

V-벨트 無斷變速機를 利用한 自脫型 콤바인의 走行速度 制御(III)

- 컴퓨터 시뮬레이션 -

A Forward Speed Control of Head-feed Combine Using Continuously Variable V-belt Transmission(III) - Computer Simulation -

최 규 흥* 류 관 희**

Summary

In order to operate a combine harvester at the optimum conditions and maximum performance, a forward speed control system(FSCS) was designed and developed. The FSCS consisted of engine, continuously variable V-belt transmission, threshing unit, traveling unit, detecting unit, and controller. Each components of the system were mathematically modeled. By a computer simulation, the effects of control parameters such as hydraulic piston speed, speed ratio, dead band of engine speed on the system performance were analysed, and the optimum control conditions were identified.

The system appeared to be the most stable at the hydraulic piston speed of 10.6mm/s and the speed ratio of 0.4. The proper dead band of engine speed appeared to be 30rpm through the simulation and verification tests.

1. 緒 論

콤바인 성능은 포장상태, 작물의 쓰러진 정도, 함수율 및 수량 등에 큰 영향을 받기 때문에 상당한 수준의 숙련을 요구하는 농기계이다. 또한, 콤바인이 최적상태에서 최대성능을 발휘하기 위해서는 작업조건의 변화에 따라 주행방향, 예취 높이, 공급깊이, 주행속도 등을 자주 조절해야하므로 운전자의 지속적인 감시와 조정이 요구되며, 이는 운전자의 육체적, 정신적 피로를 가중시키게 된다. 특히, 운전자가 작업중 각부의 작동상태를 감지, 판단하여 조작하는데는 한계가 있

으며, 더구나 최근 콤바인이 대형화 고성능화됨에 따라 다양한 작업조건에서 작업이 용이한 자동제어 시스템이 요구되고 있다.

기술적으로 볼 때 콤바인의 부하는 주행, 예취, 탈곡, 선별, 질처리부 등 여러 계통의 영향을 받는다. 그러나 이들은 결국 엔진에 의해 구동되기 때문에, 엔진 부하의 크기에 따라 자동적으로 주행속도를 증감속시켜 탈곡통으로 들어가는 벼 공급량을 조절하는 주행속도 제어 시스템은 작업중 과부하와 탈곡부 내부 막힘 사전방지로 콤바인의 작업능률, 탈곡 및 선별성능, 내구성 향상과 동력의 효율적인 이용에 크게 기여할 것으

* 농업기계화연구소 수확기계과

** 서울대학교 농업생명과학대학 농공학과

로 판단된다.

제어 시스템 설계시 실험에 의한 성능평가는 설정치의 부적합, 각종 비선형적 요소와 지연요소 때문에 많은 시행착오가 따른다. 이를 감안 근래에 컴퓨터 시뮬레이션에 의한 성능평가가 많이 시도되고 있는데, 이 방법은 여러 조건들을 변경시키면서 해석이 가능하므로 포장실험의 노력과 시간을 줄일 수 있고, 실제 실험이 곤란한 조건에서의 현상까지도 유추해석이 가능하다는 장점이 있다.

따라서, 이 연구에서는 엔진 부하의 크기에 따라 주행속도를 자동적으로 증감속시켜 엔진 부하를 일정하게 유지시키는 주행속도 제어 시스템을 구성하고, 각 구성 요소들을 수학적으로 모형화하고 컴퓨터 시뮬레이션에 의해 시스템의 성능을 평가함으로써 자탈형 콤바인 주행속도 제어 시스템 설계의 기초자료를 얻는데 그 목적이 있다.

2. 제어 시스템 모델링

그림1은 콤바인의 동력과 신호 전달에 기초한 주행속도 제어 시스템의 구성도를 나타낸 것으로 엔진, 탈곡부, 주행부, V-벨트 무단변속기, 검출 조작부 및 컨트롤러로 구성되었다. 이 시스템은 작업중 부하 증가로 엔진 회전속도가 초기 설정치를 벗어날 때 주행속도를 제어하여 탈곡통으로 들어가는 벼 공급량을 조절 엔진 부하를 일정하게 하고, 콤바인이 최적상태에서 최대성능을 내도록 하기 위한 시스템이다.

