

# 암 내장형 유기압 현수장치의 동특성 해석

이홍우\* · 조진래† · 이진규\*\* · 장문석\*\* · 안동수\*\*

## Analysis of the Dynamic Characteristics of the In-Arm Type Hydropneumatic Suspension Unit

H. W. Lee, J. R. Cho, J. K. Lee, M. S. Chang and D. S. Ahn

**Key Words:** ISU(암 내장형 유기압 현수장치), Spring Characteristics(스프링 특성), Damping Characteristics(댐핑 특성), Real Gas(실제 가스), Damper(댐퍼)

### Abstract

In this paper we discuss the dynamic characteristics of the in-arm type hydropneumatic suspension unit(ISU). For this, two accurate models are introduced. The first one is the Benedict-Webb-Rubin equation which is adopted for the spring behavior of a real gas. This equation is applicable for the high pressure of the nitrogen gas which acts as a spring in ISU system. The second one describes the behavior of a damper, which is divided into four parts - jounce-loading, jounce-unloading, rebound-loading and rebound-unloading. This approach gives a good approximation of the real damper system. For the comparison purpose, the numerical results of the dynamic behavior of ISU system using a real gas and an ideal gas are given in the paper.

### 1. 서 론

고속주행 대부하 궤도차량은 포장도로를 주행하는 일반차량과는 달리 주로 비포장 험로를 주행하게 된다. 이때, 궤도차량 및 승무원의 비포장 험로로부터의 진동 및 충격으로 인하여 차량의 파손 또는 주행성능 저하 및 조종성 상실을 초래할 수 있다. 험지 주행 및 포발사로부터의 진동 및 충격을 완화시키고 야지 주행성능을 향상시키기 위해 궤도차량에 유기압 현수장치를 장착하게 되는데, 이들 성능은 유기압 현수장치의 스프링 및 댐핑 특성에 의해 좌우된다.<sup>(1)</sup>

유기압 현수장치의 스프링 특성은 축압 실린더 내부에 주입된 질소가스가 축압 피스톤의 운동에 따라 압축 및 팽창하는 과정에서 발생한다. 내부의 질소가스는 높은 압력과 온도변화를 경험하게 되며, 스프링 특성파악에 있어서 열발생 및 열전달 현상은 충분히 고려되어야 한다. 이를 위해 내부온도 변화와 외부와의 열전달을 고려한 실제 질소가스 특성을 반영한 모델의 도입이 필요하다. 한편, 댐핑 특성은 휠로부터 전달되는 에너지 중 탄성력에 의해 보존되는 에너지를 제외하고 외부와의 작용에 의해 소멸되는 에너지를 의미한다. 이러한 유기압 현수장치의 댐핑 능력은 대부분 댐퍼에 의해 이루어지게 된다. 따라서, 댐핑 특성을 예측을 위한 정확한 댐퍼의 모델링이 요구된다.<sup>(2)</sup>

한편, 유기압 현수장치는 그 형상 및 기능에 의해서 암 외장형(HSU)과 암 내장형(ISU)으로 구분된다. 암 내장형은 암 외장형과는 달리 암과 하우징 몸체가 하나의 구조로 이루어져 있다. 참고문헌<sup>(3,4)</sup>에서 암 외장형 현수장치의 설계 및 동

\* 부산대학교 대학원 기계설계공학과

† 책임저자, 부산대학교 기계공학부

E-mail : jrcho@hywon.pusan.ac.kr

TEL : (051)510-2467 FAX : (051)514-7640

\*\* 동명중공업(주) 기술연구소

특성에 대해 논의하였으며, 본 논문에서는 도입된 스프링 및 댐핑 모델을 이용하여 압 내장형 유기압 현수장치의 하중 특성을 분석하고자 한다.

