

차량 동력학 해석을 위한 조향장치 모델링

탁태오*, 김금철**, 윤중락***

Steering Model for Vehicle Dynamic Analysis

Tae Oh Tak*, Kum Cheol Kim**, and Jung Rak Yun***

ABSTRACT

In this research, a power-assisted steering system is modeled as a part of a full vehicle dynamic model. The dynamic model of the steering system incorporates hydraulic and dynamic relations between major parts of a steering system, such as steering column, control valve, rack and pinion gear. Through an experimental setup of the steering system, the steering system model is validated. The steering model is included in a full vehicle dynamic model of a car, where kinematic relations between steering system and suspension systems are defined, and various simulations are performed to evaluate the performance of steering system in conjunction with overall dynamic performance of the vehicle.

Key Words : Steering System(조향장치), Vehicle Dynamics(차량동력학), Control Valve(컨트롤밸브), Rack and Pinion(랙앤피니언), Suspension Systems(현가장치)

1. 서론

집차 자동차가 고성능, 고출력화 되어감에 따라 차량의 조종안정성을 개선하기 위하여 많은 노력을 기울이고 있다. 조종안정성에 대한 평가방법은 숙련된 테스트 드라이버에 의한 주관적 평가방법에 의존하고 있으며 그 결과는 차량 설계 과정에 반영되어 차량의 연구, 개발에 큰 도움을 주고 있다. 그러나 만약 컴퓨터 시뮬레이션에 의한 가상 주행시험을 수행하여 개발초기 단계에서 개발 차량의 성능을 예측한다면, 차량개발 및 설계변경에 따른 비용뿐만 아니라 차량개발 시간을 줄일 수 있을 것이다. 이러한 노력의 일환으로 1980년대 초

부터 ADAMS, DADS 등의 범용 동력학 해석프로그램이 개발되어 차량의 동특성을 예측할 수 있게 되었다. 그러나 아직 범용 동력학 해석 프로그램에는 조향장치에 대한 상세 모델링이 되어 있지 않고 대부분 타이로드의 기구학적 제어를 통하여 조향이 이루어지고 있다. 현재 많은 상용차나 승용차에는 운전자의 조타력을 경감시키기 위해 매뉴얼 식이나 파워 어시스트 조향장치(Power Assist Steering System)가 많이 사용되고 있으므로 파워어시스트 조향장치에 대한 특성을 포함한 차량동력학 해석이 요구되고 있다.

파워어시스트 조향장치는 조향칼럼, 컨트롤 밸브, 기어부 그리고 링키지로 구성되어 있는데, 차량

* 강원대학교 기계공학과

** 강원대학교 대학원 기계공학과

*** 서울대학교 대학원 기계설계학과

의 동특성에 크게 영향을 미치는 부분은 컨트롤 밸브 부분이다. 컨트롤 밸브는 운전자의 조타력 및 노면으로부터 전달되는 힘에 대응하여 랙바로 전달되는 유압을 제어하게 된다. 이러한 밸브장치는 일반적으로 차량의 직진성과 조향감에 큰 영향을 미친다.

Kenichi Fukumura 등은 컨트롤 밸브를 미터링 챔버 (Metering Chamber) 형태로 만들어 주는 방법으로 차량의 직진성과 조향감에 대한 문제를 해석한 바 있다.^[1] 미터링 챔버를 가진 밸브는 밸브 중립상태에서 어시스트 압력 제어를 정확하게 할 수 있게 함으로써 차량의 직진성을 개선할 수 있다. 또한 밸브는 엔진을 구동원하는 펌프로부터 발생하는 유압을 실린더로 절환하는 역할을 하며, 이때 밸브의 오리피스 영역에서 캐비테이션 노이즈(cavitation noise)가 발생된다. Andrew Thomas 는 오리피스 유동에서 발생하는 캐비테이션 노이즈를 줄이기 위하여 챔버의 깊이를 작게 하는 방법에 대한 해석을 수행한 바 있다.^[2] Jang, B. C 는 파워스티어링 조향장치를 포함한 차량의 수학적 모델을 4 자유도로 구성하여 차량의 동특성을 해석을 수행한 바 있다.^[3] 그러나 그의 연구는 조향장치와 현가장치 사이의 기구학적 연결구조를 고려하지 않았으므로 조향장치와 차량운동의 정확한 상관관계를 나타내기가 어렵다.

