of mass of the cushion to the suspension

s/ u: Sprung Mass/ Unsprung Mass

fr/ fl/ rr/ rl: Right Front/ Left Front/ Right Back/ Left Back

θ / ϕ : Pitch Angle, Roll Angle

인체에 작용하는 진동 중 z축의 진동 중에서도 인체가 더 민감하게 반응하는 진동수가 존재한다.⁷⁾ 본 논문에서는 ISO-2631-1을 참고해 해당 진동수를 0.5부터 80Hz로 판단하겠다. 그리고 $RMS_{0.5-80Hz}$ 를 진동수를 0.5부터 80Hz 내 진동의 RMS 값으로 정의하고 측정대상으로 선정하겠다.

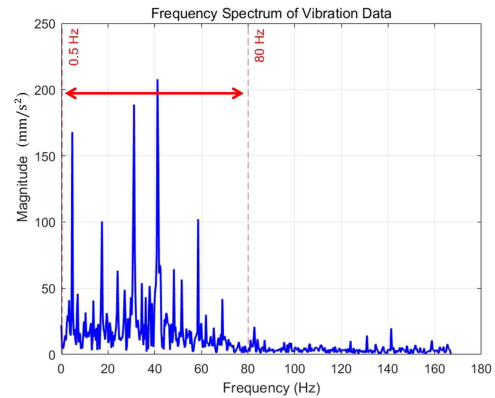


Fig.7 FFT graph of vibration at initial parameter

시뮬레이션 모델은 Fig.8과 같다. 그리고 매개 변수를 변경하지 않은 초기 상태에서의 진동형상은 Fig.9와 같고 RMS는 759.43mm/s^2 , $\text{RMS}_{0.5-80\text{Hz}}$ 는 752.91mm/s^2 으로 측정되며 진동수의 범위를 설정하는 것으로 6.52mm/s^2 만큼 감소함을 확인할 수 있다.

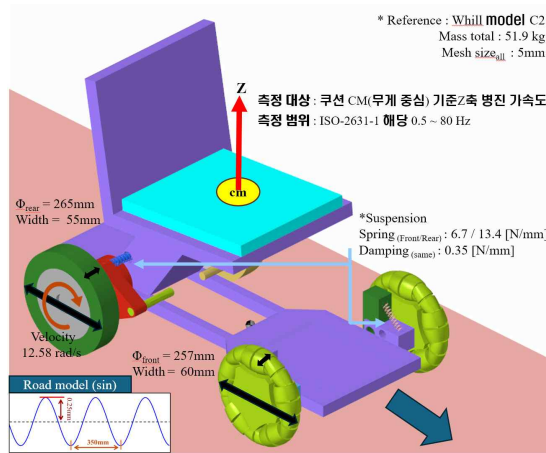


Fig.8 Simulation model

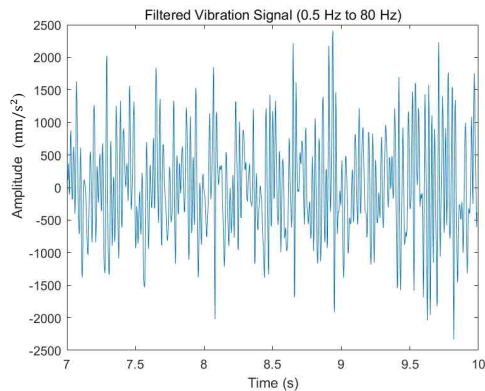


Fig.9 Vibration shape at initial parameter

Table.6 Vibration RMS and $\text{RMS}_{0.5-80\text{Hz}}$ at the initial parameter

z축 방향 가속도	RMS	$\text{RMS}_{0.5-80\text{Hz}}$
초기 상태	759.43mm/s^2	752.06mm/s^2

3. 시뮬레이션 모델링 검증

3.1 실물과의 비교

시뮬레이션 모델의 신뢰성을 평가를 위해 모델 C2의 실물의 진동 특성과 비교하여 검증하였다.