### 2. 구동부 동특성

압 내장형 현수장치의 운동 메커니즘 분석을 위해 전체 좌표계 X-Y와 압(하우징)에 평행한 축을 x로 둔 국소 좌표계 x-y를 Fig. 1과 같이 설정한다. 따라서, 유기압 현수장치의 기구운동은 x-y 좌표계에서 표현할 수 있으며, Fig. 2에 각 기구 운동관계를 도시하였다. 먼저, 크랭크와 하우징 사이의 각도  $\theta_2$ 와 정적위치(S.P.)를 기준으로 한 압각도  $\theta_1$ 의 관계는 다음 식과 같다.

$$\theta_2 + \theta_1 - 0.5\theta_{FJ} = 90^\circ \quad (1a)$$

$$\dot{\theta}_2 = -\dot{\theta}_1, \quad \ddot{\theta}_2 = -\ddot{\theta}_1 \quad (1b)$$

여기서, 각도의 부호는 반시계 방향을 양(+)으로 설정하며,  $\theta_{FJ}$ 는 full jounce(F.J.)에서의 압각도를 의미한다.

메인 피스톤의 중심위치는 Fig. 2에서 알 수 있듯이 크랭크와 콘로드에 의한 벡터 합 또는 국소 좌표계 x-y에서의 메인 피스톤의 수평위치와 수직위치의 벡터합으로 나타낼 수 있다.

$$\mathbf{r}_c = \mathbf{r}_1 + \mathbf{r}_4 = \mathbf{r}_2 + \mathbf{r}_3 \quad (2)$$

여기서,  $\mathbf{r}_1 = r_1 \mathbf{i}$ ,  $\mathbf{r}_2 = L_2(\cos \theta_2 \mathbf{i} + \sin \theta_2 \mathbf{j})$

$\mathbf{r}_3 = L_3(\cos \theta_3 \mathbf{i} + \sin \theta_3 \mathbf{j})$ ,  $\mathbf{r}_4 = H \mathbf{j}$ 이며,  $L_2$ 는 크랭크 길이,  $L_3$ 는 콘로드 길이이다. 식 (2)를  $\mathbf{i}$ ,  $\mathbf{j}$  성분별로 정리하면 메인 피스톤의 수평위치  $r_1$ 에 대한 2차방정식을 얻을 수 있으며, 방정식의 해는 다음과 같다.

$$r_1 = L_2 \cos \theta_2 + [(L_2 \cos \theta_2)^2 - (L_2^2 + H^2 - L_3^2 - 2L_2 H \sin \theta_2)]^{1/2} \quad (3)$$

한편, 콘로드와 메인 실린더 사이의 편각  $\theta_3$ 는 식 (4)와 같이 계산되어진다.

$$\theta_3 = \tan^{-1} \left[ \frac{L_2(\cos 0.5\theta_{FJ} - \sin \theta_2)}{r_1 - L_2 \cos \theta_2} \right] \quad (4)$$

콘로드 편각각속도  $\dot{\theta}_3$  및 메인 피스톤 속도  $\dot{r}_1$ 은 식 (2)로부터 얻어지는  $\mathbf{i}$ ,  $\mathbf{j}$  성분을 미분하여 얻을 수 있다.

