

MacPherson Strut Suspension의 SIDE LOAD저감을 위한 스프링 설계 최적화

홍 윤 석 ¹⁾ 유 지 원 ²⁾

한양대학교 미래자동차공학과¹⁾

Optimized Spring Design for SIDE LOAD Reduction in Macpherson Strut Suspension

YunSeok Hong¹⁾ jiWon Yoo¹⁾

¹⁾Department of Automotive Engineering, Hanyang University, Seoul 04763, South Korea

Abstract : Suspension is one of the elements of a car that greatly affects the ride comfort and the life of the vehicle. In this paper, we will describe an improved spring model by optimizing the spring design of two methods of suspension based on the most commonly used Macpherson Strut Suspension

Key words : suspesion(현가장치), Side Load, Spring(스프링), Macpherson Strut Suspension(맥퍼슨 스트럿 서스펜션), Optiamal Design(최적설계),

1. 서 론

1.1 연구배경

자동차가 대중화가 되고 발전을 하며 사람들은 자동차의 승차감과 수명에 대해 많은 관심을 가지고 있다. 서스펜션은 자동차의 요소 중 승차감과 수명에 많은 영향을 주는 요소 중 하나이다. 본 논문에서는 가장 많이 사용되는 Macpherson Strut Suspension을 베이스로 두 가지의 방법의 서스펜션의 스프링 설계 최적화를 통해 개선된 스프링 모델을 설명할 예정이다.

1.2 Side Load

차량에 Macpherson Strut Suspension을 장착할 때 서스펜션의 구조상 생기는 장착 각도로 인해 서스펜션의 스트럿에 횡 방향의 하중 F_L 이 생기는데 이 하중을 Side load라 한다. Side Load는 스트럿의 댐퍼에 마찰을 일으켜 승차감을 저하시키고 수명을 단축시키는 등의 문제를 발생

시킨다.

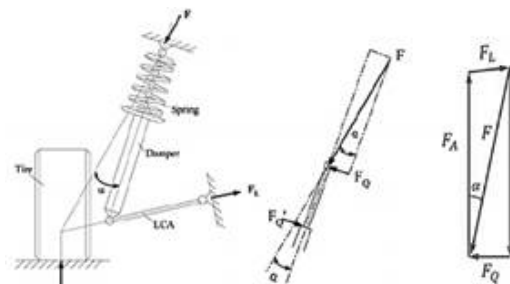


Fig. 1.1 Side Load

2. MBD Lumped Model of Vehicle Suspension

서스펜션에 가해지는 부하(Load) 중 스프링에 가해지는 부하를 구하기 위해 콤솔(COMSOL)을 사용하였다.

2.1 차량 모델링

실제 차량이 주행 시에 서스펜션에 가해지는 부하를 구하기 위해 간단한 가정 및 모델링을 하였다.

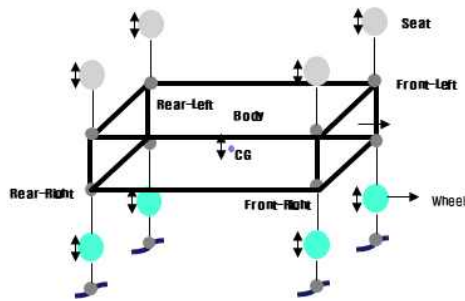


Fig. 2.1 Lumped model of Vehicle

2.2 차량의 parameters

본 table은 서스펜션에 가해지는 부하 중 스프링에 걸리는 부하를 구하기 위한 설계변수이다.

