

섬유송출 유압구동부 급제동시 발생하는 충격상승압 흡수장치에 관한 연구

이재구*, 김정현⁺, 김도태⁺, 김성동⁺⁺, 정선환⁺⁺

(논문접수일 2002. 8. 22, 심사완료일 2002. 10. 10)

A Study on Absorption Device of Surge Rising Pressure Occurring when Suddenly Braking Action in the Hydraulic Driving Part of Textiles Let off

Jae-Gu Lee*, Jung-Hyun Kim⁺, Do-Tae Kim⁺, Sung-Dong Kim⁺⁺, Sun-Hwan Jung⁺⁺

Abstract

The equipment of textiles let off is a part of inspection machine which inspects finished textiles and it checks up textiles through that. This study suggests a method to select the capacity and initial gas pressure of accumulator to control surge rising pressure occurring when suddenly braking action to a desired degree. An accumulator in hydraulic systems is hydraulic machinery which stores kinetic energy of inertia body during braking. A series of computer simulations were done for the brake action. The results of the simulation work were compared with those of experiments.

Key words : The Equipment of Textiles let off(섬유 송출장치), Kinetic Energy(운동 에너지), Surge Rising Pressure(충격 상승압), Simulation Work(시뮬레이션 작업)

1. 서론

섬유 공정 중에서 직물의 제직과정을 준비공정과 제직공정으로 크게 나눌 수 있는데, 제직공정은 기계와 실의 특성 사이의 조화점을 찾아 바라는 직물을 제조해 가는 것으로

서 완료된 직물을 섬유송출 장치를 통하여 가공한 직물지를 검사하여 상품으로 출고되는 직물 송출장치이다. 직물지를 제직하여 가공한 다음 송출기에 감겨지면 그 양이 많아 감은 상태의 직경크기가 1m가 넘는다. 따라서 이를 검단기에 통과시켜 검단하고 검단된 직물지를 권취기에 감아

* 주저자, 금오공과대학교 기계공학부 (jaegu97@hanmail.net)

주소: 701-771 경북 구미시 신평동 188

+ 경일대학교 기계공학부

++ 금오공과대학교 기계공학부

상품 단위로 하나하나 포장하는 것은 가장 중요하고 엄격하여야 하는 작업과정에 해당한다. 그러나 가공된 직물을 검단하고 권취기에 감기 위해서는 검단장치와 송출기계를 통해 작업이 이루어지는 것이므로 여기서, 송출 작업중에 직물의 흠집을 발견하거나 일정량으로 작업이 완료되면 다음 작업을 위해 송출기에서 직물공급을 일시 정지시켜야 한다. 이를 위해서는 종래에는 공급부측 직물의 송출기 축에 수동으로 작동시키는 밴드 브레이크를 사용, 사람의 힘으로 이를 작동시켜 송출기 축의 회전을 일시 정지시키도록 구성하고 있는 바 인력이 많이 들면서 능률이 떨어지는 불편이 있었다. 또한 최근에는 유압 구동용 모터를 장착하여 사용되고 있으나 급제동시 급격한 진동과 유압모터 감속도에 의한 문제로 직물지 장력발생으로 문제가 일어나고 있다. 따라서 이러한 직물 불량과 급격한 충격현상을 줄이기 위한 연구는 전혀 없는 관계로 새로운 유압 시스템이 필요하다.

축압기는 유압회로의 구성품으로서 압축성이 극히 작은 유압유에 대하여 압축성이 큰 기체 등을 사용하여 에너지를 일시적으로 축적하거나 충격을 완화시킴으로써 유압유의 비압축 특성을 보완 해 주는 유압기기이다. 본 연구는 유압 구동계 에너지 재생 브레이크의 동특성 해석⁽¹⁾, 유압 재생 브레이크 시스템의 축압기 용량 설계⁽²⁾ 등에서 새로운 유압 브레이크 시스템에 축압기를 적용하여 장력발생 및 급격한 충격현상을 해결하고자 한다. 이를 위해 축압기의 초기 질소가스 압력을 결정하는 공식을 제시하고 구동부의 마찰과 누설유량이 무시된 수학적 모델로부터 컴퓨터 시뮬레이션에 의한 방법을 통하여 축압기 용량을 선정, 본 시스템에 적용하고자 한다. 또한 실험장치를 구성하여 실험적인 연구도 수행하였다.

