



공 학 석 사 학 위 논 문

회전식 MR댐퍼를 적용한 현가식 운전석의 진동제어



부경대학교대학원

지능기계공학전공

김 동 규

공 학 석 사 학 위 논 문

회전식 MR댐퍼를 적용한 현가식 운전석의 진동제어

지도교수 백 운 경

이 논문을 석사학위논문으로 제출함.

2005년 2월

부경대학교대학원

지능기계공학전공

김 동 규

김동규의 공학석사 학위논문을 인준함.

2007년 2월



Abstract
계 1 자 서 로
제 I 경 지 문
1.1 한 1 배경 5 1 2 여그모전 미 내용
1.2 친구국 초 대중 4
제 2 장 회전식 MR댐퍼의 설계
2.1 MR댐퍼 작동모드
2.2 회전식 MR댐퍼의 요구 성능10
2.3 회전식 MR댐퍼의 구조
2.4 회전식 MR댐퍼의 현가식 운전석 적용
No Contraction of the second s
제 3 장 회전식 MR댐퍼의 성능 해석
3.1 회전식 MR댐퍼의 정자장 해석
3.2 설계 변수의 영향
3.3 회전식 MR댐퍼의 유동 해석
제 4 장 현가식 운전석 모델 ···································
A LH OT M
제 5 장 현가식 운전석의 진동 시뮬레이션43
5.1 ADAMS와 MATAB/Simulink의 인터페이스43
5.2 Sky-hook 제어 이론
5.3 Sky-hook 제어기 ······47
5.4 시뮬레이션 결과
제 6 장 결론
참고문헌

부록 A. MR유체	58
------------	----



List of Table and Figures

Table 2.1 Nomenclature 6
Table 2.2 Dimension of seat suspension system
Table 2.3 Calculated parameter of seat suspension model14
Table 3.1 Relative permeability of each part
Table 3.2 Nominal design value of parameters
Table 3.3 Changed design value of parameters
Table 3.4 Value of parameters 39
Table 3.5 Total torque of rotary MR damper 40
Table 4.1 D.O.F of seat suspension system model
Table A.1 Typical properties of MR fluids (MRF-132AD)
Table B.1 Relative permeability of materials
Fig. 2.1 MR fluid in flow mode
Fig. 2.2 MR fluid in direct shear mode
Fig. 2.3 2D model of seat suspension system
Fig. 2.4 Equivalent seat suspension system model
Fig. 2.5 A cross section of rotary MR damper
Fig. 2.6 Assembly of rotary MR damper Parts
Fig. 2.7 Structure of seat suspension system
Fig. 2.8 Side view of seat suspension system
Fig. 2.9 Seat suspension system with Rotary MR damper
Fig. 3.1 Flow chart of 2D magnetostatic analysis procedure
Fig. 3.2 Axisymmetric model of rotary MR damper
Fig. 3.3 Finite element model of rotary MR damper
Fig. 3.4 B-H curve of MRF-132AD
Fig. 3.5 B-H curve of SM10C23
Fig. 3.6 C-shape electromagnet25
Fig. 3.7 Design parameter of rotary MR damper
Fig. 3.8 Analysis results at 0.5[A]27
Fig. 3.9 Analysis results at 1.0[A]28

Fig. 3.10 Analysis results at 1.5[A]28
Fig. 3.11 Analysis results at 2.0[A]29
Fig. 3.12 Magnetic flux density of nominal design
Fig. 3.13 Magnetic field intensity of nominal design
Fig. 3.14 Analysis results of changed active length
Fig. 3.15 Analysis results of changed core thickness
Fig. 3.16 Analysis results of changed fluid gap
Fig. 3.17 Magnetic flux density for parameter change
Fig. 3.18 Magnetic field intensity for parameter change
Fig. 3.19 A Cross section of direct shear mode
Fig. 3.20 Variable for torque calculation
Fig. 3.21 $T - \omega$ curve for each current $\cdots 40$
Fig. 4.1 Seat suspension system model using ADAMS 42
Fig. 5.1 Block diagram of controlled seat suspension system
Fig. 5.2 Rotary MR damper model
Fig. 5.3 Ideal skyhook configuration45
Fig. 5.4 Practical semi-active suspension
Fig. 5.5 Damping force direction due to velocity and velocity
difference ······ 47
Fig. 5.6 sky-hook controller using MATLAB/Simulink
Fig. 5.7 Sweep excitation with 0.1~10[Hz] and ± 5 [mm]
Fig. 5.8 Comparing displacement between seat suspension
systems with passive rotary damper and sky-hook
controlled rotary MR damper
Fig. 5.9 Comparing velocity between seat suspension systems
with passive rotary damper and sky-hook controlled
rotary MR damper51
Fig. 5.10 Comparing acceleration between seat suspension
systems with passive rotary damper and sky-hook
controlled rotary MR damper51

Fig. 5.11 Comparing transmissibility of acceleration
between seat suspension systems with passive
rotary damper and sky-hook controlled rotary
MR damper
Fig. A.1 MR fluids in magnetic field
Fig. A.2 Yield stress versus magnetic field intensity
Fig. A.3 Shear stress as a function of shear rate with
no magnetic field applied at 40 $^\circ{\rm C}$
Fig. A.4 Typical magnetic properties MRF-132AD
Fig. B.1 Source-field relationships of Biot-Savart law
Fig. B.2 Ampere's law64
Fig. B.3 Typical B-H curve
Fig. B.4 Boundary conditions of magnetic material



Vibration Control of Seat Suspension System Using Rotary Magnetorheological Damper

Dong-kyu Kim

Department of Mechanical Engineering, The Graduate School. Pukyong National University

Abstract

MR fluid(Magnetorheological fluid) is smart fluid that can change viscosity of MR fluid when magnetic fields are applied. Recently, a large variety of MR device has been developed to use characteristics of MR fluid such as damper, brake and engine mount.

This paper proposes a design of rotary MR damper to substitute existing a linear MR damper for seat suspension system and evaluates vibration characteristics of seat suspension system by performing control of vibration after constructing dynamic model of seat suspension system using proposed rotary MR damper.

Rotary MR damper which is constructed on cross-link of seat suspension system replaces a function of liner MR damper. Prior to design of rotary MR damper, rotational damping coefficient is concluded when rotary MR damper is assembled on seat suspension system. For a performance analysis of the rotary MR damper, magnetostatic analysis is performed using the finite element model of rotary MR damper by applying current form 0 [A] to 2.0 [A] on the model. The torque of the rotary MR damper is calculated based on the results of the magnetostatic analysis by simple equations. After design parameters of the rotary MR damper are selected, magnetostatic analysis is performed about change of design parameters. Thereafter the effect for damping characteristic of rotary MR damper is investigated.

Vibration simulation is carried out to evaluate vibration isolation

performance for proposed rotary MR damper. For study for vibration characteristics of rotary MR damper, seat suspension system is modeled with ADAMS which is software for analysis of multi-body dynamics. Thereafter co-simulation is performed with MATLAB/Simulink which can develop semi-active algorism and the seat suspension system model. Based on results of vibration control simulation, vibration isolation performance of rotary MR damper for seat suspension system is evaluated.

Keywords : Magnetorheological fluid(자기유변유체, MR유체), Rotary MR damper(회전식 MR댐퍼), Seat suspension system(현가식 운전석), Magnetostatic field(정자장), B-H curve(B-H 곡선)



제 1 장 서론

1.1 연구 배경

산업발전에 따른 물류 이송량 증가 및 장거리 도로망 확충에 따라 트럭 및 버스 등의 상용차 수요가 급증하면서 차량의 성능을 향상 시키는 연구 뿐만 아니라 운전자가 보다 편안하게 운전할 수 있도록 하는 연구도 활발 하게 진행되고 있다. 특히 상용차 운전자는 장시간의 운행, 거친 도로 등 의 열악한 환경으로 인하여 차량의 심한 진동이 운전자에게 직접 전달되 어 안전운행에 악영향을 초래 할 뿐 아니라 장시간 운전으로 운전자의 직 업병까지 발생하고 있다. 이에 상업용 차량의 중요한 요인 중 하나인 운 전자의 피로감을 줄이는 장치에 대한 연구가 필수적이다. 운전자가 피로 를 느끼는 주된 원인은 외부로부터 전달되는 진동 때문이며, 상용차의 경 우 외부로부터 운전자에게 전달되는 진동을 적절히 절연시키기 위한 장치 로 주 현가장치(primary suspension), 캐빈 현가장치(cabin suspension)와 현 가식 운전석(seat suspension system)이 있다. 미국 및 영국 등의 선진국에 서는 상용차의 운전석에 진동완화 기술을 적용하여 노면으로부터의 진동 및 충격을 2차적으로 완화시킬 수 있는 현가식 운전석을 개발하여 적용하 고 있다. 트럭의 경우 노면 및 타이어로부터의 1차적인 진동을 및 충격을 현가스프링, 댐퍼, 고무부싱 등으로 구성된 주 현가장치에 의해서 완화 된 다. 타이어가 노면으로부터의 진동을 완화한 후의 진동은 최대 20Hz 정도 의 주파수에 속하며, 주 현가장치를 통과한 후에 캐빈 현가장치에는 최대 12Hz정도의 진동이 전달되므로 현가식 운전석은 차량진동으로부터 운전 자에게 직접 전달되는 진동을 완화시켜 운전자의 피로를 경감시키고 승차 감을 제고하는 효과가 있다. 이러한 운전석 현가장치는 스프링과 댐퍼를 포함하는 링크구조로 되어 있으며, 이 중 댐퍼는 외부 가진에 대하여 감 쇠력을 발생시켜 진동을 감소시키는 역할을 한다. 초기의 현가식 운전석 에는 수동형 댐퍼가 사용되었다. 그러나 수동형 댐퍼는 감쇠성능이 일정 한 범위에서만 진동완화가 가능하도록 고정된 특성을 가지고 있어 다양한 가진 조건과 운전자 조건에 대해 적절히 대응하지 못하는 한계를 가지고 있다. 이러한 단점을 보완하기 위하여 독일 Isringhausen사에서 개발하여

Volvo사의 트럭과 버스에 적용되고 있는 현가식 운전석은 좌고(seat height)를 조절할 수 있는 공기스프링과 노면조건과 운전조건에 따라 운전 자가 감쇠성능을 조절 할 수 있는 다단댐퍼로 구성되어 있다. 최근 미국 Lord사에서는 지능형 물질인 MR유체(magnetorheological fluid)를 개발하여 반응시간이 빠르고 감쇠력이 자동조절 되는 MR댐퍼를 제작하고 이를 사 용한 MMRMS(Motion Master Ride Manage System)를 생산하여 Bostrom과 National Seating사의 현가식 운전석에 적용하고 있다. 현재 지능형 유체인 MR유체를 이용하여 MR댐퍼를 설계하는 연구가 활발히 진행되고 있다. 승용차용 MR댐퍼에 관한 연구가 Lindler⁸⁾ 등, Hwan-Soo Lee⁹⁾ 등과 Yi and Dyke¹⁰⁾ 등에 의해 수행 되었으며, 시트용 MR댐퍼에 관한 연구가 Choi¹¹⁾ 등과 Reichert¹²⁾에 의해 수행되었다. Li¹⁾등은 유한요소법을 사용한 자기장 해석을 통해 고효율의 최적화된 MR밸브 설계를 시도하였고, 빙햄 모델과 연계하여 MR밸브의 성능평가를 수행하였다. Waild H, El-Aouar⁴⁾는 4개의 다른 MR댐퍼 피스톤의 구성요소에 대해 유한요소법을 사용한 자 기장 해석을 수행함으로써 피스톤 형상의 변화가 MR댐퍼에 발생하는 최 대 감쇠력에 미치는 영향을 고찰하였다.