Parameters			
Name	Expression	Value	Description
m_body	1200[kg]	1200 kg	Mass of vehicle body
I_roll	1423[kg*m ²]	1423 kg-m ²	Inertia around roll
I_pitch	910[kg*m ²]	910 kg-m ²	Inertia around pitch
m_wh	30[kg]	30 kg	Mass of wheels
m_p	124[kg]	124 kg	Mass of passengers
k_wh	175000[N/m]	1.75E5 N/m	Stiffness of wheels
k_sus	32078[N/m]	32078 N/m	Stiffness of suspension s...
k_seat	1750[N/m]	1750 N/m	Stiffness of seat springs
c_sus	1200[N*s/m]	1200 N-s/m	Viscosity of suspension...
c_seat	700[N*s/m]	700 N-s/m	Viscosity of seat dampers
r_wb	1.36[m]	1.36 m	Wheel base
r_tw	0.8[m]	0.8 m	Track width
hb	4[cm]	0.04 m	Bump height
wb	7.5[cm]	0.075 m	Bump width
speed	50[km/h]	13.889 m/s	Vehicle speed
tb	4*wb/speed	0.0216 s	Bump time period
td	r_wb/speed	0.09792 s	Time delay between fro...

Table. 2.1 Parameters of Lumped model of Vehicle

2.3 Bumper의 Parameters

table2.2 는 차량의 진행로에 설정한 π ump의 설계변수로 차량이 Bump 통과 시 스프링에 가해지는 최대 부하를 구하고자 하였다.

NAME	EXPRESSION
Bump height	4cm
Bump width	7,5cm
Bump사이의 가격: bump width의 4배	16cm
전후륜 [time delay]	r_wb/speed

Table. 2.2 Parameters of bump

2.4 차량 모델링 해석 결과

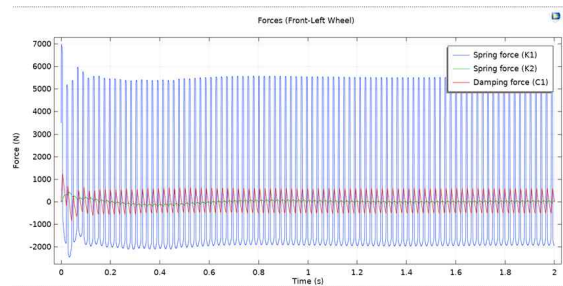


Fig. 2.2. Bump Test Analysis Results Graph 1

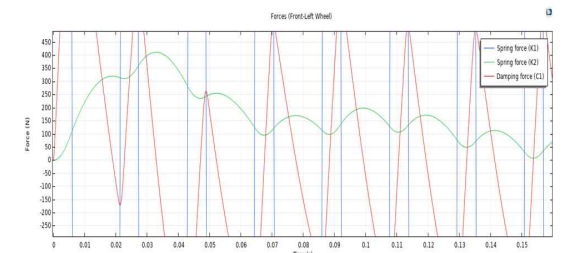


Fig. 2.2. Bump Test Analysis Results Graph 2

입력한 차량 제원에 따른 Bump 통과 시 최대 411N의 힘이 스프링에 가해짐을 확인할 수 있다.

3. Tilted Spring 설계

차량의 제원이 변하지 않고 차량에 장착하는 서스펜션의 스트럿 축과 스프링 축 사이에 각도를 주어 장착을 하였을 때 스프링에 가해지는 SideLoad가 증가함에 따라 스트럿이 받는 Side Load가 감소함을 알 수 있다.

3.1 초기 Spring 및 차량의 Parameters

Table 3.1은 초기 스프링과 차량의 Parameters로 스프링 축과 스트럿 축의 최적 각도를 찾기 위해 차량 서스펜션에 실제로 사용되는 스프링과 차량을 베이스로 모델링하였다.

