< 기술논문 >

고압 밀폐 가스 스프링에서의 열전달 효과 수치해석 및 실험적 검증

한 인 식* · 최 교 준 · 김 재 용 · 이 윤 복

국방과학연구소 5본부

The Numerical Analysis and Experimental Verification of the Heat Transfer Effect on the Highly Pressurized Gas Spring

Insik Han* · Kyojun Choi · Jaeyong Kim · Yoonbok Lee

5th Institute, Agency for Defense Development, 160 488-gil, Bugyuseongdae-ro, Yuseong-gu, Daejeon 305-152, Korea
(Received 14 March 2012 / Revised 23 August 2012 / Accepted 26 August 2012)

Abstract : Recently the use of gas spring in the combat and commercial vehicle's suspension is increasing. Because of its nonlinear characteristics, the gas spring can support wide range of dynamic loads and gives good ride quality. In design of gas spring, isothermal and adiabatic processes are applied generally, but those processes could not produce heat transfer effect in the simulation. So in this study, heat transfer differential equation and BWR/Ideal state equation are used to calculate the pressure of gas spring which is changing with time. The numerical analysis showed that the pressure of gas spring forms a hysteresis loop in the both of the state equations. But the peak pressure value of BWR equation over 0.1Hz frequency are higher than that of adiabatic process. And the test results showed that the differences between test results and ideal gas equation are smaller than those of BWR equation, so the ideal equation is more accurate than BWR equation in this case.

Key words : Gas spring(가스 스프링), Heat transfer(열 전달), BWR equation(BWR 방정식), Ideal gas equation(이상 기체 방정식), Suspension(현수장치)

1. 서 론

가스 스프링의 비선형 변위-하중 특성으로 인해 하중지지 영역이 넓고, 승차감이 우수하여 가스 스프링을 현수장치(Suspension)에 적용하는 경우가 증가하고 있다. 민수용 자동차 분야에서 코일 스프링이 적용되던 현가장치에서 가스 스프링을 적용하는 경우가 증가하고 있고, 국방 분야에서도 근래 들어 개발되는 전차, 장갑차 등의 중(重) 전투차량에 가스 스프링이 적용되고 있다.

가스 스프링의 설계 시 통상적으로 이상기체 방정식(Ideal gas equation)을 적용하여 압력 변화의

극단 조건인 등온(Isothermal), 단열(Adiabatic) 과정을 적용하여 설계 범위로 규정하여 사용하나, 등온과 단열 과정이 명확히 구분되지 않아 스프링 특성 시험결과 분석에 어려움을 느끼는 경우가 많다. 예를 들어 정현파로 시험 시제를 가진 시 주파수가 아주 저속이거나 고속이 아닌 경우에는 등온/단열 과정 방정식을 따르지 않게 된다. 이러한 현상은 가스의 체적 변화에 따라 가스 온도가 변화하고, 주위와 온도 차이가 발생하면서 가스 스프링과 주위 간에 열전달이 발생하여 압력변화를 초래하기 때문이다.

전투차량의 동특성 해석 시에도 가스 스프링의 비선형적 특성을 정확히 묘사할 수 있는 수치 가스

*Corresponding author, E-mail: insikhan@naver.com

모델이 필요한데, 등온·단열·폴리트로픽 과정 중의 한 형태로 스프링 모델을 설정 시에는 실제 거동과는 다른 가스압력의 계산이 이루어질 수 있어 실시간으로 정확한 가스 압력을 구할 수 있는 스프링 모델이 필요하다.

C. J. Cha 등은 4,600~5,300 N의 범위에서 작동하는 가스 스프링에 대해 이상기체 방정식과 에너지보존 방정식으로부터 유도한 온도와 압력을 변수로 하는 미분방정식을 유도하고 히스테리시스 특성에 대해 분석하였다.¹⁾ 그러나 수치해석과 실험결과가 일치하기 위해서는 적절한 폴리트로픽 계수 값의 선정이 중요하다고 언급하여 수치해석 시 인위적인 노력이 필요한 단점이 있다.