1.2 연구 목적 및 내용

본 논문은 현가식 운적석에 적용된 기존의 선형 댐퍼의 기능을 대신 할 수 있는 회전식 MR댐퍼의 설계를 제안하고 이를 적용한 현가식 운전석 의 동적 모델을 구성한 후 진동 제어를 수행하여 회전식 MR댐퍼가 적용 된 현가식 운전석의 진동 특성을 고찰한다. 회전식 MR댐퍼는 현가식 운 전석의 크로스 링크 중심축의 위치에 조립되기 때문에 비틀림 강성이 선 형댐퍼를 장착했을 때보다 크다. 또한 전류가 회전식 MR댐퍼에 인가되지 않았을 때 토크가 거의 발생 하지 않기 때문에 스카이 훅 제어이론에서 상부속도와 상대속도의 부호가 반대일 때 제어 토크를 거의 '0'으로 구현 할 수 있다. 즉, 이상적인 스카이 훅 제어를 할 수 있다. 회전식 댐퍼가 적용된 현가식 운전석을 선형댐퍼가 적용된 1자유도 진동모델로 등가 한 모델과 회전식 MR댐퍼가 적용된 현가식 운전석 모델의 진동 특성을 비 교하여 회전식 MR댐퍼가 적용된 현가식 운전석의 진동절연이 우수함을 보인다. 이러한 결과를 바탕으로 회전식 MR댐퍼가 선형댐퍼의 기능을 대 신 할 수 있음을 검증함과 동시에 진동 특성에 대한 절연효과가 우수함을 보이는 것이 이 논문의 목적이다.

회전식 MR댐퍼의 설계에 앞서 현가식 운전석에 장착 되었을 때 요구되는 회전식 MR댐퍼의 회전 토크를 결정한다. 이를 위하여 회전식 댐퍼가 장착된 현가식 운전석을 1자유도 진동모델로 등가 하여 회전식 댐퍼의 회 전감쇠계수와 토크를 유도한다. 이러한 요구조건을 토대로 설계된 회전식 MR댐퍼의 구조를 설명한다. 회전식 MR댐퍼의 성능 해석을 위해 유한요 소모델을 이용하여 정자장 해석을 수행하고, 전단 감쇠토크와 점성 감쇠 토크를 간단한 수식을 통해 계산한다. 설계한 회전식 MR댐퍼에 대해 성 능과 관련된 설계변수를 설정하고, 설계변수 변화에 따라 자기장 해석을 수행하여 회전식 MR댐퍼의 감쇠특성에 미치는 영향을 조사한다. 제안된 회전식 MR댐퍼의 진동 저감 성능을 고찰하기 위하여 진동 제어 시뮬레 이션을 수행한다. 진동 제어 시뮬레이션을 위해서 범용 다물체 동역학 해 석 프로그램인 ADAMS에서 MR댐퍼모델 및 반능동 제어 알고리즘인 sky-hook제어 알고리즘을 사용할 수 있도록 하기 위해서 ADAMS/Control 과 MATLAB/Simulink를 통해서 연동하여 진동 시뮬레이션을 수행한다.



제 2 장 회전식 MR댐퍼의 설계

2.1 MR댐퍼의 작동모드

본 절의 이해를 돕기 위해 사용된 기호에 대한 설명을 Table 2.1에 나타 내었다.

Symbol	Description		
au	Fluid stress		
$ au_y$	Field dependent yield stress : Found in MR fluid spec sheets		
Н	Magnetic field intensity		
η	Plastic viscosity $(H=0)$: Found in MR fluid spec sheets		
$\dot{\gamma}$	Fluid shear rate		
γ	Fluid shear		
G	Complex material modulus		
ΔP	Pressure drop		
ΔP_η	Viscous component of pressure drop		
ΔP_{τ}	Field dependent induced yield stress component of pressure drop		
Q	Pressure driven fluid flow		
L	Length of fluid flow orifice		
b	Outer Radius of the Piston		
D	Piston Diameter		
g	Fluid gap		
w	Width of fluid flow orifice		
с	Constant*		
F	Force that is developed between pole plates in shear mode		

F_η	Viscous shear force	
F_{τ}	Magnetic dependent shear force	
S	Relative velocity between pole plates used in shear mode	
A	Pole area	
V	Active fluid volume	
k	constant	
λ	Control ratio	
W_m	Required controllable mechanical power level	

*c=2 (for $\Delta P_{\tau}/\Delta P_{\eta}$ less than ~ 1); c=2 (for $\Delta P_{\tau}/\Delta P_{\eta}$ greater than ~ 100)

MR유체는 항복 강도를 가지는 빙햄 고체로써 모델 되어진다. 이 모델 에 대해서 유체 유동은 식 (2.1)과 (2.2)로 나타내어지는 빙햄 방정식에 의 해서 지배된다.

$$\tau = \tau_y(H) + \eta \dot{\gamma}$$

$$\tau > \tau_y$$
(2.1)
(2.2)

식 (2.1)과 (2.2)에서 τ는 유동응력을 나타내고, τ_y는 자기장이 가해졌을 때의 항복응력을 나타낸다. *H*는 자계강도(magnetic field intensity), γ는 유 동 전단률(fluid shear rate) 그리고 η는 *H*=0일 때의 점성을 나타낸다. 유 체의 항복 응력(전 항복 상태) 아래에서 유체는 점탄성 거동을 한다. 이 점탄성 거동은 식 (2.3)에 의해서 표현되어 지고, *G*는 복합재료 전단 탄 성계수(complex material modulus)를 나타낸다.

 $\tau = G\gamma, \quad \tau < \tau_y \tag{2.3}$

MR유체를 사용한 대부분의 장치들은 유동모드(flow mode)²⁾ 장치와 전

단모드(direct shear mode)²⁾ 장치로 분류된다. 유동모드와 전단모드의 원리 는 아래와 같이 설명 할 수 있다.

유동모드에 사용된 MR유체 장치의 압력 변화는 식 (2.4)에 나타난다. 여기서 압력 변화(ΔP)는 점성 요소(ΔP_{η})와 자기장에 의해 발생된 항복응 력 요소(ΔP_{τ})의 합으로 가정된다.

$$\Delta P = \Delta P_{\eta} + \Delta P_{\tau} = \frac{12\eta QL}{g^3 w} + \frac{c\tau_y L}{g}$$
(2.4)

식 (2.4)에서 Q는 MR유체 유동에 의한 압력을 나타내고, L, g, 그리고 w는 Fig. 2.1에 보이는 것처럼 각각 고정된 자기 폴(magnetic poles) 사이 의 길이, 유체 간격, 그리고 유동오리피스의 너비를 각각 나타낸다. 상수 c는 유동모드 장치에서 ΔP_π/ΔP_η비에 의존하여 2 ~ 3까지 변한다. ΔP_π/ΔP_η비가 대략 1이하일 때 c값은 2로 선택되고, ΔP_π/ΔP_η비가 대략 100이상일 때는 c에 대한 값은 3이 선택된다.



Fig. 2.1 MR fluid in flow mode

Fig. 2.2에 보이는 전단모드 MR장치에 대해서 식 (2.5)를 이용할 수 있다.

$$F = F_{\eta} + F_{\tau} = \frac{\eta SA}{g} + \tau_y A \tag{2.5}$$

하나의 극판(pole plate)이 다른 극판에 상대운동을 하고 유체 간격에 평 행하게 움직일 때 두 극판사이에 힘이 발생한다. 발생된 총 힘은 점성 전 단력 요소와 자기장에 의해 발생된 전단력 요소의 합으로 가정된다. 식 (2.5)에서 F는 두 극판 사이에 발생된 힘을 나타내고, F_η은 점성 전단력, F_τ는 자기장에 의해 발생된 전단력, A는 A = LW로 정의된 극판의 단면 적을 나타낸다.



Fig. 2.2 MR fluid in direct shear mode

식 (2.4) 와 (2.5)를 대수적으로 조작하여 활성화된 MR유체의 체적을 나 타내는 식 (2.6)을 유도 할 수 있다.

$$V = k \left(\frac{\eta}{\tau^2 y}\right) \lambda W_m \tag{2.6}$$

식 (2.6)에서 V는 요구되는 제어 가능한 기계적인 에너지 손실의 단계 에서 원하는 제어비 λ를 얻기 위해서 필요한 최소 활성 유체 체적이라고 간주될 수 있다. 이 체적은 자기장에 노출된 MR유체의 양을 나타낸다. 유동모드에 대해서 식 (2.6)의 파라미터들은 식 (2.7)로 계산될 수 있다.

$$k = \frac{12}{c^2}$$

$$\lambda = \frac{\Delta P_{\tau}}{\Delta P_{\eta}}$$

$$W_m = Q \Delta P_{\tau}$$
(2.7)

전단모드에 대해서는 식 (2.8)로 계산 될 수 있다

$$k = 1$$

$$\lambda = \frac{F_{\tau}}{F_{\eta}}$$

$$W_m = F_{\tau}S$$
(2.8)

본 논문에서 제안하고 설계한 회전식 MR댐퍼는 전단모드의 원리를 적용하여 설계하였다.

2.2 회전식 MR댐퍼의 요구 성능

본 논문에서 제한한 회전식 MR댐퍼의 설계에 앞서 현가식 운전석에 장 착 되었을 때 요구되는 회전식 댐퍼의 감쇠토크를 결정한다. 이를 위하여 회전식 댐퍼를 가지는 현가식 운전석을 1자유도 바닥 가진 모델로 등가 하였다. Fig. 2.3은 현가식 운전석의 2차원 모델과 각 파라미터들을 보여 주고 있고 Fig. 2.4는 현가식 운전석의 1자유도 등가 모델을 보여주고 있 다.



Fig. 2.4 Equivalent seat suspension system model

현가식 운전석을 1자유도 모델로 등가 시킨 후 주어진 스프링 상수를 사용하여 등가 스프링 상수를 구한 후 감쇠계수를 구하였다. 감쇠비 $\zeta = 0.4$ 를 선택하여 현가식 운전석의 감쇠계수를 계산하였다. $\zeta = 0.4$ 는 공진 주파수에서의 증폭이 1.5 ~ 2.0이내가 되기 때문에 일반적으로 차량 을 대표 할 수 있는 감쇠비 이기 때문에 선택 하였다. 감쇠계수를 구하기 위해 먼저 등가 스프링 계수를 구하였다. Table 2.2에서 주어진 값과 Fig. 2.3의 기하학적 구조를 이용하여 등가 스프링 계수를 식 (2.9) ~ (2.12)과 같이 계산하였다. 계산된 등가 스프링 계수와 Table. 2.2에서 주어진 질량 과 감쇠비(ζ = 0.4)를 사용하여 식 (2.13)과 같이 감쇠계수를 계산 하였다.

