

## 엘리베이터용 로프 브레이크 시스템의 설계변수 최적화에 관한 연구

윤영환\*, 최명진\*\*, 장승호\*\*

### Design Parameter Optimization of Rope Brake System for Elevator

Young-Hwan Yoon\*, Myung-Jin Choi\*\*, Seung-Ho Jang\*\*

#### Abstract

Hydraulic systems of rope brake for elevators are modelled to evaluate design parameters such as cylinder pressure, piston displacement, accumulator capacity, and so on. To assure the results, experiments were performed. The analysis results agree well with the experimental results. The scheme in this study is expected to be utilized in the design of rope brake system for elevators to get design parameters and to improve the safety.

**Key Words :** Elevator(엘리베이터), Rope Brake System(로프 브레이크 시스템), Detail Model(상세 모델), Brake Unit (브레이크 유닛), Charge Pressure (충진 압력), Accumulator Capacity(어큐뮬레이터 용량), Design Parameter(설계변수)

### 1. 서 론

엘리베이터의 고속화, 고층화 추세에 따라 사고의 위험이 증가하고 있으며, 평상시 및 비상시에도 위험요소를 안전하게 제거할 수 있는 장치가 필요하게 되었다. 현재 엘리베이터에 사용되고 있는 제동장치는 승객이 타고 내리는 순간의 미끄러짐이나, 정상속도를 초과하는 급상승의 경우에는 엘리베이터를 제동시킬 수 없는 문제가 있다. 이러한 문제를 해결하기 위한 보조장치로서 로프 브레이크 시스템이 개발되었다. 로프 브레이크 시스템은 엘리베

터 로프에 직접 작동하여 사고를 근본적으로 예방할 수 있는 최적의 안전 시스템이다.

지금까지 설계변수의 최적화에 관한 연구는 다수 발표되었으나<sup>(1-6)</sup>, 엘리베이터의 브레이크 시스템에 관한 연구는 찾아보기 힘들다. 본 연구에서는 현재 개발된 로프 브레이크 시스템의 유압시스템 설계 변수에 대한 상세한 검토를 위한 해석모델을 개발하고자 한다. 또한 신뢰성 있는 모델을 개발하기 위해 시스템의 시험결과를 이용하여 신뢰성 있는 모델을 개발하여 향후 로프 브레이크 유압시스템 설계 및 최적화 개발에 이용하고자 한다.

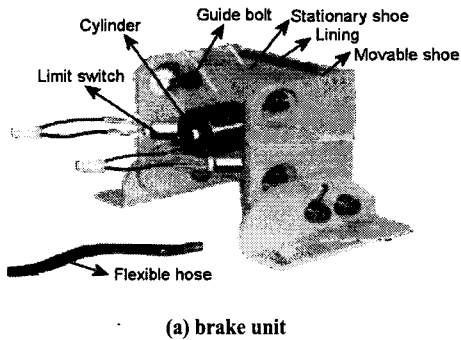
\* 회원, 경희대학교 대학원 기계공학과  
\*\* 회원, 경희대학교 기계산업시스템공학부  
(최명진: mjchoi@khu.ac.kr)

유압시스템에 대한 수치해석과 시험을 통해 사양의 타당성을 검증하고 유압시스템 성능향상을 위해 부품의 최적사양과 개선방안을 제시한다.

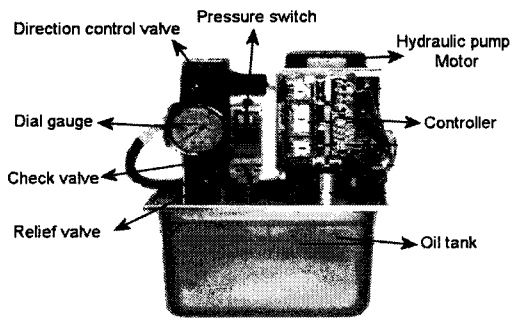
## 2. 시스템 구성과 모델링

로프 브레이크 시스템의 구조와 구성요소들을 Fig. 1에 나타냈다. 시스템은 크게 제어가 부착된 유압 공급 유닛과 브레이크 유닛으로 구성되어 있다. 압력스위치의 설정 조건에 따라 작동하는 전기 모터와 시스템 압력 설정용 릴리프 밸브, 제동압력을 제어하는 솔레노이드 밸브, 모터 정지 시 펌프 측으로의 누유를 방지하여 시스템 압력을 유지시키는 체크밸브, 축압용 어큐뮬레이터, 제동력을 발생하는 실린더 등으로 구성되어 있으며 작동원리는 다음과 같다.

엘리베이터가 제어계통 이상이나 카(car)와 균형추의 무



(a) brake unit



(b) hydraulic power and control unit

Fig. 1 System configuration

게차이 등으로 규정속도를 초과하여 속도가 발생할 때, 가버너 스위치가 과속을 검출하여 로프 브레이크의 안전회로 전원을 차단하면 리미트 스위치의 접점이 열려 솔레노이드의 전원공급을 중단한다. 이때, 방향제어밸브의 절환에 의해 실린더 압력은 유압 공급 유닛의 설정압력과 같게 되어 브레이크 슈(shoe)가 작동하여 로프를 잡게 된다.

