

조향계 유압 시미댐퍼의 성능해석 프로그램 개발

이재천¹⁾ · 정용승²⁾ · 김진홍³⁾

계명대학교 기계자동차공학부¹⁾ · 계명대학교 대학원 기계공학과²⁾ · 현대기아 연구개발본부 선행해석팀³⁾

Development of Performance Analysis Program for a Hydraulic Shimmy Damper of Steering System

Jae-Cheon Lee^{*1)} · Yong-Seung Jeong²⁾ · Jin-Hong Kim³⁾

¹⁾Faculty of Mech. & Automotive Engineering, Keimyung University, Daegu 704-701, Korea

²⁾Depart. of Mech. Engrg. Graduate School of Keimyung University, Daegu 704-701, Korea

³⁾R&D Division for Hyundai & Kia Motors Co., Changduk-dong, Hwaseong-si, Gyeonggi-do 445-706, Korea

(Received 14 May 2003 / Accepted 21 September 2003)

Abstract : A program to analyze the performance characteristics of a hydraulic shimmy damper for automotive steering system was developed in this study. Dimensionless mathematical equations of the dynamics of shimmy damper for forward and reverse fluid flows were derived respectively and incorporated into the Simulink models. The program was validated by comparing the results of simulation and experiments for various frequencies of upstream ripple pressures into the damper.

Low-pass filter characteristics of the shimmy damper at reverse flow was demonstrated which means that the shimmy damper could alleviate the high speed ripple pressures induced by the unbalance oscillation of tire in vehicle driving. The parameter sensitivity analysis was also conducted to identify the dominant parameters for the damper performance.

Key words : Shimmy damper(시미댐퍼), Steering system(조향계), Ripple pressure(맥동 압력), Short-length orifice(짧은 오리피스), Low pass filter(저역필터), Parameter sensitivity analysis(매개변수 민감도해석)

Nomenclature

$A_2, A_{2r}, A_b, A_3, A_d, A_v$: flow area of forward flow orifice, backward flow orifice, slit section(= bh), slit overflow, sector groove, and disc respectively

\bar{A}_s : area ratio $\left(= \frac{bh}{2l x_m} \right)$

\bar{A}_r : area ratio $\left(= \frac{3\pi R^{\frac{3}{2}}}{A_v} \left(\frac{1-R^2}{2 \ln\left(\frac{1}{R}\right)} \right) \right)$

C : ratio of total sector area and disc area

$Cd_{2,3}$: flow coefficient of orifice, short length orifice and sharpened-edge orifice respectively

K : spring constant

K_c, K_{cr} : pressure-flow coefficient of discharging throttle valve, forward and backward flow respectively

\bar{K} : dimensionless spring constant of forward flow $\left(= \frac{K Q_f}{P_m A_d^{\frac{3}{2}} \omega_n} \right)$

\bar{K}_r : dimensionless spring constant of backward

*To whom correspondence should be addressed.
ljeds@kmu.ac.kr

	flow $\left(= \frac{K Q_r}{P_m A_v^2 \omega_{nr}} \right)$	reverse flow $\left(= \frac{x_r}{x_m} \right)$
L_3	: circumferential length of sector groove	\bar{x}^* : dimensionless parameter
$P_{1,2,2r,3}$: pressure at each node	$\left(= \chi \cdot \bar{x} = \frac{x}{Q_{j/} / A_d \omega_n} \right)$
P_m	: maximum supply pressure	\bar{u} : dimensionless spring velocity
$\bar{P}_{1,2,2r,3}$: dimensionless pressures	$\left(= \bar{\omega} \frac{d \bar{x}^*}{d \tau} = \bar{\omega} \cdot x \frac{d \bar{x}}{d \tau} \right)$
	$\left(= \frac{P_{1,2,2r,3}}{P_m} \right)$	v, v_r : spring velocity, at forward and backward respectively
ΔP	: pressure drop	α : dimensionless parameter for forward flow
Q_1	: supply flow rate	$\left(= \frac{m \omega_n Q_f}{P_m A_d^2} \right)$
Q_f	: reference flow rate for forward flow	α_r : dimensionless parameter for reverse flow
	$\left(= C_{d3} L_3 x_m \sqrt{\frac{2}{\rho} P_m} \right)$	$\left(= \frac{m_r \omega_{nr} Q_r}{P_m A_v^2} \right)$
Q_r	: reference flow rate for reverse flow	α_{jn} : nominal value of j-th parameter
	$\left(= C_{d3} \cdot 2l x_m \sqrt{\frac{2}{\rho} P_m} \right)$	β : effective bulk modulus
R	: ratio of R_1 and R_2 ($= R_1 / R_2$)	γ : ratio of flow coefficients of forward flow
R_1, R_2	: equivalent radius of slit and sector	$\left(= \frac{C_{d2} A_2}{C_{d3} L_3 x_m} \right)$
S_i^j	: sensitivity function vector for i-th state variable against j-th parameter	γ_r : ratio of flow coefficients of backward flow
$V_{1,2,2r,3}$: fluid control volume at each node	$\left(= \frac{C_{d2} A_{2r}}{C_{d3} \cdot 2l x_m} \right)$
X	: state variable vector	λ : volume ratio $\left(= \frac{V_3}{V_2} \right)$
b	: slit width	λ_r : volume ratio $\left(= \frac{V_1}{V_2} \right)$
h	: slit depth	χ : dimensionless parameter of forward flow
l	: slit length	$\left(= \frac{x_m}{Q_{f/} / A_d \omega_n} \right)$
m, m_r	: disc mass of forward and backward flow respectively	χ_r : dimensionless parameter of backward flow
t	: time	$\left(= \frac{x_m}{Q_r / A_v \omega_{nr}} \right)$
x, x_r	: spring displacement, at forward and backward flow rate respectively	τ : dimensionless time ($= \omega \cdot t$)
x_i, x_{in}	: i-th state variable and i-th state variable under nominal parameters respectively	ζ : ratio of flow coefficients of forward flow
x_{is}	: steady state value of i-th state variable	$\left(= \frac{K_c}{C_{d3} L_3 x_m} \right)$
δx_i	: state variation of i-th state variable	ζ_r : ratio of flow coefficients of backward flow
x_m	: maximum spring displacement	$\left(= \frac{K_{cr}}{C_{d3} 2l x_m} \right)$
\bar{x}	: dimensionless spring displacement at forward flow $\left(= \frac{x}{x_m} \right)$	ρ : oil density
\bar{x}_r	: dimensionless spring displacement at	

