

전후진 파워시프트 변속기 유압 제어 시스템 해석

Analysis of Hydraulic Control System for Shuttle Power-shift Transmission

김 대 철

D. C. Kim

Key Words : Shuttle power-shift transmission(전후진 파워시프트 변속 방식), Hydraulic control system(유압 제어 시스템), Easy5, Analysis(해석)

Abstract: The major system of an agricultural shuttle power-shift tractor is the transmission, using power-shift. Because the shifting performance depends on the hydraulic control system, the most important aspect of the optimization is the design of the hydraulic control system. This study was conducted to develop the simulation model of hydraulic control system for the shuttle power-shift transmission by using Easy5 software. Bench test was conducted to verify the simulation. Also, the design parameters which influence the pressure modulation characteristics were investigated.

1. 서 론

농업용 트랙터에 있어서, 전후진 파워 시프트(power-shift) 변속기의 핵심 기술은 파워시프트를 이용한 유압 제어 시스템이며, 특히 유압 제어기에 의해 트랙터의 변속 성능이 결정되므로 이러한 유압 제어기를 최적 설계하는 것이 가장 중요하다. 현재 파워시프트는 변속기에서 유압에 의한 토크 부하의 과대한 변동을 방지하기 위한 연구 및 노력이 계속되고 있다.¹⁾

유압 제어시스템에 대한 국내의 연구는 승용차를 대상으로 다수의 연구가 수행되었다.

윤찬재(1998)는 변속 품질을 향상시킬 수 있는, 클러치 독립 구동, 유압제어 시스템에 대한 수학적 모델을 개발하고, 정특성과 동특성을 분석하였다. 또한, 유압제어 시스템과 차량 통합 시뮬레이션을 실시하고, 변속 과도 토크를 감소시켜 변속 품질을 향상시킬 수 있다고 하였다.²⁾ 조백현(1998)은 완전 전자제어 자동 변속기용 유압 시스템 개발을 하였으며³⁾, 허재웅(1999)은 클러치 직접 구동형 유압회로를 이용한 자동 변속기 유압시스템을 개발하였다.⁴⁾ 농업기계 대상의 연구는 최근 이재천(2009)에 의해 수행되었으

며, 파워시프트 변속기의 유압클러치 시스템을 해석적으로 연구하였다.⁵⁾

해외에서는 오래 전부터 유압제어 시스템에 대한 연구가 수행되어 왔다.

Anon(1986)은 모듈레이팅 압력 제어 시스템을 이용한 파워시프트 변속기를 소개하였다. 오리피스와 어큐뮬레이터만을 이용한 변속기에서는 상대적으로 원활한 접속은 가능하였으나 누유가 생기고 온도에 민감한 단점이 나타났다. 이 변속 제어 시스템은 마이크로 프로세서, 전자제어 모듈, 솔레노이드 밸브를 이용하여 차량의 상태에 따라 유압을 적절히 제어하였다.⁶⁾ Müller와 Sailer(1993)는 변속시 클러치의 유압을 압력 모듈레이션 밸브를 이용하여 제어하였다. 이는 변속기의 입력축 토크에 따라 급한(steep) 압력 모듈레이션과 평평한(flat) 압력 모듈레이션 중에서 하나를 선택하도록 하였으며, 급한 압력 모듈레이션은 입력축 토크가 정격토크의 50% 이상이거나 오일 온도가 10℃ 이하일 때 또는 후진 변속이 시작될 때 선택하고, 평평한 압력 모듈레이션은 입력축 토크가 정격토크의 50% 이하 또는 오일 온도가 10℃ 이상일 때 선택하도록 하였다.⁷⁾

본 연구에서는 상용 프로그램인 Easy5을 이용하여 전후진 파워시프트 변속기에 대한 유압 제어 시스템의 해석 기법을 시험을 통해 검증하였으며, 압력 특성에 미치는 설계 변수 영향을 분석하였다. 유압 제

접수일 : 2009년 10월 1일, 게재확정일: 2009년 11월 12일
 김대철(책임저자): 동양물산기업(주) 중앙기술연구소
 E-mail : dckim@tym.co.kr Tel : 041-851-7741

어 시스템은 현재 많이 사용되고 있는 기계적 동특성을 이용한 모듈레이팅 밸브 형식을 대상으로 하였다.

2. 파워 시프트 유압 제어 시스템 모델링

2.1 유압 제어 시스템의 구성

전후진 변속장치의 유압제어 시스템은 Fig. 1 에서와 같이 유압 펌프, 필터, 메인 밸브(main valve), 인칭 밸브(inching valve), 모듈레이팅 밸브(modulating valve), 선택 밸브(selector valve), 전후진 클러치로 구성하였다. 유압제어 시스템에서는 클러치의 압력을 서서히 증가시켜 변속을 원활하게 하는 모듈레이팅 밸브의 기능이 가장 중요하다.

