지게차 자동변속기의 클러치 직접 제어 유압 시스템 모델링 및 해석

The Hydraulic System Modeling and Analysis of the Clutch Direct Control of an Automatic Transmission for a Forklift Truck

오주영 [1], 이근호 [2], ✉송창섭 [3]
Joo Young Oh[1], Guen Ho Lee[2] and ✉Chang Sub Song[3]

1 한양대학교 기계설계·메카트로닉스공학과 (Department of Mechanical design & Mechatronics Engineering, Hanyang Univ.)
2 한국기계연구원 시스템엔지니어링연구본부 (System Engineering Research Division, KIMM.)
3 한양대학교 기계공학부 (Department of Mechanical Engineering, Hanyang Univ)
✉ Corresponding author: cssong@hanyang.ac.kr, Tel: 02-2220-0433

Manuscript received: 2008.7.30 / Accepted: 2008.10.20

An automatic transmission of construction equipment is controlled by hydraulic and electronic system for doing in various functions like as shifting and operation. The shifting is operated by the engaged and disengaged clutch motion from hydraulic power. On the shifting process, suitable pressure control to the clutch is required for smooth shifting. Hydraulic control system in the automatic transmission is divided by the pilot control type and the direct control type greatly. The direct control type has an advantage than the pilot control type. Because the structure is simple, the design and the manufacture are having less troubles and the system can be maximized precision pressure control. However, the excellent performance proportional control valve should be used to achieve proper control-ability. In this study, the dynamic analysis model composing the automatic transmission and hydraulic system for forklift truck is presented to simulate the characteristics of hydraulic system about the direct control type. That model is verified the validity compared the results of the testing examination. Parameters of input signal are analyzed to reduce the output torque according to input control signal is affected in shifting characteristic.

Key Words: Forklift Truck (지게차), Automatic Transmission (자동변속기), Clutch Pack (클러치팩), Proportional Control Valve (비례 제어 밸브), Clutch Direct Control Type (클러치 직접 제어 방식)

기호설명

X = displacement of spool
P_a = controlled pressure
F_{load} = force of controlled pressure
F_{sol} = magnetic force of PCV
S_{SR} = speed ratio
T_{TR} = torque ratio
T_t = turbine torque
T_p = pump torque
T_c = torque capacity when there is no slip
T_{c_slip} = torque capacity when there is slip

1. 서론

건설기계 자동변속기는 유압 및 전자 시스템에

의해서 모든 변속과 각종 기능이 제어된다. 즉, 유압 동력으로 클러치를 작동 및 해제 시킴으로써 변속 장치에서 변속이 이루어진다. 이러한 변속 과정 동안에 원활한 변속을 위하여 클러치 내부의 적절한 압력 제어가 필수적이다.[1]

유압 동력으로 자동변속기 내의 변속과 클러치 압력을 조절하기 위한 유압 제어 시스템의 제어 방식으로는 크게 파일롯 제어 방식(Pilot control method)[2] 과 직접 제어 방식(Direct control method)[3,4] 으로 구분된다.

파일롯 제어 방식은 비례 제어밸브(Propor-tional control valve)로 시스템 압력보다 감압된 파일롯 압력을 조절하여 클러치 압력을 제어하는 방식으로 클러치를 간접적으로 제어한다. 이러한 제어 방식은 충격압(shift shock)에 안정성이 뛰어나며 좋은 변속감(shift quality)을 얻을 수 있지만, 유압회로가 복잡해지고 구성부품 수량이 많아 제작 및 설계가 어려우며 또한, 정밀한 압력 제어 수행에 한계가 있다.

반면에 직접 제어 방식은 비례 제어 밸브에 의해서 클러치로 유입되는 유량과 압력을 직접적으로 제어하므로, 파일롯 방식보다 구조가 간단하여 설계 및 제작이 용이하고 부품 누적으로 인한 정밀한 압력 제어의 한계성을 개선할 수 있는 장점이 있다. 다만, 정밀한 압력 제어를 위해 제어 성능이 우수한 비례 제어 밸브가 사용 되어져야 충격압에 안정적이며, 좋은 변속감을 얻을 수 있다.

본 연구에서는 건설 중장비 지게차용 자동변속기에 직접 제어 방식을 적용한 유압 시스템의 특성을 분석하기 위하여 먼저, 자동변속기와 유압 제어 시스템을 모사하는 모델을 구성하여 동적 해석 모델을 제시하였으며, 시뮬레이션과 시험을 병행하여 그 결과와 비교, 고찰함으로써 모델의 타당성을 검증하였다.