- ξ : ratio of flow coefficients $\left(= \frac{C_{d2} A_b}{C_{d3} L_3 x_m} \right)$
- ω : arbitrarily adjustable frequency for simulation
- $\bar{\omega}$: dimensionless frequency $\left(= \frac{\omega}{\omega_n} \right)$
- $\bar{\omega}_r$: dimensionless frequency $\left(= \frac{\omega}{\omega_{nr}} \right)$
- ω_n : natural frequency of valve disc of forward flow
 $\left(= \sqrt{\frac{\beta A_f^2}{m V_2}} \right)$
- ω_{nr} : natural frequency of valve disc of backward flow
 $\left(= \sqrt{\frac{\beta A_v^2}{m_r V_{2r}}} \right)$

1. 서론

자동차 조향계의 시미(shimmy)현상이란 차량이 고속주행 시, 타이어의 불균형(imbalance)에 의해 발생한 진동으로 미세하게 조향 핸들(steering wheel)이 떨리는 현상을 말한다. 현재 대부분의 차량에 적용되고 있는 유압동력보조 조향시스템(hydraulic power assisted steering system)의 경우, 이와 같은 시미 진동의 전달 경로는, 타이어→타이 로드(tie rod)→조향작동실린더→피스톤 랙(piston rack)→토션바(torsion bar)의 피니언기어→조향칼럼(steering column)→조향핸들로 볼 수 있다.¹⁾

이러한 시미현상을 줄이기 위한 여러 방안 중 벤츠, BMW를 중심으로 한 유럽 자동차들은 Fig. 1과 Fig. 2에서 보는 바와 같이, 일종의 체크 밸브(check valve)와 오리피스스를 겸한 시미댐퍼를 조향실린더의 입, 출구 포트에 장착함으로써 유압 라인을 통한 진동전달을 억제하고 있다. 국내 자동차 회사들 역시 최근 들어 고급 차량과 스포츠 유틸리티 차량을 우선 대상으로, BMW의 시미댐퍼를 벤치마킹하여 장착하고 있으나, 적용 차량에 따라 실험적 시행착오에 의한 튜닝 방법으로 댐퍼를 제작하고 있다.

이에 본 연구는 조향계 시미진동의 예측설계 프로그램 개발을 위한 첫 단계로써, BMW 제품을 대상으로 유압 시미댐퍼 성능해석 프로그램을 개발하고자 한다. 이를 위해, 시미댐퍼의 순방향 및 역방향 유체유동에 대한 동역학 방정식을 기반으로 Matlab/Simulink 모델을 구성하고, 시뮬레이션 결과를 실험

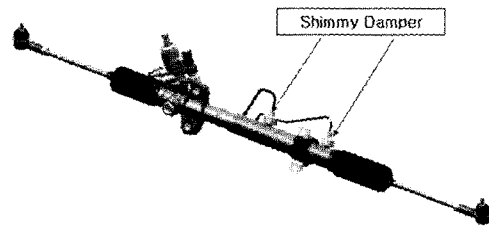


Fig. 1 Steering cylinder with shimmy dampers

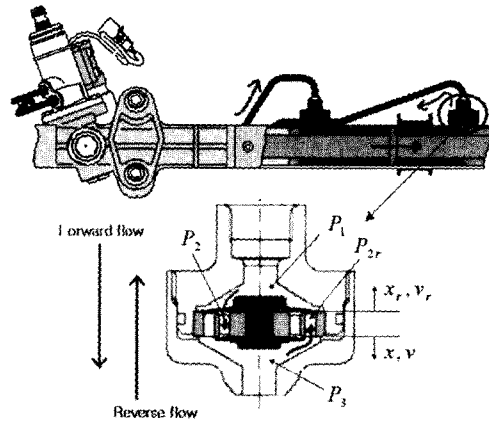


Fig. 2 Flow directions and state variables of shimmy damper

결과와 비교함으로써 신뢰성 있는 해석 프로그램을 완성하고자 한다. 또한 제시된 프로그램을 이용하여 시미댐퍼의 압력 맥동 감쇠 특성을 해석하고, 매개변수 민감도 해석(parameter sensitivity analysis)을 통해 시미댐퍼의 성능에 영향을 미치는 주요 매개변수를 규명하고자 한다.

