

자동차용 충격 흡수기의 동적거동 해석

박재우*, 신상윤*, 주동우*, 이시복**

Dynamic Behaviour Analysis of Shock Absorber on Vehicle

Jae-Woo Park*, Sang-Yoon Shin*, Dong-Woo Joo*, Shi-Bok Lee**

ABSTRACT

Even if the shock absorber is developed to Variable S/A or Active S/A, it is necessary to construct data-base or build the dynamic performance characteristic program of Oil S/A. Since both Variable S/A and Active S/A are based on the principle of Oil S/A. To obtain the design technique of Oil S/A, we model the damping mechanism and characteristics of an Oil S/A whose performance was testified. And then it is analyzed the dynamic behaviour characteristics of damping mechanism.

Key Words : Oil S/A(오일 속업쇼바), Variable S/A(가변 속업쇼바), Active S/A(능동 속업쇼바), work diagrams(일 선도), characteristics curve(특성 선도), discharge coefficient(유체감쇠계수)

1. 서론

1.1 연구 목적

충격 흡수기(S/A)는 차량 주행시 차체의 동적 거동을 조정하는 현가장치를 구성하는 중요한 핵심 부품이다. 차량의 승차감 및 조종성은 바로 차체의 동적 거동 특성에 지배되기 때문에 코일 스프링과 조합되어 현가장치를 구성하는 S/A는 승차감 및 조종의 안정성에 중요한 역할을 담당한다.

국내의 S/A 설계기술은 대부분 선진 공업국과의 기술 제휴에 의해 도입되었으며, 초창기에 비해 괄목할만한 발전을 이루어오고 있다. 그러나 아무리 기술제휴를 한다할 지라도 S/A를 설계하는데 필요한 축적된 데이터베이스나

S/A 설계 프로그램은 해결해야 할 과제로 남게 된다. 이 두가지는 한가지만 구축된다면, 나머지 한가지는 불필요하게 보일지 모르지만, 실상은 상호보완적이어서 둘다 필수적으로 구축해야 할 과제이다. 그리고 여기에 엔지니어의 축적된 노하우도 빠져서는 안될 중요한 요소이다.

자동차용 충격흡수기의 발전과정을 살펴보면 다음과 같다.

$$\left(\begin{matrix} \text{Oil} \\ \text{Gas} \end{matrix} \right) S/A \rightarrow \text{Variable} - S/A \rightarrow \text{Active} - S/A$$

제 1 세대 제 2 세대 제 3 세대

현재까지는 제1세대 S/A가 세계시장에서 대부분 사용되고 있으나, 점차 2세대에 대한 시대적 필요성이 요청되고 있으며, 일부 S/A MAKER에서는 상당히 실용화되어

* 대우정밀(주) 기술연구소
 ** 부산대학교 기계설계공학과

고급 차종에 탑재하고 있는 실정이다. 제 1세대가 오직 한 종류의 감쇠 특성을 나타내는데 비해 2세대의 가변 S/A는 도로의 상태에 따라 몇 단계의 감쇠 모우드를 설정하여 한층 더 승차감을 향상시킨 형태이다. 그러나 2세대의 가변 S/A는 가격 측면에서 1세대에 비해 훨씬 비싸고 그 장치 또한 훨씬 복잡하다. 제 3세대는 별도의 동력원을 이용하여 도로의 상태에 따라 능동적으로 감쇠특성을 조절하는 S/A이다. 2세대나 3세대에서 문제점으로 떠오르는 것은 센서로부터 얻어진 도로 조건에 알맞은 감쇠 특성을 내기 위해 어떻게 하면 빠른 시간내에 응답하느냐가 관건일 것이다. 또한 2, 3세대로 나아가기 위해서 간과해서는 안될 것이 1세대이다. 왜냐하면, 아무리 2, 3세대로 발전되더라도 1세대의 구조를 기초로 응용되어 사용되기 때문에 기초가 되는 Oil S/A에 대해 데이터베이스화 하든지, 동적 거동 특성 프로그램을 구축하는 것이 필요하다.

그리하여 본 연구에서는 S/A 설계기술을 확보하기 위한 한 방안으로써 현재 널리 적용되고 있는 성능이 검증된 트윈튜브(twin tube)형 Oil S/A를 모델로 택하여 그 감쇠 발생 기구와 특성을 정확하게 모델링 하여 감쇠 발생기구의 동적 거동 특성을 해석하고자 한다.

