

<응용논문>

DOI <http://dx.doi.org/10.3795/KSME-A.2016.40.3.317>

ISSN 1226-4873(Print)
2288-5226(Online)

한국형 PRT차량의 현가장치 최적화 연구

김현태* · 김준우* · 조정길* · 구정서** · 강석원** · 정락교**

* 서울과학기술대학교 철도전문대학원 철도차량시스템공학과,

** 한국철도기술연구원 수요응답형교통연구단TFT

A Study on Suspension Optimization of the Korean Personal Rapid Transit Vehicle

Hyun Tae Kim*, Jun Woo Kim*, Jeong Gil Cho*, Jeong Seo Koo**†,
Seokwon Kang** and Raggyo Jeong**

* Dept. of Rolling Stock System, Seoul Nat'l Univ. of Science and Technology

** On-Demand Transit Research Team, Korea Railroad Research Institute

(Received August 18, 2015 ; Revised December 30, 2015 ; Accepted January 18, 2016)

Key Words: Personal Rapid Transit(소형케도차량), Running Stability(주행안정성), Ride Quality(승차감), Optimization(최적화), Suspension(현가장치)

초록: 본 연구에서는 한국형 PRT차량의 주행안정성 및 승차감 향상을 위해 현가장치 최적화를 진행하였다. ISO 3888(Double Lane Change Test)를 통하여 주행안정성을 분석하고 ISO 2631-1을 이용하여 승차감 분석을 진행하였다. 이를 통해 주행안정성과 승차감에 대하여 다중반응표면법을 적용하여 현가장치 최적화를 진행하였다. 그 결과 모든 반응함수가 초기설계치보다 모두 개선되는 만족함수의 비율은 3.9 : 6.1이며, 이때 현가장치의 특성은 Stiffness의 경우 S2와 S3 model의 사이 값인 30.68 N/mm과 Damping 계수의 경우 D1 model의 값을 갖는다. 초기설계인 현재 PRT차량의 현가장치와 비교했을 때, 최적화된 PRT 현가장치 설계는 Roll angle와 Yaw rate는 0.37%, Side slip angle은 2.8%, Ride comfort는 5% 향상된다.

Abstract: In this study, running stability and ride quality analyses, applying the 'ISO 3888 (double lane change)' and 'ISO 2631-1' (mechanical vibration and shock) tests, were performed for the suspension optimization of the Korean personal rapid transit (PRT) vehicle. The suspension optimization results for running stability and ride quality were derived by applying the multiresponse surface method. From the comparisons of the optimization results for different ratios of the objective functions of running stability and ride quality, we derived the best objective function ratio of 3.9-to-6.1 to improve both the running stability and the ride quality. With the optimized results, the suspension stiffness became 30.68 N/mm, between the value of the S₂ and S₃ models, and the damping coefficient equaled that of the D₁ model. When compared with the suspension of the current PRT vehicle, the roll angle, yaw rate, sideslip angle, and ride comfort were improved by 0.37, 0.37, 2.8, and 5, respectively.

1. 서론

PRT(Personal Rapid Transit) system은 친환경 교통수단의 필요성과 대중교통의 수요증가에 대한 대안이며 기존의 대중교통의 단점을 보완하는 맞

춤형 교통수단으로서 사용자의 요구에 부합하는 신 교통시스템으로 인식되어서 국내·외에서 연구 개발이 활발히 진행 중이다.⁽¹⁻³⁾

현재 한국철도기술연구원에서는 해외의 PRT system과 차별화된 무선급전시스템과 4륜 조향 특성을 가진 한국형 PRT system을 개발 중이다.

최근 자동차 업계에서도 차량의 주행안정성과

† Corresponding Author, koojs@seoultech.ac.kr

© 2016 The Korean Society of Mechanical Engineers

승차감 및 차체안전성을 높이기 위한 연구들이 많이 이루어지고 있다. Marcus de Freitas Leal 등⁽⁴⁾은 mini-baja 차량에 대해서 다중반응표면 최적화를 이용하여 스프링 강성 및 댐핑계수에 대한 최적화를 연구하였고, Shiwei Wu⁽⁵⁾는 ATC(Analytical target cascading) process를 이용하여 차량의 조향성과 승차감에 대하여 최적화를 연구하였다. 또한, A. Eskandari 등⁽⁶⁾은 다중반응표면 최적화를 이용하여 차량의 조향성능에 대해 최적화를 진행하였다.

연구개발 초기단계인 PRT의 경우, 많은 사람들이 이용하는 대중교통으로서 승객들의 안전과 보다 나은 승차감을 제공하기 위해서 차량의 주행안정성과 승차감, 차체의 안전에 관한 연구가 더욱 필요하다.

본 논문에서는 한국형 PRT차량의 주행안정성 및 승차감 향상을 위한 현가장치 최적화를 진행하였다.

2. PRT차량의 제원 및 동역학 모델

2.1 PRT차량의 제원

최근 한국철도기술연구원에서 초기 설계된 한국형 PRT차량의 제원⁽⁷⁾은 다음 Table 1과 같다.


2.2 PRT차량 동역학 모델

위의 제원을 바탕으로 다물체 동역학 프로그램인 Adams/car⁽⁸⁾를 이용하여 PRT차량의 동역학 해석 모델을 모델링 하였다.

2.2.1 현가장치

PRT차량의 경우 앞/뒤 모두 독립현가장치인 Macpherson strut방식의 현가장치를 사용하고 있

Table 1 Specification of Korean PRT vehicle

	Wheel base	2300mm
	Wheel track	1200mm
	Suspension (Front/Rear)	Macpherson strut type
	Steering system	Four wheel steering
	Tire size	155/75R13
	Vehicle weight (Empty)	900kg
	Vehicle weight (Full)	1300kg

다. Fig. 1은 맥퍼슨 스트럿 현가장치의 구조이다. PRT차량의 현가장치 모델링을 하기 위해 기존 맥퍼슨 스트럿 현가장치에서 사용된 하드 포인트를 PRT차량에 맞게 수정하여 다음 Fig. 2와 같이 모델링 하였다.

