韓國航海港灣學會 第1卷 第1號, pp.235~239. 2002.

論 文

AGV 구동부의 동특성 해석

허 형 석* · 서 용 권**

A Study on the Dynamic Characteristics of AGV driving device (Auto Guide Vehicle)

H. S. Huh · Y. K. Suh

Key Words : 컨테이너 자동 이송 차량(Auto Guide Vehicle), 유압 펌프&모터(Hydraulic Pump & Motor)

Abstract

In this study, a AGV(Auto Guide Vehicle) is presented and the dynamic characteristics of AGV driving device is investigated. The design factors of hydraulic pump and motor is an important component for it's performance characteristics. the dynamic characteristics of hydraulic pump and motor is simulated by using commercial code AMESim. Simulation results show that each behavior can be predicted with changing the various parameters.

1. 서 론

오늘날 대한민국은 전세계 11위('97년 통계청 자료)를 차지하는 무역대국으로 성장하고 있으며, 지리학적으로 전 세계 해운운송의 요지에 위치함으로써 물동량의 처리에 많은 이익을 기대할 수 있다. 하지만 총생산대비 물류비 구성비는 선진국인 미국의 7%, 일본의 11.3%보다 훨씬 많은 15.7%에 이를 정도로 열악한 현실이다. 따라서 이를 극복하는 방법으로 제안되는 것이 항만의 확충과 항만의 자동화이다. 항만 자동화 장비로 자동운송차량 AGV (Auto Guide Vehicle)가 있다. 실내용 AGV는 보급형으로 나와 있는 단계이나 야드에서 이용되는 컨테이너 수송용 AGV는 외국에서 수입한 경우로 연구가 거의 전무한 상태이다. 따라서 이에 따른 기초연구의 시작으로 AGV의 구동부에 대하여 해석하고자 한다.

차량의 구동은 물론 제동, 조향, suspension 등 동력을 사용하는 대부분의 제어장치가 유압 구동부에서 비롯되며, 연료소비율의 감소, 승차감의 향상 등이 모두 이와 관련되어 있기 때문이다. 그러나 유압 구동부를 통해 동력을 제공받는 시스템의 개수가 증가할수록 유압구동부의 동특성 해석은 어려워진다.

* 동아대학교 기계공학과 대학원
** 동아대학교 기계산업시스템 공학부

본 연구에서는 유압구동부의 유압펌프부와 유압모터부의 동특성을 해석하였다; 제동, 조향, 서스펜션, 냉각등의 시스템과 축압기 등 부속기기의 영향은 본 연구에서 고려하지 않았다. 유압 펌프부에서는 사판형의 경사축식 가변용량형 유압 펌프가 엔진으로부터 동력을 받아서 고압의 유압유를 제공하는 역할을 수행하는데 여기서 가장 중요한 것이 펌프의 압력제어부분이다. 어떠한 밸브를 어떻게 조합하는 것이 가장 경제적이면서 손실이 적으며 응답특성이 우수한 제어부를 구성하느냐가 중요하다. 유압 모터부도 같은 맥락에서 그 중요성을 찾을 수 있다.

해석에 사용된 패키지는 AMESim이라는 소프트웨어이다. 구성부품의 사양은 임의로 가정하여 계산을 수행하였다. 그러나 가능하면 현실적으로/물리적으로 타당한 범위 내에서 파라미터들을 결정하도록 노력하였다.

2. 유압펌프 제어부의 동특성 해석

유압펌프 제어부를 해석하기 위해 Fig. 1과 같은 회로를 구성하였다. 이 회로는 고압(HP) 라인에 일정한 압력의 오일을 공급하며, 저압(LP) 라인에도 30bar 정도의 압력을 제공함으로써 공동현상을 방지하는 형태이다. 해석에서 가장 주된 부분은 HP 라인에 일정한 압력을 제공하는 즉 압력제어 부분으로서, 그림의 가변용량형 유압펌프, control cylinder, 3-port 2-way valve, pressure setting valve로 구성된다. 3-port 2-way valve는 메뉴에서 제공되지 않기 때문에 그림과 같이 HCD로 제작하여 사용하였다.

각 구성품에서 사용된 중요 파라미터 값들은 아래와 같다.