Fig. 2는 로프 브레이크 시스템 해석을 위해 모델링한 그림이다. 해석 소프트웨어는 프랑스 IMAGINE S.A.에서 개발한 AMESim V3.0<sup>(7,8)</sup>을 사용하였다. AMESim은 유압 시스템 모델링과 시뮬레이션이 용이하며 기타 동력학계의 확장된 모델링이 가능하다는 장점이 있다. 풀이법은 Runge-Kutta 법을 사용하였으며, variable step size를 사용하였다. 시험결과와 비교하기 위해 해석 조건을 시험조건과 동일하게 설정하였으며 압력스위치의 사양은 시스템 설정압력에 따라 조정하였다. 해석모델에 사용한 기본 사양은 Table 1과 같다. Fig. 2의 해석모델에서 실제 브레이크 유닛은 실린더의 하우징이 움직이며, 두 개의 질량이 움직이는 상세 모델(detail model)로 모델링 할 수 있으나, 계산시간 및 설계 변수 설정의 편의를 위해 단순화하여 모델링하였다. 두 모델의 해석 결과에는 큰 차이가 없었으며, 상세모델의 경우 해석시간이 많이 소요되어 단순 모델로 해석하였다.

해석모델에서 펌프의 배제용적은 0.48 cc/rev이며, 시스템 압력에 따라 작동하는 모터는 무부하 시 1800 rpm이며, 펌프의 부하에 따라 가변하기 때문에 해석에서는 무부하 시 회전수인 1600 rpm으로 고정하였다. 기존 해석에서는 시스템 압력을 85 Bar로 설정하였으며, 압력 스위치는 75 Bar에서 On, 85Bar에서 Off로 설정하였다. 어큐뮬레이터의 기본 사양은 가스 볼륨을 0.34 Liter, 초기 충전 압력은 60 Bar로 설정하였으며, 최대 허용 유량을 40 L/min으로 규제하기 위해 어큐뮬레이터의 토출 측에 오리피스를 설치하여 최대 토출 유량을 규제하였다. 솔레노이드 밸브, 릴리프 밸브, 체크밸브의 압력강하 특성은 카타로그<sup>(9)</sup>에 명시된 특성 곡선을 사용하였다. 그 외의 물리적인 상수들은 측정하거나 각 제품의 사양서로부터 구하였다. 유압 작동유의 경우 밀도변화는 해석결과에 큰 변화가 없으나 동점도(kinematic viscosity)와 체적탄성계수(Bulk modulus)는 해석결과에 큰 영향을 미치기 때문에<sup>(10)</sup> 작동유 업체에서 제공한 유압 작동유의 온도-점도 지표를 사용하였다. 온도변화에 대한 영향을 최소화하기 위해 작동유 온도조건을 시험 시의 온도를 고려하여 25℃로 설정하였다.

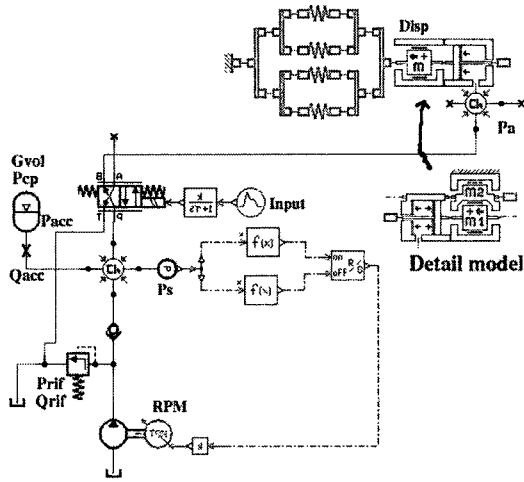


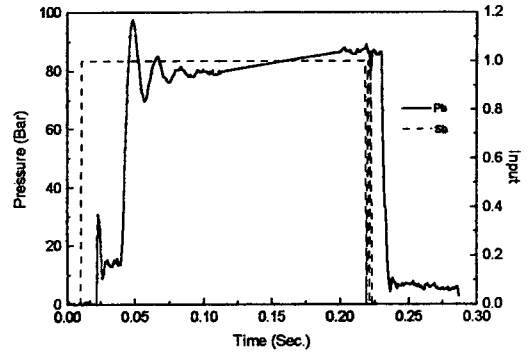
Fig. 2 Simulation model of rope brake system

Table 1 Specification of simulation model

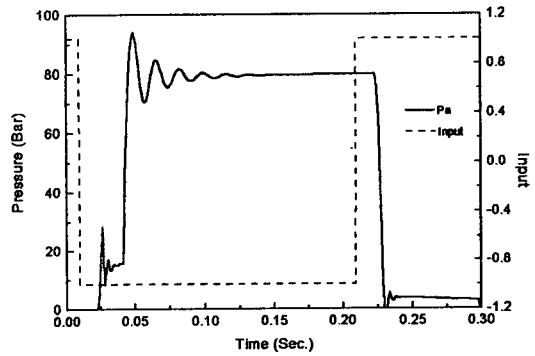
Unit	Specifications	
Electric	Motor	Induction motor 180 W, 60 Hz,
	Pressure switch	75 Bar(On), 85 Bar(Off)
Hydraulic	Pump	Gear type, 0.48 cc/rev
	Check valve	Cracking Pre.=0.5 Bar Override=5.6 L/min/Bar
	Relief valve	Cracking Pre.=85 Bar, Override=0.7 L/min/Bar
	Accumulator	Diaphragm type Charge pressure=60 Bar Gas volume=0.34 Liter
	Solenoid Valve	4/2 way, AC solenoid type
Brake	Cylinder	Piston diameter= $\phi$ 55, $\phi$ 75 mm
Oil	ISO4VG46	850 cSt(-10 $^{\circ}$ C), 44.3 cSt(40 $^{\circ}$ C), V.I=152

### 3. 해석 모델 검증 및 수치해석 결과

해석 모델의 브레이크 유닛 및 실린더의 정지 마찰력 (static friction force)과 점성 마찰(viscous friction), 점탄성



(a) experiment



(b) simulation

Fig. 3 Comparison between experiment and simulation results for cylinder pressure

관로(Flexible hose)의 세로탄성계수(Young's modulus)등은 신뢰성 있는 모델을 수립할 수 있도록 시험을 통하여 추정하였으며, 해석 모델의 정확성을 검증하기 위해 시험결과와 비교하였다.