또한, 검증된 모델을 기반으로 입력 제어 신호를 비례 제어 밸브에 인가하여 클러치 내부의 압력을 제어함에 따라 변속 특성에 영향을 미치게 됨으로 입력 제어 변수에 의한 출력 토크가 저감될 수 있는 인자를 분석하였다.

2. 지게차 자동변속기의 구성

2.1 지게차 자동변속기의 시스템 구조

직접 제어 방식의 유압 시스템을 모델링하고 결과의 타당성을 검증하기 위해서는 본 연구의 대상인 지게차 자동변속기의 모델링이 필수적이다.

지게차 자동변속기는 전, 후진 및 1~3 단으로 구동되며 5 개의 클러치팩으로 작동된다. 각 단의 클러치는 다음과 같이 명시한다.

KV : forward clutch
KR : reverse clutch
K1 : first stage clutch
K2 : second stage clutch
K3 : third stage clutch

지게차 자동변속기의 기어열은 카운트 샤프트 방식으로 구동되며 전, 후진을 담당하는 클러치팩과 단수를 결정하는 클러치팩의 조합으로 접속 및 해제되면서 변속을 수행한다. Fig. 1 은 자동변속기 내부의 기어열을 나타내었으며 Fig. 2 는 자동변속기 및 클러치를 도시한 것이다. 클러치 대 클러치의 변속을 수행하므로 클러치 피스톤 내의 압력 제어를 통하여 변속이 수행된다.

클러치 팩은 디스크(Disk), 클러치판(Clutch plate), 압력판(Pressure plate) 그리고 리턴스프링(Return spring) 등으로 구성되어 있으며, 디스크와 연결되는 클러치 허브 양방향에 스플라인 가공이 되어 있어 디스크로부터 토크를 전달받아 동력을 전달한다.[2]

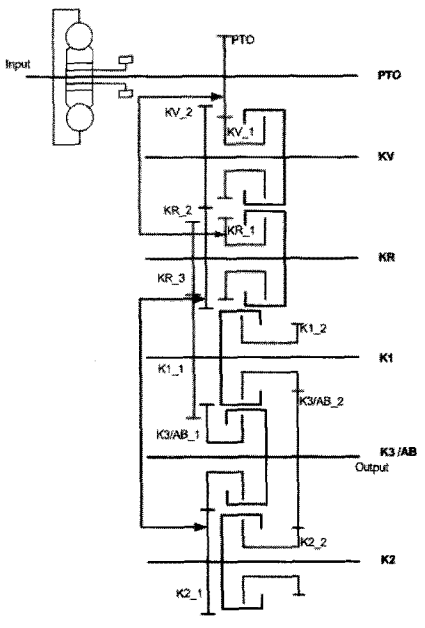

Fig. 1 Gear train of an automatic transmission

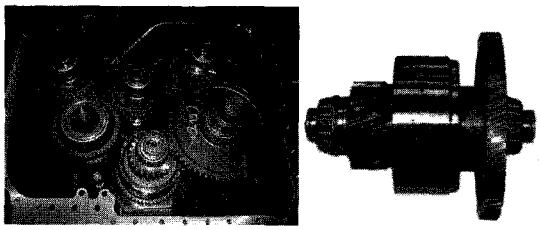

Fig. 2 An automatic transmission and clutch pack of forklift

2.2 유압 제어 시스템

직접 제어 방식에서는 클러치에 따라 독립적인 제어 모듈을 갖도록 설계되므로 5 개의 비례 제어 밸브가 적용되어 밸브 블록에 장착된다. 밸브 블록에는 비례 제어 밸브 외에 2 개의 릴리프 밸브가 장착되어 시스템압의 안전장치로 활용된다. 펌프는 엔진축과 연결되어 회전하며 시스템압은 16 bar 이며 유량은 80 LPM 이 된다. Fig. 3 은 지게차 자동변속기의 유압회로를 도시한 것이다. 각 클러치는 독립적으로 구성된 압력 제어 모듈에 의해 제어되며,[5] 설정된 압력 이상이 될 경우 릴리프 밸브에 의해서 펌프의 일부 유량이 토크컨버터로 유입된다. 토크 컨버터를 거친 작동유는 자동변속기의 윤활에 이용된다.