2. 시스템의 구성 및 작동 원리

연구의 대상 시스템으로는 Fig. 1의 구조를 가지는 기존의 섬유시스템을 Fig. 2의 새로운 유압 브레이크 시스템 모델로 변경하여 적용하였다.

Fig. 2에서 관성체 구동부의 유압모터, 급제동시 운동에너지를 축적시키는 축압기, 축압기 에너지를 탱크로 방출시키는 1 방향 제어밸브, 유체의 흐름방향을 전환시켜 주는 솔레노이드 전환밸브, 그리고 유압 유니트부로 구성된다. 송출기 축에 유압모터를 부착하여 한쪽 방향으로 회전운동을 하고 있는 상태에서 직물지 불량 발견시 솔레노이드 전환밸브를 중립위치로 변환하면 제동 동작이 시작된다. 제동이 시작되면 유압펌프에서 공급되는 유체는 단절되지만 유압모터는 부하 질량의 관성 때문에 회전을 계속하려고 하는데, 이 순간에 있어서는 펌프처럼 동작한다. 유압모터작용에 의하여 배출된 유체는 ②나 ③의 체크밸브를 지나 축압기로 유입된다. 이 때 축압기에 유체가 축적되면서 압력이 급상승하며 압력은 배압(back pressure)의 형태로 작용하여 브레이크 작용이 발생하고 축압기 초기 가스 압력 설정값에 의해 유압모터는 감속 정지된다. 따라서 유압모터 구동부 관성체의 운동에너지가 축압기 질소 가스의 내부 에너지로 축적되며 축적된 내부 에너지는 필요시 1 방향 전환 밸브에 의해 탱크로 귀환된다. ①과 ④의 체크밸브는 제동 동작중에 유압모터의 또 다른 한쪽은 압력이 급격히 낮아져 캐비테이션이 일어나는 것을 방지한다.

3. 시스템의 수학적 모델링

Fig. 3은 Fig. 2의 유압 시스템을 간략화한 회로도이다.

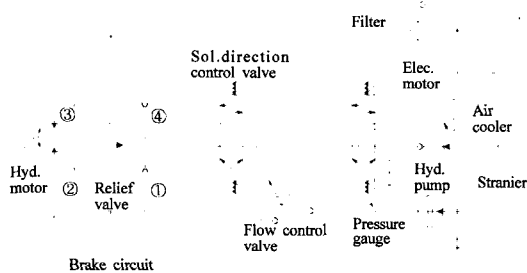


Fig. 1 Schematic diagram of conventional equipment of textiles let off

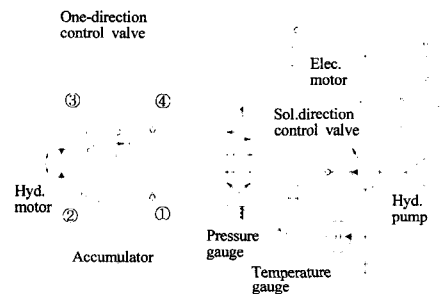


Fig. 2 Configuration of new textiles let off system

Fig. 3에서 고려되는 시스템의 수학적 모델링은 급제동시 유압 구동부의 운동에너지가 축압기 질소가스의 내부에너지로 축적되는 경우이다. 시스템에서 축압기의 거동을 기술하기 위해서는 연속방정식, 유압 구동부의 운동방정식, 축압기 블래더(bladder)속의 기체에 대한 상태변화식 등을 적용하였다. 실제대상 시스템의 정밀한 제어 요구가 아니기 때문에 수학적 모델링 수행시 비교적 그 영향이 작은 인자들은 다음과 같은 가정으로서 단순화하였다.

- ① 온도상승에 따른 점성의 변화와 누설 유량은 무시한다.
- ② 축압기내의 가스변화는 단열과정이다.
- ③ 체크밸브와 솔레노이드 변환밸브 등의 동적거동 모델은 무시한다.

