

파워시프트 변속기 유압클러치시스템의 해석적 연구

An Analytical Investigation of a Hydraulic Clutch System of Powershift Transmission

이 재 천
J. C. Lee

Key Words : Powershift Transmission(파워시프트 변속기), Power Shuttle Clutch(파워셔틀클러치), Tractor(트랙터), Pressure Modulation(압력 모듈레이션), Set Pressure(설정압), Modulation Time(모듈레이션 시간)

Abstract: This study presents an analytical model of hydraulic clutch system of a power shift transmission to analyze pressure modulation characteristics. A typical hydraulic clutch system was modeled by using AMESim in which the parameters of major components were measured for simulation. Test apparatus was established using the components of power shift and power shuttle clutches with instrumental equipment. The results of simulation and experiment were so close that the proposed analytical model in this study was validated. However the cylinder model analogized clutch dynamics need to be improved in future study. The effects of parameters of orifice diameter, accumulator stroke and oil temperature on pressure modulation were analyzed respectively. The results of parameter sensitivity analysis show that modulation time and set pressure can be easily adjusted by changing parameter values. It is also found that the hydraulic clutch system used in this study is so susceptible to oil temperature that cooling equipment is necessary.

1. 서 론

트랙터 작업은 일반적으로 부하의 변동이 크기 때문에 잦은 변속이 요구되며, 견인 또는 다양한 작업기의 구동 등 작업 조건에 따라 적합한 작업 속도를 얻기 위한 많은 변속 단수가 요구된다. 이러한 특성 때문에 트랙터의 변속기는 큰 견인부하에서도 정지하지 않고 원하는 속도로 원활하게 변속하며 동력손실을 최소화할 수 있어야 한다. 이에 따라, 트랙터 변속 장치로는 작업 능률과 전동효율을 동시에 높일 수 있는 파워시프트 변속기(power-shift transmission)의 보급이 점차 확대되고 있다. 파워시프트 변속기는 작업능률이 우수한 유압 변속과 전동효율이 높은 기계식 동력전달을 조합한 것으로서, 동기물림식 기어와 유압클러치를 통해 주행 중에도 클러치 페달을 밟지 않고 레버만을 이용하여 고·저속과 전·후진의 동력의 흐름을 제어할 수 있다.

Fig. 1은 대형 기종인 이탈리아 CaseIH사의 JX100U 파워시프트 변속기의 도해도이다. JX100U는 고속(40km/h), 저속(30km/h) 및 전·후진 유압클러치와 4속(speeds) 상시취합(constant mesh) 헬리컬기어 및 3레인지(ranges) 스퍼기어로 구성되어, 전진과 후진 각각 24속을 제공한다.

특히 파워시프트 변속기에서 고·저속 변환용 유압클러치를 가리켜 파워시프트클러치라고 하며, 전·후진 유압클러치를 파워셔틀클러치(power shuttle clutch)라 칭한다

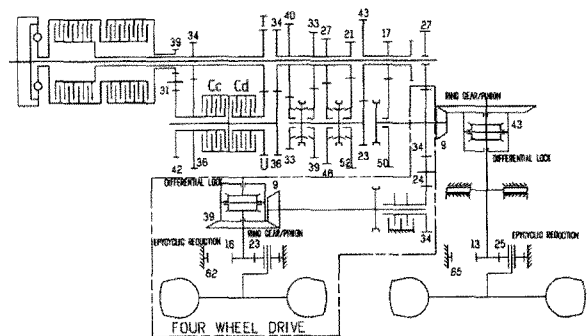


Fig. 1 Diagram of CaseIH JX100U

접수일 : 2009년 1월 29일, 게재확정일 : 2009년 2월 20일
이재천(책임저자) : 계명대학교 기계자동차공학부
E-mail : ljcds@kmu.kr, Tel : 053-580-6720

파워시프트 변속기는 1960년대 미국과 유럽에서 보급되기 시작한 이후, 동력전달 및 기구설계에 대한 여러 연구가 진행되어 왔으며^{1~5)}, 근래에는 마이크로컨트롤러와 전자유압제어 방식을 접목하여 작업효율과 조작성의 편의성을 증대시키는 연구가 주목받고 있다^{6,7)}.