1.2 연구 동향

1932년 James와 Ullery⁽¹⁾가 처음으로 근사적 조화 변위를 사용하여 S/A 성능을 힘-변위 관계로 시험하는 방법을 제안했는데, 이때는 Oil S/A가 처음으로 차량에 표준 부품으로 설치된지 약 4년 후의 일이었다. 그 이후 이 힘-변위 선도는 일선도(work diagrams), 저항곡선(resistance curves), 조절 선도(control diagrams)등으로 명명되어 S/A 제조업체에서 S/A의 성능을 나타내는 표준 시험기준으로 이용되어 왔다. 또한 특성 선도(characteristics curve)로 불리는 힘-속도 선도도 S/A의 성능 곡선으로 자주 이용되고 있다. 관심 내용에 따라 필요한 선도가 이용된다. 힘-속도 선도는 성능저하(performance fade), 이력 특성, 진동수 의존성 등을 파악하는데 활용된다. 그러나 이상적 감쇠의 경우 감쇠력이 변위와는 90도의 위상을 갖고, 속도와는 같은 위상을 갖기 때문에 변위-감쇠력 선도가 보다 분명한 감쇠 특성을 보여준다. 최근에는 감쇠력의 변위, 속도 의존성을 복원력면(restoring force surface)으로 함께 나타내어 S/A의 비선형 성능 특성을 보다 전체적으로 파악하고 있다.

Peterson⁽²⁾은 S/A에서 발생할 수 있는 감쇠 특성으로

시일, 로드가이드(rod guide), 피스톤의 기계적 마찰에서 나타나는 쿨롱 감쇠($F=c$), 분출(blow-off) 밸브, 피스톤과 로드 가이드를 통한 누설에서 발생하는 퇴보 점성 감쇠(degenerate viscous damping, $F=c \dot{x}^n$, $0 < n < 1$), 점성감쇠 ($F=c \dot{x}$), 저항 통로에서 나타나는 초월 감쇠 ($F=c \dot{x}^n$, $0 < n < 2$) 그리고 예리한 모서리를 갖는 오리피스스를 통한 흐름에서 나타나는 유압감쇠(hydraulic damping, $F=c \dot{x}^2$)를 들었다. S/A의 저항력은 이들이 복합되어 나타나고, 그 이외에도 큰 폭의 차이를 갖는 유량, 관성의 영향, 기타 복잡성에 관계함을 언급했다.

Hoffmann^(3,4)은 분출밸브가 없는 실험용 S/A 특성이 실험 특성과 비교적 잘 일치함을 보였다. 두 특성 사이의 불일치가 고무 마운트에 의한 히스테리시스, 체크밸브를 열기 위한 압력, 체크밸브가 닫히는 동안의 시간지연, 어떤 오리피스 상태에서 발생하는 진공에 의한 캐비테이션 등에 의한 것임을 밝혔다. 실험을 통해 S/A의 성능 특성인 감쇠력과 변위, 속도 관계를 일선도, 특성 선도, 복원력면도 또는 방정식 모델로 구하는 연구는 최근까지 활발하게 진행되고 있다. 여기에서는 S/A 성능의 진동수와 온도 의존성에 대한 관심도 많이 집중되고 있다. 이에 비해 S/A의 구조 설계 변수, 작동 조건을 매개변수로한 시스템 해석 모델을 이용한 이론적 연구는 Hoffmann의 연구 이후 그리 많지 않다. S/A의 감쇠 특성을 결정하는 밸브, 오리피스 등의 각 유로를 통한 유체의 흐름 특성이 작동 조건과 설계 조건에 따라 크게 변하고 복잡하기 때문에 이론적으로 모델화하는데 어려움이 있기 때문이다. 고정기하 조건을 갖는 개별적 오리피스스와 밸브를 통한 흐름 특성(유량-압력)관계가 실험에 의해서 구해져야 하고, 이 특성은 다른 기하 조건의 유로에 이용할 수 없는 어려움이 있다.

Lang⁽⁵⁾은 높은 진동수에서 나타나는 S/A의 특성선도도 이력특성이 유체 압축성에 의해 나타남을 보이고, 실린더 압력이 기화압력 이하로 저하할 때 기포가 발생하고 소멸하는 과정에서 나타나는 감쇠지연 현상을 예측할 수 있는 83개의 매개변수로 구성된 수학적 모델을 개발했다.

Morman⁽⁶⁾도 Oil S/A의 동적 거동을 해석하고 시뮬레이션할 수 있는 이론 모델을 개발했다.

2. 충격흡수기의 수학적 모델링

2.1 유동실 모델링

S/A 유동은 반동실, 압축실, 저장실 사이의 압력차에 의해 일어난다. S/A의 전체 구조는 아래 Fig. 1과 같다.