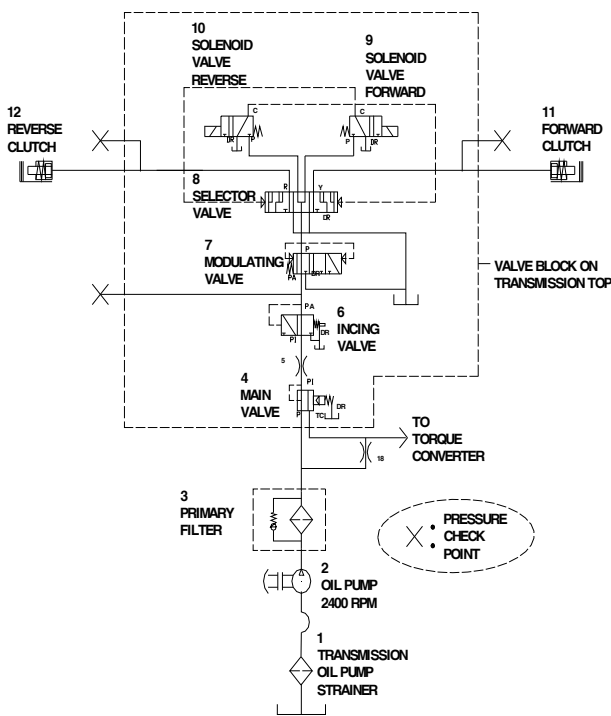


Fig. 1 Circuit diagram of hydraulic control system

모듈레이팅 밸브는 Fig. 2에서와 같이 5개의 기본 요소, 즉, 오리피스, 스프링, 로드 피스톤, 모듈레이팅 밸브, 반작용 플러그로 구성되어 있다. 모듈레이팅 밸브의 기능은 변속시 클러치의 압력을 제어하는 것이다. 클러치 압력을 변속기의 최대압까지 서서히 증가시켜 클러치가 원활하게 접속할 수 있도록 하며, 운전자에게 좋은 변속 느낌을 가지도록 한다.

모듈레이팅 밸브에는 식 (1), (2)에서와 같이 두 종류의 힘이 작용한다.

$$Force1 = \frac{Pressure(load\ piston)}{Area1} \quad (1)$$

$$Force2 = \frac{Pressure(clutch)}{Area2} \quad (2)$$

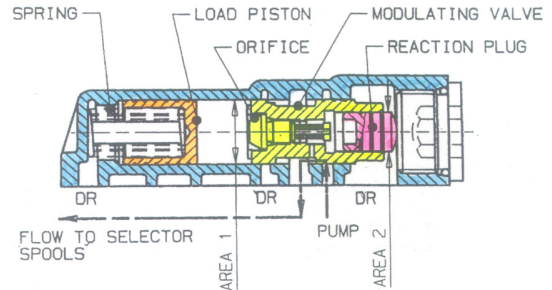


Fig. 2 Section view of modulating valve

모듈레이팅 밸브가 균형을 유지하기 위해서는 힘 F1과 힘 F2가 같아야 한다. 그러나 클러치 압력이 증가되어 힘 F2가 크게 되면 밸브는 왼쪽으로 힘을 받게 되어, 공급 압력이 차단되고 클러치와 플러그 압력도 드레인과 연결됨으로써 힘 F2는 감소된다. 반대로 스프링이 압축되면서 힘 F1이 증가되면 밸브는 오른쪽으로 힘을 받게 되어, 클러치 압력과 공급 압력이 연결되어 힘 F2가 증가되고 힘 F1과 균형을 유지한다. 즉, 클러치 압력을 드레인 또는 공급압과 연결시키거나 또는 단절시킴으로써 밸브에 가해지는 힘의 균형을 유지하는 것이다.

2.2 유압 시스템의 해석

유압 제어 시스템은 EASY5를 이용하여 Fig. 3 에서와 같이 모델링하였다. 모듈레이팅 밸브의 상세 모델은 Fig. 4에서와 같다. 모델링 방법은 EASY5에서 제공하는 요소 중에서 유압 제어 시스템을 모형화 할 수 있는 요소들을 불러들인 후, 시스템의 특성에 맞게 입출력 포트들을 연결하였다. EASY5에 없는 요소는 EASY5에서 제공하는 사용자 코드를 이용하여 Fortran 언어로 모형화 하였다.

모델에 포함된 주요 유압 요소는 Table 1에서와 같다. 밸브 위치에 따른 밸브의 개구 면적은 Table 2에서와 같다.

모델링된 모델을 시뮬레이션한 결과 전후진 변속시 클러치의 압력 변화는 Fig. 5에서와 같고, 모듈레이팅 밸브와 로드 피스톤의 위치는 Fig. 6에서와 같이 변화되었다. 그림에서 시간을 3.8초부터 표시한 이유는 시뮬레이션에서 시스템이 안정화되는 시간을

3.8초 동안 두었기 때문이다. Fig. 6에서 밸브 위치가 0인 지점은 밸브의 위치가 오른쪽 끝에 위치할 때이고 양의 값은 그 위치에서 왼쪽으로 이동한 거리이다.