국내에서는 뒤늦게 2000년대 들어 일부 기업이 50마력급(중형)과 90마력급(대형) 트랙터용 파워시프트 변속기 개발을 진행하고 있다. 파워시프트 변속기의 핵심인 유압 클러치를 이용한 변속시스템에 대한 연구 역시 국내에서는 대부분 자동차용 자동 변속기에 대한 연구이며 농업용 트랙터의 변속기에 대한 연구는 매우 드문 실정이다. 몇몇 연구결과를 살펴보면, 남요상⁸⁾은 파워시프트 유압클러치의 제어 성능에 영향을 미치는 설계변수를 해석적 방법으로 제시하였으며, 김대철^{9,10)}은 전,후진 파워시프트 변속 시의 동력 전달계의 동적 특성을 해석하였다. 그리고 이호상¹¹⁾은 파워시프트 변속기의 설계 변수가 과도토크 부하로 인한 변속품질에 미치는 영향을 해석하였다.

파워시프트 변속기의 핵심요소 중 하나는 변속과 방향전환 시 유압클러치에 의한 압력 모듈레이션이다. 이에 본 연구에서는 파워시프트 유압클러치시스템의 모듈레이션 성능을 예측하기 위한 해석 모델을 제시하고 실험 결과와 비교하여 유효성을 검증하였다. 또한 제시한 해석모델을 바탕으로 유압클러치 시스템의 주요 매개변수에 대한 민감도해석을 진행하였다.

2. 파워시프트 유압클러치시스템

2.1 기본회로와 시간·압력선도

Fig. 2는 파워시프트 유압클러치시스템의 기본 회로를 보여주며, Fig. 3은 클러치 작동시의 시간 압력 선도이다. 시프트밸브(shift valve)의 유로가 유압원(pressure source)과 클러치를 연결하면, 압유는 오리피스스를 통과하여 클러치로 유입된다. 유입오일에 의해 클러치압력은 클러치스프링의 초기 작용력(preset spring force)을 극복하는 압력(P_0)에 이르고 압력이 더욱 증가(P_i)함에 따라 클러치 실린더가 이동하여 압력판과 마찰판은 서로 밀착하게 된다. P_0 와 P_i 간의 압력차이가 크지 않은 것은 클러치의 유격 거리, 즉 피스톤 변위가 작아 스프링의 반력에 큰 변화가 없기 때문이다.

