

## 섬유공급 롤링장치의 유압모터 감속도 제어에 관한 연구

이재구\*, 김도태\*\*, 김성동\*\*\*

### A Study on Reducing Speed Control of Hydraulic Motor of Textiles Supply Rolling Equipment

Jae Gu Lee\* , Do Tae Kim\*\* , Sung Dong Kim\*\*\*

\* 금오공과대학교 기계공학부 대학원 \*\* 경일대학교 기계공학부 \*\*\* 금오공과대학교 기계공학부

#### Abstract

The textiles supply rolling equipment is a part of inspection machine which inspect finished textiles and it check up textiles through rolling hydraulic equipment. This study suggests a method to select the capacity and initial gas pressure of accumulator to control reducing speed of the hydraulic motor 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 and the selection method was based upon a trial and error approach. The results of the simulation work were compared with those of experiments and these results show that the proposed method can be applied effectively to control reducing speed of the hydraulic motor when braking action in textiles rolling system.

**Key words** : Textiles supply rolling equipment (섬유공급 롤링장치), Kinetic energy (운동에너지), Trial and error(시행 착오), Reducing Speed (감속도), Braking action(제동 동작)

#### 1. 서론

섬유 공정중에서 직물의 제직과정을 준비공정과 제직공정으로 크게 나눌 수 있는데, 제직공정에서 기계와 실의 특성사이의 조화점을 찾아 바라는 직물을 제조해 가는 것으로서 완료된 직물을 섬유공급 롤링 장치(이하 섬유 시스템이라 칭함)를 통하여 가공한 직물지를 검사하여 상품으로 출고되는 직물 송출장치이다. 직물지를 제직하여 가공한 다음 송출기에 감겨지면 그 양이 많아 감은 상태의 직경 크기가 1m가 넘는다. 따라서 이를 검단기에 통과시켜 검단하고 검단된 직물지를 권취기에 감아 상품 단위로 하나하나 포장하는 것은 가장 중요하고 엄격해야 하는 작업 과정에 해당한다. 그러나 가공된 직물을 검단하고 권취기에 감기 위해서는 검단장치와 롤링기계를 통해 작업이 이루어지는 것이므로 여기서, 롤링 작업중에 직물의 흠집을 발견하거나 일정량으로 작업이 완료되면 다음 작업을 위해 송출기에서의 직물공급을 일시 정지시켜야 한다. 이를 위해서는 종래에는 공급부측 직물의 송출기 축에 수동으로 작동시키는 밴드 브레이크를 사용하여 사람의 힘으로 이를 작동시켜 송출기 축의 회전을 일시 정지 시키도록 구성하고 있는 바 인력이 많이 들면서 능률이 떨어지는 불편이 있었다. 또한 최근에는 유압 구동용 모터를 장치하여 사용

되고 있으나 급제동시 급격한 진동과 유압모터 감속도에 의한 문제로 직물지 장력 발생으로 문제가 일어나고 있다. 따라서 이러한 직물 불량과 급격한 진동현상을 줄이기 위한 연구는 전혀 없는 관계로 새로운 유압 시스템이 필요하다.

축압기는 유압회로의 구성품으로서 압축성이 극히 작은 유압유에 대하여 압축성이 큰 기체(질소가스) 등을 사용하여 에너지를 일시적으로 축적하거나 충격을 완화시킴으로써 유압유의 비압축 특성을 보완 해 주는 유압기기이다. 본 연구는 축압기를 이용한 유압 브레이크의 모델링 및 피스톤과 치즐간의 탄성 충돌을 고려한 해석<sup>(1)</sup>, 유압 구동계 에너지 재생 브레이크의 동특성 해석<sup>(2)</sup>, 수학적 모델에 의한 유압 재생 브레이크의 축압기 용량 선정에 관한 연구<sup>(3)</sup>, 등에서 새로운 유압 브레이크 시스템에 축압기를 적용하여 직물 불량 및 급격한 진동현상을 해결하고자 한다. 이를 위해 축압기의 초기 질소가스 압력을 결정하는 공식을 제시하고 구동부의 마찰과 누설 유량이 무시된 수학적 모델로부터 컴퓨터 시뮬레이션에 근거한 시행오차적인 방법으로 축압기 용량을 선정하여 본 시스템에 적용하고자 한다. 또한 실험장치를 구성하여 실험적인 연구도 수행하였다.

