



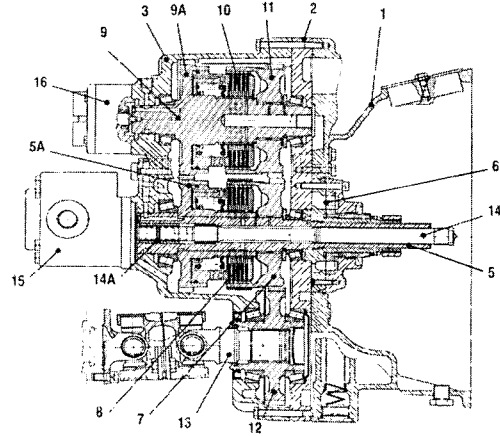
기이다. 그러나 파워시프트 변속기는 변속 시 클러치의 압력과 과도 토크의 변화에 따라 변속 충격이 발생하여 원활한 변속을 어렵게 한다 (김(2002), 남(2002)). 파워시프트 변속기 개발에서 가장 어려운 문제 중의 하나는 어떠한 부하 변동에서도 원활한 변속이 이루어질 수 있도록 변속 시 접속 클러치와 해제 클러치에서 변속 충격이 일어나지 않도록 하는 것이다. 변속 충격을 줄이기 위해서는 클러치의 압력을 줄이는 방법과 변속 시간을 늘이는 방법이 있으나, 압력이 지나치게 낮으면 미끄럼이 발생하여 클러치가 정상적으로 결합하지 못하며, 변속 시간은 짧을수록 좋으나 원활한 변속을 위해서는 적절한 변속 시간이 필요한 것으로 알려져 있다 (박영일, 1991). 김 등은(2002)은 전후진 파워시프트 변속기의 변속 품질에 영향을 미치는 설계 변수를 구명하기 위하여 전후진 파워시프트 변속기와 트랙터의 전동 라인을 모형화하여, 변속 시간, 변속기 입력축과 전후륜으로 전달되는 차축 토크의 변동, 클러치의 최대 전달 동력 등이 변속 특성에 미치는 영향을 연구하였다. 이 연구에서는 변속 특성에 가장 큰 영향을 미치는 변수는 유압 클러치의 모듈레이션 압력과 시간인 것으로 나타났다. 국내에서 최근까지 유압 클러치를 이용한 변속기에 대한 연구는 대부분 자동차의 자동 변속기에 대한 연구(김(1990), 한(1997), 윤(1998), 김(2000), 최(2002))이며 농업용 트랙터의 변속기에 대한 연구는 이제 시작 단계라고 할 수 있다.

본 연구에서는 전후진 파워시프트 변속기를 대상으로 변속 시 변속기 출력축의 토크 변화 즉, 과도 토크의 변화 및 클러치의 압력 변화를 구명하고, 컴퓨터 시뮬레이션 방법을 이용하여, 파워시프트 변속기의 모듈레이션 밸브와 유압 클러치의 주요 설계 변수가 변속 품질, 즉 변속의 원활함에 미치는 영향을 구명하기 위한 것이다. 즉, 컴퓨터 시뮬레이션 방법으로 주요 설계 변수가 변속 시 과도 토크에 미치는 영향을 구명하여, 파워시프트 변속기의 변속 품질을 예측하는 데 그 목적이 있다.

## 2. 시험 장치

### 가. 파워시프트 전후진 변속기

본 연구에서 사용한 파워시프트 전후진 변속기는 25~30마력급 지게차용 변속기로서(Dae Woo, D20S-3), 동력 전달 장치의 단면도는 그림 1에서와 같고, 유압 제어 시스템은 그림 2와 같이 펌프, 필터, 메인



- 1 TC housing    2 TM bearing plate    3 TM housing
- 5 Input shaft    5A Input shaft gear    6 Oil pump
- 7 Forward gear    8 Forward clutch    9 Reverse shaft
- 9A Reverse shaft gear    10 Reverse clutch
- 11 Reverse gear    12 Output gear    13 U-joint
- 14 Quill shaft    14A Coupling    15 PTO pump
- 16 Axle lubrication pump

Fig. 1 Cross section of a power shuttle transmission.

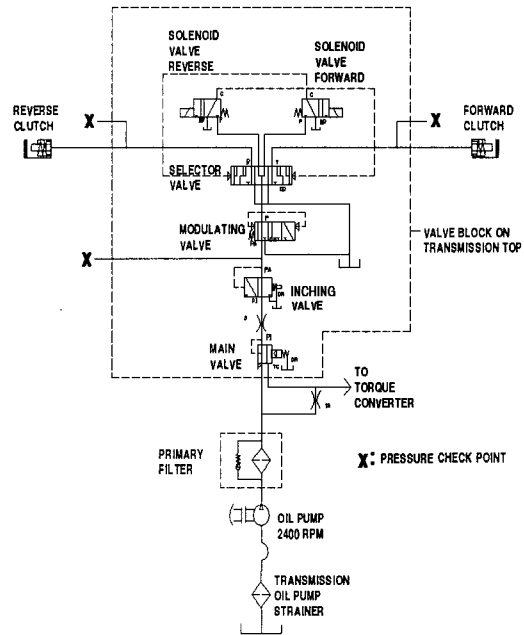


Fig. 2 Circuit diagram of hydraulic control system.

모듈레이팅 밸브 및 유압 클러치의 설계 변수가 전후진 파워시프트 변속기의 변속 품질에 미치는 영향

릴리프 밸브, 인칭 밸브, 모듈레이팅 밸브, 방향 제어 밸브, 전후진 클러치로 구성되어 있다.

유압 제어 시스템에서 모듈레이팅 밸브는 변속시 클러치의 유압을 제어한다. 클러치의 유압을 최대압까지 서서히 증가시켜 클러치가 부드럽게 접속하도록 하며, 변속 품질에도 영향을 미친다. 그림 3은 본 연구에서 사용한 모듈레이팅 밸브의 단면도를 나타낸 것이다. 5개의 기본 요소 즉, 오리피스, 스프링, 로드 피스톤, 모듈레이팅 밸브, 반작용 플러그로 구성되어 있다.