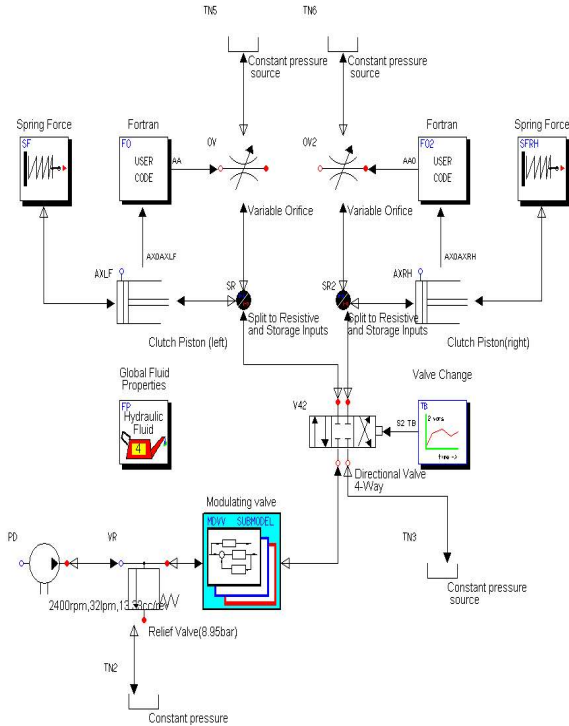


Fig. 3 Modeling of hydraulic control system using EASY5

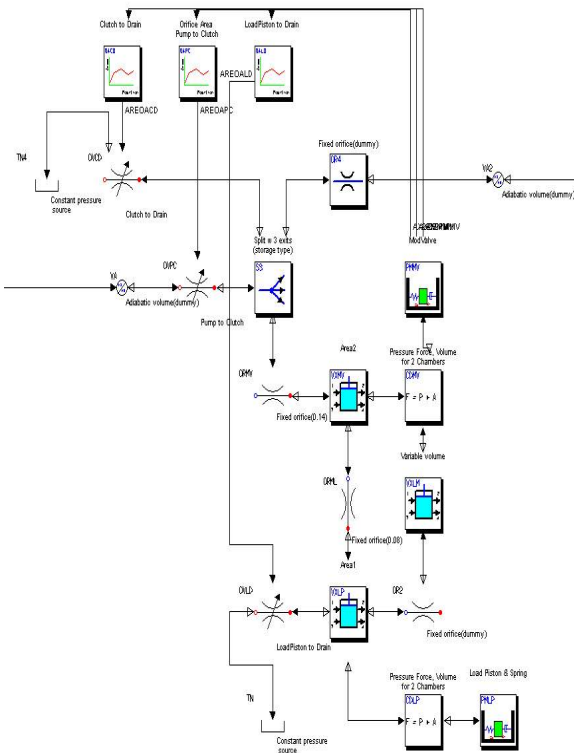


Fig. 4 Sub model of modulating valve

Table 1 Components of hydraulic control system

No	Symbol	Name
1	AX	Single chamber adiabatic actuator
2	CD	Force volume from dimensions and pressure
3	FO	Fortran code
4	FP	Global fluid properties
5	OA	Orifice area as a function of position
6	OR	Fixed diameter orifice
7	OV	Variable diameter orifice
8	PD	Pump, positive displacement
9	PM	Single moving mass with hard limits and friction
10	S3	Split, three exit, storage-type
11	SF	Spring force
12	TB	Two tabular function of time
13	TN	Tank or constant pressure reservoir
14	V4	Four-way directional valve
15	VA	Adiabatic volume
16	VR	Pressure relief valve
17	VX	Variable volume

Table 2 Modulating valve opening area at valve stroke

Pump to clutch		Load piston to drain		Clutch to drain	
Displacement (m)	Area (m ²)	Displacement (m)	Area (m ²)	Displacement (m)	Area (m ²)
0	0.000035	0	0.000035	0	0
0.0022	0	0.0012	0	0.0032	0
0.0150	0	0.0150	0	0.0057	0.000008
				0.0077	0.000035
				0.0150	0.000035

라인 압력은 접속 클러치가 동작하기 시작하면 급격히 감소된 후 곧바로 상승했지만, 클러치가 접속되면서 압력상승될 때 다시한번 감소되었다. 해제 클러치의 압력은 변속이 되는 순간 급격히 떨어졌다. 접속 클러치의 압력은 변속되는 순간 2 bar로 상승한 후 2.5초 정도 유지되었다. 이 구간에서는 클러치가 이동하면서 댐핑과 마찰의 영향을 받는 것으로 판단된다. 그리고 4.25초에 접속 클러치 압력이 10 bar까지 급격하게 증가되었다. 이는 클러치가 접속됨으로써 서지 압력이 발생하기 때문으로 판단된다.

