

# 자동차용 유압식 시트댐퍼의 댐핑 메카니즘에 관한 연구

## Study on the Damping Mechanism of an Hydraulic Type Automotive Seat Damper

이춘태<sup>1\*</sup>

Choon Tae Lee

Received: 05 Aug. 2016, Revised: 29 Aug. 2016, Accepted: 22 Sep. 2016

**Key Words** : Seat Damper(시트댐퍼), Damping(댐핑), Rotary Actuator(로터리 액추에이터), Silicon Oil(실리콘 오일), Retard Chamber(팽창챔버), Compression Chamber(압축챔버), Check Valve(체크밸브)

**Abstract**: Typically, the seat of an automotive vehicle generally includes a horizontal seat-cushion portion and a vertical seat-back portion that is operatively connected to the seat-cushion portion. The seat may include a recliner for the reclining of the seat-back portion relative to the seat-cushion portion by the seat occupant. An energy absorber or damper can also be provided for the seat-back portion. Because the recliner is configured to be released at a relatively high speed, and it results in an impact at the end of a folding stroke, the damper needs to dissipate energy as the seat back moves with respect to the seat cushion; therefore, the role of the seat damper in the automotive-seat design is important. In this paper, the mechanism of an hydraulic-type automotive-seat damper is investigated, and the torque characteristic is simulated according to the design-parameter variations such as the orifice area and the working-fluid properties.

### 1. 서 론

시트댐퍼는 Fig. 1에 나타난 바와 같이 SUV 차량 등의 두 번째 열에 위치한 시트의 등받이(seat back) 회전부에 위치하며 시트의 등받이를 접기 위하여 등받이의 잠금장치를 해제하면 시트댐퍼와 일체형으로 장착된 비틀림 스프링(torsional spring)의 압축력과 등받이의 자중에 의해 자동적으로 비교적 높은 속도로 접히게 된다. 이때 시트댐퍼에 밀봉된 높은 점성의 실리콘 오일과 시트댐퍼 내에 형성된 오리피스스의 조합에 의해 감쇠력을 발생시켜 등받이의 접히는 속도를 적당한 속도로 제어하고, 완전히 접히는 단계에서는 충격을 방지하여 고급스러운 접힘 동작이 이루어

지도록 한다. 시트댐퍼의 구조는 등받이 회전부와 연결된 로터(rotor), 로터에 부착 되어 로터와 같이 회전하는 베인(vane), 본체(housing)에 설치되어 로터 외주면과 좁은 간격을 유지하고 있는 스테이터(stator), 스테이터에 설치되어 등받이가 접힌 상태에서 펼쳐진 상태로 복귀(unfolding) 할 때 빠른 복귀를 위하여 가능한 큰 유로(flow passage)를 확보하기 위해 설치된 디스크 타입의 체크밸브(check valve), 베인이 회전함에 따라 체적이 줄어드는 압축챔버(compression chamber), 체적이 늘어나는 팽창챔버(retard chamber) 등으로 구성되어 있다. 또한, 압축챔버와 팽창챔버에는 감쇠력을 발생시키기 위하여 높은 점성의 실리콘 오일이 밀봉되어 있다.

자동차용 시트댐퍼에 대한 국내에서의 연구는 전무한 실정이며 일부 유사 연구<sup>1-4)</sup>가 진행되었다. 해외에서는 Mitter<sup>5)</sup>에 의해 Fig. 2(a)에 나타난 바와 같이 보어(bore)의 크기를 변화시킬 수 있는 유압댐퍼를 이용하여 기본적인 성능시험 결과에 대한 고찰이 이루어졌고 또한, Hera<sup>6)</sup>에 의해 Fig. 2(b)에 나타난 것과 같은 구조의 유압 로터리 액추에이터(hydraulic

\* Corresponding author: charity@silla.ac.kr

1 Department of Automotive & Mechanical Engineering, Silla University, Pusan 46958, Korea

Copyright © 2016, 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.

rotary actuator)에 대한 회전을 제어하기 위한 제어기법이 연구되었지만 시트댐퍼 분야에 대한 연구는 매우 적은 실정이다. 따라서 본 논문에서는 이러한 자동차용 시트 설계에서 중요한 기능적 역할을 수행하는 시트댐퍼의 감쇠 메커니즘과 주요 설계변수의 변화에 따른 토크의 성능변화에 대하여 연구를 실시하였다.