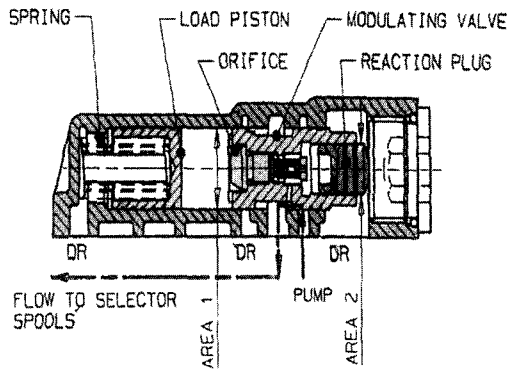


Fig. 3 Section view of the modulating valve.

#### 나. 실험용 파워 트레인

전후진 파워시프트 변속기에 대한 컴퓨터 시뮬레이션 모형을 개발하고 그 유효성을 검증하기 위하여 그림 4와 같이 실험용 파워 트레인을 제작하였다. 실험용 파워 트레인은 디젤 엔진, 변속기, 등가 관성 질량으로 구성하였으며 입력축과 출력축의 회전 속도와 토크, 변속기의 제어 압력, 오일 온도를 측정할 수 있도록 측정 장치를 설치하였다.

엔진은 동력 경운기용으로 사용되는 10마력 횡형 수냉 4사이클 단기통 디젤 엔진을 이용하였다. 엔진 진동으로 인한 정렬 상태의 불량을 막기 위하여 엔진과 토크 미터, 토크 미터와 변속기 입력축은 힌 조인트로써 연결하였다.

변속기 입력축으로 전달되는 토크는 엔진과 변속기 사이에 토크 미터를 설치하여 측정하였다. 입력축의 회전 속도는 입력축에 반사 테이프 3개를 120° 간격으로 부착하고, 이를 광센서로 감지하여 측정하였다. 그림 5는 변속기의 입력축과 출력축의 위치를 나타낸 것이다.

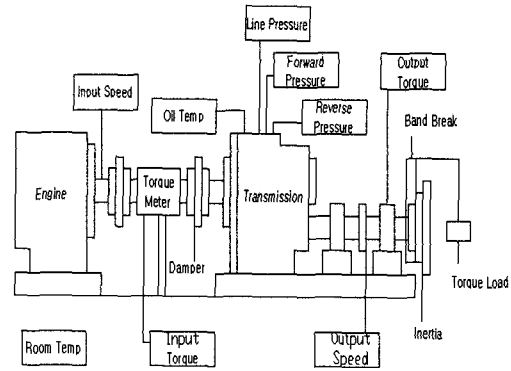


Fig. 4 Schematic diagram of an experimental power train.

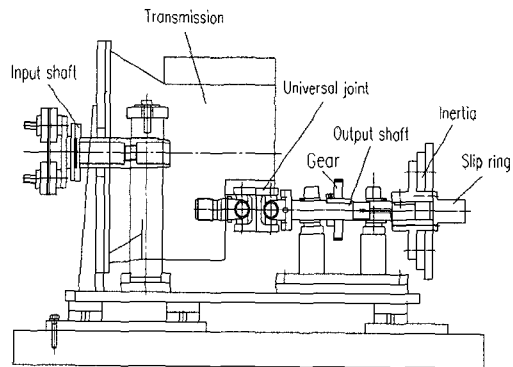


Fig. 5 Transmission and inertia device on the experimental power train.

출력축 토크는 출력축에 축 방향으로 X형 스트레인 게이지를 180° 간격으로 부착하고 휘스톤 브리지 회로를 구성하여 측정하였다. 스트레인 게이지의 출력 신호는 슬립링을 통하여 자료 수집 장치의 스트레인 증폭기로 입력시켰다. 출력축의 회전 속도는 출력축에 잇수가 60인 기어를 설치하여 마그네틱 픽업으로 측정하였다.

유압 제어 시스템의 라인 압력, 전진 클러치 압력, 후진 클러치 압력은 압력 체크 포인트에 압력 센서를 부착하여 측정하였다. 오일 온도는 오일 쿨러의 입구에 온도 센서를 부착하여 변속기에서 오일 쿨러로 토출되는 오일에서 측정하였다. 자료수집장치는 A/D 변환, 스트레인 증폭기, F/V 변환기, 온도 변환기를 내장한 것으로서, 자체 컴퓨터에 의하여 시험과 분석이 가능한 것을 사용하였다.

### 3. 컴퓨터 시뮬레이션

#### 가. 시뮬레이션 모형

컴퓨터 시뮬레이션 모형은 유압 제어 시스템 모형과 전후진 변속기 모형으로 구성하였다. 모형화 방법은 EASY5에서 제공하는 기본 요소(1998)에서 유압 제어 시스템을 모형화할 수 있는 요소를 입력하여 시스템의 특성에 맞도록 입출력 포트를 연결하였다. EASY5에 없는 요소는 EASY5에서 제공하는 사용자 코드를 이용하여 Fortran 언어로 모형화하였다. 유압 제어 시스템은 전후진 변속기의 유압 제어 시스템을 기준으로 그림 6에서와 같이 모형화하였다.

그림 7은 실험용 파워 트레인의 전후진 변속 장

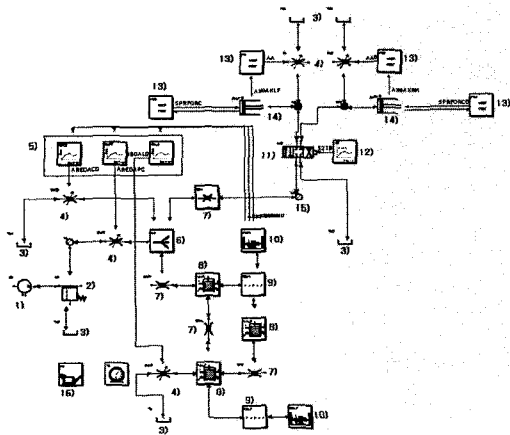


Fig. 6 Hydraulic control system model.

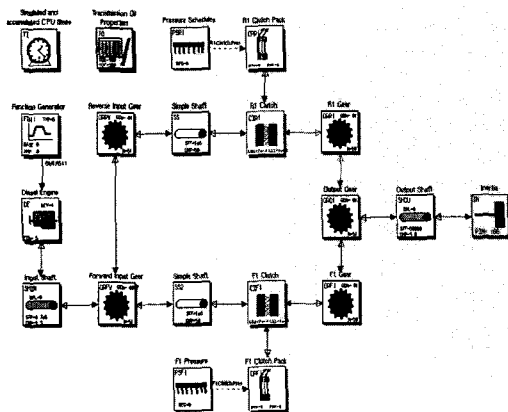


Fig. 7 A model of the power shuttle driveline.