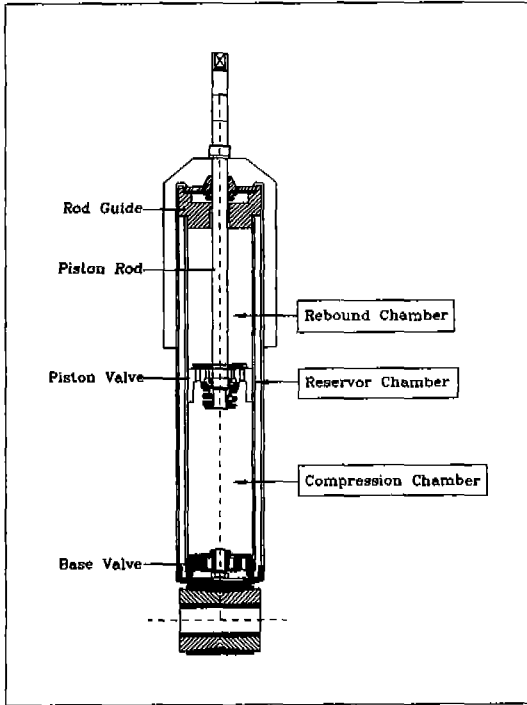


Fig. 1 Configuration of a typical shock absorber for vehicle

압축실과 반동실의 유동은 같은 형태의 유동식으로 나타내진다.

유동실 내의 유체 질량은

$$M = \rho V \quad (1)$$

이 되고, 유동실의 질량유동은

$$\frac{dM}{dt} = \rho (Q_{in} - Q_{out}) \quad (2)$$

이 된다. 식(2)에서 M 은 유동실내 Oil 질량, ρ 는 Oil 밀도, V 는 유동실 부피, Q_{in} 은 유동실 유입 유량 부피, Q_{out} 은 유동실 유출 부피를 나타낸다.

식(1)을 식(2)에 대입하면, 다음식을 얻는다.

$$Q_{in} - Q_{out} = \frac{\partial V}{\partial t} + \frac{V}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial t} \quad (3)$$

유체의 압축성 계수 $\beta = \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial p}$ 를 이용하면, 식(3)은

$$\frac{\partial V}{\partial t} = (Q_{in} - Q_{out}) - \beta V \frac{\partial p}{\partial t} \quad (4)$$

로 나타낼 수 있다.

2.1.1 압축실 유동

압축실의 부피변화 및 유량 출입관계를 Fig. 2의 검사 체적(control volume)으로 나타내었다.

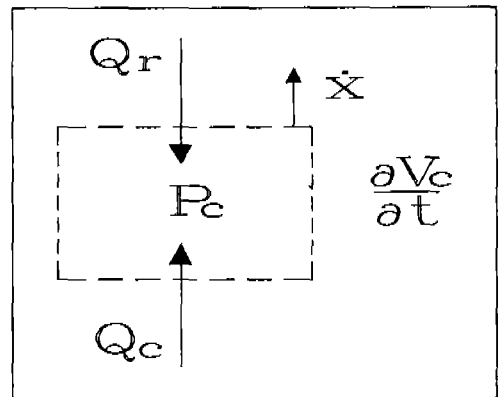


Fig. 2 Control volume of compression chamber

압축실의 부피변화율은

$$\frac{\partial V_c}{\partial t} = A_p \dot{x} \quad (5)$$

이 된다. 식(5)에서 A_p 는 피스톤의 단면적(압축실측), \dot{x} 는 피스톤의 속도를 나타낸다. 압축실 유동은 압축실과 저장실 사이의 유동 Q_c , 반동실 사이의 유동 Q_r , 그

리고 Oil 압축에 의한 유동 $\beta V_c \frac{\partial P_c}{\partial t}$ 으로 이루어진다.

따라서 식(4)로부터 압축실 유동식은 다음식으로 된다.

$$\beta V_c \frac{\partial P_c}{\partial t} = -A_p \dot{x} + (Q_r + Q_c) \text{sgn}(\dot{x}) \quad (6)$$

2.1.2 반동실 유동

반동실의 부피변화와 유량 출입관계는 Fig. 3의 검사체적으로 설명될 수 있다.

