

자동차용 가스 스프링의 반력 특성에 관한 연구

A Study on the Reaction Force Characteristics of the Gas Spring for the Automotive

이춘태^{1*}

Choon Tae Lee

Received: 12 Oct. 2015, Revised: 27 Oct. 2015, Accepted: 05 Nov. 2015

Key Words : Automotive Tail Gate(자동차 테일게이트), Flow Rate(유량), Gas Spring(가스 스프링), Orifice(오리피스), Reaction Force Diagram(반력선도)

Abstract: A gas spring provides support force for lifting, positioning, lowering, and counterbalancing weights. It offers a wide range of reaction force with a flat force characteristic, simple mounting, compact size, speed controlled damping, and cushioned end motion. The most common usage is as a support on a horizontally hinged automotive tail gate. However, its versatility and ease of use has been applied in many other industrial applications ranging from office equipment to off-road vehicles. The cylinder of a gas spring is filled with compressed nitrogen gas, which is applied with equal pressure on both sides of the piston. The surface area of the rod side of the piston is smaller than the opposite side, producing a pushing force. The magnitude of the reaction force is determined by the cross-sectional area of the piston rod and the internal pressure inside the cylinder. The reaction force is influenced by many design parameters such as initial chamber volume, diameter ratio, etc. In this paper, we investigated the reaction force characteristics and carried out parameter sensitivity analysis for the design parameters of a gas spring

1. 서 론

가스 스프링은 밀폐된 실린더 내에 고압의 가스를 봉입하여, 봉입된 가스압력과 피스톤의 면적 차에 의해 반력을 발생시키고, 이러한 반력에 의해 외부의 하중을 지지하는 스프링 역할을 하는 장치이다. 이러한 가스 스프링은 주로 자동차의 테일게이트(tail gate), 트렁크리드(trunk lid), 엔진 후드(hood) 등에 사용하여 무거운 덮개의 개폐를 용이하도록 한다. 가스 스프링은 기본적으로 코일스프링과 기능이 비슷하지

만 코일스프링에 비하여 장착이 간편하고, 컴팩트하며, 작동영역에 걸쳐 반력이 일정하고, 다양한 범위의 반력을 손쉽게 구현할 수 있고, 속도조절 및 충격방지 기능 등의 다양한 장점을 가지고 있어 자동차와 산업계에서 코일스프링 대신 널리 사용되고 있다. Fig. 1에 가스 스프링을 포함한 각종 스프링의 특성을 나타내었다.

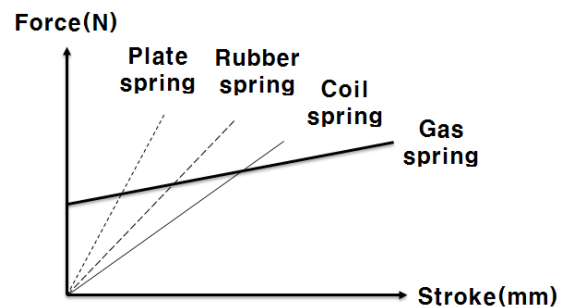


Fig. 1 Force-stroke characteristics of various type springs

* Corresponding author: charity@silla.ac.kr
 1 Department of Automotive & Mechanical Engineering, Silla University, Pusan 46958, Korea
 Copyright © 2015, KSFC

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

가스 스프링은 실린더, 피스톤로드, 피스톤, 오리피스(orifice), 시일(seal) 및 기타 부품들로 이루어져 있다. 가스 스프링의 밀폐된 실린더에는 소량의 오일이 들어 있어 오리피스를 통한 작동속도 조절, 개폐 충격완화 그리고 피스톤로드의 실링 및 윤활작용을 한다. Fig. 2에 가스 스프링의 구조와 차량에서의 장착 위치를 나타내었다.