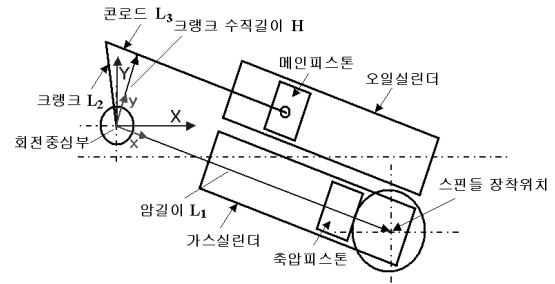


Fig. 1 The definition of coordinates of ISU system

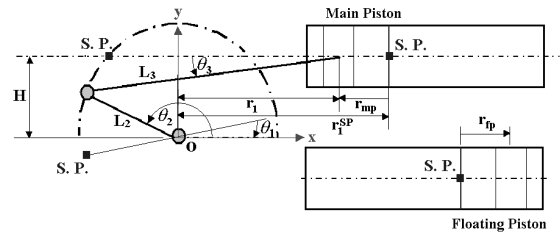


Fig. 2 Relationships of the motion of linkages

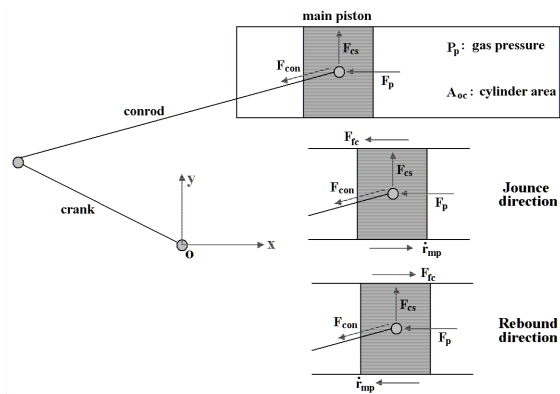


Fig. 3 Relationships of loads on linkages

$$\dot{\theta}_3 = \frac{-L_2 \cos \theta_2 \dot{\theta}_2}{L_3 \cos \theta_3} \quad (5)$$

$$\dot{r}_1 = -L_2 \sin \theta_2 \dot{\theta}_2 - L_3 \sin \theta_3 \dot{\theta}_3 \quad (6)$$

속도 관계식 (5-6)을 다시 시간에 대하여 미분하여 정리하면 콘로드 편각각속도  $\ddot{\theta}_3$  및 메인 피스톤 가속도  $\ddot{r}_1$ 이 구해진다.

$$\ddot{\theta}_3 = \frac{L_2[\sin \theta_2 \dot{\theta}_2^2 - \cos \theta_2 \ddot{\theta}_2] + L_3 \sin \theta_3 \dot{\theta}_3^2}{L_3 \cos \theta_3} \quad (7)$$

$$\ddot{r}_1 = -L_2[\cos\theta_2\ddot{\theta}_2^2 + \sin\theta_2\ddot{\theta}_2] - L_3[\cos\theta_3\ddot{\theta}_3^2 + \sin\theta_3\ddot{\theta}_3] \quad (8)$$

한편, 축압 피스톤의 변위  $r_{fp}$ , 속도  $\dot{r}_{fp}$  및 가속도  $\ddot{r}_{fp}$ 는 메인 실린더와 축압 실린더의 직경비  $R_d$ 에 의해 결정되어진다.

$$r_{fp} = \frac{r_{mp}}{R_d}, \dot{r}_{fp} = \frac{\dot{r}_{mp}}{R_d}, \ddot{r}_{fp} = \frac{\ddot{r}_{mp}}{R_d} \quad (9)$$

여기서,  $r_{mp}$ 는 정적위치에 대한 메인 피스톤의 변위이다.  $\dot{r}_{mp} = \dot{r}_1$ ,  $\ddot{r}_{mp} = \ddot{r}_1$ ,  $R_d = D_{gc}/D_{oc}$ 이며,  $D_{oc}$ 는 메인 실린더 직경,  $D_{gc}$ 는 축압 실린더 직경을 의미한다.

현수장치의 각 기구에 작용하는 하중을 Fig. 3에 도시하였다. 작용하중은 휠 운동에 의해 압축, 팽창하는 가스와 작동유가 댐퍼를 통과하며 발생하는 압력강하에 의해 유발된다. 먼저, 실린더 벽면에 가해지는 측면력  $F_{cs}$ 와 메인 피스톤에 작용하는 평행력  $F_{ct}(=F_p)$ 는 다음 식과 같다.

$$F_{cs} = P_p A_{oc} \tan\theta_3, F_{ct} = P_p A_{oc} \quad (10)$$

여기서,  $P_p$ 는 메인 피스톤에 작용하는 압력,  $A_{oc}$ 는 메인 실린더의 단면적을 의미한다.

측면력  $F_{cs}$ 에 의해 유발되는 마찰력  $F_{fc}$ 는 다음 식으로 표현된다.

$$F_{fc} = \text{sgn}(\dot{r}_{mp})\mu|F_{cs}| \quad (11)$$

여기서,  $\text{sgn}(\dot{r}_{mp})$ 는 메인 피스톤 속도의 부호를 나타낸다.

콘로드에 가해지는 하중  $F_{con}$ 은 식 (12)와 같이 계산되어진다.

$$F_{con} = [F_{cs}^2 + (F_{ct} + F_{fc})^2]^{1/2} \quad (12)$$

암 회전중심에 대한 휠과 콘로드 하중의 모멘트 평형방정식을 적용하면 휠에 작용하는 수직 반력  $F_w$  및 암 회전중심에 걸리는 토크  $T_w$ 를 구할 수 있다.

$$F_w = \frac{F_{con}L_2\sin(\theta_2 - \theta_3)}{L_1\cos\theta_w} \quad (13)$$

$$T_w = F_w L_1 \cos\theta_w \quad (14)$$

여기서,  $\theta_w$ 는 전체 좌표계 X-Y에 대한 암 회전 각도를 의미한다.