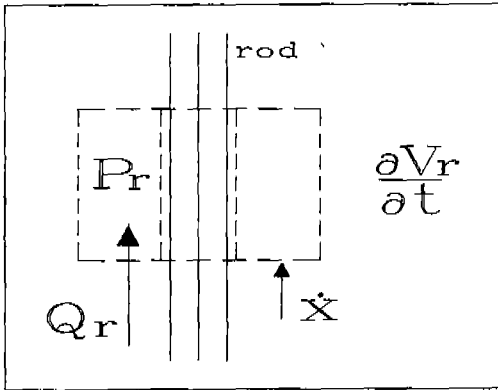


Fig. 3 Control volume of rebound chamber

반동실의 체적 변화율은

$$\frac{\partial V_r}{\partial t} = -(A_p - A_{rod}) \dot{x} \quad (7)$$

이 된다. 식(7)에서 A_{rod} 는 피스톤 로드의 단면적을 나타낸다. 따라서 반동실의 유동식은 다음과 같이 된다.

$$\beta V_r \frac{\partial P_r}{\partial t} = -(A_p - A_{rod}) \dot{x} - Q_r \text{sgn}(\dot{x}) \quad (8)$$

2.1.3 저장실 유동

저장실에는 압축된 공기와 Oil이 공존한다. 공기압력은 공기에 대한 이상기체 상태방정식으로 부터 다음과 같이 구해질 수 있다.

$$P_s V_a = m_a RT \quad (9)$$

식(9)에서 P_s 는 저장실의 압력, V_a 는 저장실 공기 부피, m_a 는 저장실에 있는 공기의 질량, R 은 기체상수, 그리고 T 는 절대온도를 나타낸다. 저장실이 밀폐되어 있으므로 공기의 질량 m_a 가 일정한 것으로 가정하고, 편의를 위해 온도도 일정한 것으로 가정한다. 따라서

$$P_s V_a = \text{const} \quad (10)$$

이 된다. 공기 부피 V_a 는 피스톤 기준점에서의 공기 부피 V_{oa} 에서 저장실 출입 부피를 뺀 다음식에 의해 구해질 수 있다.

$$V_a = V_{oa} - \int Q_s dt \quad (11)$$

식(11)에서 Q_s 는 압축실에서 저장실로 유입되는 유동량을 나타낸다. 따라서 식(9), (10)으로부터 저장실의 압력식은 다음과 같이 구해질 수 있다.

$$P_s = \frac{m_a RT}{V_{oa} - \int Q_s dt} \quad (12)$$

2.2 오리피스 유동

오리피스의 유동은 일정 단면적 통로를 통한 유동으로써, Fig. 4에 오리피스의 층류 유동과 난류 유동상태를 나타내었다. 오리피스를 통한 유동이 정상 유동으로 간주하여 Bernoulli 방정식을 이용하여 구하면 다음식으로 구해진다.

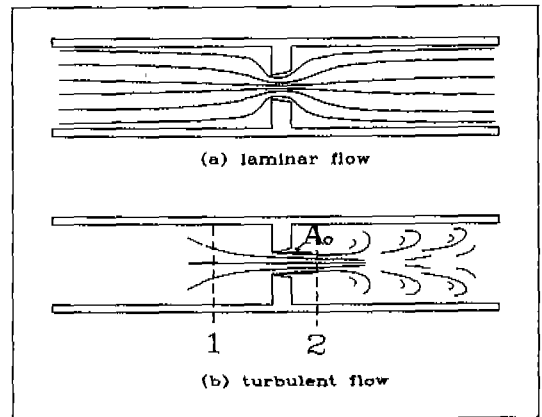


Fig. 4 Fluid flow pattern through orifice

$$Q = C_d A_p \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P} \quad (13)$$

식(13)에서 A_p 는 오리피스 단면적, ΔP 는 오리피스 양단의 압력차, C_d 는 유체감쇠계수(discharge coefficient)를 나타낸다.

본 연구의 S/A에 사용되는 오리피스는 대부분 짧은 튜브 형태이므로, Viersma⁽⁸⁾가 제안한 유동길이 기준 레이놀즈수

$$R_l = \left(\frac{0.611}{\delta}\right)^2 \quad (14)$$

와 다음과 같은 형태의 경험식을 이용해서 C_d 값을 구한다.

$$C_d = [1.5 + 13.74 \left(\frac{L}{DR_v} \right)^{1/2}]^{-1/2}, \frac{DR_v}{L} > 50$$

$$C_d = \left[2.28 + 64 \frac{L}{DR_v} \right]^{-1/2}, \frac{DR_v}{L} < 50 \quad (15)$$

식(15)에서 D 는 오리피스 판의 지름, L 은 길이, R_v 는 오리피스에서 레이놀즈 수를 나타낸다. 원형이 아닌 다른 형상의 단면적일 경우, 다음식으로 주어지는 수력직경 (hydraulic diameter) 개념을 이용해서 구한다.

$$D_h = \frac{4 \times \text{단면적}}{\text{접수(주변) 길이}} \quad (16)$$

2.3 밸브 유동

밸브는 밸브 양면 압력차와 밸브를 통한 Oil의 운동량 변화에 의해 밸브에 걸리는 힘이 스프링의 초기 예하중보다 작을 동안은 닫혀 있고, 클 동안은 열리게 된다. 이 밸브 힘의 크기에 따라 밸브 열림량이 변하게 된다. 밸브 양단의 힘 평형은 Fig. 5와 같이 나타낼 수 있다.