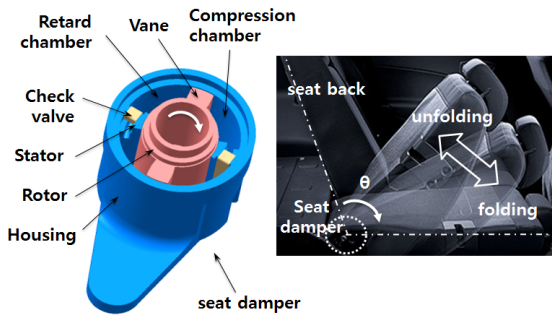


Fig. 1 Configuration(left) and installation position(right) of automotive seat damper

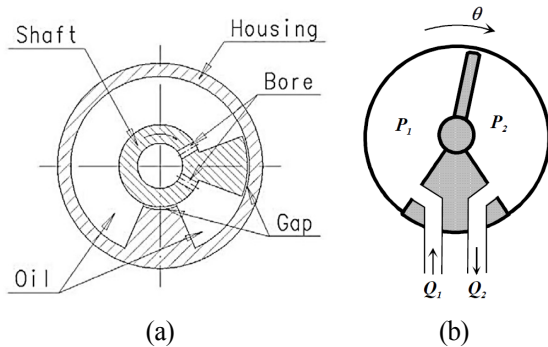


Fig. 2 Schematic of adjustable large range rotary deployment(ALRD) damper(a) and hydraulic rotary actuator(b)

## 2. 유압식 시트댐퍼 이론해석

일반적으로, 유체의 유동에 의한 연속방정식<sup>7)</sup>은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{V}{K} \frac{dP}{dt} + \frac{dV}{dt} = \sum Q_{in} - \sum Q_{out} \quad (1)$$

여기서,  $V$ 는 챔버의 체적,  $K$ 는 작동유체의 체적 탄성계수(bulk modulus of elasticity),  $P$ 는 챔버의 압력,  $Q_{in}$ 은 챔버로 유입되는 유량,  $Q_{out}$ 은 챔버로부터 빠져나가는 유량을 나타낸다. 즉, 압력에 의한 재료변형에 기인한 체적변화를 무시한다면, 시스템으로 유입되는 순수유량(net flow)는 유체의 압력변화에 기

인한 압축성 유량과 피스톤 또는 베인 등의 움직임은 물체의 운동에 의한 체적 변화량의 합과 같다. 그러므로 Fig. 3에 표시한 압축챔버에서의 연속방정식은 식 (2)와 같이 표시할 수 있다.

$$\frac{V_c}{K} \frac{dP_c}{dt} = - \frac{dV_c}{dt} - Q_l \quad (2)$$

여기서,  $V_c$ 는 압축챔버 체적,  $P_c$ 는 압축챔버 압력,  $Q_l$ 은 압축챔버와 팽창챔버 사이의 유로를 통해 흐르는 유량을 나타낸다. 여기서  $Q_l$ 은 본체 밑면에 형성된 그루브(groove) 형상(Fig. 10 참조)의 오리피스를 통한 유량  $Q_{l1}$ , 체크밸브 오리피스를 통한 유량  $Q_{l2}$ , 베인 끝 단면과 본체 내부와의 접촉면에서의 내부누설과 고정자(stator)와 로터의 접촉면에서의 내부누설을 합친  $Q_{l3}$  등으로 구성되어 있다. 각각의 유량은 좁은 틈새를 통한 유량이므로 오리피스 방정식(equation of orifice)을 사용하여 표현할 수 있다.