모듈레이팅 밸브는 변속이 되는 순간 0.12 cm에서 0 cm의 위치로 이동한 후 압력을 공급하기 위하여 양의 방향으로 이동했다. 그리고 4.25초 시점에서 0.37 cm까지 급격히 이동했다가 모듈레이팅이 발생하면서 0.22cm위치를 유지했다. 모듈레이팅이 끝나면 0.12 cm의 위치로 되돌아갔다. 로드 피스톤은 변

속되는 순간 0.3 cm위치로 급격히 이동하여 4.25초까지 유지한 후 모듈레이팅이 발생하면서 서서히 최대 변위까지 이동했다.

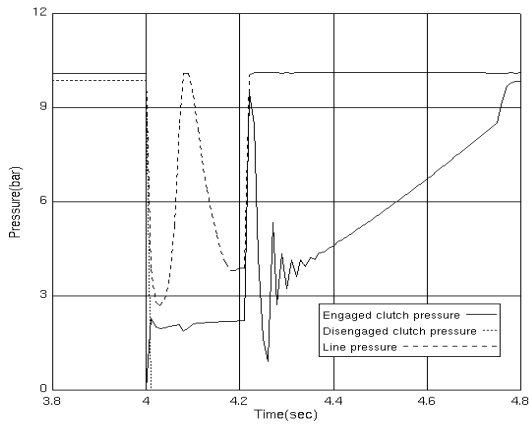


Fig. 5 Clutch pressure during forward/reverse shifting

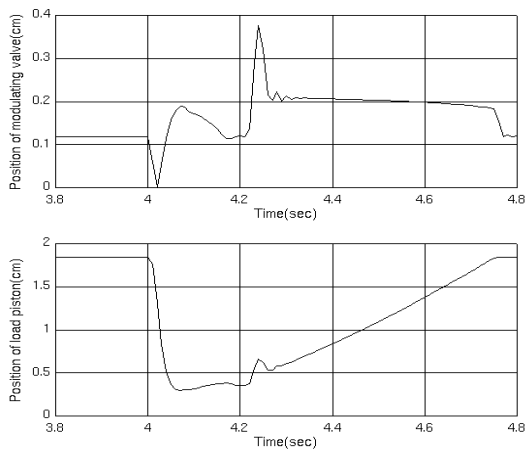


Fig. 6 Position of piston during shifting

3. 유압 제어 시스템 모델 검증

3.1 검증 시험

시험 장치는 Fig. 7에서와 같이 모터, 변속기, 등가 관성 질량, 직류 동력계로 구성하였으며 입력측 회전 속도와 토크, 출력측 회전 속도와 토크, 변속기의 라인 압력과 전후진 압력, 오일 온도 등을 측정할 수 있도록 계측 장치를 설치하였다.

모터의 속도를 825 rpm으로 유지한 상태에서 전후진 변속이 일어날 때 라인 압력, 접속 클러치 압력, 해제 클러치 압력을 측정하였다. 측정 압력의 샘플링 속도는 1000 Hz로 하였다. 이 때 오일 온도는 55°C이다. 모델의 타당성 검증을 위하여 같은 조건의 시뮬레이션 결과와 비교하였다.

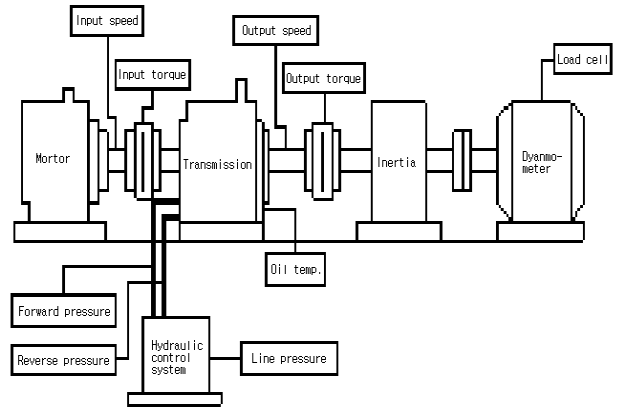


Fig. 7 Schematic diagram of test rig for powershift transmission

Fig. 8은 시험에 의해 측정된 클러치 압력을 나타낸 것이다.

시뮬레이션으로써 예측한 변속중 라인 압력과 해제되는 클러치의 압력 변화는 측정 결과와 유사한 경향을 나타내었다.