비례 제어 밸브로 공급된 유량은 변속 로직(shift logic)에 따라 개폐되어 클러치에 유량을 공급하게 된다. 비례 제어 밸브는 PWM 회로에 의해 작동되며 밸브 개폐 변위가 스풀(spool)에 작용하는 힘 성분에 따라 조절된다. 이러한 기능을 이용하여 클러치 접속 및 해제 시 압력을 조절함으로서 변속을 수행하게 된다. Fig. 4 는 본 연구에 적용된 비례 제어 밸브의 단면을 도시한 것이다.

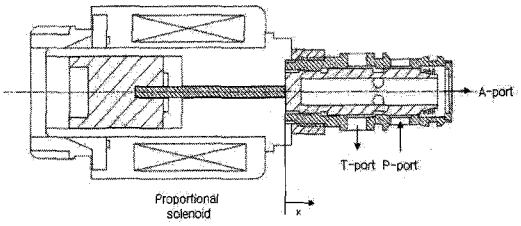

Fig. 4 Scheme of a proportional control solenoid valve

2.3 클러치팩 제어 알고리즘

클러치팩의 변속 품질과 내구 성능은 서로 상반되는 특성을 갖고 있다. 변속 시간이 길면 변속 품질이 상승되는 반면, 클러치팩에 과도한 마찰열이 발생되어 디스크 마모를 초래하여 결국 내구 성능을 저하시킨다. 내구 성능을 고려하여 변속 시간을 단축하면 변속 품질이 저하되는 문제가 발생한다. 그러므로 적절한 변속 시간과 전류 궤적을 제어하여 변속 품질과 내구 성능을 향상시키도록 해야 한다.

유온 변화에 대한 점성 특성 및 압축성의 특성에 따라 클러치팩 내부의 압력을 능동적으로 제어하기 어렵기 때문에 내부 압력에 대하여 정형화된 전류 궤적을 개루프(Open loop)방식의 반복 시험을 통하여 얻어야 한다. 이러한 클러치의 접속과 해제시의 정형화된 전류 궤적은 제안된 방법을 적용하여 변속 품질을 판단한다.[5,6]

이때 클러치 접속시의 전류 궤적 변수는 변속 개시부터 변속 종료 시점까지 총 6 개(T_0~T_5)의 변수가 적용되며 시간과 듀티의 함수로 표현된다.

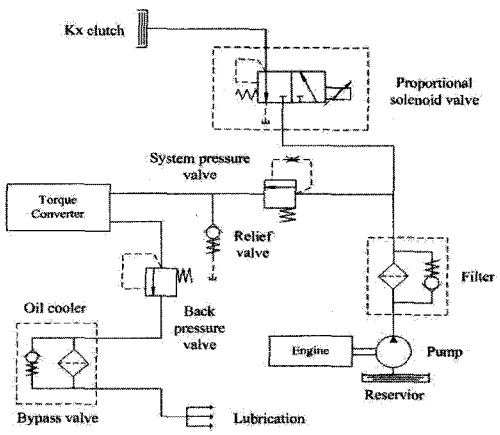

Fig. 3 Hydraulic circuit

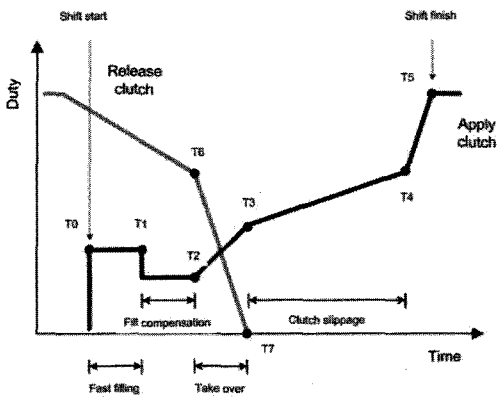

Fig. 5 Shift pattern at gear change

3. 시스템 모델링 및 시험

유압시스템의 특성을 분석에 기초로 하여 자동변속기의 변속 특성을 시뮬레이션과 시험을 통하여 비교 고찰한다. 시스템 모델링 도구는 MSC. EASY5[7]를 활용하며, 본 소프트웨어는 블록 다이어그램 형태의 모델링 기법을 이용하여 시스템을 구축함으로써 모델 수립 및 시스템 분석이 비교적 용이한 이점이 있다.

