

# 자동차용 GAS SPRING의 최적 설계에 관한 연구

김 영 범 \*

## A Study on the Optimal Design of Gas Spring for Vehicle

Young Bum Kim \*

### ABSTRACT

Gas springs have been widely used in motor vehicles as well as in most areas of industry. Instead of coil springs, these gas springs are easily operated to open(extension process) or close(compression process) the doors because  $N_2$  gas with high pressure and oil are charged in tube.

Most of manufacturers are using the trial & error method in order to decide its specification(reaction force,damping force), which tends to waste time and money.

Therefore, gas springs have been improved by properly changing the control pressure of  $N_2$  Gas with its mounting location and weight to maximize its effect and to minimize its space. Although it has been researched on damping structure to minimize impact which is applied to vehicle when its back door is fully opened, the characteristics of damping structure are not known clearly.

Therefore, this paper will not only clearly define the effect of important factors(open & close force)for gas springs through theoretical analysis but also provide optimum design specification through development of program to avoid traditional method of specification determination such as the trail & error method which is widely used in whole industries including automotive industry.

**Key Words** : Gas Spring(가스 스프링), Reaction Force(반발력), Damping Force(감쇠력), Opening Force(개력), Close Force(폐력), Discharge Coefficient(유량 계수), Compression Process(압축 행정), Extension Process(신축 행정)

#### 기 호 설 명

$F_R$  : 신장실 힘(N)

$F_c$  : 압축실 힘(N)

$F_a$  : 최대장시 반발력(N)

$F_b$  : 최소장시 반발력(N)

$A_c$  : 튜브 면적( $M^2$ )

$A_p$  : 피스톤 로드 면적( $M^2$ )

$V_1, V_2$  : 오일, 가스실 체적( $M^3$ )

$P_0$  : 가스 주입 압력( $N/M^2$ )

$S$  : 행정 길이(M)

$\alpha$  : 체적 팽창 계수

\* (주)기아정기 기술연구소

- $V_p$  : 피스톤 속도(M/SEC)
- $C_1, C_2$  : 유량 계수
- $\mu$  : 오일 점도(St)
- $l$  : 틈새 길이(M)
- $h$  : 틈새(M)
- $e$  : 움셋 길이(M)
- $P_1$  : 신장실 압력(N/M<sup>2</sup>)
- $P_2$  : 압축실 압력(N/M<sup>2</sup>)
- $a_1, a_2$  : 오리피스 면적(M<sup>2</sup>)
- $v_1, v_2$  : 유체 속도(M/SEC)
- $g$  : 중력 가속도
- $\rho$  : 오일 밀도
- $\gamma$  : 오일 비중량
- $F_u$  : 여는 힘(N)
- $F_d$  : 닫는 힘(N)
- $W$  : 물체 자중(N)
- $l_w, l_w'$  : 열때·닫을때 물체 자중점의 팔 길이(M)
- $\beta_1, \beta_2$  : 열때·닫을때 가스 스프링의 팔 길이(M)
- $x_1, x_2$  : 도어 개·폐 각도(°)
- $n$  : 개스 스프링 수량(EA)
- $t$  : 분위기 온도(°C)

### 1. 서 론

최근 자동차의 급격한 수요 증대로 인한 자동차 메이커에서는 각종 유공압 시스템을 이용한 전자 제어 기술 발전과 더불어 차량의 본넷트를 비롯한 백도어 등에 레이아웃 최소화를 위한 개스 스프링의 사용이 날로 증대되면서 이에 대한 중요성이 대두되고 있다.

현재 국내의 자동차 메이커 등에서는 모든 시방 즉, 반발력, 개스 주입압, 조작력, 온도 변화에 따른 특성 등을 시작 차량이 개발되는 시점에서 각종 시방을 시행 착오 방식에 의해 결정되어 왔으며 이로 인해 많은 시간과 경비를 낭비하는 경향이 두드러지게 나타나고 있다. 또한, 최근에는 이러한 개스 스프링은 각종 운동 기구, 복사기 등에도 점차 사용 영역이 확대되고 있다.