1985년 D. R. Otis는 약 150 bar가 작용하는 유기압 축압장치(Hydropneumatic Accumulators)에 온도 미분방정식과 BWR 방정식(Benedict-Webb-Rubin equation)을 적용하여 압력을 계산하고 이를 실험결과와 비교하였다.²⁾

D. R. Otis의 이론해석 결과를 응용하여, 1993년 P.S.Els와 B.Grobbelaar은 군용 차량에 적용하는 정적 상태에서의 가스 압력이 80 bar 급의 유기압 현수장치(HSU : Hydropneumatic Suspension Unit)에 대해 열전달을 묘사하는 온도 미분방정식과 BWR 방정식을 이용하여 가스 스프링의 압력을 해석한 연구 사례가 있다.³⁾

또한 국내에서는 2002년도에는 이홍우, 이진규 등에 의해 BWR 방정식과 열전달을 고려하여 정적 상태에서의 가스 압력이 130 bar 급의 유기압 현수장치(HSU)의 스프링 특성을 수치해석 하였으며,⁴⁾ 2003년에는 정적 상태 가스 압력이 130 bar 급의 압내장형 유기압 현수장치(ISU : In-arm Hydro-pneumatic Suspension)에 적용하여 가스 스프링 압력을 수치해석 하였다.⁵⁾

본 연구에서는 BWR 방정식 뿐 아니라 이상기체 방정식을 이용하여 열전달 미분방정식을 각각 유도하여 시간을 변수로 하는 가스 스프링 모델을 제안하였고, 이의 정확성을 검증하기 위해 군용 전투차량에 적용될 수 있는 로드암 형태의 현수장치(Road-arm type suspension)의 가스 스프링의 압력 변화를 수치해석하고 이를 실험결과와 비교하였다.

2. 가스 스프링의 압력 해석

2.1 이상기체 방정식과 BWR 방정식

가스의 상태를 나타내는 이상기체 방정식(Ideal gas equation)은 간단한 형태이나 상대적 정확도가 높아 공학적으로 널리 쓰이고 있다. 가스 체적을 가스 질량으로 나눈 값인 비체적 $v(m^3/kg)$ 를 이용하여 이상기체 방정식을 표현하면 다음과 같다.

$$P = \frac{RT}{v} = f(v, T) \quad (1)$$

이상기체가 어느 한 상태에서 다른 상태로 변화할 때 변화의 과정에 충분한 시간이 주어져 주위와의 온도 차이가 거의 없는 등온과정일 경우에는 $Pv = \text{Constant}$ 의 관계가 성립한다.

반면 변화가 짧은 시간 내에 발생해 가스와 주위 사이에 열전달이 거의 일어나지 않는 단열과정일 경우에는 $Pv^k = \text{Constant}$ 의 관계가 성립한다. 여기서 k 는 비열비이다. 등온과 단열의 중간 과정으로서 폴리트로픽 과정이 있으며, $Pv^n = \text{Constant}$ 로 표기할 수 있다.

BWR 방정식은 실제 가스 방정식(Real gas equation)이라고도 하며 탄화수소 화합물의 혼합물에 대한 연구결과로 제안된 상태방정식으로서 실험치를 고려하여 제안되었다. 1967년 Cooper, H. W 등에 의해 제안된 BWR 방정식과 질소가스에 대한 BWR 상수들을 SI단위로 나타내면 다음과 같다.⁶⁾

$$P = \frac{RT}{v} + (B_0 RT - A_0 - C_0/T^2)/v^2 + (bRT - a)/v^3 + \alpha\alpha/v^6 + [c(1 + \gamma/v^2)e^{-\gamma/v^2}]/v^3 T^2 = f(v, T) \quad (2)$$

where

$$\begin{aligned} a &= 0.115703387 (m^3/kg)^3 (N/m^2) \\ A_0 &= 136.0474619 (m^3/kg)^2 (N/m^2) \\ b &= 2.96625 \times 10^{-6} (m^3/kg)^2 \\ B_0 &= 0.001454417 (m^3/kg) \\ c &= 3.357481652 \times 10^{-3} (m^3/kg)^3 K^2 (N/m^2) \\ C_0 &= 1.0405873 \times 10^{-6} (m^3/kg)^2 K^2 (N/m^2) \\ \alpha &= 5.7863973 \times 10^{-9} (m^3/kg)^3 \\ \gamma &= 6.7539311 \times 10^{-6} (m^3/kg)^2 \end{aligned}$$

$$R = 296.797 \text{ (J/(kg K))}$$

2.2 스프링 장치에서의 열전달 방정식

밀폐된 스프링 장치에서의 에너지 평형 방정식은 다음과 같이 설정할 수 있다.²⁾

$$m\dot{u} = \dot{Q} - \dot{W} \quad (3)$$

여기서 m 은 가스의 질량이며, u 는 가스의 내부 에너지이다. 열역학적 특성인 $\dot{u}$, $\dot{Q}$, $\dot{W}$ 는 다음의 관계를 가진다.