한편, ISU의 각 기구운동을 유발하는 휠 수직

변위  $W_D$ , 속도  $\dot{W}_D$  및 가속도  $\ddot{W}_D$ 는 정적위치를 기준으로 jounce 방향으로  $L_u$ , rebound 방향으로  $L_h$ 만큼 운동하는 주기함수로 표현한다.

$$W_D = \frac{L_h + L_u}{2} \sin[2\pi ft - \phi] + \frac{L_h - L_u}{2} \quad (15a)$$

$$\dot{W}_D = \pi f(L_h + L_u)\cos[2\pi ft - \phi] \quad (15b)$$

$$\ddot{W}_D = -2\pi^2 f^2(L_h + L_u)\sin[2\pi ft - \phi] \quad (15c)$$

여기서,  $f$ 와  $\phi$ 는 각각 휠의 운동 주파수 및 위상차로서 다음 식으로 표현된다.

$$f = \frac{\dot{W}_D^{\max}}{\pi(L_h + L_u)}, \phi = \sin^{-1}\left[\frac{L_h - L_u}{L_h + L_u}\right] \quad (16)$$

여기서,  $\dot{W}_D^{\max}$ 는 휠의 최대상승속도를 의미한다.

### 3. 스프링 특성

#### 3.1 Benedict-Webb-Rubin 방정식

일반적으로 유기압 현수장치는 스프링 특성을 구현하기 위해 질소가스를 사용한다. 즉, 질소가스의 팽창과 압축에 의한 가스압 변동이 비선형 스프링 특성을 나타내게 된다. 이러한 질소가스의 거동은 기체의 상태방정식으로 표현할 수 있다. 본 논문에서는 온도에 의한 내부에너지의 변화와 외부와의 열전달을 고려한 모델을 적용하기 위해  $2.5\rho_c$ 의 매우 높은 밀도까지도 적용이 가능한 Benedict-Webb-Rubin 방정식<sup>(4,5)</sup>을 도입한다.

$$P = \frac{RT}{v} + \left(B_0 RT - A_0 - \frac{C_0}{T^2}\right) \frac{1}{v^2} + \frac{bRT - a}{v^3} + \frac{aa}{v^6} + \frac{c}{v^3 T^2} \left(1 + \frac{\gamma}{v^2}\right) e^{-\gamma/v^2} [\text{Pa}] \quad (17)$$

여기서,  $a$ ,  $A_0$ ,  $b$ ,  $B_0$ ,  $c$ ,  $C_0$ ,  $\alpha$  및  $\gamma$ 는 상수이며,  $P$ 는 가스압,  $v$ 는 비체적,  $T$ 는 가스온도,  $R$ 은 기체상수를 의미한다.

#### 3.2 에너지 방정식

질소가스의 실제거동을 예측하기 위해 밀폐시스템에 대한 에너지 방정식을 적용한다.<sup>(4,5)</sup> 즉, 에너지 방정식의 도입으로 인해 주위와의 열전달에 의한 효과가 고려될 수 있다.

$$m_g \frac{du}{dt} = Q - W \quad (18a)$$

$$Q = hA_w(T_w - T), W = P \frac{dV}{dt} \quad (18b)$$

여기서,  $Q$ 는 축압 실린더 내부로 전달되는 열전달량이며,  $W$ 는 질소가스에 의해 행해지는 외부 일량이다. 또한  $A_w$ 는 가스와 접하는 축압 실린더의 표면적을 나타내며,  $T_w$ 는 외부 대기의 평균 온도이다.

한편, 식 (18a)의 내부에너지  $du$ 는 다음 식으로 표현되어진다.<sup>(5)</sup>

$$du = c_v dT + \left[ T \left( \frac{\partial P}{\partial T} \right)_v - P \right] dv \quad (19)$$

여기서,  $c_v$ 는 정적비열이며,  $\left( \frac{\partial P}{\partial T} \right)_v$ 는 정적 상태에서 온도에 따른 압력 변화량을 의미한다.