Assumption & Spring Specification	
Wire Diameter	12.3 mm
Coil outside Diameter	140.3 mm
Free Length	380 mm
Spring Constant	32.078 N/mm
Number of Active Coils	6
Number of Total Coils	7
공차중량	1200Kg
최대중량(2인)	1324Kg
하부 장착각도 [kingpin Angle]	14°
Tilt Angle	4~6~8°
스프링의 소재	SAE 9254

Table. 3.1 Parameters of early spring

3.2 초기 Spring 모델링

Catia를 통해 table 3.1 에 따른 모델링을 진행하였을 때 위 Fig. 3.1 과 같은 모델링을 얻을 수 있다

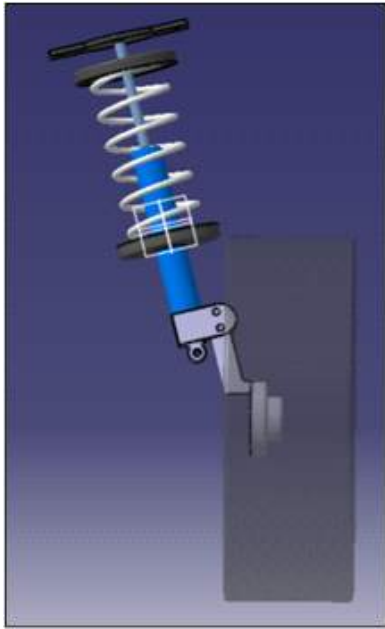


Fig. 3.1 3D modeling of early spring

3.2.1 초기 Spring 해석 조건

앞서 Fig.2.2에서 스프링에 가해지는 부하를 구했기 때문에 원활한 해석을 위해 스프링을 제외한 다른 요소들은 무시하였다. Fig. 3.2는 스프링에 가해지는 부하를 장착각도 14° 일 때 발생하는 힘을 Z축과 X축으로 분산하여 COMSOL을 통해 해석을 진행하였다.

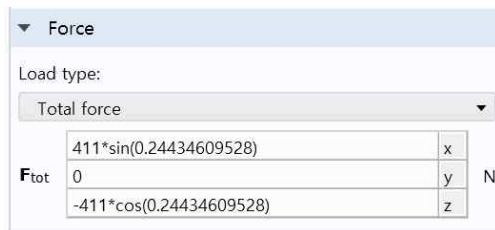


Fig. 3.2 Analysis condition of early spring

3.2.2 초기 Spring 해석 결과

해석 결과 스프링의 코일이 부하를 받는 경계에서 멀수록 많은 하중을 받는 것을 확인했으며 최대 6.43Mpa의 횡 방향 하중을 받는 것을 확인할 수 있다.

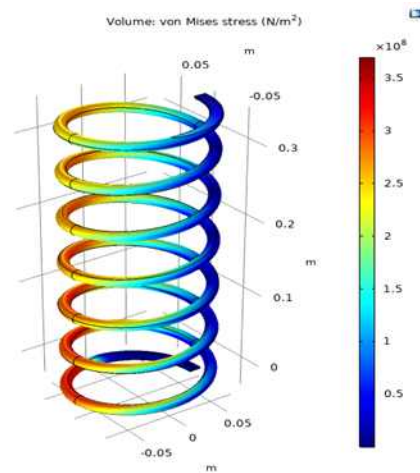


Fig. 3.3 Analysis result of early spring

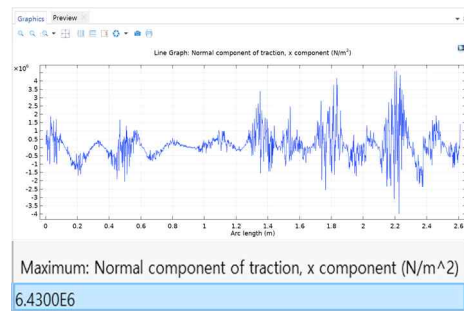


Fig. 3.4. Early spring Analysis Results Graph

3.3 Tilted Spring 모델링

스트럿과 스프링이 간섭이 나지 않는 지오메트리의 제한내에서 Tilted 6.5° 가 최대임을 확인했고 이에 모델링을 진행하였다.