$$\dot{u} = c_v \frac{dT}{dt} + \left[T \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v - p \right] \frac{dv}{dt} \quad (4)$$

$$\dot{Q} = mc_v (T_w - T) / \tau$$

$$\dot{W} = p \dot{V} = pmv$$

여기서 c_v 는 정적 비열(specific heat)이며, T_w 는 가스 스프링 몸체의 온도 혹은 스프링 주위의 대기 온도이다. τ 는 온도 시정수(thermal time constant)이고 $\tau = mc_v / (hA_w)$ 의 관계를 가진다. 이때, h 는 대류 계수(convection coefficient)이고 A_w 는 대류 열전달이 일어나는 면적이다.

식 (4)의 관계식들을 식 (3)에 대입하여 온도 변화율 $\dot{T}$ 에 대해 정리하면 다음과 같다.

$$\dot{T} = \frac{T_s - T}{\tau} - \frac{T}{c_v} \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v \dot{v} \quad (5)$$

이상기체 방정식 식 (1)을 이용하여 $(\partial p / \partial T)_v$ 를 구하고 이를 식 (5)에 적용하면 다음과 같다.

$$\dot{T} = \frac{T_s - T}{\tau} - \frac{T}{c_v} \left(\frac{R}{v} \right) \dot{v} \quad (6)$$

BWR 방정식 식 (2)을 적용한 온도변화율은 다음과 같다.

$$\dot{T} = \frac{T_s - T}{\tau} - \frac{\dot{v}}{c_v} \left[\frac{RT}{v} (1 + b/v^2) + (B_o RT + 2C_o / T^2) / v^2 - \frac{2c}{v^3 T^2} \left(1 + \frac{\gamma}{v^2} \right) e^{-\gamma/v^2} \right] \quad (7)$$

정적 비열 c_v 는 압력에 의해 영향을 받는데, BWR 방정식을 적용하여 c_v 를 구하면 다음과 같다.²⁾

Table 1 Coefficient for the ideal gas specific heat for N₂

계수	값
N_1	-735.2100
N_2	34.2240
N_3	-0.5576
N_4	3.5040
N_5	-1.7339×10^{-5}
N_6	1.7465×10^{-8}
N_7	-3.5689×10^{-12}
N_8	1.0054
N_9	3353.4061
y	N_9 / T

$$c_v = c_v^o + \frac{6}{T^3} \left(\frac{C_o}{v} - \frac{c}{\gamma} \right) + \frac{3c}{T^2} \left(\frac{2}{\gamma} + \frac{1}{v^2} \right) e^{-\gamma/v^2} \quad (8)$$

여기서 c_v^o 는 이상기체의 정적비열이며 온도에 따른 관계는 다음과 같다.

$$c_v^o / R = N_1 / T^3 + N_2 / T^2 + N_3 / T + (N_4 - 1) + N_5 T + N_6 T^2 + N_7 T^3 + N_8 y^2 e^y / (e^y - 1)^2 \quad (9)$$

N_1 에서 N_8 및 y의 값은 Table 1과 같으며 온도 T의 단위는 °K이다.

3. 현수장치 가스 스프링 압력 해석

3.1 현수장치 가스 스프링

앞의 2장에서 열전달이 발생하는 가스 스프링의 압력변화를 검증하기 위해 전투차량의 로드암형 현수장치에 적용되는 가스 스프링에 대한 압력해석을 실시하였다. Fig. 1에 로드암형 현수장치에 적용되는 가스 스프링을 나타내었다. 가스 스프링은 로드암의 일단과 차량 동체에 장착된 고정 구조물에 연결되어 있다. 로드암의 한쪽 끝은 베어링을 내장하고 있어 차량 동체에 대해 회전운동이 가능하다. 로드암의 회전에 따라 가스 스프링의 길이가 변하게 된다. 로드암의 차륜 장착부에는 타이어를 포함하는 차륜(wheel)이나 로드휠(road wheel)이 장착된다.