3.1 토크컨버터 모델

토크컨버터는 엔진의 동력을 자동변속기로 전달해 주는 유체 동역학적 요소로서, 발진 및 등판시의 토크 증배와 엔진의 맥동을 흡수하여 원활한 변속품질을 제공한다.

토크컨버터 모델은 속도비, 토크비 그리고 용량계수로 표현되며, 이러한 요소들은 시험 데이터를 적용하여 모델링 된다.[8]

$$S_{SR} = \frac{\omega_t}{\omega_p} \qquad T_{TR} = \frac{T_t}{T_p} \qquad K_{CF} = \frac{\omega_p}{\sqrt{T_p}} \tag{1}$$

3.2 유압 제어 시스템 모델

직접 제어 방식의 유압 시스템은 비례 제어 밸브의 압력 제어 특성에 지배 받는다. 스풀의 변위는 운동방정식으로 부터 2 차 시스템을 유도할 수 있으며, 유량방정식으로 부터 밸브의 압력 제어 특성은 1 차 시스템으로 도출할 수 있다.

$$M_p \ddot{x} + C_{fr} \dot{x} + Kx = F_{sol} - F_{load} - F_{s_pre} \tag{2}$$

$$X(s) = \left[\frac{F_{sol} - F_{s_pre} - F_{load} + A_{vena} P_{s_in}}{M_p s^2 + C_{fr} s + (K_{sp} + k_{vis})} \right] \tag{3}$$

$$P_a(s) = \left[\frac{K_s P_{s_in} + K_a P_r + K_r P_r + K_o P_o}{K_t s + K_s + K_a + K_r + K_o} \right] \tag{4}$$

비례 제어 밸브는 PWM 회로에 의해 입력된 듀티에 상응하는 전류로 변환하여 0 ~ 600mA 범위에서 밸브가 구동된다.

비례 제어 밸브의 전자기력 특성은 압력 제어 특성을 결정하는 중요한 요소이며 전자기력은 코일에 흐르는 전류의 양에 의해 조절된다.

Table 1 Parameters of a PCSV

Parameter	Specification
Pressure control range	0 ~ 16 bar
Current range	0 ~ 0.6 A
Chopper frequency	150 Hz
External orifice	Ø 0.9~1.0 mm

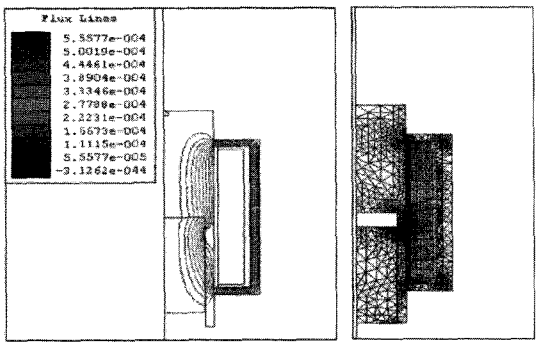

Fig. 6 Finite elements analysis of magnetic part

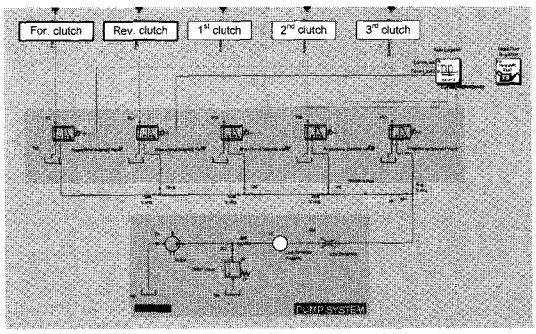

Fig. 7 Scheme of hydraulic system

아마추어(Armature)의 동특성 및 코일의 전류밀도 등에 의해서 전자기력 특성이 달라지기 때문에 전자기력 해석툴을 이용하여 Fig. 6 과 같이 특성 해석을 실시한다.

Fig. 7 은 유압시스템의 모델을 나타낸 것이며, 전, 후진 및 1~3 단의 클러치에 각각 비례 제어 밸브가 연결되어 압력을 제어하도록 구성한다.

3.3 클러치팩 모델

자동변속기는 상시 물림 연결로 기어가 구동되며 클러치팩의 접속 여부로 변속이 수행되므로 기어열에 의해서 전달되는 속도 및 토크와 클러치 접속에 의해 전달되는 반력 토크(Torque capacity)가 중요한 변수이다.