## 2. 시스템의 구성 및 작동 원리

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

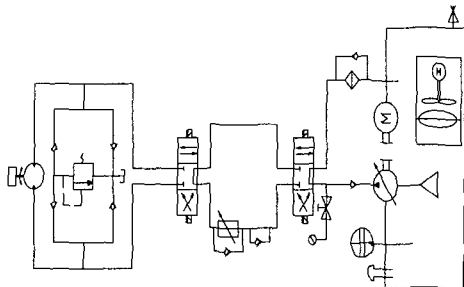


Fig. 1 Schematic diagram of conventional textiles supply rolling equipment

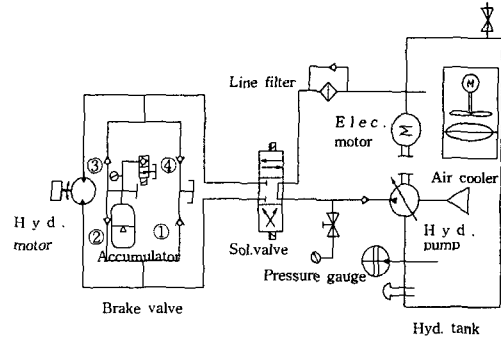


Fig. 2 Configuration of new textiles system

Fig.2에서 관성체 구동부의 유압모터, 급제동시 운동에너지를 축적시키는 축압기, 축압기 에너지를 탱크로 방출시키는 일방향 제어밸브, 유체의 운동 방향을 전환시켜 주는 솔레노이드 전환밸브, 그리고 유압 유니트부로 구성된다.

## 3. 시스템의 수학적 모델링

Fig. 3은 Fig. 2의 유압 시스템을 간략화한 회로도이다. Fig. 3에서 고려되는 시스템의 수학적 모델링은 급제동시 유압모터의 운동에너지를 축압기 질소 가스의 내부 에너지로 축적되는 경우이다. 섬유 시스템에서 유압 모터 감속도 제어에

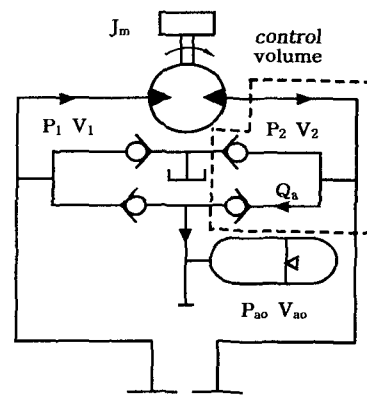


Fig. 3 Modeling diagram of textiles system when braking action

필요한 축압기의 거동을 기술하기 위해서는 수학적 모델링은 급제동시 유압 구동부의 운동에너지가 축압기 질소가스의 내부에너지로 축적되는 경우이다. 재생 시스템에서 축압기의 거동을 기술하기 위해서는 배관용적에 대한 유체 흐름의 연속방정식, 유압 구동부의 운동방정식, 축압기 블래더의 기체에 대한 상태 변화식 등을 적용하였다. 실제 대상 시스템의 정밀한 제어 요구가 아니기 때문에 수학적 모델링 수행시 비교적 그 영향이 작은 인자들은 다음과 같은 가정으로서 단순화하였다.

- i) 온도에 따른 점성의 변화와 누설 유량은 무시한다.
- ii) 축압기내의 가스변화는 단열 가역과정이다.
- iii) 체크밸브와 솔레노이드 변환밸브 등의 동적 거동 모델은 무시한다.

### 3.1 유량의 연속방정식

Fig. 3의 검사체적에 대하여 유량의 연속 방정식은 체크밸브의 개폐 여부에 따라서 다음과 같이 2가지의 경우로 나누어 생각할 수 있다. 그 첫 번째의 경우는 다음 식과 같다.

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

여기서,  $D_m$ 과  $\omega$ 은 유압모터의 배제용적과 회전 각속도,  $V_2$ 는 유압모터 출구측 관로용적,  $\beta$ 는 유체의 체적 탄성계수,  $P_2$ 는 유압모터의 출구측압력을 나타낸다. 두 번째의 경우는 다음 식과 같다.