본 연구의 목적은 현가장치의 기구학적 구조와 관련하여 조향장치를 상세 모델링하고, 이를 전 차량 모델(Full Vehicle model)의 일부로 포함시킴으로써 차량동역학 해석에 있어서 조향장치의 영향을 평가하기 위함이다. 여기서 고려된 조향장치는 조향컬럼, 컨트롤밸브부, 기어부 그리고 랙바의 유압 및 동역학적 관계를 포함하는 모델이며 랙바의 변위는 현가장치의 타이로드의 운동과 연결된다. 조향장치의 모델링 결과는 조향장치를 포함하는 1/2 차 모델을 이용한 실험을 통하여 검증하기로 한다. 마지막으로 차량동역학 전용 해석 프로그램인 AUTODYN^[4]에 조향장치를 적용하여 여러 조건에서 주행시험을 수행하였고, 주행시험을 통하여 조향장치의 동특성을 해석하였다.

2. 조향장치 모델링

조향장치는 Fig. 1과 같이 조향컬럼, 컨트롤밸브, 기어, 링크지로 구성되어 있다. 조향컬럼은 운

전자의 조향을 전달하고 노면 상태에 대한 반력을 다시 운전자에게 전달하여 주는 조향핸들과, 조향핸들에 고정되어 회전 토크를 스티어링 샤프트의 유니버설 조인트와 플렉서블 커플링(Flexible coupling)을 통하여 스티어링 기어부에 전달하는 컬럼으로 구성되어 있다. 컬럼은 또한 충돌시 운전자에게 전달되는 충격을 최소화하는 역할을 한다. 기어부는 수동형과 파워 어시스트(Power Assist) 형이 있으며, 수동형의 경우 기어만의 접촉으로 조향력이 전달되므로 큰 힘이 요구된다. 이에 반해 파워 어시스트 방식은 유압의 힘이 부가되어 작은 힘으로 조향이 가능하도록 되어 있다. 파워어시스트 기어에서 유압에 대한 제어는 컨트롤밸브에서 이루어진다. 링크지는 링크지 형태에 따라 랙앤피니언, 패러럴 링크, 피트먼 아암, 토우 링크, 크로스 링크로 구분된다.

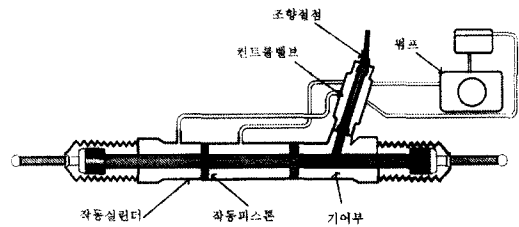


Fig. 1 Power Assist Steering System

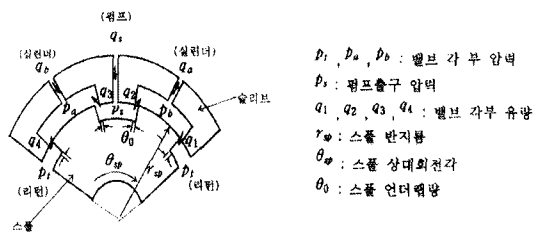


Fig. 2 Rotary Valve

2.1 컨트롤밸브 모델

로타리 밸브는 유량제어를 위한 밸브로서 슬리브와 스푼의 상대변위에 따라 유량이 제어된다. Fig. 2는 로타리 밸브의 1/3단면도와 작동원리를 나타낸다. 각각의 포트에 표시한 화살표는 작동유의 유동을 가정한 방향을 나타낸다.