3.1 유량의 연속방정식

Fig. 3의 검사체적에 대하여 연속 방정식은 체크밸브의 개폐 여부에 따라서 다음과 같이 2가지의 경우로 나누어 생각할 수 있다. 그 첫 번째의 경우($P_{ao} > P_2$)는 다음 식(1)과 같다.

$$D_m \cdot \omega = \frac{V_2}{\beta} \frac{dP_2}{dt} \quad (1)$$

여기서, D_m 과 ω 은 유압모터의 배제용적과 회전 각속도, V_2 는 유압모터 출구측 관로용적, β 는 유체의 체적탄성계수, P_2 는 유압모터의 출구측 압력을 나타낸다. 두 번

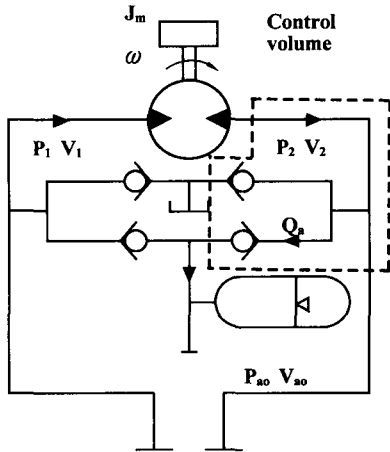


Fig. 3 Modeling diagram of textiles let off system when braking action

째의 경우($P_{ao} < P_2$)는 다음 식 (2)과 같다.

$$Q_a = D_m \cdot \omega \quad (2)$$

여기서, Q_a 는 급제동시 유압모터 출구측에서 축압기로 흐르는 유량이며 축압기 내부가스의 체적 변화율을 의미하기도 한다.

3.2 유압모터 구동부의 운동방정식

유압모터 급제동시 유압모터 구동부에서의 운동방정식은 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$D_m(P_1 - P_2) = J_m \cdot \omega' + B_m \cdot \omega \quad (3)$$

여기서, J_m 은 유압모터와 부하의 관성모멘트, B_m 은 부하의 각운동에 의한 감쇠계수를 나타낸다.

3.3 축압기 기체의 상태변화식

축압기는 축압기내의 기체를 이상기체로 가정한다. 본 연구에서는 축압기 내의 질소가스의 압축·팽창 과정이 짧은 시간에 이루어지므로 가역 단열과정⁽³⁾으로 생각할 수 있다. 그러므로 가스 충전형 축압기인 블래더형 축압기내 가스의 압력과 체적과의 상태 방정식은 다음 식과 같다.

$$P_a V_a^k = \text{constant} \\ P_{a1} V_{a1}^k = P_{a2} V_{a2}^k \quad (4)$$

여기서 P_a 와 V_a 는 압축 중의 축압기내 가스의 압력과 체적을 나타내며, 첨자 a_1, a_2 는 최저압력 및 최고압력의 작동상태를 각각 의미한다. 단열지수 k (adiabatic exponent)는 가스의 정적 비열과 정압 비열의 비이다.

3.4 축압기 초기 가스압력과 용량 설계

Fig. 4는 점선부분을 검사체적으로 간주한 블래더형 축압기의 해석 모델이다. 검사체적의 열용량(heat capacity)에 의해 검사 체적내에 축적되는 에너지는 검사체적으로 출입하는 에너지와 평형을 이루어야 하므로 각각의 검사체적에 대한 에너지 평형 방정식은 다음 식 (5)과 같다.

$$dE = \Delta H - \Delta W \quad (5)$$

여기서 dE 는 축압기 질소가스 고무 봉지(이하 질소가스라 칭함)의 내부에너지, ΔH 는 질소가스로 전달되는 열량,

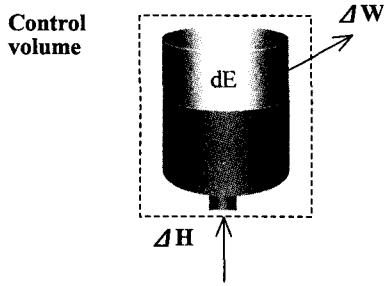


Fig. 4 Analysis model of accumulator

ΔW 는 질소가스가 행한 일이다. 식 (5)에서 최저 작동 압력상태로부터 최고 작동 압력 상태까지 적분하면 다음의 식으로 나타낸다.

$$E_2 - E_1 = \int \Delta H - \int \Delta W \quad (6)$$

또한 질소가스의 체적이 압축되어 dV 만큼 팽창했을 때 질소가스가 한 일량은 다음 식과 같다.