치를 EASY5로 모형화한 것이다. 이 모형은 유압 제어 시스템 모형에서 클러치 피스톤으로 입력되는 유압의 변화를 테이블 데이터 형식으로 입력하여 클러치 팩을 구동하는 방식으로 되어 있다.

#### 나. 컴퓨터 시뮬레이션 모형의 검증

시뮬레이션 모형은 동일 조건에서 시뮬레이션 모형이 예측한 값과 실제 측정된 값을 비교하여 검증하였다. 즉 실험용 파워 트레인에서 엔진 속도, 관성 모멘트, 부하 토크의 변동에 따른 입력축과 출력축의 회전 속도 및 토크, 전후진 유압 클러치의 압력을 측정하여 같은 조건에서 이를 시뮬레이션한 값과 비교하였다.

##### (1) 유압 제어 시스템 모형의 검증

유압 제어 시스템의 모형은 엔진 속도를 1800 rpm, 오일 온도를 46°C로 유지한 상태에서 실험용 파워 트레인의 유압 제어 시스템에서 측정된 유압 클러치의 제어 압력과 시뮬레이션 모형으로 예측한 제어 압력을 비교하여 검증하였다. 그림 8과 그림 9는 각각 측정된 라인 압력, 접속 및 해제 클러치 압력과 같은 조건에서 시뮬레이션으로 예측한 라인 압력, 접속 및 해제 클러치 압력을 나타낸 것이다. 측정 압력과 예측 압력은 모두 유사한 변화 경향을 나타내었으며, 모듈레이팅이 시작될 때 접속 클러치의 유압은 약 2 bar, 변속에 걸리는 모듈레이팅 시간은 약 0.7초로서 측정값과 예측값은 모두 일치하였다. 시간-압력 선도의 주요 지점에서 측정값에 대한 예측값의 %오차는 표 1에서와 같다. %오차가

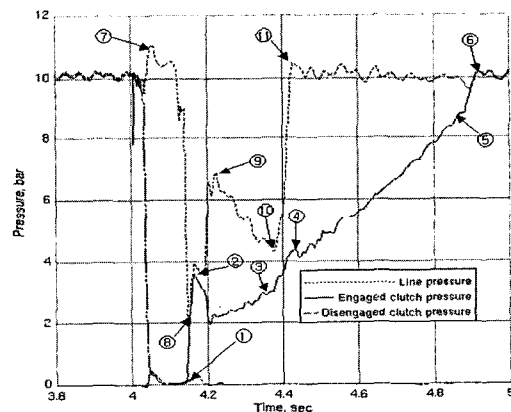


Fig. 8 Measured pressures of the hydraulic control system during shifting.

모듈레이팅 밸브 및 유압 클러치의 설계 변수가 전후진 파워시프트 변속기의 변속 품질에 미치는 영향

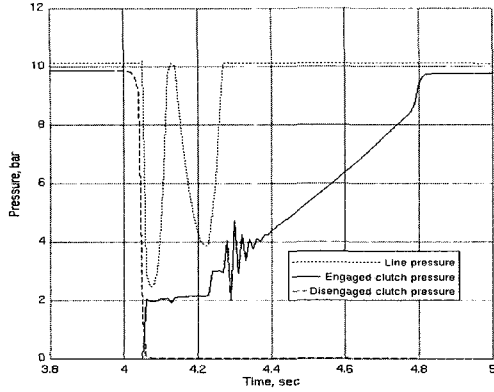


Fig. 9 Simulated pressures of the hydraulic control system during shifting.

크게 나타난 ①, ②, ③ 지점과 ⑧, ⑨, ⑩ 지점은 모두 모듈레이팅이 시작될 때 접속 클러치의 압력과 라인 압력으로서, 접속 클러치 압력에서는 측정값이 더 컸고, 라인 압력에서는 예측값이 더 컸다. 이러한 차이는 모듈레이팅을 시작할 때 접속 클러치에서 발생하는 서지 압력을 시뮬레이션에서 잘 반영하지 못하였기 때문인 것으로 판단된다. 또한 라인 압력의 차이도 서지 압력의 영향 때문인 것으로 판단된다. 그러나 모듈레이팅 전후 지점인 ⑥, ⑦, ⑪과 모듈레이팅 과정인 ④, ⑤ 지점의 %오차는 2.3~6.4%로서, 모듈레이팅의 압력 변화를 예측할 수 있는 충분한 정도의 것으로 평가되었다.

Table 1 Percentage error of the simulated pressure during powershifting

Point No. in Fig. 8	Pressure, bar		
	Measured	Simulated	% Error
①	0.07	0.00	100.0
②	3.82	2.04	46.6
③	3.04	2.17	28.6
④	4.44	4.72	6.3
⑤	8.92	8.43	5.5
⑥	10.02	9.75	2.7
⑦	10.86	10.17	6.4
⑧	2.16	2.48	14.8
⑨	6.80	10.10	48.5
⑩	4.32	3.85	10.9
⑪	10.35	10.11	2.3

(2) 전후진 변속기 모형의 검증

전후진 변속기 모형은 실험용 파워 트레인의 출력축 토크 변화와 시뮬레이션으로 예측한 토크 변화를 비교하여 검증하였다. 시뮬레이션 모형을 검증하기 위하여 설정한 실험 조건은 표 2에서와 같다.

Table 2 Test conditions set to verify the simulation model of forward-reverse transmission

Design parameters	levels			
	Engine speed, rpm	1600	1800	2000
Torque load, N · m	2.47	6.00	9.54	13.02
Mass moment of inertia, kg · m <sup>2</sup>	0.070	0.115	0.166	

그림 10은 엔진 속도, 토크 부하, 질량 관성 모멘트를 각각 1600rpm, 2.47N · m, 0.070kg · m<sup>2</sup>로 하였을 때 실험용 파워 트레인에서 측정된 접속 클러치의 압력과 입력축 및 출력축의 토크 변화를 나타낸 것이고, 그림 11은 같은 조건에서 시뮬레이션으로 예측한 압력과 토크 변화를 나타낸 것이다.