지금 스푼(Spool)이 중립 위치로부터 시계

방향으로 θ_{sp} 만큼 회전했다고 가정한다. 정상 상태에서 두 밸브 실에 대하여 연속 방정식을 적용하면 다음과 같은 관계가 성립한다.

$$q_s = q_2 + q_3 = q_1 + q_4 \quad (1)$$

$$q_a = q_2 - q_1 \quad (2)$$

$$q_b = q_4 - q_3 \quad (3)$$

각 이음부를 통하여 흐르는 유량 $q_1 \sim q_4$ 는 각 부의 압력 p_s, p_a, p_b, p_t 와 스푸울, 과 슬리브(Sleeve)의 상대 변위각 θ_{sp} 에 대해 다음과 같이 표현된다.

$$q_1 = C_d \left(1 - \frac{\theta_{sp}}{\theta_0} \right) \sqrt{p_a - p_t} \quad (4)$$

$$q_2 = C_d \left(1 + \frac{\theta_{sp}}{\theta_0} \right) \sqrt{p_s - p_a} \quad (5)$$

$$q_3 = C_d \left(1 - \frac{\theta_{sp}}{\theta_0} \right) \sqrt{p_s - p_b} \quad (6)$$

$$q_4 = C_d \left(1 + \frac{\theta_{sp}}{\theta_0} \right) \sqrt{p_b - p_t} \quad (7)$$

위 식에서 계수 C_d 는 다음과 같이 주어진다.

$$C_d = C l_v r_{sp} \theta_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (8)$$

여기서, C 는 유량계수, l_v 는 오리피스폭, r_{sp} 는 스푸울 바깥지름, θ_0 는 슬리브의 언더랩 량 그리고 ρ 는 유체 밀도를 나타낸다.

$q_1 = q_a = q_b$ 로 놓으면 연속방정식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$q_1 = q_2 - q_1 = q_4 - q_3 \quad (9)$$

콘트롤밸브는 좌우 대칭이므로 기어부로의 유입, 유출이 같다고 가정한다. 기어부로의 유량 q_l , 기어부에서 작용하는 압력 p_l , 로터리 밸브 계수 C_d 및 파워어시스트 조향장치로의 공급유량 q_s

의 관계로부터 작동실린더에 발생하는 압력차 p_l 식은 다음과 같이 주어진다.

$$p_l = p_a - p_b = \frac{q_s^2 \left[\left\{ 1 + \left(\frac{q_l}{q_s} \right)^2 \right\} \frac{\theta_{sp}}{\theta_0} - \left\{ 1 + \left(\frac{\theta_{sp}}{\theta_0} \right)^2 \right\} \frac{q_l}{q_s} \right]}{9 C_d^2 \left\{ 1 - \left(\frac{\theta_{sp}}{\theta_0} \right)^2 \right\}^2} \quad (10)$$

2.2 랙앤피니언 기어

현재 소형차에 많이 쓰이는 기어 형태는 랙앤피니언 방식이다. 랙앤피니언 기어에는 랙바에 고정되어 있는 피스톤이 작동하여 파워어시스트 조향력이 부가되도록 되어 있으며, 콘트롤 밸브는 로터 샤프트, 토션바, 밸브 슬리브로 구성되어 있으며 유량의 흐름을 제어한다. Fig. 3은 수학적 모델을 보여주고 있다. 콘트롤 밸브는 운전자의 핸들조작 방향에 따라 실린더의 필요한 쪽에 유압을 공급한다. 즉, 입력축과 피니언의 상대 각변위를 발생시킴으로써 유압의 전환을 가져온다. 콘트롤 밸브로부터 공급되는 오일은 압력관을 통하여 좌우 실린더에 공급되어 파워 어시스트를 발생시킨다. 발생된 힘은 랙바 그리고 타이로드를 거쳐 최종적으로 바퀴에 전달된다.

핸들, 피니언 샤프트 그리고 랙바에 관해 각각의 운동 방정식은 다음과 같다.

$$I_h \ddot{\theta}_h = T_h - K_t(\theta_h - \theta_p) - C_h \dot{\theta}_h \quad (11)$$

$$I_p \ddot{\theta}_p = K_t(\theta_h - \theta_p) - C_p \dot{\theta}_p - r_p F_r \quad (12)$$