2. 시미댐퍼의 동역학 모델

Fig. 2는 시미댐퍼의 내부 구조를 보여준다. 그림에서 보듯이 조향핸들 회전 시 조향펌프에서 토출된 유압유가 로터리 제어밸브를 거쳐 작동실린더로 공급되는 것을 순방향 유동(forward flow)이라 하고, 타이어 불균형 진동으로 작동실린더가 가진되어 로터리 제어밸브 방향으로 흐르는 유량을 역방향 유동(reverse flow)이라고 한다. 시미댐퍼는 내부 중심의 인테이크 밸브(intake valve)에 오리피스 구멍과 슬릿(slot)이 있으며, 밸브 상, 하에 디스크(disc)와 스프링이 설치되어 순방향 유동과 역방향 유동 각각에 대한 체크밸브(check valve) 기능을 수행한다.

본 연구에서는 순방향 유동과 역방향 유동에 대

한 시미댐퍼의 동역학 모델을 다음과 같이 각각 구하였다.

2.1 순방향 모델

Fig. 2의 시미댐퍼의 단면도에서 보듯이 시미댐퍼의 에너지저장요소, 즉 상태변수는 밸브 양단의 압력 P_1, P_3 , 인테이크 밸브(intake valve) 내부 오리피스스의 부채꼴 홈(sector groove) 압력 P_2 , 그리고 스프링 디스크의 변위 x 와 속도 v 를 들 수 있다. 각 압력 노드(node) 점 혹은 검사체적(control volume)에서의 유량보존의 법칙과 스프링 디스크 질량에 대한 Newton의 관성법칙을 적용하면^{2,4)} 다음과 같은 식을 얻는다.

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{\beta}{V_1} (Q_1 - Cd_2 A_2 \text{sign}(P_1 - P_2) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_1 - P_2|}) \quad (1)$$

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{\beta}{V_2} (Cd_2 A_2 \cdot \text{sign}(P_1 - P_2) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_1 - P_2|} - Cd_3 L_3 x \text{sign}(P_2 - P_3) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_2 - P_3|}) \quad (2)$$

$$\frac{dP_3}{dt} = \frac{\beta}{V_3} (Cd_3 L_3 x \cdot \text{sign}(P_2 - P_3) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_2 - P_3|} \quad (3)$$

$$+ C_{d2} A_b \text{sign}(P_1 - P_3) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_1 - P_3|} - K_c \sqrt{\frac{2}{\rho} P_3}) \quad (4)$$

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + K \cdot x = A_d (P_2 - P_3)$$

식 (1)의 Q_1 은 실제 조향시스템에서는, 조향핸들의 회전 시 로타리 제어밸브의 슬리브와 부싱의 틈새 오리피스를 통해 실린더로 공급되는 유량이다.¹⁾ 즉, Q_1 은 조향 펌프와 실린더 사이의 로타리 제어밸브의 입, 출구 차압에 의해 결정된다. 따라서 본 연구의 조향계 시미 댐퍼의 모델링 및 실험에서는 P_1 을 상태변수가 아닌 입력변수(input variable)로 사용하였으며, 식 (1)의 상태변수로서의 P_1 은 별도의 조향계 모델링 연구에서 고려하였다.

일반 유압시스템의 동특성은 10^{-5} sec 이하의 작은 시상수(time constant)를 갖는다. 따라서 안정적인 수치적분을 위한 시간간극(time step)은 통상 10^{-6} sec 이하이다.^{5,6)} 특히 시미댐퍼와 같이 작은 유체 체적 밸브의 경우에는 10^{-12} 수준의 매우 작은 캐패시턴스(capacitance, V/β)를 갖게됨에 따라 시상수가 극소화되고 시뮬레이션 속도는 매우 느리게된다. 따라서 본 연구에서는 시뮬레이션 속도의 증가와 매개변수들의 그룹화를 위해 식 (2)~(4)의 상태방정식을 아래 식 (5)~(7)로 각각 무차원화하였다.

식 (2)와 식 (3)의 양변을 '기호설명'에서 소개한 기준유량 Q_c 로 나누고, 각종 무차원 변수들을 이용하여 정리하면 각각 아래 식 (5), 식 (6)과 같다.

$$\frac{\bar{\omega}}{\alpha} \frac{d\bar{P}_2}{d\tau} = \gamma \cdot \text{sign}(\bar{P}_1 - \bar{P}_2) \sqrt{|\bar{P}_1 - \bar{P}_2|} - \bar{x} \cdot \text{sign}(\bar{P}_2 - \bar{P}_3) \sqrt{|\bar{P}_2 - \bar{P}_3|} \quad (5)$$

$$\lambda \frac{\bar{\omega}}{\alpha} \frac{d\bar{P}_3}{d\tau} = \bar{x} \cdot \text{sign}(\bar{P}_2 - \bar{P}_3) \sqrt{|\bar{P}_2 - \bar{P}_3|} + \xi \cdot \text{sign}(\bar{P}_1 - \bar{P}_3) \sqrt{|\bar{P}_1 - \bar{P}_3|} - \zeta \cdot \sqrt{\bar{P}_3} \quad (6)$$

또한, 식 (4)의 양변을 $A_d P_m$ 으로 나누고 무차원 변수들로 정리하면 다음 식 (7)과 같다.

$$\alpha \bar{\omega} \frac{d\bar{u}}{d\tau} + \bar{K} \cdot \bar{x} \cdot \bar{x} = \bar{P}_2 - \bar{P}_3 \quad (7)$$

2.2 역방향 모델

상기한 순방향 모델과 유사하게 역방향 유동에 대한 시미댐퍼의 상태방정식을 구할 수 있다. 입력 변수는 작동실린더의 축 방향 진동 속도 v ,에 의한 실린더 압력 P_3 이며, 상태변수는 로타리 제어밸브 방향의 압력 P_1 , 밸브 슬릿 압력 P_2 , 그리고 역방향 스프링 디스크의 변위 x ,과 속도로서, 상태방정식은 다음과 같다.

$$\frac{dP_{2r}}{dt} = \frac{\beta}{V_{2r}} (Cd_2 A_{2r} \cdot \text{sign}(P_3 - P_2) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_3 - P_2|} - Cd_3 A_3 \text{sign}(P_2 - P_1) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_2 - P_1|}) \quad (8)$$

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{\beta}{V_1} (Cd_3 A_3 \cdot \text{sign}(P_2 - P_1) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_2 - P_1|} - K_{cv} \sqrt{\frac{2}{\rho} P_1}) \quad (9)$$

식 (8)에서 $A_3 = b \cdot h + 2 \cdot l \cdot x_r$ 이다.