입력축과 출력축의 토크 변화에 대한 측정값과 예측값은 그림 10과 그림 11에서와 같이 유사한 경향을 나타내었으며, 서지 압력이 발생하는 지점에서 급격한 토크 증가도 같은 형태로 나타났다. 피

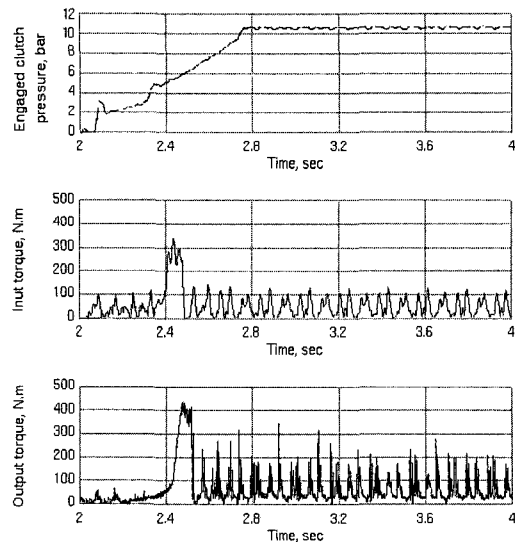


Fig. 10 Measured clutch pressure, and input and output shaft torques.

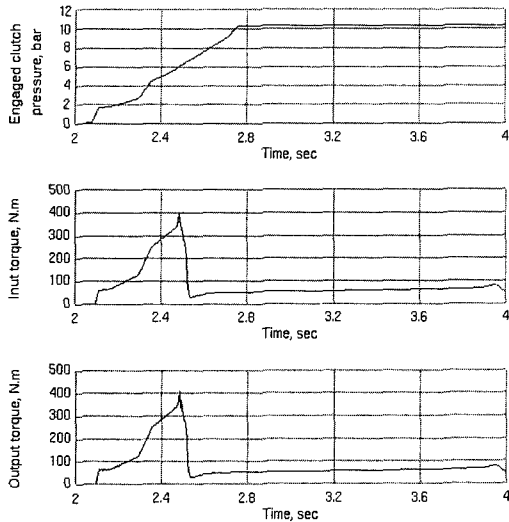


Fig. 11 Measured results to verify the power shuttle transmission model.

크 토크에 대한 예측값의 %오차는 입력축 토크의 경우 14.3%, 출력축 토크의 경우 0.22%이었다. 엔진 속도, 토크 부하, 질량 관성 모멘트의 조건이 다른 경우에도 피크 토크에 대한 예측값의 %오차는 입력축의 경우 10~20%, 출력축의 경우 0~10% 정도이었다. 그러나, 피크 토크 후의 %오차는 입력축과 출력축의 경우 모두 5% 미만이었다. 입력축에서 피크 토크의 %오차가 컸으나, 출력축의 토크 변화를 추정하는 데에는 무리가 없다고 판단하였다. 즉, %오차가 적은 출력축 토크가 변속 품질에 미치는 영향이 컸기 때문에(김, 2002) 변속 품질을 정성적으로 평가하는 데는 시뮬레이션 모형을 사용할 수 있을 것으로 판단하였다.

다. 변속 품질 평가를 위한 시뮬레이션

(1) 주요 설계 변수

김 등(2002)에 의하면 전후진 파워시프트 변속기의 변속 품질에 가장 큰 영향을 미치는 변수는 변속 시의 과도 토크이며, 과도 토크에 가장 큰 영향을 미치는 변수는 유압 클러치의 모듈레이팅 시간과 압력인 것으로 나타났다. 이 모듈레이팅 시간과 압력을 결정하는 파워시프트 변속기의 주요 설계 변수는 모듈레이팅 밸브의 로드 피스톤 행정과 스프링 상수 및 유압 클러치 피스톤의 스프링 상수, 행정, 댐핑이다. 즉, 모듈레이팅 시간과 압력은 이러한 두 변수에 의하여 결정된다.

그림 12는 로드 피스톤의 스프링 상수와 모듈레이팅이 끝날 때의 압력 변화를 나타낸 것이다. 스프링 상수가 증가할수록, 압력 증가율과 변속 시간도 증가하였다.

그림 13은 로드 피스톤의 행정과 스프링 상수에 따라 모듈레이팅의 압력 변화를 나타낸 것이다. 로드 피스톤의 행정이 짧을수록, 모듈레이팅 시간은 감소하였으며 따라서 변속 시간도 감소하였다.

그림 14는 클러치 피스톤의 댐핑과 클러치의 압력 변화를 나타낸 것이다. 클러치 피스톤의 댐핑이 감소하였을 때 초기 압력과 서지 압력에 의한 피크 값도 감소하였다. 그러나 변속 시간은 오히려 증가

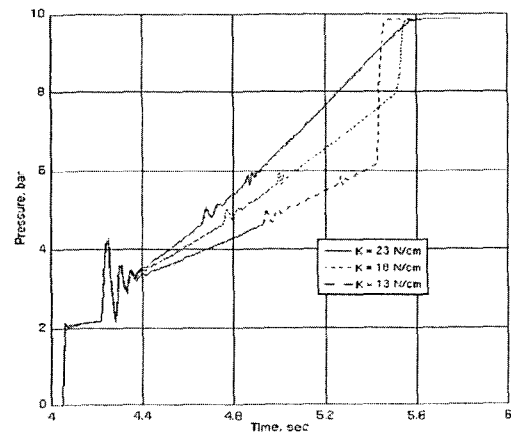


Fig. 12 Effect of spring constant of the load piston on shifting time and pressure.

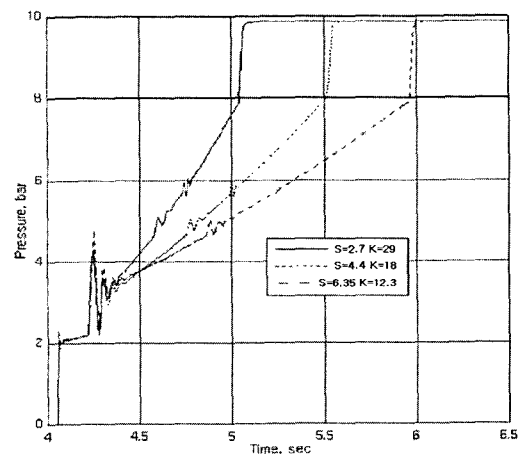


Fig. 13 Effect of stroke and spring constant of the load piston on shifting time and pressure.

하였다. 댐핑이 증가하였을 때는 압력도 증가하였으나, 변속 시간은 감소하였다.