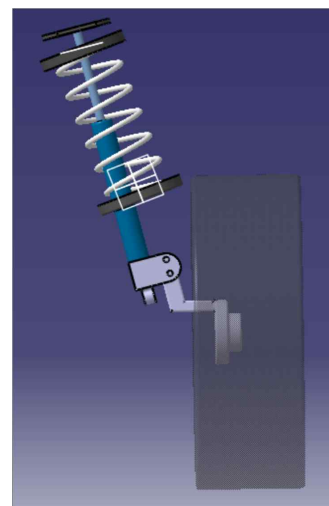


Fig. 3.1 3D modeling of Tilted spring

3.3.1 Tilted Spring 해석조건

초기 spring 모델링과 같은 조건에서 Fig 3.5에 따라 tilted 각도 만큼 추가적인 힘 분산을 진행하였다.

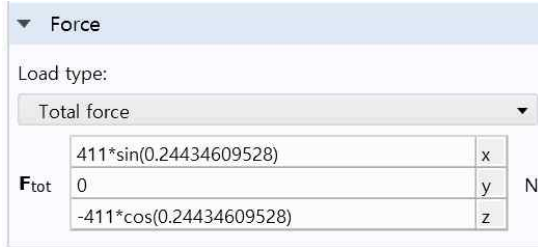


Fig. 3.5 Analysis condition of Tilted spring

3.3.2 Tilted Spring 해석결과

초기 spring 모델링과 같이 스프링이 코일이 힘을 받는 경계면에서 멀수록 많은 부하를 받는 것을 확인되었고 최대 8.53Mpa의 횡 방향 하중을 받는 것을 확인할 수 있다.

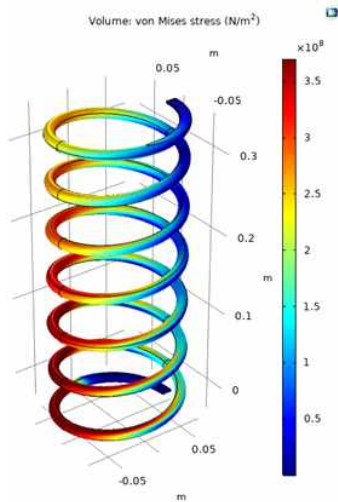


Fig. 3.6 Analysis result of Tilted spring

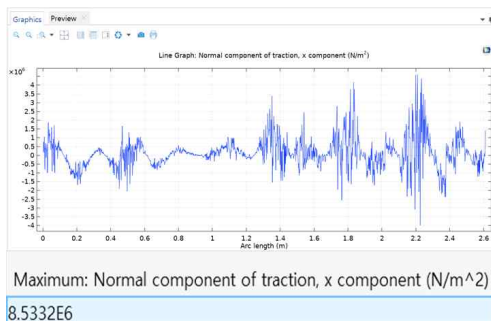


Fig. 3.7. Tilted spring Analysis Results Graph

3.4 Tilted Spring 설계 결과

스트럿과 스프링의 지오메트리 제한내에서 Tilted 6.5° 일 때 스프링이 받는 횡 하중이 6.43Mpa에서 8.53Mpa까지 증감함을 확인 하였고 이에 따라 스트럿이 받는 Side Load는 24.8% 저감을 확인할 수 있다.

4. C-Type Spring 설계

4.1 C-Type Spring의 복원력

스프링의 축에 곡률을 주어 설계를 하고 이를 서스펜션에 장착을 하였을 때 곡률에 의한 복원력이 Side Load를 저감하는 효과 있음을 확인했고 이에 스프링의 곡률과 중심축의 이동을 변수로 두어 Matlab을 통해 최적 설계를 진행하였다.