구성된 콤바인 주행속도 제어 시스템의 성능을 평가하고자 각 구성요소를 수학적으로 모형화하여 시스템의 주요 인자를 구하고, 컴퓨터 시뮬레이션에 의해 이들 인자가 시스템 성능에 미치는 영향을 분석하여 시스템의 최적제어 조건을 구하였다. 우선 각 구성부의 수학적 모형 도출을 위한 가정은 다음과 같다.

(1) 펌프로 부터의 공급 압력은 일정하고 각종 마찰은 무시한다.

(2) 동력 전달시 V-벨트 등 전동장치에서의

슬립은 무시하며, 동력 전달효율은 일정하다.

(3) 시스템이 갖는 각종 지연요소는 일차적이다.

(4) V-벨트 무단 변속기의 속도비는 변속기 이동 풀리 변위와 직선 관계이다.

(5) 엔진의 토크와 회전속도와와의 관계는 정적 특성을 갖는다.

제어 시스템 해석에서 유도된 각 식을 라플라스 변환하여 나타낸 시스템의 블록 선도 및 전달함수를 구하였다. 그리고 시스템 해석에 필요한 각 상수는 공시 콤바인의 부하특성 실험⁽¹⁾과 V-벨트 무단변속기의 응답특성 실험⁽²⁾, 엔진 부하시험과 감속비 조사 결과를 이용하였다.

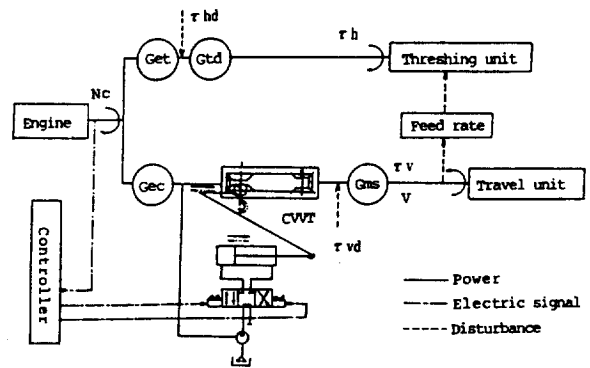


Fig. 1. Schematic diagram of the forward speed control system for combine.

3. 컴퓨터 시뮬레이션

시스템의 전달함수로부터 유압피스톤의 이동속도 K_1 과 유압피스톤과 변속캠 사이의 감속비 K_5 를 제외한 다른 인자는 기어 등의 감속비, 콤바인의 부하특성, 무단 변속기의 변속특성 및 엔진 특성 등에 의해 결정되는 상수이다. 즉 이 시스템의 제어 특성은 K_1 , K_5 와 불감대 폭에 의해 지배된다고 할 수 있으며, 따라서 아래 인자들의 변화가 제어 시스템 성능에 미치는 영향을 분석하였다.

(1) 유압 피스톤의 이동속도, K_1

(2) 유압 피스톤과 변속캠 리프트 사이의 감속비, K_5

- (3) 불감대 폭, D_B
- (4) 외란의 크기, D_s

컴퓨터 시뮬레이션의 초기조건은 무부하시 엔진 회전속도를 2800rpm으로 설정하였다. 콤파인 주행속도는 무단 변속기의 변속 레버가 가장 저속 위치 인 변속용 유압 피스톤의 변위를 0으로 하였고, 이때의 속도비와 엔진 회전속도로부터 환산한 주행속도는 0.28m/s 이었다. 그리고 엔진 회전속도는 콤파인 부하특성 실험 결과 각 부위의 작동상태가 양호하다고 판단된 2650rpm으로 설정하였는데, 이때 부하는 공시 엔진 최대 부하의 80%에 상당하는 부하로서 42.3 N-m이었다. 그리고 표1은 시뮬레이션의 구체적인 조건을 나타낸 것이다.

시뮬레이션 알고리즘은 엔진 회전속도의 초기 설정치와 감속비로부터 주행속도를 결정한 후 탈곡통 토크와 주행 토크를 계산하였다. 그리고 그밖의 작업에 의한 일정 부하를 더하여 엔진 총부하로 하였으며, 엔진의 토크-회전속도 특성 식으로 회전속도를 산출하였다. 이 엔진 회전속도가 불감대를 고려한 설정 범위내에 있는가를 판단하여 주행 변속용 솔레노이드 밸브에 증속, 정지 또는 감속 신호를 출력하여 무단 변속기를 동작시켰고, 그때마다 새로이 주행속도를 계산하였다. 위와 같은 과정을 30초 동안 0.1초 간격으로 반복하였으며, 수학적 모형중 미분방정식의 해는 4차 Runge-Kutta 방법으로 구하였다.