Fig. 3은 피스톤 변위가 5 mm 일 때, 실린더 직경  $\phi$  55 mm에 대한 시험결과와 해석결과를 비교한 것이다. 시험에서는 솔레노이드 Off후 압력상승을 0.1 sec동안 1 kHz로 샘플링한 후, 4.5 sec가 지난 다음, 솔레노이드 On후 압력하강을 샘플링 하였기 때문에 4.5sec 동안 펌프의 작동에 의해 제동 압력(Ps)이 시스템 릴리프 압력까지 상승하는 것을 볼 수 있다.

제동 압력의 정착시간은 정상상태의 2%기준으로 120 msec이며, 초기 시스템 압력 85 Bar에 비해 5 Bar의 압력저감이 발생하였다.

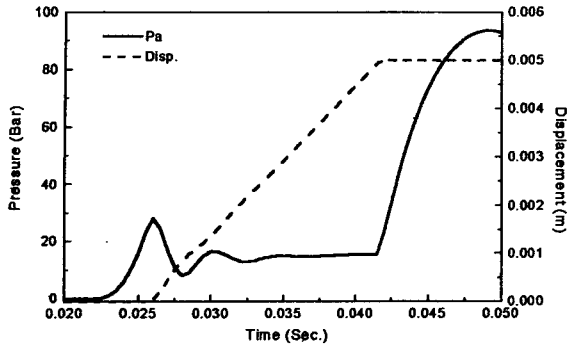


Fig. 4 Dynamic behavior analysis of brake unit

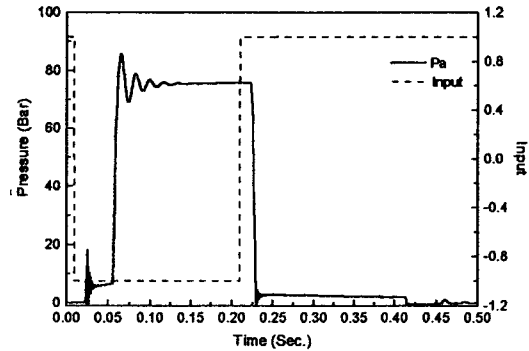
시험 결과와 해석결과를 비교한 결과 아주 잘 일치하여 신뢰성 있는 해석 모델임을 알 수 있다. 따라서 기존 시스템 설계변수 민감도 해석 및 향후 개발할 시스템의 사양 분석 및 부품 선정에 유용하게 사용할 수 있음을 확인하였다.

브레이크 유닛의 동적 거동을 파악하기 위한 해석 결과는 Fig. 4와 같다. 해석 결과 스프링 초기 압축량 및 브레이크 유닛의 마찰력에 의해 실린더의 압력이 28 Bar에서 피스톤의 변위가 발생하며, 변위가 발생한 이후에는 15 Bar로 유지되면서 피스톤은 설정변위 5 mm까지 이동 후 압력이 상승되는 것을 알 수 있다. 따라서 정지 마찰력이 아주 큰 것을 알 수 있다. 해석에 사용한 정지 마찰력은 5000 N으로 80 Bar인 경우 피스톤에 발생하는 힘을 계산하면 18630 N으로 약 26.8%의 정지 마찰력이 작용하는 것을 알 수 있다. 또한 피스톤 변위가 발생한 이후의 압력 거동은 점성 마찰에 의해 좌우되며, 해석에 사용한 점성마찰은 7000 N/(m/s)이다.

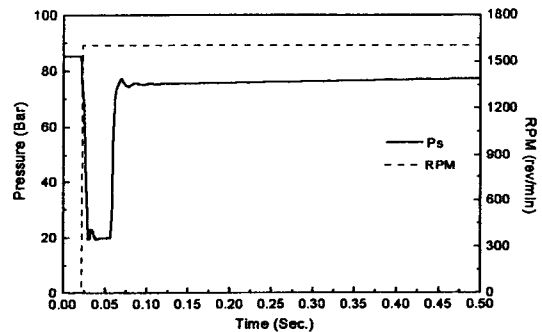
일반적으로 실린더의 정지 마찰력과 점성 마찰은 시험 결과를 이용하여 추정하여 구하였으며, 브레이크 유닛의 경우 아주 크게 작용하는 것을 알 수 있다. 이것은 피스톤의 실(seal)구조와 가공 공차에 의해 좌우되며, 현 시스템의 경우 2중 실구조로 마찰력이 크게 작용하는 것을 확인할 수 있으며, 또한 가이드 볼트(guide bolt)의 마모상태를 볼 때 정지 마찰력이 크게 작용하는 것을 확인할 수 있다. 따라서 실린더와 가이드 볼트의 정지마찰력을 줄일 경우 시스템 응답성이 향상되며, 소형의 스프링을 사용할 수 있는 것을 알 수 있다.