따라서 각종 차량 메이커에서는 개스 스프링을 이용하여 최소의 레이아웃으로 최대의 효과를 나타내기 위하여 취부 위치 및 중량 변화에 따라 질소 개스 압력을 적절히 변화시키는 시행 착오 방식에 의해 조작력을 만족시키기 위하여 노력하여 왔다.

최근에는 차량 주행시 아주 작은 진동에 의해서 발생되

는 개스 스프링의 오일 및 질소 개스의 누기 현상 방지를 위한 구조에 대한 연구와 도어의 완전 열림 상태에서의 차체에 가해지는 충격, 즉 도어의 충격 가속도를 최소화시키는 구조에 대한 차량 메이커에서의 요구에 부응하기 위하여 감쇠 구조에 대한 연구<sup>(1),(2)</sup>도 활발히 진행되고 있다.

그러나 이에대한 특성은 널리 알려져 있지 않다. 자동차 산업뿐만 아니라 산업 전반에서 널리 이용되고 있다. 따라서 이러한 개스 스프링에 대해 기존의 시행 착오 방식에 의해 결정되어 지는 시방, 즉 반발력, 개스 주입압, 조작력, 온도 변화 특성, 결정 방법에서 탈피하고 보다 효율적인 개스 스프링의 적절한 시방 결정을 위한 주요 인자들의 영향을 명확히 규명할 수 있는 수학적 모델링을 실시 완료하였다.

따라서 본 논문에서는 수학적 모델링을 통한 이론적 해석과 각종 실험을 통한 결과와 비교 분석함으로써 차량의 설계 관계에서부터 적용 가능하도록 본 연구에서 개발된 프로그램에 대한 타당성에 대한 고찰을 하고자 한다.

### 2. 개스 스프링의 작동 원리

일반적으로 개스 스프링은 하나의 튜브와 하나의 피스톤 로드로 구성되어 있으며 지금까지는 금속 스프링 역할을 대신하기 위하여 N<sub>2</sub>개스가 들어 있는 구조가 주류를 이루고 있으나, 최근에는 N<sub>2</sub>개스 뿐만 아니라 소량의 오일을 첨가하여 도어의 풀 오픈시 차체에 가해지는 충격을 최소화하기 위한 구조로 변화되고 있다. 이와 같은 개스 스프링은 기존의 금속 스프링을 사용할 때보다 기본적인 길이를 짧게 설정이 가능하며, 개스와 오일이 같은 챔버 내에 들어 있기 때문에 도어의 열림 상태에 따라 적절한 감쇠 효과를 나타낼 수 있다. Fig.1은 개스 스프링의 개념도로서 이에 대해 피스톤 로드측에 외력 F가 가해질 때 일정 위치에서의 이론적인 해석은 다음과 같다.

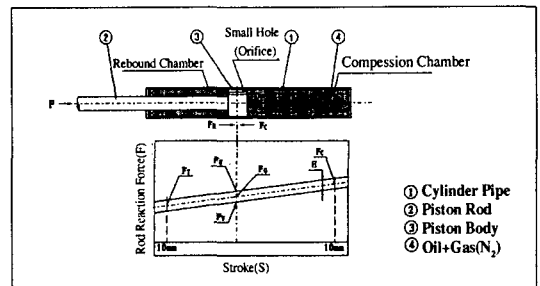


Fig. 1 Schematic Diagram of Gas Spring

즉 리바운드실에서 가해지는 힘을  $F_R$ 이라고 하면

$$F_R = (A_C - A_p) \times P \quad (1)$$

컴퍼리즌실에서 가해지는 힘을  $F_C$ 라고 하면

$$F_C = A_C \times P \quad (2)$$

따라서 힘의 평형 방정식으로부터 구해 보면

$$F + F_R = F_C \quad (3)$$

식(3)을 다시 외력  $F$ 에 대해 정리하면 식(4)와 같다.

$$\begin{aligned} F &= F_C - F_R \\ &= A_C \times P - (A_C - A_p) \times P \\ &= A_p \times P \end{aligned} \quad (4)$$