Symbol	Value	Unit	
m (mass)	75	[kg]	
k (Spring stiffness)	25000	[N/m]	
<i>l</i> (Crosslink length)	0.350	[m]	
l_{sp}	0.1177	[m]	
l_{usp}	0.0742	[m]	
h	0.125	[m]	
h_{usp}	0.0337	[m]	
h_{lsp}	0.0157	[m]	

Table 2.2 Dimension of seat suspension system

식 (2.9)와 (2.10)에서 등가 스프링 계수를 구하기 위해서 필요한 각도를 구하였다.

$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{l_{sp} - l_{usp} \cos\theta + h_{lsp} \sin\theta}{h_{usp} \cos\theta + l_{usp} \sin\theta + h_{lsp}} \right)$$
(2.9)

$$\theta = \sin^{-1} \left(\frac{h}{l} \right) \tag{2.10}$$

Fig. 2.3에서 삼각형의 닮은비를 이용하여 식 (2.11)를 유도하였다.

$$k \cdot \frac{l_{usp}}{\cos\phi} = k_{eq} \cdot \frac{l}{l_{usp}} \cdot \cos\theta \tag{2.11}$$

식 (2.11)을 k_{eq} 에 대해서 정리하면 식 (2.12)를 얻을 수 있다.

$$k_{eq} = k \cdot \frac{(l_{usp})^2}{l^2 \cos\phi \cdot \cos\theta}$$
(2.12)

식 (2.12)에서 구한 등가 스프링 상수를 이용하여 감쇠계수를 식 (2.13) 과 같이 구하였다.

$$c = \zeta \cdot 2\sqrt{k_{eq}m} = 1058.7[\text{N} \cdot \text{s/m}]$$
(2.13)

식 (2.14)는 1자유도 바닥가진 모델의 운동 방정식이다. 이 운동 방정석 을 이용하여 회전식 댐퍼가 적용된 현가식 운전석의 감쇠토크를 구하고 회전 감쇠계수를 유도하였다. 식 (2.14)의 감쇠력 항을 식 (2.15)와 같이 감쇠토크의 항으로 유도하여 회전감쇠 계수를 구하였다.

$$\ddot{mx} + c\dot{x} + k_{eq}x = k_{eq}\sin\omega t + c\omega Y\cos\omega t$$
(2.14)

$$c\dot{x} \cdot l\cos\theta = T = 2c_{\theta}\omega$$

$$c \cdot \frac{l}{2}\cos\theta\omega \cdot l\cos\theta = 2c_{\theta}\omega \quad (\dot{x} = \frac{l}{2}\cos\theta \cdot \omega)$$

$$c_{\theta} = \frac{c(l\cos\theta)^{2}}{4}$$
(2.15)

여기서,
$$\theta = \sin^{-1}\frac{h}{l}$$
 $(h = x - y + 125)$

또한 식 (2.16)과 같이 속도와 각속도의 관계를 유도하고 이것을 식 (2.17)에 대입하여 식 (2.14)와 같은 회전식 댐퍼에 대한 1자유도 운동방정 식을 구하였다.

$$\dot{x} = \frac{2c_{\theta}\omega}{c \cdot l\cos\theta} \tag{2.16}$$

$$m\ddot{x} + \frac{2c_{\theta}}{l\cos\theta}\omega + k_{eq}x = k_{eq}\sin\omega t + c\omega Y\cos\omega t$$
(2.17)

식을 통해 구한 값들을 Table 2.3에 나타내었다.

Parameter	Symbol	Value	Unit
Equivalent Spring stiffness	k_{eq}	1439.2	[N/m]
Damping coefficient	с	262.84	$[m N \cdot s/m]$
Rotational damping coefficient	$c_{ heta}$	7.02	$[N \cdot m \cdot s/rad]$

Table 2.3 Calculated parameter of seat suspension model

2.3 회전식 MR댐퍼의 구조

요구되는 토크 특성을 고려하여 Fig. 2.5와 같이 회전식 MR댐퍼를 설계 하였다. 기존의 선형 MR댐퍼는 유동모드 장치지만 제안된 회전식 MR댐 퍼는 고정 디스크와 구동 디스크의 상대 운동으로 발생하는 전단 응력에 의해서 토크를 발생시키는 전단모드 장치이다. 회전식 MR댐퍼를 설계 프 로그램인 CATIA를 사용하여 3차원 모델링을 하였고 Fig. 2.5에 회전식 MR댐퍼의 3차원 모델링 단면을 나타내었다.



Fig. 2.5 A cross section of rotary MR damper

회전식 MR댐퍼의 구조에 대한 이해를 돕기 위해서 Fig. 2.6에 3차원 모 델의 조립형태를 보이고 있다. 댐퍼의 구조가 1/4형상에 대해서 상하, 좌 우에 대칭이기 때문에 Fig. 2.6은 댐퍼의 절반만 나타내었다. Fig. 2.5와 2.6에 보인바와 같이 각 부품은 조립이 용이하도록 설계 하였다. 자기장을 발생시키기 위한 코일(coil)은 원통 형태의 조립형 부품으로 설계하였고 자속 가이드(flux guide)가 코일(coil)을 둘러싸고 있다. 자속 가이드와 디스 크(disk)는 강자성체, 코일은 반자성체, 나머지는 상자성체로 설계하였다. MR유체에 자기장이 최대한 형성되게 하기 위해서 자속 가이드와 디스크 이외의 구성요소는 반자성체로 설계하여 자속이 다른 방향으로 흘러 나가 지 않게 하였다. 회전축(shaft)에 고정되어 있는 구동 디스크와 튜브에 고 정되어 있는 고정 디스크 사이에 MR유체가 채워져 있고 구동 디스크와 고정 디스크 사이의 상대 회전 운동으로 토크를 발생 시킨다.



Fig. 2.6 Assembly of rotary MR damper Parts

2.4 회전식 MR댐퍼의 현가식 운전석 적용

이번 절은 설계한 회전식 MR댐퍼가 현가식 운전석에 적용되는 방법을 보여준다. 먼저 회전식 MR댐퍼가 적용되는 현가식 운전석의 구조에 대해 서 설명한 후 회전식 MR댐퍼가 장착되는 부분에 대해서 설명한다. Fig. 2.7은 현가식 운전석을 CATIA를 이용하여 설계한 것이다. 현가식 운전석 은 크게 운전석 의자와 연결되는 상판(Upper plate), 지면과 연결되는 하판 (Lower plate), 그리고 현가식 운전석이 상하 운동을 할 수 있도록 설계되 어진 크로스 링크로 구성되어 있다. 크로스 링크의 외부 크로스 링크 (Outer cross link)와 내부 크로스 링크(Inner cross link)가 한 점을 중심으로 고정되어 현가식 운전석이 상하 운동을 하는 구조로 되어있다. Fig 2.8에 현가식 운전석의 구조의 이해를 돕기 위해 운전석의 측면도를 나타내었 다. 그림에서와 같이 외부와 내부의 크로스 링크가 하나의 고정축 으로 고정되어 운전석이 상하 운동을 할 수 있도록 한다.



Fig. 2.7 Structure of seat suspension system

기존의 선형댐퍼를 장착한 현가식 운전석의 구조는 Fig. 2.7에서 나타내 고 있는 외부 크로스 링크를 연결하는 축과 내부 크로스 링크를 연결하는 축 사이에 선형댐퍼가 장착되고 내부 크로스 링크와 지면 사이에 스프링 이 장착 된다. 외부로부터 전달된 가진이 스프링과 댐퍼를 거쳐 진동이 절연되고 완화되어 크로스 링크로 전해져 운전석의 상하진동이 최소화 된 다. 그러나 이 논문에서 제안하고 설계한 회전식 MR댐퍼는 두 크로스 링 크의 고정축에 장착되어 현가식 운전석의 상하진동을 절연하고 완화하는 역할을 한다. Fig. 2.9는 회전식 MR댐퍼를 장착한 현가식 운전석을 보여 준다. 그림에서 나타난 것처럼 회전식 MR댐퍼가 외부 크로스 링크와 내 부크로스 링크의 중심점을 연결한 고정축 위치에 장착된다. 회전식 MR댐 퍼의 회전축(shaft)은 외부 크로스 링크에 고정되고 외통(tube)은 내부 크로 스 링크에 고정되어 두 링크의 상대 회전 운동에 의해서 회전식 MR댐퍼 의 토크가 발생한다. 발생된 토크에 의해서 현가식 운전석에 발생한 진동 을 절연하고 완화 한다. 회전식 MR댐퍼는 구동 디스크와 고정 디스크 사 이의 상대회전 운동에 의해서 토크가 발생하고 이 토크에 의해서 진동을 절연하기 때문에 구동디스크와 고정디스크 사이에 상대 회전운동이 발생

하도록 회전식 MR댐퍼를 현가식 운전석에 장착하는 것이 중요하다. 이를 위해서 Fig. 2.9에서와 같이 회전식 MR댐퍼의 축에 구동 디스크가 고정되 고 이 축이 외부 크로스 링크에 고정된다. 고정 디스크는 댐퍼의 외통에 고정되고 댐퍼의 외통은 내부 크로스 링크에 장착된다. 두 크로스 링크가 상대 회전운동을 하면 각 크로스 링크에 연결된 고정 디스크와 구동 디스 크가 상대 회전운동을 하게 되고 이로 인해 토크가 발생한다.



Fig. 2.9 Seat suspension system with Rotary MR damper

제 3 장 회전식 MR댐퍼의 성능 해석

3.1 회전식 MR댐퍼의 정자장 해석

MR 댐퍼의 감쇠력은 인가된 자기장 세기에 의존하는 MR 유체의 항복 응력에 영향을 받게 된다. MR유체는 비선형 자기 물성치를 가지고 있으 며, 자기 회로를 구성하는 자속 가이드와 디스크 또한 비선형 강자성체이 다. 회전식 MR댐퍼 내부의 자기 회로는 자기 회로를 구성하고 있는 부품 의 재질에 영향을 받을 뿐 아니라, 코일의 감긴 수와 자기 회로의 형상에 도 의존한다. 본 절에서는 본 논문에서 제안된 회전식 MR댐퍼에 관한 정 자장 해석을 통해 회전식 MR댐퍼의 성능을 해석하고자 한다.

회전식 MR댐퍼의 자속(magnetic flux)과 자속밀도(magnetic flux density), 자계강도(magnetic field intensity)를 구하기 위해서 정자장 해석을 하였다. 정자장 해석은 정상상태 토크 예측과 밀접한 관계가 있다. 정자장 해석을 위해 MAXWELL²⁰⁾을 사용 하였다.

3.1.1 2차원 정자장 해석

설계된 회전식 MR댐퍼는 R-Z평면에 축대칭(axisymmetric) 모델로 해석 되었다. 이 2차원 모델은 대칭축을 가지는 실린더 형 구조물의 단면을 나 타낸다. Fig. 3.1은 2차원 정자장 해석을 하기 위한 과정을 플로차트(flow chart)로 나타내었다.



Fig. 3.1 Flow chart of 2D magnetostatic analysis procedure

본 논문에서 제안한 회전식 MR댐퍼의 축대칭(axisymmetric) 모델과 댐 퍼를 구성하는 각 부품의 명칭을 Fig. 3.2에 나타내었다.