#### 4. 설계 변수에 대한 특성 해석

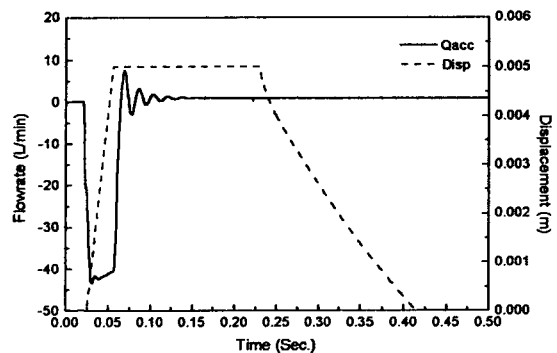
Fig. 5는 초기 시스템 압력 85 Bar, 피스톤 변위 5 mm, 실린더 직경이  $\varnothing 75$  mm로 설정한 상태에서 해석한 결과이다. 실린더 압력 상승 시, 시스템 압력(Ps)은 20 Bar 까지 하강하며, 시스템 압력에 비해 실린더 압력(Pa)은



(a) cylinder pressure and input



(b) system pressure and pump revolution



(c) accumulator outlet flow rate and piston displacement

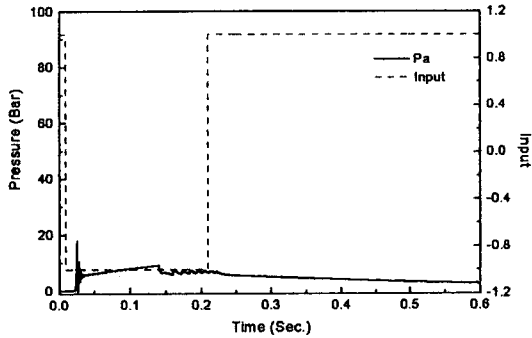
Fig. 5 Simulation results of brake unit system (displacement: 5 mm)

75 Bar로 10 Bar 정도 압력 강하가 일어난다. 어큐물레이터는 최대 토출 유량 (Qacc) 사양을 만족하기 위해 오리피스로 규제하여 43 L/min 정도인 것을 알 수 있다. 피스톤 변위(Disp)가 5 mm 도달 시간은 솔레노이드 Off 후

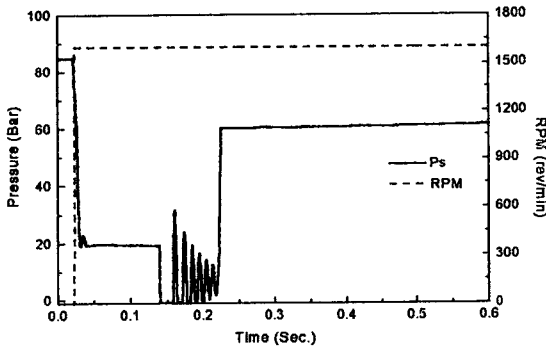
46 msec, 복귀시간은 솔레노이드 On 후 304 msec로 시스템 작동 성능에는 큰 영향이 없는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 6은 초기 시스템 압력 85 Bar, 최대 피스톤 변위는 마찰제가 최대한 마모된 경우인 23 mm로 설정한 경우의 해석 결과이다. 해석 결과 피스톤 변위(Disp)가 17.4 mm 까지 발생하여 제동력을 발생시킬 수 없는 심각한 문제가 발생한다. 이는 어큐물레이터에서 축압하고 있는 유량보다 소비유량이 크기 때문이다. 즉 충전 유량보다 소비유량이 큰 경우 시스템 압력이 6 Bar 정도로 하강하여 제동력을 발생시킬 수 없는 것을 확인할 수 있다.

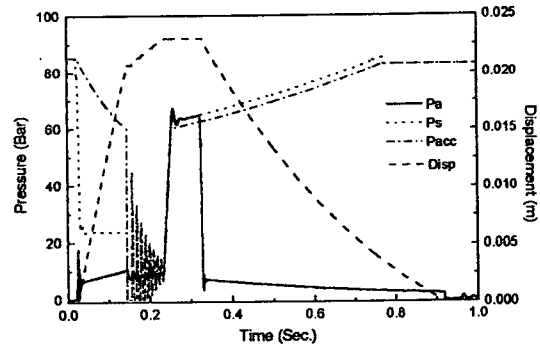
설계 시 소비유량에 의해 어큐물레이터 내의 압력 (Pacc)이 어큐물레이터 충전 압력 이하로 떨어질 경우 시스템 성능에 문제가 발생한다. 따라서 어큐물레이터 충전 유량과 소비유량을 고려하여 어큐물레이터 충전 유량보다 소비유량이 작게 설계해야 하는 것을 알 수 있다. 어큐