한편, 제어 시스템을 설계할 때 시스템 성능의

적합도(goodness)를 나타내는 평가지수(performance index)로 오차 제곱의 적분에 의한 기준(integral of the square of the error ; ISE)을 이용하였으며, 이 평가지수 J는 다음과 같이 정의된다.

$$J = \int_{t_i}^{t_f} G(C(t), u(t), r(t), t) dt \dots \dots \dots (1)$$

여기에서

- $C(t)$: 출력
- $r(t)$: 입력
- $u(t)$: J를 최소화하는 제어 입력
- t_f : 최종 시간
- t_i : 초기 시간

식(1)에서 함수 G는 오차 $e = |r - C|$ 의 제곱이며, 식(1)을 離散(discrete)형태와 RMS (root mean square value ; RMS)오차로 나타내면 각각 다음과 같다.

$$J = \sum_{k=1}^N e^2(t) = \sum_{k=1}^N |r - c|^2 \dots \dots \dots (2)$$

$$\sigma = (J/N)^{1/2} \dots \dots \dots (3)$$

그리고 시스템의 안정성과 응답성을 고려하여 불감대 폭을 고려하였기 때문에 시뮬레이션에서는 상대적으로 RMS 오차가 작지만, 시스템이 진동하는 경우에는 불안정한 시스템으로 판단하였다. 따라서 시스템이 안정된 조건하에서 지수가 최소일 때를 최적제어 시스템 (optimal control system)으로 보고, 이때의 인자를 최적 인자로 하였다.

Table 1 Simulation parameters for analysing system performance.

Parameters	Values					
Hydraulic piston speed, K_1 (mm/s)	5.3	7.9	10.6	13.2	15.9	
	18.5	21.2	23.8	26.5	29.1	
Speed ratio, K_s		0.2	0.4		0.6	
Dead band on engine speed, D_B (rpm)	10	20	30	40	50	60
Disturbance on threshing cylinder torque, D_s (N-m) (Engine load factor, %)			25(88)			50 (96)

4. 제어 시스템의 성능평가

가. 컴퓨터 시뮬레이션

1) K_1 과 K_S 의 영향

제어 시스템의 성능을 지배하는 인자중에 변속용 유압 실린더의 피스톤 속도 K_1 은 주행속도 변화율을 의미하며, 시스템 응답속도를 좌우하는 변수이다. 그리고 유압 피스톤의 변위를 변속기 캠에 전달하는 과정중에 변위를 감소시켜 주는 일종의 감속비 K_S 는 제어 시스템의 감도를 지배하는 변수라고 할 수 있다.

감속비 $K_S=0.4$, 불감대폭 $D_B=10\text{rpm}$ 으로 고정하고, 초기조건외의 부하(엔진 전부하의 44%)가 설정 부하(80%)에 도달할 때까지의 응답특성을 K_1 의 크기에 따라 분석한 결과 주행속도 변화율 K_1 을 크게 설정하면 탈곡통의 토크가 크게 증가하였고, 동시에 엔진 회전속도는 큰 폭으로 감소하였다. 이와는 반대로 K_1 이 작은 경우에는 엔진 회전속도와 탈곡통 토크 변화율이 작아 정상상태까지의 도달 시간이 길어지지만 시스템은 대체로 안정되었다.

그림2는 K_1 과 K_S 가 RMS 오차에 미치는 영향을 나타낸 것으로, 엔진 회전속도의 RMS 오차는 K_1 이 증가함에 따라 정정동작이 신속하게 행하여지고, 정정시간(settling time)이 짧아지므로 RMS 오차가 감소하였다. 그러나 K_1 이 15.9mm/s 이상에서는 다시 증가하였으며, K_1 이 18.5mm/s 이상이 되면 설정 속도 범위를 벗어나 시스템이 계속 진동하여 매우 불안정함을 나타냈고, RMS 오차 역시 크게 증가하였다.