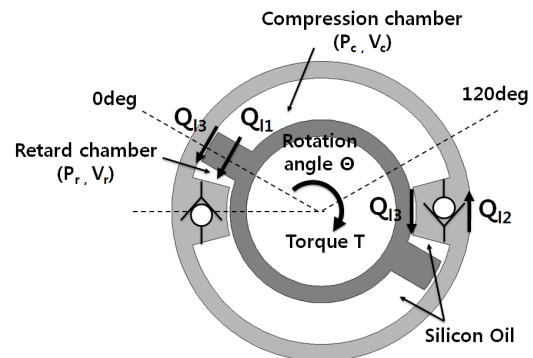


Fig. 3 Schematic of a seat damper configuration

같은 방법으로 팽창챔버의 연속방정식은 식 (3)과 같이 표시할 수 있다.

$$\frac{V_r}{K} \frac{dP_r}{dt} = \frac{dV_r}{dt} + Q_l \quad (3)$$

여기서,  $V_r$ 은 팽창챔버 체적,  $P_r$ 은 팽창챔버 압력을 나타낸다. 로터 회전각도  $\theta$ 에서의 팽창챔버와 압축챔버의 체적  $V_r$ 과  $V_c$ 는 회전각도  $\theta$ 의 함수로 주어지며 다음과 같이 구할 수 있다.

$$V_r = V_1 + \frac{L}{8} (D_{out}^2 - D_{in}^2) (\theta + \theta_{r0}) \quad (4)$$

$$V_c = V_2 + \frac{L}{8} (D_{out}^2 - D_{in}^2) (\theta_{c0} - \theta) \quad (5)$$

여기서,  $V_1$ 과  $V_2$  는 각각 팽창챔버와 압축챔버의 사체적(dead volume),  $L$ 은 베인의 길이,  $D_{out}$ 은 베인 외경,  $D_{in}$ 은 베인 내경,  $\theta_{r0}$ 와  $\theta_{c0}$ 는 각각 팽창챔버와 압축챔버에서의 베인의 초기 회전각도를 나타낸다. 압축챔버와 팽창챔버의 압력차에 의해 발생하는 시트의 움직임에 저항하는 감쇠 토크는 다음과 같이 계산된다.

$$T = \left\{ (P_c - P_r) \frac{L}{8} (D_{out}^2 - D_{in}^2) \right\} 2 \quad (6)$$

### 3. 유압식 시트댐퍼 해석결과

아래의 Fig. 4에 자동차용 유압식 시트댐퍼의 특성 해석에 사용한 시뮬레이션 모델을 나타내었다. 시뮬레이션은 유공압 전문해석 소프트웨어인 LMS Imagine lab사의 AMESim<sup>8)</sup>을 사용하여 해석하였다. 시뮬레이션 모델에는 Fig. 5와 같이 시트댐퍼 본체를 포함한 각종 유로와 오리피스 등의 주요부품에 대한 모델링이 포함되어 있다. 특히, 유로와 오리피스 형상을 구현하기 위하여 유로 형상을 함수 형태로 정의할 수 있는 시뮬레이션 모델을 포함하였다.

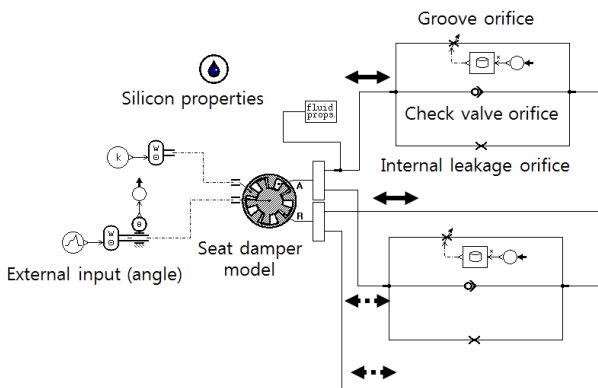


Fig. 4 Simulation model of seat damper with AMESim S/W

그리고 Table 1에 해석에 사용한 주요 물성치의 파라미터 값들을 나타내었다. 해석에 사용한 실리콘 오일의 체적탄성계수는 10,500bar, 동점성계수(kinematic viscosity)는 1.0e+6cst로 가정하였다. 시뮬레이션은 외부에서 10deg/sec의 일정한 회전속도로 베인을 회전시켜 시트댐퍼 내부의 압력, 회전수, 토크 등을 계산하였다.