식(4)로부터 가스 스프링의 스트로크 변화에 따라 반발력을 계산하면 식(5)와 같이 된다.

$$F = A_p \cdot \left\{ \frac{V_1}{V_1 - S \cdot A_p} \cdot (P_0 + 1) - 1 \right\} \quad (5)$$

### 2.1 반발력의 온도에 의한 변화

일반적으로 가스 스프링의 경우 하나의 튜브 내에  $N_2$  가스와 오일이 들어 있기 때문에 이들은 온도에 따라 체적이 변화하기 때문에 이러한 사항을 적절히 고려하지 않으면 많은 시행착오방식을 통한 많은 시간과 경비를 소비하는 경향이 나타나기 때문에 열역학의 보일-샤를의 법칙<sup>(9)</sup>을 적용하여 다시 정리하게 되면 반발력  $F$ 는 식(3)으로부터 식(6)과 같이 된다.

$$\begin{aligned} F &= A_p \cdot \frac{273 + t}{273 + 20} \cdot \left\{ \frac{V_1}{V_1 - S \cdot A_p - \alpha \cdot V_2 \cdot (t - 20)} \cdot (P_0 + 1) - 1 \right\} \end{aligned} \quad (6)$$

즉, 온도에 따라 체적이 변화되는 가스와 오일의 향으로 나타낼 수 있다.

### 2.2 압축 행정

가스 스프링의 경우 단일 튜브 타입이기 때문에 Fig.2에서 나타나는 바와 같이 도어를 닫을때 발생하는 압축 행정에서는 1차적으로 튜브내에 충전되어 있는 가스층

을 지나고 2차적으로 오일 구간을 지나게 되어 최종적으로 행정을 종료하게 되는데, 이때 압축실에서 압축되는 가스가 피스톤 상부에 있는 리프 밸브는 들리게 되어 상대적으로 압력이 낮은 리바운드실로 밀려나게 되며, 또한 2차적으로 오일층을 지나는 행정의 경우에 있어서도 가스층을 지나는 동일한 형태로 작동하며, 이때 유체의 유동 저항이 매우 작기 때문에 유동 저항에 의한 닫는 힘은 거의 발생하지 않게 된다.

한편 압축 행정시 압축실에서 피스톤 상부에 있는 리바운드실로 흐르는 유량은 유체를 비압축성<sup>(4)</sup>으로 가정할 때 피스톤 로드가 작동하는 속도만큼 된다. 즉, 압축실에서 리바운드실로 흐르는 유량  $Q$ 는 식(7)과 같이 나타난다.

$$Q = (A_C - A_p) \cdot V \quad (7)$$

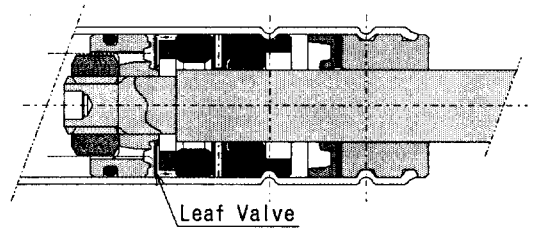


Fig. 2 Schematic Diagram of Oil and Gas Flow(Compression)

### 2.3 리바운드 행정

리바운드 행정에서는 압축 행정에서와 같이 작동하게 되며, 1차적으로 튜브내에 충전되어 있는  $N_2$  가스층을 통과할 때 피스톤 상부에 있는 리프 밸브는 피스톤의 시트면에 접촉되어 시트면에 설치되어 있는 작은 오리피스 를 통해  $N_2$  가스가 통과하게 되는데 이때 가스의 저항은 아주 작은 감쇠 효과<sup>(5)(6)</sup>를 나타내며, 가스층을 통과한 피스톤은 2차적으로 오일 구간을 통과하기 때문에 이때는 오리피스의 크기에 따라 열림 속도가 제어된다. 따라서 이러한 오리피스의 특성은 차량에 적절하게 적용하는 것이 매우 중요한 역할을 하게 되며, 이때의 작동 원리는 Fig.3과 같다.