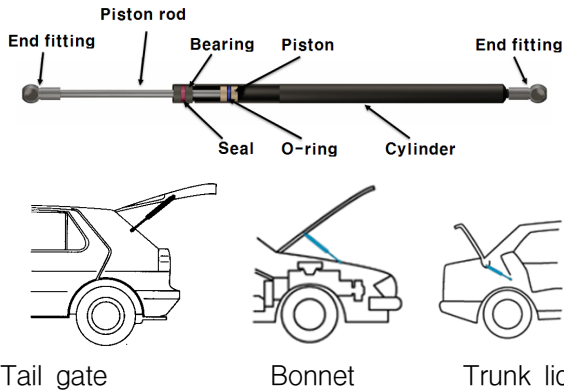


Fig. 2 Configuration and application example at automotive

이와 같은 가스 스프링과 관련된 기존의 연구로는 김영범 등이 가스 스프링의 단품 및 차량 장착상태에서의 이론식과 해석결과를 제시하였고¹⁾, 김창호 등은 상용 프로그램인 CFD-ACE+를 이용하여 가스 스프링의 내부유동 및 오리피스의 압력변화에 대한 기초 연구를 수행하였다.²⁾ 또한, 이건희는 스티어링 엔진에 사용된 헬륨가스로 채워진 가스 스프링을 대상으로 유동과 열전달 현상을 유한차분법으로 분석하였다.³⁾ 또한 해외의 연구로는 De Souza Oliveira 등이 플로팅(floating) 피스톤과 코일스프링을 이용한 온도보상 장치를 구비한 가스 스프링의 온도보상 특성에 대한 해석 결과를 제시하였고⁴⁾ E. C. Macia 등에 의해 공압 시스템에서 오리피스를 통과하는 공기의 질량유량에 대한 이론식과 실험결과를 제시하였다.⁵⁾ 기타, 박철우 등이 가스 실린더의 온도에 따른 반력변화를 보상하기 위한 바이메탈 장치의 역학적인 운동 원리를 실험과 해석을 통하여 제시하였다.⁶⁾ 또한, Yuval Tassay 등은 가스 스프링과 구조와 기능은 다르지만 공압 실린더에 대한 동적 모델링을 제안하였다.⁷⁻⁹⁾ 그러나 이와 같은 기존의 연구에도 불구하고 가스 스프링의 해석 및 설계 시 필수적으로 요구되는 설계 파라미터 변화에 따른 반력특성 변화와 민감도해석 결과는 전무한 실정이다. 따라서 본 논문에서는 가스 스프링의 주요 설계파라미터의 변동에 따

른 가스 스프링의 주요 성능지표인 반력 특성의 변화에 대한 연구결과를 제시하였다.

2. 가스 스프링 반력특성 이론해석

가스 스프링의 반력 특성을 해석하기 위한 자유물체도(free body diagram)를 Fig. 3에 나타내었다. 그림에서 힘 평형방정식은 다음과 같이 주어진다.

$$F = A_p P_1 - (A_p - A_r) P_2 \pm F_f \quad (1)$$

여기서, F 는 가스 스프링의 반력(N), F_f 는 마찰력(N), A_p 는 실린더 단면적(cm^2), A_r 은 로드 단면적(cm^2), P_1 은 압축챔버 압력(N/cm^2), P_2 는 인장챔버 압력(N/cm^2)을 나타낸다. 마찰력 F_f 는 피스톤과 실린더 벽면, 피스톤로드와 로드가이드 사이의 마찰력이고 양의 부호는 압축행정을, 음의부호는 인장행정을 나타낸다. 평형상태에서, 양쪽 챔버의 압력은 오리피스를 통하여 양쪽 챔버가 연결되므로 양쪽에서의 압력이 같으므로 가스 스프링의 반력은 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$F = A_r P \pm F_f \quad (2)$$

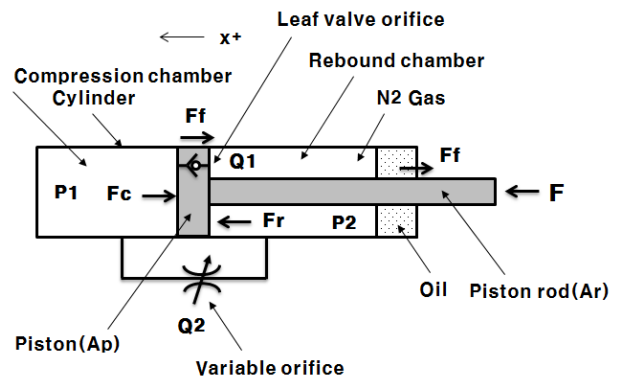


Fig. 3 Schematic and free body diagram of gas spring

여기서, 챔버압력 P 는 피스톤의 스트로크가 $S(\text{cm})$ 일 때, 기체방정식으로부터 다음과 같이 주어진다.