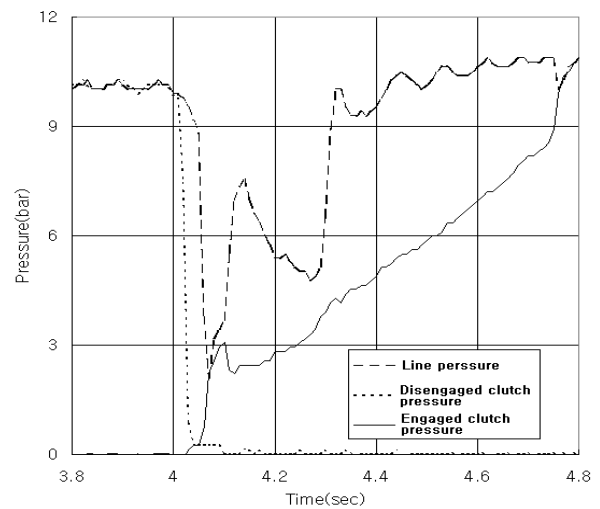


Fig. 8 Measured pressure during shifting at a line pressure 10 bar

접속되는 클러치의 초기 압력과 모듈레이팅이 일어나는 구간의 압력 변화도 유사한 경향을 나타내었다.

그러나 시뮬레이션에서는 클러치가 접속되는 과정에서 큰 서지 압력이 발생하였으나 측정 결과에서는 그러한 서지 압력이 발생되지 않았다.

이는 클러치를 단순한 피스톤 형식으로 모델링하였기 때문에 실제 클러치가 접속되는 순간 흡수되는 큰 충격을 반영하지 못한 결과인 것으로 판단되었다.

3.2 주요 파라미터 결정

본 연구에서는 시뮬레이션에서 서지 압력을 감소시킬 수 있는 방안을 검토하였다. 클러치가 접속될 때 충격이 완화될 수 있는 원인으로서는 다음과 같은 경우를 고려하였다.

- 오일에 공기가 포함됨으로서 체적 탄성 계수가 감소되는 경우
- 클러치 피스톤에서 누유가 발생하는 경우
- 클러치 마찰면의 오일로 인한 충격흡수 효과

오일의 공기 함량을 0.5%로 가정한 클러치 압력 시뮬레이션의 결과는 Fig. 9에서와 같고, 공기 함량이 0%인 경우와 0.5%인 경우를 비교한 결과는 Fig. 10에서와 같다. 오일에 공기가 포함되면 포함되지 않은 경우에 비하여 최고 압력은 5% 감소되었으나 압력 변동이 크게 나타났다. 실제 측정 결과에서는 이러한 압력 변동이 없는 것으로 보아 공기가 포함되지 않은 순수한 오일인 것으로 판단된다.

클러치 피스톤의 누유가 서지 압력에 미치는 영향을 구명하기 위하여 누유량은 다음 식을 이용하여 계산하였다.

$$w_{leak} = \frac{\pi d c^3}{12L} \cdot \frac{\rho}{\mu} p \quad (3)$$

여기서, w_{leak} = 누유량, m³/min
 d = 피스톤 직경, m
 c = 반경 방향 간극, m
 L = 피스톤 접촉 길이, m
 ρ = 오일의 밀도, kg/m³
 μ = 오일의 동점도, Pa·s
 p = 실린더의 내부 압력, Pa

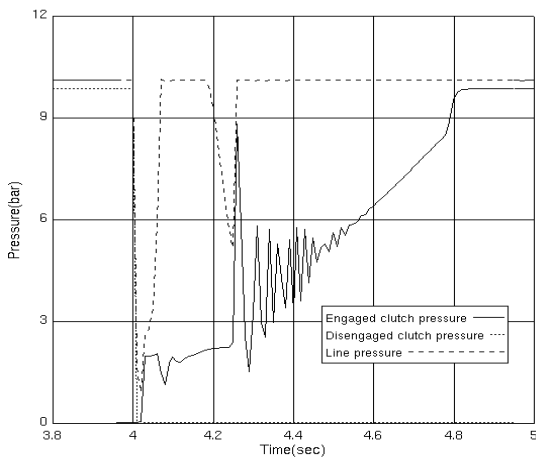


Fig. 9 Simulated clutch pressure with an air content of 0.5%

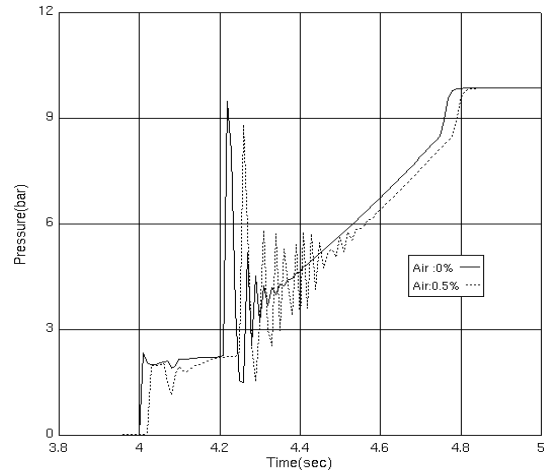


Fig. 10 Comparison of simulated clutch pressure with air contents of 0% and 0.5%

피스톤의 지름을 0.12 m, 반경 방향의 간극을 0.0001 m, 피스톤의 접촉 길이를 0.015 m라고 하면 누유계수(CL)는 다음과 같다.