$$\Delta W = \int P_a dV_a \quad (7)$$

여기서 질소가스가 압축될 경우는 dV_a 가 음의 값이며, 질소가스가 일을 받는 것을 의미한다. 식 (6)에서 질소가스가 외부와 열의 출입이 없는 단열변화로 가정하였으므로 $\int \Delta H$ 는 0이 되고, 질소가스의 내부에너지는 온도만의 함수가 되므로 다음 식으로 나타낸다.

$$E_2(T_{a2}) - E_1(T_{a1}) = - \int P_a dV_a \quad (8)$$

식 (4)과 (6)를 이용하여 식 (8)을 정리하면 축압기 내부 에너지 변화량은 다음 식과 같다.

$$\begin{aligned} & E_2(T_{a2}) - E_1(T_{a1}) \\ &= (P_{a2} V_{a2} - P_{a1} V_{a1}) / (k-1) \end{aligned} \quad (9)$$

Fig. 3에서 유압모터 구동부 관성체의 운동에너지(Kinetic Energy: KE)는 다음 식으로 나타낸다.

$$KE = \frac{1}{2} J_m \omega^2 \quad (10)$$

유압모터 급제동시 구동부 관성체의 운동에너지가 축압

기의 내부 에너지로 변환되므로 에너지 보존의 법칙에 의해 식 (9)과 식 (10)은 다음 식으로 표현된다.

$$\frac{1}{2} J_m \omega^2 = (P_{a2} V_{a2} - P_{a1} V_{a1}) / (k-1) \quad (11)$$

식 (11)을 P_{a1} 에 대하여 정리하면 다음 식과 같다.

$$P_{a1} = \frac{1}{V_{a1}} (P_{a2} V_{a2} - \frac{1}{2} J_m \omega^2 (k-1)) \quad (12)$$

유압모터의 토크는 다음 식으로 나타낸다.

$$T = J_m \omega' = D_m P_a \quad (13)$$

여기서 P_a 는 단순 증가압력이고 최대 감속도일 경우는 P_{a2} 가 되므로 최대 회전 설계 설정값(각가속도)을 구하면 다음 식과 같다.

$$\omega', \max = \frac{P_{a2} D_m}{J_m} \leq \omega', \text{set} \quad (14)$$

여기서 ω', set 는 요구 설정 값이며 제동정지 거리는 다음 식으로 구할 수 있다.

$$L_B = \frac{V_{a1} - V_{a2}}{D_m} \quad (15)$$

식 (15)에서 최저 및 최고 압력 작동상태일 때의 축압기 용량^(4, 5)은 다음 식과 같다.

$$V_{a1} = L_B D_m + V_{a2} \quad (16)$$

$$V_{a2} = \frac{1}{3} V_{a1} = \frac{1}{2} L_B D_m \quad (17)$$

식 (17)을 식 (12)에 대입하면 최저 작동상태의 축압기 가스압력은 다음 식과 같다.

$$\begin{aligned} P_{a1} &= \frac{1}{V_{a1}} (P_{a2} (\frac{1}{2} L_B D_m) \\ &\quad - \frac{1}{2} J_m \omega^2 (k-1)) \end{aligned} \quad (18)$$

따라서 구하고자 하는 축압기 초기 가스봉입압은 다음 식⁽⁶⁾과 같다.

$$P_{a0} = P_{a1} \times 0.9 \quad (19)$$

초기상태와 최저 작동압 상태에서의 단열가역과정은 식

(4)에 식 (19)을 대입하여 정리하면 축압기 블래더의 초기 가스용량은 다음 식으로 구할 수 있다.

$$V_{ao} = V_{a1} \times 1.1 \quad (20)$$

식 (20)에서 보정계수(1.1)는 실제 축압기 용량설계시 약 10%정도의 증가를 보이는데 이는 초기 시스템 최저 작동 압 상태에서도 어느 정도의 축압기 블래더의 손상을 방지하기 위한 것이다.

4. 컴퓨터 시뮬레이션 및 실험

본 연구는 섬유 송출장치에서 급제동시 충격상승압과 요구하는 정도의 유압모터 감속도를 얻기 위해 적합한 축압기의 초기 가스압력과 용량을 결정하는 것에 이용될 수 있다. 비선형 미분방정식의 4차 Runge-Kutta 방법으로 해석⁽⁶⁾을 수행하였으며 시스템의 시뮬레이션 매개변수 값으로 결정

할 수 없는 값들은 선행된 연구^(1, 2)와 문헌⁽⁷⁻⁹⁾을 통하여 결정하였다. 시뮬레이션에 사용된 초기 시동때의 매개변수 값들은 Table 1과 같다.