2.2.2 조향장치

PRT차량의 조향장치는 Rack and pinion방식의 조향장치를 사용하며 4륜조향을 사용하기 때문에 후륜에도 Rack기어 및 Rack housing을 모델링하여 4륜조향을 Fig. 3과 같이 구현하였다.



Fig. 1 Macpherson strut suspension

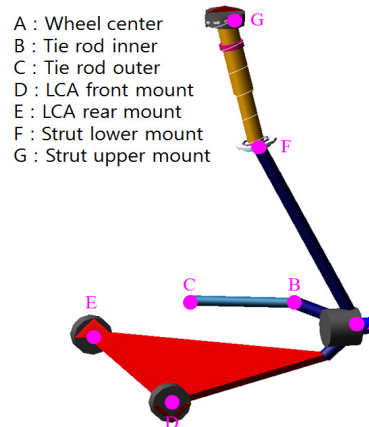


Fig. 2 Adams / car model of Macpherson strut suspension for PRT vehicle

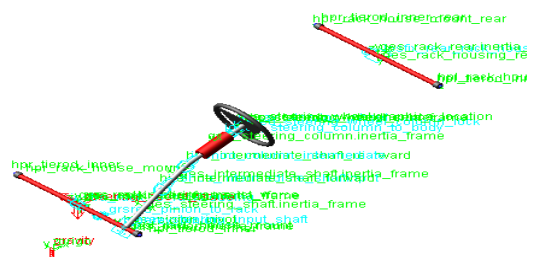


Fig. 3 Adams / car model of Rack and pinion steering for PRT vehicle

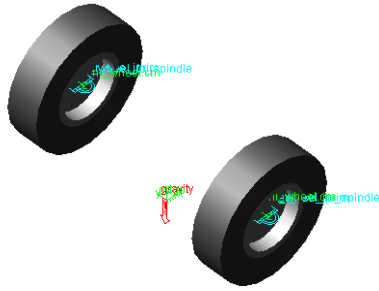


Fig. 4 Adams/car model of Tire for PRT Vehicle

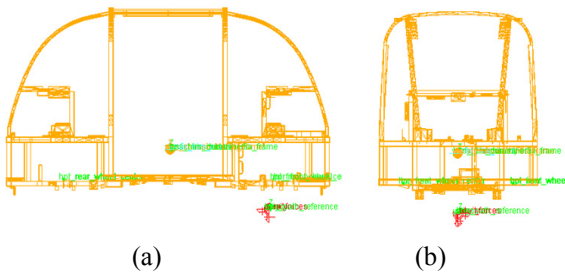


Fig. 5 Adams/car model of Chassis for PRT Vehicle
(a) Right view (b) Front view

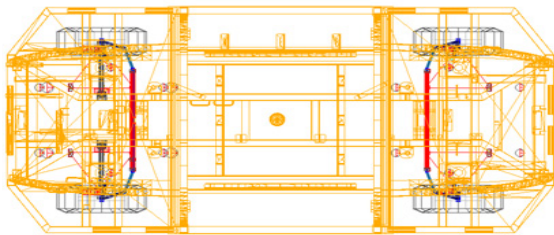


Fig. 6 Adams/car Assembly model of PRT vehicle (plane view)

2.2.3 타이어

PRT차량의 타이어는 앞/뒤 모두 경차에 사용되어지는 155/75R13타이어를 사이즈에 맞게 Fig. 4와 같이 모델링하였다.

2.2.4 새시

한국형 PRT차량의 프레임 구조⁽⁹⁾를 가지고 동역학 모델을 Fig. 5와 같이 구현하였다.

2.2.5 어셈블리 모델

위의 각 파트를 동역학 시뮬레이션을 위해 Adams/car에서 어셈블리한 동역학 모델은 다음 Fig. 6과 같다.

2.3 PRT차량 현가장치 특성

현가장치 특성에 따른 주행안정성과 승차감을 분석하고 이에 따른 한국형 PRT차량의 현가장치

Table 2 Characteristics of spring stiffness

Spring model	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅
Stiffness (N/mm)	21.2	28.62	32.18	38.64	43.44

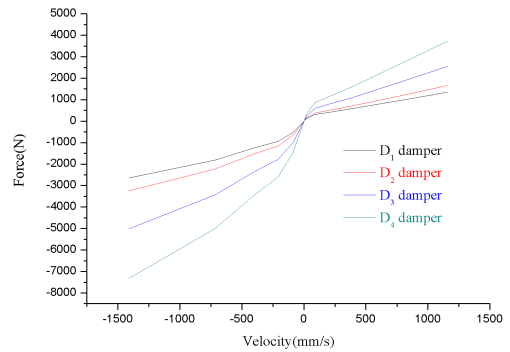


Fig. 7 Characteristic of damping force

특성을 최적화하기 위하여 다음과 같이 Spring stiffness와 Damping force를 선정하였다.

2.3.1 Spring stiffness 와 Damping force

현재 한국형 PRT에 장착되어있는 스프링과 댐퍼는 S₂ 모델과 D₂ 모델이다. 스프링 물성치 S₁은 PRT의 초기 설계값이고, S₂는 수정 설계된 현차값이다. S₃, S₄, S₅의 경우 시중에서 승용차용으로 판매되는 스프링 물성치를 참고하여 Table 2와 같이 정리하였다.