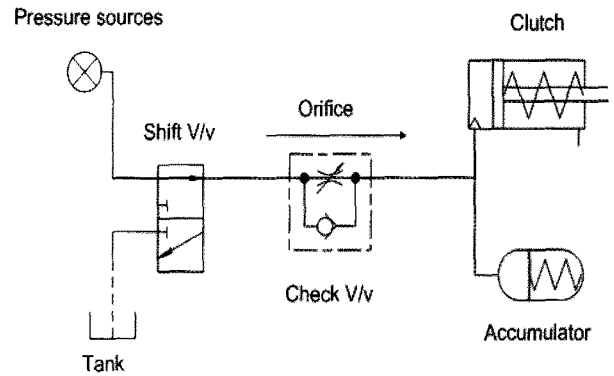


Fig. 2 Basic circuit of hydraulic shift clutch system of powershift transmission

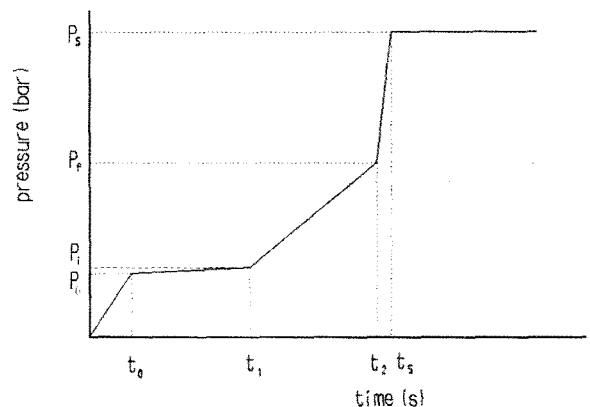


Fig. 3 Clutch pressure curve

이후 클러치 압력은 마찰판과 압력판이 밀착하여 규정된 토크를 전달할 수 있도록 적절한 시간($t_1 \sim t_2$) 동안 서서히 증가하여야 한다. 이 구간을 압력 모듈레이팅 구간(pressure modulating range)이라고 한다. 압력이 급격히 증가하면 동력 전달장치에 큰 충격이 발생하며 너무 서서히 증가하면 동력손실이 발생한다. 클러치의 압력 모듈레이션은 어큐뮬레이터가 핵심적인 기능을 하며 어큐뮬레이터 초기압력(P_i)으로부터 클러치가 접속되어 충분한 토크용량을 확보하도록 어큐뮬레이터 최대압축행정 압력(P_f)에 이른 후, 시스템 최고압력(P_s)까지 상승한다.

이와 반대로 시프트밸브의 유로가 탱크와 연결되면 오일은 체크 밸브(check valve)를 통하여 배유되고 클러치압력은 신속히 저하된다.

Fig. 3의 시간·압력곡선은 변속 시 발생하는 과도토크와 변속충격을 줄이고 변속품질을 개선하려는 목적으로 제조회사마다 실험결과를 바탕으로 각 모듈레이팅 압력을 설정하고 있다.

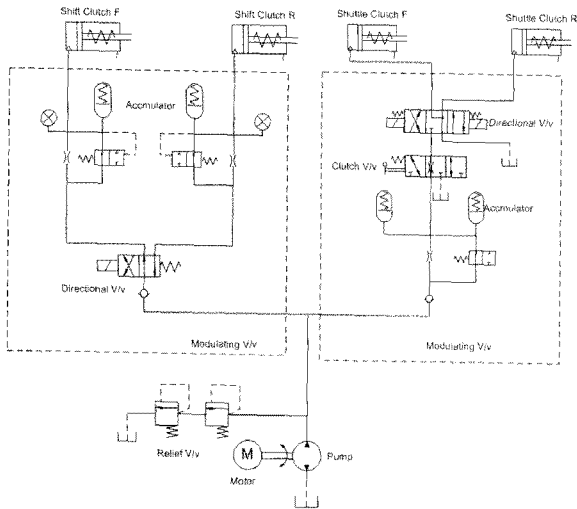


Fig. 4 Circuit diagram of a hydraulic clutch system

2.2 시스템 해석모델

Fig. 4는 전형적인 파워시프트 변속기의 유압클러치시스템의 회로도이다. Fig. 4의 유압클러치시스템은 전·후진 파워셔틀클러치와 고·저속 파워시프트클러치로 구성되었다. 시프트클러치의 모듈레이팅 밸브는 방향제어밸브, 어큐물레이터, 감압밸브(pressure reducing valve), 오리피스로 구성되었으며, 셔틀클러치의 모듈레이팅 밸브에는 방향제어밸브, 어큐물레이터, 오리피스와 클러치 인칭(inching)밸브로 구성되었다. 클러치 인칭밸브는 작업자가 클러치 페달을 밟을 때 시스템 유압을 탱크로 보내어 압력을 낮추고 방향제어밸브의 솔레노이드가 원활히 작동하도록 한다.

Fig. 5는 AMESim을 이용하여 Fig. 4의 시스템을 모델링한 결과이다. Fig. 5에 표시된 각종 부품의 주요 매개변수와 오일의 물성치는 실 치수와 실험 계측한 결과를 사용하였으며 부록에 수록하였다. 클러치는 편로드(single rod) 실린더 모델로 모사하였다.

2.3 실험장치

파워시프트 변속기의 유압클러치의 해석 결과를 검증하기 위한 실험장치를 Fig. 6, Fig. 7과 같이 구성하였다. 변속기의 측면에 셔틀밸브, 시프트밸브, PTO(Power Take-Off) 밸브를 압력센서와 함께 설치하였다. 유압 공급원으로 인버터 모터 구동 고정유량펌프를 사용하였으며 공급라인에 유량센서를 설치하였다. 밸브의 공급 유량은 실차의 조건을 맞추어 아이들(idle)시 약 9.5lpm, 정격 구동 시 약 27lpm이었으며 모터로 구동한 변속기의 아이들 회전속도는

850rpm, 정격 회전속도는 2,400rpm이었다. 동기화된 각 센서신호는 800Hz로 데이터 로거를 통하여 PC에 수록하였다. 주요 계측장비의 사양은 아래 Table 1과 같다.