$$P = \frac{V_0}{V_0 - SA_r} (P_o + 1) - 1 \quad (3)$$

여기서, V_0 은 초기 챔버체적(cm^3), P_o 는 초기 압력(N/cm^2)이다. 그러므로 식 (2)와 식 (3)으로부터 다음과 같이 주어진다.

$$F = A_r \left\{ \frac{V_o}{V_o - SA_r} (P_o + 1) - 1 \right\} \pm F_f \quad (4)$$

위의 식에서와 같이 가스 스프링 반력 F는 피스톤로드의 행정 S에 따라 변한다. 즉, 압축행정에서는 피스톤로드가 실린더 내로 들어옴으로서 피스톤로드에 의해 줄어든 가스체적 만큼 압력이 증가하고, 인장행정에서는 반대로 줄어든다. 또한, 일반적으로 가스와 오일은 온도 변화에 의해 체적이 변하고, 체적 변화는 압력을 변화시키므로 온도에 의한 압력변화를 고려하여야 한다. 따라서 가스 스프링의 온도가 상온 20℃에서 T℃로 변하였다면, 열역학법칙을 적용하여 다음과 같이 온도의 영향을 표시할 수 있다.

$$F = A_r \frac{273 + T}{273 + 20} \left\{ \frac{V_o(P_o + 1)}{V_o - SA_r - \alpha V_{oil}(T - 20)} - 1 \right\} \pm F_f \quad (5)$$

여기서, α 는 오일의 열팽창계수(1/K), V_{oil} 는 오일의 체적(cm³)이다. 이러한 반력 특성은 Fig. 4와 같은 반력선도(reaction force diagram)에서 확인할 수 있다.

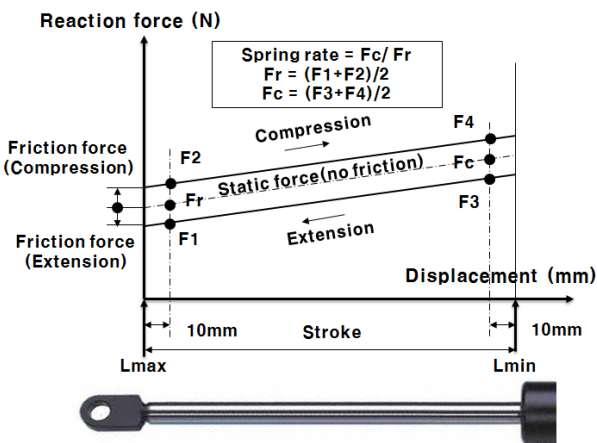


Fig. 4 Reaction force diagram of gas spring

그림에서, 마찰력과 온도의 영향을 무시한 이상적인 가스 스프링의 반력은 $F_r \sim F_c$ 의 곡선으로 나타낼 수 있다. 그리고 이 곡선은 식 (4)에서와 같이 압축행정으로 갈수록 로드 행정에 의해 반력이 증가함을 알 수 있다. 그러나 가스 스프링은 고압의 가스에 의해 피스톤과 로드와 실(Seal) 부분에 힘이 가해지므로 압축, 인장 시에 마찰력이 발생하여 그림과 같이 히스테리시스 현상이 발생한다. 스프링상수 F_c/F_r 는 주로 1.1~1.4의 범위를 가지며 압축행정 끝단에서의 압력과 초기 압력의 비 P_f/P_o 와 같다.

또한, 공압 오리피스스를 통한 질량유량(mass flow rate)은 기체가 압축성 유체라고 가정하면 다음과 같은 표시할 수 있다.

$$\frac{dm}{dt} = A C_q C_m \frac{P_{up}}{\sqrt{T}} \quad (6)$$

여기서, A 는 오리피스 단면적(cm²), C_q 는 유량계수(flow coefficient), C_m 은 유량파라미터(flow parameter), P_{up} 은 상류압력(N/cm²)을 나타낸다.

그리고 공압챔버는 집중 파라미터 요소(lumped parameter element)로 가정하고 챔버에서의 평균적인 온도와 압력을 계산한다. 따라서 챔버에서의 질량유량은 기체의 밀도를 온도와 압력의 함수라고 가정하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \frac{dm}{dt} &= \frac{d}{dt}(\rho V) = \rho \frac{dV}{dt} + V \frac{d\rho}{dt} \\ &= \rho \frac{dV}{dt} + V \left[\left(\frac{\partial \rho}{\partial P} \right)_T \frac{dP}{dt} + \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P \frac{dT}{dt} \right] \end{aligned} \quad (7)$$

여기서, V 는 실린더 체적(cm³), ρ 는 밀도(kg/cm³)이다.