실물과의 검증에 대해서는 실물의 $\text{RMS}_{0.5-80\text{Hz}}$ 에 대한 정보가 없어 RMS를 이용해 비교하였다. 모델 C2가 아스팔트 도로를 4km/h 로 등속 주행 시 z축 방향의 가속도 RMS는 약 745.35mm/s^2 이 측정되었다¹⁰⁾. 그리고 시뮬레이션 모델의 경우 4km/h 로 등속 주행 시 z축 방향의 가속도 RMS는 826.85mm/s^2 이 측정이 되었다.

Table.7 Comparison of vibration RMS between actual and simulation model

	실물	시뮬레이션 모델
z축 방향 가속도의 $\text{RMS}(\text{mm/s}^2)$	745.35	826.85
상대 오차율	9.86%	

이를 통해 제작된 모델이 정확한 값을 나타낸다고 할 수 없지만, 경향성은 나타낼 수 있음을 확인하였다.

3.2 원형 바퀴와의 비교

연구를 진행하기에 앞서 옴니휠로 인해 진동이 야기됨을 검증하기 위해 옴니휠의 유무에 따른 진동을 비교하였다. 옴니휠은 롤러사이의 공극에서 진동이 발생하므로 공극이 존재하지 않는 원형 바퀴와 비교하였다. 원형 바퀴는 옴니휠과 동일한 무게, 반경, 강성을 부여하였다. 해당 비교에서는 모델 C2의 최고 속도인 6km/h 의 등속운동에서 측정된 z축 가속도를 비교하였다.

시뮬레이션을 진행한 결과 RMS의 경우 옴니휠은 759.43mm/s^2 , 원형 바퀴의 경우 220.72mm/s^2 이 $\text{RMS}_{0.5-80\text{Hz}}$ 의 옴니휠은 752.06mm/s^2 , 원형 바퀴의 경우 220.57mm/s^2 이 측정되었으며 측정된 진동을 고속 푸리에 변환(Fast Fourier Transform, FFT)한 결과는 Fig.10과 같이 나타났다. 이를 통해 옴니휠을 사용할 경우 노면의 형상으로 인한 진동 외에 다른 진동이 추가적으로 야기됨을 확인하였다.

Table.8 Comparison of vibration RMS and RMS_{0.5-80Hz} of omni wheel and circular wheel

z축 방향 가속도	옵니휠	원형 바퀴
RMS(mm/s ²)	759.43	220.72
RMS _{0.5-80Hz} (mm/s ²)	752.06	220.57

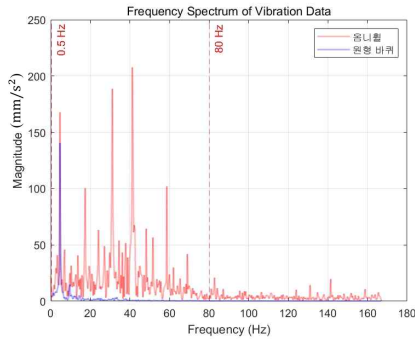


Fig.10 FFT graph of vibration of omni wheel and circular wheel

4. 매개변수 변경에 따른 영향 분석

4.1 롤러 크기를 통한 매개변수 생성

옵니휠의 롤러는 Fig.11과 같이 이너 롤러(Inner Roller)와 아우터 롤러(Outer Roller)로 구분이 된다.

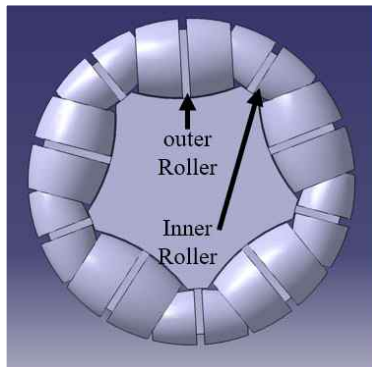


Fig.11 Structure of the omni wheel

두 롤러 사이에 공극이 존재하며 이 공극이 노면과 접촉할 때 진동이 발생하므로 롤러의 크기를 변화시켜 공극 간의 간격을 변화시킬 경우 옵니휠에서 발생하는 진동의 진동수와 같은 진동특성이 변화할 것으로 예상되기에 롤러의 크기를 매개변수로 선정하였다.