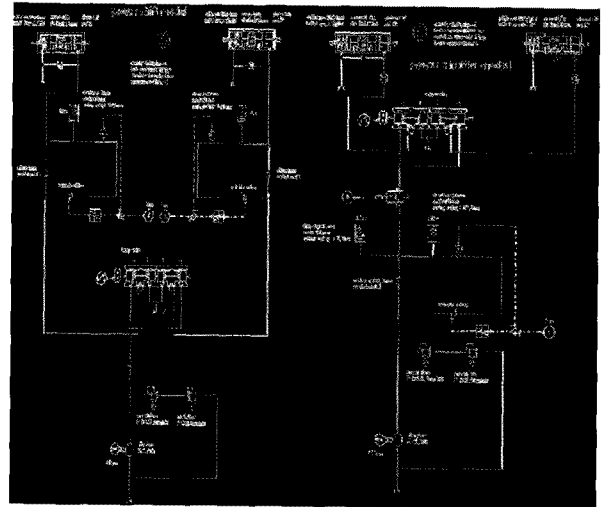


Fig. 5 AMESim model of a hydraulic clutch system

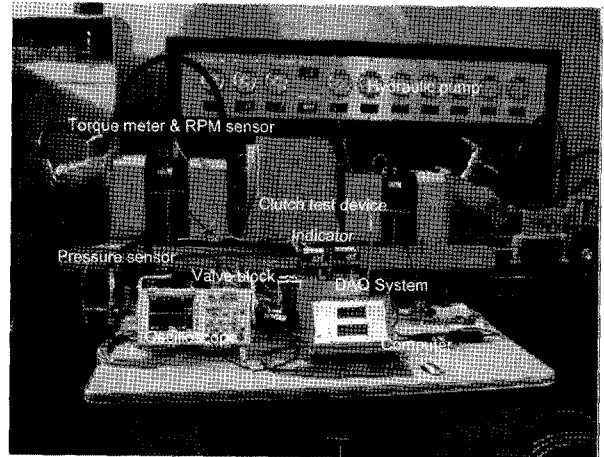


Fig. 6 Hydraulic clutch test rig

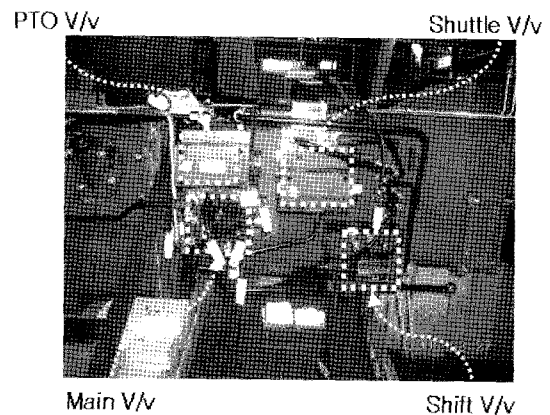


Fig. 7 Clutch control valves

Table 1 Specification of instrumental equipment

Component	Model	Specification
Pressure transducer	Sensys, PMSK 0250 KAIA	Max. pressure: $250\text{kgf}/\text{cm}^2$ Accuracy: 0.5%
AD converter	NI DAQ-Card 6062E	Input: 16Channel Output: 2Channel
Power supply	METEX MS-9160	0~30V, 0~3A
Data logger	HBM MGC plus	Frequency: 800Hz

