로프 브레이크 시스템에서 마찰 특성을 고려한 설계 변수특성 연구

장주섭[†]

가천대학교 기계·자동차공학과

Design Parameters Considering Friction Characteristics for Rope Brake System of Elevator

Joosup Jang[†]

Dept. of Mechanical & Automotive Engineering, Gachon University
(Received March 2, 2013 ; Revised April 3, 2013 ; Accepted April 6, 2013)

Abstract – In this study, hydraulic systems of the rope brake system of an elevator are modeled to evaluate design parameters that consider friction characteristics such as cylinder pressure, piston displacement, and flow rate. Hydraulic systems of the rope brake system are analyzed using the commercial program AMESim. Analysis modeling data are compared with data obtained from experiments, and the analysis modeling results are found to be reliable. The analysis results will be used to design hydraulic systems of the rope brake system of elevators.

Keywords – rope brake system(로프 브레이크 시스템), friction characteristics(마찰 특성), design parameter(설계 변수), brake component(브레이크 부품), hydraulic system(유압 시스템)

1. 서 론

엘리베이터에 사용되고 있는 로프 브레이크는 운행 시에 권상기 브레이크가 고장 나거나 메인 로프의 마멸로 인하여 도어가 열린 상태로 급상승하거나 과속시에 메인 로프를 잡아줌으로서 승객과 설비를 보호할 수 있는 보조 장치로서 사고방지를 위한 최후의 안전장치이다[1]. 그러나 현재 엘리베이터는 고속화, 고층화 추세에 따라 사고의 위험성이 증가하고 있기 때문에 평상시에도 위험요소를 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 보조 장치로서 로프 브레이크 시스템이 개발되었다[2].

지금까지 진행된 연구의 대부분은 브레이크 자체의 강도나 구조해석 대한 내용의 논문이 다수 발표되었으나[2,3] 마찰 특성을 고려한 엘리베이터의 로프 브레이크 시스템에 대한 연구내용을 찾아보기 힘들다.

본 연구에서는 개발 중인 로프 브레이크 시스템의 유압시스템 설계 파라미터에 대한 상세한 검토와 해석을 통해 수행하고자 한다. 특히 로프 브레이크의 마찰 특성을 고려한 유압시스템은 시험결과를 이용하여 신뢰성 있는 모델을 수립하여 향후 유사 유압시스템의 설계 및 최적화 된 장치 개발을 위한 기초자료를 제시하고자 한다.

2. 로프 브레이크의 시스템 구성

엘리베이터용 로프 브레이크의 구조와 유압 구성 요소를 Fig. 1에 나타내었다. 시스템의 구성은 크게 로프와 마찰력을 이용하여 엘리베이터가 위급한 상황에서

[†]Corresponding author : jjs1@gachon.ac.kr

로 모델링할 수 있으나, 계산시간 및 파라메타 설정의 편의를 위해 단순화 하여 모델링하였다. 두 모델의 해석 결과에는 큰 차이가 없었으며, 상세모델의 경우 해석시간이 많이 소요되어 단순 모델로 해석하였다. 해석모델에서 펌프 배제용적은 0.5 cc/rev이며, 시스템 압력에 따라 작동하는 모터는 무부하 시 1800 rpm이며, 펌프의 부하에 따라 가변되어, 본 해석에서는 부하 시 회전수인 1600 rpm으로 고정하였다. 기존 해석에서는 시스템 압력을 85 bar로 설정하였으며, 압력 스위치는 75 bar에서는 On으로 85 bar에서는 Off로 설정하였다.

어큐뮬레이터의 사양은 가스체적은 0.34 liter, 가스 초기 충전 압력을 60 bar로 설정하였으며, 최대 허용 유량을 40 L/min으로 규제하기 위해 어큐뮬레이터의 토출측에 오리피스를 설치하여 최대 토출 유량을 제어하였다.

솔레노이드 밸브의 경우 AMESim software에 있는 모델을 사용하기 위해 4/2 way valve 대신 4/3 way valve를 사용하였으며 입력조건을 로 설정하여 4/2 way valve와 동일하게 작동하도록 하였다. 솔레노이드 밸브 와 릴리프 밸브 및 체크밸브의 압력강하 특성은 카탈로그에 명시된 특성 곡선을 사용하였으며, 그 외의 물리적인 상수들은 측정하거나 각 제품의 사양서로부터 구하였다[6].