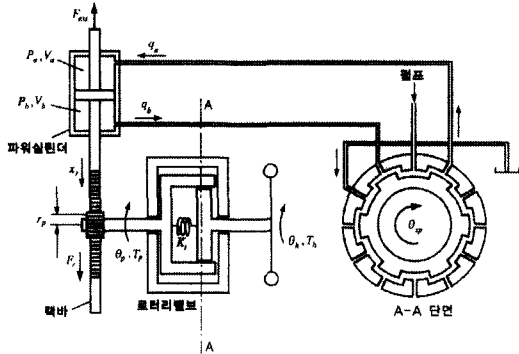
$$m_r \ddot{x}_r = F_r - C_r \dot{x}_r + A_c(P_a - P_b) + F_{ext} \quad (13)$$

핸들회전각 θ_h 과 피니언 회전각 θ_p 의 차이가 콘트롤 밸브의 회전량 θ_{sp} 가 된다.

$$\theta_{sp} = \theta_h - \theta_p \quad (14)$$

랙바의 변위 x_r 과 피니언의 회전각 θ_p 의 기구학적 관계는 다음과 같이 주어진다.

$$\theta_p = \frac{1}{r_p} x_r, \quad (15)$$



- T_h, T_p : 핸들조타, 피니언 축 토크
- I_h, I_p : 핸들축, 피니언 축 관성모멘트
- θ_h, θ_p : 핸들축, 피니언 축 회전각
- K_t : 토션바 반성 계수
- C_h, C_p, C_r : 입력축, 피니언 축, 타이로이드 점성계수
- F_{ext} : 랙바의 전달되는 외력
- m_r : 랙바 질량
- x_r : 랙바 변위
- r_p : 피니언 유효반경
- F_r : 피니언에 대한 랙바전달력
- A_c : 실린더 변적

Fig. 3 Rack & Pinion Power Steering System

식(13)에서 F_r 을 구하고 이를 식(12)에 대입하면 파워 어시스트 조향장치에 대한 운동을 입력축 회전각 θ_h 와 피니언 샤프트의 회전각 θ_p 에 대하여 다음과 같이 표현된다.

$$I_h \ddot{\theta}_h = T_h - K_t \theta_{sp} - C_h \dot{\theta}_h \quad (16)$$

$$I_p \ddot{\theta}_p = K_t \theta - C \dot{\theta}_p - K \theta_p + A(p_a - p_b) - F \quad (17)$$

여기서, 각 파라미터들은 다음과 같다.

$$I = I_p + r_p^2 m_r$$

$$C = C_p + r_p^2 C_r$$

$$K = r_p^2 K_r$$

$$F = r_p F_{ext}$$

$$A = r_p A_c$$

한편, 실린더로 유입되는 유량 q_l 을 비압축성으로 가정하면, 다음과 같다.

$$\begin{aligned} q_l &= A_c \dot{x}_r \\ &= A_c r_p \dot{\theta}_p \end{aligned} \quad (18)$$

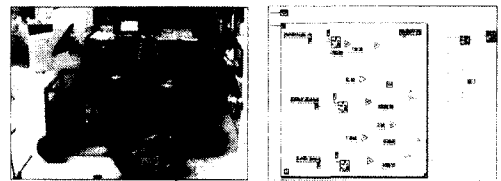


Fig. 4 Experimental Vehicle and The Data Processing Using Labview

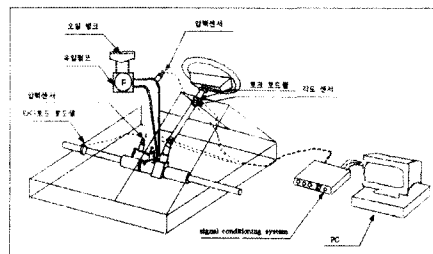


Fig. 5 The Conception of Experimental Set

3. 실험 및 검증

파워 스티어링 시스템에 대한 특성을 얻기 위하여 Fig. 4와 같은 실험차량을 제작하였다. 컬럼에는 각도센서와 로드셀을 각각 설치하여 핸들 조향각과 조향토크의 크기를 측정할 수 있도록 하였다. 유압은 유압펌프의 출구 그리고 컨트롤 밸브와 실린더를 연결하는 압력관 사이에 압력센서를 설치하여 압력을 측정하였다. 주차시나 저속 운전시 조타력의 크기는 대부분 노면과 타이어 사이의 마찰력에 기인하게 된다. 타이어로부터 타이로드에 전달되는 외력을 측정하기 위하여 타이로드에 로드셀을 설치하였다. 각 센서로부터의 신호는 자료획득장치를 통해 Labview 프로그램^[5]으로 처리하였다. Fig. 5는 실험장치 개념도를 보여주고 있다.