Damping force의 경우 통상적인 승용차용으로 동역학 시뮬레이션 프로그램에 내장되어있는 값을 참고하여 Fig. 7와 같이 정리하였다.⁽¹⁰⁾

S₁과 D₁ 이하의 스프링과 댐퍼는 차량 자중에 의한 처짐으로 설계상의 차고를 만족시키지 못하고 한국형 PRT차량에 적합하지 않음으로 제외하였다.

3. PRT차량의 주행안정성 분석

3.1 주행해석 시나리오

2장의 현가장치의 특성에 따라서 주행시나리오를 설정 하였다.

3.2 Double Lane Change Test를 이용한 주행안정성 분석

ISO 3888-1: Double Lane Change Test⁽¹¹⁾ 차량의 동특성을 확인하기 위해 주로 사용한다. 승용차량의 차량 동특성과 도로 접지 능력의 한 부분을

Table 3 Simulation scenario

	Damper	Spring(N/mm)	Remark
Case 1-1	D ₁ damper	21.20	D ₁ -S ₁
Case 1-2		28.62	D ₁ -S ₂
Case 1-3		32.18	D ₁ -S ₃
Case 1-4		38.64	D ₁ -S ₄
Case 1-5		43.44	D ₁ -S ₅
Case 2-1	D ₂ damper	21.20	D ₂ -S ₁
Case 2-2		28.62	D ₂ -S ₂
Case 2-3		32.18	D ₂ -S ₃
Case 2-4		38.64	D ₂ -S ₄
Case 2-5		43.44	D ₂ -S ₅
Case 3-1	D ₃ damper	21.20	D ₃ -S ₁
Case 3-2		28.62	D ₃ -S ₂
Case 3-3		32.18	D ₃ -S ₃
Case 3-4		38.64	D ₃ -S ₄
Case 3-5		43.44	D ₃ -S ₅
Case 4-1	D ₄ damper	21.20	D ₄ -S ₁
Case 4-2		28.62	D ₄ -S ₂
Case 4-3		32.18	D ₄ -S ₃
Case 4-4		38.64	D ₄ -S ₄
Case 4-5		43.44	D ₄ -S ₅

Table 4 Simulation result of side slip angle

	Side slip angle (+)Max.	Side slip angle (-)Max.
Case 1-1	3.6899 [deg]	-3.4659 [deg]
Case 1-2	0.9737 [deg]	-1.2235 [deg]
Case 1-3	1.1851 [deg]	-1.1342 [deg]
Case 1-4	1.2917 [deg]	-1.1261 [deg]
Case 1-5	1.2740 [deg]	-1.0827 [deg]
Case 2-1	2.8064 [deg]	-3.0419 [deg]
Case 2-2	1.0299 [deg]	-1.2249 [deg]
Case 2-3	1.2041 [deg]	-1.1348 [deg]
Case 2-4	1.2924 [deg]	-1.1251 [deg]
Case 2-5	1.2703 [deg]	-1.0817 [deg]
Case 3-1	1.1713 [deg]	-2.2711 [deg]
Case 3-2	1.1260 [deg]	-1.2077 [deg]
Case 3-3	1.2288 [deg]	-1.1647 [deg]
Case 3-4	1.2871 [deg]	-1.1130 [deg]
Case 3-5	1.2588 [deg]	-1.0736 [deg]
Case 4-1	1.4298 [deg]	-1.7919 [deg]
Case 4-2	1.1586 [deg]	-1.2099 [deg]
Case 4-3	1.2307 [deg]	-1.1651 [deg]
Case 4-4	1.2728 [deg]	-1.0930 [deg]
Case 4-5	1.2452 [deg]	-1.0642 [deg]

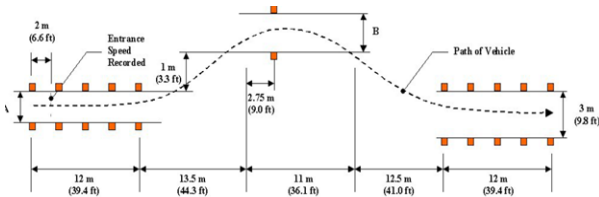


Fig. 8 Double Lane Change Test road

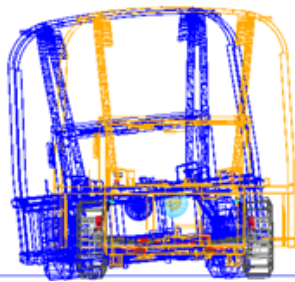


Fig. 9 Double Lane Change Test simulation using Adams/car

구성하는 2차선 변경 주행성을 결정하기 위한 테스트이다. Double Lane Change test트랙의 구성은 Fig. 8과 같다.

Fig. 9와 같이 다물체 동역학 소프트웨어인 Adams/car를 이용하여 Double Lane Change를 통한 주행안정성 분석을 진행 하였다.

3.2.1 Side slip angle

다음 Fig. 10은 Case1의 Side slip angle에 대한

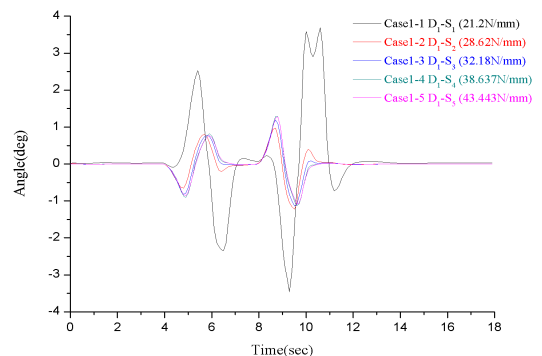


Fig. 10 Case1 simulation result of side slip angle

해석결과 그래프이다. S1 spring(21.20N/mm)일 때 가장 큰 Side slip angle을 보임을 알 수 있다. Table 4와 같이 Side slip angle의 +Max.값과 -Max.값을 정리하였다. Case1-1, 2-1, 3-1의 경우 차량이 옆으로 밀리는 현상이 발생하여 일반운전자 기준 $\pm 2^\circ$ 를⁽¹²⁾ 초과한다.