Fig. 2 시미댐퍼에서 순방향으로는 디스크가 3~5장 겹쳐있는 반면 역방향으로는 1장의 디스크가 사용된다. 따라서 역방향 모델의 디스크 변위는 순방향 모델과 달리 매우 빠른 응답성을 가지므로 디스크 질량에 대한 관성법칙을 적용하지 않고 대수식으로 계산할 수 있다. 본 연구에서는 식 (10)과 같이 원판 정압배어링에 대한 슬릿의 등가 반지름 모델을 이용하여 차 압력에 의한 디스크 변위를 계산하였다.⁷⁾

$$K \cdot x_r = 3\pi R_2^2 P^2 \left(\frac{1 - R^2}{2 \ln(1/R)} \right) - C A_v P_1 \quad (10)$$

식 (10)의 R, R_2, C 는 슬릿, 부채꼴(Sector)면, 디스크 등의 형상에 따른 등가 반경과 면적에 의해 구해진다.

식 (8)과 식 (9)의 양변을 ‘기호설명’에서 소개한 기본유량 Q ,로 나누고, 각종 무차원 변수들을 이용하여 정리하면 각각 식 (11), 식 (12)와 같다.

$$\frac{\bar{\omega}_r}{a_r} \frac{d\bar{P}_{2r}}{dt} = \gamma_r \cdot \text{sign}(\bar{P}_3 - \bar{P}_{2r}) \sqrt{|\bar{P}_3 - \bar{P}_{2r}|} - (\bar{A}_s + \bar{x}_r) \cdot \text{sign}(\bar{P}_2 - \bar{P}_1) \sqrt{|\bar{P}_2 - \bar{P}_1|} \quad (11)$$

$$\lambda_r \frac{\bar{\omega}_r}{a_r} \frac{d\bar{P}_1}{dt} = \bar{x}_r \cdot \text{sign}(\bar{P}_{2r} - \bar{P}_1) \sqrt{|\bar{P}_{2r} - \bar{P}_1|} - \zeta_r \cdot \sqrt{\bar{P}_1} \quad (12)$$

또한 식 (10)은 다음과 같다.

$$\bar{K}_r \lambda_r \bar{x}_r = \bar{A}_r \bar{P}_{2r} - C \bar{P}_1 \quad (13)$$

3. 실험장치

Fig. 3은 시미댐퍼의 성능 실험장치의 모습을 보여준다. Fig. 3에서 보듯이 시미댐퍼의 양단에 압력

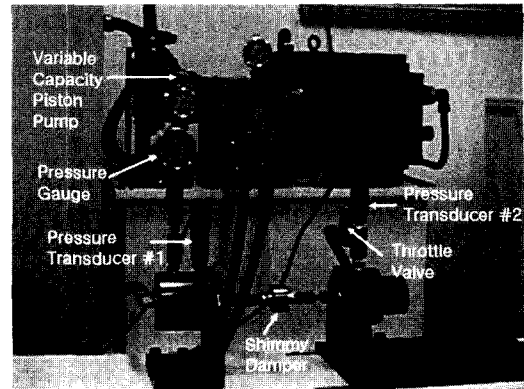


Fig. 3 Test apparatus of shimmy damper

센서를 설치하였으며 시미댐퍼 하류 (downstream) 에 위치한 가변 스톱 밸브(throttle valve)에 의해 시미댐퍼로의 평균공급압력을 $80 \text{ kg}_f / \text{cm}^2$ 로 조정하였다. 또한 피스톤식 가변유량펌프의 회전속도를 조정하여 시미댐퍼의 입력 맥동의 주파수를 변경하였다. 본 연구에서 사용한 유압펌프는 원주 방향에 9개의 피스톤을 장착하고 있다. 펌프 토출유량의 맥동 주파수(f)와 펌프의 회전속도(rpm) 간의 관계는 $f(\text{Hz}) = 9 \cdot rpm / 60$ 으로 표시된다. Table 1은 본 시험 장치의 주요 제원을 나타낸다.