일반 노면의 경우보다 비교적 미끄러운 노면 상태에서 실험을 수행하였고 한쪽 타이어에 약 250 kgf의 수직하중이 작용하도록 실험차량에 추를 실었다. 그리고 유압은 전기모터를 사용하여 배인펌프로부터 발생시켰으며, 중립상태의 압력은 $1 \text{ kg}_f/\text{cm}^2$ 가 되도록 설정하였다. 표1에는 실험에 사용된 입력데이터를 나타내었다.

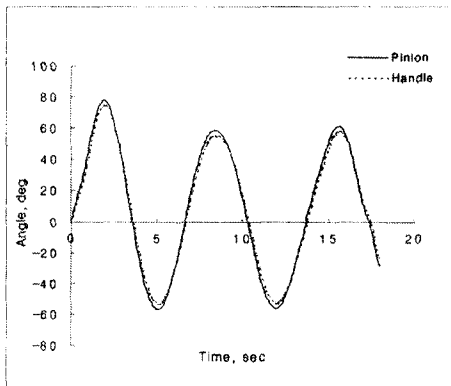


Fig. 6 Steering Angle and Pinion Angle

파워시스트 조향장치의 특성을 알아보기 위하여 다음과 같이 핸들을 좌우 60° 방향으로 주기적인 조향을 하였다. 이때 핸들 조향각에 대한 피니언 기어의 응답에 대한 결과를 Fig. 6에 표시하였다. 두 각의 차이는 컨트롤밸브의 토션바의 회전변위로 나타나고 최대값은 약 3° 정도가 되는데,

이러한 회전변위에 의해 유압이 실린더에 전달된다.

다음 Fig. 7과 Fig. 8은 핸들 조향각에 대한 발생 유압과 조타토크를 시뮬레이션 결과와 실험결과를 비교하였다.

시뮬레이션 결과 약 4 N-m의 조타토크가 계산되었고 실험결과와 약간 차이는 있으나 대체로 일치하고 있음을 볼 수 있다. Fig. 7의 발생압력에 대한 결과도 잘 일치하고 있다. 조타토크는 토션바의 강성과 공급압력에 크게 의존한다. 작은 강성의 토션바는 핸들을 너무 가볍게 하여 운전자로 하여금 작은 힘으로 조향을 가능하게 하지만 불안감을 증가시키므로 적당한 강성을 갖고 있어야한다.

Table 1 Input Data

핸들관성모멘트, I_h	0.0304 [Nm/s ²]
피니언회전관성모멘트, I_p	2.2E-4 [Nm/s ²]
핸들 점성저항계수, C_h	0.1 [Nm/s]
랙바의 점성저항계수, C_r	0.1 [Nm/s]
피니언의 점성계수, C_p	0.1 [Nm/s]
토션바의 탄성계수, K_t	74 [Nm/rad]
랙바의 질량, M_r	3 [kg]
피니언 유효반경, r_p	0.00724 [m]
스풀의 언더랩량, θ_0	0.07 [rad]
펌프의 공급유량, q_s	8 [l/min]
유량계수, C	0.6
오리피스폭, l_v	0.015 [m]
스풀의 반지름, r_{sp}	0.01 [m]
실린더의 유효면적, A	3.71 E-3 [m]

4. 조향장치를 포함하는 가상주행시험

가상주행시험은 차량동역학 프로그램인 AUTODYN7을 사용하였다. 가상주행시험을 수행하기 위하여 전차량 모델을 이용하여 국제 표준 규정(ISO)에 규정된 시험조건에 맞추어 파워시스트 조향장치 모델에 대한 평가를 수행하였다. 시험테스트 항목으로 J턴과 조화가진시험(Sinusoidal Input

Test)을 수행하였다. 실차 주행 시험과 같은 주행 시뮬레이션을 수행하기 위하여 Fig. 9와 같이 총 23개의 강체로 구성되어 있는 시험용 차량을 모델링하였다. 후륜 조향장치는 차체에 고정된 채 시뮬레이션을 수행하였으며, 그립에서와 같이 전륜은 맥퍼슨 형(McPherson type)을 사용하여 모델링하였고, 후륜 현가장치는 다중링크 형식 중 3-link 서스펜션으로 모델링하였다. 타이어는 차량의 비선형성을 나타내는 중요한 인자이며, 타이어에서 발생한 힘이 차체의 운동을 발생하므로, 시뮬레이션에서 주행상태를 파악하는데 중요하다. 본 실험에서는 DADS 프로그램의 기본 타이어모델을 사용하였다. 표2는 시험용 차량의 제원을 나타낸다.