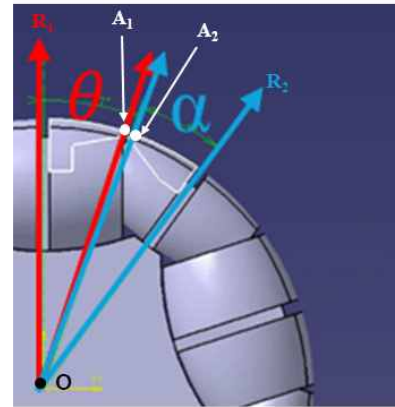


Fig.12 Definition of parameter θ

Fig.12에서 Outer Roller의 샤프트(Shaft)의 중심축 R_1 , Inner Roller의 샤프트의 중심축 R_2 , 옵니휠의 중심을 O, Outer Roller의 끝점 A_1 , Inner Roller의 끝점 A_2 이며 R_1 과 $\overline{OA_1}$ 이 이루는 각도가 θ , R_2 와 $\overline{OA_2}$ 가 이루는 각도가 α 이다. pair는 Inner Roller와 Outer Roller의 쌍수이며 시뮬레이션 모델의 pair는 5이다. 그리고 gap은 $\overline{OA_1}$ 와 $\overline{OA_2}$ 사이의 각도이며 시뮬레이션의 모델의 gap은 2° 이다. θ 가 Outer Roller의 크기를 나타내는 매개변수이며 α 는 수식 (16)을 통해 θ 따라 결정된다.

$$\alpha = \frac{360}{\text{pair} \times 2} - \theta - \text{gap} \quad (16)$$

pair: Number of pairs of Inner Roller and Outer Roller

gap: The angle between $\overline{OA_1}$ and $\overline{OA_2}$

θ 가 17° 보다 커지거나 8° 보다 작아질 경우 롤러 간의 간섭이 일어나 제작할 수 없는 형상이 되므로 θ 는 초깃값(Initial Value)인 17° 부터 14° , 11° , 8° 까지만 매개변수로 생성한다. 생성된 매개변수는 Table.9와 같다.

Table.9 Parameter θ

$\theta = 17^\circ$ (초깃값)	$\theta = 14^\circ$	$\theta = 11^\circ$	$\theta = 8^\circ$

θ 가 17° 일 때와 θ 가 8° 일 때의 발생한 진동을 FFT를 통해 분석을 해보면 Fig.13과 같이 나타나 θ 에 따라 측정되는 진동의 진동특성이 변한

것을 확인할 수 있다.

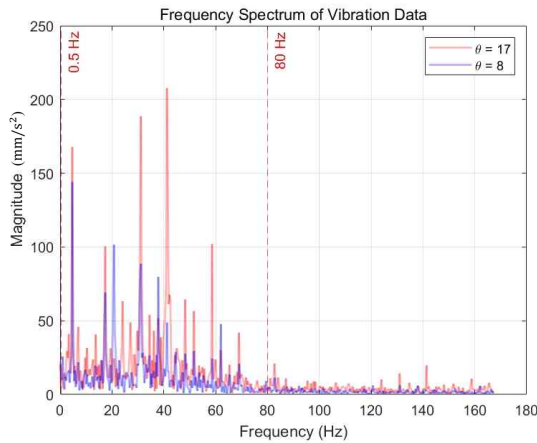


Fig.13 Vibration FFT graph when $\theta = 17^\circ$, $\theta = 8^\circ$

θ 에 따른 $RMS_{0.5-80Hz}$ 의 변화는 Fig.14와 같이 나타났다. θ 가 17° 에서 감소할수록 $RMS_{0.5-80Hz}$ 는 점차 감소하며 θ 가 8° 일 때 최솟값을 가진다.