3. 해석 모델에 대한 검증 및 해석결과

해석모델의 브레이크 장치 및 실린더의 정지 마찰력과 점성 마찰, 점탄성 관로의 세로탄성계수 등은 실험으로 구하기 어렵기 때문에 시스템의 실험 결과를 이용하여 신뢰성 있는 모델을 수립할 수 있으며, 해석모델의 정확성을 검증하기 위해 실험 결과와 비교하여 Fig. 3에 나타내었다. 이것은 피스톤 변위가 5 mm일 때이고, 실험에서는 솔레노이드를 Off후 압력상승을 0.1 sec동안 1 kHz로 샘플링한 후, 4.5 sec가 지난 다음, 솔레노이드 On후 압력하강을 샘플링 하였기 때문에 4.5 sec 동안 펌프의 작동에 의해 제동 압력(Pa)이 시스템 릴리프 압력까지 상승하는 것을 볼 수 있다.

제동 압력의 정착시간은 정상상태의 2%기준으로 130 msec이며, 초기 시스템의 압력이 85 bar에 비해 10bar의 압력 저감이 발생하였다. 응답 지연 및 압력 저감이 큰 것은 실린더 직경이 클 경우 소비유량이 증가하기 때문이라 판단된다. 실험 결과와 해석결과가 비교적 잘 일치하여 신뢰성 있는 해석 모델을 확인 할

(a) experiment

(b) simulation

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

수 있다. 따라서 기존 및 차기 시스템 해석에 필요한 사양 분석 및 선정에 문제가 없을 것이라 판단된다.

4. 해석 결과 및 고찰

Fig. 4는 시스템 압력 85 bar, 최대 피스톤 변위를 마찰제가 최대한 마모된 경우인 22 mm로 설정한 경우 해석 결과이다. 해석 결과 피스톤 변위가 13 mm까지 발생하여 충분한 제동력을 발생할 수 없는 심각한 문제가 발생한다. 이는 어큐뮬레이터에서 축압하고 있는 유량보다 소비유량이 크기 때문이다. 즉 충전 유량보다 소비유량이 큰 경우 시스템 압력이 6 bar 정도로 하강하여 제동력을 발생할 수 없는 것을 확인할 수 있다. 충분한 제동력을 얻기 위한 방법으로 펌프의 용량 증가나 어큐뮬레이터의 충전 압력을 낮추는 것 보다 어큐뮬레이터의 용량을 증가시키는 것이 유효한 방법이기 때문에 펌프용량과 어큐뮬레이터 충전 압력을 고

(a) Cylinder pressure and input

(b) System pressure and pump revolution

(c) Accumulator pressure and gas volume

(d) Accumulator outlet flow rate and piston displacement

Fig. 4. Simulation results of brake unit system (Displacement: 22 mm, accumulator capacity: 0.35 liter).

(a) Cylinder pressure and input

(b) System pressure and pump revolution

(c) Accumulator pressure and gas volume

(d) Accumulator outlet flow rate and piston displacement

Fig. 5. Simulation results of brake unit system (Displacement: 22 mm, accumulator capacity: 0.7 liter).

Fig. 6. Piston displacement according to cylinder pressure of rope brake system.

정하고 어큐뮬레이터 용량을 몇 번에 걸쳐 증가시켜 확인한 결과 최종 0.7 liter로 증가 시켜 해석한 결과를 Fig. 5에 나타내었다. 해석 결과를 보면 제동 후 정상 상태의 압력이 63 bar로 어큐뮬레이터 내의 압력이 60 bar 이하로 떨어지지 않아 Fig. 4에서의 결과와 같이 제동력이 발생하지 않는 문제는 없다. 또한 피스톤 변위가 증가함으로 소비유량이 증가하여 시스템 압력에 비해 실린더 압력은 63 bar로 22 bar정도의 압력강하가 일어나며, 어큐뮬레이터의 최대 토출 유량이 43 L/min 정도로 나타났다. Fig. 5의 (c), (d)에서 피스톤 변위가 22 mm에 도달하는 시간은 솔레노이드 Off 한 후 210 msec, 복귀 시간은 솔레노이드 On 한 후 1050 msec이며, 압력강하가 크게 발생하여 제동 수직력이 현격히 감소하는 문제가 발생하지만 어느 정도 압력을 유지하고 있기 때문에 시스템의 성능에는 큰 영향이 없는 것을 확인할 수 있다.