### 2.4 감쇠 효과

일반적으로 가스 스프링은 취부된 물체의 오픈시 적

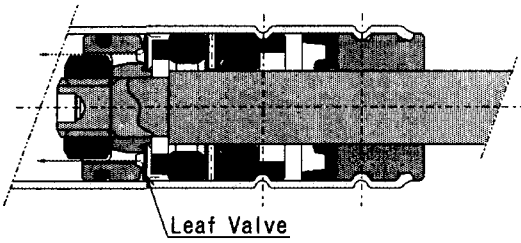


Fig. 3 Schematic Diagram of Oil and Gas Flow(Extension)

절한 열림 속도 제어와 전개시 충격을 완화시켜 주어야 한다. 이러한 가스 스프링의 고유한 특성을 만족시키기 위해서는 적절한 오리피스스의 크기에 따라 감쇠력을 설정할 필요성이 대두되고 있으나 아직 이에 대한 연구 결과가 그렇게 많지 않다. 따라서 이러한 유체의 흐름에 대한 유동 저항 즉, 감쇠 효과를 유량 평형 방정식<sup>(7)</sup>과 베르누이 방정식<sup>(8)</sup>을 기본으로 한 압력-유량 관계식<sup>(9)</sup>을 해석함으로써 규명할 수 있다. 또한, 감쇠력 값의 정확성을 높이기 위해서는 유로 형상 및 유동 속도에 의해 결정되는 유량 계수의 선택도 중요하다. Fig.4는 가스 스프링의 리바운드시의 유체 흐름 개략도를 나타낸다.

Fig.4에서 보는 바와 같이 가스 스프링의 유체 흐름은 일반적으로 튜브 내경과 피스톤 외경과의 틈새 흐름 (10)과 피스톤의 시트면에 설정된 작은 오리피스 흐름으로 대변되는데, 이때의 유량을 각각  $Q_1, Q_2$ 로 나타내며 유량  $Q_1, Q_2$ 는 식 (8), (9)와 같이 표현된다.

$$Q_1 = C_1 \cdot a_1 \cdot \sqrt{\frac{2(P_2 - P_1)}{\rho}} \quad (8)$$

$$Q_2 = C_2 \cdot a_2 \cdot \sqrt{\frac{2(P_2 - P_1)}{\rho}} \quad (9)$$

따라서 피스톤의 속도에 다른 유량 평형식으로부터 구해보면

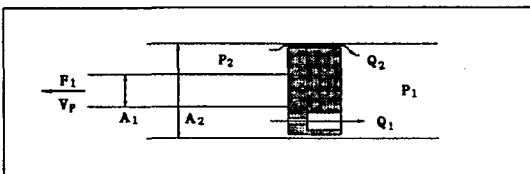


Fig. 4 Schematic Diagram of Oil Flow

$$Q_1 + Q_2 = (A_c - A_p) \cdot V_p \quad (10)$$

여기서 유량  $Q_2$ 의 경우 편심원상의 틈새 흐름에 의한 식(11)로 나타낼 수 있다.

$$Q_2 = \frac{\pi d h^3}{12 \mu l} (P_2 - P_1) \cdot \left\{ 1 + \frac{3}{2} \left( \frac{e}{h} \right)^2 \right\} \quad (11)$$

통상, 튜브 내경과 피스톤 외경의 틈새에 의한 유체 흐름은 피스톤 링이나 O-링 사용에 의해 차단할 수 있기 때문에  $Q_2 \gg Q_1$ 이므로 무시할 수 있다.