클러치팩은 습식 다판 클러치로서 반력 토크는 마찰면에 미끄럼이 발생하지 않는 경우와 마찰면에 미끄럼이 발생하는 경우를 다음과 같이 나타낼 수 있다.[8]

$$T_c = \frac{I_{in} \cdot T_{out} + I_{out} \cdot T_{in}}{I_{in} + I_{out}} \tag{5}$$

$$T_{c_slip} = \mu n R_m F_n \tag{6}$$

여기서 F_n 은 유압에 의해 클러치를 체결하기 위한 수직항력이 된다. 수직 항력은 원심 유압의 함수로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} F_n &= \int_0^{2\pi} \int_{ri}^{ro} \frac{1}{2} m_f \cdot \omega^2 \cdot r^3 dr d\theta \\ &= \frac{1}{4} m_f \cdot \omega^2 (r_o^4 - r_i^4) \cdot \pi \end{aligned} \tag{7}$$

$$P_a = \int_0^r m_f \cdot \omega^2 \cdot r \cdot dr = \frac{1}{2} m_f \cdot \omega^2 \cdot r \tag{8}$$

Fig. 8 은 자동변속기와 클러치팩 모델을 도시한 것이다. 엔진과 연결된 토크컨버터로부터 동력을 전달받아 각 기어열에 전달하게 되며 유압 제어 시스템에 의해 클러치팩에 유입된 유량에 따라 압력이 형성되면 클러치 내부의 피스톤이 작동하여 클러치가 동력을 전달 및 차단하도록 모델이 수립되었다.[9]

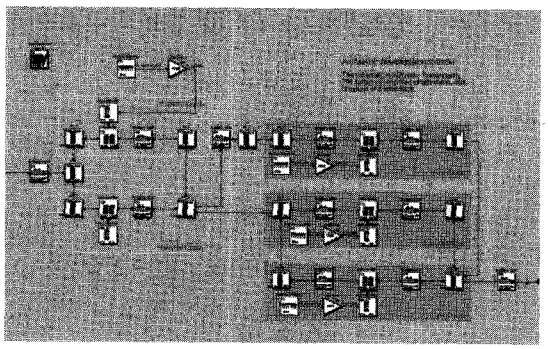

Fig. 8 Scheme of an automatic transmission with clutch model

3.4 자동변속기 시험 장비 및 방법

3.4.1 시험 장비

Fig. 9 는 지게차용 자동변속기의 시험 장비를 나타낸 것이다. 입력 다이나모미터(dynamometer)가 구동되면 토크컨버터를 거쳐 변속기가 구동되며, 클러치 접속 전까지 동력이 전달된다. 변속 지령에 의해서 밸브에 신호가 인가되면 클러치가 접속되어 변속기 출력으로 동력이 전달된다.

자동변속기의 출력에는 차량 관성에 해당하는 등가 관성을 연결하였으며, 약 5.4 kg.m^2 의 관성값을 갖도록 설계되었다. 입력 다이나모 미터는 최대 330HP 의 동력을 갖는다.

자동변속기의 변속을 수행하기 위해서 Fig. 10 과 같은 변속제어기(Shift controller)를 이용한다. 변속 제어기의 기능은 5 개의 비례 제어 밸브 전류 제어, 4 채널 속도연산, 수동 모드 변속 기능 및 변속시험 데이터 수집 기능을 포함한다.