3.2.2 Roll angle

다음 Fig. 11은 Case1의 Roll angle에 대한 해석결과 그래프이다. S₁ spring(21.20N/mm)일 때 가장 큰 Roll angle을 보임을 알 수 있다. Table 5와 같이 Roll angle의 +Max.값과 -Max.값을 정리 하였다. Spring stiffness 증가로 인한 Roll angle의 감소율이 최대 71%로 가장 크며 Damping force가 증

Table 5 Simulation result of roll angle

	Roll angle (+)Max.	Roll angle (-)Max.
Case 1-1	6.1280 [deg]	-6.9889 [deg]
Case 1-2	3.9398 [deg]	-3.9548 [deg]
Case 1-3	3.2212 [deg]	-3.1672 [deg]
Case 1-4	2.2702 [deg]	-2.1479 [deg]
Case 1-5	1.7749 [deg]	-1.6609 [deg]
Case 2-1	5.8238 [deg]	-6.1292 [deg]
Case 2-2	3.7669 [deg]	-3.6762 [deg]
Case 2-3	3.0966 [deg]	-2.9971 [deg]
Case 2-4	2.2084 [deg]	-2.0947 [deg]
Case 2-5	1.7592 [deg]	-1.6575 [deg]
Case 3-1	5.1637 [deg]	-4.6633 [deg]
Case 3-2	3.3627 [deg]	-3.1233 [deg]
Case 3-3	2.7881 [deg]	-2.6203 [deg]
Case 3-4	2.0623 [deg]	-1.9517 [deg]
Case 3-5	1.7197 [deg]	-1.6324 [deg]
Case 4-1	4.3450 [deg]	-3.6719 [deg]
Case 4-2	3.0168 [deg]	-2.6803 [deg]
Case 4-3	2.4971 [deg]	-2.2859 [deg]
Case 4-4	1.9282 [deg]	-1.8083 [deg]
Case 4-5	1.6766 [deg]	-1.5895 [deg]

Table 6 Simulation result of yaw rate

	Yaw rate (+)Max.	Yaw rate (-)Max.
Case 1-1	16.38 [deg/sec]	-16.88 [deg/sec]
Case 1-2	20.83 [deg/sec]	-21.45 [deg/sec]
Case 1-3	20.72 [deg/sec]	-22.15 [deg/sec]
Case 1-4	20.88 [deg/sec]	-22.94 [deg/sec]
Case 1-5	20.87 [deg/sec]	-22.93 [deg/sec]
Case 2-1	17.87 [deg/sec]	-17.46 [deg/sec]
Case 2-2	21.01 [deg/sec]	-21.71 [deg/sec]
Case 2-3	20.99 [deg/sec]	-22.29 [deg/sec]
Case 2-4	20.93 [deg/sec]	-22.96 [deg/sec]
Case 2-5	20.90 [deg/sec]	-22.92 [deg/sec]
Case 3-1	18.34 [deg/sec]	-18.83 [deg/sec]
Case 3-2	20.92 [deg/sec]	-22.08 [deg/sec]
Case 3-3	21.21 [deg/sec]	-22.56 [deg/sec]
Case 3-4	21.00 [deg/sec]	-22.99 [deg/sec]
Case 3-5	20.89 [deg/sec]	-22.91 [deg/sec]
Case 4-1	18.14 [deg/sec]	-19.86 [deg/sec]
Case 4-2	21.13 [deg/sec]	-22.40 [deg/sec]
Case 4-3	21.01 [deg/sec]	-22.72 [deg/sec]
Case 4-4	21.04 [deg/sec]	-22.98 [deg/sec]
Case 4-5	20.90 [deg/sec]	-22.92 [deg/sec]

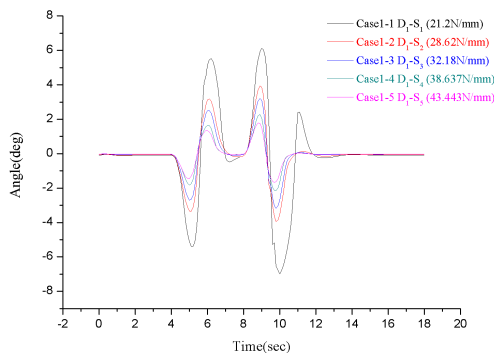


Fig. 11 Case1 simulation result of roll angle

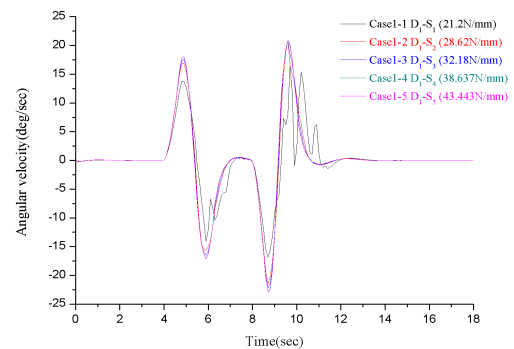


Fig. 12 Case1 simulation result of yaw rate

가함에 따라 Roll angle이 최대 29% 줄어드는 것을 확인하였다.

3.2.3 Yaw rate

다음 Fig. 12는 Case1의 Yaw rate에 대한 해석 결과이다. S₁ spring(21.20N/mm)일 때 가장 작은 Yaw rate를 보임을 알 수 있다. Table 6와 같이 Yaw rate의 +Max.값과 -Max값을 정리 하였다. Spring stiffness와 Damping force의 증가에 따라 Yaw rate가 증가하지만 그 차이는 각각 0.17%와 1.41%로 거의 없다.