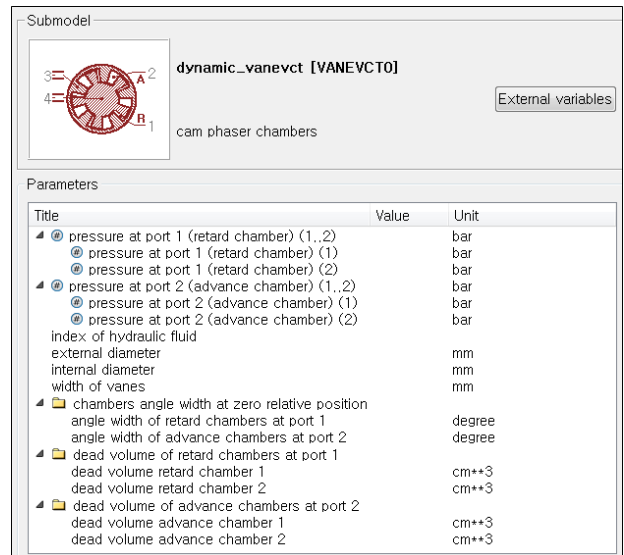


Fig. 5 Simulation parameter input window of seat damper model

Table 1 Simulation parameters

Parameter		value
Vane of rotor	Outer diameter	3.2cm
	Inner diameter	2.2cm
	Length	3.3cm
Dead volume	Compression chamber	0.01cm <sup>3</sup>
	Retard chamber	0.01cm <sup>3</sup>
Initial angle of vane	Retard chamber $\theta_{r0}$	30deg
	Compression chamber $\theta_{c0}$	150deg
Equivalent diameter	Groove orifice	0.35cm
	Check valve orifice	0.68cm
	Internal leakage orifice	0.41cm
Oil	Type	Silicon oil
	Density	968kg/m <sup>3</sup>
	Bulk modulus of elasticity	10,500bar

Fig. 6에 팽창챔버와 압축챔버에서의 압력변화를 나타내었다. 해석 결과, 압축챔버 내에는 토크에 비례하는 압력이 생성됨을 알 수 있고, 팽창챔버는 회전하는 동안 체적이 증가함에 따라 약간의 부압(-)을 나타냄을 알 수 있다. 베인의 회전속도가 일정하고, 그루브 오리피스의 단면적이 Fig. 10과 같이 변하므로 압축챔버의 압력은 60deg까지는 일정하고, 이후에는 그루브 오리피스의 단면적이 줄어들어 따라 상승함을 알 수 있다.