- motor; 회전속도=2000[rpm](일정).
- variable pump; max displacment at max. swivel angle=250[cc/rev]
- main relief valve; cracking pressure=280[bar]
- booster pump; displacement=100[cc/rev]

실린더, 각종 밸브 등 중요 구성부품의 설계 파라미터 값은 유압회로 내의 흐름을 정상흐름으로 가정하여 설정하였다. 자세한 유도과정은 생략한다.

Fig. 2는 계산 결과로서 펌프 출구의 압력과 swivel angle의 시간변화를 나타낸 것이다. 압력의 제어가 잘 되고 있음을 알 수 있으며, 반응시간은 약 0.15초 정도로 나타난다. 그러나 밸브 스풀의 면적, 질량, 스프링의 사양 등이 임의로 가정한 데이터에서 구해진 것이기 때문에 실제의 반응시간과는 차이가 날 것이다.

Fig. 3은 입력신호를 달리 하였을 때의 압력변동 결과로서 최종 압력은 입력신호에 거의 비례함을 알 수 있다. 단, 입력신호가 낮으면 반응시간이 다소 길어진다는 것이 특징적이다.

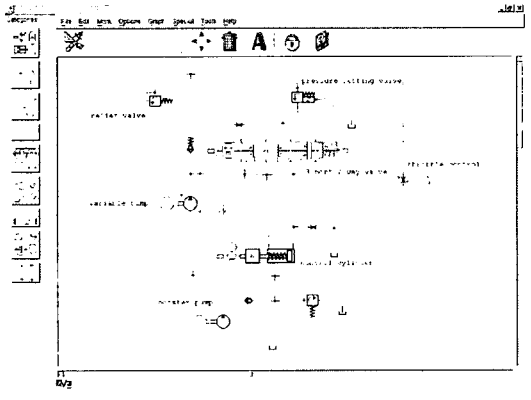

Fig. 1 해석에 사용된 유압펌프 제어 회로

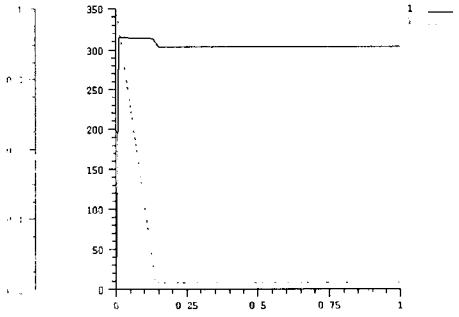

Fig. 2 pressure setting valve의 입력신호를 1로 하였을 때의 펌프 출구 압력 p_p(그림에서 실선)과 swivel angle(그림에서 파선)의 거동

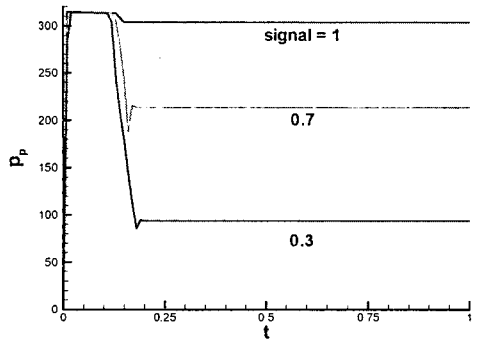

Fig. 3 입력신호를 달리 하였을 경우의 펌프 출구 압력의 변동

Fig. 2 및 Fig. 3의 결과는 파라미터 값들을 최적으로 하였을 때이다. Fig. 4는 하부 throttle의 직경을 2.3[mm], 2.5[mm], 2.7[mm]의 세 가지(2.5[mm]가 최적)로 바꾸었을 때의 결과로서 throttle의 직경에 따라 매우 민감하게 달라진다는 것을 알 수 있다. 상부 throttle의 직경도 마찬가지로 민감하게 결과를 변화시킨다. 이것은 다른 유압장치에서도 나타나는 형상으로서 이물질이 throttle 부분을 막는다든지 하면 동적 특성이 설계 상태에서부터 크게 벗어나는 것도 이 때문이다.

사실, 밸브들의 파라미터를 정하기 위한 위의 해석 과정이 없이 단순히 시행착오법으로 적정 파라미터를 구하려고 하면 매우 힘든 작업임을 알 수 있다.