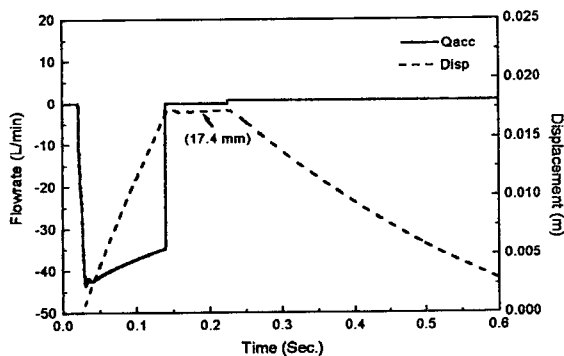
(a) cylinder pressure and input



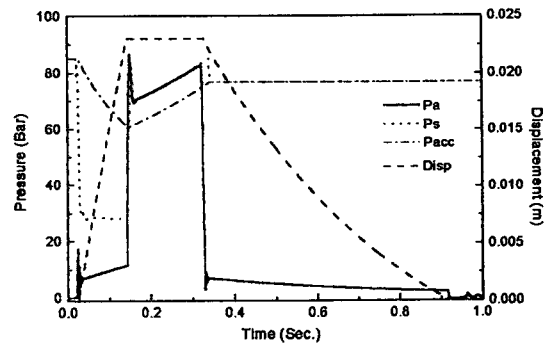
(b) system pressure and pump revolution



(a) pump displacement : 5 cc/rev



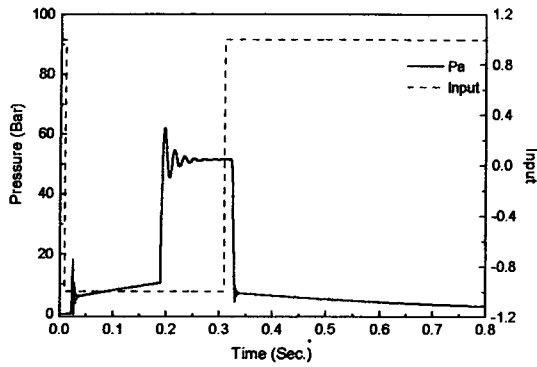
(c) accumulator outlet flow rate and piston displacement



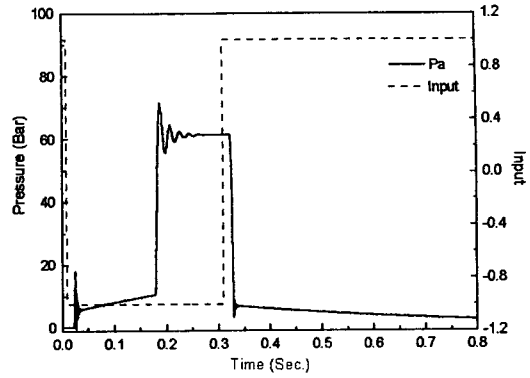
(b) pump displacement : 10 cc/rev

Fig. 6 Simulation results of brake unit system(displacement: 23 mm)

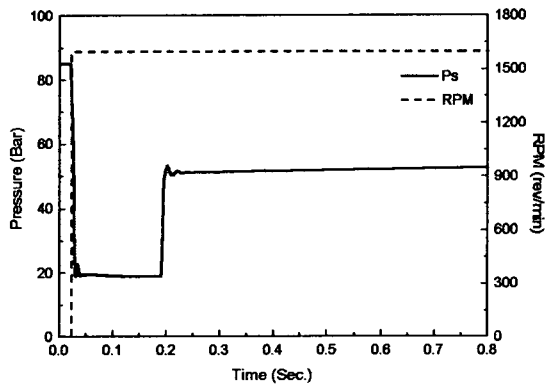
Fig. 7 Effect of pump displacement (displacement:23 mm)



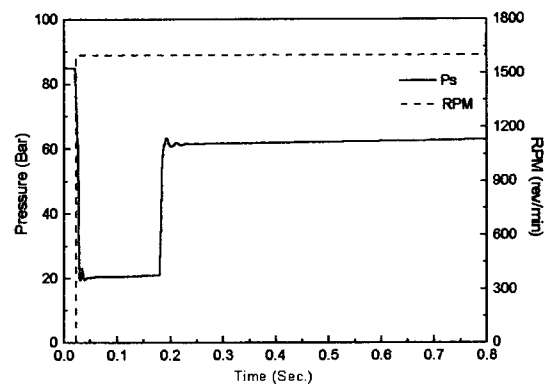
(a) cylinder pressure and input



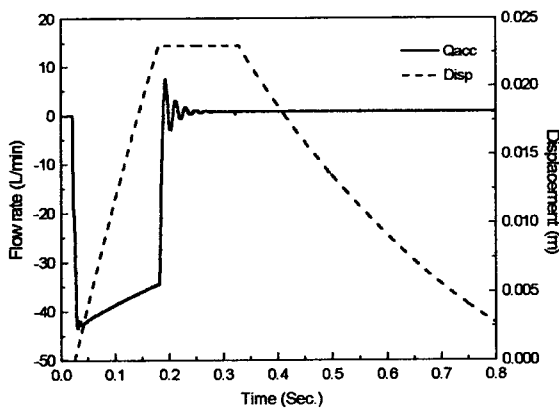
(a) cylinder pressure and input



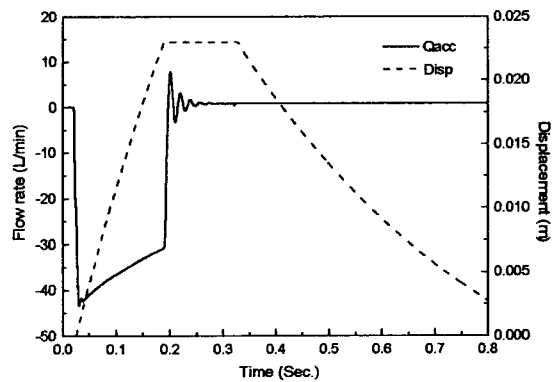
(b) system pressure and pump revolution



(b) system pressure and pump revolution



(c) accumulator outlet flow rate and piston displacement



(c) accumulator outlet flow rate and piston displacement

Fig. 8 Simulation results of brake unit system (displacement: 23 mm, Pcp:50 Bar)

Fig. 9 Simulation results of brake unit system (displacement: 23 mm, accumulator capacity : 0.5 Liter)

물레이터 충전 유량을 증가시키기 위한 방법으로는 충전 압력을 줄이는 것과 어큐물레이터 용량을 증가시키는 방법 및 펌프 용량을 키우는 방법이 있다.