식 (17-19)로부터 다음과 같은 온도에 대한 미분 방정식을 얻을 수 있다.

$$\frac{dT}{dt} = \frac{T_w - T}{\tau} - \frac{T}{c_v} \left[ \frac{R}{v} + \frac{1}{v^2} \left( B_0 R + \frac{2C_0}{T^3} \right) \right] + \frac{bR}{v^3} - \frac{1}{v^3 T^3} \left[ 2c \left( 1 + \frac{\gamma}{v^2} \right) e^{-\gamma/v^2} \right] \frac{dv}{dt} \quad (20)$$

여기서,  $\tau = \frac{m_g c_v}{h A_w}$ 는 열시간 상수(thermal time constant)를 의미한다.

또한, 정적비열  $c_v$ 는 온도와 비체적에 의해 결정되는 함수이며, 다음과 같은 관계를 가진다.

$$c_v = c_{v,0} + \frac{6}{T^3} \left( \frac{C_0}{v} - \frac{c}{\gamma} \right) + \frac{3c}{T^3} \left( \frac{2}{\gamma} + \frac{1}{v^2} \right) e^{-\gamma/v^2} \quad (21)$$

여기서,  $c_{v,0}$ 는 이상기체의 정적비열을 의미한다. 이상기체의 정적비열  $c_{v,0}$ 는 온도만의 함수로 정의되어진다. 자세한 내용은 참고문헌<sup>(2)</sup>에서 확인할 수 있다.

한편, 식 (20)의 미분방정식으로부터 4계 Runge-Kutta 법을 이용하여 다음 시간의 온도를 예측할 수 있으며, 예측된 온도를 식 (17)에 대입하여 온도변화를 고려한 질소 가스의 압력을 계산할 수 있다.

#### 4. 댐핑 특성

메인 실린더내의 작동유를 비압축성으로 가정하면, 유량-압력 관계식을 얻을 수 있다. 댐퍼 각 부위에서 발생하는 압력강하량은 유량계수를 이용하여 얻을 수 있다<sup>(1,2)</sup>. 메인 피스톤에 작용하는 댐핑력을 구하기 위해  $P_1$ 과  $P_2$ 의 압력차를 계산

한다.

$$\Delta P_{12} = P_1 - P_2 = \Delta P_{13} + \Delta P_{32} \quad (22)$$

여기서,  $\Delta P_{12}$ 는 댐퍼 양단의 압력차,  $\Delta P_{13}$ 는 오리피스 전후 압력차,  $\Delta P_{32}$ 는 댐퍼 내부와 출구 압력차를 의미한다.

연속방정식으로부터 댐퍼를 통과하는 유량사이의 관계식을 얻을 수 있다.

$$Q_0 = Q_1 + Q_4 = Q_1 + Q_3 = Q_2 \quad (23)$$

여기서,  $Q_0$ 는 메인 피스톤 운동에 의한 오일실린더 내 유량,  $Q_1$ 은 오리피스 통과유량,  $Q_2$ 는 댐퍼 출구측 유량(축압 실린더 측),  $Q_3$ 는 개로부 통과 유량,  $Q_4$  : 댐퍼구멍 통과 유량이다.

따라서, 크래킹 전의 압력강하량은 다음 식으로 나타내어진다.

$$\Delta P_{12} = \frac{\rho}{2} \left[ \left( \frac{1}{C_1 A_1} \right)^2 + \left( \frac{1}{C_2 A_2} \right)^2 \right] Q_0^2 \quad (24)$$

여기서,  $C_1$ 은 오리피스 통과 유량계수,  $C_2$ 는 댐퍼 출구 통과 유량계수이다.  $A_1$ 은 오리피스 단면적,  $A_2$ 는 댐퍼 출구 단면적이다.