상기의 유량 평형 방정식으로부터 압력과 속도에 대한 베르누이 방정식을 적용하면

$$\frac{\rho}{2g} \cdot v_1^2 + P_1 = \frac{\rho}{2g} \cdot v_2^2 + P_2 \quad (12)$$

따라서 피스톤 속도-압력 관계식은

$$v = \sqrt{\frac{2g}{\rho} \cdot (P_1 - P_2)} \quad (13)$$

이 식을 작은 오리피스를 통과할 때 발생하는 유량 계수를 포함한 식으로 정리한 감쇠력은

$$F_1 = \frac{1}{C_2^2} \cdot \frac{\rho}{2g} \cdot \frac{A_p^2}{a_2^2} \cdot V_p^2 \quad (14)$$

### 2.5 개 · 페력 이론적 고찰

가스 스프링의 경우 일반적으로 한쪽은 본체에 장착되고 다른 한쪽은 지지하고자 하는 물체에 장착되어 진다. 따라서 이렇게 장착된 가스 스프링은 앞에서 언급한 바와 같이 운전자가 단을 때와 열때 적절한 규격 설정에 따라 원활하게 작동되어야 한다. Fig.5는 가스 스프링의 장착된 상태를 나타내는 것으로 닫혔을 때와 열렸을 때를 표시하고 있다. 이와 같이 장착된 가스 스프링의 각 지점에 대한 물체의 열림 각도에 의한 좌표 변환식으로 나타내면 식(15), (16)과 같다.

즉, 열때 주어진 가스 스프링의 반발력에 의한 A점에서의 힘의 평형 방정식으로부터

$$F_u = \frac{W \cdot l_w - n \cdot F_b \cdot \cos \beta_1 \cdot x_1}{l_1} \quad (15)$$

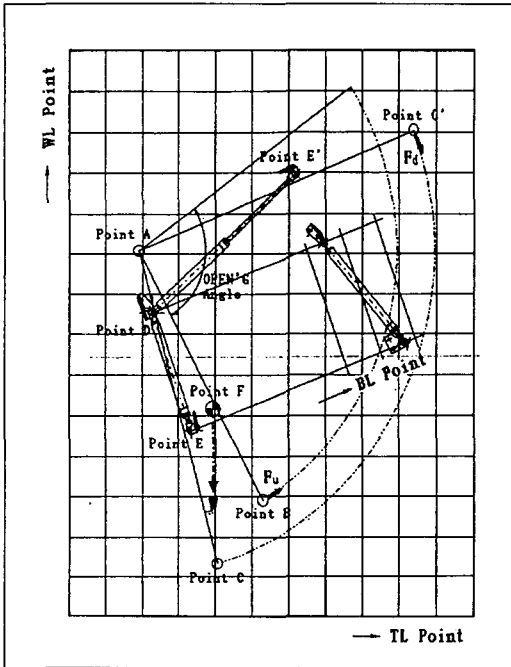


Fig. 5 Schematic Diagram of System

닫을 경우는

$$F_d = \frac{n \cdot F \cdot a \cdot \cos \beta_2 \cdot x_2 - W \cdot l'_w}{l_2} \quad (16)$$

따라서 개스 스프링의 취부된 물체에 대한 선도는 일반적으로 Fig.6 과 같다.

이때 열 때 조작력 Fu 와 닫을 때 조작력 Fd 는 아래와 같이 표현된다.

$$\text{조작력} = \frac{\text{Door중심점에 작용하는 Moment} + \text{개스 스프링 반발력에 의한 Moment}}{\text{Door 길이}}$$

### 3. Program Algorithm

지금까지 앞에서 언급된 바와 같이 각종의 방정식을 기본으로 한 프로그램은 실행에 필요한 입력 값의 데이터 파일과 각각의 검토 항목에 대한 결과 값의 출력 형태로 구성되어 있으며, 실행 관련 흐름도는 Fig.7과 같다.