Fig. 7은 펌프 용량 변화에 대한 해석 결과이다. 시스템에서 순간 소비유량을 확보하기 위해 펌프의 용량을 0.48 cc/rev에서 5 cc/rev으로 증가한 경우, 펌프의 토출 유량이

순간 소비유량을 확보하지 못하여 시스템 압력이 8.5 Bar로 하강한 후, 피스톤 변위가 21 mm이후 소비유량이 감소한 후, 펌프 토출 유량에 의해 240 msec후에 실린더 압력이 상승하는 것을 알 수 있다.

펌프의 용량을 10 cc/rev으로 증가한 경우 펌프 토출 유량이 순간 소비유량의 확보가 가능하여 130 msec후 실린더 압력이 상승한다. 펌프 토출 유량이 크기 때문에 정상상태의 압력도 빠르게 릴리프 압력까지 상승하는 것을 확인할 수 있다. 그러나 시스템에서 펌프의 토출 유량의 증가는 모터 용량의 증가와 동시에 장착공간에도 문제가 있으므로 어큐뮬레이터 사양을 변경시키는 것이 설계에 유리한 것으로 판단된다.

Fig. 8은 어큐뮬레이터의 충전 압력(Pcp)이 시스템 성능에 미치는 영향을 파악하기 위해 충전 압력을 60 Bar에서 50 Bar로 설정한 경우의 해석 결과이다. 해석 결과, 제동 후 정상상태의 압력이 51 Bar로 어큐뮬레이터 내의 압력이 50 Bar이하로 떨어지지 않아 Fig. 6에서와 같이 제동력이 발생하지 않는 문제는 없으나 충전 압력이 낮은 경우 제동 후 정상상태의 압력도 낮아지는 문제가 발생하는 것을 알 수 있다. 즉, 충전 압력을 낮출 경우, 충전 유량이 증가하여 피스톤 변위 증가에 대해 제동압력은 발생될 수 있으나 정상상태의 제동압력이 낮아지는 문제가 발생한다.

Fig. 9는 어큐뮬레이터의 용량이 시스템 성능에 미치는 영향을 파악하기 위해 어큐뮬레이터 용량을 0.34 Liter에서 0.5 Liter로 설정한 경우의 해석 결과이다. 해석 결과 제동 후 정상상태의 압력이 61 Bar로 어큐뮬레이터 내의 압력이 60 Bar이하로 떨어지지 않아 Fig. 6에서와 같이 제동력이 발생하지 않는 문제는 없다. 이것은 어큐뮬레이터 용량이 증가할 경우 충전 유량이 증가하기 때문이다.

해석 결과 소비유량이 증가하여 초기 시스템 압력에 비해 실린더 압력은 61 Bar로 24 Bar정도 압력강하가 일어나며, 어큐뮬레이터의 최대 토출 유량은 42 L/min 정도이다. 피스톤 변위(Disp)가 23 mm에 도달하는 시간은 솔레노이드 Off후 170 msec, 복귀시간은 솔레노이드 On후 900 msec이며 압력강하가 크게 발생하여 제동 수직력이 현격히 감소하는 문제가 발생하지만 시스템 성능에는 큰 영향이 없는 것을 확인할 수 있다. 즉, 피스톤 변위가 증가할수록 소비유량이 증가하여 피스톤의 최대변위 도달 시간 및 복귀 시간이 증가하며 압력강하도 크게 발생하는 것을 알 수 있다.

## 5. 주요 설계 변수에 대한 민감도 해석 및 고찰

Fig. 10은 어큐뮬레이터의 충전 압력과 용량변화에 대한 충전 시간을 나타내며, 용량 증가와 시스템 설정 압력이 높을수록 충전 시간이 증가하는 것을 알 수 있다. 현재 시스템의 사양인 시스템 압력 85 Bar(Prif85), 어큐뮬레이터 용량 0.34 Liter의 경우 충전 시간은 5.5 sec가 소요되며, 시스템 압력 120 Bar(Prif120), 어큐뮬레이터 용량 1.0 Liter의 경우 충전 시간은 9 sec가 소요된다.

Fig. 11은 기존 시스템 사양인 시스템 압력 85 Bar, 어큐뮬레이터 용량 0.34 Liter일 때 시스템 압력(Ps)과 충전 유량(Qacc) 및 릴리프 유량(Qrif)을 도시한 결과이다. 초기 충전 압력이 60 Bar이기 때문에 펌프가 동작하여 시스템 압력이 60 Bar에서 5.5 sec후 시스템 설정 압력인 85 Bar까지 도달하게 되면 펌프의 회전은 정지하게 된다. 펌프의 용량이 0.5 cc/rev이기 때문에 모터가 1600 rpm으로 회전하면 펌프 토출 유량은 0.8 L/min이며, 시스템 설정 압력 이전에는 토출 유량의 전부가 어큐뮬레이터에 충전되며, 85 Bar 충전 시 어큐뮬레이터의 가스 볼륨은 0.34 Liter에서 0.267 Liter로 된다.

Fig. 12는 마찰재(lining) 마모에 의한 영향을 파악하기 위해 피스톤 변위 변화에 대해 실린더 압력 변화를 해석한 결과이다. 실린더 직경  $\phi 75$  모델에서 최대변위에 대해 시스템 성능에 문제가 없게 어큐뮬레이터의 용량을 0.5 Liter로 설정한 상태에서 해석한 결과이다. 해석 결과 피스톤 변위가 증가할수록 정상상태에서의 제동압력이 감소하는 것을 알 수 있다. 따라서 시스템 설계 시, 피스톤 변위를 고려한 설계가 필요하다는 것을 알 수 있다.