유압 피스톤의 속도 $K_1=10.6\text{mm/s}$, 불감대폭 $D_B=10\text{rpm}$ 으로 고정시키고 감속비 K_S 를 변화시키면서 응답특성을 분석한 결과 $K_S=0.2$ 와 $K_S=0.4$ 의 경우에는 시스템이 안정되었다. 그러나 $K_S=0.6$ 일 때는 1회의 정정 동작이 크기 때문에 상승시간(rise time)이 짧아졌으나 반복 진동 현상이 나타나 시스템이 매우 불안정하였다.

그림2에 의하면 K_1 이 8.0mm/s 이하에서는 K_S 가 클수록 RMS 오차가 감소하였다. K_1 이 13.2mm/s 이상에서는 K_S 가 클수록 오히려 RMS 오

차가 증가하였고, K_1 값의 작은 변화에도 RMS 오차가 크게 변할 뿐만 아니라 시스템이 불안정하였다.

따라서, 시스템의 RMS 오차가 최소이고 응답성과 안정성을 고려하였을 때, 본 제어 시스템은 변속용 유압 실린더의 피스톤 속도 K_1 과 감속비 K_S 가 각각 10.6mm/s, 0.4일 때 최적제어 조건인 것으로 판단된다.

2) 불감대 폭의 영향

제어 시스템의 on-off 요소는 입력 신호에 의하여 시스템이 갖는 조작량을 최대 출력하기 때문에 응답성이 좋다. 그러나 입력의 크기에 따라 시스템 전체의 이득이 변하므로 헌팅(hunting) 동작이 나타나기 쉽고, 따라서 시스템이 매우 불안정하게 된다. 이와같은 불안정한 현상을 보상하고 신속한 응답성을 얻기 위하여 불감대 폭을 설정하였는데, 그 크기 또한 시스템의 안정성에 큰 영향을 미치게 된다.

그림3은 $K_1=10.6\text{mm/s}$ 로 고정시켰을 때, 불감대폭 D_B 와 감속비 K_S 가 RMS 오차에 미치는 영향을 나타낸 것이다. K_S 의 크기에 따라 차이가

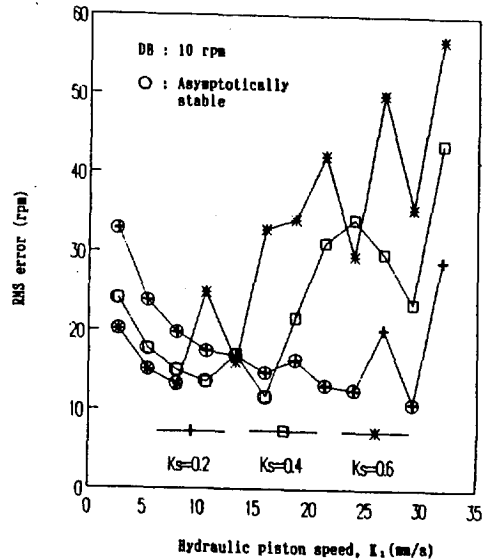


Fig. 2. Effect of hydraulic piston speed(K_1) and speed ratio(K_S) on RMS error in engine speed with no disturbance of threshing cylinder torque.

있지만, 불감대 폭이 20~40rpm의 범위에서 RMS 오차가 가장 작았으며, 그 크기 또한 거의 비슷함을 보였다.

불감대폭 10rpm 미만에서는 헌팅 동작이 계속 행하여지기 때문에 시스템이 매우 불안정함을 나타냈다. 한편, 불감대폭이 50rpm 이상일 때는 짧은 시간내에 안정되지만, 초기 설정치와의 오차 즉, 정상상태에서의 오차가 증가되어 RMS 오차가 크게 증가하였다.

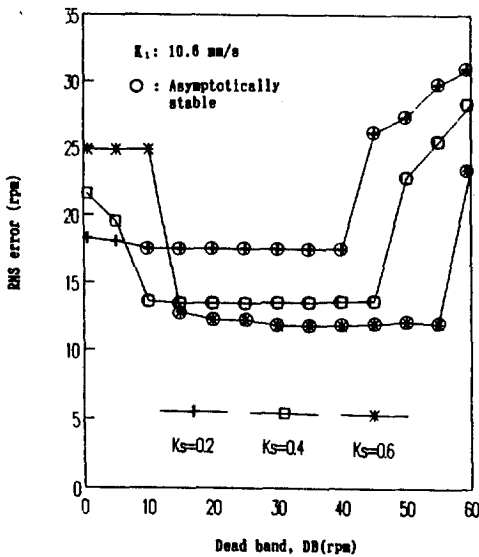


Fig. 3. Effect of dead band(DB) and speed ratio (Ks) on RMS error in engine speed with no disturbance of threshing cylinder torque.