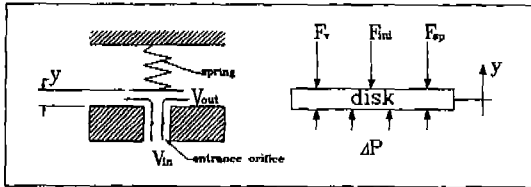


Fig. 5 Simplified model of valve

따라서 힘 평형식은 다음과 같다.

$$A_v \Delta P = F_{sp} + F_{ini} \quad (17)$$

$$F_{sp} = k_{sp} y \quad (18)$$

$$F_{ini} = k_{sp} y_{ini} \quad (19)$$

식(17)에서 A_v 는 밸브 면적, ΔP 는 밸브 양면의 압력차, F_{sp} 는 밸브의 변위에 따른 스프링 힘, F_{ini} 는 스프링 초기 조임량에 의한 예하중, F_{sp} 는 스프링 강성, y 는 밸브 변위, y_{ini} 스프링의 초기 조임량, 그리고 y_{ini} 는 밸브 전후의 유체 유동량 변화에 의해 밸브에 걸리는 힘을 나타낸다.

밸브는 밸브 양면의 압력차에 의해 밸브 디스크 하단 부분의 작용력 $A_v \Delta P$ 가 F_{ini} 보다 커지는 순간 열리기 시작한다. 밸브 디스크의 변위 y 는

$$y = \begin{cases} \frac{(A_v \Delta P - F_{ini})}{k_{sp}}, & A_v \Delta P > F_{ini} \\ 0, & A_v \Delta P < F_{ini} \end{cases} \quad (20)$$

이 된다. 밸브 디스크 변위는 상한값 y_{max} 로 제한된다.

2.4 피스톤 작용력

피스톤 양단면에 작용하는 힘의 차이가 S/A의 감쇠력이 된다. 다음 Fig. 6에 피스톤에 작용하는 힘을 보여준다.

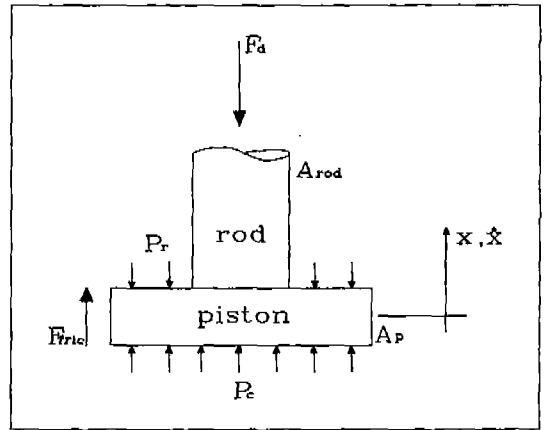


Fig. 6 Free body diagram of piston

피스톤에 작용하는 힘은 다음식으로 구해진다.

$$F_d = P_r(A_p - A_{rod}) - P_c A_p \pm F_{fric} \quad (21)$$

식(21)에서 F_{fric} 는 피스톤과 실린더 벽사이 그리고 로드 가이드 마찰력을 나타낸다. 이 마찰력은 피스톤과 실린더 벽사이의 마찰조건, 즉 수직 접촉력과 접촉면 상태 등이 관계하기 때문에 수학적 모델에 의한 계산이 어렵다. 본 연구에서는 실제 실험 데이터로부터 추정된 근사값을 사용하였다.

3. 유동 시스템 방정식

앞서 구한 각 유동실 및 오리피스의 유동식과 밸브개폐

식을 조합하여 전 감쇠시스템 방정식을 유도하고자 한다. Fig. 7은 피스톤의 상·하 왕복운동에 의한 압축, 인장행정 동안 유동 시스템을 나타낸 것이다.