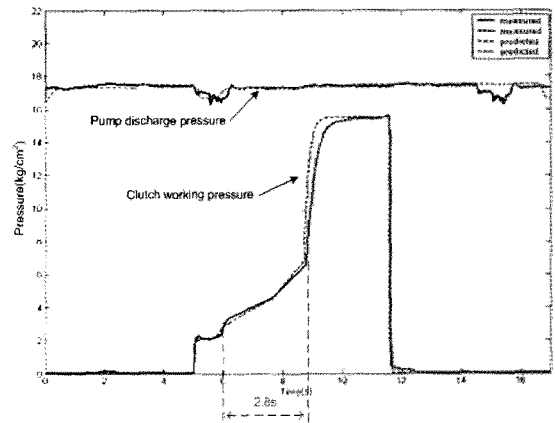
2.4 실험 및 해석 결과

Fig. 8(a)와 Fig. 8(b)는 파워시프트 변속기의 회전속도가 각각 아이들과 정격일 때 셔틀클러치의 압력에 대하여 실험 및 해석 결과를 나타낸 것이다. Fig. 8에서 보듯이 실험과 해석 결과는 유사한 모습을 보여준다. 아이들과 정격회전속도의 경우 모두 모듈레이팅 압력은 약 $2\text{kgf}/\text{cm}^2$ 으로부터 시작하여 $6.5\text{kgf}/\text{cm}^2$ 까지 상승하였다. 모듈레이팅 소요시간을 살펴보면, 아이들속도에서는 6초에서 8.8초까지 2.8초가 걸린 반면, 정격속도에서는 펌프 토출유량의 증가로 인하여 6초에서 7.9초까지 1.9초가 소요되었다. 처음 클러치판이 접속하는 지점(5초 부근)에서 순간적인 충격압이 발생하였으며, 아이들속도일 때 비해 정격속도일 때 펌프 토출유량의 증가로 인해 시스템 최고압력이 증가하였다.

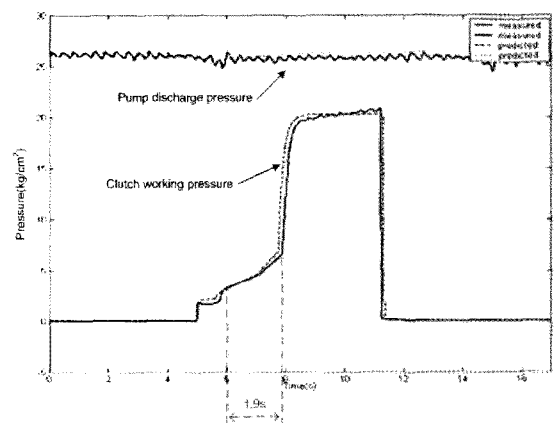
Fig. 9(a)와 Fig. 9(b)는 아이들속도에서 시프트클러치의 접속 및 해제 시의 공급라인과 클러치 압력에 대한 실험 및 해석결과를 비교한 것이다.

클러치 접속 시 모듈레이팅 시간은 실험과 해석 모두 약 0.5초로 근사하였으나, 모듈레이팅 압력은 실험은 $4\text{kgf}/\text{cm}^2 \sim 7\text{kgf}/\text{cm}^2$ 인 반면 해석은 $2\text{kgf}/\text{cm}^2 \sim 7.2\text{kgf}/\text{cm}^2$ 이었다. 이것은 본 연구에서 클러치 모델로 사용한 AMESim의 실린더 모델이 실제 클러치의 마찰특성을 반영할 수 없어 발생한 오차로 판단된다. 또한 클러치 접속 시 방향제어밸브가 열려 클러치로 압유가 유입됨에 따라 공급라인의 펌프 토출압력은 순간적으로 떨어지는 현상을 보였으며 실험과 해석의 오차는 밸브모델의 부정확에 기인한 것으로 판단된다.

클러치 해제 시 모듈레이팅 시간은 약 0.7 초로서 실험과 해석의 모듈레이팅 압력변화가 근사하였으며 약 $4\text{kgf}/\text{cm}^2$ 의 압력에서 작동압이 급격히 소멸되는 것으로 나타났다.