본 연구의 시뮬레이션 모형에서 클러치 피스톤의 스프링 상수는 스프링의 탄성력과 클러치의 행정에 의하여 결정되는 것으로 모형화하였다. 따라서 행정을 고정하고 탄성력을 변화시켜 스프링 상수를 변화시켰다. 그림 15는 클러치 피스톤의 스프링 상수에 의한 과도 토크의 변화를 나타낸 것이다. 스프링 상수가 증가할수록 과도 토크의 피크값은 감소하였으며, 과도 토크의 발생 시간은 증가하였다.

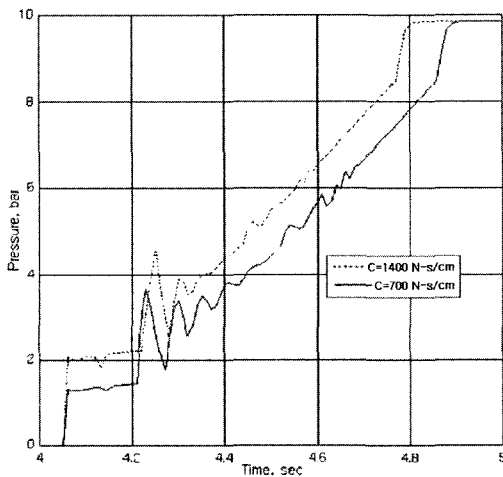


Fig. 14 Effect of clutch piston damping on modulating pressure.

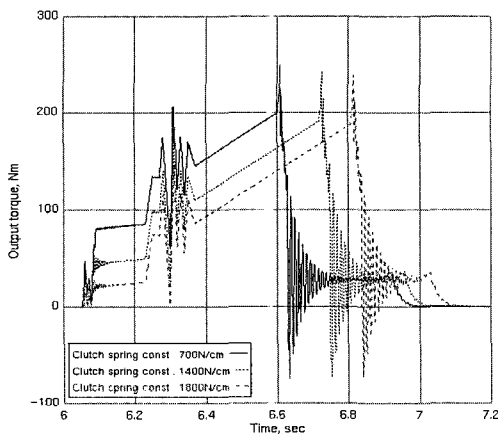


Fig. 15 Effect of clutch spring constant on output torque.

## (2) 시뮬레이션

검증한 유압 제어 시스템과 전후진 변속기 모형을 이용하여 변속 품질을 평가하기 위한 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션을 위한 전후진 파워시프트 변속기의 기본 값은 시험용 파워시프트 변속기에 대한 값으로 설정하였다. 즉, 유압 제어 시스템의 라인 압력은 10bar, 모듈레이팅 시간은 1.5초, 모듈레이팅 밸브의 양 단면적비는 2.63:1, 클러치 피스톤의 행정은 1cm, 엔진의 정격 속도는 2500rpm, 전후진 속도비는 1:1로 하였다. 이러한 전후진 파워시프트 변속기를 기준으로 주요 설계 변수를 표 3에서와 같이 변화시키면서 변속기의 모듈레이팅 시간, 모듈레이팅 압력, 출력축의 과도 토크를 시뮬레이션 하였다.

Table 3 Design parameters varied in the simulation of shift quality

Design parameters		Levels		
Modulating valve	Spring constant N/cm	18	25	33
	Load piston stroke, cm	3	4.5	6.5
Hydraulic clutch	Spring constant N/cm	700	1400	1800
	Damping N-sec/cm	700	1400	1800

모듈레이팅 밸브에서 로드 피스톤의 스프링 상수는 로드 피스톤의 변위가 3cm일 때 클러치의 압력이 각각 6 bar, 8 bar, 10 bar가 되는 값으로 변화시켰다. 로드 피스톤의 스프링 상수는 클러치를 제어하는 유압 선도의 기울기로서, 18 N/cm보다 작을 경우에는 기울기가 너무 작아 모듈레이팅 밸브로서의 역할을 수행할 수 없다. 또한, 로드 피스톤의 변위는 로드 피스톤의 스프링 상수가 18 N/cm일 때, 모듈레이팅 시간을 각각 1초, 1.5초, 2초가 되는 값으로 변화시켰다.

유압 클러치의 스프링 상수는 클러치의 피스톤 행정을 1cm로 고정하고, 탄성력을 변화시키며 결정하였다. 이 때 기준값은 1400 N/cm로 하였으며, 출력축의 과도 토크에서 피크값의 차이는 각각 20 N/cm가 되도록 하였다. 스프링 상수가 700 N/cm 이하, 1800 N/cm 이상일 때는 토크 변화가 크지 않았다. 유압 클러치의 댐핑은 모듈레이팅의 초기 압력이 2 bar가 되도록 결정하였으며, 이 때 기준값은 1400 N-sec/cm로 하였다. 댐핑이 700 N-sec/cm 이하일 때는 서지 압력의 피크

값이 증가하였으나, 1800 N-sec/cm 이상일 때는 클러치의 댐핑이 너무 커서 제어 압력으로 클러치를 움직일 수 없었다.

유압 제어 시스템의 시뮬레이션을 위한 모델레이션 밸브의 설계 변수는 표 3의 값을 조합하여 9가지 조건으로 하였으며, 각 설계 변수의 조건에서 유압 클러치의 댐핑은 3조건으로 하였다. 그러나 클러치 피스톤의 스프링 상수는 1400 N/cm로 고정하였다. 그림 16은 시뮬레이션 결과의 한 예로서 모듈레이팅 밸브의 로드 피스톤 스프링 상수를 18N/cm, 로드 피스톤의 행정을 3cm, 클러치 댐핑을 1400 N-sec/cm로 하였을 때 유압 제어 시스템의 시뮬레이션 결과를 나타낸 것이다.

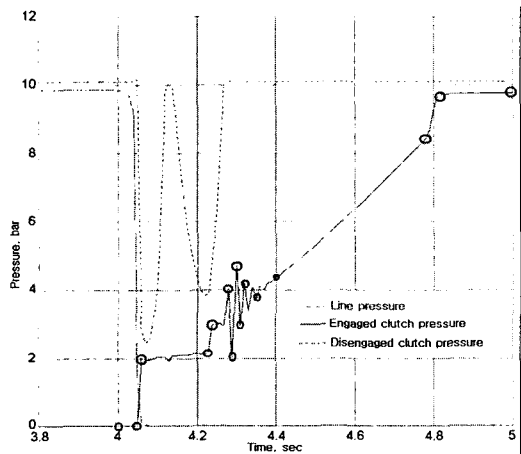


Fig. 16 Engaged clutch pressure and check point for data table.