Fig. 3.2 Axisymmetric model of rotary MR damper

Fig. 3.3은 MAXWELL을 사용하여 생성한 회전식 MR댐퍼의 유한 요소 모델(finite element model)이다. MAXWELL은 삼각형 형태의 요소를 자동 적으로 생성하며 요소의 수는 적응방식으로 각 부품의 크기와 수렴조건에 따라 프로그램 내부에서 결정하게 된다.



3.1.2 물성치와 경계조건 입력

정자장 해석을 위한 물성치 입력은 각 부품의 자기적 성질인 비투자율 (relative permeability)을 입력하고, 비선형 재질인 경우에는 B-H곡선 데이 터를 입력하였다. 각 부품에 사용되어진 비투자율 값과 재질에 대해서 Table 3.1에 나타내었다.

Part name	Relative permeability	Material
MR fluid	B-H	Ferromagnetic
Disk	B-H	Ferromagnetic
Flux guide	B-H	Ferromagnetic
Tube	1	Paramagnetic
Shaft	1	Paramagnetic
Support	1	Paramagnetic
Nut		Paramagnetic
Teflon	ATIONAL	Paramagnetic
Background		Paramagnetic
Coil	0.99	Diamagnetic

Table 3.1 Relative permeability of each part

비선형 재질인 MR유체와 SM10C에 대한 B-H 곡선을 Fig. 3.4와 Fig. 3.5 에 나타내었다.



Fig. 3.4 B-H curve of MRF-132AD



정자장 해석을 위해 필요한 소오스(source)는 코일에 인가되는 전류와 권선수의 곱으로 입력하여 해석을 수행한다. 본 논문에서 사용된 소오스 는 Fig. 3.4의 MRF-132AD의 B-H 곡선에서 선형구간으로 근사되는 영역에 서의 자계강도를 선택하고 선택된 자계강도를 얻을 수 있도록 코일에 인 가되는 최대전류와 권선수의 곱으로 결정하였다. 이를 위하여 식 (3.1) ~ (3.7)을 이용하였다.

식 (3.1) ~ (3.7)을 보이기 위해서 간단하고 전형적인 전자석을 Fig. 3. 10에 나타내었다. C형상의 전자석은 길이가 L인 철과 유체간격 g의 두개 부분으로 구성된다. 정상상태에서 암페어의 법칙(Ampere's law)이 식 (3.1) 에 주어진다.

$$\oint H dl = N I \tag{3.1}$$

여기서 N은 코일의 감긴수 이고 I는 코일에 흐르는 전류, H는 자계강

도이고 L은 자석길이다. 암페어의 법칙은 닫힌 경로를 둘러싼 자계강도 H의 선 적분은 전류와 감긴수의 곱임을 나타낸다. 암페어의 법칙을 C형 상의 전자석에 적용하면 식 (3.1)은 식 (3.2)로 나타낼 수 있다.

$$NI = H_L L + H_g g \tag{3.2}$$

H_L과 H_g는 각각 철과 유체간격에서의 자계강도이다. 자속밀도 B는 자 계강도 H에 종속이다. B와 H의 일반적인 관계는 식(3.3)과 같다.

 $B = \mu_o \mu_r H \tag{3.3}$

여기서 상수 $\mu_0 = 4\pi e^{-7} [\mathbf{m} \cdot \mathbf{kg} / (\mathbf{s}^2 \mathbf{A}^2)]$ 는 진공투자율이고 μ_r 은 자속 물질의 비투자율이다. 자속 손실이 없다고 가정하면 철에서의 자속밀도 B_L 과 유체간격의 자속밀도 B_g 는 식 (3.4)의 관계를 가진다.

 $\phi = B_L A_s = B_q A_f$

(3.4)

여기서 ϕ 는 자속이고 A_s 와 A_f 는 각각 철과 유체간격의 단면적이다. $A_s = A_f$ 라고 가정하면 $B_L = B_g$ 이다. 식 (3.3)과 식 (3.4)를 식(3.2)에 대입 하면 유체간격의 자속밀도는 식 (3.5)에 의해 주어진다.

$$B = \frac{\mu_0 NI}{(L/\mu_L) + (g/\mu_g)}$$
(3.5)

실제적인 자기회로에서 철의 비투자율은 MR유체의 비투자율보다 매우 크다. 그러므로 유체 간격에서 자속밀도는 식 (3.6)으로 근사화 할 수 있 다.

$$B = \mu_0 \mu_g \frac{NI}{g} \tag{3.6}$$

유체간격에서 자계강도는 식 (3.7)에 의해서 주어진다.

$$H_g = \frac{NI}{g} \tag{3.7}$$

Fig. 3.4의 MRF-132AD의 B-H 곡선에서 자계강도 H=125[kA/m]를 선택하고 I=2[A], g=4[mm]와 C형상의 전자석을 나타내는 Fig. 3.6을 참고하면 최종적으로 정자장 해석을 위한 입력 소오스를 식 (3.8)과 같이 구할 수 있다. 여기서 I=2[A]는 정자장 해석을 위해 인가하는 최대 전 류값을 나타낸다.

$$NI = H_a \cdot 24g = 1200 [\text{A} \cdot \text{turn}]$$

(3.8)



Fig. 3.6 C-shape electromagnet

식 (3.8)에서 구한 소오스를 입력하여 정자장 해석을 수행한 결과 앞서 선택한 자계강도가 발생하지 않았다. 그 이유는 식 (3.7)은 $A_s = A_f$ 가 같 다는 가정에서 유효하다. 그러나 본 논문에서 설계한 회전식 MR댐퍼의 경우 위의 가정이 정확하게 성립 되지 않기 때문에 예상한 자계강도를 얻 지 못하였다. 원하는 자계강도를 얻기 위해서 코일의 감긴수를 증가시켜 정자장 해석을 반복 수행 하였고 원하는 자계강도가 발생하는 소오스를 결정하였다. 전류의 값을 0.5 ~ 2.0[A]까지 0.5[A] 증가 시키면서 각 소오 스에 대한 정자장 해석을 수행 하였다.

3.1.3 해석결과

회전식 MR댐퍼의 주요 설계변수를 Fig. 3.7에 나타내었고 기본 설계된 댐퍼의 주요 설계변수의 치수를 Table 3.2에 나타내었다.



Fig. 3.7 Design parameter of rotary MR damper

Parameters	Nominal design value
L_{active} (active length)	12.6 mm
t_{core} (core thickness)	3 mm
g(gap)	0.4 mm

Table 3.2 Nominal design value of parameters

Fig. 3.8 ~ 3.11은 Table 3.2의 치수를 가지는 회전식 MR댐퍼에 대해서 전류가 0 ~ 2.0[A]일 때 각각의 전류에 대한 자속(magnetic flux), 자속밀 도(magnetic flux density)와 자계강도(magnetic field intensity)를 나타내었다. 회전식 MR댐퍼의 형상이 수평방향에 대해서 대칭이므로 해석 결과를 상 부 절반에 대해서만 나타내었다.



(a) Magnetic flux(b) Magnetic flux density(c) Magnetic field intensityFig. 3.8 Analysis results at 0.5[A]


(a) magnetic flux (b) magnetic flux density (c) magnetic field intensity Fig. 3.10 Analysis results at $1.5[{\rm A}]$



(a) magnetic flux (b) magnetic flux density (c) magnetic field intensity Fig. 3.11 Analysis results at 2.0[A]

Fig. 3.12와 Fig. 3.13에는 전류가 0 ~ 2.0[A] 일 때 Fig. 3.7의 @라인과 ⑤라인에 따라 자속밀도와 자계강도를 각각 나타내었다. Fig. 3.12 (a)를 보면 전류가 증가 할수록 자속 밀도가 큰 것을 알 수 있다. 또한 @ line 을 따라 flux guide 자속밀도가 MR유체의 자속밀도보다 큰 것을 알 수 있 다. 이것은 flux guide의 재질인 철의 비투자율이 MR유체의 비투자율 보 다 크기 때문이다. Fig. 3.12 (b)는 flux guide의 영역이 시작되는 곳에서 자속밀도가 생겼다가 자속이 지나는 면적이 커짐에 따라 자속밀도가 작아 지는 것을 볼 수 있다. 이것은 자속밀도는 자속이 흐르는 면적에 반비례 하기 때문이다. 그리고 비자성체 부분에서 자속밀도가 없어지고 flux guide부분에서 다시 생성되는 것을 알 수 있다. 또한 Fig. 3.12 (a)와 같이 전류의 크기가 증가함에 따라 자속 밀도가 크기는 것을 볼 수 있다.



Fig. 3.12 Magnetic flux density of nominal design

자속밀도와 마찬가지로 Fig. 3.13 (a)와 (b)에 나타난 것처럼 전류의 크기 가 클수록 자계강도가 큰 것을 알 수 있다. Fig. 3.13 (a)에 나타난 것처럼 @라인을 따라 MR유체 부분에서 자계강도가 증가하는 것을 알 수 있는 데 이것은 재질의 비투자율이 작을수록 자기 저항이 증가하기 때문이다. 즉, 철의 비투자율보다 MR유체의 비투자율이 작기 때문에 MR유체 부분 의 자계강도가 크게 나타난다. Fig. 3.13 (b)도 동일한 이유로 자계강도의 크기가 비투자율이 작은 재질에서 큰 것을 볼 수 있다. 그러나 이 값은 MR유체에 발생하는 자계강도에 비해 매우 작은 것을 알 수 있다.



Fig. 3.13 Magnetic field intensity of nominal design

3.2 설계변수의 영향

본 절에서는 회전식 MR댐퍼의 설계변수를 변화시켜 정자장 해석을 수 행하여 앞 절의 기본 설계에 대한 해석결과와 비교해 보았다. Fig. 3.7에 보인 회전식 MR댐퍼의 주요 설계변수의 값을 변화 시켜 각각에 대해서 정자장 해석을 수행하여 기본 설계의 해석 결과와 비교하여 설계변수가 댐퍼의 성능에 미치는 영향을 조사 하였다. 변화된 설계변수들의 값을 기 Table 3.3에 나타내었다.

Table 3.3 Changed design value of parameters

Parameters	Nominal design value	changed design value	
L_{active} (active length)	12.6 mm	10.6 mm	
t_{core} (core thickness)	3 mm	2 mm	
g(fluid gap)	0.4 mm	1.0 mm	

Table 3.3과 같이 각각의 설계변수를 변경하여 2.0[A]의 전류를 인가했을 때 각각의 설계변수에 대한 자속(magnetic flux), 자속밀도(magnetic fluxdensity)와 자계강도(magnetic field intensity)를 Fig. 3.14 ~ 3.16에 나타내었다.



(a) magnetic flux(b) magnetic flux density(c) magnetic field intensityFig. 3.15 Analysis results of changed core thickness



(a) magnetic flux(b) magnetic flux density(c) magnetic field intensityFig. 3.16 Analysis results of changed fluid gap

Fig. 3.17과 Fig. 3.18에서는 설계변수를 변경하여 2[A]의 전류를 인가했 을 때의 일 때 자속밀도와 자계강도를 Fig. 7의 @라인과 ⓑ라인을 따라 나타내었고 기본설계의 해석결과와 비교하였다. Fig. 3.17 (a)와 (b)에 나타 난 것처럼 기본디자인과 Active core length를 변경한 모델은 거의 유사한 크기의 자속밀도를 나타내고 나머지는 이 두 모델보다 작은 자속밀도를 가지는 것을 알 수 있다. @라인과 ⓑ라인을 따라 발생하는 자속밀도의 크기의 증가 감소에 대한 이유는 기본 디자인에서 설명한 것과 동일하다. Fig. 3.18에서 나타낸 것처럼 자계강도의 경우도 기본설계와 Active core length를 변경한 모델은 거의 유사한 크기의 자계강도를 나타내고 나머지 는 두 모델보다 작은 자계강도를 가지는 것을 알 수 있다. 마찬가지로 @ 라인과 ⓑ라인을 따라 발생하는 자계강도의 증가와 감소에 대한 설명은 기본설계에서의 설명과 동일하다.