3.2.4 Lateral acceleration

다음 Fig. 13은 Case1의 Lateral acceleration에 대한 해석결과이다. S₁ spring(21.20N/mm)일 때

차량의 횡방향 미끄러짐으로 인하여 Lateral acceleration이 가장 변화량이 크을 알 수 있고 Table 7과 같이 Lateral acceleration을 +Max.값과 -Max.값을 정리한 결과, 차량의 횡방향 미끄러짐이 일어나는 S1 spring(N/mm)을 제외하고 모든 Case에서 Spring stiffness와 Damping force가 상승함에 따라 Lateral acceleration의 평균값이 줄어드는 경향을 보였다.

4. PRT차량의 승차감 분석

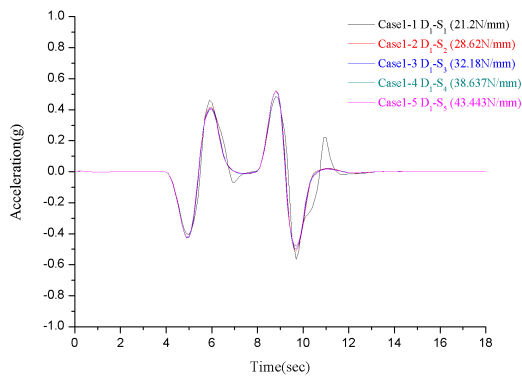
동역학 시뮬레이션을 통한 PRT차량의 승차감을 분석하기 위해 ISO 8608 Road Surface Profiles⁽¹³⁾를 이용하여 주행도로를 모델링 하고, ISO 2631-1⁽¹⁴⁾을 이용하여 승차감 분석을 진행하였다.

Table 7 Simulation result of lateral acceleration

	Lateral acceleration (+)Max.	Lateral acceleration (-)Max.
Case 1-1	0.4864 [g]	-0.5639 [g]
Case 1-2	0.5216 [g]	-0.5116 [g]
Case 1-3	0.5200 [g]	-0.4964 [g]
Case 1-4	0.5197 [g]	-0.4813 [g]
Case 1-5	0.5193 [g]	-0.4806 [g]
Case 2-1	0.4884 [g]	-0.5584 [g]
Case 2-2	0.5215 [g]	-0.5114 [g]
Case 2-3	0.5192 [g]	-0.4952 [g]
Case 2-4	0.5192 [g]	-0.4805 [g]
Case 2-5	0.5194 [g]	-0.4809 [g]
Case 3-1	0.4943 [g]	-0.5165 [g]
Case 3-2	0.5215 [g]	-0.5148 [g]
Case 3-3	0.5178 [g]	-0.4973 [g]
Case 3-4	0.5180 [g]	-0.4791 [g]
Case 3-5	0.5196 [g]	-0.4812 [g]
Case 4-1	0.5044 [g]	-0.5001 [g]
Case 4-2	0.5177 [g]	-0.4950 [g]
Case 4-3	0.5166 [g]	-0.4983 [g]
Case 4-4	0.5172 [g]	-0.4786 [g]
Case 4-5	0.5195 [g]	-0.4807 [g]

Table 8 Combining vibration results

	a_v (m/s ²)
Case 1-1	0.002370
Case 1-2	0.002366
Case 1-3	0.002809
Case 1-4	0.003343
Case 1-5	0.003409
Case 2-1	0.002695
Case 2-2	0.002738
Case 2-3	0.003242
Case 2-4	0.003645
Case 2-5	0.003819
Case 3-1	0.003764
Case 3-2	0.003850
Case 3-3	0.004213
Case 3-4	0.004494
Case 3-5	0.004746
Case 4-1	0.005234
Case 4-2	0.005339
Case 4-3	0.005491
Case 4-4	0.006129
Case 4-5	0.006153

**Fig. 13** Casel simulation result of lateral acceleration

4.1 승차감 분석을 위한 도로 모델링

ISO 8608은 도로의 거칠기에 따라 8개의 Road class를 분류 하였다. 여기서 PRT차량의 승차감을 분석하기 위하여 도로를 모델링 하였다. PRT차량의 경우 전용노선을 주행하기 때문에 도로의 거칠기가 크지 않다고 판단되나 현가장치 특성에 따른 승차감을 분석하기 위해 평균도로 거칠기인 C class보다 한 단계 더 높은 D class의 도로모델을 사용하였다.

4.2 승차감지수 계산방법

Adams/car를 통하여 측정된 가속도로부터 주파

수별 가중치가 고려된 가속도를 도출하기 위하여 LMS社의 Tecware⁽¹⁵⁾프로그램의 Fast Fourier Transform filter를 사용하여 주파수 가중함수를 적용하였다. 다시 Inverse Fast Fourier Transform을 통하여 가중된 가속도의 시간영역 값을 구하였다. Origin 프로그램⁽¹⁶⁾의 Analysis기능을 사용하여 RMS 가속도를 계산하였다.

4.3 현가장치 특성에 따른 승차감 해석결과

3장의 주행시나리오에 따라 ISO 8608의 D class도로를 주행한 결과를 ISO 2631의 안락함에 관한 각각의 축에 대한 가중값 k를 적용하여 직교좌표계로 측정된 전체 진동값에 대한 계산식 (1)과 같다.

$$a_v = (k_x^2 a_{wx}^2 + k_y^2 a_{wy}^2 + k_z^2 a_{wz}^2)^{\frac{1}{2}} \quad (1)$$

그리고 각각의 좌표축에 적용되는 Comfort 가중값 k는 다음과 같다.

x-axis(supporting seat surface vibration): W_d , $k=1$

y-axis(supporting seat surface vibration): W_d , $k=1$

z-axis(supporting seat surface vibration): W_k , $k=1$

위의 식을 적용한 결과는 다음 Table 8과 같다. 승차감 해석결과를 통해 알 수 있듯이 모든

Case에서 Spring stiffness와 Damping force가 증가함에 따라 가중화된 가속도 a_v 값이 증가함을 알 수 있다.