3. 가스 스프링 반력특성의 설계변수 민감도 해석 결과

일반적으로, 어떤 요인의 변화에 따라 반응의 예민한 정도를 민감도라고 한다. 제품의 성능은 많은 변수에 의하여 영향을 받지만 각각의 변수가 그 제품의 성능에 미치는 영향력은 다르다. 이러한 경우, 각 변수의 변화에 따른 제품의 성능 변화를 분석하는 것은 그 제품의 설계에 있어 대단히 중요하다. 아래의 Table 1에 해석에 사용한 주요 시뮬레이션 파라미터들을 나타내었다.

Table 1 Simulation parameters

Parameter	value
Cylinder diameter	1.6cm
Rod diameter	0.8cm
Stroke	16cm
Variable orifice maximum area	0.0018cm ²
Leaf valve orifice maximum area	0.004cm ²
External temperature	294.15K
Initial volume	52.249.6cm ³
Initial pressure	83.013barA
Gas density	1.251g/L
Oil volume	3cm ³
Oil specific gravity	0.87
Coefficient of expansion	0.8x10 ⁻³ (1/K)
Bulk modulus of oil	17,000MPa

먼저, Fig. 5에 인장행정 끝단에서의 실린더 초기 체적에 따른 반력의 변화를 나타내었다. 시뮬레이션은 인장행정 끝단에서의 실린더 초기체적을 $A_p S$ 인 경우(no dead volume)부터 $2A_p S$ 인 경우까지 25%씩 초기체적을 증가시키며 시뮬레이션을 수행하였다. 그림에서와 같이 초기체적이 25%씩 증가함에 따라, 초기체적이 $A_p S$ 인 경우의 최대반력(점“A”)을 100으로 기준한 경우에 대하여 각각 94.5%, 91.2%, 88.9%, 87.2%로 감소하였다. 즉, 초기체적 증가에 따른 반력 감소율(=최대반력 감소/초기체적 증가)은 점차 작아짐을 알 수 있다. 또한, 그림에서와 같이 인장행정 끝단과 압축행정 초기에서의 반력 값은 변하지 않음을 알 수 있다.

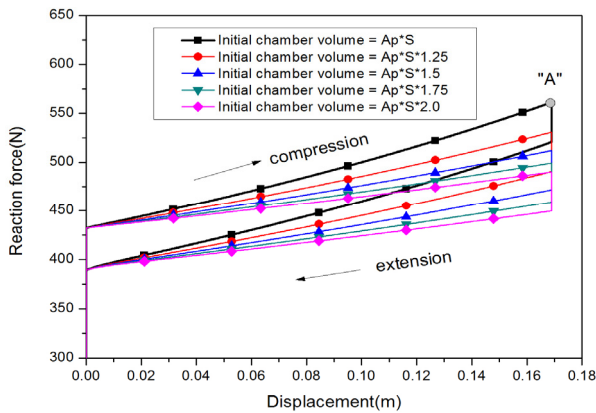


Fig. 5 Reaction force variations according to the variations of initial chamber volume

Fig. 6에 실린더 초기체적에 따른 챔버압력의 변화를 나타내었다. 그림에서와 같이 초기체적이 $A_p S$ 인 경우는 챔버압력이 108.7barA까지 상승하였고, $2A_p S$ 인 경우는 94.5barA까지 상승하였다. 실린더 초기체적에 따른 챔버압력 감소율(=최대압력 감소/초기체적 증가)은 Fig. 5와 유사하다.

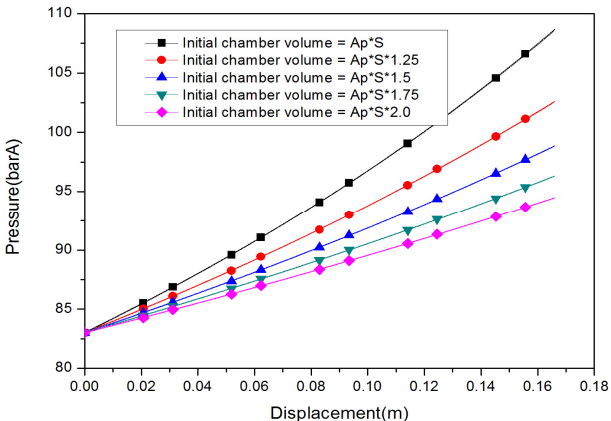


Fig. 6 Pressure variations according to the variations of initial chamber volume

Fig. 7은 외부 온도의 변화에 따른 가스 스프링의 반력 변화를 나타내었다. 온도는 -30°C , 20°C , 80°C 에서 해석을 수행하였고 시뮬레이션 결과, 기준 온도 20°C 를 기준으로 80°C 인 경우는 19.8% 반력이 증가하였고, -30°C 인 경우는 16.5% 반력이 감소하였다.