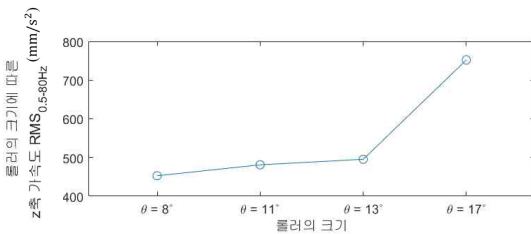


Fig.14 Graph of $RMS_{0.5-80Hz}$ according to θ

4.2 피벗(Pivot)을 통한 매개변수 생성

바퀴에서 발생한 진동은 서스펜션을 통해 차체로 전달된다. 스윙 암 형태의 서스펜션의 경우 피벗 위치에 따라 진동 전달특성이 바뀌는데¹¹⁾ 이를 통해 차체에 전달되는 진동의 진동수와 크기가 변할 것으로 예상되어 프론트 서스펜션의 피벗 위치를 두 번째 매개변수로 선정하였다.

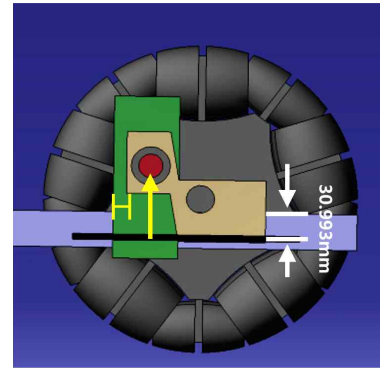


Fig.15 Definition of baseline and parameter H

Fig.15와 같이 발판(Foatrest)로부터 z축 방향으로 $-30.993mm$ 위치에 기준선으로 기준선과 피벗까지의 거리를 H라고 정의하겠다. H가 피벗의 위치를 나타내는 매개변수이며 H를 초깃값인 20mm부터 시작하여 0mm, 40mm, 60mm까지 4개를 매개변수로 생성하겠다. 생성된 매개변수는 Table.10과 같다.

Table.10 Parameter H

H = 0mm	H = 20mm (초깃값)	H = 40mm	H = 60mm

θ 는 17° 로 고정하고 H가 0mm일 때와 H가 60mm일 때의 발생한 진동을 FFT를 통해 분석을 해보면 Fig.16과 같이 나타나 H에 따라 측정되는 진동의 진동특성이 변한 것을 확인할 수 있다.

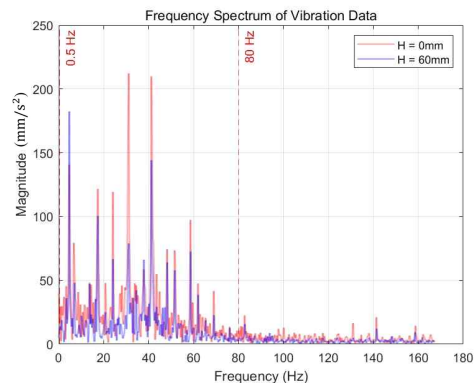


Fig.16 Vibration FFT graph when H = 0mm, H = 60mm

H에 따른 $RMS_{0.5-80Hz}$ 의 변화는 Fig.17과 같이 나타났다. 이때의 θ 는 17° 로 고정되어 있다. H가

0mm에서 40mm로 증가할수록 $RMS_{0.5-80Hz}$ 는 감소하며 40mm에서 60mm로 증가할수록 $RMS_{0.5-80Hz}$ 는 증가하며 H는 40mm일 때 최솟값을 가진다.

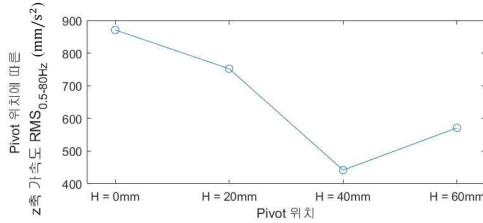


Fig.17 Graph of $RMS_{0.5-80Hz}$ according to H

추가로 앞바퀴를 옴니휠이 아닌 원형 바퀴로 바꾸었을 때의 결과는 Fig.18과 같으며 바퀴의 변화로 인해 H에 따른 최솟값 위치가 40mm에서 0mm로 변화한 것을 통해 H의 변화가 서스펜션의 전달 함수의 진동수 응답 특성을 변화시키는 것을 확인하였다.