-Data Collection [C-type Spring]

$$F_v = \frac{1}{2} * k * (\Delta h_i + \Delta h_o) = k * (L_f - L_w)$$

$$\sin \beta \cong \tan \beta = \frac{(L_f/2)}{(1/\rho)} = \frac{L_f * \rho}{2}$$

$$\text{Deflection: } \delta = \frac{8W.C^3.n}{G.d} = \frac{(8 * 1640 * 5.75^3 * 10)}{(80 * 10^9 * 8 * 10^{-3})} * 10^3$$

$$\text{stiffness of the spring: } k = \frac{G.d}{8C^3.n}$$

$$\text{Spring index: } C = \frac{D}{d}$$

$$\text{Total force on the suspension is: } F = (F_{LD}^2 + F_v^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$c = \frac{\rho * D_m^2 * L_f}{4 * (L_f - L_w)} \rightarrow \rho = 4 * c * \frac{(L_f - L_w)}{D_m^2 * L_f}$$

$$F = (F_{LD}^2 + F_v^2)^{\frac{1}{2}}$$

4.2 C-Type Spring Parameters

List of Symbols	
L_{fo}	Free length of outer side of spring
L_f	Free length of spring
L_{fi}	Free length of inner side if spring
D_m	Diameter of Spring
Δh_i	The difference Length of inner side of spring
Δh_o	The difference length of outer side of spring
C	Displacement of spring centerline
F_{outer}	Vertical spring force at the outer side
F_{inner}	Vertical spring force at the inner side
β	Angle of canter of spring

Table. 4. 1. Parameters of C-Type Spring

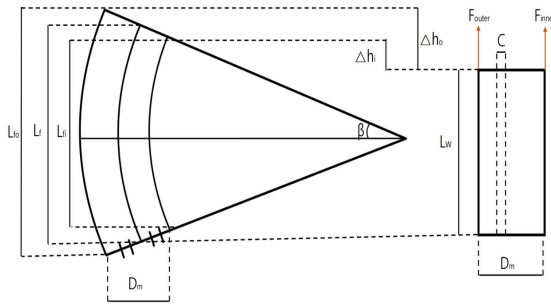


Fig. 4. 1. Parameters of C-Type Spring

4.2 C-Type Spring 설계를 위한 Matlab 코딩

Graphical method 및 fmincon 함수를 활용하여 제약조건 내에서 C-type Spring 최적의 곡률과 각도 중심축의 이동을 구하였다.

```
- subject to
g1 = -R; % Radius of Curvature >= 0 [mm]
g2 = b-0.4; % sin(β) <= 0.4
g3 = R-1000; % Radius of Curvature <= 1000 [mm]
g4 = 2*R*b-600; % free length of Side Load spring [mm] Lf=2*R*sin(b)
g5 = -b; % sin(β) >= 0
g6 = -2*R*b + Lw; % Lf >= 380 [mm] ; working length
g7 = b*D-2*R.*b + Lw; % Displacement of spring force action line, c [mm]R

-Design Variable
R : Radius of Curvature [mm]
b : sin (β) [rad]

- objective function [minimize]
f = (k*(2.*R.*b-Lw)) % free length of Side Load spring
```

4.3 C-Type Spring 최적 설계 결과

Matlab Fmincon 함수를 통해 spring free length가 최소가 되는 지점은 $F_L=396.7\text{mm}$ 이며 스프링의 최대 곡률반경이 $R=1000\text{mm}$ 로 제한되었을 때 Optimal point는 $\beta=11.79^\circ$ 임을 알 수 있다 또한 위와 같은 변수를 입력하여 C-Type Spring의 설계를 진행하였을 때 최종적으로 411N의 스프링 부하 중 107.55N의 Side Load를 감소 효과를 확인하였다.

```
x = 1.0e+03 [ mm ], 0.2043
fval = 3.967e+02
ExitFlag = 0
Iterations: 31
funcCount: 500
algorithm: 'sqp'
F1 = 1.0755e+02 [ Side Load, N ]
```