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

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

### 3.2 유압모터 구동부의 운동방정식

유압모터 급제동시 유압모터 구동부에서의 운동방정식은 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$D_m(P_1 - P_2) = J_m \cdot \frac{d\omega}{dt} + B_m \cdot \omega \quad (3)$$

여기서,  $J_m$ 은 유압모터와 부하의 관성모멘트,  $B_m$ 은 점성감쇄계수를 나타낸다.

### 3.3 축압기 기체의 상태변화식

축압기는 축압기내의 기체를 이상기체로 가정한다. 본 연구에서는 축압기 내의 질소가스의 압축·팽창 과정이 짧은 시간에 이루어지므로 가역 단열과정<sup>(4)</sup>으로 생각할 수 있다. 그러므로 가스 충전형 축압기인 블래더형 축압기내 가스의 압력과 체적과의 상태 방정식은 다음 식과 같다.

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

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. 지수  $k$  (polytropic exponent)는 가스의 정적 비열과 정압비열의

### 3.4 축압기 가스압력 설계

Fig. 4는 점선 부분을 검사체적으로 간주한 블래더형 축압기의 해석 모델이다. 검사체적의 열용량(heat capacity)에 의해 검사 체적내에 축적되는 에너지는 검사 체적으로 출입하는 에너지와 평형을 이루어야 하므로 각각의 검사 체적에 대한 에너지 평형 방정식은 열역학 제1법칙<sup>(5)</sup>에 의해 미분형으로 나타내면 다음 식(5)과 같다.

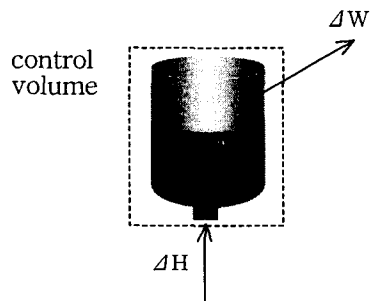


Fig. 4 Analysis model of accumulator

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

여기서  $dE$ 는 축압기 질소가스 고무 봉지(이하 질소가스라 칭함)의 내부에너지,  $\Delta H$ 는 질소가스로 전달되는 열량,  $\Delta W$ 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.

$$E_2(T_2) - E_1(T_1) = - \int P_a dV_a \quad (8)$$

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

$$E_2(T_2) - E_1(T_1) = (P_2 V_2 - P_1 V_1)/(k-1) \quad (9)$$

Fig. 3에서 유압 모터 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 축압기의 내부 에너지로 변환되므로 에너지 보존의 법칙에 의해 식(9)과 식(10)은 다음 식으로 표현된다.

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} J_m \omega^2 &= (P_2 V_2 - P_1 V_1)/(k-1) \\ &= \frac{1}{k-1} \left( P_2 \left\{ \frac{P_1 V_1}{P_2} \right\}^{\frac{1}{k}} - P_1 V_1 \right) \end{aligned} \quad (11)$$

식(11)을  $P_1$ 에 대하여 정리하면 다음 식과 같다.

$$P_1 = \frac{1}{V_1} (P_2 V_2 - \frac{1}{2} J_m \omega^2 (k-1)) \quad (12)$$

유압모터의 토크는 다음 식으로 나타낸다.

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

식(13)에서 최대 회전 설계 설정값(각가속도)을 구하면 다음 식과 같다.

$$\omega', \max = \frac{P_2 D_m}{J_m} \leq \omega', \text{set} \quad (14)$$

제동거리는 다음 식으로 구할 수 있다.

$$L_B (\text{rad}) = \frac{V_1 - V_2}{D_m} \quad (15)$$

식(15)에서 최저 및 최고압력 작동상태일 때의 축압기 용량은 다음 식과 같다.

$$\begin{aligned} V_1 &= L_B D_m + V_2 \\ V_2 &= \frac{1}{3} V_1 = \frac{1}{2} L_B D_m \end{aligned} \quad (16)$$

식(16)을 식(12)에 대입하면 최저 작동상태의 축압기 가스 압력은 다음 식과 같다.

$$P_1 = \frac{1}{V_1} (P_2 (\frac{1}{2} L_B D_m) - \frac{1}{2} J_m \omega^2 (k-1)) \quad (17)$$

따라서 구하고자 하는 축압기 초기 가스 봉입압력은 다음 식<sup>(6)</sup>과 같다.