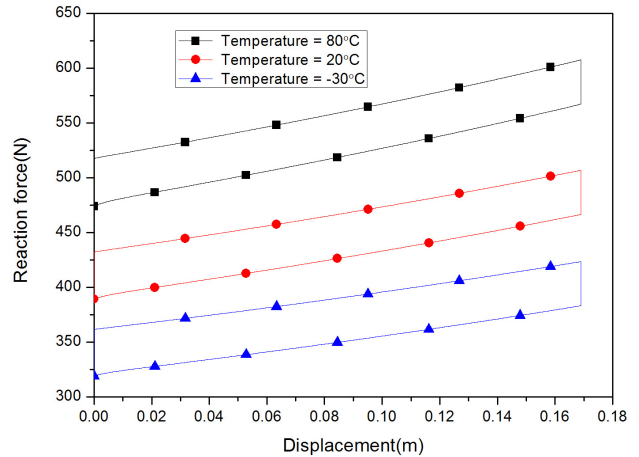


Fig. 7 Reaction force variations according to the variations of ambient temperature

또한, Fig. 8에는 주요 설계변수 중의 하나인 피스톤과 로드 직경비의 변화에 따른 반력 변화를 나타내었다. 시뮬레이션은 실린더 직경 16mm, 로드 직경 8mm의 직경비 50%를 기준으로 $\pm 2.5\sim 5\%$ 변화를 주어 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션 결과, 피스톤과 로드의 직경비가 2.5% 증가함에 따라 반력은 12.5% 정도 증가하여 직경비의 변화에 민감함을 알 수 있다. 또한, 직경비가 증가함에 따라 스프링 상수도 1.13에서 1.22까지 증가함을 알 수 있다. 즉, 그래프에서의 기울기가 점차 증가함을 알 수 있다.

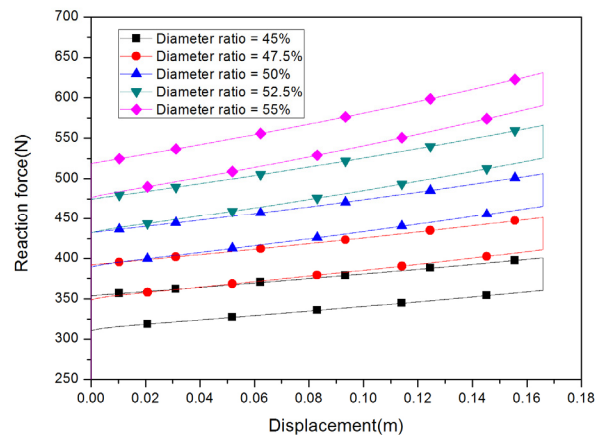


Fig. 8 Reaction force variations according to the variations of diameter ratio

Fig. 9와 10에 피스톤의 작동속도에 따른 반력과 압력변화를 나타내었다.

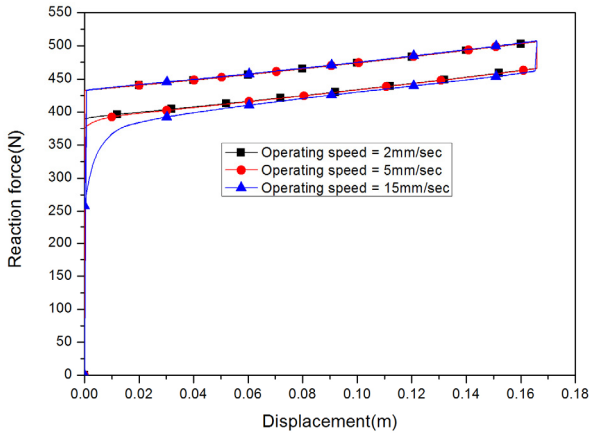


Fig. 9 Reaction force variations according to the variations of operating speed

피스톤의 작동속도는 각각 2, 5, 15mm/sec로 설정하였고 시뮬레이션 결과, Fig. 9에서와 같이 2mm/sec 인 경우는 인장행정 끝부분에서의 반력변화가 거의 없지만 5mm/sec에서는 반력이 약간 감소하기 시작하여 15mm/sec에서는 급격히 감소함을 알 수 있다. 이것은 Fig. 10에서와 같이 인장행정 끝부분에서 가변 오리피스 면적이 작아지므로 인장챔버의 압력이 급격히 증가하여 반력이 감소하였다.