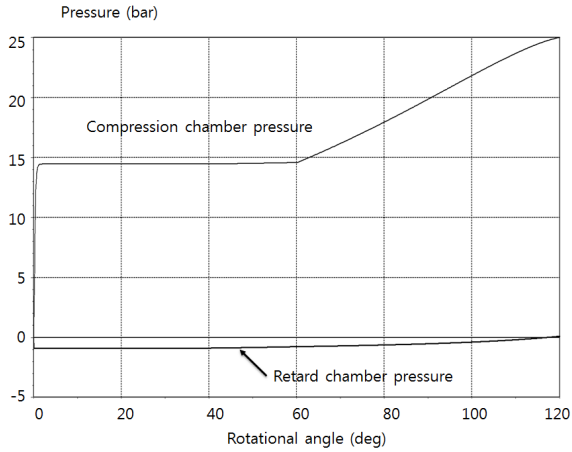


Fig. 6 Changes of compression and retard chamber pressure

Fig. 7과 8에 시트댐퍼의 중요 설계변수인 그루브 오리피스와 내부누설 오리피스의 단면적의 변화에 따른 토크의 변화를 나타내었다. 먼저, Fig. 7에 그루브 오리피스의 최대직경의 변화에 따른 토크의 변화를 나타내었다. 여기서, 최대직경은 Fig. 10에 표시한 바와 같이 회전각도 0deg에서 그루브 오리피스가 완전히 열렸을 때의 직경을 의미한다. 해석 결과, 그림에서와 같이 그루브 최대 직경이 줄어들수록 토크 곡선은 비례적으로 증가하며, 그루브 끝단에서의 단면적은 0이므로 최대 토크는 동일함을 알 수 있다. 그러므로 그루브 오리피스의 최대 단면적을 적절히 선정하는 것이 시트댐퍼의 설계에서 중요한 요소임을 알 수 있다. 또한, Fig. 8에 내부누설  $Q_{i3}$ 과 관련된 내부누설 오리피스 직경의 변화에 따른 토크의 변화를 나타내었다. 그림에서와 같이, 내부누설 오리피스의 직경이 줄어들수록 최대 토크는 각각 0.60, 0.83, 1.18, 1.76, 2.80kgf-m로 지수 함수적으로 상승하여 최대 토크에 큰 영향을 미침을 알 수 있다. 따라서, 그루브 오리피스 직경의 변화와 함께 시트댐퍼의 토크 특성에 큰 영향을 미치는 중요한 변수임을 알 수 있다. Fig. 9에는 작동유의 동점성계수 변화에 따른 토크 변화를 나타내었다. 그림에서와 같이 전체적으로 동점성계수에 비례하여 토크가 증가함을 알 수 있다. 그루브 오리피스의 형상에 따른 토크 변화를 확인하기 위하여 Fig. 10과 같이 2차 함수적으로 감소하는 2개의 형상(곡선1, 3)과 직선적으로 감소하는 형상(곡선2)을 선정하여 토크 변화에 대한 영향을 조사하였다. 그림에서  $\theta_1$ 는 감쇠작용을 위하여 그루브 오리피스의 단면적이 줄어들기 시작하는 각도로서 60deg로 설정하였고,  $\theta_2$ 는 그루브 오리피스가 끝나는 각도로 120deg로 설정하였다.

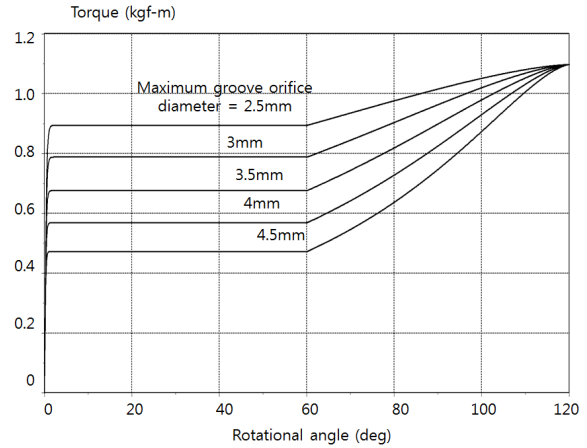


Fig. 7 Torque variations according to the variations of maximum groove orifice diameter

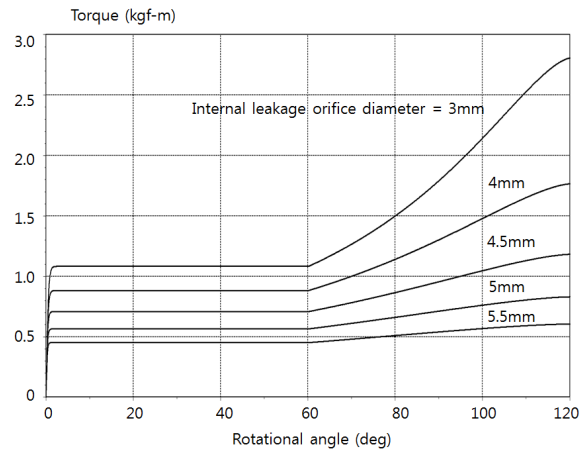


Fig. 8 Torque variations according to the variations of internal leakage orifice area