Fig. 4. 2. Matlab Optimal Design Results 1

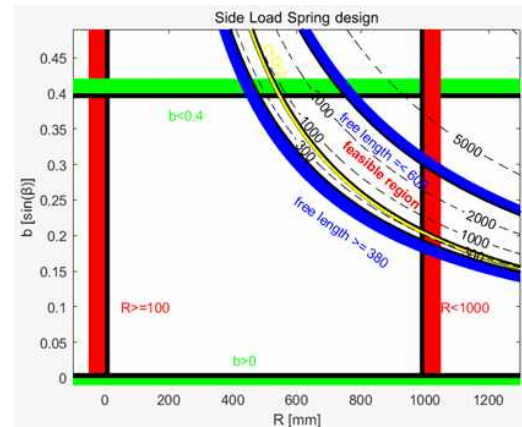


Fig. 4. 3. Matlab Optimal Design Results 2

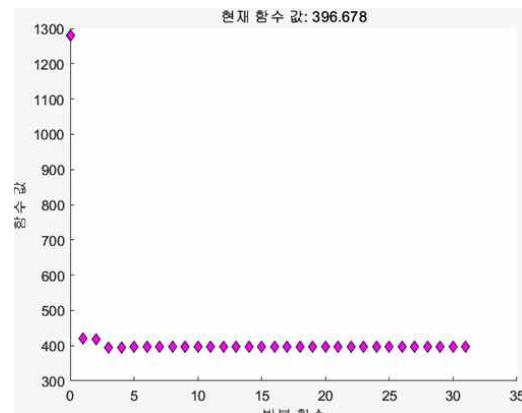


Fig. 4. 2. Matlab Optimal Design Results 1

5. 결론

1) 서스펜션의 수명과 차량의 승차감 개선을 하는 방법으로 SideLoad를 감소하는 스프링의 최적 설계를 진행하였고 스트럿 축과 스프링 축의 각도를 Tilted 시킴으로서 Side Load를 저감 할 수 있다.

2) SideLoad 저감을 위해 스프링의 형상에 곡률 반경을 주어 변경하였을 때 유의미한 Side Load 저감 효과를 확인 할 수 있다.

3) 하지만 실제 차량에서는 이 외에도 추가적으로 휠의 얼라이먼트의 변화 및 부싱, 암의 지오메트리 등 고려 해야 할 사항이 많으므로 실제 차량에 적합 하도록 추가 연구가 필요하다고 판단한다.

후 기

종합설계를 진행하며 4년간 배운 지식들을 최대한 다양하게 적극 활용하고자 하였고 유의미한 결과를 만들 수 있어 만족하고 보람 있었습니다. 같은 팀을 이룬 유지원 군과 주제에 대해 상의하고 문제를

해결하기 위해 노력하며 엔지니어로서의 필요한 지식과 경험을 쌓을 기회였다고 생각합니다.

우선 프로젝트를 함께 진행한 유지원 군에게 감사하다는 말을 드립니다. 서로가 서로의 부족한 점을 보완하며 프로젝트에 힘을 썼기에 무사히 마무리할 수 있었다고 생각합니다. 다음으로는 프로젝트를 진행하며 저희가 부족했던 프로그램을 사용 방법과 이론적 지식을 아낌없이 나누어 주셨던 CDL 연구실의 조교님께 감사를 드립니다. 마지막으로 저희 종합설계 프로젝트를 지도해주시며 저희의 프로젝트를 끝까지 신경 써주신 민승재 교수님께 감사를 드립니다. 이와 같은 분들 덕분에 종합설계 프로젝트를 무사히 진행할 수 있었다는 말과 함께 이 보고서를 마무리하겠습니다. 감사합니다.

References

- 1) Y. J. Park, S. M. Park, S. B. Kim, "Vehicle suspension side load spring reverse design" , EDISON SW competition, 2020.
- 2) H. B. Jang, "Study on Optimal Design of Side Load Spring for Improving the Performance of MacPherson Strut Suspension" ,Seoul, Hanyang University, Seoul, 2020.
- 3) S. H. Zareh and M. Abbasi, "Semi-active vibration control of an eleven degrees of Freedom suspension system using model of magnetorheological dampers" Journal of Mechanical Science and Technology, vol. 26, no.8, pp.2459-2468, 2012
- 4) GOKHAN YAZAR, "Design and analysis of helical coil spring forms for independent suspensions of automobiles" , pp88-97, 2015