### 4. 실험 결과 및 고찰

Table 1은 개스 스프링 내의 튜브에 몇 종류의 N<sub>2</sub> 개스

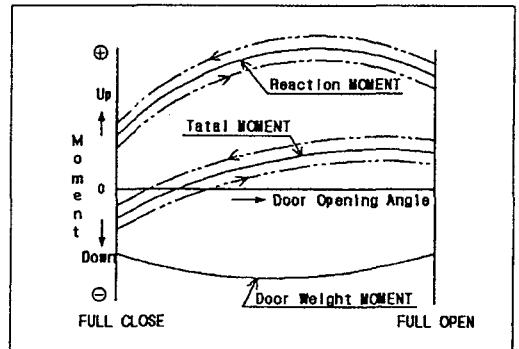


Fig.6 Mixed Graph of Moment by Door Weight and Gas Spring Reaction Force

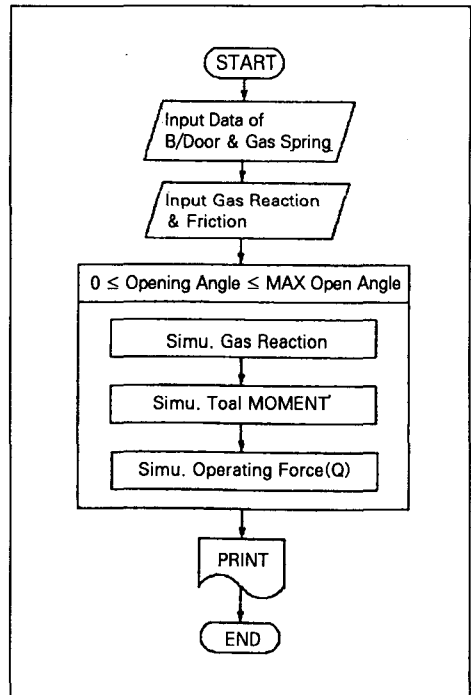
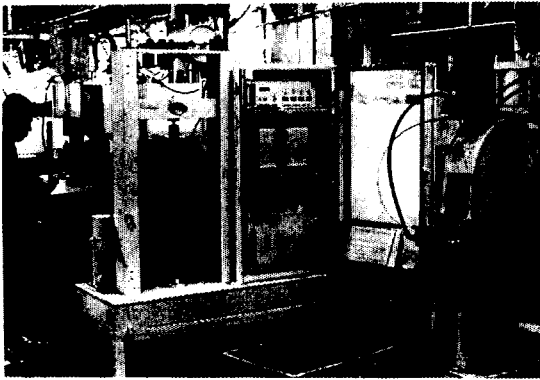


Fig. 7 Flow Chart of Program Algorithm

를 주입하였을 때 주입 압력 변화에 따른 실험을 실시한 후 측정된 개스 스프링의 측정된 반발력 변화를 나타낸 것으로 분석 결과 신뢰도가 약 98%로서 아주 잘 일치하고 있음을 알 수 있으며, 약간의 오차는 피스톤 로드와 N<sub>2</sub> 개스를 셀링하기 위해 사용되는 각종 고무류 부품과의 마찰에 의한 것으로 판단된다. 또한, Fig.8은 개스 스프링의 반발력을 측정하는 시험 장치를 나타낸다.

**Table 1 Comparison of Experiment and Simulation results by Variation of  $N_2$  Gas inlet Pressure**

Factors	Simulation		Experiment	
	$F_a(N)$	$F_b(N)$	$F_a(N)$	$F_b(N)$
Inlet Pres. : 499800 $N/m^2$	372.4	617.4	365.9	622.1
Inlet Pres. : 548800 $N/m^2$	411.6	676.2	406.4	684.8
Inlet Pres. : 597800 $N/m^2$	460.6	764.4	452.4	769.8
Inlet Pres. : 627200 $N/m^2$	480.2	803.6	479.8	810.2



**Fig. 8 Photo of Measuring Machine of Gas Spring Reaction Force**

Table 2는 오일량을 일정하게 하고 개스 주입압을 달 리한 2종류의 개스스프링의 온도 변화에 따른 반발력을 측정 한 실험 결과를 나타내는 것으로 실험조건은 온도조 절 시험기내에 각 온도별로 5시간 방치후 Fig.8에 나타 난 반발력 측정시험기로 측정한 결과로 시뮬레이션 결과 와 잘 일치하고 있음을 보여 준다.

Table 3은 개스 스프링이 장착된 상태에서 물체의 열 립 각도가 변할 때 개스 스프링 내의 반발력 변화에 따른 개 · 폐력을 시뮬레이션 값과 실험값을 나타낸 것으로 전 구간에서 비교적 잘 일치하고 있음을 보여 준다.