전후진 변속기의 시뮬레이션은 유압 제어 시스템의 시뮬레이션으로 구한 그림 16의 클러치 압력-시간 선도에서 특정 지점의 시간-압력 데이터를 테이블 형식으로 변환하여 전·후진 변속기 모델에 입력하여 실시하였다. 전후진 변속기 시뮬레이션에서는 클러치의 댐핑을 1400 N-sec/cm로 고정하였으며, 모듈레이팅 밸브의 설계 변수와 클러치 피스톤의 스프링 상수를 조합하여 모두 27개 조건에서 출력축의 과도 토크를 시뮬레이션하였다.

#### 4. 결과 및 고찰

##### 가. 모듈레이팅 밸브의 로드 피스톤 행정과 스프링 상수의 영향

그림 17은 모듈레이팅 밸브의 로드 피스톤 행정과

스프링 상수가 모듈레이팅 시간에 미치는 영향을 시뮬레이션한 결과이다. 다른 변수는 고정하고, 로드 피스톤의 스프링 상수와 행정만을 변화시켜 시뮬레이션한 결과이다. 모듈레이팅 시간은 로드 피스톤의 스프링 상수가 크고, 행정이 짧을수록 감소하였고, 스프링 상수가 작고 행정이 길수록 증가하였다. 그러나, 스프링 상수가 33 N/cm일 때는 행정에 따른 모듈레이팅 시간의 변화가 나타나지 않았다. 그림 17을 이용하여 모듈레이팅 시간에 따라 로드 피스톤의 스프링 상수와 행정을 결정할 수 있다.

그림 18은 모듈레이팅 시간의 함수로서 정지 상태에서 전진으로 변속할 때와 전진에서 후진으로 변속할 때, 출력축의 최대 과도 토크의 변화를 나타낸 것이다. 과도 토크의 변화는 모듈레이팅 시간이 1.5초 이상일 때는 나타나지 않았다. 즉 과도 토크의 크기는 모듈레이팅 시간에 따라 변화되었으며, 모듈레이팅 시간이 어떤 한계 시간보다 짧을 경우에는 과도 토크가 크게 증가하는 것으로 나타났다.

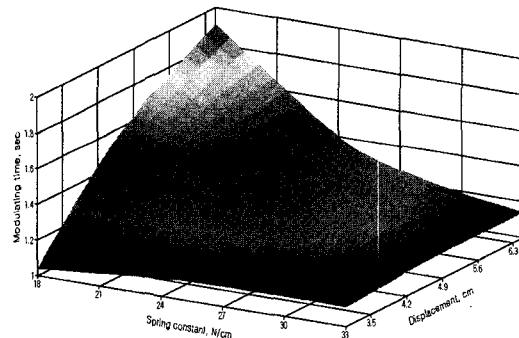


Fig. 17 Effects of spring constant and displacement of load piston on modulating time.

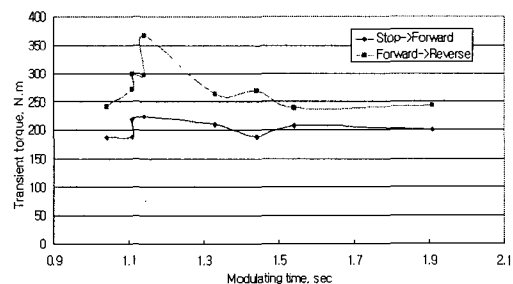


Fig. 18 Effect of modulating time on transient torque.



그림 19는 전진에서 후진으로 변속할 때 로드 피스톤의 스프링 상수와 행정이 과도 토크의 최대값에 미치는 영향을 나타낸 것이다.

과도 토크의 크기는 로드 피스톤의 행정이 짧을수록 작았다. 로드 피스톤의 행정이 3.5 cm일 때 로드 피스톤의 스프링 상수가 과도 토크의 크기에 미치는 영향은 나타나지 않았다. 그러나, 행정이 6.3 cm일 때는 스프링 상수가 증가할수록 과도 토크도 증가하였다. 특히, 로드 피스톤의 행정이 6.5 cm, 스프링 상수가 33 N/cm일 때는 짧은 모듈레이팅 시간에서도 과도 토크의 최대값은 366 N.m로 크게 증가하였다. 스프링 상수가 18 N/cm일 때는 행정이 증가함에 따라 모듈레이팅 시간과 과도 토크의 최대값도 모두 증가하였다. 그러나, 모듈레이팅 시간의 증가율은 과도 토크의 증가율보다 높았다. 스프링 상수가 33N/cm일 때는 모듈레이팅 시간의 변화가 없고 일정하였으나 과도 토크의 최대값은 크게 증가하였다.

이상의 결과로부터 과도 토크는 변속 시간보다는 모듈레이팅 밸브의 로드 피스톤 스프링 상수와 행정의 영향을 크게 받으며, 과도 토크를 감소시키기 위해서는 스프링 상수와 행정을 적절히 조합해야 할 것으로 판단된다.

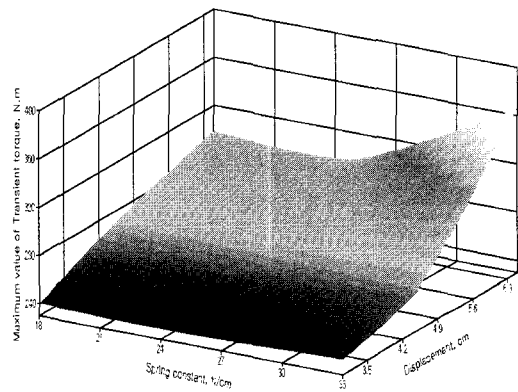


Fig. 19 Effects of spring constant and displacement of load piston on the maximum transient torque when shifting was made from forward to reverse.

나. 유압 클러치의 댐핑과 스프링 상수의 영향

유압 클러치의 피스톤 댐핑은 유압 제어 곡선에서 모듈레이팅의 초기 압력뿐만 아니라 모듈레이팅

시간에도 영향을 미친다. 그림 20은 유압 클러치의 댐핑에 따른 제어 압력 곡선의 변화를 나타낸 것이다. 유압 클러치의 댐핑을, 초기 압력이 2 bar가 되는, 1400 N-sec/cm로 설정하고, 이를 700 N-sec/cm로 감소시켰을 때 모듈레이팅 압력은 감소되었으며 모듈레이팅 시간은 증가하였다. 댐핑을 1800 N-sec/cm로 증가시켰을 때는 압력은 증가하고 시간은 감소하였다.