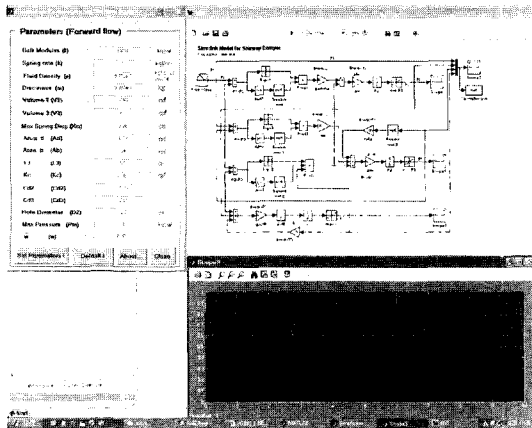
Table 1 Specification of test apparatus

Component	Model	Specification
Pressure transducer	Sensys, PMSK 0250 KAIA	Pressure range : 0~250 $\text{kg}_f / \text{cm}^2$ Accuracy : 0.5% Built-in amplifier Output range : 0~10 VDC
Variable capacity piston pump	PVS-1B-222	Capacity : 22 cc/rev Pressure range : 30~140 $\text{kg}_f / \text{cm}^2$
DAQ-board	NI PCI-6062E	Analog input : 16 CH Sampling rate: 500kS/s
Pressure gauge	Hyupsung	Pressure range : 0~150 $\text{kg}_f / \text{cm}^2$

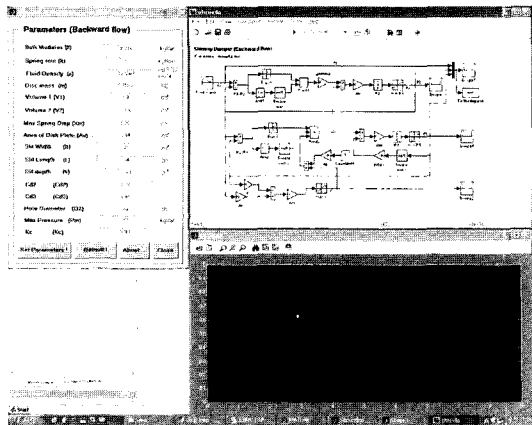
4. 시미댐퍼 프로그램과 특성해석

4.1 Simulink 프로그램

순방향과 역방향 유동의 시미댐퍼 동특성에 대한 무차원 식 (5)~(7)과 식 (11)~(13)은 각각 Matlab/Simulink에 의해 아래 Fig. 4(a), Fig. 4(b)와 같이 프로그램되었다. Fig. 4에서 보듯이 본 해석 프로그램은 Simulink에 의한 블록선도 창(window), 입, 출력 변수들의 그래프 창, 매개변수 입력 창 등 3개의 창으로 구성되어 있다.



(a) Forward flow



(b) Backward flow

Fig. 4 Simulink model for shimmy damper dynamics

4.2 매개변수 값

시뮬레이션을 위한 시미댐퍼의 각종 매개변수 값들은 실험, 실험 및 근사치 추정 등을 통해 설정하였다. 특히 조향오일(steering oil)의 유효체적탄성계수

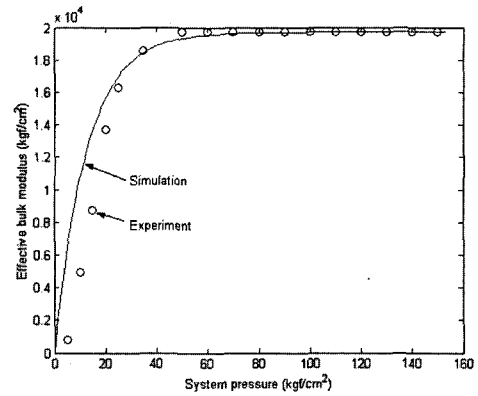


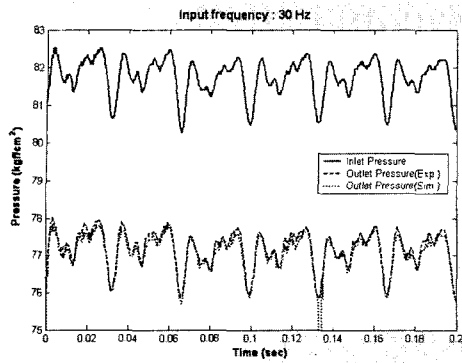
Fig. 5 Effective bulk modulus of steering oil

는 Lee⁸⁾가 제시한 방법에 의거 Fig. 5와 같이 실험으로부터 측정하였다. Fig. 5에서 보듯이 조향오일의 체적탄성계수는 40 kg/cm² 이상의 시스템 압력에서 약 20,000 kg/cm²로써, 일반 유압유의 체적탄성계수인 7,000~17,000 kg/cm² 보다 월등히 크다. 이것은 조향오일이 일반 유압유에 비하여 비압축성 유체에 가깝다는 뜻이며, 자동차의 안전 측면에서 조향계의 빠른 응답성을 위해 높은 체적탄성계수의 유압유를 조향 오일로 사용한 것으로 판단된다. 그러나 시미 진동의 감쇠 측면에서는 체적탄성계수가 클수록 진동의 전파속도가 빠르므로 불리하다.

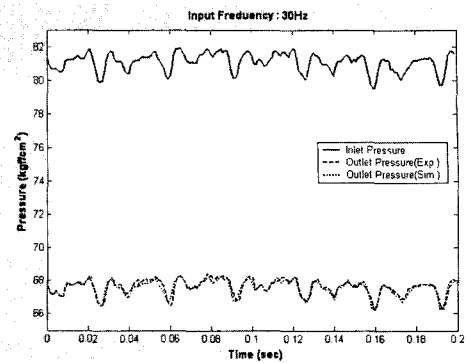
한편 오리피스 유량계수(flow coefficient) Cd_2, Cd_3 는 각각 짧은(short length) 오리피스, 날카로운 모서리(sharped-edge) 오리피스로 간주하여 0.4, 0.6을 사용하였으며,⁹⁾ Fluent 프로그램의 전산유체해석에 의거 타당성을 검증하였다.¹⁰⁾