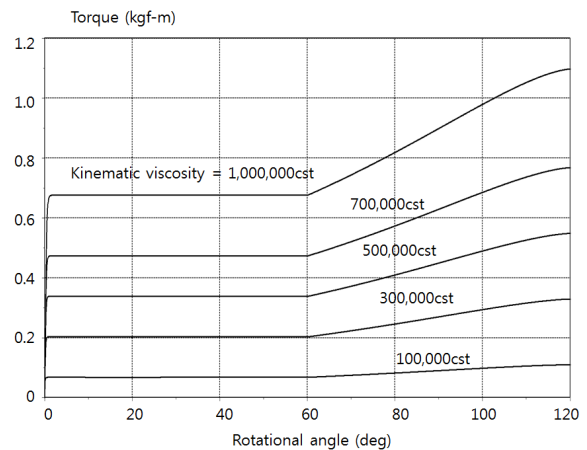


Fig. 9 Torque variations according to the variations of kinematic viscosity

즉, 그루브 오리피스는 0~60deg 구간은 완전히 열

려있고, 60deg 이후는 Fig. 10과 같이 변한다고 가정하였다. 아래의 식 (7)에 곡선 1과 3에 대한 2차 함수식을 회전각도  $\theta$ 의 함수로 표시하였다.

$$A_{open1} = -\frac{100(\theta-\theta_1)^2}{(\theta_2-\theta_1)^2} + 100 \quad (7)$$

$$A_{open3} = \frac{100(\theta-\theta_2)^2}{(\theta_2-\theta_1)^2}$$

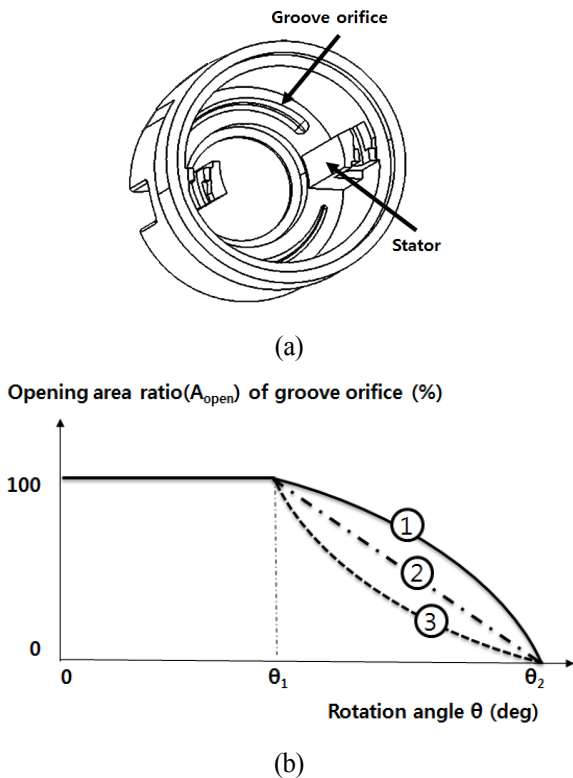


Fig. 10 Configuration of groove orifice(a) and various types of groove orifice opening area ratio(b)

Fig. 11에 그루브 오리피스 형상에 따른 토크 변화를 나타내었다. 그림에서와 같이 그루브 형상이 감소하는 형상과 반대 형상으로 토크가 증가함을 알 수 있다. 이것은 오리피스의 면적이 줄어들수록 토크가 증가하므로 반대 형상으로 토크가 증가함을 알 수 있다. 또한, Fig. 12에 베인의 외경변화에 따른 토크 변화를 나타내었다. 베인의 외경이 변하는 경우의 토크 변화는 Fig. 9의 동점성계수 변화와 비슷한 양상을 나타내지만, 동점성계수의 변화에 비하여 토크 변화 폭이 매우 큼을 알 수 있다. 따라서 전체적인 토크를 조절하는 방법에는 베인의 형상을 변화시키는 것이 효율적임을 알 수 있다.