그림 21 ~ 그림 23은 유압 클러치의 댐핑이 각각 700, 1400, 1800 N-sec/cm일 때, 모듈레이팅 밸브 로드 피스톤의 스프링 상수가 최대 과도 토크에 미

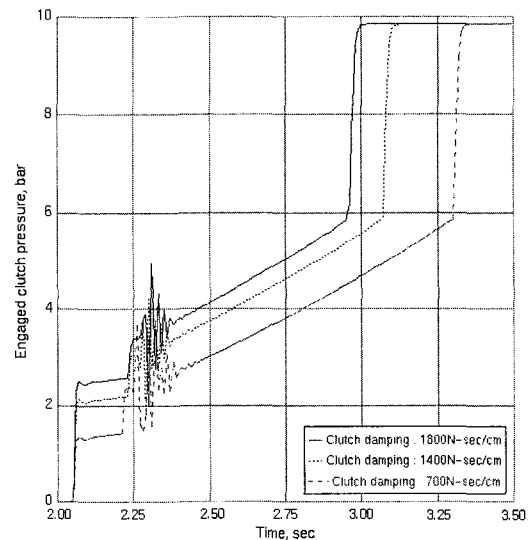


Fig. 20 Effect of clutch damping on the hydraulic control pressure.

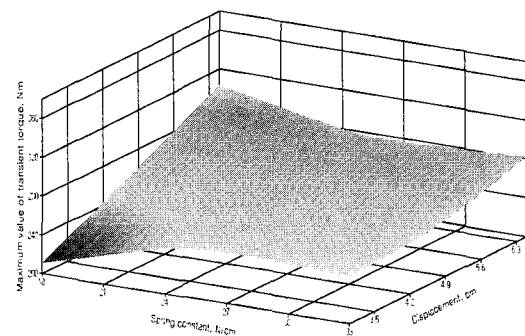


Fig. 21 Effects of spring constant and displacement of load piston on transient torque when the clutch damping was 700 N-sec/cm.

치는 영향을 나타낸 것이다. 과도 토크는 클러치의 댐핑이 700 N-sec/cm일 때 가장 적었다. 모델레이팅 압력은 클러치가 접속 할 때의 작동 압력이므로 모델레이팅 압력이 낮을수록 과도 토크도 감소한다. 그러나 모델레이팅 압력이 지나치게 낮으면 슬립이 발생하는 시간이 증가하여 클러치가 정상적으로 결합하지 못한다. 따라서 모델레이팅 압력은 클러치를 접속하는 데 필요한 적절한 수준을 유지하여야 한다.

유압 클러치의 스프링 상수는 과도 토크가 발생하는 시간과 크기에 영향을 미친다. 그림 24는 클러치의 스프링 상수를 변화시켰을 때 출력축의 과도 토크의 변화를 나타낸 것이다. 그림 24에서와 같이, 클러치의 스프링 상수가 증가할수록 출력축의 과도 토크는 감소하였으나, 과도 토크가 발생하

는 시간은 증가하였다. 그러나, 과도 토크의 감소는 클러치의 스프링 상수에 반비례하지는 않았다.

그림 25~그림 27은 클러치의 스프링 상수가 각각 700, 1400, 1800 N/cm일 때 로드 피스톤의 스프링 상수와 행정이 최대 과도 토크에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 클러치의 스프링 상수가 증가할수록 상대적으로 과도 토크는 감소하는 경향을 나타내었다. 그러나 스프링 상수가 어떤 한계 이상으로 증가할 때는 오히려 과도 토크도 증가하는 현상이 나타났다.

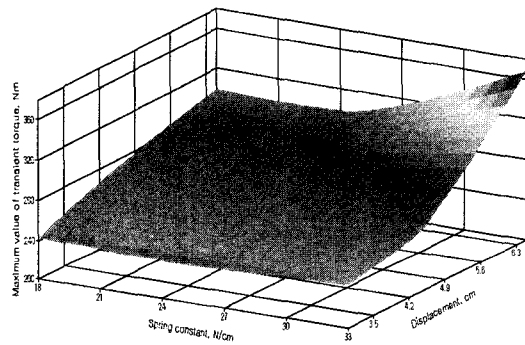


Fig. 22 Effects of spring constant and displacement of load piston on transient torque when the clutch damping was 1400 N-sec/cm

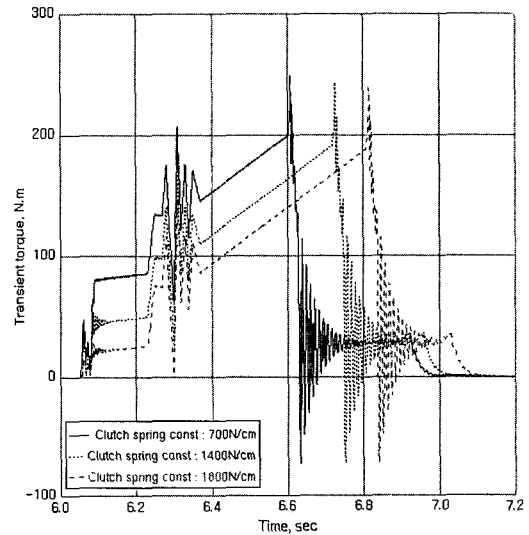


Fig. 24 Effects of clutch spring constant on the transient torque of output shaft.

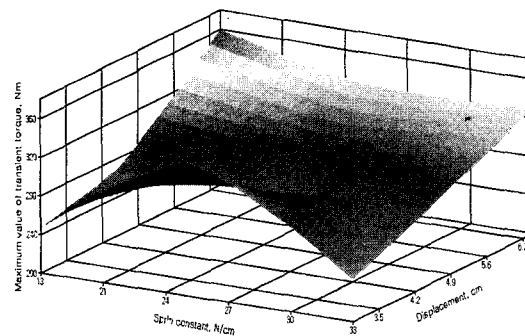


Fig. 23 Effects of spring constant and displacement of load piston on transient torque when the clutch damping was 1800 N-sec/cm.