4.3 시뮬레이션과 실험 결과 비교

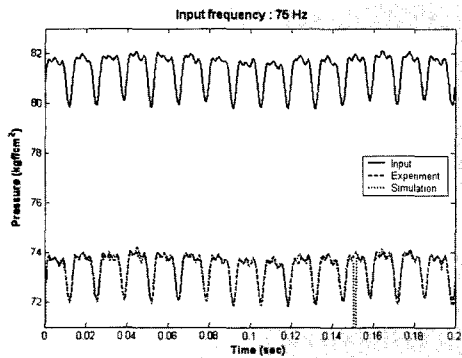
3장에서 기술한 Fig. 3의 실험장치를 이용하여 시미댐퍼의 순방향과 역방향 유동의 5Hz~120Hz 주파수 맥동 입력(순방향: P_1 , 역방향: P_3)에 대한 출력 압력(순방향: P_3 , 역방향: P_1)을 계측하였다. 실험에서 PC에 저장된 입력 압력 맥동 데이터는 Fig. 4의 Simulink의 입력신호로 사용하였다. Fig. 6과 Fig. 7은 시험 결과 중, 30Hz, 75Hz, 120Hz의 입력 맥동이 시미댐퍼에 가해졌을 때, 순방향과 역방향 유동의 실험과 시뮬레이션의 출력을 각각 비교한 결과이다.



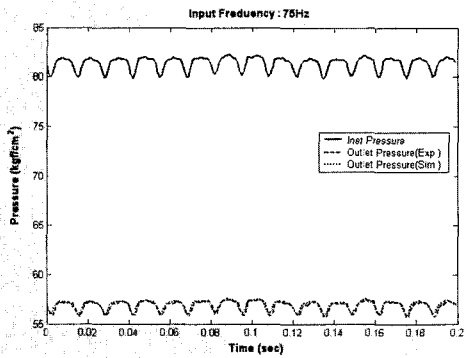
(a) 30Hz



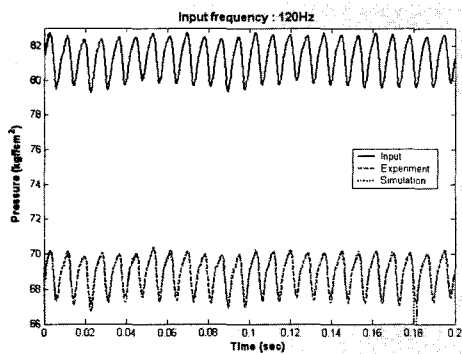
(a) 30Hz



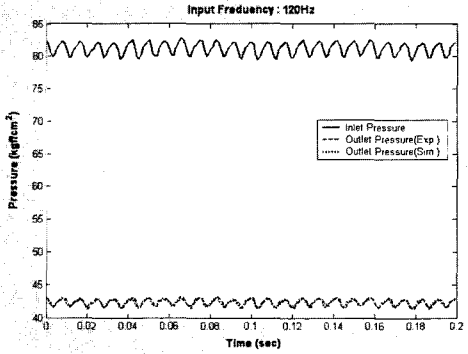
(b) 75Hz



(b) 75Hz



(c) 120Hz



(c) 120Hz

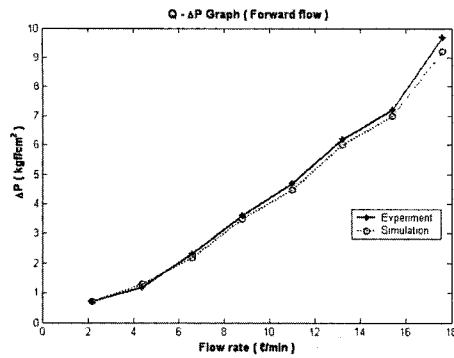
Fig. 6 Comparison of experimental and simulation results (forward flow)

Fig. 7 Comparison of experimental and simulation results (backward flow)

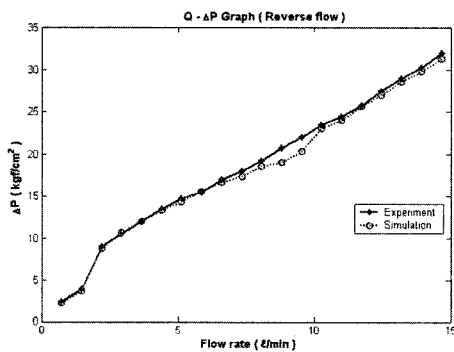
Fig. 6과 Fig. 7에서 보듯이 실험 결과와 시뮬레이션 결과는 매우 유사함으로써 본 연구에서 제시한 시뮬레이션 모델의 타당성을 입증한다. Fig. 6의 시뮬레이션 그래프에서 일부 갑작스런 압력강하는 본 연구에서 사용한 가변시간간극(variable time step)

Modified Rosenbrock 수치적분 알고리즘의 해석상 불안정성에 의한 것이다.

또한 Fig. 6과 Fig. 7에 의하면, 순방향과 역방향 유동 모두 입력 맥동의 주파수가 증가할수록 입, 출구 압력 간의 압력강하(pressure drop)가 증가하고 있



(a) Forward flow



(b) Backward flow

Fig. 8 Pressure drop vs. flow rate

다. 이것은 입력 맥동의 주파수, 즉 펌프의 회전 각속도가 증가함에 따라 유량이 증가하기 때문이다.