5. 반응표면법을 이용한 현가장치 최적화

3장의 주행안정성과 4장의 승차감을 모두 만족시키는 현가장치의 특성을 찾기 위하여 실험계획법의 하나인 다중 반응 표면법을 이용하여 통계 소프트웨어인 Minitab⁽¹⁷⁾을 이용하여 현가장치 최적화를 진행하였다.⁽¹⁸⁾

5.1 반응표면분석⁽¹⁹⁾

반응표면분석(response surface analysis)은 여러 개의 설명변수 $\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_k$ 가 복합적인 작용을 함으로써 어떤 반응변수 η 에 영향을 주고 있을 때, 이러한 반응의 변화가 이루는 반응표면에 대한 통계적인 분석방법을 말한다. 여기서 설명변수는 반응에 영향을 주는 독립변수 또는 인자를 말하고, 반응변수는 설명변수의 영향을 받아서 어떤 반응을 나타내는 종속변수를 말한다.

일반적으로 반응표면분석을 통하여 얻고자 하는 것은 다음과 같은 것들이다.

독립변수들($\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_k$)과 종속변수(η)간의 함수관계를 데이터로부터 추정하여 독립변수들의 값의 변화에 따라서 반응량(종속변수의 값)이 어떻게 달라지는가를 예측한다.

독립변수들의 어떠한 값에서 반응량이 최적화(optimize)될 것인가를 찾아낸다.

가장 적은 수의 실험으로 가장 좋은 정도를 주는 실험계획법이 무엇인가를 고찰하고, 데이터 분석을 통하여 추정되는 적합한 반응표면(fitted response surface)의 통계적인 성질을 규명한다.

5.2 반응표면 모형의 설정

독립변수 $\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_k$ 와 종속변수 η 간의 미지의 함수를 f 로 나타내면,

$$\eta = f(\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_k) \quad (2)$$

식 (2)가 된다. 실제로 이와 같은 반응 함수(response function)는 알려져 있는 경우가 거의 없으며, 부분적으로 알려져 있다 하더라도 실용성

이 매우 적은 정도로 복잡한 함수의 형태를 취하는 경우가 대부분이다.

반응함수로서 일반적으로 가정되는 간편하고 실용적인 반응표면모형은 k 개의 독립변수에 대한 중회귀모형(multiple regression model)이다. 이 가정은 독립변수들의 모든 값에서 만족할 필요는 없으며, 단지 실험자가 흥미를 가지고 있는 독립변수들의 어떤 영역에서만 만족하면 된다.

독립변수 $\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_k$ 를

$$x_i = \frac{\xi_i - \xi_{0i}}{c_i} \quad (3)$$

식 (3)와 같이 선형변환(linear transformation)시켜서 새로운 독립변수 x_1, x_2, \dots, x_k 를 정의하고, 중심 $x' = (x_1, x_2, \dots, x_k) = (0, 0, \dots, 0)$ 이 실험자가 생각하는 흥미영역의 한가운데 위치한다고 하자, 식 (3)에서 ξ_{0i} 는 보통 ξ_i 의 측정된 값들의 평균치로 취하고, c_i 는 x_i 의 값을 간단하게 해주기 위한 상수이다. 대체로 x_i 의 값이 -1에서 +1사이에 위치하도록 c_i 를 잡아준다.

그러면 새로이 정의된 독립변수에 의한 1차 회귀모형(first order regression model)은 $\eta = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \dots + \beta_k x_k$ 로 표현된다. 이와 같은 1차 모형은 실험자가 좁은 범위의 흥미영역에서 종속변수 η 가 x_i 들의 선형으로 근사하게 표현될 수 있다고 믿을 때에 사용될 수 있다.

5.3 반응인자 선정

실험계획법을 이용하여 현가장치 최적화를 진행하기 위해서는 반응인자(특성치)를 선정해야 한다. 첫 번째 반응인자는 3장의 주행안정성 분석 결과의 Roll angle값으로 선정하였고, 두 번째와 세 번째 반응인자는 Yaw rate와 Side slip angle값을 선정하였다. Lateral acceleration은 현가장치 특성 변화에 따른 결과 값의 차이가 거의 없기 때문에 제외하였다. 네 번째 반응인자는 4장의 승차감 분석결과와 승차감지수 값을 선정하였다.

5.4 실험인자 및 수준

실험인자의 경우 2장의 현가장치의 특성치인 Spring stiffness와 Damping force를 선정하고 수준은 다음 Table 9와 같이 선정하였다.

Table 9 Experimental factor and level

	Level				
	1	2	3	4	6
Spring stiffness	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅
Damping force	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	-

Table 10 Regression model about response factor

Response factor	Regression model	R ² [%]
Roll angle	$y = 117.014 - 19.927x_1 - 6.825x_2$	97.1
Yaw rate	$y = -7.206 + 21.036x_1 + 5.846x_2$	83.9
Side slip angle	$y = 100.836 - 19.1442x_1 - 4.728x_2$	70.7
Ride comfort	$y = -32.728 + 6.26x_1 + 24.824x_2$	93.4

다음과 같은 실험인자를 통해 반응인자에 대한 1차 회기모형은 다음 Table 10과 같다.