한편, 댐퍼의 크래킹은 디스크 스프링 사이에 개로면적이 형성될 때 발생하게 된다. 따라서, 크래킹 발생시의 압력강하량  $\Delta P_{cra}$ 은 다음의 수식으로 정리되어진다.

$$\Delta P_{cra} = \frac{4}{\pi(D_o - 2r_{eq})(D_o + D_i)} F_{cra} : \text{Jounce} \quad (25a)$$

$$\Delta P_{cra} = \frac{4}{\pi(2r_{eq} - D_i)(D_o + D_i)} F_{cra} : \text{Rebound} \quad (25b)$$

여기서,  $F_{cra}$ 는 크래킹 발생시의 조합 디스크 스프링 하중이며,  $D_o$ ,  $D_i$ 는 각각 디스크 스프링의 외경 및 내경을 나타낸다.  $r_{eq}$ 는 오일 압력의 등가 작용위치이다. 크래킹이 발생할 때의 메인 실린더부의 유량  $Q_{cra}$ 는 다음과 같다.

$$Q_{cra} = \sqrt{\frac{\Delta P_{cra}}{\frac{\rho}{2} \left[ \left( \frac{1}{C_1 A_1} \right)^2 + \left( \frac{1}{C_2 A_2} \right)^2 \right]}} \quad (26)$$

크래킹이 발생한 이후, 디스크 스프링이 최대한 압착이 될 때까지 유량이 증가하게 되면 초오킹이 발생하게 된다. 이때, 디스크 스프링의 처짐  $s_{cho}$ 는 디스크 스프링의 높이  $h$ 와 동일하다. 초오킹 시의 개로부 전후 압력강하량  $\Delta P_{43}^{cho}$ 과 개

로부 통과 유량  $Q_{cho}$ 는 다음의 식으로 표현 가능하다.

$$\Delta P_{43}^{cho} = \frac{4}{\pi(D_o - 2r_{eq})(D_o + D_i)} F_{cho} \cdot \text{Jounce} \quad (27a)$$

$$\Delta P_{43}^{cho} = \frac{4}{\pi(2r_{eq} - D_i)(D_o + D_i)} F_{cho} \cdot \text{Rebound} \quad (27b)$$

$$Q_3^{cho} = \sqrt{\frac{\Delta P_{43}^{cho}}{\frac{\rho}{2} \left( \frac{1}{C_3 A_3} \right)^2}} \quad (28)$$

여기서,  $C_3$ ,  $A_3$ 는 각각 개로부 통과 유량계수 및 개로면적을 의미한다.

따라서, 초오킹시 오일 실린더부 유량  $Q_{cho}$ 와 댐퍼 전후의 압력강하량  $\Delta P_{cho}$ 는 다음 식으로 정리된다.

$$Q_{cho} = \frac{1 + \eta}{\eta} Q_3^{cho} \quad (29)$$

$$\Delta P_{cho} = \frac{\rho}{2} \left[ \left( \frac{Q_{cho} - Q_3^{cho}}{C_1 A_1} \right)^2 + \left( \frac{Q_{cho}}{C_2 A_2} \right)^2 \right] \quad (30)$$

여기서,  $\eta$ 는 유량비로서  $Q_3/Q_1$ 으로 계산된다.

한편, 크래킹 이후로부터 초오킹 전까지의 압력강하  $\Delta P_{12}$ 는 Muller 법을 이용한 반복계산을 통해 얻을 수 있다.<sup>(2)</sup> 초오킹 이후의 압력강하는 계산된 유량비  $\eta$ 를 이용하여 개로부 통과유량  $Q_3$ 를 계산한다.  $Q_0$ 와  $Q_3$ 를 적용하면, 다음 식으로부터 압력강하  $\Delta P_{12}$ 를 구할 수 있다.

$$\Delta P_{12} = \frac{\rho}{2} \left[ \left( \frac{Q_0 - Q_3}{C_1 A_1} \right)^2 + \left( \frac{Q_0}{C_2 A_2} \right)^2 \right] \quad (31)$$

### 5. 해석 결과

암 내장형 유기압 현수장치의 하중특성 분석을 위해 휠 운동 주파수는  $f = 0.7 \text{ Hz}$ 를 적용하였으며, 이때의 최대 휠 속도는  $1.056 \text{ m/s}$ 이다. 본 논문에서는 충분한 열전달을 고려하여  $h = 60000 \text{ W/m}^2\text{K}$ 로 선정하고, 유량계수  $C_1$ ,  $C_3 = 0.61$ 에 대하여 시뮬레이션 하였다. Table 1에 해석에 사용한 데이터를 정리하였다.