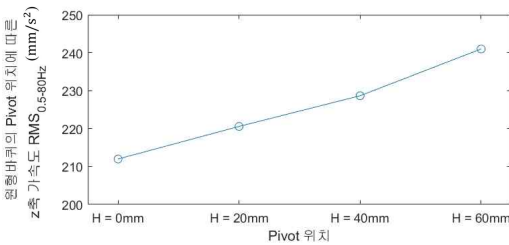


Fig.18 Graph of $RMS_{0.5-80Hz}$ according to H when equipped with a circular wheel

4.3 사례연구 결과

매개변수 θ 와 H를 조합해 16가지의 사례(Case)를 생성하였다. 이 Case들을 생성한 결과는 Fig.19와 Table.11과 같다.

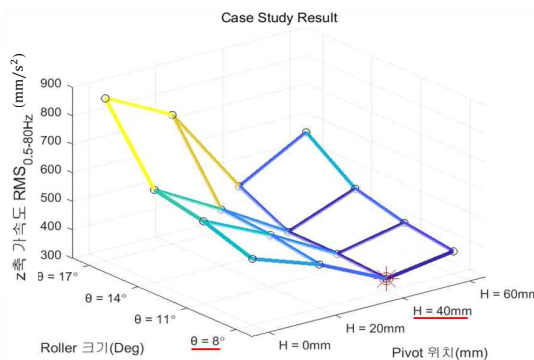


Fig.19 Case study results graph for 16 cases

Table.11 Table of case study results for 16 cases (mm/s^2)

$\theta \backslash H$	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

Fig.19와 Table.11를 통해 Case들 중에 $\theta = 8^\circ$, H=40mm일 때 최적값 $RMS_{0.5-80Hz}$ 인 $342.91mm/s^2$ 을 가지는 것을 확인할 수 있다.

초깃값인 $\theta = 17^\circ$, H=20mm일 때의 $RMS_{0.5-80Hz}$ 값은 $752.06mm/s^2$ 과 최적값인 $\theta = 8^\circ$, H=40mm일 때의 $RMS_{0.5-80Hz}$ 값 $342.91mm/s^2$ 를 비교하면 Fig.19와 같이 최적값은 초깃값 대비 54.40% 감소한 값을 확인할 수 있다.

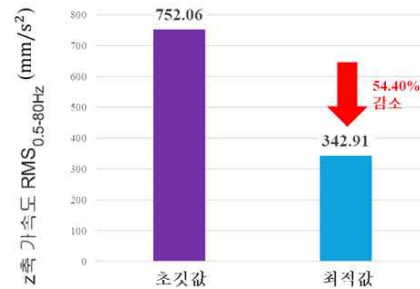


Fig.20 Comparison of initial and optimal values of the simulation model

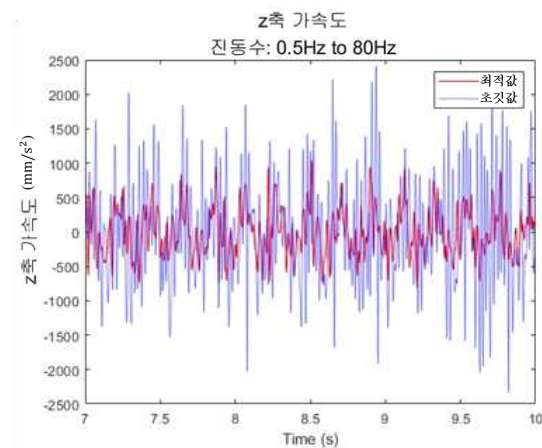


Fig.21 Comparison of vibration shapes of initial and optimal values of simulation model

5. 고찰

본 논문의 연구 결과가 θ 와 H에 대해 독립적인

영향력을 가진 것처럼 보이는 경향성이 나타났는데 서스펜션 계수에 Table.13과 같은 값을 적용할 경우 Table.14와 같은 RMS가 나오며 θ 와 H의 영향력이 서로 독립적이지 않음을 알 수 있다.