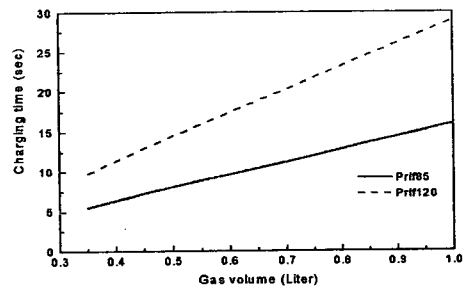
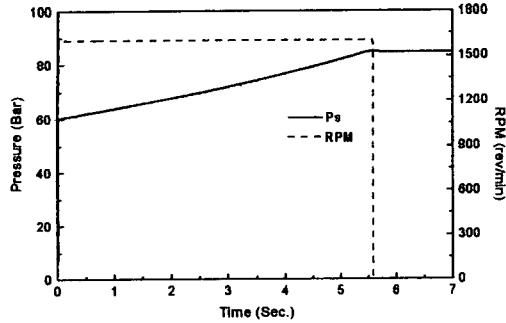


Fig. 10 Effect of accumulator charging time (displacement: 5 mm)



(a) cylinder pressure and input

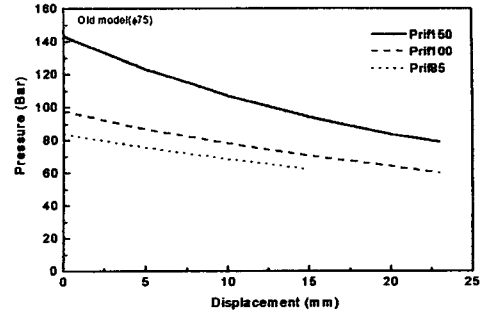
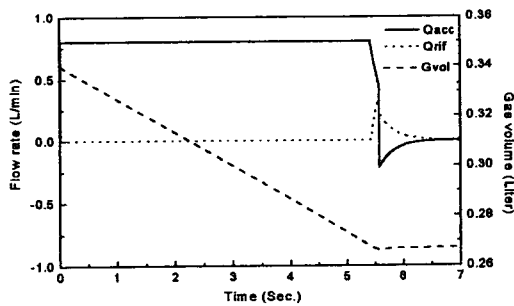


Fig. 13 Piston displacement vs. cylinder pressure(accumulator capacity:0.5 Liter)



(b) flow rate and gas volume

Fig. 11 Simulation results of brake unit system(displacement: 5 mm)

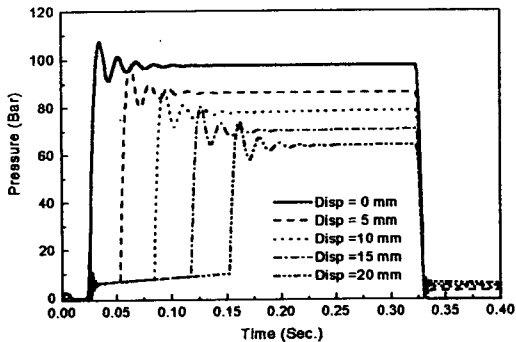


Fig. 12 Effect of piston displacement (accumulator capacity: 0.5 Liter)

Fig. 13은 Fig. 12의 해석조건에서 시스템 설정 압력 (Pri#)에 따라 제동 압력의 변화를 검토하기 위해 해석결과를 정리한 것이다. 시스템 설정압력이 증가할수록 제동 압력도 증가하며 설정 압력이 높을수록 피스톤 변위에 따라 제동압력 감소의 기울기가 커지는 것을 알 수 있다. 따라서 제동압력을 높이기 위해 시스템 설정압력을 올리면 피스톤 변위에 대한 손실이 커지게 되므로 시스템 설계 시 제동압력을 높이기 위해 시스템 설정압력을 100 Bar 이상 올리는 것은 바람직하지 않다. 여기에서 보면 시스템 설정압력이 85 Bar인 경우 15 mm 이상에서는 제동압력이 발생하지 않는 것을 알 수 있다.

Fig. 14는 어큐뮬레이터 충전 압력 변화에 대해 실린더 압력 변화를 검토하기 위해 실린더 직경  $\phi 75$  모델에서 변위를 5 mm로 설정한 상태에서 어큐뮬레이터의 충전 압력을 변화 시키며 해석한 결과이다. 해석 결과, 어큐뮬레이터 충전 압력이 증가할수록 정상상태에서의 제동압력이 증가하는 것을 알 수 있다. 충전 압력은 마찰제 마모로 인한 피스톤 변위 변화에 따라 제동압력의 발생 가능한 범위, 즉 시스템 안정성에도 영향을 미치는 요소이다. 따라서 시스템 설계 시 피스톤 변위 변화를 고려한 어큐뮬레이터 충전 압력의 설계가 필요한 것을 알 수 있다.