Fig. 4에 휠 운동에 따른 내부압력, 메인 실린더에 작용하는 측면력 및 암 회전중심에 대한 토크를 결과로 정리하였다. 그림에 나타난 결과는 질소가스의 압축/팽창에 의한 압력변동과 댐퍼에 의한 압력강하량이 더하여진 결과이다. 이러한

결과는 스프링 특성과 댐핑 특성을 분리하여 얻을 수 있는 결과에 비해 보다 실제 시스템의 응답에 근접한 것으로 볼 수 있다.

**Table 1** Data for the characteristic analysis

초기 가스온도/ 대기온도 $T_s / T_w$	23 °C
S.P. 에서의 축압 실린더 체적 $V_{gs}$	$1.37 \times 10^6 \text{ mm}^3$
F.R. 에서의 축압 실린더 체적 $V_{gr}$	$1.65 \times 10^6 \text{ mm}^3$
F.J. 에서의 축압 실린더 체적 $V_{gj}$	$5.30 \times 10^6 \text{ mm}^3$
S.P. 에서의 가스 압력 $P_s$	130 bar
축압/ 메인 실린더 직경 $D_{gc} / D_{oc}$	90.0 mm
자운스 방향 휠 변위 $L_h$	362.7 mm
리바운드 방향 휠 변위 $L_u$	120.15 mm
크랭크/ 콘로드 길이 $L_2 / L_3$	146 / 276 mm
암 길이	400.0 mm
스프링 직렬/ 병렬 연결개수 $n_s / n_p$	2 / 3
스프링 높이/ 두께 $h / t$	2.35 / 1.8 mm
스프링 외경, 내경 $D_o / D_i$	63 / 31 mm
오리피스 직경 $D_1$	4 mm
댐퍼출구/ 댐퍼구멍 직경 $D_2 / D_4$	28 / 17 mm
댐퍼내부/ 댐퍼구멍 유량계수 $C_2 / C_4$	1.0
스프링 탄성계수/ 프와송 비 $E / \mu$	200 GPa / 0.3
작동유 밀도 $\rho_0$	947.0 kg/m <sup>3</sup>

Fig. 4(a)에 메인 피스톤에 작용하는 압력변동을 나타내었다. Fig. 4(b)는 암 회전중심에 대한 토크의 변동 그래프이며, Fig. 4(c)는 콘로드와 메인 실린더 사이의 편각으로 인해 발생하는 측면력을 나타낸 그래프이다. 측면력은 시스템의 구조순상 및 밀봉 성능에 큰 영향을 미치므로 시스템 분석에 있어서 중요한 인자이다. 현재의 해석 조건에서는 자운스 방향으로 운동하는 경우 실제 기체의 응답은 이상기체 단열과정의 응답과 비슷한 경로를 보이고 있다. 반면, 리바운드 방향으로 운동하는 경우 이상기체 등온과정과 비슷한 응답을 나타낸다. 즉, 실제기체는 이상기체에 비해 더 큰 히스테리시스 루프(hysteresis loop)를 형성하고 있음을 알 수 있다. 이는 이상기체인 경우 댐퍼에 의한 감쇠만이 존재하지만, 실제기체인 경우 열전달에 의한 에너지 손실이 발생하기 때문이다. 현수장치의 내부압력은 실제기체인 경우 523 bar까지 상승하며, 등온과정이 403 bar, 단열과정이 526 bar를 나타내고 있다. 한편, Fig. 4(b)에서 형성되는 히스테리시스 루프내의 면적은 한주기 동안 소멸되는 에너지를 나타내며 이 에너지가

전체 현수장치의 댐핑 특성을 나타내게 된다. 댐핑 에너지 계산을 위해 면적을 적분하면, 실제기체의 경우 2.40 ton·m의 에너지 손실을 보이며, 이상기체의 경우 2.02 ton·m의 에너지 손실을 나타낸다. 이러한 결과로부터 실제기체의 비가역 과정에 의해 발생하는 에너지 손실이 0.38 ton·m에 이르는 것을 알 수 있다.