Fig. 3.17 Magnetic flux density for parameter change



Fig. 3.18 Magnetic field intensity for parameter change

본 논문에서 설계한 회전식 MR댐퍼의 기본설계에 대한 설계변수 변경 의 범위가 좁아 정자장 해석 결과에 대해서 큰 차이를 보이지 않지만 전 체적으로 기본설계의 자계강도와 자속밀도의 크기가 설계변수를 변경하여 해석한 결과보다 큰 것을 알 수 있었다.

3.3 회전식 MR댐퍼의 유동해석

이 절에서는 유동해석을 통해 설계한 회전식 MR댐퍼의 토크를 계산하 고 현가식 운전석에 요구되는 토크와 비교하였다. Fig. 3.19를 참고하여 댐퍼의 토크를 구하는 공식을 유도한다.



Fig. 3.19 A Cross section of direct shear mode

회전식 MR 댐퍼의 총 토크 T는 식 (3.8)과 같이 MR 유체의 항복 강 도에 의해서 형성된 전단 감쇠 토크 T_y 항과 점성 감쇠 토크 T_n 항의 합으 로 나타낸다.

$$T = T_y + T_\eta \tag{3.8}$$

MR 유체의 항복 강도에 의한 미소 토크를 식 (3.9)와 같이 표현 할 수 있고, 식 (3.10)의 적분에 의해서 전단 감쇠 토크 *T_y*를 식 (3.11)과 같이 나타낼 수 있다.

$$dT_y = \tau(r) \cdot (2\pi r dr) \cdot r = 2\pi r^2 \tau(r) dr$$
(3.9)

$$\int T_y = 2\pi\tau(r) \int_0^R r^2 dr$$
(3.10)

$$T_y = \frac{2\pi\tau_y R^3}{3} \tag{3.11}$$

여기서, R은 디스크 반경, τ_y 는 항복 응력이다.

미소 점성 감쇠 토크를 식 (3.12)와 같이 표현 할 수 있고 식 (3.13)의 적분에 의해서 점성 감쇠 토크 T_η 를 식 (3.14)와 같이 나타낼 수 있다.

$$dT_{\eta} = \eta \frac{r\omega}{g} (2\pi r dr) \cdot r = \eta \frac{2\pi\omega}{g} r^{3} dr$$
(3.12)

$$\int T_{\eta} = \eta \frac{2\pi\omega}{g} \int_{0}^{R} r^{3} dr \qquad (3.13)$$

$$T_{\eta} = \pi \eta \frac{\omega}{2g} R^{4} \qquad (3.14)$$

여기서, η는 점성, ω는 고정 디스크와 구동 디스크 사이의 상대 회전 속도, *R*은 디스크 반경, g는 유체 간격이다.

식 (3.11)과 (3.14)를 식 (3.8)에 대입하면 회전식 MR 댐퍼의 총 토크를 표현한 식 (3.15)를 얻는다.

$$T = \frac{2\pi\tau_y R^3}{3} + \pi\eta \frac{\omega}{2g} R^4 \tag{3.15}$$

회전식 MR댐퍼의 토크를 구하기 위해 먼저 자기장이 가해졌을 때의 항 복 응력을 결정하였다. 각 전류 0.5[A] ~ 2.0[A]에 대한 정자장 해석 결과 에서 자계강도를 결정하고 Fig. A.2(부록 A)의 항복응력과 자계강도의 관 계를 나타낸 곡선을 이용하여 각 전류에 의해서 발생한 자계강도에 해당 하는 항복응력을 결정하였다. MR댐퍼의 토크를 계산 하기위해 필요한 변 수를 Fig. 3.20에 나타내었고 변수 값과 각 전류에 대한 항복응력을 Table 3.4에 나타내었다. 여기서 n은 유체간격(g)의 개수를 나타낸다. Table 3.4 에 나타낸 값들과 식 (3.15)를 이용하여 토크를 계산 하였다.



Current	R_1	R_2	g	$ au_y$	η	n
0.5[A]	27.4 mm	39.6 mm	0.4 mm	12 [kPa]	0.09 [Pa · s]	24
1.0[A]	27.4 mm	39.6 mm	0.4 mm	20 [kPa]	0.09 [Pa · s]	24
1.5[A]	27.4 mm	39.6 mm	0.4 mm	26.5 [kPa]	0.09 [Pa · s]	24
2.0[A]	27.4 mm	39.6 mm	0.4 mm	34 [kPa]	0.09 [Pa · s]	24

Table 3.4 Value of parameters

Table 3.4의 값들을 식 (3.11)과 (3.14) 대입하여 계산한 결과를 Table 3.5 에 나타내었다. Table 3.5에서 점성 감쇠 토크는 상대 각속도 ω에 종속된 값을 가진다.

Current	$T_{y}\left[\mathbf{N}\boldsymbol{\cdot}\mathbf{m}\right]$	$T_\eta \left[\mathrm{N} \cdot \mathrm{m} ight]$	$T[N \cdot m]$
0.5[A]	25.05	$0.016\omega [{ m N} \cdot { m m}]$	$25.05 + 0.016 \omega$ [N · m]
1.0[A]	41.74	$0.016 \omega [{ m N} \cdot { m m}]$	$41.74 + 0.016 \omega$ [N · m]
1.5[A]	55.32	$0.016 \omega [{ m N} \cdot { m m}]$	$55.32 + 0.016 \omega$ [N · m]
2.0[A]	70.97	$0.016\omega [{ m N} \cdot { m m}]$	$70.97 + 0.016 \omega [{ m N} \cdot { m m}$]

Table. 3.5 Total torque of rotary MR damper

위의 식을 이용하여 구한 회전식 MR 댐퍼의 토크를 각속도 - 3rad/sec 에서 3rad/sec 에 대해서 계산하여 각속도에 대한 토크 곡선 을 Fig. 3.21에 나타내었다. Fig. 3.21에 나타난 것처럼 각속도와 토크의 방 향은 항상 반대이다. 각속도 방향에 반대 방향으로 토크가 발생하여야 진 동을 절연 할 수 있기 때문이다. 또한 곡선을 살펴보면 자기장이 가해지 지 않았을 경우의 점성 감쇠 토크는 그 크기가 매우 작음을 알 수 있다.



Fig. 3.21 $T - \omega$ curve for each current

제 4 장 현가식 운전석 모델

본 논문에서 제안하고 설계한 회전식 MR댐퍼를 적용한 현가식 운전석 의 진동특성을 조사하기 위해 다물체 동역학 소프트웨어인 ADAMS를 이 용하여 현가식 운전석을 모델링하고 반능동 제어알고리즘을 개발 할 수 있는 소프트웨어인 MATLAB/Simulink와 연동하여 진동제어를 수행하였다. 이를 수행함으로써 회전식 MR댐퍼가 장착된 현가식 운전석의 진동특성 에 대해서 조사 하였다. 이 장에서는 진동 시뮬레이션을 위해 필요한 현 가식 운전석의 ADAMS모델에 대해서 설명한다.

Fig. 4.1은 ADAMS를 사용하여 모델링한 회전식 댐퍼를 적용한 현가식 운전석 모델이다. 현가식 운전석은 상관(Upper frame), 하판(Lower plate), 크로스링크(cross link), 스프링(spring) 그리고 크로스링크 중심에 장착된 회전식 댐퍼로 구성되어있다. Table. 2.4에 회전식 댐퍼를 적용한 현가식 운전석의 ADAMS 모델을 구성하는 파트와 조인트를 나타내었고 각 파트 와 조인트의 자유도를 계산하면 총 1자유도 모델이 된다. 현가식 운전석 은 운전자가 승차한 상태에서 바닥 가진을 받으면 상판과 하판이 상하로 상대운동을 하게 된다. 크로스링크 중심에 연결된 회전식 댐퍼는 상판의 상하운동 시 발생하는 크로스링크 사이의 상대 각속도에 대해서 토크가 발생하고 이 토크가 진동을 절연하게 된다. 본 논문에서 제안한 회전식 MR댐퍼는 Fig. 2.9에서처럼 현가식 운전석의 크로스 링크에 장착되어 운 전석의 진동을 절연한다. 회전식 MR댐퍼는 MATLAB/Simulink에서 룩-업 테이블을 이용하여 모델링 하고 ADAMS의 현가식 운전석 모델과 연동되 어 진동 제어를 하게 된다. 자세한 연동 시뮬레이션 인터페이스는 다음 장에서 설명하기로 한다.



Fig. 4.1 Seat suspension system model using ADAMS

Joint & Part	Number	D·O·F/Constraint
Moving parts	8	6d·o·f/part
Revolute joints	1	5constraint/joint
Spherical joints	2	3constraint/joint
Translational joints	3	5constraint/joint
Fixed joints	2	6constraint/joint
Hooke joints	2	4constraint/joint
Motions	1	1constraint/joint
Total constraint	47	
Total D.O.F	48 - 47 = 1	

Table 4.1 D.O.F of seat suspension system model

제 5 장 현가식 운전석의 진동 시뮬레이션

5.1 ADAMS와 MATAB/Simulink의 인터페이스

범용 다물체 동역학 해석 프로그램인 ADAMS에서 MR댐퍼모델 및 반 능동 제어 알고리즘을 사용할 수 있도록 하기 위해서 ADAMS/Control과 MATLAB/Simulink를 통해서 연동한다. Fig. 5.1은 ADAMS/Control과 MATLAB/Simulink를 통해서 연동된 현가식 운전석의 제어 블록선도를 보 여주고 있다. Fig. 5.1에서 'adams_sub' 블록은 ADAMS solver와의 인터페 이스를 담당하는 블록이다. ADAMS의 현가식 운전석 모델에서 상부와 하 부의 속도와 모멘트 팔을 출력하여 제어기의 입력으로 사용하고 또 상대 각속도를 출력하여 MR댐퍼 모델의 입력으로 사용한다. Fig. 5.1의 'Sky-hook controller' 블록은 Sky-hook 제어기로 구성되어 현가식 운전석 모델에서 필요한 입력을 받아 제어 알고리즘에 의해 전류를 생성한다. 또 한 'MR Damper Model' 블록은 회전식 MR댐퍼 모델을 Fig. 6.2와 같이 룩-업 테이블(look-up table)로 구성한다.



Fig. 5.1 Block diagram of controlled seat suspension system



Fig. 5.2 Rotary MR damper model

회전식 MR댐퍼가 장착된 현가식 운전석의 전체적인 제어 절차는 ADAMS의 현가식 운전석 모델에서 상부와 하부 속도와 모멘트 팔 그리 고 상대 각속도를 출력하고 이 값은 sky-hook 제어기와 MR댐퍼모델의 입 력으로 사용된다. Sky-hook 제어기에 입력된 값은 Sky-hook 제어 알고리 즘에 의해 전류를 출력하게 되고 이 전류는 현가식 운전석 모델에서 출력 한 상대 각속도와 함께 MR댐퍼 모델의 입력이 되고 MR댐퍼 모델의 룩-업 테이블에 의해 감쇠토크를 결정한다. 이 토크가 다시 현가식 운전석의 ADAMS 모델에 입력되어 현가식 운전석을 제어한다.