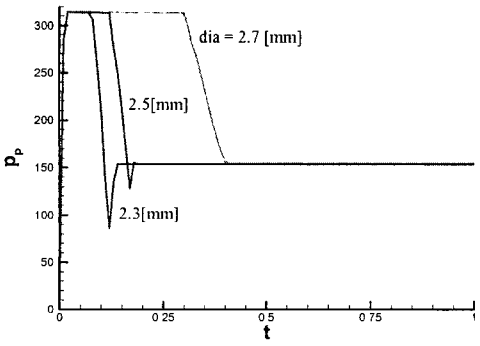

Fig. 4 입력신호를 0.5로 하고 하부 throttle 직경을 달리 하였을 경우의 펌프 출구압력의 변동

3. 유압모터 제어부의 동특성 해석

유압모터 제어부를 해석하기 위한 회로형태도 두 가지를 구성하였다. 첫 째는 PID를 사용하지 않은 형태이고 둘 째는 PID를 사용한 형태이다. 분석결과 PID를 사용함으로써 제어가 상당히 원활해짐을 알 수 있었다. 여기서는 둘 째 회로(Fig. 5)만을 설명한다. 각 구성품에서 사용된 중요 파라미터 값들은 다음과 같다.

- variable motor; max displacement=500[cc/rev]
- rotational load; inertia=71[kg-m^2], friction torque=550[N-m]
- pressure source; setting=300[bar]

여기서 rotational load의 inertia와 마찰토크는 차량의 사양(중량 7000[kg], 타이어 반경 0.7[m], 종감속비 22)에서부터 정하였다. 또한, 마찰 토크는 타이어와 지면 사이의 구름저항 계수를 0.025로 잡아서 계산한 구름저항력으로부터 구하였다. 한편, 공기저항은 회전속도의 제곱에 비례하는 부하 토크를 내기 때문에 별도의 루트를 통해 소프트웨어에 인식시킬 필요가 있다. 그러나 본 연구에서는 그것을 고려하지 않았다. 유압 모터의 max displacement는 실제 250[cc/rev]이나 전후 차축에 모두 두 대의 유압모터를 사용하기 때문에 이것의 두 배로 하였다. PID

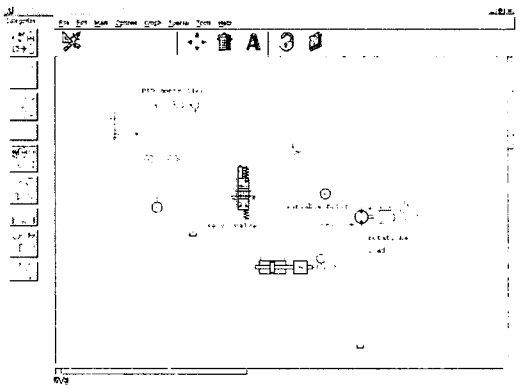

Fig. 5 해석에 사용된 유압펌프의 제어 회로

controller의 gain은 이 회로에 대한 tuning test 결과에 따라 결정되어야 한다.

Fig. 6은 PID의 gain을 $k=200$, 0.1, 20으로 하였을 때의 출력으로서, case 1과 case 2에 대한 입력신호는 아래와 같다.

case 1:

$$\text{input signal} = \begin{cases} 5 & \text{for } 0 \le t \le 10 \\ 0 & \text{for } 10 < t \le 20 \end{cases} \quad \cdots\cdots (1a)$$

case 2:

$$\text{input signal} = \begin{cases} 2 & \text{for } 0 \le t \le 10 \\ 0 & \text{for } 10 < t \le 20 \end{cases} \quad \cdots\cdots (1b)$$

결과를 보면 두 경우 모두 목표치에 정확히 도달하고 있다. 가속시에 비해 감속시에 반응시간이 더 짧은 것은 마찰 토크의 작용 때문이다.

Fig. 7은 이 경우에 있어서 유압 모터를 통과하는 유량(그림에서 실선)과 유압 모터의 swivel angle을 최대값에 대한 비(그림에서 파선)로 나타낸 것이다. 가속시에는 swivel angle이 양의 최대치를 가짐으로써 가속시간을 최대로 단축시키는 효과를 가져왔다. 그리고, 감속시에는 음의 최대치를 가짐으로써 유압 모터가 펌프로서의 역할을 수행하고 있음을 알 수 있다. 즉 가속시에는 압력 소스가 유압 모터에 대해 일을 수행하지만, 감속시에는 반대로 유압 모터가 압력 소스에 대해 일을 수행하고 있다.