이와같이 불감대 폭을 크게 하면 시스템이 짧은 시간내에 안정되어 응답성과 안정성이 향상되고, 솔레노이드 밸브의 동작 회수를 줄일 수 있으므로 밸브의 수명을 연장시킬 수 있지만 정상상태 오차가 크게 증가되어 정밀 제어가 곤란하게 된다. 이와는 반대로 불감대 폭을 작게하면 헌팅 동작이 계속되기 때문에 시스템이 불안정하게 된다.

따라서,상반되는 두 조건을 만족할 수 있는 범위 내에서 결정되어야 하는 데, 시뮬레이션 결과 본 제어 시스템의 엔진 회전속도의 불감대 폭은 20~40rpm 정도로 설정하는 것이 가장 적절한

것으로 나타났다.

3) 외란 크기의 영향

콤바인이 정상적인 작업중에 예취조수, 수량 등 작업 조건의 변화에 의해서 탈곡통의 부하가 갑자기 증가하였을 경우를 여기서는 하나의 외란으로 취급하였으며, 이와같은 외란의 크기에 따라서도 제어 동작이 다르게 된다.

앞에서 구한 시스템의 최적 조건인 $K_s=0.4$, $K_1=10.6\text{mm/s}$ 로 고정시키고, 탈곡통에 $D_s=50\text{N-m}$ 크기의 외란이 가해졌을 때 응답특성을 조사한 결과 엔진 부하는 전부하의 80%에서 96%로 증가하였으며, 이때 엔진 회전속도가 2650 rpm에서 2320rpm으로 급격히 떨어짐에 따라 컨트롤러에 의하여 주행속도를 감속시켰다. 주행속도의 감속과 동시에 탈곡통 부하가 감소되어 엔진 회전속도는 설정치로 회복되었지만, 불감대폭이 20rpm 이하에서는 안정되지 못하고 계속 진동하였다. 그러나 불감대폭을 30rpm으로 크게 설정한 경우에는 대체로 1.3초 후에 안정상태에 도달하였다.

한편, $D_s=25\text{N-m}$ 의 외란 토크가 가해졌을 때, 즉 엔진 부하가 전부하의 80%에서 88%로 증가하였을 경우에는 20rpm의 불감대 폭에서 시스템이 안정되었다.

그림4는 외란의 크기와 불감대폭이 RMS 오차에 미치는 영향을 나타낸 것으로, 외란 토크의 크기가 큰 경우에는 불감대 폭을 다소 크게 설정함으로써 시스템을 안정화할 수 있을 것으로 판단된다. 따라서 외란의 크기, 시스템의 안정성과 응답성을 고려해 볼 때, 최적 제어를 위한 본 제어 시스템의 적정 불감대 폭은 30rpm 정도인 것으로 나타났다.

그림5은 $K_s=0.4$, $D_b=30\text{rpm}$ 으로 고정시켰을 때, 외란의 크기 D_s 와 변속용 유압 피스톤 이동속도 K_1 이 RMS 오차에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 이것에 의하면 $D_s=50\text{N-m}$ 의 경우에는 K_1 이 10.6mm/s 이하에서 안정되었다. 외란이 걸리지 않은 경우 역시 10.6mm/s 이하에서 안정되지만, K_1 이 13.2mm/s 이상으로 증가하면 반복적으로 안정 또는 불안정 현상을 나타내 전체적으로 시스템은 매우 불안정하였다.

따라서, 유압 피스톤 속도가 10.6mm/s일 때 외란의 크기에 관계없이 시스템이 가장 안정한 것으로 나타났다.