한편 Fig.9는 위에서 언급한 시뮬레이션 값과 실험값에 대한 열림 각도 변화에 따른 개 · 폐력 변화를 그래프로 나타낸 것이며, Fig.10은 개 · 폐력 측정을 위한 실험 장 치를 나타낸 것이다.

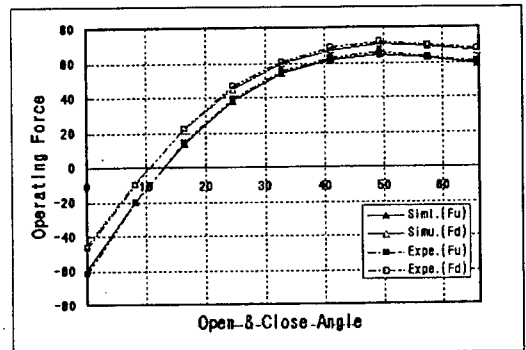
또한 Table 4는 오리피스 크기 변화에 따른 감쇠력 변 화를 나타내는 것으로 시뮬레이션 값과 실험치가 약간의 오차를 나타내고 있으나 이는 유체의 압축성 효과와 씰링 부의 마찰 및 유량 계수의 오차에 대한 영향으로 생각되 어 진다. Fig.11은 감쇠력 변화 측정을 위한 실험 장치 를 나타낸 것이다.

**Table 2 Comparison of Experiment and Simulation results by Variation of Temperature**

Temp(°C)	Inlet Pres. : 49980 $N/m^2$				Inlet Pres. : 597800 $N/m^2$			
	Simu.		Expe.		simu.		Expe.	
	$F_a(N)$	$F_b(N)$	$F_a(N)$	$F_b(N)$	$F_a(N)$	$F_b(N)$	$F_a(N)$	$F_b(N)$
-30 °C	300.9	490.0	297.4	485.6	371.4	605.6	378.7	612.5
-20 °C	314.6	514.5	312.2	509.3	389.1	637.0	384.3	632.7
-10 °C	329.3	539.0	334.7	547.8	406.7	667.4	413.5	674.9
0 °C	343.0	564.5	349.2	576.4	424.3	699.7	431.7	711.8
10 °C	357.7	590.9	352.5	582.6	443.0	732.1	451.8	741.6
20 °C	372.4	617.4	365.9	622.1	460.6	764.4	452.4	769.8
30 °C	387.1	644.8	396.4	652.7	479.2	797.7	483.4	814.7
40 °C	402.8	672.3	409.7	681.4	497.8	832.0	507.4	846.5
50 °C	417.5	699.7	426.9	708.5	516.5	866.3	522.7	874.6

**Table 3 Comparison of Experiment and Simulation results of Working Force by Variation of Opening Angle(Max. Angle: 65.6°)**

Angle(°)	Simulation		Experiment	
	$F_a(N)$	$F_b(N)$	$F_a(N)$	$F_b(N)$
0°	-59.5	-45.1	-61.4	-46.2
8.2°	-19.6	-8.8	-20.2	-9.9
16.4°	13.6	21.6	14.6	22.4
24.6°	38.2	45.1	39.4	46.6
32.8°	53.9	59.8	54.8	60.7
41.0°	61.7	67.6	62.7	68.9
49.2°	64.7	70.6	65.9	71.8
57.4°	62.7	69.6	63.2	69.9
65.6°	58.8	66.4	60.1	67.7



**Fig. 9 Graph of Experiment and Simulation results of Operating Force by Variation of Opening angle**

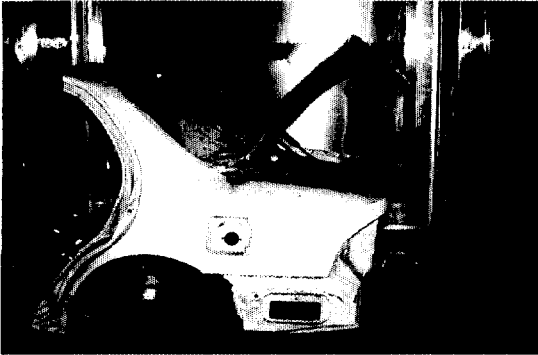


Fig. 10 Photo of Measuring Machine of Operating Force

Table 4 Comparison of Experiment and Simulation results of Damping Force by Variation of Orifice Area(20℃)