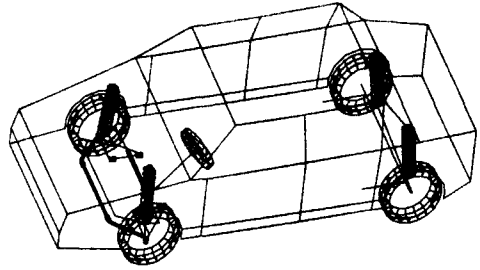


Fig. 9 Full Vehicle Model

Table 2 The Specification of Experimental Vehicle

Height of C.G	0.612 m	Total Mass	1015 kg	
Tread	1.5 m	Inertia	I_x	396 kg- m^2
			I_y	397 kg- m^2
			I_z	557 kg- m^2
Wheel base	2.663 m	Tire	radius	0.287 m
			k_t	185000 N/m

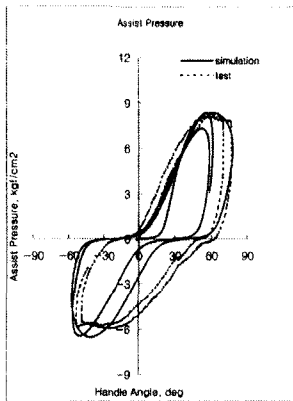


Fig. 7 The Comparison of Assist Pressure

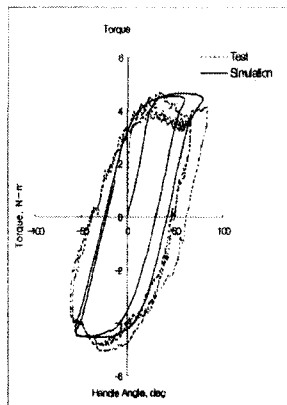


Fig. 8 The Comparison of Steering Torque

4.1 J 턴 실험

J 턴 시험은 과도 응답 시험의 하나이며 계단과 조향입력에 대한 차량의 동특성을 관찰하는 시험으로서 일반적인 방법은 조향입력을 가하면서 감/가속 없이 초기속도로 진행하는 것이다. 80km/h의 속도에서 직진 주행으로부터 횡방향 가속도가 $4m/s^2$ 가 되도록 계단모양의 조향 입력을 주었다. Fig. 10은 J턴에 대한 시험차량의 경로를 나타내고, Fig. 11은 차량의 핸들 조향각과 피니언 각을 나타내는데 최대 4° 정도의 각도가 발생하였다.

Fig. 12는 랙바에 작용하여 운전자의 조타력을 감소시키는데 발생한 파워어시스트와 운전자 조타력, 그리고 타이로드로 전달된 외력을 비교하였다. J턴 시험결과 약 1000 N의 파워어시스트가 발생하였다.

4.2 조화가진 시험

조화가진 시험은 오픈루프시험이며, 속도 65 km/h에서 횡방향가속도가 $4 m/s^2$ 가 되도록 조향입력을 가한 후 차량의 상태를 파악한다. Fig. 13은

조향각과 토오크의 결과를 나타내었다. 유량을 8 l/min와 5.7 l/min으로 구분하여 수행하였다. 실제 컨트롤 밸브로 공급되는 유량과 조타토크 관계를 실험결과로부터 알 수 있다. Fig. 14는 토션바의 비틀림각에 대한 발생압력 결과를 나타내었다.