(a) at idle speed



(b) at rated speed

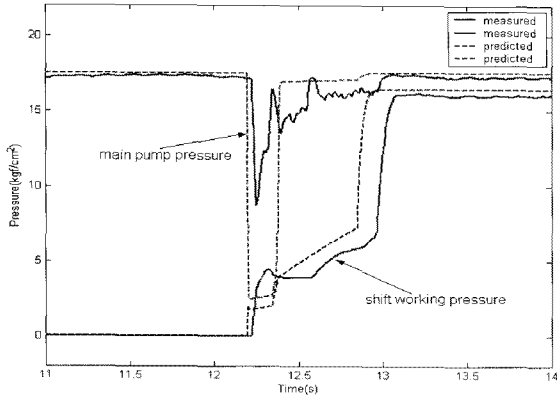
Fig. 8 Pressure variation of shuttle clutch

한편 Fig. 8의 셔틀클러치와 Fig. 9의 시프트클러치의 해제 시의 압력특성이 서로 다른 이유는 시프트클러치는 셔틀클러치와 달리, 크러치 해제 시 유압이 바로 떨어지지 않고 모듈레이팅되기 때문이다. 잭기작업과 같이 큰 부하를 받는 중에 시프트클러치를 작동시켜 트랙터 속도를 저속에서 고속으로 변환할 경우 급격한 유압강하는 순간속도를 줄이거나 트랙터를 멈출 수 있으므로 압력모듈레이션이 필요하다.

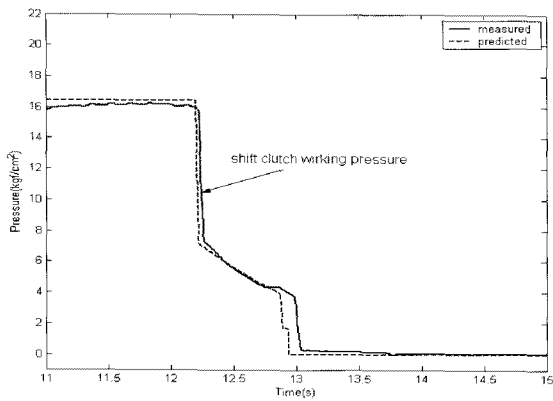
이상의 실험과 해석 결과의 비교를 통해 본 연구에서 제시한 해석모델이 파워시프트변속기 유압클러치의 모듈레이션 성능을 예측하고 설계에 적절히 활용될 수 있음을 알 수 있다.

2.5 민감도 해석

Fig. 5의 파워시프트 변속기 유압클러치시스템의 해석 모델을 이용하여 셔틀클러치 모듈레이팅 밸브의 오리피스 직경, 어큐뮬레이터의 행정, 오일온도변화에 따른 민감도해석(sensitivity analysis)을 각각 진행하였다.



(a) engaged



(b) disengaged

Fig. 9 Pressure variation of shift clutch

Fig. 10은 세 가지 크기의 오리피스 직경에 따른 셔틀 클러치압력의 변화를 보여준다. 오리피스 직경이 클수록 많은 유량이 클러치와 어큐뮬레이터로 유입되므로 모듈레이팅 시간은 줄어들고 시스템 최고압력은 상승한다. 오리피스 직경이 클수록 최고압력이 증가하는 이유는 클러치 접속 후에도 0.5lpm 이하의 누유를 허용하고 있어 유량소모가 실제 발생하고 있기 때문이다. 즉, 오리피스의 직경이 클수록 클러치 내부로 공급되는 유량은 증가하는 반면 클러치 외부누유는 거의 일정하여 시스템 최고압력은 상승한다. Fig. 10에서 오리피스의 작은 직경오차가 유압 클러치의 압력 모듈레이팅 성능에 큰 영향을 미칠 수 있음을 알 수 있다.

Fig. 11은 어큐뮬레이터의 행정(stroke)이 모듈레이팅 시간과 설정압력에 직접적인 영향을 주는 것을 보여준다. 어큐뮬레이터 행정이 길수록 모듈레이팅 시간은 지연되며 어큐뮬레이터 스프링의 압축변위가 증가하여 모듈레이팅 최고설정압은 높아진다.