Orifice Area (cm <sup>2</sup> )	Simulation (0.1%)	Experiment (0.1%)
	Damping Force (N)	Damping Force (N)
1.26×10 <sup>2</sup>	120.5	138.7
7.68×10 <sup>3</sup>	250.9	272.9
6.40×10 <sup>3</sup>	309.7	332.4

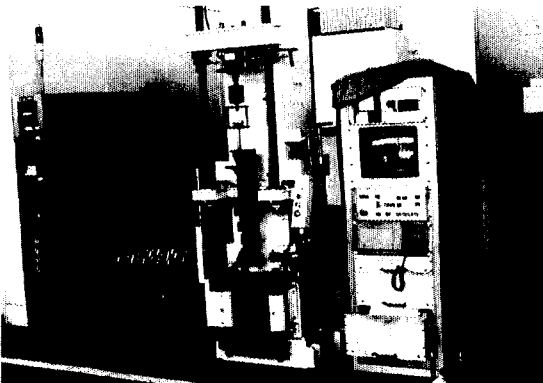


Fig.11 Photo of Measuring Machine of Damping Force

### 5. 결 론

본 연구에서는 일반적으로 자동차산업을 비롯한 관련 분야에 널리 사용되고 있는 가스 스프링에 대한 각종 열역학 및 유체 역학의 기초 방정식을 이용한 수학적 모델링을 실시하였고 또한 온도 변화에 따른 가스 및 오일 영

향에 대한 평가와 장착된 상태에서의 설계 검증을 위한 프로그램 개발에 대해 얻어진 결론은 다음과 같다.

- (1) Table 2에서 보는바와같이 N<sub>2</sub>개스와 오일의 온도 변화에 따른 반발력 시뮬레이션 결과가 비교적 잘 일치하고 있음을 알 수 있으며, 따라서 개스와 오일에 대한 각종 파라메타에 대한 설정이 타당함을 알 수 있다.
- (2) Table 3에서 보는바와같이 가스 스프링의 장착된 상태에서의 수학적 모델링을 통한 시뮬레이션 결과와 실험 결과가 잘 일치함을 알 수 있다.
- (3) 가스 스프링에 충전되어 있는 오일의 유동 저항, 즉 감쇠력 값이 시뮬레이션 결과와 실험 값이 비교적 잘 일치하고 있으나, 오차 부분(마찰, 압축성, 유량 계수)에 대한 고찰이 필요할 것으로 판단된다.

### 참 고 문 헌

1. 임상호, "가변 유압 댐퍼의 성능 해석 및 1/4차량 모델에의 적용," 석사 학위 논문, 서울 대학교 대학원, 1994.
2. 최성배, "반응동 단속형 감쇠기를 이용한 현가장치 개선에 관한 연구," 석사 학위 논문, KAIST, 1988.
3. 전철호, "공업 열역학," 형성출판사, pp. 49~72, 1983.
4. James E. A.外 1, "Fluid Mechanics," Prentice Hall, pp. 62~106, 1981.
5. 이형철, "차량 반응동 현가 장치에 관한 연구," 석사 학위 논문, 서울대학교 대학원, 1990.
6. KYB, "オートバイの サスペンション," 山海堂, pp.173~180, 1988.
7. 하재현, "최신 유압 공학," 청문각, pp. 44~79, 1987.
8. Rolf H. Sabersky外 2명, "Fluid Flow," Macmillan, pp. 64~98, 1971.
9. 김동윤, "능동 현가계의 제어에 관한 연구," 박사 학위 논문, 연세대학교 대학원, 1993.
10. 日本 油空壓學會, "油空壓便覽," オーム社, pp. 17~36, 1989.