5. 주요 설계변수의 민감도 해석

5-1. 시스템 압력

Fig. 6은 피스톤 변위변화에 대해 실린더 압력변화를 검토하기 위해 어큐뮬레이터의 용량을 0.7 liter로 설정한 상태에서 시스템 설정 압력(Prif)이 100 bar, 150 bar, 200 bar인 경우에 대해 제동 압력의 변화를 검토하기 위해 해석결과를 정리한 것이다. 해석 시 압력스위치 작동조건은 시스템 설정 압력을 기준으로 10 bar가 하강하면 작동하도록 설정하였다. 해석결과에서 보면 피스톤 변위가 증가할수록 정상상태에서의 제동압력이 감소하는 것을 알 수 있다. 전반적으로 시스

(a) System pressure : Prif=100 bar

(b) System pressure : Prif=200 bar

Fig. 7. Simulation results of rope brake system (Displacement: 6 mm).

템 설정압력이 증가할수록 제동압력도 증가하며 설정 압력이 높을수록 피스톤 변위에 따라 제동압력 감소의 기울기가 커지는 것을 알 수 있다[5]. 따라서 시스템 설계 시 피스톤 변위를 고려한 설계가 필요한 것을 알 수 있다.

Fig. 7은 Fig. 6의 시험조건에서 압력과 피스톤 거동을 파악하기 위해 시스템설정압력이 100 bar, 200 bar인 두 경우에 대해 해석결과를 도시한 것이다. 해석 결과 피스톤 변위가 6 mm로 같은 조건이기 때문에 어큐뮬레이터 최대 토출 유량의 크기 및 피스톤 응답은 시스템 설정압력에 관계없이 거의 동일한 것을 알 수 있다. 즉 피스톤 변위가 6 mm 도달 시간은 솔레노이드 Off후 45 msec, 복귀시간은 솔레노이드 On후 390 msec이다.

5-2. 스프링의 초기 압축량 및 탄성계수

스프링 사양을 결정하기 위해 스프링 자유장을

Fig. 8. Simulation results according to variation of initial spring length.

Fig. 9. Simulation results according to variation of spring rate.

60 mm로 고정된 상태에서 초기 압축량과 탄성계수를 변화 시키면서 시스템의 성능을 검토하였다.

Fig. 8은 스프링탄성 계수를 28000 N/m로 고정된 상태에서 스프링 초기 압축량을 0~20 mm까지 5 mm 간격으로 변화 시켰고, Fig. 9는 스프링 초기 압축량을 10 mm로 고정된 상태에서 스프링 탄성계수를 28000 N/m를 기준으로 14000 N/m, 56000 N/m변화 시키면서 해석한 결과를 나타낸 것이다.

해석결과 피스톤 변위에 대한 거동은 초기 압축량과 탄성계수에 영향을 받지만 조립성을 고려할 때, 스프링 탄성계수 및 초기 압축량을 작게 하는 것이 유리하며, 특히 스프링 초기 압축량이 거의 없는 경우에도 시스템 성능에는 큰 영향이 없는 것을 알 수 있다.

5-3. 실린더 관로의 길이

보통 점탄성 관로의 경우 세로탄성계수는 5.0×10^3

Fig. 10. Simulation results according to variation of pipeline length.

Table 2. A property value of working fluid

Viscosity grade	N15	N32	N46	N68	N100
Flash point (°C)	189	212	221	224	232
Pour point (°C)	-45	-42	-39	-30	-33
Kinetic viscosity (cSt)					
-10°C	135.	515.	850.	1450.	2500.
40°C	14.0	30.	44.3	6.3	7.8
100°C	3.63	6.0	7.95	0.75	4.65
Viscosity index	151	151	152	152	156

~ 1.0×10^5 bar의 범위를 가진다. 실제 장착시의 실린더 관로 길이에 대한 검토를 위해 1 m에서 3 m까지 0.5 m 씩 증가 시키며 해석을 수행하였다. Fig. 10은 실린더의 관로길이 변화에 대한 해석결과로, 관로 길이가 증가 할수록 시스템 응답 시간의 지연이 발생하는 것을 알 수 있으며, 장착길이가 3 m일 때에도 시스템 성능에는 큰 영향이 없는 것을 알 수 있다.

5-4. 작동유의 영향

작동유의 점도 등급 변화에 따른 동점성 계수의 영향을 해석적으로 검토하였다. 해석에 사용한 작동유의 대표적 물성 값은 Table 2와 같다.

해석결과 온도가 낮아지면 동점성 계수가 매우 커져 압력상승의 지연이 발생한다. 즉, 피스톤 응답시간의 지연이 발생하는 것을 알 수 있다.

(a) Pressure of cylinder

(b) displacement of piston

Fig. 11. Simulation results according to variation of hydraulic oil.