회전식 MR댐퍼를 적용한 현가식 운전석을 제어하기 위해 사용된 제어 알고리즘에 대해서 소개한다. 본 논문에서 사용된 Sky-hook 제어 이론은 1974년 Karnopp이 제안하였으며 자세한 내용은 아래에서 설명한다.

5.2 Sky-hook 제어 이론

Fig. 5.3과 같이 가상의 관성 기준(inertial reference)과 질량 사이에 수동댐퍼를 장착한다. 이 댐퍼를 스카이-훅 댐퍼라고 한다. $(C_{sku} = C_{vs})$

이렇게 하면 질량의 절대 속도인 x에만 관계되는 감쇠력이 발생된다. 그러나 이상적인 스카이-훅 댐퍼를 실제 시스템에 적용할 수가 없다. 그 리하여 Fig. 5.4와 같은 가변 댐퍼를 기저와 질량사이에 장착하고 등가적 인 댐핑계수 *C_{cont}를* 사용하여 스카이-훅 댐퍼에 해당하는 감쇠력을 발생 시킬 수가 있다. 이것이 스카이-훅 제어이다.



Fig. 5.3 Ideal skyhook configuration



Fig. 5.3의 이상적인 스카이-훅 댐퍼에서 발생하는 감쇠력은 다음과 같 다.

$$F_{sky} = -C_{sky} \cdot \dot{x} \tag{5.1}$$

Fig. 5.4의 실제적인 가변댐퍼에서 발생하는 감쇠력은 다음과 같다.

$$F_{cont} = -C_{cont} \cdot (\dot{x} - \dot{y})$$
(5.2)

식 (5.2)에서의 실제 감쇠력은 식 (5.1)의 이상적인 감쇠력과 같아야 하 므로 다음과 같이 식 (5.3)과 (5.4)가 성립된다.

$$C_{cont} = C_{sky} \left(\frac{\dot{x}}{(\dot{x} - \dot{y})} \right)$$
(5.3)

$$F_{cont} = -C_{sky} \cdot \dot{x} \tag{5.4}$$

Fig, 5.5에서는 절대속도 x 와 상대속도 (x - y)의 부호에 따른 감쇠력 의 방향을 나타내었다. Fig. 5.5(a)와 같이 절대속도 x 와 상대속도 (x - y)의 부호가 같으면 같은 방향의 감쇠력이 작용한다. 그러나 그림 5.5(b)와 같이 절대속도 x와 상대속도 (x - y)의 부호가 반대이면 감쇠 력도 반대 방향으로 나타내게 된다. 이 경우에는 스카이-훅 댐퍼의 감쇠 력과 같게 하기 위해 사용되어진 가변댐퍼에서 같은 크기의 감쇠력은 발 생하게 할 수 있으나 같은 방향의 감쇠력을 발생시키는 것이 불가능하게 된다. 따라서 이 경우의 가변댐퍼에서의 감쇠력은 스카이-훅 댐퍼의 감쇠 력과 가장 가깝게 하기 위해 감쇠력을 0으로 한다. 이것을 식(5.5)와 같이 정리할 수 있다.

$$\begin{cases} \dot{x} \cdot (\dot{x} - \dot{y}) \ge 0 & F_{cont} = C_{sky} \cdot \dot{x} \\ \dot{x} \cdot (\dot{x} - \dot{y}) < 0 & F_{cont} = 0 \end{cases}$$
(5.5)



- 46 -



(b)

Fig. 5.5 Damping force direction due to velocity and velocity difference

그러나 실제 차량에 장착된 댐퍼의 감쇠력이 0이 되는 것은 불가능하 다. 그래서 가변댐퍼에 제어신호가 없을 때의 감쇠계수는 수동 현가장치 의 감쇠계수를 사용하게 된다. 하지만 본 논문에서 설계한 회전식 MR댐 퍼는 상대 각속도에 거의 영향을 받지 않기 때문에 점성에 의한 감쇠 토 크가 거의 발생하지 않는다.(3.3절) 그렇기 때문에 제어신호가 없을 때 감 쇠토크의 영향이 거의 없다. 이러한 점은 이상적인 Sky-hook제어를 구현 할 수는 조건이 된다.

본 논문에서 설계한 회전식 MR댐퍼를 적용한 현가식 운전석의 제어하 기 위해 필요한 값은 제어 감쇠력이 아니라 감쇠토크이다. 제어 감쇠토크 를 얻기 위하여 2.2절의 식 (2.15)의 관계를 이용하여 식 (5.4)의 제어 감 회력을 식 (5.6)과 같이 제어 감쇠토크로 변환한다.

$$T_{cont} = -C_{sky} \cdot \dot{x} \cdot lcos\theta \tag{5.6}$$

5.3 Sky-hook 제어기

Sky-hook 제어 알고리즘을 이용하여 MATLAB/Simulink로 현가식 운전석 의 진동을 저감하는 제어기를 구성하였다. Fig. 5.6은 MATLAB/Simulink로 구성한 Sky-hook 제어기 이다. Fig. 5.6의 sky-hook 제어기는 sky-hook 제어

알고리즘을 통해 현가식 운전석의 제어에 필요한 감쇠토크를 계산하고 그 때의 감쇠토크로 전류를 결정한다.



Fig 5.6 sky-hook controller using MATLAB/Simulink

5.4 시뮬레이션 결과

ADAMS/Control과 MATLAB/Simulink을 연동하여 현가식 운전석 모델의 진동 시뮬레이션을 수행하였고 그 결과를 나타내었다.

현가식 운전석의 진동특성을 해석하기 위해 Fig 5.7같이 시간(10초동안) 에 따라 주파수(0.1 ~ 10[Hz])가 증가하는 Sweep 가진을 하였다. 수동형 회전식 댐퍼를 장착한 현가식 운전석 모델과 Sky-hook 제어를 한 회전식 MR댐퍼를 장착한 현가식 운전석 모델에 대해서 각각 진동 시뮬레이션을 수행 하였고 그 결과를 비교하였다. 회전식 댐퍼가 적용된 현가식 운전석 을 선형댐퍼가 적용된 1자유도 진동모델로 등가 하여 진동 시뮬레이션에 필요한 파라미터 값을 계산한 후 이 값을 사용하여 ADAMS로 회전식 댐 퍼가 적용된 현가식 운전석을 모델링 하였다. 수동형 회전식 댐퍼가 적용 된 모델은 수동형 선형댐퍼가 적용된 1자유도 진동모델과 등가이기 때문 에 수동형 회전식 댐퍼가 적용된 모델과 sky-hook 제어를 한 회전식 MR 댐퍼를 적용한 현가식 운전석의 진동 시뮬레이션 결과를 비교 하는 것은 수동형 선형댐퍼를 장착한 현가식 운전석과 sky-hook 제어를 한 회전식 MR댐퍼의 진동 시뮬레이션 결과를 비교 것과 동일한 결과를 가져온다. 그래서 본 논문에서는 수동형 회전식 댐퍼가 장착된 현가식 운전석과 회 전식 MR댐퍼가 장착된 현가식 운전석의 진동 시뮬레이션 결과를 비교 하였다.



입력에 따른 현가식 운전석의 상부 변위를 Fig. 5.8에 나타내었다. Fig. 5.8에서 sky-hook 제어를 한 회전식 MR댐퍼를 적용한 현가식 운전석에 대한 상부 변위가 수동형 회전식 댐퍼를 적용한 현가식 운전석에 비해서 전 영역에서 작음을 알 수 있다. Fig. 5.9는 입력에 따른 현가식 운전석 상부의 속도를 나타낸다. 속도의 경우도 역시 sky-hook 제어를 한 회전식 MR댐퍼의 운전석의 상부 속도가 수동형 회전식 댐퍼의 운전석의 경우보 다 전 영역에서 작음을 확인 할 수 있었다. Fig. 5.10은 상부 가속도를 비

교하고 있다. 가속도의 경우도 변위, 속도와 마찬가지로 sky-hook 제어를 한 회전식 MR댐퍼의 운전석이 수동형 회전식 댐퍼의 운전석과 비교해서 전 영역에 걸쳐서 가속도가 작음을 알 수 있다. 진동 절연 성능을 조사하 기 위해서 가속도 전달률을 비교하였고 Fig. 5.11에 나타내었다. Fig. 5.11 에 나타난 것처럼 sky-hook 제어를 한 회전식 MR댐퍼의 운전석에 대한 가속도 전달율의 경우가 수동형 회전식 댐퍼의 운전석보다 공진 영역에서 약 50%정도 감소됨을 알 수 있다. 이러한 결과를 토대로 sky-hook 제어를 한 회전식 MR댐퍼의 현가식 운전석이 수동형 회전식 댐퍼의 현가식 운 전석에 비해서 진동절연 성능이 뛰어남을 확인 할 수 있었다.



Fig. 5.8 Comparing displacement between seat suspension systems with passive rotary damper and sky-hook controlled rotary MR damper



Fig. 5.9 Comparing velocity between seat suspension systems with passive rotary damper and sky-hook controlled rotary MR damper



Fig 5.10 Comparing acceleration between seat suspension systems with passive rotary damper and sky-hook controlled rotary MR damper



51

Fig. 5.11 Comparing transmissibility of acceleration between seat suspension systems with passive rotary damper and sky-hook controlled rotary MR damper

111

제 6 장 결론

본 논문에서는 운전자에게 전달되는 진동을 효과적으로 절연하기 위하 여 현가식 운적석에 적용된 기존의 선형 MR댐퍼의 역할을 대신 할 수 있는 회전식 MR댐퍼를 제안하여 설계하였다. 설계한 회전식 MR댐퍼의 성능 해석을 위해 유한요소법을 이용하여 정자장 해석을 수행하고 전단 감쇠토크와 점성 감쇠토크를 구하였다. 이를 위해 Fig 3.4의 MRF-132AD 의 B-H 곡선에서 자계강도 H=125[kA/m]를 목표치로 결정하고 자기장 해석을 통해 원하는 목표치의 자계강도를 얻을 수 있었다. Fig. A.2(부록 A)의 항복응력과 자계강도의 관계를 나타낸 곡선을 이용하여 항복 응력 을 구하고 간단한 수식을 통해 전단 감쇠토크와 점성 감쇠토크를 계산하 였다.

설계변수를 변경하여 정자장 해석을 수행하여 기본설계 모델의 해석 결 과와의 비교를 통해 회전식 MR댐퍼의 성능에 설계변수가 미치는 영향을 조사하였다. 해석을 통해서 *Lactive* (active length), *tare*(core thickness)이 클수 록, 그리고 g(gap)이 작을수록 자속(magnetic flux), 자속밀도(magnetic flux density)와 자계강도(magnetic field intensity)가 증가함을 알 수 있었다. 설 계변수의 영향 조사는 회전식 MR댐퍼의 최적화된 설계방안을 찾는데 이 용 될 수 있다.