Fig. 2에서 가스 스프링의 길이 변화에 따른 스프링 단면을 나타내었다. Fig. 2의 (a)는 가스 스프링의 길이가 최대로 팽창되었을 경우이고, (b)는 조금 압축된 상태이며, (c)는 가스 스프링이 최대로 압축되

Fig. 1 Gas spring in suspension system

Fig. 2 Gas volume change

어 가스 체적이 줄어들고 압력이 증가된 상태이다.

3.2 기구 분석

가스 스프링의 기구분석을 위해 Fig. 3과 같이 좌표계를 설정하였다. X-Y좌표계는 로드암의 회전 중심에 설정된 전체 고정 좌표계이다. X1-Y1 좌표계는 로드암에 고정되고 로드암의 길이 방향으로 X1 축이 설정된 지역 좌표계이다. 로드암의 회전 각도는 θ 로 표시하였으며, X1-Y1 좌표계의 회전각도와도 일치한다.

Fig. 3 The coordinates in the suspension

스프링 장치의 길이는 점 A와 B를 연결하는 벡터로 표시될 수 있으며 이를 $R_{A/B}$ 라 할 때 식 (10)과 같다. 스프링 길이 L_s 는 식 (11)로 표현된다.

$$R_{A/B} = R_A - R_B = AR'_A - R_B \quad (10)$$

where A : Transformation matrix

$$R'_A = [x_A, y_A]^T, R_B = [x_B, y_B]^T$$

$$\begin{aligned} L_s &= \sqrt{(R_{A/B,x})^2 + (R_{A/B,y})^2} \\ &= \sqrt{(\cos\theta x_A - \sin\theta y_A - x_B)^2 + (\sin\theta x_A + \cos\theta y_A - y_B)^2} \\ &= f(\theta) \end{aligned} \quad (11)$$

스프링 길이 L_s 는 로드암 각도 θ 의 함수이다. Fig. 3에서 C로 표시한 부분이 차륜 장착부이며, 로드암의 각도는 로드암이 장착된 차량 동체의 위치와 차륜의 수직변위의 차이에 의해 결정된다.

가스 스프링의 성능시험을 위해서 삼각파나 정현파형을 사용할 수 있지만 통상적으로 정현파형을 많이 사용하므로 본 논문에서도 식 (12)과 같이 정현파 형태로 설정하였다. 차륜 장착부는 가진 액추에이터의 끝 부분과 연결되어 있다(Fig. 11 참조). 액추에이터 끝단부의 위치는 로드암 각도 $\theta_{st} = -24^\circ$ 에서 시작되어 최대치인 Amp만큼 수직으로 움직이게 된다. 또한 로드암 차륜장착부의 수직 위치는 로드암의 길이 L과 로드암의 각도 θ 로도 표현될 수 있다.

$$\begin{aligned} Act_y &= L \sin(\theta_{st}) + \frac{Amp}{2} (1 + \sin(2\pi ft - \pi/2)) \\ &\equiv L \sin(\theta) \end{aligned} \quad (12)$$

where Act_y : position of actuator end part

L : load arm length

θ_{st} : static angle of road arm (-24°)

Amp : peak-to-peak amplitude of excitation

f : excitation frequency of actuator

식 (12)로부터 시간을 변수로 하는 정현파 함수로 움직이는 액추에이터의 변위로부터 로드암 각도 θ 를 유도할 수 있다. 정리하면 식 (13)과 같다.

$$\theta(t) = \theta_{st} + \sin^{-1} \left\{ \frac{Amp}{2L} (1 + \sin(2\pi ft - \pi/2)) \right\} \quad (13)$$

한편 가스 스프링의 온도 변화 $\dot{T}$ 는 식 (6), (7)에서 표시된 바와 같이 체적 변화율의 함수이기도 하므로 이를 위해 가스 체적 변화율을 구하여야 한다. 가스 체적 변화율은 다음 식 (14)와 같이 표현될 수 있다.

$$\frac{dV_s}{dt} = A_s \frac{d}{dt}(L_s) = f(\theta, \dot{\theta}) \quad (14)$$

where A_s : Cross sectional area of gas spring

로드암의 각속도 $\dot{\theta}$ 는 식 (13)을 시간에 대해 미분하면 얻을 수 있고, 정리하면 다음 식 (15)와 같다.