실험은 급제동시 유압모터와 축압기 관로 사이에서의 충격 상승압과 속도변화의 제동성능을 비교하였다. 실험장치는 Fig. 2와 같은 구성을 가지는 실험장치를 Fig. 5의 모습으로 구성하였으며 전기모터에 연결된 인버터(inverter)의 교류 전원 주파수를 조절함으로써 펌프속도를 제어하였고 시스템의 제동성능은 제동시 유압 모터의 속도와 제동압력의 변화하는 모습으로부터 조사되었다. 유압모터의 회전속도는 모터축 측에 장착된 엔코더에서 측정된 주파수를 주파수/전압 변환기 (F/V 컨버터)를 이용하여 검출하였다. 축압기 입구측 관로에서의 압력측정은 계측시 실험장치의 진동이나 잡음(noise)에 의해 계측값이 산만해짐에 따라 스트레인의 앰프의 증폭기능과 저역통과 필터(차단 주파수 10Hz)의 기능을 사용하여 측정하였다. 실험장치에 사용된 기기의 상세한 제원은 Table 2와 같다.

Table 1 Parameters of the system used in computer simulation

Parameter	Symbol	Value	Unit
Hydraulic motor	D_m	3.75	cm ³ /rad
	ω	10, 20	rad/s
	B_m	0.25	kgf · cm · s/rad
Moment of inertia	J_m	5, 10	kgf · s ² · cm
Bulk modulus	β	9,800	bar
Adiabatic exponent	k	1.4	dimensionless
Volume of the flow line	V_2	156	cm ³

5. 결과 및 고찰

Fig. 6과 7은 구동체의 제동정지 요구거리에 의한 축압기 용량 크기와 그 때의 축압기 초기가스 봉입압을 구하기 위한 것이다.

Fig. 6에서 관성모멘트 5kgf · s² · cm, 구동체의 회전반경(R) 0.2m, 급제동시 요구 회전 3rev인 경우 제동정지 거리는 $2\pi(0.2) \times 3m$, 유압모터 출력 회전속도 20rad/s으로 설정한 후에 각각의 축압기 용량을 3가지의 경우로 달리한 시뮬레이션 결과이다. 관성체의 제동정지 시간 0.104sec,

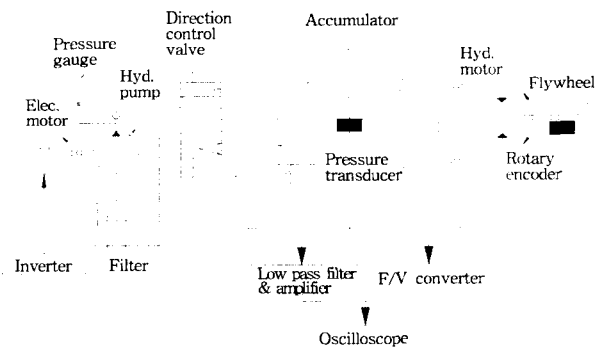
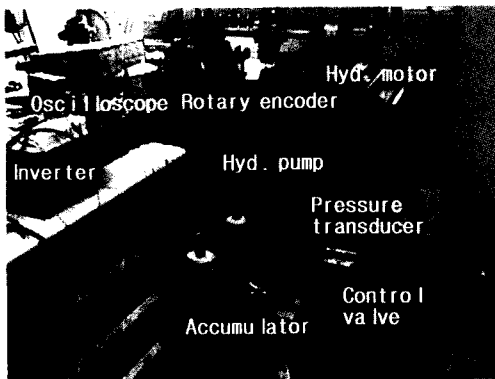


Fig. 5 Experimental apparatus

그때의 충격상승압 70bar를 얻기 위한 축압기 가스 봉입압은 축압기 용량 1ℓ 인 경우는 60bar, 2.5ℓ 는 30bar, 4ℓ 는 18bar를 보이고 있다.