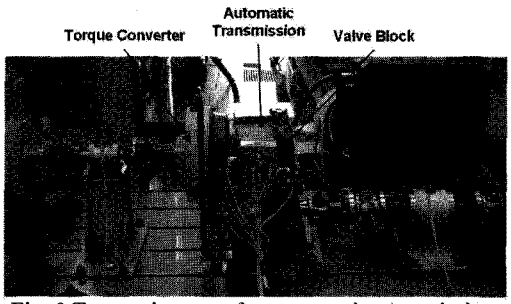

Fig. 9 Test equipment of an automatic transmission

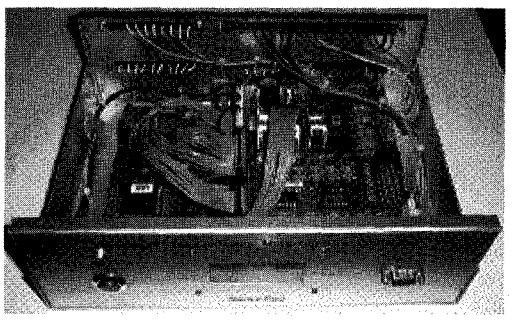

Fig. 10 A shift controller

3.4.2 시험 방법

자동변속기의 변속 특성을 분석하기 위해서 유압 시스템의 성능 분석이 선행 되어져야 한다. 직접 제어 방식의 유압 시스템은 비례 제어 밸브의 특성이 시스템의 성능을 좌우 하므로, 응답 시험을 통하여 밸브의 압력 제어 범위, 응답 시간 등

의 특성을 분석한다.

분석된 비례 제어 밸브를 적용하여 자동변속기의 변속 시험을 실시하며, 이때 입력 신호에 대한 출력 토크를 측정하여 변속 품질을 판단한다.

3.5 시뮬레이션 및 시험 결과

비례 제어 밸브의 특성 해석을 실시하기 위해서 전자기력 특성이 선행되어야 한다. 아마추어의 이동거리 및 전류에 대한 특성을 Table 2 에 정리하였으며 또한, 전류에 대한 전자기력을 Fig. 11 에 나타내었다. 전자기력의 시뮬레이션 데이터를 비례 제어 밸브의 전자기력 특성에 대입시켜 비례 제어 밸브의 특성을 고찰하였으며, 그 결과를 Fig. 12, 13 에 도시하였다.

Table 2 Simulated results of magnetic force about displacement of armature

Curmet[mA] / Displacement[mm]	100mA	300mA	500mA	700mA
0.5mm	2.49	22.45	62.5	84.74
1mm	1.44	12.98	36.51	71.56
2mm	1.35	12.16	34.44	67.52
3mm	1.53	13.82	38.47	75.41
4mm	1.61	14.51	39.46	77.35

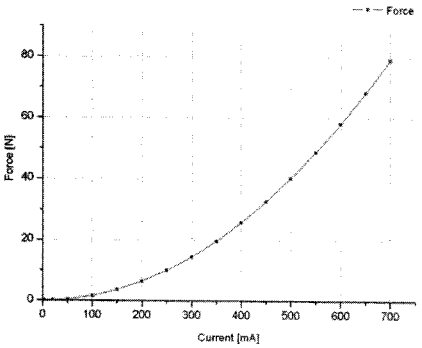

Fig. 11 Simulated result of magnetic force about current

클러치 내부의 압력 제어 특성을 분석하기 위해서 10 초 동안 0~100%의 듀티 신호를 스윕(sweep)신호로 인가하였으며, 듀티 신호에 의한 압력 제어 특성을 Table 3 에 나타내었다.

Table 3 Comparison b/w experimental result and simulated results of controlled pressure by using duty ratio

Pressure [bar]		0	4	8	12	16	17
Rising duty signal [%]	Exp. results	26	33	37	46	52	58
	Sim. results	24	33	38	47	52	54
	Tolerance[%]	7	0	3	2	0	7
Falling duty Signal [%]	Exp. results	16	26	33	40	44	48
	Sim. results	17	27	36	42	45	49
	Tolerance[%]	6	4	8	5	2	2

시험 결과 밸브의 제어 범위는 상승 입력 신호에서는 26~58%이며, 하강 입력 신호인 경우에는 16~48%의 제어 범위를 갖는다. 히스테리시스(Hysteresis)는 최대 1.7bar 가 된다. 스윕 신호 및 스텝 신호에 대한 시험결과와 시뮬레이션 결과를 Fig. 12, 13 에 각각 비교하였으며, 시뮬레이션 값이 시험 값에 10% 이내의 오차를 갖고 추종됨을 알 수 있다. 단, Fig. 12 에서 압력 상승 시 시뮬레이션과 시험 결과의 오차가 발생되는데 이것은 스프링의 동특성과 오일의 점성에 의한 결과로 고려되어진다.

지게차용 클러치는 전진 클러치 접속 후 각 단이 결정되므로 1, 2 단 클러치의 접속과 해제로 변속이 이루어진다.