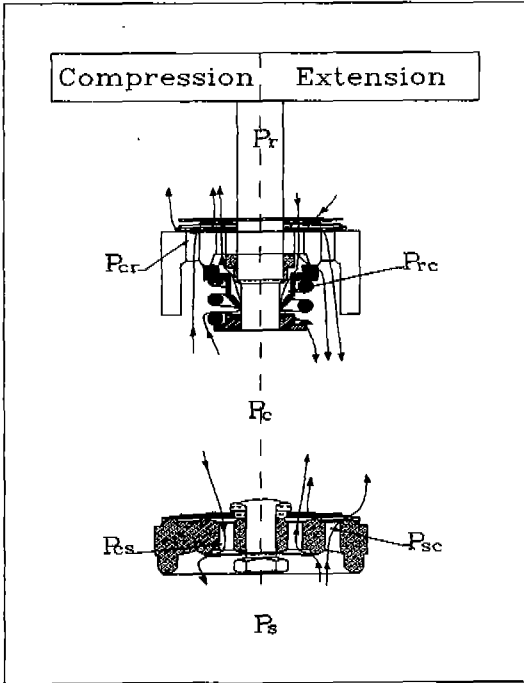


Fig. 7 Flow system during compression and extension processes of piston

3.1 압축 행정

압축 행정에서는 압축실과 저장실 사이 유동 Q_c 와 압축실과 반동실 사이 유동 Q_r 이 일어난다.

Q_c 는 베이스 밸브 안쪽 홀을 통해 판 스프링(leaf spring) 밸브에 압력을 가해 흘러 나간다. 베이스 밸브 안쪽 홀의 압력을 P_{cs} 로 하면,

$$Q_c = C_{dbi} A_{bi} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_c - P_{cs})}$$

$$= C_{dbc} A_{bc} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{cs} - P_s)}$$
(22)

이므로

$$\frac{P_c - P_s}{P_{cs} - P_s} = \left(\frac{C_{dbc} A_{bc}}{C_{dbi} A_{bi}} \right)^2 + 1 = H_1$$
(23)

따라서

$$Q_c = C_{dbc} A_{bc} \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{(P_c - P_s)}{H_1}}$$
(24)

이다. Q_r 은 피스톤 바깥 홀을 통해 피스톤 노치부를 포함한 리바운드 밸브(rebound valve)를 통과하는 유동 Q_{ro} 와 피스톤 로드와 포핏 밸브 내경사이 틈을 통해 피스톤 안쪽 홀로 흘러가는 유동 Q_{ri} 의 두 유동을 합한 것이다.

$$Q_r = Q_{ro} + Q_{ri}$$
(25)

피스톤 리바운드 밸브 경로에서 바깥 홀 상부 압력을 P_{cr} 피스톤 안쪽홀 경로에서 홀 하부 압력을 P_{rc} 로 놓으면, 각 경로의 유동 연속조건을 적용하여 다음 두 식을 얻는다.

$$C_{dpo} A_{po} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_c - P_{cr})} = C_{dpk} A_{pk} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{cr} - P_r)}$$

$$C_{dpr} A_{pr} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_c - P_{rc})} = C_{dpi} A_{pi} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{rc} - P_r)}$$
(26)

이므로

$$\frac{P_c - P_r}{P_{cr} - P_r} = \left(\frac{C_{dpk} A_{pk}}{C_{dpo} A_{po}} \right)^2 + 1 = H_{41}$$

$$\frac{P_c - P_r}{P_{rc} - P_r} = \left(\frac{C_{dpi} A_{pi}}{C_{dpr} A_{pr}} \right)^2 + 1 = H_{42}$$
(27)

이다. 따라서, Q_r 은 다음식으로 나타내진다.

$$Q_r = C_{dpk} A_{pk} \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{(P_{cr} - P_r)}{H_{41}}} + C_{dpi} A_{pi} \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{(P_{rc} - P_r)}{H_{42}}}$$
(28)

3.2 인장 행정

인장행정에서는 Q_r 이 반동실에서 압축실로, Q_c 는 저장실에서 압축실로 흐른다. Q_c 는 겹판스프링 하단의 일정 유동 경로를 지나 베이스 밸브 안쪽 홀을 통과하는 유량 Q_{ci} 와 베이스 밸브 바깥 홀을 지나 베이스 리바운드 밸브를 통과하는 유량 Q_{co} 의 두가지 흐름이 있다. Q_r 은 피스톤 리바운드 밸브 하단 일정 유동 경로를 통해 피스

톤 바깥 홀로 빠져나가는 유량 Q_o 와 피스톤 안쪽 홀을 지나 로드와 포핏밸브 내경 사이 틈, 그리고 포핏 밸브 경로로 나오는 유량 Q_i 의 두 흐름이 있다. 압축 행정에서와 같은 과정을 통하여 다음의 인장 행정 유동식을 구할 수 있다.