$$\dot{\theta} = \frac{Amp \times \pi f \cos(2\pi ft - \pi/2)}{L \cos \theta} \quad (15)$$

Fig. 3에서 구동변위 Act_y 가 상방향으로 움직일 때를 (+)로 잡으면, 로드암 각변위 θ 는 반시계 방향으로 움직이게 되고 부호는 (+)방향이다. 회전 각속도 $\dot{\theta}$ 또한 (+)의 기호를 가지나, 가스 스프링은 줄어들며 이에 따라 가스 챔버 체적도 감소하므로 가스 체적 변화율은 스프링 길이 변화율에 대해 (-)의 부호를 가지게 된다. 부호를 반영하여 식 (14)를 고쳐 쓰면 다음과 같다.

$$\frac{dV_s}{dt} = -A_s \frac{d}{dt}(L_s) \quad (16)$$

3.3 온도 시정수의 실험적 결정

온도 변화율 계산식인 식 (6), (7)에서 표현된 온도 시정수는 $\tau = mc_v / (hA_w)$ 관계식을 이용하여 구할 수 있으나, 정확한 대류 계수 h 를 구하는 것이 어렵다.

시정수를 구하는 실험적인 방법으로서 가스 스프링에 계단 변위(Step displacement)를 인가하여, 가스 온도나 가스 압력을 측정함으로써 실험적으로 구할 수 있다.³⁾ 가스 스프링에 계단 파형으로 변위를 가하면 가스 압력은 최대 압력을 기록한 후 열전달이 발생하면서 압력이 서서히 감소하는 형태로 변화한다. 이때 발생하는 최대 압력과 평형 압력 차이의 63%되는 시점을 구하고, 피크 압력이 발생하는 시간과 63%의 압력 강하가 일어난 시간과의 시간 차이를 구하면 이것이 온도 시정수가 된다. 이를 그림으로 나타내면 Fig. 4와 같다.

Fig. 4 The definition of thermal time constant

4. 수치해석 및 실험결과

4.1 수치해석 결과

3장에서 설명한 스프링 기구 메커니즘에 열전달 미분방정식과 질소 가스의 상태방정식인 BWR 방정식과 이상기체 방정식을 적용하여 가스 스프링의 압력 변화를 수치 계산하였다.

액추에이터와 연결된 로드암의 차륜 장착부는 수평으로부터 -24° 내려간 지점에서 시작하여 가스 스프링의 최대 압축 상태에 근접한 위치인 수직 상 방향으로 0.24 m 움직이고, 이를 5 cycle 반복하였다. 가진 주파수는 0.001~10.0 Hz까지의 구간에서 10배 씩 증가시키면서 계산하였다.

수치해석의 초기조건으로서 초기 가스 체적은 등온과정을 통해 얻은 두 압력 값을 이용하여 계산하였다. 즉, 가스 스프링의 최대 팽창위치에서의 압력 (46.05 bar)과 정적위치에서의 압력(66.5 bar)을 충분한 시간차이를 두고 측정하고 등온과정 압력 식($Pv = \text{constant}$)을 이용하여 가스 체적을 계산하였다. 로드암의 각도가 -24°인 정적위치에서의 가스 체적은 1,197 cc로 계산되었다. 초기 온도는 25°C = 298.15 K이다.

Fig. 5에서 상기의 조건을 적용하여 등온과정 ($Pv = \text{constant}$) 및 단열과정 ($Pv^k = \text{constant}$)에서의 액추에이터 수직변위에 대한 가스 압력을 그림으로 나타내었다. 액추에이터 변위 0.0 m에서 가스

Fig. 5 Gas pressures for displacement under isothermal and adiabatic processes

압력 66.5 bar인 가스스프링은 액추에이터 최대 가진 변위 0.24 m에서 등온과정에서는 159.0 bar, 단열 과정에서는 225.4 bar로 계산되었다.

식 (1)로 표현되는 이상기체 식으로 계산한 가스 질량은 90.0 g이다. 이 값을 초기 조건으로 두고, BWR 방정식과 초기 설정 압력 66.5 bar와의 차이를 최소화하는 비체적 값을 구하는 방식으로 재계산한 가스 질량은 89.7 g으로 초기 값과 약 0.3%의 차이를 나타내었다.