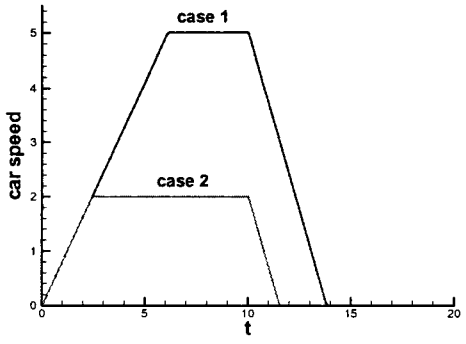

Fig. 6 두 가지 case에 대한 유압펌프 제어회로의 수치해석 결과 - 차속의 시간변화

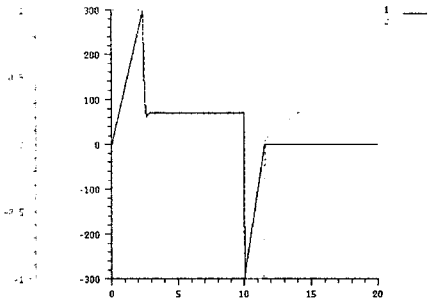

Fig. 7 case2에 대한 수치해석 결과:
(1) 유압모터 통과 유량[l/min](실선),
(2) 유압모터의 swivel angle 비(최대 각도 기준; 파선)

히 달라진다. Fig. 8은 PID의 gain을 $k=10$, 1, 10으로 하였을 때 Fig. 6과 같은 두 가지 case에 대한 수치해석 결과이다. 앞과 비교하면 동특성이 매우 나쁘다는 것을 알 수 있다. 이는 PID controller의 적정 gain을 산정하기 위해서는 tuning작업이 필수적임을 나타내고 있다.

4. 유압펌프-유압모터 연결회로의 동특성 해석

실제의 AGV는 물론 유압 펌프와 유압 모터가

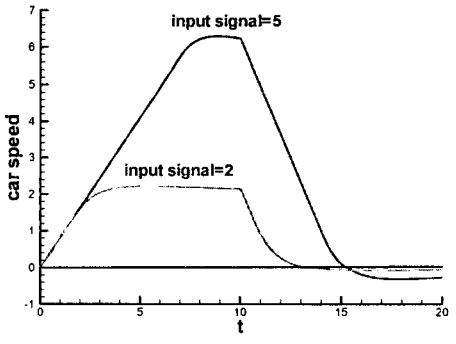

Fig. 8 PID controller의 gain을 달리 하였을 때의 수치해석 결과

연결된 회로에 의해 작동된다. 따라서 AGV의 유압 특성을 정확히 규명하기 위해서는 두 시스템이 연결된 상태에서 simulation 해야 할 것이다.

이 경우 제어의 입장에서는 문제가 더 복잡해 진다. 즉, Fig. 1의 유압 펌프 제어 회로는 동력을 소비하는 유압 펌프 대신에 throttle을 사용하였기 때문에 유압 모터제어 회로에서 일어나는 동특성의 영향이 배제되었으며, 이와 유사하게 Fig. 5 의 유압 모터 제어 회로에서는 동력원으로서 유압 펌프를 쓰지 않고 일정한 압력을 공급하는 압력 소스를 사용하였기 때문에 실제의 유압 펌프제어 시스템에서 나타나는 동적 거동의 영향이 배제되었다. 특히 후자에서 더욱 우려되는 점은, Fig. 5의 압력 소스는 유량을 무제한으로 공급할 수 있는 반면, Fig. 1의 유압 펌프는 최대 유량이 존재하기 때문에 차량의 속도제어에서 더욱 어려운 인자로 작용한다.

참 고 문 헌

1) Yeo, H., Kim C. S., "A Study on Regenerative Braking for a Parallel Hybrid Electric Vehicle", *KSME Int. Journal*, Vol.15, pp.1490~1498.2001
2) 손창섭, 김형태, 신상원, "차량 안정성 제어용 유압 모듈레이터의 특성 해석",한국정밀공학회지, vol.18, pp.127~133.2001
3) 유진산,함영복,"탠덤펌프의 토크효율 시험방법에 관한 연구" 대한정밀공학회 추계학술대회논문집 pp.282~285.2001
4) 서용권,"유압제어공학" pp.88~110.
5) H. Exner., R. freitag., "Basic Principles and Components of fluid Technology, the Hydraulic Trainer vol. 1" Mannesman Rexroth GmbH