Fig. 7은 관성모멘트 $10\text{kgf} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{cm}$, 급제동 요구거리 는 $2\pi(1) \times 3\text{m}$, 유압모터 출력 회전속도 10rad/s 로 설정한 후에 각각의 축압기 용량을 3가지의 경우로 달리한 시뮬레이션 결과이다. 관성체의 제동 정지시간 0.142sec, 그때의 충격상승압은 80bar를 얻기 위한 축압기 가스 봉입압은 축압기 용량 1ℓ 인 경우는 47bar, 2.5ℓ 는 22bar, 4ℓ 는 10bar를 나타냄으로서 관성질량체 크기에 따라 급제동 정지시간과 충격상승압은 비례함을 알 수 있으며 축압기 용량이 클수록 초기 가스봉입압은 역비례함을 알 수 있다.

Fig. 7의 축압기 가스 봉입압 선도에서 초기상태의 압력 값 0bar는 초기 운전시 가스 봉입압력과 시스템 작동 유체와의 압력차가 없음을 나타내며 상승선도는 급제동시 작동 유체가 축압기 내부로 유입될 때 블래더 안의 질소가스가 압축이 되는 과정의 상승압을 나타내며 이후 압력 0bar 상

Table 2 Specification of experimental apparatus

Equipment		Specification
Electric power unit	Electric motor	1770 [rpm] 5.5 [kW]
	Inverter	60 [Hz] 1200 [rpm]
Hydraulic system	Hydraulic pump	35 [cm ³ /rev]
	Hydraulic motor	3.75 [cm ³ /rad]
	Relief valve	350 [bar]
Sensor	Rotary encoder	30 [pulse/rev]
	F/V converter	10V [DC] at 0~1.5 [kHz]
	Pressure transducer	250 [bar] 1.5 [mV/V]

태는 블래더의 압력과 작동유체와의 압력차가 없는 최초의 상태를 나타낸다. 이러한 시뮬레이션의 결과(Fig. 7)를 가지고 실험의 결과와 비교, 분석하였다. Fig. 8, 9, 10에서 축

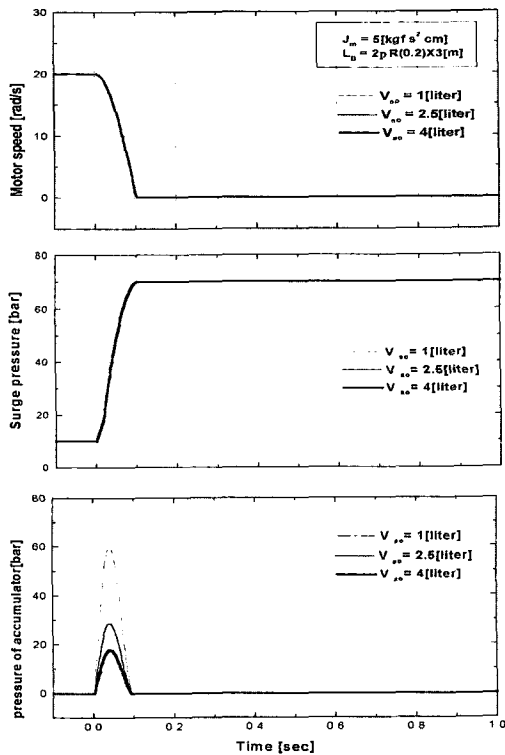


Fig. 6 Simulation result for variation of accumulator volume(R = 0.2m)

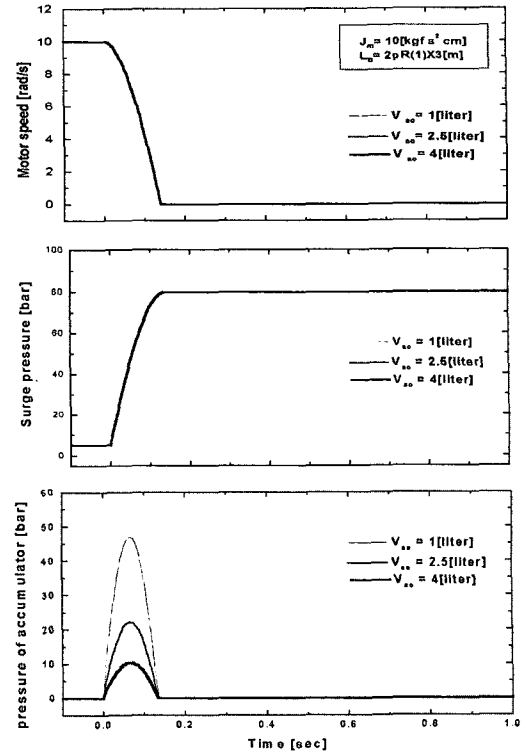


Fig. 7 Simulation result for variation of accumulator volum(R = 1m)