Table.13 arbitrary suspension coefficient

	front suspension	rear suspension
spring coefficient	27600N/m	32380N/m
damper coefficient	0N/(m/s)	0N/(m/s)

Table.14 Case study results with arbitrary suspension coefficients applied (mm/s^2)

θ \ H	0mm	20mm	40mm	60mm
17°	963.35	563.41	316.99	664.19
14°	654.26	604.89	321.83	487.51
11°	719.77	421.35	357.08	392.20
8°	628.15	568.70	461.74	396.77

본 연구를 진행하면서 롤러의 크기와 서스펜션 피벗 위치뿐만 아닌 스프링 계수와 댐핑 계수, 마찰력도 큰 영향력을 가지는 것을 확인하여 이후 연구에서는 해당 매개변수를 통한 연구를 진행하여 다른 형태의 승차감의 개선을 이룰 수 있음이 기대된다.

References

- 1) World Health Organization. (2022). Global report on health equity for persons with disabilities. World Health Organization. pp.88, 2024.
- 2) AZMI, M. H. B., NIZAM, H. A. B. M., & ABIDIN, M. M. F. B. Z. (2022). HYDRAULIC WHEELCHAIR FOR BEDRIDDEN PATIENT. pp.25.
- 3) García, J. C., Marrón-Romera, M., Melino, A., Losada-Gutiérrez, C., Rodríguez, J. M., & Fazakas, A. (2023). Filling the gap between research and market: portable architecture for an intelligent autonomous wheelchair. International journal of environmental research and public health, 20(2), 1243, pp.3-5.
- 4) Hodo, K., & Yamada, Y. (2022, July). Passive offset adjusting wheel mechanism. In 2022 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM) (pp. 769-774). IEEE.
- 5) Taehyun Kim, Daekyu Hwang, Bongsang Kim, Seonghee Lee, & Heechang Moon. (2023). Reducing the Minimum Turning Radius of the 2WS/2WD In-Wheel Platform through the Active Steering Angle Generation of the Rear-wheel Independently Driven In-Wheel Motor (pp. 300-305). n.p.: Journal of Korea Robotics Society.
- 6) Palacín, J., Martínez, D., Rubies, E., & Clotet, E. (2021). Suboptimal omnidirectional wheel design and implementation. Sensors, 21(3), 865, pp.1-17.
- 7) Broch, J. T., & Courrech, J. (1980). Mechanical vibration and shock measurements. Nærum: Brüel & Kjaer.. pp.85-96, 1984
- 8) Kotani, Y., Tomiyama, K., Sasaki, K., Nishigai, H., Yamaguchi, Y., & Moriishi, K. (2023). Verification of Road Surface Evaluation Accuracy by 3d Point Cloud Equipment Considering Vibration Response of Personal Mobilities. Journal of Japan Society of Civil Engineers, Ser. E1 (Pavement Engineering), 78(2), I_164-I_170, pp.164-168.
- 9) Douier, K., Renno, J., & Hussein, M. F. (2024). Reconstructing Road Roughness Profiles Using ANNs and Dynamic Vehicle Accelerations. Infrastructures, 9(11), 198, pp.4-5.
- 10) Weerapong, P., Kaewkongtham, K., Chuaychai, N., Kaewdee, C., Sudsomboon, W., Pansrinual, W., ... & Yamada, K. ANALYZING TRANSIENT RESPONSE VIBRATION IN WHEELCHAIR TRANSPORTATION: STATE SPACE MODELING FOR ENHANCED COMFORT AND WELL-BEING, pp.775-779.
- 11) Karchin, A., & Hull, M. L. (2002). Experimental optimization of pivot point height for swing-arm type rear suspensions in off-road bicycles. J. Biomech.

Eng., 124(1), pp.101-106.