$$CL = \frac{\pi d c^3}{12L} = 2.0 \quad (4)$$

이 누유계수를 고려하여 시뮬레이션한 클러치의 압력 변화는 Fig. 11에서와 같다. 이를 누유가 없는 압력 변화와 비교하면 Fig. 12에서와 같다. 누유가 있으면 최고 압력이 30% 정도 감소되었으므로 클러치가 접속된 이후에도 최고압은 8.5 bar로서 누유가 없을 보다 17% 감소되었다. 측정 결과에서는 변속이 끝난 후 클러치 압력과 라인 압력이 일치하였기 때문에 시뮬레이션에서 가정한 누유량에 비하여 적을 것으로 판단되었다.

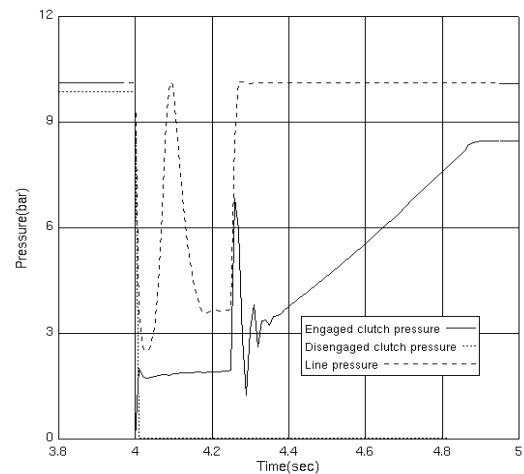


Fig. 11 Simulated clutch pressure when oil leakage was taken into consideration

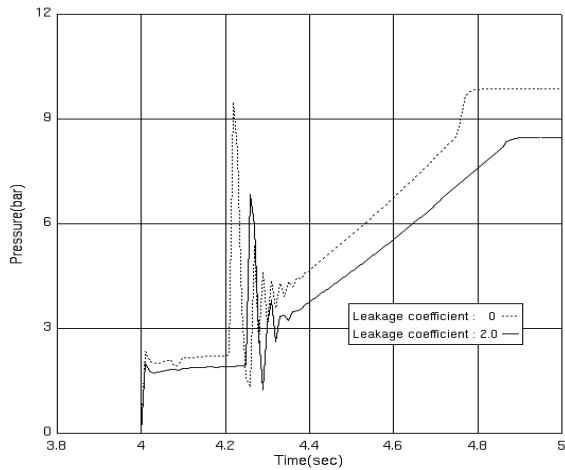


Fig. 12 Comparison of simulated clutch pressure with and without oil leakage

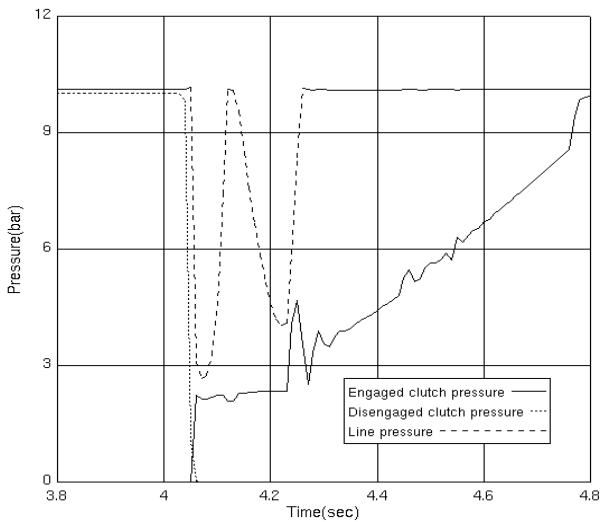


Fig. 13 Simulated clutch pressure when oil stiffness was taken into consideration

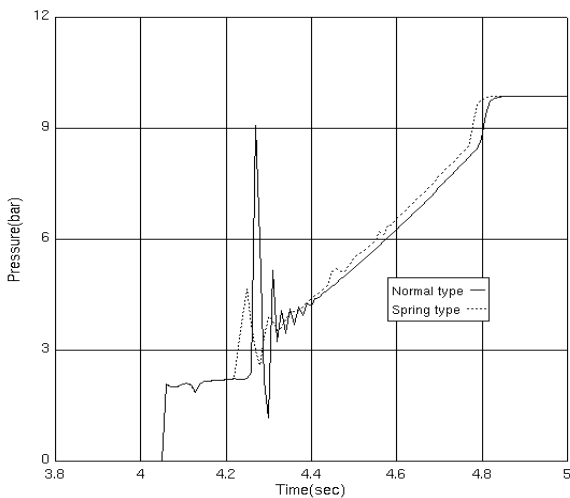


Fig. 14 Comparison of simulated clutch pressure with and without oil stiffness

클러치 마찰면과 마찰면 사이에 있는 오일의 충격 흡수 효과를 모델링하기 위하여 클러치의 최대 변위인 2.4 mm가 끝나기 직전 0.3 mm부터 강성이 100000 N/cm이고 초기 장력이 1000 N인 스프링이 작용한다고 가정하였다. 이 때 댐핑은 없는 것으로 가정하였다.