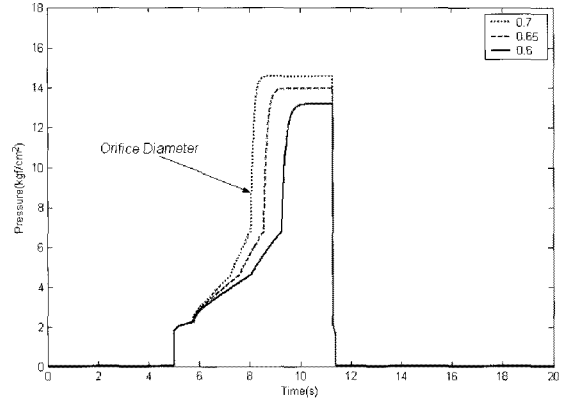


Fig. 10 Pressure variation on different orifice diameter

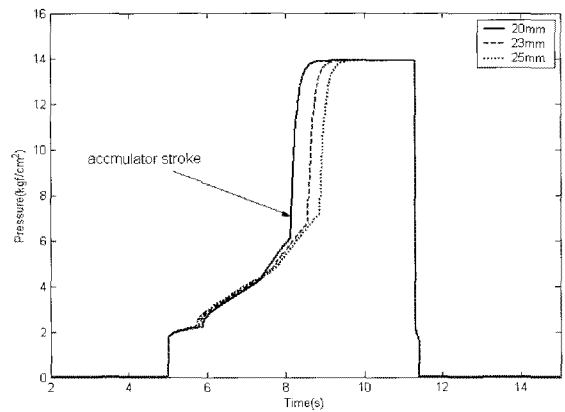


Fig. 11 Pressure variation on different cumulator stroke

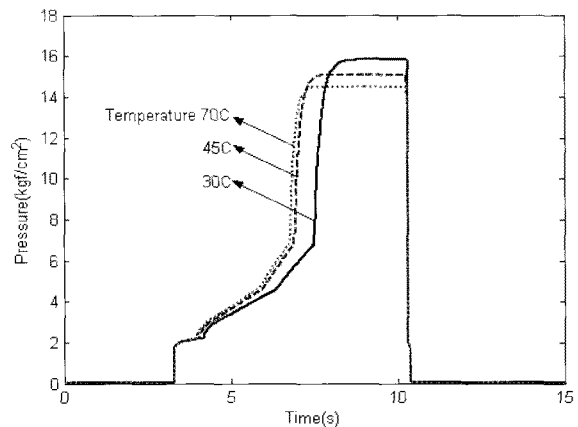


Fig. 12 Pressure variation on different oil temperature

한편 Fig. 12는 파워시프트 셔틀클러치의 작동압력을 세 가지 오일온도 조건에서 해석한 결과이다. 오일온도의 상승에 따른 밀도와 점도의 감소는 압력을 상승시키고 마찰저항을 감소시킴으로서 모듈레이팅 시간이 단축된다. 또한 릴리프밸브를 통한 최유량은

증가함으로써 시스템 최고압력은 감소한다

일반적으로 모듈레이팅 시간이 짧을수록 과도 토크의 크기는 감소되나 항상 비례 관계가 아니므로 실험을 바탕으로 적절한 설계 범위 안에서 결정하여야 한다¹⁰⁾.

이상의 민감도 결과에서 알 수 있듯이, Fig. 4의 기존 파워시프트 변속기 유압클러치시스템의 압력 모듈레이션은 오리피스와 어큐뮬레이터를 이용하여 모듈레이션 시간과 설정압을 손쉽게 변경할 수 있으나, 오일온도에 민감한 단점을 가지고 있다.

3. 결 론

본 연구에서는 전형적인 트랙터용 파워시프트 변속기의 유압클러치시스템의 압력모듈레이션 특성 예측을 위한 해석 모델을 제시하고 실험 검증하였다. 셔틀클러치와 시프트클러치의 모듈레이팅압력에 대한 해석 및 실험 결과는 서로 유사하여 제시한 해석 모델이 유효함을 보여준다. 그러나 싱글로드 실린더로 모사한 클러치 모델은 마찰판의 토크전달을 포함한 동력전달시스템과 통합하여 향후 연구가 요구된다.

오리피스 직경, 어큐뮬레이터 행정 및 오일온도에 대한 민감도 해석 결과는 이들 매개변수들이 모듈레이팅 시간과 설정압에 직접적인 영향을 미치고 있음을 보여준다. 특히 Fig. 4의 기존 유압클러치시스템의 압력모듈레이션 특성은 오일온도에 민감하여, 유온 관리를 위한 냉각장치가 요구된다.