5.5 다중반응표면 최적화

현가장치 특성에 따른 최적화를 위해 반응표면법 중 다중반응 최적화 방법을 이용하였다. 여기서 반응변수는 차량의 주행안정성인 Roll angle, Yaw rate, Side slip angle과 승차감지수 4가지를 고려하여 최적화를 진행 하였다. 모든 반응변수들이 가장 작은 값을 나타낼 때가 주행안정성과 승차감 모두 가장 최상의 결과이므로 반응변수가 최소로 하는 값을 도출하기 위해 목적을 최소화 하였다. 그리고 목적함수를 주행안정성과 승차감의 비율을 5:5로 하였을 경우와 주행안정성에 비중을 높인 7:3비율일 때, 승차감에 비중을 높인 3:7비율일 때 3가지의 경우로 최적화를 진행하였다.

5.5.1 주행안정성과 승차감의 비율 5 : 5

최적화 결과 Fig. 14와 같고 Stiffness의 경우 S3 model(32.18N/mm), Damping의 경우 D1 damper model이 도출되었다.

한국형 PRT차량 초기 설계 값과의 비교결과는 다음 Table 11과 같다.

5.5.2 주행안정성과 승차감의 비율 7 : 3

최적화 결과 Fig. 15와 같고 Stiffness의 경우 S4 model (38.637N/mm), Damping의 경우 D1 damper

Table 11 Comparison of the optimized value and initial value at 5:5 ratio

	Roll angle	Side slip angle	Yaw rate	Ride comfort
Initial value	3.676	1.225	21.705	1.074
Optimized value	3.167	1.134	22.150	1.082
Improvement rate	13.85%	7.40%	-2.05%	-0.74%

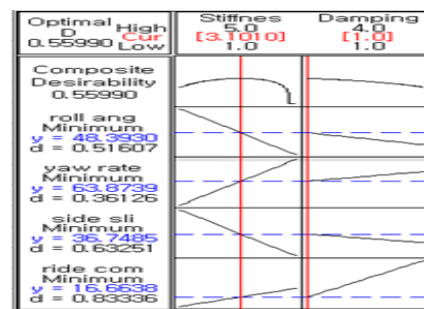


Fig. 14 Optimal result of stiffness and damping at 5:5 ratio

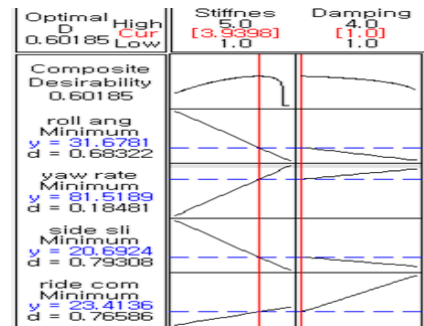


Fig. 15 Optimal result of stiffness and damping at 7:3 ratio

model이 도출되었다.

한국형 PRT차량 초기 설계 값과의 비교결과는 다음 Table 12와 같다.

5.5.3 주행안정성과 승차감의 비율 3 : 7

최적화 결과 Fig. 16과 같고 Stiffness의 경우 S2 model (21.2 N/mm), Damping의 경우 D1 damper model이 도출되었다.

한국형 PRT차량 초기 설계 값과의 비교결과는 다음 Table 13과 같다.

5.5.4 최적화 결과 비교 분석

앞의 3개의 주행안정성과 승차감 비율을 Fig.17

Table 12 Comparison of the optimized value and initial value at 7:3 ratio

	Roll angle	Side slip angle	Yaw rate	Ride comfort
Initial value	3.676	1.225	21.705	1.074
Optimized value	2.148	1.126	22.935	1.196
Improvement rate	41.57%	8.07%	-5.67%	-11.36%

Table 13 Comparison of the optimized value and initial value at 3:7 ratio

	Roll angle	Side slip angle	Yaw rate	Ride comfort
Initial value	3.6762	1.2249	21.705	1.074
Optimized value	3.955	1.224	21.449	0.993
Improvement rate	-7.58%	0.11%	1.18%	7.58%

비율은 3.9 : 6.1이다. 이때 Spring stiffness는 S2와 S3 model의 사이 값인 30.68 N/mm 값을, 그리고 Damping은 앞에서 언급된 D₁ model의 값을 갖으며, 초기치 대비 Roll angle과 Yaw rate는 0.37%, Side slip angle 2.8%, Ride comfort의 경우 5% 개선되었다.

PRT 초기모델과 비교하였을 때 주행안전성에 영향을 미치는 Side slip angle 개선되어 주행동특성이 좋아졌고, 승차감에 영향을 미치는 Roll angle과 Ride comfort가 개선되어 주행동특성 및 승차감이 초기모델에 비해 모두 개선되었다.

PRT의 경우 운전자에 의해서 운행되어지는 것이 아니고 미리 정해진 프로그램으로 운용되는 무인자율주행 대중교통수단이므로 모든 탑승자에게 주행안정성과 승차감을 동시에 제고할 수 있는 결과로 의미가 있다.

6. 결론

현가장치 특성에 따라 ISO 3888 (Double Lane Change test)를 통하여 주행안정성 분석과 ISO 2631-1을 이용하여 승차감 분석을 진행하였다. 주행안정성과 승차감 분석으로 도출된 결과를 토대로 다중반응표면법을 이용하여 PRT차량의 현가장치 특성 최적화를 진행하였고 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 주행안정성과 승차감을 5:5의 비율로 최적화한 결과, Roll angle과 Side slip angle의 경우 각각 13.85%, 7.4%향상 되었지만 Yaw rate와 Ride comfort의 경우 각각 -2.05%, -0.74% 저하 되었다. 7:3의 비율로 최적화한 결과, Roll angle과 Side slip angle의 경우 각각 41.57%, 8.07%향상 되었고 Yaw rate와 Ride comfort의 경우 각각 -5.67%, -11.36% 저하 되었다. 3:7의 비율의 경우 Roll angle이 -7.58%로 저하된 반면 Side slip angle과 Yaw rate, Ride comfort의 경우 각각 0.11%, 1.18%, 7.58% 향상되었다.