Fig. 13은 충격 흡수 효과를 고려한 시뮬레이션의 결과이다. 충격 흡수 효과를 고려하지 않은 경우와 비교하면 Fig. 14에서와 같다. 즉, 피크 압력이 9 bar에서 4.25 bar로 감소하며, 실제 측정 결과에 보다 접근하였다. 따라서, 피크 압력은 오일의 충격 흡수 효과에 따라 변화되는 것으로 판단되었다.

4. 설계 변수 영향 검토

유압 제어 시스템에서 가장 중요한 특성은 시간에 따른 압력의 변화 특성이다. 앞에서 개발한 유압 제어 시스템 모델을 이용하여 시스템의 주요 설계 변수가 압력-시간 선도에 미치는 영향을 시뮬레이션하고 이를 분석하였다. 여기서 압력과 시간을 변화시키는 기준은 이상적인 압력 선도를 얻기 위하여 시행 착오법으로 설정하였다. 먼저, 제어 압력이 라인 압력까지 도달하는 시간을 현재의 0.7초에서 1.5초로 증가시키기 위하여 로드 피스톤의 최대변위를 1.8 cm에서 4.4 cm로 증가시키고 모듈레이팅이 끝나는 시점의 클러치 압력을 6, 8, 10 bar로 하기 위하여 로드 피스톤의 스프링 상수(KHP)를 각각 13, 18, 23 N/cm로 변화시켰을 때 시뮬레이션의 결과는 Fig. 15에서와 같다. 스프링 상수를 감소 시키면 모듈레이팅이 끝나는 시점의 압력 뿐 아니라 모듈레이팅이 끝나는 시간도 감소됨을 알 수 있다.

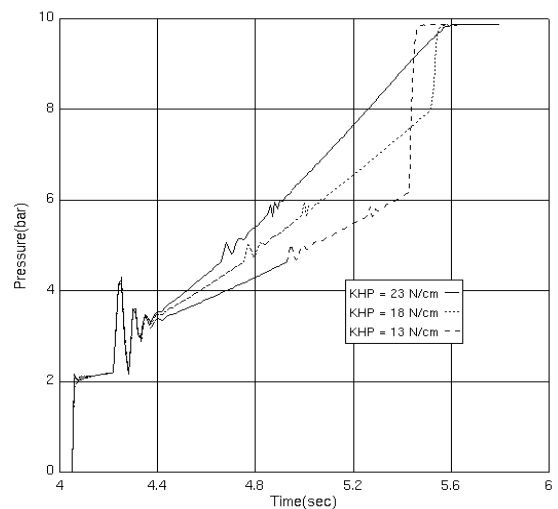


Fig. 15 Variation of clutch pressure(KHP=spring constant)

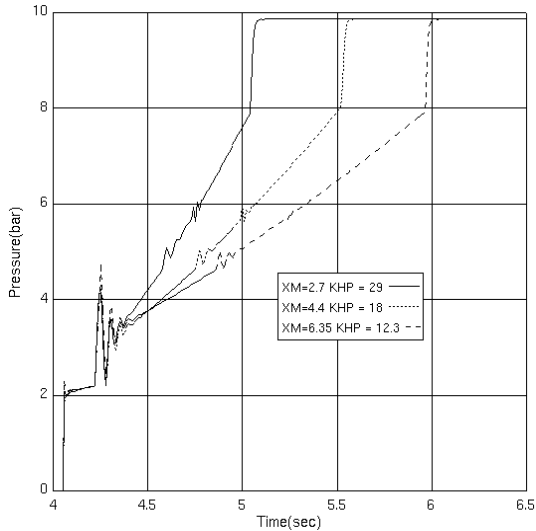


Fig. 16 Variation of clutch pressure(XM=load piston stroke, KHP=spring constant)

로드 피스톤의 초기 장력을 최대한 줄더라도 클러치 피스톤의 댐핑이 너무 크기 때문에 클러치가 접속되는 순간에는 큰 압력이 발생했다. 그러나, 클러치 피스톤은 단순한 유압 시스템이 아니라 기어, 축 등과 연결된 복잡한 시스템으로서 설계변경이 쉽지 않다. 따라서 시뮬레이션을 통하여 피스톤 댐핑 변화에 따른 클러치의 압력 변화 특성을 조사하였다. Fig. 17은 클러치 피스톤의 댐핑(DMP)을 700, 1400 N-s/cm로 변화시켰을 때 압력 변화의 특징을 나타낸 것이다.