설계한 회전식 MR댐퍼의 진동 저감 성능을 고찰하기 위하여 진동 제어 시뮬레이션을 수행하였다. 진동 제어 시뮬레이션을 위해서 범용 다물체 동역학 해석 프로그램인 ADAMS에서 MR댐퍼모델 및 반능동 제어 알고 리즘인 sky-hook제어 알고리즘을 사용할 수 있도록 하기 위해서 ADAMS/Control과 MATLAB/Simulink를 통해서 연동하여 진동 시뮬레이션 을 수행하였다. 진동 시뮬레이션을 수행하기 위해 ADAMS로 현가식 운전 석을 모델링 하였고 회전식 MR댐퍼모델을 정자장 해석과 유동해석을 통 해서 구한 감쇠토크를 이용하여 룩-업 테이블(look-up table)로 모델링 하 였다. 그리고 회전식 MR댐퍼를 제어하기 위해서 sky-hook제어 알고리즘 을 사용하여 제어기를 구성하였다. 선형댐퍼의 1자유도 진동모델로 등가 한 수동형 회전식 댐퍼를 장착한 현가식 운전석과 sky-hook제어를 한 회 전식 MR댐퍼를 장착한 현가식 운전석과 Sky-hook제어를 한 회 여 회전식 MR대퍼를 장착한 현가식 운전석의 진동 절연 성능이 수동형 회전식 대퍼가 적용된 현가식 운전석 보다 더 우수함을 확인 할 수 있었 다.

향후 회전식 MR댐퍼의 최적화된 설계방안을 찾기 위해 설계변수를 다 양하게 변경하여 성능 해석을 수행 할 필요성을 느꼈고, 다양한 설계변수 값에 대한 해석을 수행하여 최적화된 회전식 MR댐퍼를 설계한 후 시제 작하여 현가식 운전석의 진동제어 실험을 수행할 계획이다. 또한 설계한 회전식 MR댐퍼의 적용을 현가식 운전석에 국한하지 않고 회전식 MR댐 퍼가 적용될 수 있는 다양한 시스템을 조사하고 적용하여 적합성을 연구 할 해 나갈 것이다.



참 고 문 헌

- W. H. Li, H. Du and N. Q. Guo, "Finite Element Analysis and Simulation Evaluation of a Magnetorheological Valve", The International Journal of Advanced Manufacturing Technologies, Vol. 21, No.6, pp.438~445, 2003.
- J.D. Carlson, D,M. Catanzarite and K.A. St. Clair, "Commercial Magnetorheological Fluid Devices", International Journal of Modern Physics B, Vol. 10, Nos. 23~24, pp. 2857~2865, 1996.
- Mark R. Jolly, Jonathan W. Bender, and J. David Carlson, "Properties and Applications of Commercial Magnetorheological Fluids", Journal of Intelligent Material System and Structures, Vol. 10, No. 1, pp. 262~275, 2000.
- Waild H. EI-Aouar, "Finite Element Analysis Based Modeling of Magneto Rheological Dampers", MS Thesis, Blacksburg, Virginia, 2002.
- Norman M Wereley and Li Pang, "Nondimensional analysis of semi-active electrorhrological and magnetorheological dampers using approximate parallel plate models", Smart Material and Structures, Vol. 7, pp.732~743. 1998
- Shen Yuliang, Yang Shaopu, Pan Cunzhi, IEEE international Conference Proceeding, IEEE, pp. 104~107, 2005.
- Kouske Nagaya, Feng-Ying Tont, Iwanori Murakami and Norio Tai, "Differential Motion Restraint Coupling Using Magnetorheological Fluid", International Journal of Applied Electromagnetics and Mechanics, Vol. 13, pp. 219~228, 2001/2002.

- Jason E. Lindler, Glen A. Dimock and Norman M. Wereley, "Design of a Magnetorheological Automotive Shock Absorber", Proceeding of SPIE Vol. 3985, 2000.
- HWAN-SOO LEE and SEUNG-BOK CHOI, "Control and Response Characteristics of a Magneto - Rheological Fluid Damper for Passenger Vehicles", Journal of Intelligent Material Systems and Structures, Vol. 11, 2000.
- Chrisopher A. Pare, "Experimental Evaluation of Semiactive Magneto-Rheological Suspensions for Passenger Vehicles", MS thesis, Blacksburg, Virginia, 1998.
- Seung-Bok Choi, Byoung-Kyu Lee, Moo-Ho Nam, Chae-Cheon Cheong, "Vibration control of a MR seat damper for commercial vehicles", Proceeding of SPIE Vol.3985, 2000.
- 12) Brian A. Reichert, "Application of Magnetorheological Dampers for Vehicle Seat Suspensions", MS thesis, Blacksburg, Virginia, 1997.
- Rebecca A. Snyder and Norman M.Wereley, "Characterization of a Magnetorheological Fluid Damper Using a Quasi-Steady Model", SPIE Vol. 3668, 1999.
- 14) Glen A. Dimock, Jason E. Lindler and Norman M.Wereley, "Bingham Biplastic Analysis of Shear Thinning and Thickening in Magnetorheological Damper", Proceeding of SPIE Vol. 3985, 2000.
- 15) 남무호, "MR유체를 이용한 운전석 댐퍼의 성능특성",
 한국공작기계학회지 제 9 권, 제 5 호, 2000.
- 16) 이종석, 류성원, 백운경, 정영석, "정자장 해석을 이용한 MR댐퍼의 전류 응답특성 시뮬레이션", 한국자동차공학회 춘계학술대회논문집 Vol. 2, pp. 728~733, 2004.

- D. Karnopp, M. J Crosby and R. A. Harwood, "Vibration Control Using Semi-Active Force Generators", J. Engineering for Industry, ASME No. 73-DET-122, 1973.
- 18) 강태호, 백운경, "스카이 훅 제어를 이용한 반능동 현가식 운전석의 승차감 해석", 한국동력기계공학회, 한국동력기계공학회지, 제 6 권, pp. 33~36, 2002.
- Daniel J. Inman, "Engineering vibration", Prentice Hall International Inc, London, pp. 73~76, 1996.
- 20) Thomas D. Gillespie, "Fundamentals of Vehicle Dynamics", SAE, pp. 156~159, 1992.
- 21) "Design with MR Fluids", ENGINEERING NOTE, Lord Corporation.
- 22) "Magnetic Circuit Design", ENGINEERING NOTE, Lord Corporation.
- 23) "MR Valve Configuration Using Permanent Magnets", ENGINEERING NOTE, Lord Corporation.

11 10

24) MAXWELL user's guide

부록 A. MR유체

MR유체는 인가된 자기장에 대해 수밀 초 [*ms*] 이내에 유체의 항복 응 력이 변화하는 지능형 유체이다.

Jacob Rabinow(at the US National Bureau of Standards in 1940s)에 의해 개발된 MR유체는 크게 수~수십 마이크로미터[µm] 크기의 자화입자들이 계면활성제와 같은 용액에 첨가되어있다. MR유체에서 자화입자들은 순철 (soft iron), 철카르보닐(iron carbonyl)과 같은 강자성체로 만들어지며, 유체 에 대해 20~40%의 체적 비를 가진다. 체적비율은 유체의 분산상태와 점 성특성에 영향을 미치며, 이 입자들은 절연체인 실리콘오일(silicon oil), 합 성오일(synthetic oil)과 같은 용액에 섞여있는데, 이 매질들은 MR유체의 작동온도범위와 안정성, 내환경성, 초기 점성특성 등을 결정하는 역할을 한다. 여기에 윤활유, 계면활성제와 같은 다양한 첨가제를 사용하여 유체 내에서 강자성체 입자들의 마멸과 엉킴을 막고, 입자들이 침전되지 않도 록 한다.

이러한 MR유체는 자기장이 작용하지 않을 때에는 입자가 불규칙적으로 분산되어 있는 등방성(isotropic)의 물리적 현상을 가지는 뉴토니안 (newtonian)유체의 특성을 보이나, 자기장이 작용하면 극성을 가진 입자들 이 길게 나열되어 이방성(Anisotropic)의 구조를 가지면서 항복응력이 증가 하며, 유체 유동성질이 변화하는 특성을 가지고 있다. 본 논문에서 사용되 어진 MR유체는 미국의 LORD사에서 조성한 MRF-132AD로써 Table A.1과 같은 특성을 가지고 있다. MR유체에 자기장이 가해지면 강자성 입자들은 유체 내에 형성된 자기장의 방향으로 쌍극자 모멘트(dipole moment)를 가 지게 되며, 이것으로 인해 입자들은 Fig. A.1과 같이 자기장의 방향과 나 란한 체인구조를 형성하게 된다. 입자의 체인구조가 유체의 흐름과 수직 방향으로 형성될 경우, 유체의 유동을 방해하는 저항이 되며, 유동이 생기 기 위해서는 이 저항을 이길 수 있는 항복응력이 필요하게 된다.

Properties	Value/Limits	
Base Fluid	Hydrocarbon	
Yield strength(at magnetic field)	50~100 kPa (150~250 kA/m) Field limited by break down	
Operating temperature	-40 $^{\circ}$ C to 130 $^{\circ}$ C	
Density	3.09g/cc	
color	Gray gray	
Weight Percent Solids	81.64%	
Coefficient of Thermal Expansion(calculated values) 0 to 50 ° C 50 to 100 ° C 100 to 150 ° C	$0.55 imes 10^{-3}$ $0.66 imes 10^{-3}$ $0.67 imes 10^{-3}$	
Specific Heat @ 25 ° C	0.80 J/g ° C	
Thermal Inductivity @ 25°C	0.25 - 1.06 w/m ° C	
Flash Point	> 150 ° C	
Viscosity Calculated for slope between 800 1.s and 500 1/s at 40 ° C	0.09 (+/- 0.02) Pa-s	

Table A.1 Typical properties of MR fluids (MRF-132AD)



(a) Without magnetic field (b) Transient magnetic field (c) With magnetic field

Fig. A.1 MR fluids in magnetic field

Fig. A.2는 MRF-132AD의 MR유체 입자의 체인구조가 만들어 내는 항복 응력 값을 나타내고 있다. 항복응력은 자기장 세기에 직접 관련돼 있으며, 자기장 세기가 커질수록 항복 응력 값이 포화하는 것을 알 수 있다. Fig. A.3은 전단 변형률에 대한 전단응력곡선이다. 자기장내에 있지 않을 때의 특성으로 점성이 상수임을 간접적으로 확인할 수 있다. MR유체는 비투자 율 μ_r가 일정하지 않은 비선형 자기 특성을 가지고 있으며, 각 유체마다 그 값은 다르지만 비슷한 경향을 나타낸다. Fig. A.4에서는 MRF-132AD의 B-H곡선을 나타내었다. 인가된 자기장이 낮은 경우 MR유체는 자기 특성 을 선형화 시킬 수 있으며, 입자들의 자화 포화특성으로 인해 인가되는 자기장의 증가에 따라 점진적 포화가 발생하고, 자기장 세기의 변화에 따 라 유체의 항복 응력도 변화된다.