$$Q_c = C_{dpc} A_{bk} \sqrt{\frac{2(P_s - P_c)}{\rho H_{21}}} + C_{dpi} A_{bi} \sqrt{\frac{2(P_s - P_c)}{\rho H_{22}}} \quad (29)$$

$$Q_r = C_{dpo} A_{po} \sqrt{\frac{2(P_c - P_r)}{\rho H_{31}}} + C_{dpr} A_{prc} \sqrt{\frac{2(P_c - P_r)}{\rho H_{32}}} \quad (30)$$

4. 결과 및 검토

S/A의 설계기술은 어느 한 분야의 문제가 아니라 진동이나 유체, 재료, 기계가공, 소성가공, 등 여러 기계분야가 복합적으로 구성된 시스템이다. 더구나 가변 S/A나 능동 S/A는 전기 자기, 전자, 기구학 등의 분야가 첨가된 서스펜션의 핵심이라 할 수 있다.

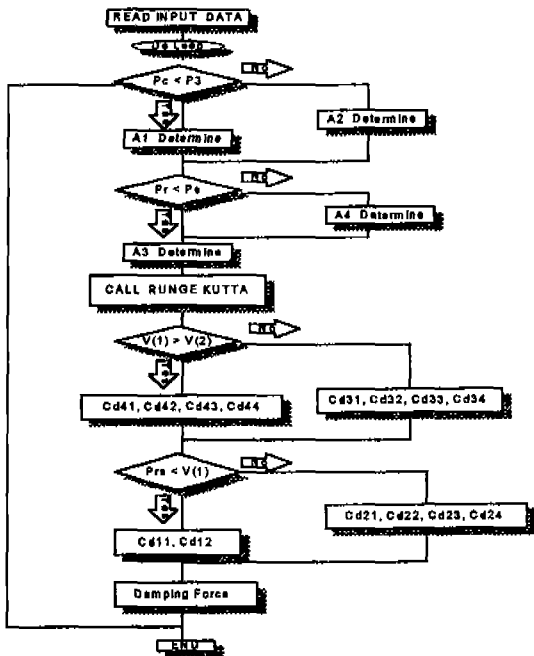


Fig.8 Flow chart of shock absorber analysis program

본 모델링에 의한 해석 프로그램의 플로차트를 그려보면 다음과 같다.(Fig. 8)

해석 결과의 정확성을 검증하기 위해서 Table 1과 같은 제원을 가지는 S/A에 대해 시뮬레이션과 실험 결과를 비교 하였다.

Table 1 Basic properties of S/A

Properties	Value
ρ : oil density(kg/m ³)	872
β : flow coefficient(m ³ /N)	652.67E-12
k_{he} : heli. spr. stiffness (N/m)	151.06E+03
F_{hi} : heli. spr. initial force (N)	428.0033
k_{lf} : leaf spr. stiffness (N/m ²)	7.2899E+09
P_{li} : leaf spr. initial force (N/m ²)	2.6244E+07
k_{bk} : B/V coni. spr. stiffness (N/m)	1869.6
k_{pk} : piston coni. spr. stiffness (N/m)	

여기서 감쇠력에 영향을 많이 미치는 파라미터들을 바꾼 5가지 경우에 대해 실험 결과와 시뮬레이션 결과를 비교한 것이다. 변경된 제원은 Table 2와 같다.

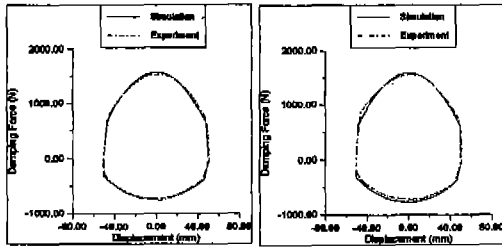
Table 2 Varied specification of S/A

	poppet I/H (mm)	helical sp.ID (mm)	helical sp.tigh ting (mm)	piston I/H (mm)	leaf sp.tigh ting (mm)	leaf sp. No.
Case1	6.09	∅2.8 × 13.1	2.83	1.7	0.36	6
Case2	5.95	"	"	"	"	"
Case3	6.09	∅3.2 × 13.0	2.0	2.0	"	"
Case4	"	"	"	"	0.235	"
Case5	"	"	"	"	0.36	9

Fig. 9는 각각의 변경된 제원에 대해 시뮬레이션과 실험을 했을 때, 변위에 따른 감쇠력을 나타낸 것이다. 5가지 경우에 대해 상당히 잘 일치하는 것을 볼 수 있다. Fig. 10은 속도별 감쇠력을 나타낸 것으로, 중요 속도별 최대 인장과 압축을 나타내는 실험 결과와 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 미세한 치수 차이에 의해 감쇠력의 변화가 발생할 수 있기 때문에 정확한 치수로 실험이 수행되어야 함을 알 수 있었다.