1차 미분 방정식으로 표현되는 열전달 방정식은 Runge-Kutta 4차 방법을 적용하여 온도 증분을 계산하였다. 이때 시정수는 공기를 매체로 하는 강제 대류상황으로 가정하여 $h=100 \text{ W/m}^2\text{K}$ 로 설정하고 가스 질량 90 g, 정적비열 742 J/kgK , 대류 면적 $0.044 \sim 0.1064 \text{ m}^2$ 를 적용하면 6.28~15.18 s의 값을 가지는 것으로 계산된다. 3.3항에서 설명한 실험적인 방법으로 시정수를 구하면 7.95 s이다. 수치해석 시에는 실험으로 구한 값을 적용하였으며, 열전달 방정식은 온도 시정수에 민감하지 않다고 언급된 바 있다.^{2,3)}

Fig. 6~10에서 0.001~10.0 Hz의 주파수로 5 cycle 가진 시의 가진기 변위에 대한 가스 압력을 BWR 방정식과 이상기체 방정식을 이용하여 계산한 결과를 그림으로 나타내었다.

Fig. 6에서 나타낸 바와 같이 가진 주파수가 0.001 Hz인 경우는 1 cycle 당 소요 시간이 1,000 s 이므로 등온과정과 유사한 조건으로 판단되며, 수치해석의 결과에서도 BWR 방정식 적용 시 최대값은 165.1

Fig. 6 Gas pressures for displacement ($F=0.001 \text{ Hz}$)

Fig. 7 Gas pressures for displacement ($F=0.01 \text{ Hz}$)

bar, 이상기체 방정식 적용 시에는 158.6 bar로 계산되어 등온과정 시의 최대값 159.0 bar와 유사하게 나타났다.

Fig. 7에서 0.01 Hz 주파수로 가진 시의 결과를 나타내었다. 이 조건하에서 변위-압력 곡선은 히스테리시스 형태를 나타내었다. 0.001Hz 가진 주파수로 가진 시와 비교 시 가진 속도가 빨라짐에 따라 최대 압력이 증가하였다. BWR 방정식 적용 시에는 180.4 bar, 이상기체 방정식의 결과는 167.0 bar로 계산되었다.

Fig. 8~9에서 나타낸 가진 주파수 0.1, 1.0 Hz의 경우에는 가진 속도가 더 빨라짐에 따라 내부 가스의 온도가 높게 형성되고, 이에 따라 스프링 벽면을 통한 열전달이 일어남에 따라, 5 cycle 가진 중 첫 번째 피크 값이 가장 크고, 이후의 피크 값들이 점차적

Fig. 8 Gas pressures for displacement (F=0.1 Hz)

Fig. 9 Gas pressures for displacement (F=1.0 Hz)

Fig. 10 Gas pressures for displacement (F=10.0 Hz)

으로 크기가 감소하는 경향을 나타내었다.

Fig. 10에 나타낸 바와 같이 10.0 Hz 가진 시에는

이상기체 식으로 계산한 최대 압력 값 225.6 bar는 단열과정으로 계산한 결과와 거의 유사하게 나타났다. 그러나 BWR 식으로 계산한 결과는 단열과정 값보다 24.2 %를 초과한 값으로 계산되었다.

4.2 실험방법 및 결과

가스 스프링의 수치 해석 결과를 검증하기 위하여 실험을 실시하였다. 실험장치의 구성은 Fig. 11과 같다.

스프링 장치는 로드암의 일단과 차체에 고정되도록 되어 있다. 로드암에서 차륜이 장착되는 부분을 유압 가진기와 연결하였다. 유압가진기는 미국 MTS사 제품으로서 최대 1 m/s 속도와 25,000 kgf 하중의 구현이 가능하다. 유압가진기는 유압을 만드는 유압펌프와 이를 제어하는 제어기로 연결되어 있다. 스프링 변위는 제어기에서 작성한 프로파일에 따라 구동된다.

액추에이터의 가진 주파수가 0.001 Hz인 경우는 실험시간이 너무 오래 걸리며(5 cycle = 5,000 s = 83.3 분), 10.0 Hz는 가진 시는 유압가진기의 가진 속도 능력을 초과하여 실험은 0.01, 0.1, 1.0 Hz의 3 가지에 대해 실시하였다.

가스 스프링 장치의 일단에는 압력계를 설치하여 가스 압력을 실시간 측정하였다. 유압가진기의 변위는 유압 액추에이터에 내장된 변위계를 이용하여 측정하였다. 압력계 및 변위계 신호는 제어기의 AD 보드를 통하여 실시간 저장되었다.