나. 검증실험 및 고찰

1) 실험장치 및 방법

시스템 모델링과 컴퓨터 시뮬레이션에 의하여 예측된 주행속도 제어 시스템의 응답특성 결과를 검증하고자 제작된 실험장치(2)와 제어장치를 이용하여 실험하였다. 그러나 엔진 회전속도를 2000rpm 이상으로 하였을 때 실험 장치의 진동이 매우 심하여 본 실험에서는 초기 엔진 회전속도를 1700 rpm으로 하였다. 그리고 주행용 부하 부가장치에 의하여 콤바인 작업시 정상적인 작업조건, 즉 공시 엔진 전부하의 약 80%가 되도록 조절한 후 탈곡부의 외란 토크 25N-m에 상당하는 부하를 부하 부가장치에 가하였으며, 이때 엔진 부하는 전부하의 80%에서 93%로 증가한 상태이었다. 그밖의 실험 조건은 시뮬레이션에서 구한 최적조건 $K_s=0.4$, $K_1=10.6\text{mm/s}$ 로 고정하고, 불감대 폭을 변화시키면서 시스템의 응답특성을 조사하였다.

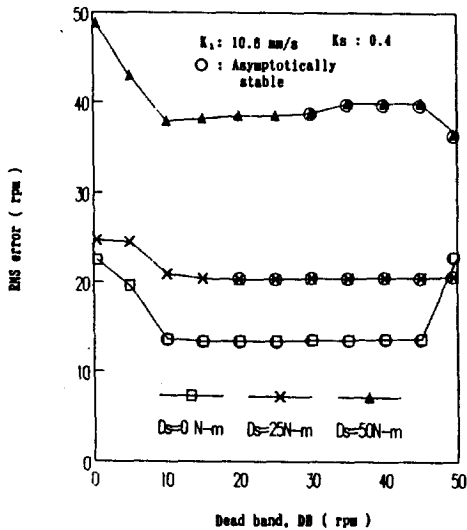


Fig. 4. Effect of dead band(DB) and disturbance(D_s) of threshing cylinder torque on RMS error in engine speed. (K_1 : hydraulic piston speed K_s : speed ratio)

불감대 폭의 조절은 본 실험전에 일정한 외란 토크를 가하여 엔진 회전속도가 안정상태에 도달하였을 때의 값을 구하고, 그 값을 기준으로 하여 속도계의 상한치와 하한치를 설정하였다. 실험은 근접 스위치로 부터 입력되는 펄스 주기를 측정 연산하여 엔진 회전속도의 표시와 동시에 설정치와 비교하여 설정 범위를 벗어날 때, 컨트롤러가 증속, 정지 또는 감속의 신호를 출력하여 변속용 솔레노이드를 작동시켜 변속하였다. 그리고 속도의 측정시간(sampling time)은 시뮬레이션의 분석 시간과 같은 0.1초로 하였으며, 자료수집처리 시스템을 이용하여 종동축과 구동축의 토크와 회전속도, 엔진 회전속도 및 제어 신호를 측정하였다.

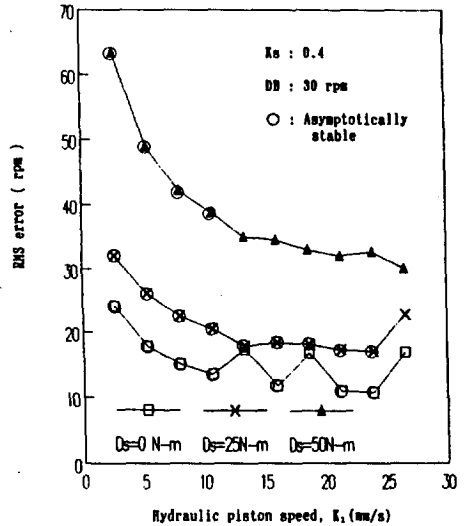


Fig. 5. Effect of hydraulic piston speed(K_1) and disturbance(D_s) of threshing cylinder torque on RMS error in engine speed. (K_s : speed ratio DB: dead band) of 30 rpm.

2) 결과 및 고찰

그림6(a)는 $K_s=0.4$, $K_1=10.6\text{mm/s}$ 로 고정하고, $D_b=10\text{rpm}$ 으로 하였을 때 외란 토크에 대한 시스템의 응답특성을 나타낸 것이다. 콤바인 엔진 회전속도가 정상적인 작업조건에서 갑자기 외란 토크가 걸려 엔진 부하율이 80%에서 93%로 증가되어 회전속도가 하한 설정치 이하로 떨어졌을 때 감속 신호가 출력되고, 0.2초 지연되어

중동축의 회전속도가 감속하기 시작하였다. 그러나 이 경우에는 엔진 회전속도가 쉽게 설정치를 벗어나 증속과 감속의 동작이 계속되어 전체적으로 시스템이 매우 불안정함을 보였다.