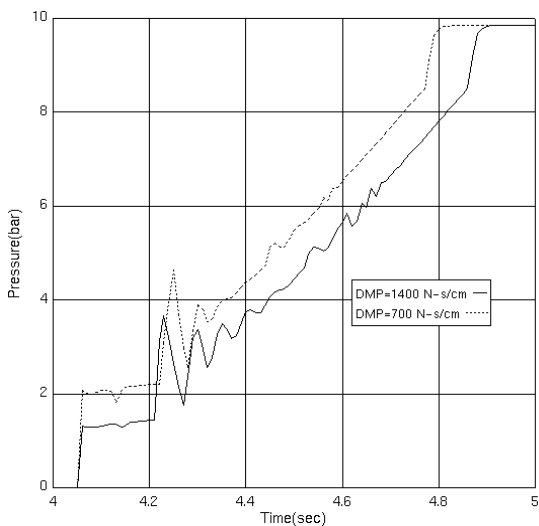


Fig. 17 Variation of clutch pressure by clutch damping(DMP=clutch piston damping)

댐핑이 감소하면 클러치가 접속될 때의 초기 압력

뿐만 아니라 모듈레이팅이 일어나는 압력도 감소되었다. 피스톤 댐핑이 50%로 감소하였을 때 초기 압력은 35% 감소하였다. 즉, 클러치 압력은 유압 제어 시스템 뿐만 아니라 클러치 피스톤에도 큰 영향을 받는 것으로 나타났다. 따라서 유압 제어 시스템을 설계할 때 클러치의 댐핑 특성을 충분히 고려해야 할 것이다.

5. 결 론

전후진 변속을 위한 유압 제어 시스템의 클러치 압력 변화를 예측할 수 있는 컴퓨터 시뮬레이션 모델을 개발하였으며, 시험을 통하여 이를 검증하였다. 시뮬레이션 모델을 이용하여 유압 제어 시스템의 설계 변수가 클러치 압력 변화에 미치는 영향을 구명하였다. 이 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 클러치 피스톤에 대한 댐핑으로 인하여 클러치가 접속될 때 2.2 bar의 높은 초기 압력이 발생하였다. 이 초기 압력은 유압 제어 시스템에 영향을 받지 않으며, 피스톤에 작용하는 댐핑의 영향을 크게 받는다. 따라서, 초기 압력을 줄이기 위해서는 클러치 피스톤에 작용하는 댐핑을 줄여야 한다. 댐핑 계수를 반으로 줄였을 때 초기 압력은 35% 감소하였다.
- 2) 시뮬레이션에서는 클러치 피스톤이 정지되는 순간 큰 서지압력이 발생하였으나 실제 시험에서는 서지 압력이 나타나지 않았다. 이것은 실제에는 클러치 피스톤이 접속될 때 클러치 마찰판과 오일에 의하여 충격이 흡수되기 때문인 것으로 판단되었다. 모델에서는 충격을 흡수한 스프링을 설치하여 서지 압력은 감소시켰다.
- 3) 로드 피스톤의 스프링 계수와 로드 피스톤의 최대 변위가 클러치 압력 변화에 미치는 영향을 구명하였다. 따라서 원하는 제어 압력 곡선을 시뮬레이션을 통해 쉽게 얻을 수 있었다.
- 4) 시뮬레이션을 통하여 구한 제어 압력 곡선은 트랙터의 통합 시뮬레이션에도 활용할 수 있을 것으로 판단되었다.

참고 문헌

- 1) 남요상, “농업용 트랙터의 파워시프트 변속을 위한 유압 제어 시뮬레이션”, 박사학위 논문, 서울대학교 대학원, pp. 7~8, 2002.
- 2) 윤찬재, “변속품질향상을 위한 클러치독립구동 유

- 압제어시스템의 해석 및 제어”, 석사학위 논문, 서울대학교 대학원, 1998.
- 3) 조백현, “완전전자제어방식 자동변속기용 유압시스템 개발”, 석사학위 논문, 서울대학교 대학원, 1998.
- 4) 허재응, “클러치 직접 구동 유압회로를 이용한 자동변속기 유압시스템 개발 및 해석”, 석사학위 논문, 서울대학교 대학원, 1999.
- 5) 이재천, “파워시프트 변속기 유압클러치시스템의 해석적 연구”, 유공압시스템학회논문집, 제 6권 제 1호 pp. 25~31, 2009.
- 6) Anon. “Designing the modulated powershift transmission”, *Automotive Engineering*, 94(9) pp. 34~41, 1986.
- 7) F. Müller and H. Sailer, “New future-oriented tractor transmissions from ZF”, SAE Paper No. 932420, 1993.