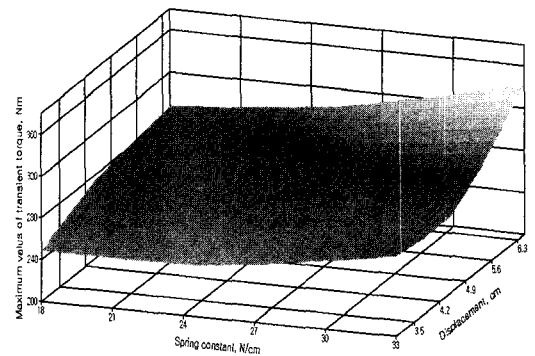


Fig. 25 Effects of spring constant and displacement of load piston on transient torque when the clutch spring constant was 700 N/cm.

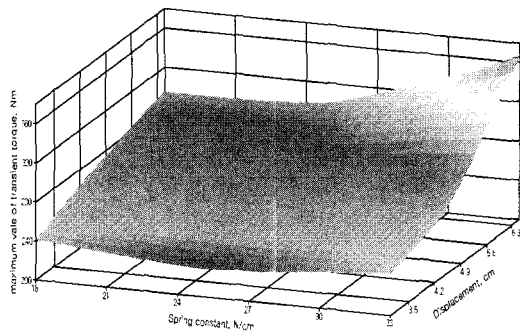


Fig. 26 Effects of spring constant and displacement of load piston on transient torque when the clutch spring constant was 1400 N/cm.

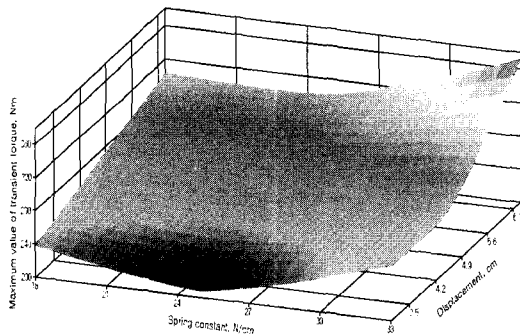


Fig. 27 Effects of spring constant and displacement of load piston on transient torque when the clutch spring constant was 1800 N/cm.

## 5. 요약 및 결론

본 연구는 전후진 파워시프트 변속기의 주요 설계 변수로서 모델레이팅 밸브의 로드 피스톤의 스프링 상수와 행정 및 유압 클러치 피스톤의 스프링 상수와 댐핑이 변속 품질에 미치는 영향을 구명하고자 하였다.

전후진 파워시프트 변속기와 유압 제어 시스템의 컴퓨터 시뮬레이션 모형을 개발하였으며 실험용 파워 트레인을 이용하여 이를 검증하였다. 검증된 시뮬레이션 모델을 이용하여 설계 변수가 변속 품질에 미치는 영향을 구명하였다. 변속 품질을 나타내는 변수는 변속기 출력축의 변속 과도 토크로 하였다. 본 연구의 주요 결과는 다음과 같다.

1) 모델레이팅 밸브의 로드 피스톤 스프링 상수와 행정은 변속 시간에 영향을 미치는 것으로 나타났다. 스프링 상수가 증가할수록, 행정이 짧을수록 변속 시간은 감소되었으며, 스프링 상수가 작을수록, 행정이 길수록 변속 시간은 증가하였다.

2) 모델레이팅 시간이 짧을수록 과도 토크의 크기도 감소하였으나, 항상 비례적인 관계는 아니었다. 따라서 적절한 범위에서 모델레이팅 시간을 결정해야 할 것으로 판단된다.

3) 유압 클러치의 댐핑은 모델레이팅 압력과 변속 시간에 영향을 미치는 것으로 나타났다. 댐핑이 감소할수록 모델레이팅 압력은 감소되었으며 변속 시간은 증가되었다. 반대로 댐핑이 증가할수록 모델레이팅 압력은 증가하였으며 변속 시간은 감소하였다.

4) 클러치의 스프링 상수는 과도 토크가 발생하는 시간과 크기에 영향을 미치는 것으로 나타났다. 클러치의 스프링 상수가 증가할수록 과도 토크가 감소하는 경향을 나타내었다.

결론적으로 전후진 파워시프트 변속기의 변속 품질을 향상시키기 위해서는 변속 시간을 짧게 하고 작동 압력을 감소시켜 변속시 발생하는 과도 토크를 줄여야 할 것으로 판단된다.

## 참고 문헌

1. 김덕호. 2000. 차량 자동 변속기의 변속 품질 향상을 위한 관측기 설계 및 적응 보상 변속 제어. 석사학위 논문. 서울대학교 대학원.
2. 김대철. 2002. 농업용 트랙터 변속기의 전후진 파워시프트 변속 특성 해석. 박사학위 논문. 서울대학교 대학원.
3. 김영흡. 1990. 차량 변속장치의 동적 특성에 관한 연구. 석사학위 논문. 서울대학교 대학원.
4. 남요상. 2002. 농업용 트랙터의 파워시프트 변속을 위한 유압 제어 시뮬레이션. 박사학위 논문. 서울대학교 대학원.
5. 박영일. 1991. 차량용 변속 장치의 변속 과도특성에 관한 연구. 박사학위 논문. 서울대학교 대학원.
6. 신병관. 2000. 자동 변속기 변속 특성 해석 및 지능 제어기 설계. 박사학위 논문. 서울대학교 대학원.
7. 윤찬재. 1998. 변속 품질 향상을 위한 클러치 독립 구동 유압 제어 시스템의 해석 및 제어. 석사학위 논문. 서울대학교 대학원.

8. 최종근. 2002. 변속 품질 향상을 위한 Accumulator 시스템의 최적 설계. 석사학위 논문. 서울대학교 대학원.
9. 한상서. 1997. 클러치 직접 구동 방식을 이용한 자동 변속기 변속 과도 토크 제어. 석사학위 논문. 서울대학교 대학원.
10. Boeing Company. 1998. Easy5(V. 5.3.2) user guide. Boeing Company.
11. Anon. 1986. Designing the modulated powershift transmission. *Automotive Engineering* 94(9): 34-41.
12. Müller, F. and H. Sailer. 1993. New future-oriented tractor transmissions from ZF. SAE Paper No. 932420.
13. Rodeghiero, R. A., C. A. Puetz, D. I. Malm and D. R. Johnson. 1992. Powershift transmission for an agricultural tractor. US patent US-5117702.