Fig. 12에서 실험조건으로 가진 주파수를 0.01 Hz

Fig. 11 Test apparatus

Fig. 12 Test result of gas pressure (F=0.01 Hz)

로 5 cycle 가진했을 때 가진기 변위에 대한 가스 압력 측정 결과를 나타내었다. 가스 스프링에서의 열전달로 인해 변위 대 압력 곡선이 히스테리시스 형태로 나타났다. 이 조건에서는 5 cycle 가진 데이터가 겹쳐서 1 cycle 가진 한 것과 같은 그래프가 그려졌다. 최대압력은 159.6 bar로 계측되었다. 이상기체 방정식 적용 시는 167.0 bar로 계산되어 실험치보다 4.6% 더 크게 계산되었다. BWR 방정식을 적용 시에는 180.4 bar로 계산되어 실험결과 대비 13% 더 크게 나타났다.

Fig. 13에서 실험조건으로 가진 주파수를 0.1 Hz로 5 cycle 가진했을 때 가진기 변위에 대한 가스 압력 측정 결과를 나타내었다. 속도가 증가하여 각 cycle 피크 값들이 0.01 Hz 가진 시보다 증가하였고, 그래프의 형상도 Fig. 8에 나타난 수치해석 결과와 유사한 형태로 유사하게 나타남을 확인 할 수 있다. 1 cycle 가진 시의 압력 최댓값을 서로 비교해보면 실험치는 201.2 bar로 계측되었고, 이상기체 방정식 결과는 209.0 bar로서 실험 결과 대비 3.9% 크게 계산되었다. BWR 방정식의 결과는 252.1 bar로서 25.3% 더 크게 나타나 이상기체 방정식을 이용한 수치해석 결과가 실험 결과와 유사하였다.

Fig. 14에서 실험조건으로 가진 주파수를 1.0 Hz로 5 cycle 가진했을 때 가진 변위에 대한 가스 압력을 실측한 결과를 나타내었다. 이 가진 주파수 조건에서는 각 cycle의 압력 피크 값들이 점차로 낮아지는 형태를 나타내었고, 이러한 형태는 Fig. 9에서 나타난 수치해석 결과와 동일한 패턴이다.

첫 번째 cycle의 피크 값을 실험결과와 수치해석

Fig. 13 Test result of gas pressure (F=0.1 Hz)

Fig. 14 Test result of gas pressure (F=1.0 Hz)

결과들을 비교하면, 실험결과는 221.2 bar로 계측되었고, 이상기체 방정식을 적용한 결과는 224.0 bar로서 1.27% 크게 계산되었다. BWR 계산결과는 277.0 bar로서 실험치 대비 25.2% 더 크게 나타나 이 가진 주파수 조건에서도 BWR 방정식을 적용한 결과보다 이상기체 방정식을 적용한 수치해석 결과가 실험결과와 더 유사한 것으로 나타났다.

이상의 실험결과로 판단 시 이상기체 방정식 및 BWR 방정식을 이용한 시변(時變) 가스 스프링 해석모델은 가스 스프링의 가진 주파수에 따른 변위-압력 곡선 형태 특징을 유사하게 재현하나, 정확도 측면에서는 이상기체 방정식을 이용한 압력 최댓값이 실험값 대비 1.27~4.6% 크게 계산되어 13.0~25.3% 더 크게 계산된 BWR 방정식에 비해 정확도가 높은 것으로 판단된다.

이전의 연구결과³⁻⁵⁾에서는 고압의 유기압 현수장

치의 압력 분석을 위해서는 BWR 방정식으로 해석하는 것이 이상기체 방정식을 이용하는 것보다 더 정확하다는 것이 연구의 전제조건이었으나, 상기의 수치해석과 실험결과로 판단 시 본 연구의 해석대상에서는 이상기체 방정식을 적용하여 분석하더라도 충분한 정확도를 가지며 계산할 수 있을 것으로 판단된다.