$$P_{\omega} = P_1 \times 0.9 \quad (18)$$

#### 4. 컴퓨터 시뮬레이션 및 실험

본 연구는 섬유 시스템에서 급제동시 요구하는 정도의 유압모터 감속도를 얻기 위해 적합한 축압기의 가스압력과 용량, 충격 상승압을 시행오차적 방법으로 결정하는 것에 이용될 수 있다. 비선형 미분방정식의 수치 적분 알고리즘은 4차의 Runge - Kutta 방법으로 해석을 수행하였으며 시스템 시뮬레이션 매개변수 값으로 결정할 수 없는 값들은 선행된 연구(7~10)와 문헌(11)을 통하여 결정하였다. 시뮬레이션에 사용된 초기 시동때의 매개변수 값들은 Table 1과 같다.

Table 1 Parameters of the system used in computer simulation.

Parameter	Symbol	Value	Dimension
Hydraulic motor	$D_m$	3.75	cm <sup>3</sup> /rad
	$\omega$	20	rad/s
	$B_m$	0.25	kgf · cm · s/rad
Moment of inertia	$J_m$	5	kgf · s <sup>2</sup> · cm
Bulk modulus	$\beta$	9,800	bar
Polytropic index	k	1.4	Dimensionless
Volume of the flow line	$V_2$	156	cm <sup>3</sup>

실험은 급제동시 유압모터와 축압기 관로 사이에서의 충격 상승압과 속도변화의 제동성능을 비교하였으며 실험장치는 Fig. 2와 같은 구성을 가지는 실험장치를 구성하였으며 전기모터에 연결된 인버터(inverter)의 교류 전원 주파수를 조절함으로써 펌프속도를 제어하였으며, 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 압력 측정은 계측시 실험장치의 진동이나 잡음(noise)에 의해 계측 값이 산만해 짐에 따라 스트레인 앰프의 증폭기능과 저역통과 필터(차단 주파수 10Hz)의 기능을 사용하여 측정하였다. 실험장치

에 사용된 기기의 상세한 제원은 Table 2와 같다.

#### 5. 결과 및 고찰

Fig. 5는 유압모터 출력 회전속도를 200rpm, 관성 모멘트 5 kgf s<sup>2</sup> cm로 설정한 후에 축압기 용량을 달리하여 3가지 경우에 대한 시뮬레이션의 결과이다.

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 <sup>3</sup> /rev]
	Hydraulic motor	3.75 [cm <sup>3</sup> /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]

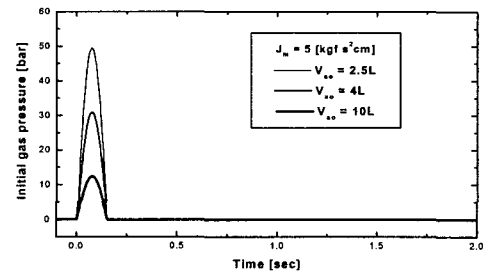


Fig. 5 Simulation result of initial gas pressure according to accumulator capacity

축압기 초기 가스 봉입압은 축압기 용량 2.5 l 은 50bar, 4 l 은 30bar, 10 l 은 12bar의 값을 나타냄으로써 축압기 용량이 클수록 초기 가스 봉입압은 역비례함을 알 수 있다. 압력 선도에서 초기 압력값 0bar는 초기 운전시 가스 압력과 유체와의 압력차가 없음을 나타내며 상승압 선도는 급제동시 작동유체가 축압기 내부로 유입될 때 블래더 안의 질소가스를 압축될 정도의 상승압을 나타내며 이후 압력 0bar 상태는 질소 가스의 압력과 유체와의 압력차가 없음을 나타낸다. 이러

한 시뮬레이션의 결과를 가지고 실험의 결과와 비교, 분석하였다.