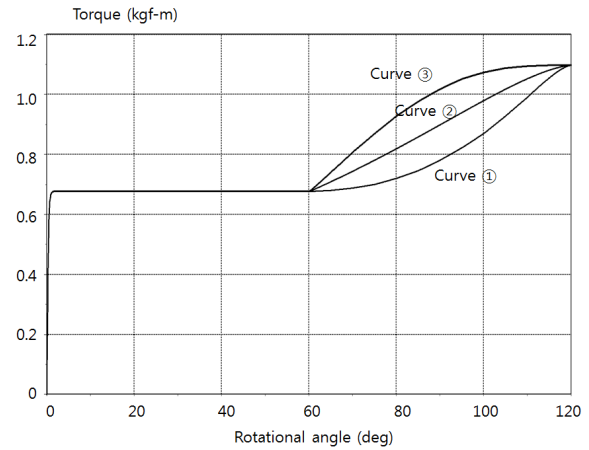


Fig. 11 Torque variations according to the variations of shape of groove orifice

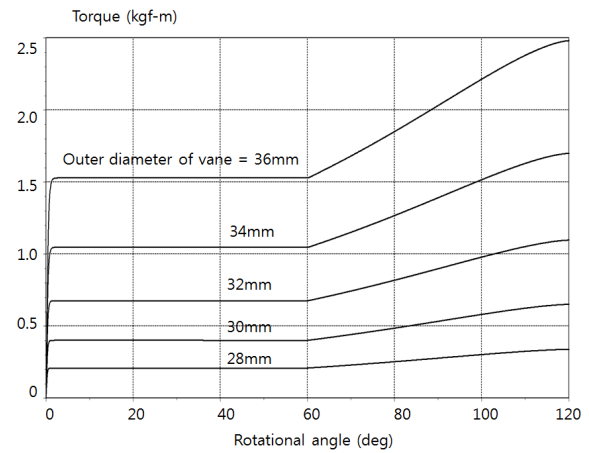


Fig. 12 Torque variations according to the variations of outer diameter of vane

#### 4. 결 론

이상과 같이 자동차용 시트댐퍼의 특성 해석을 통하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 그루브 오리피스의 최대 직경이 줄어들며 따라 토크 곡선은 비례적으로 증가하며, 그루브 끝단에서의 단면적은 0이므로 최대 토크는 동일함을 확인하였다.
- 2) 내부누설 오리피스의 단면적이 줄어들며 따라 최대 토크는 지수 함수적으로 상승하여 최대 토크에 큰 영향을 미침을 확인하였다.
- 3) 동점성계수가 증가함에 따라 거의 동점성계수에 비례적으로 토크가 증가함을 알 수 있었다.
- 4) 그루브 오리피스에서, 그루브가 감소하는 형상과 반대 형상으로 토크가 증가함을 확인하였다.
- 5) 베인 외경이 변하는 경우는 점성계수 변화와 비

슷한 양상을 나타내지만, 점성계수의 변화에 비하여 토크 변화 폭이 상대적으로 큼을 확인하였다.

## References

- 1) Y. C. Kwon, C. H. Kim, Y. S. Hong and S. B. Kim, "Design of Throttle Orifices for an Aircraft Door Damper", Journal of The Korean Society for Fluid Power and Construction Equipment, Vol.9, No.3, pp.23-28, 2012.
- 2) D. T. Kim and Z. J. Jang, "Comparison of Cushion Performance on Parameter Changes in High Speed Pneumatic Cylinder Driving System", Journal of The Korean Society for Fluid Power and Construction Equipment, Vol.12, No.4, pp.54-59, 2015.
- 3) C. T. Lee, "A Study on the Reaction Force Characteristics of the Gas Spring for the Automotive", Journal of The Korean Society for Fluid Power and Construction Equipment, Vol.12, No.4, pp.35-40, 2015.
- 4) K. H. Lee, C. T. Lee and H. S. Jeong, "A Study on the Field Test Characteristics of Semi-Active Suspension System with Continuous Damping Control Damper", Journal of The Korean Society for Fluid Power and Construction Equipment, Vol.7, No.4, pp.32-38, 2010.
- 5) W. Mitter, J. Zemann, T. Nitschko, C. Neugebauer, G. Mitterbauer and M. Palladino, "Adjustable Large Range Rotary Deployment Damper", Proceedings of 13th European Space Mechanisms and Tribology Symposium - ESMATS 2009, 2009.
- 6) P. Hera, U. Mettin, S. Westerberg and A. Shiriaev, "Modeling and Control of Hydraulic Rotary Actuators used in Forestry Cranes", IEEE International Conference on Robotics and Automation, pp.1315-1320, 2009.
- 7) H. Merritt, "Hydraulic Control Systems", John Wiley & Sons Inc., 1967.
- 8) LMS Imagine Lab, "AMESim User Manual Rev 10.0"