Fig. A.2 Yield stress versus magnetic field intensity



Fig. A.3 Shear stress as a function of shear rate



Fig. A.4 Typical magnetic properties MRF-132AD

부록 B. 정자장 해석의 이론적 배경

1. Ampere 법칙

공간에서 가느다란 루프를 따라서 전류가 흐르고 있을 때, 임의의 지점 에서의 자속 밀도 벡터 *B*는 식 (B.1)의 Biot-Savart법칙을 통해 구할 수 있 다.

$$\boldsymbol{B}(\boldsymbol{r}) = \frac{\mu_o}{4\pi} \int_{c'} \frac{\hat{I} d\boldsymbol{l}' \times \boldsymbol{a_R}}{R^2} T$$
(B.1)

여기서 $a_R = \mathbf{r} - \mathbf{r}$ 은 Fig. B.1에 나타낸 것과 같이 전류가 흐르고 있는 원천(source)에서 관측점을 가리키는 단위 벡터이며, μ_o 는 자유 공간 의 투자율로 $4\pi \times 10^{-7}$ [H/m]의 값을 가진다. **Í**은 자속 밀도를 발생시키는 미분 전류로 원천이 되며, $d\hat{l}$ 는 원천 전류가 흐르고 있는 미소 루프 길이이다.



Fig. B.1 Source-field relationships of Biot-Savart law

자계는 폐회로를 형성한다. 이러한 순환(circulation)은 자계의 특성으로

식 (B.1)의 Biot-Savart 법칙에서 유도할 수 있으며 그 결과식은 식 (B.2)와 같으며 자성 물질이 없는 영역인 자유 공간에서만 성립한다. 식에서 *J*는 전류 밀도이다.

$$\nabla \times \boldsymbol{B} = \mu_o \boldsymbol{J}$$
 (B.2)

자계 강도(magnetic field intensity) 식 (B.3)과 같이 정의한다.

$$\boldsymbol{H} = \frac{\boldsymbol{B}}{\mu_o} \quad [A/m] \tag{B.3}$$

식 (B.3)의 정의식을 식 (B.2)에 대입하면 자속 밀도 *B*와 자기장 *H*의 관계식 식 (B.4)를 얻을 수 있다.

$$\nabla \times \boldsymbol{H} = \boldsymbol{J}$$
 (B.4)

식 (B.4)는 Ampere 법칙의 미분형이다. 이 식을 Fig B.2와 같이 닫힌 경 로 c로써 형성되는 임의의 열린 표면 s를 따라서 표면 적분을 하고, Stoke 정리를 이용하며 정리하면 식 (B.5)와 같은 Ampere 법칙의 적분형을 얻을 수 있다.

$$\int_{c(s)} \boldsymbol{H} \cdot d\boldsymbol{l} = \int_{s(c)} \boldsymbol{J} \cdot d\boldsymbol{s}$$
(B.5)

전류가 매우 가느다란 형태를 갖는 경우, Ampere 법칙은 식 (B.6)과 같다.

$$\int_{c(s)} \boldsymbol{H} \cdot d\boldsymbol{l} = I_{net}$$
(B.6)
*I*_{net}은 닫힌 경로 c로써 형성되는 열린 표면 s를 관통하는 알짜 전류이 며, 식 (B.6)에서 양(+) 전류의 방향은 오른손 법칙을 따름을 알 수 있다.





2. 자성 물질

자성을 띄지 않는 물체는 불규칙하게 배열되어 있는 자기 쌍극자 (magnetic dipole)로 구성되어 있다고 간주할 수 있다. 각각의 쌍극자들이 제2의 B를 발생시키지만, 전체적으로 상쇄되어 자성을 띄지 않는 것이다. 일정한 부피 v[']을 갖는 자성체가 B속에 놓여 있다고 가정할 때, 자성체 내부의 미소 체적 △v[']을 정의할 수 있다. 이 체적은 여러 분자로 구성되 며, 각각의 분자는 자기 쌍극자로 나타낼 수 있다. 자성체의 단위 부피당 쌍극자 모멘트(magnetic dipole moment)의 벡터 합을 식 (B.7)의 자화 벡터 (magnetization vector) 필드 M으로 정의한다.

$$\boldsymbol{M} = \lim_{\Delta v \to 0} \frac{\sum_{i=1}^{N} \boldsymbol{m}}{\Delta v} \qquad [A/m] \qquad (B.7)$$

여기서 N은 자성체 단위 부피 속에 들어 있는 분자의 개수이다. 자화 벡터 M은 여러 가지 실험에 의해 H 에 정비례하는 특성을 나타내므로, 식 (B.8)의 관계식을 만족하게 된다.

$$\boldsymbol{M} = \chi_m \boldsymbol{H} \ [A/m] \tag{B.8}$$

식 (B.8)에서 χ_m 은 자기 감화율(magnetic susceptibility)로 무차원 상수이 다. 자화 벡터를 고려하면 식 (B.3)은 식 (B.9)로 변형할 수 있다.

$$\boldsymbol{H} = \frac{\boldsymbol{B}}{\mu_{o}} - \boldsymbol{M} \quad [A/m] \tag{B.9}$$

위 식은 일반적인 매질 속에서 성립하는 식으로, 자유 공간일 경우 M=0 이므로, 식 (B.3)이 성립함을 알 수 있다.

식 (B.8)을 식 (B.9)에 대입하면 식 (B.10)의 관계식을 얻을 수 있다.

$$\boldsymbol{B} = \mu_o \left(1 + \chi_m \right) H = \mu_o \mu_r \boldsymbol{H} = \mu \boldsymbol{H}$$
(B.10)

여기서 μ는 투자율로 [H/m]의 단위를 가지며, μ_r 은 비투자율로서 무 차원이다. 자성체는 비투자율 μ_r의 범위에 따라 크게 4가지 부류로 나눌 수 있다.

첫째 부류는 반자성체 혹은 역자성체(diamagnetic material)이다. 반자성체 는 비투자율 μ_r 이 1보다 작지만 1에 매우 가까운 값을 갖고 있다. 반자 성체는 자화율 χ_m 이 -10^{-5} 근처의 값을 가지기 때문에, 정렬된 자기 쌍극자 모멘트가 자성체 내부의 총 자속 밀도 B를 감소시키는 효과를 발 생시킨다.

둘째 부류는 비투자율 μ_r 이 1보다 크지만 1에 매우 가까운 값을 갖는 상자성체(paramagnetic material)이다. 상자성체의 자화율 χ_m 은 매우 작은

값을 가지므로 상자성 효과는 무시한다.

셋째 부류는 비투자율 µ_r이 매우 큰 값을 갖는 강자성체는 외부 자계가 없을 때에도 자화 상태를 나타내는 강자성체(ferromagnetic material)이다. 강자성체는 투자율 µ가 상수가 아니고 자기장 H에 의존하는 비선형 특 성을 나타낸다. Fig. B.3에 B와 H의 비선형 관계를 보여주는 전형적인 B-H 곡선을 나타내었다. H=0,B=0의 상태에 있는 자성체는 H가 증가함에 따라 B도 따라서 증가하게 되며, 최대값 B_{sat} 에 도달하면 포화 상태(saturation)가 되어 더 이상 증가하지 않는다. 화살표를 따라서 H를 감소시키면 B도 감소하게 되나, 이 때의 경로는 H 증가시의 경로가 아 니다. H가 0이 되더라도 B가 완전히 없어지지 않고 잔류 자속 밀도 B, 만큼이 남아있음을 알 수 있다. 이 특성은 모든 강자성체가 갖는 공통된 특성이다. H를 한 주기 변화 시키면 이력곡선(hysteresis curve)을 얻게 된 다. 이력곡선의 한 점에서의 곡선 기울기는 강자성체의 투자율을 나타낸 다.

넷째 부류는 페라이트(ferrite)로서 페리자성체(ferrimagnetic material)이다. 페라이트는 금속 이온과 산화철을 일정한 비율로 조합한 물질로써 강자성 체와 공통되는 특징이 많지만 강자성체에 비해 분자의 자기 쌍극자가 배 열되는 숫자가 훨씬 적다. 따라서 *B*가 포화되는 점이 강자성체에 비해 적은 값을 갖게 된다. Table B.1에 여러 재료의 비투자율 값을 나타내었 다.



Material	Туре	μ_r
Water	Diamagnetic $(\mu_r pprox 1)$	0.99999
Copper	Diamagnetic $(\mu_r pprox 1)$	0.99999
Silver	Diamagnetic $(\mu_r pprox 1)$	0.99998
Gold	Diamagnetic $(\mu_r pprox 1)$	0.99996
Bismuth	Diamagnetic $(\mu_r pprox 1)$	0.99983
Air	Paramagmetic $(\mu_r \approx 1)$	1.000004
Magnesium	Paramagmetic $(\mu_r \approx 1)$	1.000012
Aluminum	Paramagmetic $(\mu_r pprox 1)$	1.000021
Titanium	Paramagmetic $(\mu_r \approx 1)$	1.00018
FeO ₂	Paramagmetic $(\mu_r \approx 1)$	1.0014
Cobalt	Ferromagnetic $(\mu_{r,max})$	250
Nickel	Ferromagnetic $(\mu_{r,max})$	600
Mild steel	Ferromagnetic $(\mu_{r,max})$	2000
Iron	Ferromagnetic $(\mu_{r,max})$	5000
Mumental	Ferromagnetic $(\mu_{r,max})$	100000
Superalloy	Ferromagnetic $(\mu_{r,max})$	800000

Table B.1 Relative permeability of materials

3. 경계조건

인접하고 있는 두 매질 속에 분포하는 정자계에서, 경계면의 필드가 나 타내는 관계는 각 매질의 자계의 특성을 결정하게 된다. Fig. B.4에 인접 한 두 자성 물질의 경계면을 나타내었다.



Fig. B.4 Boundary conditions of magnetic material

인접한 두 자성 물질의 경계면에서 자속 밀도 **B**는 경계면과 평행한 접 선 성분 B_t와 수직한 법선 성분 B_n 으로 분해할 수 있다. Gauss 법칙 식 (B.11)을 Fig. 3.4의 왼편의 폐곡면에 적용하고, 밑면 △s와 높이 △h가 매우 작다고 가정하면 식 (B.12)의 관계를 얻을 수 있다.

$$\int \boldsymbol{B} \cdot d\boldsymbol{s} = 0 \tag{B.11}$$

 $B_{n2} = B_{n1}$

위 관계식을 통해 두 자성 물질 사이의 경계면에서 *B*의 법선 성분은 경계면 양쪽에서 연속적임을 알 수 있다. 식 (B.10)이 성립할 때 식 (B.13) 을 유도할 수 있으며, 두 자성 물질의 경계면에서의 *H*의 법선 성분은 불

(B.12)

연속적임을 알 수 있다.

 $H_{n2} = \frac{\mu_1}{\mu_2} H_{n1} \tag{B.13}$

Ampere 법칙 식 (B.5)를 Fig. B.4의 오른편의 폐경로에 적용하고, 경로가 매우 작다고 가정하면 식 (B.14)의 관계를 얻을 수 있다.

 $H_{t2} = H_{t1} \tag{B.14}$

위 관계식을 통해 두 자성 물질의 경계면에서 H의 접선 성분은 경계면 양쪽에서 연속적임을 알 수 있다. 식 (B.10)이 성립할 때 식 (B.15)를 유도 할 수 있으며, 두 자성 물질의 사이의 경계면에서 B의 접선 성분은 불연 속적임을 알 수 있다.

$$B_{t2} = \frac{\mu_2}{\mu_1} B_{t1}$$
(B.15)