Fig. 6과 7은 관성모멘트  $5 \text{ kgf s}^2 \text{ cm}$ , 유압 모

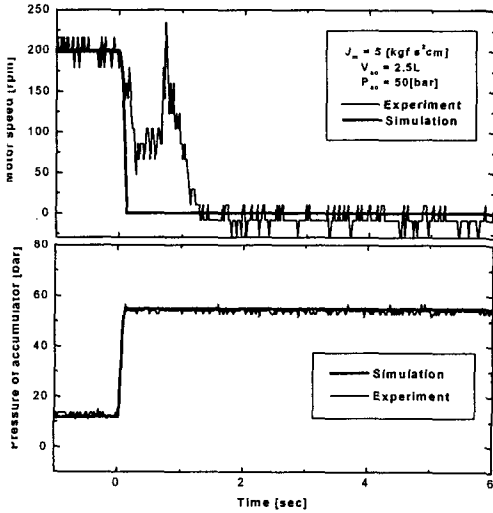


Fig. 6 Comparison of surge pressure and reducing speed of hydraulic motor when braking action ( $V_{ao} = 2.5 \text{ l}$ )

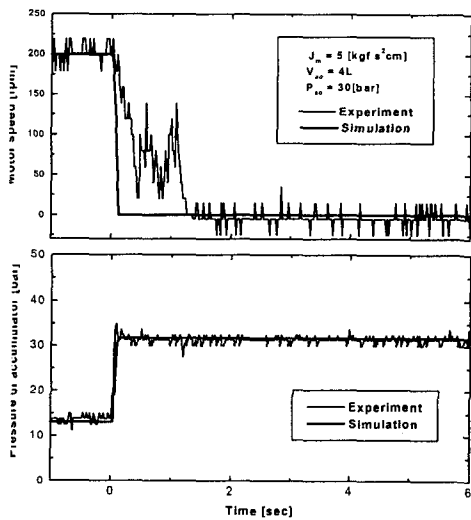


Fig. 7 Comparison of surge pressure and reducing speed of hydraulic motor when braking action ( $V_{ao} = 4 \text{ l}$ )

터 회전 속도 200rpm으로 설정한 후에 축압기 용량의 크기 변화에 대한 실험과 시뮬레이션 결과이다. 압력선도에서 축압기 용량 2.5 l 인 경우의 최대압은 55bar, 4 l 인 경우는 32bar로써 축압기 용량이 작을수록 최대압은 증가하고 또한 그 만큼 되

튀김(rebound) 현상도 커짐을 알 수 있다.

## 6. 결 론

본 연구에서는 섬유 시스템의 제동시 유압모터 회전 감속도와 충격상승압을 제어하기 위해 축압기를 사용하여 이를 해결하고자 Fig. 2와 같이 새로운 유압 모델을 제시하여 구성하였으며 결론은 다음과 같다. 첫째, 유압 구동부의 회전 각속도와 관성모멘트 값의 크기가 축압기의 용량과 초기 가스압을 결정하는데 큰 영향을 미친다는 것이 확인되었다. 둘째, 유압모터 급제동시 감속도에 의한 제동 정지시간은 축압기 용량 크기 변화에 비해 큰 차이는 없으나 되튀김 현상에서는 차이가 있음을 확인했다. 셋째, 유압모터 급제동시 충격압을 흡수함과 동시에 요구 제동시간은 미리 설계자가 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 최고 설정압력에 가까운 축압기 초기 가스압을 설정할 수 있다.

## 참 고 문 헌

- (1) 고승환, "유압 브레이크의 모델링 및 피스톤과 치즐간의 탄성충돌을 고려한 해석", 대한기계학회논문집, 제19권, 제2호, pp.338~347, 1995.
- (2) 이재구, 김도태, 김성동, "유압 구동계 에너지 재생 브레이크의 동특성 해석", 한국공작기계학회지, 제9권, 제4호, pp.137~147, 2000.
- (3) 이재구, 함영복, 김성동, "수학적 모델에 의한 유압 재생 브레이크 시스템의 축압기 용량 선정에 관한 연구", 한국공작기계학회지, 제10권, 제5호, pp.48~55, 2001.
- (4) Hyundai OLAER Hydraulics Ltd, Manual Accumulator, 1999.
- (5) Van Wylen, Sonntag, "Fundamentals of Classical Thermodynamics", Mcgraw-Hill Press, pp. 95-130, 1987.
- (6) Hyundai OLAER Hydraulics Ltd, Hyundai Olaer(Co), 2001.
- (7) Hydraulics Theorie and Application, Bosch Co, Manual Accumulator, pp.509~511, 1992.
- (8) A. B. Goodwin, "Fluid Power Systems", The Macmillan Press LTD, pp.120-128, 1976.