부 록

Parameter Values for AMESim Simulation

Component	Property	Value
Oil	Density	872.5 kg/m ³
	Bulk modulus	17,000 bar
	Absolute viscosity	44.8 cP
	Temperature	40 °C
	Viscosity index	75
	Air content	0.1 %
Pump	Displacement	11.2 cc/rev
	Typical speed	1,000 rpm
Accumulator	Piston diameter	28 mm
	Spring rating	12.74 N/m
	Stroke	25 mm
	Spring load when fully discharged	125.4 N

Component	Property	Value
Orifice, fixed	Charact. flow rate	1 lpm
	Corresponding pressure drop	1 bar
	Max. flow coeff.	0.1
	Diameter	0.7 mm
Relief valve #1	Cracking pressure	10 bar
	Flow rate pressure gradient	2.8 lpm/bar
Relief valve #2	Cracking pressure	3 bar
	Flow rate pressure gradient	8 lpm/bar
Orifice, variable	Min. signal value	0
	Max. signal value	1
	Charact. flow rate at max. opening	1 lpm
	Corresponding pressure drop	1 bar
	Orifice diameter at maximum	5 mm
	Max. flow coeff.	0.7
4 way directional valve	Spool diameter	10 mm
	Rod diameter	5 mm
	Spring stiffness	10 N/mm
	Max. flow coeff.	0.7
	Higher displacement limit	30 mm
	Gain	-4, 4
	Underlap corresponding to zero displacement	1, 1
Cylinder (shift and shuttle)	Cylinder diameter	110 mm
	Rod diameter	52 mm
	Spring stiffness	62 N/mm
	Spring force at zero displacement	1,251 N
	Moving mass	0.5 kg
	Viscous friction	1,000 N/m/s
	Lower displacement limit	0 mm
Higher displacement limit	1.8 mm	

후 기

이 연구는 지식경제부·한국 산업기술 평가원 지정 계명대학교 전자화 자동차 부품 지역혁신센터의 지원에 의한 것입니다.

참고 문헌

- 1) K. B. Harmon and R. H. Schaefer, "Shift Modulation of Powershift Transmissions", SAE Preprints, No. 730839, 1973.
- 2) M. A. Lowe, "Design and Development of Full Powershift Transmission Clutches", International Telemetering Conference, London, UK, pp. 55~61, 1977.
- 3) W. R. John and R. W. Harris, "Expanding Versatility of the Powershift Transmission by Incorporating Electrohydraulic Control Systems", SAE Preprints, No. 790884, 1979.
- 4) J. E. Goodbar, "Design and Development of a Four Speed Powershift Transmission with Electronic Clutch Pressure Modulation", SAE Technical Paper Series, No. 861212, 1986.
- 5) W. Haerdtle, "Design Consideration in Powershift Transmission", SAE Technical Paper Series, No. 901556, 1990.
- 6) L. Harms and W. Guse, "Electric/Hydraulic Proportional Control Valves and Their Use in Agricultural Powershift Transmission", ASAE Distinguished Lecture, Agricultural Equipment Technology Conference, No. 24, pp. 1~9, 2000.
- 7) W. D. Gruhle, T. Cappellaro and K. Grad, "Improvements on Powershift Transmissions and the Importance of the Development Process of Electronic Control," Tagung Landtechnik 2004: Agricultural Engineering, pp. 479~486, 2004.
- 8) 남요상, "농업용 트랙터의 파워시프트 변속을 위한 유압 제어 시뮬레이션", 박사학위 논문집, 서울대학교 대학원, 2002.
- 9) D. C. Kim, I. S. Ryu and K. U. Kim, "Analysis of tractor transmission and axle load," Transactions of the ASAE, Vol. 44, No. 4, pp. 751~757, 2001.
- 10) 김대철, "농업용 트랙터 변속기의 전후진 파워시프트 변속 특성 해석", 박사학위 논문집, 서울대학교 대학원, 2002.
- 11) 이호상, "트랙터용 파워시프트 전·후진 변속기의 설계 변수가 변속 품질에 미치는 영향", 석사학위 논문집, 서울대학교 대학원, 2003.