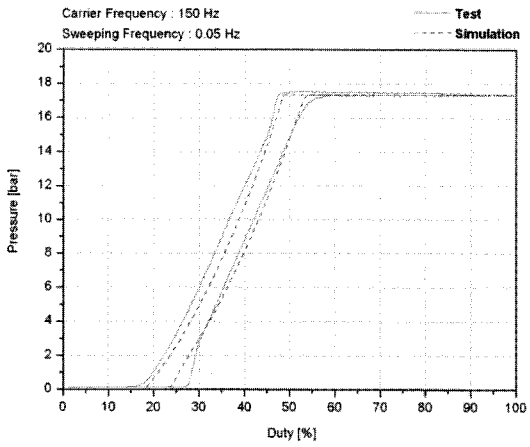

Fig. 12 Comparison of simulated and experimental results of controlled pressure by using sweep signal

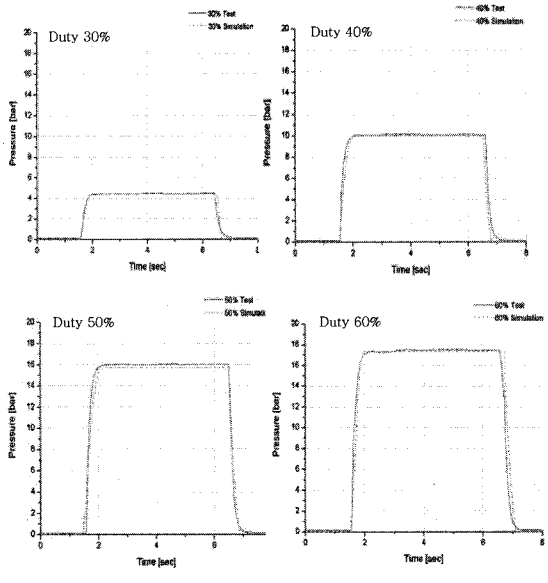

Fig. 13 Step responses for duty ratio change

Fig. 14 는 지게차 클러치의 변속 특성에 대한 시뮬레이션과 시험결과를 비교한 것이다. Fig. 14 의 결과는 1 단에서 2 단으로 변속시, 압력 궤적 및 토크 변화에 대한 시뮬레이션과 시험결과를 비교한 것이다. 비교 결과 시뮬레이션이 시험결과에 추종함을 알 수 있으며, Table 4 에 입력 신호에 따른 출력 토크를 시뮬레이션과 시험 결과의 오차로 변속 신호 인가 시간(T_1~T_5)을 기준으로 정량화하여 나타내었다.

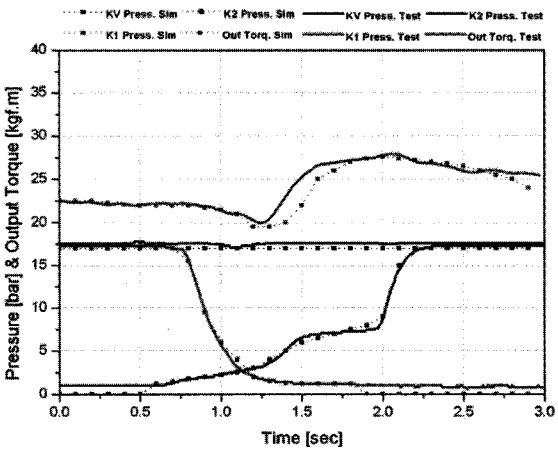

Fig. 14 Comparison b/w simulated and experimental results of shit torque and shift pressure acting on clutch

Table 4 Comparison b/w experimental results and simulated results of shift torque

Time [sec]	0.7	0.9	1.2	1.5	2.0
	T_1	T_2	T_3	T_4	T_5
Input duty ratio [%]	32	26	36	39	55
Exp. results Output torque [kgf.m]	22.5	21.4	20.8	25.1	26.3
Sim. results Output torque [kgf.m]	22	21.7	19.5	22.9	26
Tolerance[%]	2.2	1.4	6.2	8.7	1.1

이상의 결과에 의해 오차가 10% 이내이므로 본 모델이 타당함을 알 수 있으며 구성된 모델을 이용하여 변속감의 영향을 판단할 수 있다.