Fig. 15는 Fig. 14의 해석조건에서 어큐뮬레이터 충전 압력 변화에 대해 실린더 압력 변화의 해석 결과를 시스템 설정압력의 100 Bar, 150 Bar 의 두 경우에 대해 해석 결과를 정리한 것이다. 어큐뮬레이터의 충전 압력이 증가할수록 정상상태에서의 제동압력이 증가하는 것을 알 수 있으며, 시스템 설정압력이 높을수록 충전 압력의 증가에 대한 제동압력의 기울기 커지게 되므로 설계 시, 시스템



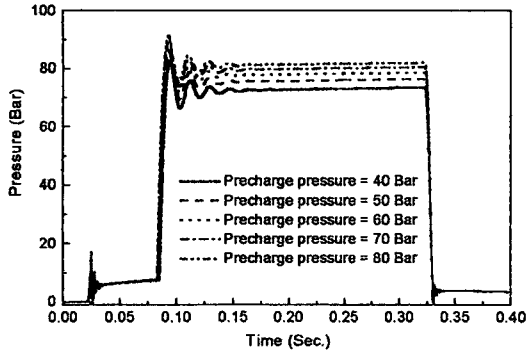


Fig. 14 Effect of accumulator charge pressure (accumulator capacity : 0.5 Liter)

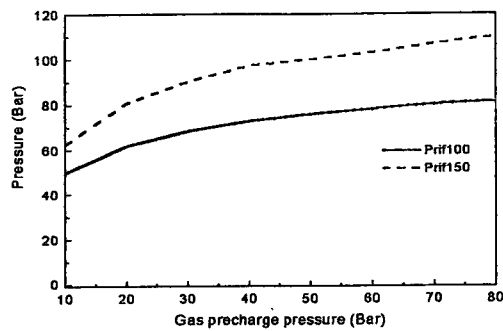


Fig. 15 Accumulator charge pressure vs. cylinder pressure (accumulator capacity : 0.5 Liter)

설정압력을 올릴 경우 동시에 어큐뮬레이터 충전 압력을 올리는 것이 효율적인 것을 알 수 있다. 그러나 어큐뮬레이터 최대 충전 압력의 크기는 일반적으로 고압으로 사용할 경우 내구성이 악화되며, 또한 충전 장치가 고가가 된다. 따라서 제동압력을 높이기 위해 시스템 설정압력을 올릴 경우 어큐뮬레이터의 충전 압력을 올리는 것이 효율적이지만 내구성 및 경제성을 고려한 설계가 필요하다.

## 6. 결론

로프 브레이크 시스템의 설계 및 최적 설계사양을 제시하기 위해 시스템의 작동 원리를 분석하여 해석모델을 수립하였다. 수치해석과 시험을 통해 향후 로프 브레이크 개발 시 설계사양의 타당성을 검증하고 유압시스템 성능향

상을 사용할 수 있는 해석모델을 개발하였으며, 현재의 시스템에 대한 제동압력의 안정성을 판단하기 위해 주요 설계변수에 대한 해석을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 해석 모델의 검증을 위해 기존 시스템의 시험 결과와 해석결과를 비교한 결과가 비교적 잘 일치하여 신뢰성 있는 해석 모델임을 확인하였다. 따라서 기존 및 향후 유압 시스템 해석을 통한 시스템 사양 분석 및 선정에 유용하게 사용할 수 있음을 확인하였다.
- (2) 피스톤 변위가 증가 할 경우 제동 압력 상승의 지연에 의해 제동력을 발생할 수 없는 심각한 문제가 발생한다. 이는 어큐뮬레이터에서 축압하고 있는 유량보다 소비유량이 크기 때문이다. 따라서 설계시, 소비유량에 의해 어큐뮬레이터 충전 압력 이하로 떨어질 경우, 시스템 성능에 문제가 발생하기 때문에 어큐뮬레이터 충전 유량과 소비유량을 고려하여 어큐뮬레이터 충전 유량보다 소비유량이 작게 설계해야 한다.
- (3) 어큐뮬레이터 충전 유량을 증가시키기 위한 방법으로는 충전 압력을 줄이는 것은 제동 후 정상상태의 압력, 즉 제동압력이 낮아지는 문제가 발생하며, 펌프 용량을 키우는 방법은 모터 용량의 증가와 동시에 장착공간에도 문제가 있으므로 어큐뮬레이터 용량을 증가시키는 방법이 가장 유리하다.

## 참고 문헌

- (1) 이종선, 김엽래, 이강순, 1996, "평면 차체프레임구조물의 민감도해석 및 최적설계", 한국공작기계기술학회지, v.5, n.4, pp.74-81
- (2) 박영진, 정성중, 1997, "축방향 자기베어링의 해석 및 최적설계", 한국공작기계학회 1997년도 추계학술대회 논문집, pp.278-283
- (3) 김성정, 하영민, 주현준, 1998, "항공기의 RAM 예측을 위한 모델 개발에 관한 연구", 한국공작기계학회 1998년도 추계학술대회 논문집, pp.102-114
- (4) 원종진, 이종선, 1998, "차체구조물의 탄소성좌굴에 관한 민감도해석과 최적설계", 한국공작기계학회지, v.7, n.6, pp.106-112
- (5) 이종선, 1999, "차량승객실의 최적설계", 한국공작

- 기계학회지, v.8, n.1, pp.60-66
- (6) 조백희, 성활경, 1999, "유전적 알고리즘을 적용하여 머시닝센터 베드두께의 동하중을 고려한 최적설계에 관한 연구", 한국공작기계학회지, v.8, n.1, pp.67-73
  - (7) AMESim(Advanced Modeling Environment for Simulation of engineering system) User Manual, IMAGINE S.A.
  - (8) AMESim Hydraulic Component Design Library User Manual, IMAGINE S.A.
  - (9) BOSCH Hydraulics Catalog Volume II.
  - (10) Herbert E. M., 1967, "Hydraulic Control Systems", John Wiley & Sons, pp. 76~131.