6. 결론

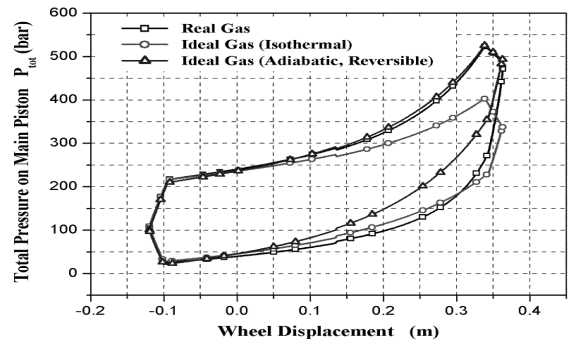
본 논문에서는 압 내장형 유기압 현수장치의 스프링과 감쇠 특성을 정확히 예측하고 각각의 특성을 유기적으로 결합하여 휠 운동에 따른 하중 분석에 있어서 보다 현실성 있는 결과를 도출하고자 하였다. 먼저 Benedict-Webb-Rubin 방정식을 도입하여 온도의 영향을 고려한 질소가스의 스프링 거동을 표현하였으며, 댐퍼 거동을 자운스와 리바운드 뿐만 아니라 각각에 대하여 loading 과 unloading 상태로 구분하여 응답 경로를 세분화하였다. 이러한 접근은 휠 운동에 따른 가스압과 압력강하량을 동시에 고려한 현수장치의 하중특성 파악에 필수적인 것으로 판단된다.

후 기

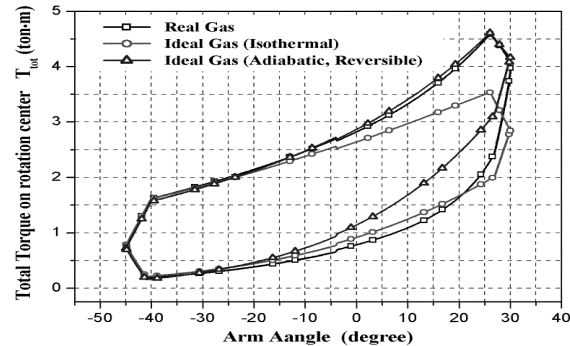
본 연구는 동명중공업(주)의 연구비 지원으로 수행되었으며, 지원에 감사드립니다.

참고문헌

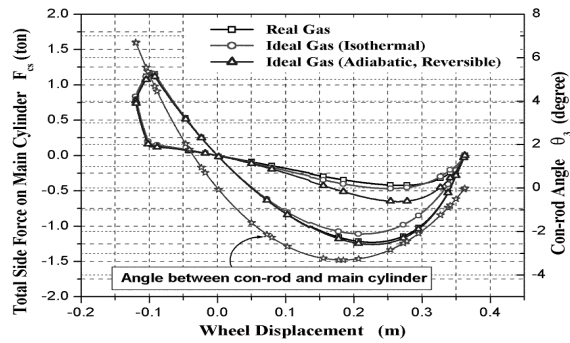
(1) Tong Myung Heavy Industries Co., Ltd., R&D Center, 2000, *Technical Report of the Design of ERSU*.  
 (2) H. W. Lee, H. O. Kim, J. R. Cho, J. K. Lee and M. S. Chang, 2002, "Characteristics Analysis of Spring and Damping of the Hydropneumatic Suspension Unit", *Proc. KSME 2002 Autumn Annual Meeting*, pp. 93-98.  
 (3) H. O. Kim, H. W. Lee, J. R. Cho, J. K. Lee and M. S. Chang, 2002, "Study on the Kinematic Design of the Hydropneumatic Suspension Unit", *Proc. KSME 2002 Autumn Annual Meeting*, pp. 87-92.



(a) pressure on main piston



(b) Torque on arm rotation center



(c) Side force on main cylinder

Fig. 4 Characteristic curves (damping + spring)

(4) Els, P. S. and Grobbelaar, B., 1999, "Heat transfer effects on hydropneumatic suspension systems", *Journal of Terramechanics*, Vol. 36, pp. 197-205.  
 (5) Black, W. Z. and Hartley, J. G., 1996, *Thermodynamics*, Harper Collins, New York.