Fig. 11은 점도 등급이 다른 작동유의 온도가 -10°C 인 경우에 해석한 결과로 온도가 낮아지면 동점성계수가 커져 압력 상승이 지연되어 피스톤의 응답시간이 지연되는 것을 알 수 있다. 특히 점도 등급 N68, N100의 경우 응답시간의 지연이 크게 발생하여 시스템이 동작하지 않아 심각한 문제가 발생될 수 있다는 것을 예측 할 수 있다. 그러나 산업용 작동유는, 통상 작동중의 온도기준을 50°C 로 한다. 따라서 상온 이상의 온도조건에서는 큰 문제가 없으나, 로프브레이크 시스템의 경우에는 외부에 장착하여 사용하는 경우에는 저온 특성을 반드시 고려해야 한다. Fig. 11의 해석결과, 로프 브레이크 시스템에 사용할 작동유는 저온시 동점성 계수가 상대적으로 낮은 것을 사용하는 것이 좋으나, 동점성 계수가 너무 낮은 경우 통상 작동 중에 압력 맥동이 커져 소음 및 진동이 발생할 가능성이 높다.

Table 3. Scope of minium and maximum stop distance

elevator rating speed (m/min)	governor work speed(m/min)	minium stop distance(mm)	maximum stop distance (mm)
60 below	84	100	540
75	105	150	700
90	119	200	830
105	136	260	1,000
120	153	330	1,200
150	188	500	1,700
180	222	700	2,300
210	256	930	2,900
240	291	1,200	3,700
300	360	1,800	5,500
360	432	2,600	7,800
420	504	3,600	10,500
480	576	4,700	13,600
540	642	5,800	17,000

6. 브레이크 장치 설계

브레이크를 구성하고 있는 부품은 크게 마찰 플레이트와 작동시키는 캘리퍼(caliper) 부품으로 구성되어 있으며 제동력은 압력과 밀접한 관계가 있으므로 주로 작동 압력에 대해서만 검토하기로 하겠다.

6-1. 로프 브레이크의 과속 시험 기준

승강기 로프 브레이크에 대한 과속 시험 시 조속기 작동 속도와 이에 대한 정지거리의 기준은 아래 Table 3과 같다.

6-2. 시스템 압력 계산

브레이크 작동 신호가 나간 후 실린더에 압력이 형성될 때까지의 시간을 고려하여 시스템 압력을 선정하는데 있어 고려사항으로 마찰재가 닳은 후의 압력 형성 시간은 닳기 전보다 길어지며, 어큐뮬레이터의 소비유량도 많아지기 때문에 실린더 압력도 떨어지게 된다. 즉, 마찰재가 닳은 후에 최대 정지거리 안에서 제동할 수 있는 압력을 계산해야 한다.

실린더에 압력이 형성되는 시간 동안 승강기가 움직이는 거리는 조속기 작동 속도(v_0)×마찰재가 최대로 닳았을 때의 시스템 압력 형성 시간(t_2)이다. 따라서 실

Fig. 12. Minimum braking pressure diagram according to elevator rating speed.

린더압력 형성 후 브레이크가 작동하여 정지할 때까지 허용되는 최대 정지거리는 최대 정지거리(S)- $v_0 \times t_2$ 가 된다. 이에 따른 최소 제동 마찰력(F_{min})은 관성의 법칙을 적용하게 되면 다음과 같다.

$$F_{min} = \frac{(W_b + W_c)v_0^2}{2gL} + (W_b + W_c) \quad (1)$$

$$= \frac{(W_b + W_c)v_0^2}{2g(S - v_0 \times t_2)} + (W_b + W_c)$$

가 된다. 여기서 W_b 는 균형추의 무게, W_c 는 카의 무게이다.

마찰재가 닳은 후의 압력 형성 시간을 피스톤 작동 거리가 22 mm일 때의 유압 시스템 해석결과를 참조하여 220 msec로 하고, 마찰계수는 0.27로 선정, 직경 60.6 mm 피스톤 두개를 사용하였을 경우, 각 승강기의 탑승 인원(p)에 따른 정격속도에서 요구되는 최소 제동 압력과 최대 제동압력을 Fig. 12와 Fig. 13에 나타내었다.

Fig. 12에서 최소 제동 압력은 승강기 정격 속도보다는 균형 추 무게나 승강기 무게가 관련된 허용 탑승 인원(p)에 따라 변화가 뚜렷이 나타나고 있다.