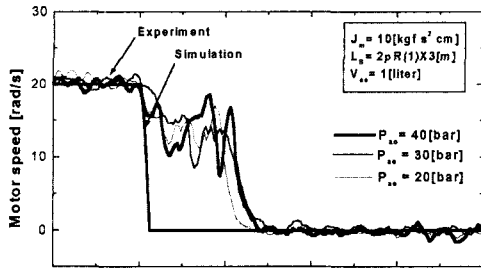


Fig. 8 Comprison of pressure and reducing speed when braking action($V_{ao} = 1 \ell$)

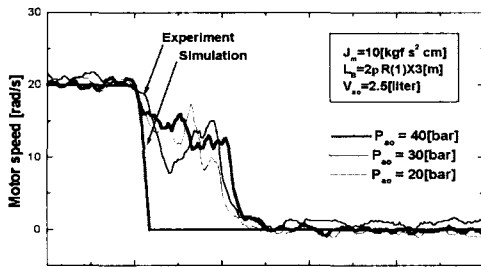
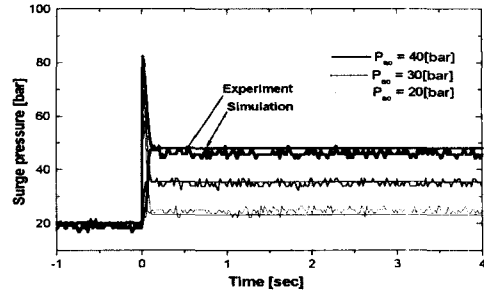


Fig. 9 Comprison of pressure and reducing speed when braking action($V_{ao} = 2.5 \ell$)

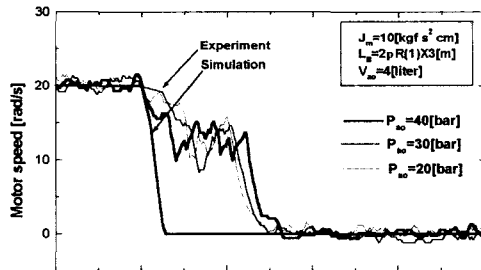
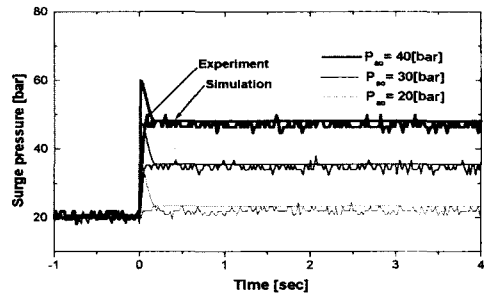
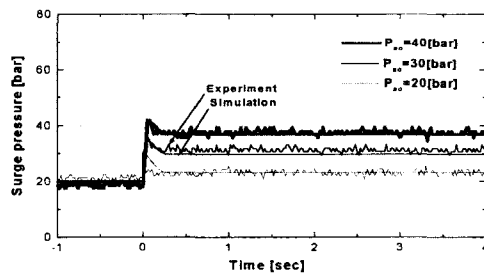


Fig. 10 Comprison of pressure and reducing speed when braking action ($V_{ao} = 4 \ell$)



압기 초기가스 봉입압은 시뮬레이션 결과의 중간값($P_{ao} = 20, 30, 40\text{bar}$)으로 하였고, 유압모터 회전속도는 실제 장치에 적용되는 값 20rad/s 로 하였으며 급제동 요구거리리는 구동체 반경(R)값 1m , 제동후의 요구 회전 3rev 로 적용하여 각각의 축압기 용량크기를 3가지의 경우로 달리한 시뮬레이션과 실험의 결과이다. 유압모터 속도선도에서 제동정지에 걸리는 시간차는 축압기 용량크기와 초기 가스봉입압 크기에 따라 비례함을 알 수 있다.