Fig. 8은 순방향과 역방향 유동에서의 유량과 압력강하에 대한 그래프이다. 순방향 유동 시 유량 그래프는 대략적으로 압력강하의 제곱근에 비례하는 형태로서 오리피스 식($Q \propto \sqrt{\Delta P}$)에 부합된다. 반면 역방향 유동 시에는 유량과 압력강하의 관계가 선형적인 모습을 보인다. 이것은 역방향 유동 시에는 슬릿과 통하는 짧은 오리피스의 길이 대 직경의 비가 약 5로서 오리피스 특성 외에 유체의 점성력에 의한 모세관 튜브(capillary tube)의 선형 특성을 일부 갖고 있기 때문으로 판단된다.

특히 순방향 유동에 비해 역방향 유동에서 맥동 주파수가 증가함에 따라 입, 출력 맥동 간의 진폭비(amplitude ratio)가 줄고 있다. 이것은 차량 주행시 타이어 불균형 진동으로 발생하는 고주파 압력맥동을 시미댐퍼가 감쇠할 수 있음을 뜻한다.

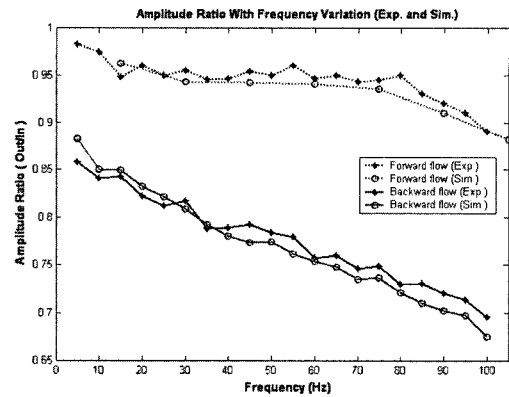


Fig. 9 Amplitude ratio with frequency variation

Fig. 9는 주파수별 시미댐퍼 입, 출력 맥동 간의 진폭비를 나타내고 있다. Fig. 9에서 보듯이 순방향 유동 시 진폭비는 약간 감소하나, 역방향 유동 시에는 맥동 주파수가 증가할수록 진폭비가 대폭 감소하고 있다. 이것은 본 연구에서의 시미댐퍼가 역방향 유동 시 저역 필터(low pass filter)의 특성을 갖고 있음을 보여준다.

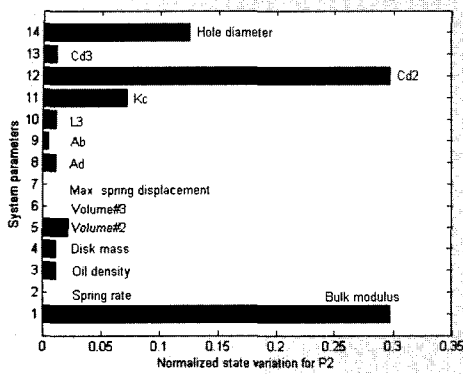
4.4 매개변수 민감도 해석

댐퍼 성능에 대한 시미댐퍼 구성 부품 매개변수들의 영향도 측정을 위해, Fig. 4의 시미댐퍼 해석 프로그램을 이용한 시뮬레이션으로써 매개변수 민감도를 다음과 같이 해석하였다.

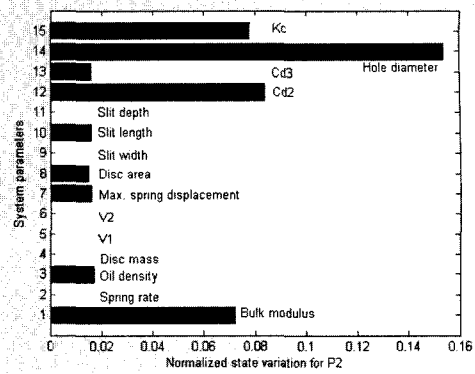
우선, 민감도 해석 이론은 Tomovic의 α -오차법(α -error method)^(11,12)을 적용하였으며, 다음 식 (14)와 같이 요약된다

$$\left| \frac{\delta x_i}{x_{is}} \right|_{\max, j} = |S_{ij}|_{\max} \frac{10.1 \alpha_{in}}{|x_{is}|} \quad (14)$$

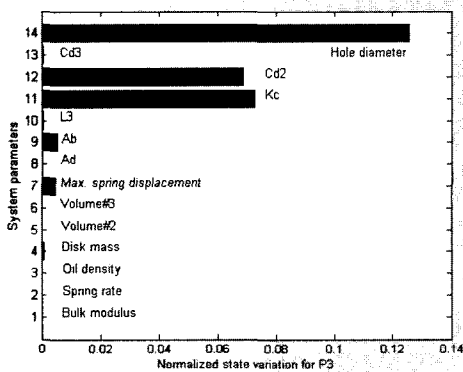
식 (14)의 민감도함수는 $S_{ij} = \frac{\partial x_i}{\partial a_j}$, 즉, j 번째 매개변수에 대한 i 번째 상태변수의 변화율이다. 공칭(nominal) 값의 매개변수에 의한 계단입력응답(step input response) 시뮬레이션에서 상태변수 x_i 의 정상상태(steady state) 값 x_{is} 를 구한다. 그리고 각 매개변수 a_j 의 값을 10% 변화시켰을 때, 상태변수 x_i (순방향: P_2, P_3 ; 역방향: P_2, P_1)의 시간계 응답을 구한 후, 공칭 매개변수일 때의 x_{in} 과의 변동량 δx_i 의