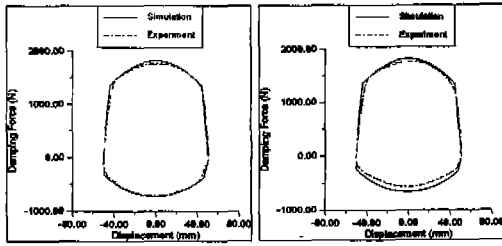
5. 결론

본 연구에서는 트윈튜브형 S/A의 감쇠 특성을 그 설계



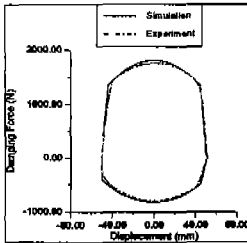
Case 1

Case2



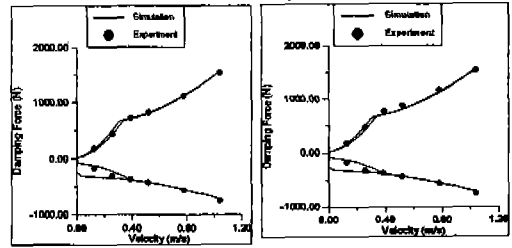
Case 3

Case 4



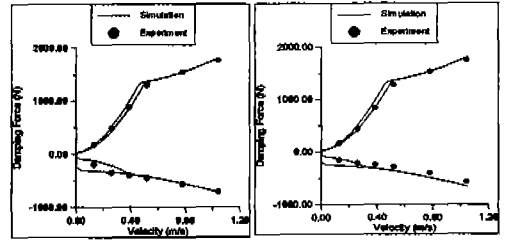
Case 5

Fig. 9 Damping forces according to displacements



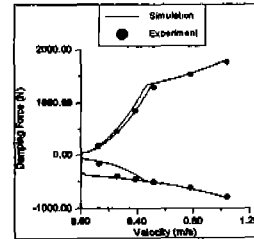
Case 1

Case2



Case 3

Case 4



Case 5

Fig. 10 Damping forces according to velocities

제원에 따라 예측, 분석할 수 있는 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다. 설계제원을 파라미터로 하는 수학적 모델링을 이용한 본 연구의 감쇠시스템의 동적 거동 특성 프로그램을 구축한 결과 다음과 같은 결론을 얻게 되었다.

- (1) 본 프로그램을 이용하여 중요 설계 파라미터가 감쇠 특성에 미치는 영향을 정성적으로 분석하여 S/A의 설계보조도구로 사용할 수 있다.
- (2) 본 프로그램은 감쇠특성 이외에, 각 유동실의 압력특성, 각 유동로를 통한 유동특성, 밸브의 작동특성 등을 해석하는데 이용될 수 있다.
- (3) 프로그램의 해석의 정확성을 높이기 위해 설계제원 가운데 스프링(헬리컬, 코니컬, 판 스프링)상수, 초기 조임량에 대한 정확한 산정이 필요하다.

- (4) 보다 정확한 해석 프로그램을 구축하기 위해서는 오리피스를 통한 비정상 유동특성을 정확하게 모델링하는 연구가 필요하다.

참고 문헌

1. James W.S. and Ullery F.E., "An Automatic Shock Absorber," SAE Transactions, Vol. 30, No. 5, pp. 185-191, May 1932.
2. Peterson, R.R., "Hydraulic Applied to the Automobile Suspension," Proceedings of the National Conference of Industrial Hydraulics, Vol. 7, pp. 23-43, May 1953.

3. Hoffmann, H.J., "Theoretical and Practical Investigation of the Effectiveness of Shock Absorbers on Vehicles", Dr. -Ing. Dissertation, Technische Hochschule Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, 1957.
4. Hoffmann, H. J., "Effectiveness of Shock Absorbers on Vehicles", Automobiltechnische Zeitschrift, Jahrg. 60, Heft 10, Seite 289, Oktober 1958.
5. Lang, Harold Harvey., "A Study of the Characteristics of Automotive Hydraulic Dampers at High Stroking Frequencies", Ph. D. Dissertation, University of Michigan, 1977.
6. K. N. Jr. Morman., "A Model for the Analysis and Simulation of Hydraulic Shock Absorber", Ford Motor Co. Research Staff Report No. 83-143, 1983.
7. 충격흡수기 동적거동 해석 프로그램 개발 및 오일 유동 해석, 연구보고서, 대우정밀(주), 기술연구소, 1995.
8. Herbert E. Merritt, Hydraulic Control System, Wiley.