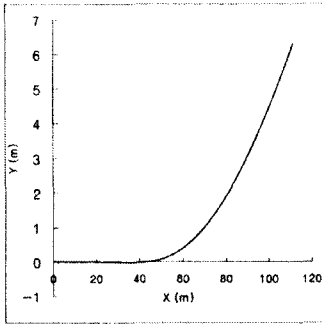


Fig. 10 J-turn Course

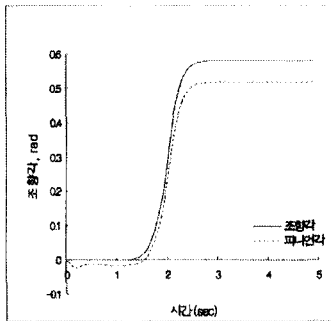


Fig. 11 Steering Angle and Pinion Angle

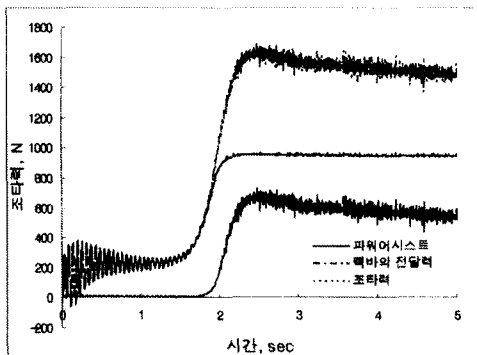


Fig. 12 Assist Torque and Steering Torque

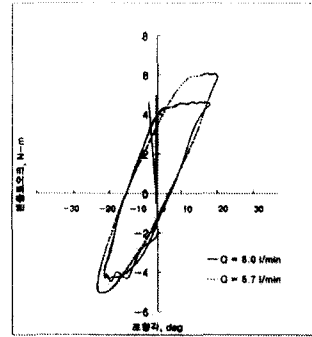


Fig. 13 Steering Torque vs. Steering Angle

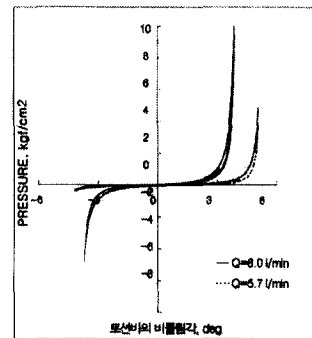


Fig. 14 Cylinder Pressure vs. Twist Angle

5. 결론

본 연구에서는 차량동역학 해석을 위하여 파워 어시스트 조향장치를 모델링하였다. 조향장치의 조향감쇠, 콘트롤밸브, 기어부 그리고 랙바의 유압 및 동역학적 관계를 고려한 운동방정식을 유도하였으며, 유도된 운동 특성을 시험을 통하여 검증하였다. Fig. 7의 조향각에 대한 발생압력 그리고 Fig. 8의 조향각에 대한 조향토크에 대한 비교 결과는 조향장치 모델링의 타당성을 보여준다.

차량동역학 해석코드인 AUTODYN7을 이용하여 조향장치의 모델을 현가장치의 기구학적 구조를 고려한 차량 모델에 포함시켜 J턴 시험과 조화가진 시험을 수행하였다. J턴 시험에서 전체 조타력 중 유압에 의한 부분과 운전자에 의한 부분을 계산하였으며 조화가진 시험에서는 공급유량변화에 대한 조향토크의 변화와 발생압력의 변화를 구하였다.

새안된 조향장치의 모델은 조향장치의 특성을 독립적으로 파악하는 것이 아니라, 차량의 전체적인 동특성과 연관시켜 고려할 수 있게 함으로써 조향장치의 성능분석과 설계에 응용될 수 있을 것이다.

참고문헌

1. Kenichi Fukumura, Kyousuke Haga, Mikio Suzuki, and Katuhisa Mori, "Center-Closed Rotary Servo Valve for Power Steering," SAE Paper No.960929, 1996.
2. Andrew Thomas, "Development of the Bishop ATS Rotary Valve," SAE Paper No. 970380, 1997.
3. Jang, B. C., "A Mathematical Model of a Power Steering System For Implementation in a Driving Simulator," M. S. Thesis, The Ohio State University, 1996.
4. Autodyn7 User's Manual, 산업자원부 G7 과제 최종보고서, 1998.
5. 장현오, "labView 그래픽 프로그램의 이해," A.D.C 시스템, 1998.