Table 5 Input duty ratio and output shaft torque

Simulation case No. 1

Time [sec]	0.7	0.9	1.2	1.5	2.0
	T_1	T_2	T_3	T_4	T_5
Input duty ratio [%]	32	26	36	39	55
Output shaft torque[kgf.m]	22	21.7	19.5	22.9	27.6

Simulation case No. 2

Time [sec]	0.7	0.9	1.2	1.5	2.0
	T_1	T_2	T_3	T_4	T_5
Input duty ratio[%]	31	25	35	39	55
Output shaft torque[kgf.m]	22	22	20	21.5	26.5

출력 토크의 변화는 변속감에 큰 영향을 미치는 인자 이므로 입력 신호(듀티 궤적) 즉, 압력 궤적을 변경시켜 출력 토크의 변화를 확인하였다.

Fig. 15 는 Fig. 5 에서 제안된 궤적과 변수에 의해서 듀티 궤적을 변경한 것을 도시한 것이며, 그 데이터를 Table 5 에 나타내었다.

Case No. 1 를 기준으로 Case No. 2 의 T_2, T_3, T_4 의 데이터 변경에 따라 변속 시 최대 토크가 27.6kgf.m 에서 26.5kgf.m 로 저감되는 것을 확인할 수 있으며, 토크 변화량의 저감은 변속 품질에 직접적인 영향을 미치므로 본 결과에 의해서 T_2, T_3, T_4 의 듀티 궤적이 토크 변화에 영향을 끼치는 것을 확인 할 수 있다.

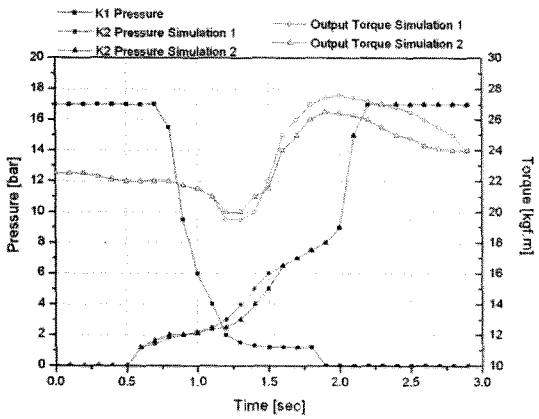

Fig. 15 Torque variation result about duty ratio change

4. 결론

지게차용 자동변속기의 클러치 직접 제어 방식을 적용하여 클러치팩에 적용되는 유압 제어 시스템을 해석하였으며, 본 연구는 다음과 같은 결론으로 요약할 수 있다.

1) 지게차 자동변속기 및 유압 제어 시스템의 구조와 작동원리를 파악하여 지게차용 변속기의 동적 해석 모델을 제시하였다

2) 실험을 통하여 시뮬레이션 결과와 비교 고찰함으로써, 본 연구에서 제시한 모델의 타당성을 검증하였다.

3) 듀티 궤적과 변수에 따라 클러치팩 내부의 압력을 제어함으로써 출력 토크의 변화를 저감시킬 수 있음을 확인하였다.

참고문헌

1. Hiramatsu, T. and Naruse, T., "Shift quality control of an electronically controlled four speed automatic transmission," SAE Paper, No. 865149, 1986.
2. Fitch, E. C. and Hong, I. T., "Hydraulic engineering-Hydraulic component design and selection," Taehun press, pp. 309-312, 2000.
3. Usuki, K., Fujita, K. and Hatta, K., "The INVECS-II Electronically Controlled Automatic Transaxles for FWD Passenger Cars," SAE Paper, No. 960429, 1996.
4. Hur, J. Y., "Development and Analysis of Automatic Transmission Hydraulic System using a Directly Driven Clutch Circuit," Department of mechanical design, M.S thesis, Seoul National University, 2002.
5. Jung, G. H. and Lee, G. H., "A development of forklift shift controller for dynamometer test," Proc. of the KFPS Spring conference, pp. 143-149, 2007.
6. Jung, G. H. and Lee, K. I., "A Research on Shifting Controller Development of a Automatic Transmission for Construction Vehicles," Transactions of KSAE, Vol. 10, No. 2, pp. 234-242, 2003.
7. MSC. Easy5, "Hydraulic library user guide," MSC. software, 2002.
8. Hyundai-motor, "Design theory of automatic transmission," Hyundai-motor Press, pp. 4.1-7.48, 1995.
9. Yun, U. K., Lee, G. H., Lee, J. H., Jung, G. H. and Song, C. S., "The Shift Control Algorithm Modeling and Analysis of Automatic Transmission for Wheel Loader," Proc. of KSPE Spring Conference, pp. 131-132, 2007.