이런 최소 제동압력을 기준으로 어큐뮬레이터의 용량과 가스 충전 압력 및 초기 작동 압력을 선정했을 때, 마찰재가 닳기 전에 형성되는 실린더 압력은 닳은 후보다 크게 된다. 따라서 마찰재가 닳기 전의 조건에서의 정지거리가 허용되는 최소 정지거리(S')보다 크다는 것을 인식해야 한다.

이에 적합한 최대 제동 마찰력을 구하면

Fig. 13. Maximum braking pressure diagram according to elevator rating speed.

$$F_{max} = \frac{(W_b + W_c)v_0^2}{2g(S' - v_0 \times t_1)} + (W_b - W_c) \quad (2)$$

가 된다. 이때 t_1 은 마찰재가 닳기 전의 시스템 압력 형성 시간이다.

마찰재가 닳기 전의 실린더 압력 형성 시간에 대해서는 앞서와 유사하게 피스톤 작동 거리가 6 mm일 때의 해석 결과를 참조하여 70 msec로 하여 최대 제동 압력을 나타낸 Fig. 13을 보면, 승강기 정격 속도가 낮을수록 허용 최대 제동 압력이 크게 나타나고 있는데, 이는 최소 제동 거리에서 실린더 압력 형성 시간 동안 승강기가 움직인 거리를 제외 했을 때의 남은 거리가 짧기 때문이다. 그리고 역시 허용 탑승 인원(e)에 따라 허용 최대 제동 압력이 변화하고 있음을 알 수 있다.

7. 결 론

승강기용 로프 브레이크 시스템의 설계 사양을 제시하고 작동 원리를 분석하여 주요 설계 변수를 도출하여 수치해석과 실험을 통해 신뢰성 있는 모델을 수립하였다. 유압시스템의 성능향상을 위한 해석을 수행하였으며 설계된 모델의 제동압력에 따른 안정성을 판단하기 위해 설계변수에 대한 해석을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 시스템의 실험 결과와 해석결과를 비교한 결과가 비교적 잘 일치하여 개발한 해석 모델이 신뢰성을 가지고 있음을 확인하였다. 향후, 차기 유압 시스템 해석을 통한 시스템 사양 분석 및 선정에 문제가 없을 것이다.

2) 선정된 시스템의 응답에 적절하게 대처하는 방법으로 어큐뮬레이터의 용량을 증가시키는 것이 가장 유효한 방법이다. 그러나 제동 압력강하가 크게 발생하여 제동 수직력이 현격히 감소하는 문제는 발생한다.

3) 작동유의 온도가 낮아지면 동점성 계수가 커져 압력상승 지연으로 인해 피스톤 응답시간의 지연이 발생한다. 로프 브레이크 시스템에 사용할 작동유는 저온시 동점성 계수가 상대적으로 작은 것을 사용하는 것이 좋으나, 동점성 계수가 너무 낮은 경우 통상 동작 중에 압력 맥동이 커져 소음 및 진동이 발생할 수 있다.

4) 마찰재가 마모되어 피스톤 변위가 증가 할 경우 제동 압력 저감 및 제동시간의 지연이 발생하는 치명적인 문제점을 개선하기 위해 초기 장착 시, 제동압력을 미리 높게 설정하는 것 보다 스프링 어큐뮬레이터를 사용하여 마찰재의 마모량에 따른 피스톤의 변위만큼 유체가 보충되어 피스톤의 이동거리를 일정하게 해주는 방안이 유리하다.

감사의 글

이 논문은 2013년도 가천대학교 교내연구비 지원에 의한 결과임.(GCU-2013-R055)

References

1. Yoon, Y. H., Choi, M. J., and Jang, S. H., "Design Parameter Optimization of Rope Brake System for Elevator," *Transactions of the Korean Society of Machine Tool Engineers*, Vol. 10, No. 6, pp. 85-94, 2001.
2. Lee, J. S., Kim, J. H., and Bag, I. J., "Structural Analysis of Rope Brake for Elevator," *Proceedings of Transactions of the Korean Society of Machine Tool Engineers 2003 Autumn Conference*, pp. 9-13, 2003.
3. Lee, J.S., Lim, J. S., and Won, C. J., "Structural Analysis and Characteristics Compare of Rope Brake by Spring Type," *Proceedings of Transactions of the Korean Society of Machine Tool Engineers 2005 Autumn Conference*, pp. 260-265, 2005.
4. Herbert E. M., *Hydraulics Control System*, pp.76-131, John Wiley & Sons, New York, 1967.
5. AMESim(Advanced Modeling Enviroment for Simulation of engineering system) User Manual, Imagine S. A.
6. BOSCH Hydraulics Catalog., Volume II.