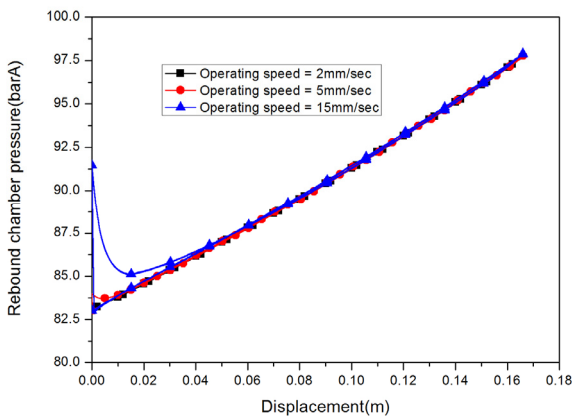


Fig. 10 Rebound chamber pressure variations according to the variations of operating speed

4. 결 론

이상과 같은 가스 스프링의 주요 설계변수 변화에 대한 반력 특성의 변화를 해석한 결과 다음과 같은

결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 초기체적이 증가함에 따라 압축행정에서의 최대 반력과 압력은 감소하고, 감소율은 점차 작아짐을 알 수 있다. 또한, 인장행정 끝단에서의 반력에는 영향을 미치지 않는다.
- 2) 상온에 비해 80°C인 경우는 약 20%의 반력이 증가하였고, -30°C인 경우는 약 17%의 반력이 감소하였다.
- 3) 실린더와 로드 직경비가 2.5% 증가함에 따라 반력은 12.5% 증가하여 반력에 큰 영향을 미치고, 스프링 상수도 1.13에서 1.22까지 증가하였다.
- 4) 피스톤의 작동속도가 증가함에 따라 인장행정 끝부분에서 인장챔버의 압력이 급격히 증가하여 반력을 현저히 감소시킨다.

References

- 1) Y. B. Kim, "A Study on the Optimal Design of Gas Spring for Vehicle", Journal of the KSPE, Vol.15, No.11, pp.39-45, 1998.
- 2) C. H. Kim, H. M. Kim, G. S. Choi, H. I. Jung, Y. H. Jin and C. W. Lim, "A Study of Numerical Analysis for Gas Spring Operate", Proceedings of KSAE, KSAE04-Y0019, pp.146-151, 2004.
- 3) K. H. Lee, "On the Computation of Gas Flows and Convective Heat Transfer in Gas Springs", Theses of Wonkwang University, Vol.30, No.2, pp.317-334, 1995.
- 4) P. D. S. Oliveira and S. N. Vannucci, "Gas Spring with Temperature Compensation", SAE Technical Paper 2000-01-3170, 2000.
- 5) E. C. Macia and J. X. Valls, "Determine of Flow Rate Characteristics of Pneumatic Fluid Power Valves", National Fluid Power Association Technical Paper Series N92-25.2, 1992.
- 6) C. W. Park and H. Y. Kim, "A Study on the Auto-mobile Gas Spring Structural Analysis Using of Bimetal", Journal of the Korean Society of Manufacturing Technology Engineers, Vol.22, No.1, pp.131-137, 2013.
- 7) Y. Tassay, T. Wu, J. Movellan and E. Todoro, "Modeling and Identification of Pneumatic Actuators", IEEE International Conference on Mechatronics and Automation (ICMA), pp. 437-443, 2013.

- 8) V. Blagojević and M. Stojiljković, “Mathematical and Simulink Model of the Pneumatic System with Bridging of the Dual Action Cylinder Chambers”, Journal of the Mechanical Engineering - FACTA University, Vol.5, No.1, pp.23-31, 2007.
- 9) T. J. Um, “Optimization of design Parameters of a Pneumatic System”, Journal of the Korea fluid power systems society, No.2, Vol.4, pp.56-61, 2005.