(2) 최적화 비교 결과, 주행안정성과 승차감을 모두 만족하는 만족함수의 비율은 3.9:6.1이며 이때 현가장치의 특성은 Stiffness 30.68 N/mm, Damping 1.0의 값을 갖는다. 현재 PRT차량의 현가장치와 비교했을 때 Roll angle과 Yaw rate는 0.37% 향상되고 Side slip angle은 2.8%향상되며 Ride comfort의 경우 5% 향상된다.

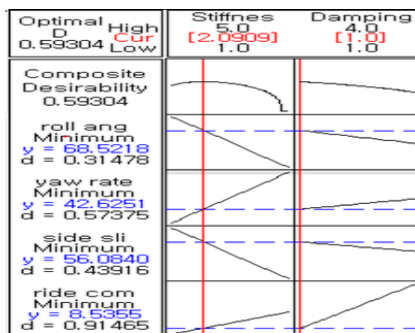


Fig. 16 Optimal result of stiffness and damping at 3:7 ratio

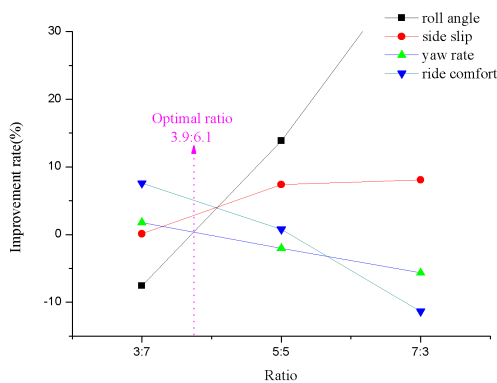


Fig. 17 Optimal ratio

과 같이 그래프를 통한 비교한 결과 모든 반응함수가 초기설계치보다 모두 개선되는 만족함수의

후 기

이 연구논문은 서울과학기술대학교 교내연구비의 지원으로 수행되었습니다(2015).

참고문헌
(References)

- (1) Cho, J. G., Kim, J. W., Kim, H. T., Koo, J. S., Kang, S. K. and Jeong, R. G., 2014, "A Study on the Durability and Running Stability Evaluation of the Korean PRT," *Transactions of KSAE*, Vol. 22, No. 5, pp. 50~58.
- (2) Cho, J. G., Koo, J. S., Kang, S. K. and Jeong, R. G., 2013, "A Study on Design Specifications and Evaluation of Structural Strength for PRT," *Transactions of KSAE*, Vol. 21, No. 4, pp. 144~152.
- (3) Kang, S. K., Cho, J. G., Jeong, R. G., Kim, J. W. and Koo, J. S., 2013, "An Engineering Design of the PRT Vehicle Architecture Suitable as On-demand Transit System in Korea," *KSAE*, pp. 2119~2123.
- (4) Legal, d. F. L., Borges, J. A. F. and Butkewitsch, S., "A Case Study on the Response Surface Method Applied to the Optimization of the Dynamical Behavior of Vehicles," *SAE International*, 2006-01-1953.
- (5) Wu, S., Hou, Y., Li, L., Zhang, Y. and Chen, L., "Special Analytical Target Cascading for Handling Performance and Ride Quality Based on Conceptual Suspension Model and Multi-body Model," *SAE International*, 2009-01-1455.
- (6) Eskandari, A., Mirzadeh, O. and Azadi, S., "Optimization of a McPherson Suspension System Using the Design of Experiments Method," *SAE International*, 2006-01-1953.
- (7) Kim, J. W., Kang, S. W., Lee, K. S., Kim, C. S. and Jeong, R. G., 2013, "Study on the Specifications and Design of the Korean PRT Vehicle," *The Korean Society for Railway Autumn conference*, pp. 133~138.
- (8) MSC Software, Adams/car User Manual, 2013.
- (9) Cho, I. S., Lee, K. S., Kim, J. W., Jeong, R. G., Kim, C. S. and S. W. Kang, 2015, "An Engineering Design, Implementation and Test of a Prototype Vehicle for Realization of Korean Mini-Tram (PRT)," *The Korean Society for Railway Spring conference*, pp. 98~103.
- (10) Mechanical simulation, CarSim User manual Version 8.
- (11) ISO 3888-1, Passenger cars - Test Track for a Severe Lane-change Maneuver-Part 1: Double Lane-change, 1999.
- (12) Grip, H. F., Imsland, L., Johansen, Tor A., Kalkkuhl, Jens C. and Suissa, A., 2009, "Vehicle Sideslip Estimation Design, Implementation, and Experimental validation," *IEEE Control Systems Magazine*.
- (13) ISO 8608: Mechanical Vibration – Road Surface Profiles, 1995.
- (14) ISO 2631-1: Mechanical Vibration and Shock-evaluation of Human Exposure to Whole-body Vibration, 1997.
- (15) LMS, Tecware REV 3.10.
- (16) Origin Lab Corporation, Origin Pro 9.1.
- (17) Minitab Inc., Minitab 17.
- (18) Kim, S. K., Park, J. H., Choi, B. I., Lee, H. J., Lee, Y. H., Kim, J. S. and Kim, K. J., 2009, "Optimization of Rear Link Component of Automobile for Lightweight," *KSME Spring Conference*, pp. 100~102.
- (19) Park, S. H., 1998, *Modern Design of Experiments*, Minyoungsa, Seoul, pp. 521~572.