Fig. 9의 유압모터 속도선도에서 제동정지 시간차는 시뮬레이션 결과 0.18sec , 실험결과 1.1sec 로써 0.92sec 정도의 차이는 실제 실험장치에서 유압모터 출구측 관로와 브레이

크 회로 관로에서의 잔존유체에 대한 관로저항과 신축의 영향으로 되튀김(rebound)현상이 생기며 축압기 용량이 작을수록 되튀김 현상은 역비례함을 알 수 있다.

압력선도에서 시뮬레이션 결과 급제동시 순간 상승압은 축압기 용량이 클수록 역비례함을 알 수 있으며 정상상태의 압력은 축압기 용량 크기에 따라 다소 떨어지나 Fig. 8과 Fig. 10에서 5bar 정도의 차이를 보이고 있다. 실험과 시뮬레이션 결과 정상상태에서의 압력차이는 축압기 초기 가스 설정봉입압의 크기와 거의 비례함을 알 수 있다.

이상의 결과로부터 시뮬레이션과 실험결과는 비교적 잘 일치함을 알 수 있으며 Fig. 10에서 시스템 사용 최저 작동

압 20bar, 최고 충격상승압 43bar, 정상 상태압 38bar, 급제동 정지 요구시간 1.5sec인 경우로 결정할 경우, 그 때의 유압모터 회전속도는 20rad/s, 축압기 용량은 4 l, 초기 가스봉입압은 40bar가 적합한 것임을 알 수 있다.

6. 결론

본 연구에서는 섬유 시스템의 급제동시 유압모터 회전 감속도와 충격상승압을 제어하기 위해 축압기를 사용하여 이를 해결하고자 Fig. 2와 같이 새로운 유압 모델을 제시하여 구성하였으며, 이 모델로부터 특성방정식을 도출하고 도출된 특성방정식을 이용하여 축압기 초기 가스압을 선정하는 프로그램을 작성하였다.

본 연구를 통하여 얻어진 결론은 다음과 같다.

- (1) 유압 구동부의 회전속도와 관성 모멘트값의 크기가 적합한 축압기의 용량과 초기 가스봉입압을 결정하는데 큰 영향을 미친다는 것이 확인되었다.
- (2) 유압모터 급제동시 감속도에 의한 제동 정지 시간은 축압기 용량과 초기 가스봉입압 크기에 따라 비례함을 알 수 있었다.
- (3) 유압모터 급제동시 충격압을 흡수함과 동시에 요구 제동시간은 미리 설계자가 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 최고 설정압력에 가까운 축압기 초기 가스봉입압을 설정할 수 있다.
- (4) 복잡한 유압 시스템을 축압기의 특성을 이용하여 보다 단순화함으로써 생산비용 절감과 설치공간 축소 등의 효과를 얻을 수 있었다.

후 기

이 논문은 2002학년도 금오공과대학교 학술연구비 지원에 의해 연구되었습니다.

참고 문헌

- (1) 이재구, 김도태, 김성동, "유압 구동계 에너지 재생 브레이크의 동특성 해석", 한국공작기계학회지, 제9권, 제4호, pp. 137~147, 2000.
- (2) 이재구, 김정현, 김성동, "유압 재생브레이크 시스템의 축압기 용량설계", 한국공작기계학회지, 제11권, 제1호, pp. 104~113, 2002.
- (3) Hyundai OLAER Hydraulics Ltd, Manual Accumulator, 1999.
- (4) Hyundai OLAER Hydraulics Ltd, Hyundae Olaer (Co), 2001.
- (5) Hydraulics Theories and Application, Bosch Co, Manual Accumulator, pp. 509~511, 1992.
- (6) V. Carnahan, Applied Numerical Methods, John Wiley & Sons, Inc, pp. 341~392, 1969.
- (7) A.B. Goodwin, Fluid Power Systems, The Macmillan Press LTD, pp. 120~128, 1976.
- (8) 이윤태, "파워 스티어링용 베인펌프 유량제 어부 설계에 관한 연구", 한국공작기계학회지, 제9권, 제5호, pp. 87~95, 2000.
- (9) J. Vad, "Computational & Experimental Investigation on Solenoid Valve Dynamics", IEEE/ASME, July 2001.