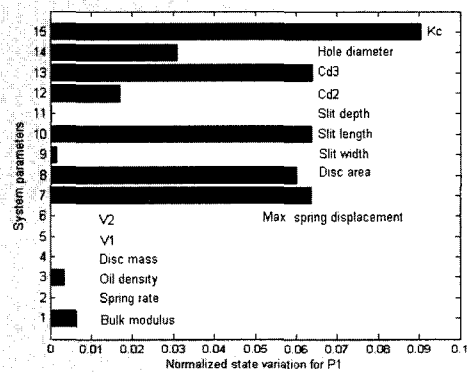
(a) For P2



(a) For P2r



(b) For P3



(b) For P1

Fig. 10 Results of parameter sensitivity analysis (Forward flow)

Fig. 11 Results of parameter sensitivity analysis (Backward flow)

최대값을 구하여 $\left| \frac{\partial x_j}{\partial x_{is}} \right|_{\max, j}$ 를 계산한다. Fig. 10과

Fig. 11은 각각 순방향과 역방향 유동 시, 각 매개변수 ($j=1, \dots, 14$) 들 값의 10% 변동에 대한 댐퍼 압력의 표준화된 상태변동량을 나타낸다.

Fig. 10(b)와 Fig. 11(b)에서 보듯이 순방향 유동의 출력 P_3 는 인테이크 밸브(Intake valve) 오리피스 구멍의 크기와 유량계수가 지배적이며, 역방향 유동의 출력 P_1 은 슬릿의 크기와 유량계수, 스프링의 최대 변위와 방출 스로틀 밸브(Discharging throttle valve)의 유량-압력 계(Flow-pressure coefficient) 수가 주요변수이다. 따라서 차종에 따른 시미 댐퍼의 설계 시 이들 변수들의 변경을 우선적으로 고려하여야 하며, 시뮬레이션에 있어서도 정확한 값을 사용

하여야 한다.

5. 결론

본 연구에서는 자동차 조향계의 시미진동을 감소시키기 위한 유압식 시미 댐퍼의 성능 해석 프로그램을 개발하였다. 그리고 개발된 프로그램의 시뮬레이션과 실험을 통해 시미댐퍼의 특성을 해석하였다.

우선 시미댐퍼의 순방향과 역방향 유동에 대한 동특성 모델의 무차원식을 구하고 Simulink를 통해 모델링하였다. 가변유량 피스톤 펌프의 회전속도 변화에 의한 여러 가지 주파수의 입력맥동을 시미 댐퍼에 공급하고 출력 압력의 변화를 측정하였으며, 입력 맥동 신호는 PC에 저장하여 시뮬레이션에

사용하였다. 실험과 시뮬레이션 결과는 매우 유사하여 본 연구에서 제시한 시미댐퍼의 동특성 모델이 타당함을 보여준다. 역방향 유동 시 고주파 맥동 일수록 입, 출력 맥동 신호 간의 진폭비가 감소함으로써 본 연구의 시미댐퍼는 저역필터 특성을 갖고 있고, 자동차 주행시 타이어 불균형 진동으로 인한 유압 맥동을 감쇠할 수 있음을 알 수 있다.

시뮬레이션을 통한 매개변수 민감도 해석 결과에 의거 시미댐퍼의 성능에 영향을 미치는 주요 매개변수들을 확인할 수 있었다.

본 연구 결과를 바탕으로, 로타리 제어밸브, 조향실린더, 토션-바를 포함한, 시미댐퍼 장착 유압동력 보조 조향계 전체의 모델링 연구와 조향계에서의 시미댐퍼의 역할을 규명 중이다.

References

- 1) J. H. Kim, Automotive Shassis, Joong-Won Inc., pp.305-306, 1994.
- 2) J.-C. Lee, M.-H. Im, T.-Y. Hwang, "On the Analysis of Dynamic Characteristics of Pipe Supporting Hydraulic Snubber in Electric Power Plant with State-space Model and Impulse Testing," J. of KSPE, Vol.19, No.10, pp.130-138, 2002.
- 3) J.-C. Lee, S.-H. Kim, S.-J. Moon, "Numerically Analytical Design of an Orifice Fluid Damper," J. of KSPE, Vol.20, No.6, 2003. (In Print)
- 4) J.-C. Lee, "An Investigation into a State Space Model for an Attenuator in Automotive Hydraulic Attenuator," Proc. Instn Mech. Engrs, J. of Automobile Eng., Vol.217, Part D1, pp.63-67, 2003.
- 5) HyPneu User's Manual, BarDyne Inc., pp.53-54, 2000.
- 6) I. T. Hong, R. K. Tessmann, "What Time Do You Have?," FES/BarDyne Technology Transfer Publication #9, BarDyne Inc., 1998.
- 7) J. Halling, Principles of Tribology, MacMillan Ed. LTD, pp.336-337, 1989.
- 8) J.-C. Lee, Y. S. Chung, "A Study on the Estimation of Effective Bulk Modulus of Hydraulic Oil with Pressure Variation," Trans. of KSAE, Vol.11, No.1, pp.179-184, 2003.
- 9) E. C. Fitch, I. T. Hong, Hydraulic Component Design and Selection, BarDyne Inc., pp.37-39, 2001.
- 10) S.-H. Kim, J.-C. Lee, "A Study on the Computational Fluid Flow Analysis of Shimmy Damper in Automotive Steering System," Bulletin of the Institute for Industrial Science, Keimyung University, Vol.26-1, pp.13-19, 2003.
- 11) R. Tomovic, M. Vukobratovic, General Sensitivity Theory, American Elsevier Pub. Co., New York, pp.99-107, 1972.
- 12) J. C. Lee, K. N. Reid, Robust Control of Efficient Hydraulic Servo Systems with Servo-pump, Technical Report 'BRL Project 9331, The Bendix Co., pp.62-64, 1993.