5. 결 론

가스 스프링에서의 에너지 방정식과 가스 압력을 표현하는 이상기체 방정식과 BWR 방정식을 적용하여 가스 스프링의 가스 온도 변화를 미분방정식을 각각 유도하였다. 이를 수치 적분하여 시간에 따른 가스 온도를 계산하고, 이상기체 방정식과 BWR 방정식에 대입하여 가스 압력을 계산하였다. 이 결과를 실험 결과와 비교하여 정확도를 분석하였으며, 이를 통해 얻은 결론은 다음과 같다.

- 1) 고압의 가스 스프링에 열전달 방정식을 이용한 가스 압력 모델에 대한 수치해석을 통해 실제 현상과 유사한 가진 주파수 별 변위-압력 곡선 패턴을 재현하였으며, 실험결과와 수치해석 결과를 비교 시 정확도 높은 시변(時變) 가스 스프링 해석 모델을 제안하였다.
- 2) 고압이 작용하는 축압기,²⁾ 유기압 현수장치^{3,5)}의 가스 압력 예측을 위해 기존 연구에서는 BWR 방정식만을 적용하였으나, 본 연구에서는 이상기체 방정식 적용에 대한 타당성 검증을 시도하였다.
- 3) 이러한 계산치의 비교결과, 이상기체 방정식으로 얻은 결과가 실험 결과와 유사하게 나타나 본 해석 대상의 경우에는 이상기체 방정식을 적용한 시변 해석 모델의 정확도가 더 높은 것으로 나타났다.

References

- 1) C. J. Cha, P. G. Kim and S. J. Lee, "Development of an Analytical Air Spring Model with Hysteresis Characteristics," KSAE Fall Conference Proceedings, pp.1964-1969, 2006.
- 2) D. R. Otis and A. Pourmovahed, "An Algorithm for Computing Nonflow Gas Processes in Gas Springs and Hydropneumatic Accumulators,"

ASME J. of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol.7, pp.93-96, 1985.

- 3) P. S. Els and B. Grobelaar, "Investigation of the Time- and Temperature Dependency of Hydro-Pneumatic Suspension Systems," SAE 930265, pp.318-328, 1993.
- 4) H. W. Lee, H. O. Kim, J. R. Cho, J. K. Lee and M. S. Chang, "Characteristic Analysis of Spring and Damping of the Hydropneumatic Suspension Unit," Proceedings of KSME Autumn Annual Meeting, pp.93-98, 2002.
- 5) H. W. Lee, J. R. Cho, J. K. Lee, M. S. Chang and D. S. Ahn, "Analysis of the Dynamic Characteristics of the In-arm Type Hydropneumatic Suspension Unit," Proceedings of KSME Spring Meeting, pp.519-524, 2003.
- 6) H. W. Cooper and J. C. Goldfrank, "B-W-R Constants and New Correlations," Hydrocarbon Processing, Vol.46, No.12, pp.141-146, 1967.

Appendix

온도 시정수를 구하기 위해 Fig. 11에서 나타난 실험 장치를 이용하여 가스 스프링에 계단 함수 변위를 가진하였다. A-Fig. 1에 시간에 대한 액추에이터 변위를 나타내었다.

A-Fig. 1 Actuator displacement for time to acquire time constant

A-Fig. 2는 계단함수 변위를 가진한 경우에 측정 한 가스 압력이다. 그림 내부에 온도 시정수를 측정 결과를 나타내었다.

A-Fig. 2 Gas pressure for time under step excitation

A-Fig. 3~8에서 등온 및 단열과정과 0.001~10.0 Hz 주파수로 가진 시의 시간에 따른 가스 압력 수치 해석 결과를 나타내었다.

A-Fig. 3 Gas pressures for time under isothermal and adiabatic processes

A-Fig. 4 Gas pressures for time (simulation : $f=0.001$ Hz)

A-Fig. 5 Gas pressures for time (simulation : $f=0.01$ Hz)

A-Fig. 6 Gas pressures for time (simulation : $f=0.1$ Hz)

A-Fig. 7 Gas pressures for time (simulation : $f=1.0$ Hz)

A-Fig. 8 Gas pressures for time (simulation : $f=10.0$ Hz)

A-Fig. 10 Gas pressures for time (test : $f=0.1$ Hz)

A-Fig. 9~11에 0.01~1.0 Hz 주파수로 가진 시의 시간에 따른 가스 압력 측정결과를 나타내었다.

A-Fig. 9 Gas pressures for time (test : $f=0.01$ Hz)

A-Fig. 11 Gas pressures for time (test : $f=1.0$ Hz)