이것은 무부하 상태에서 공시 엔진의 회전속도를 측정 한 결과 표준편차가 5rpm 정도이었고, 무단 변속기가 증속 또는 감속 동작할 때 엔진 회전속도의 표준편차가 9rpm 정도로 나타났다.

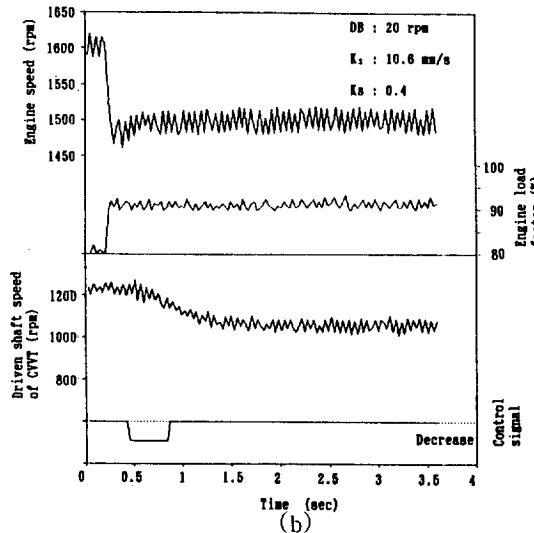
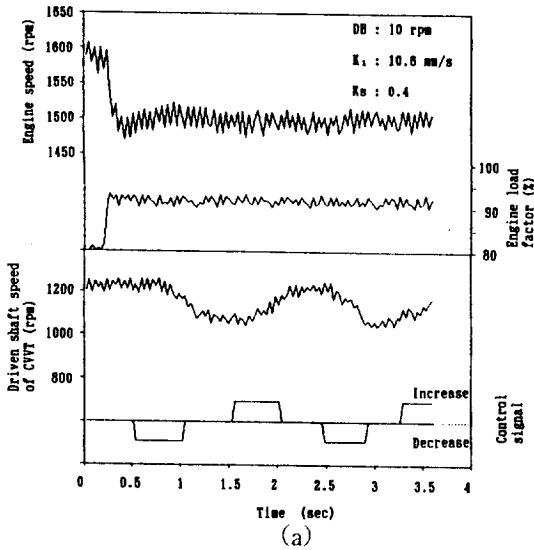


Fig. 6. System response to a step change in engine load factor from 80 to 93% (K_1 : hydraulic piston speed K_S : speed ratio D_B : dead band)

따라서 불감대 폭을 10rpm으로 설정하였을 경우에는 시스템이 안정화되지 못하고 계속적 변속 동작한 것으로 판단된다.

불감대폭을 각각 20, 30rpm으로 하였을 때의 응답특성은 그림7(b)에서와 같이 약1초 후에 안정상태에 도달하였으며, 시뮬레이션에 의하여 예측된 불감대폭과 대체로 일치하는 경향을 나타냈다.

일부 콤파인에서 채택하고 있는 V-벨트 무단 변속기의 DC모터에 의한 변속 시스템은 변속 신호 출력후 주행 속도가 안정되기 까지 3초 정도로 변속 지연시간이 길기 때문에 콤파인 주행 속도 제어를 위한 변속 시스템으로는 부적합한 것으로 판단된다. 더구나, 작업중 부하상태를 운전자가 판단, 조작하기 때문에 실제 지연시간은 그 이상으로 길어져 과부하에 신속히 대응하지 못하고, 2번 환원구와 탈곡부의 내부 막힘 방지에 무력하였다.

본 연구에서는 유압을 이용한 V-벨트 무단 변속기의 변속 시스템을 도입하였는데, 이 시스템은 변속 지연 시간이 0.4초 정도에 불과하여 변속기의 응답성이 크게 향상되어 주행속도 제어 시스템의 변속기로서의 가능성이 높은 것으로 판단된다. 또한, 이를 이용한 콤파인의 주행 속도 제어 시스템은 작업중 과부하에 신속히 대응할 수 있을 뿐만 아니라, 기존 자탈형 콤파인의 큰 구조 변경 없이 적은 비용으로 실용화가 가능할 것으로 판단된다.

그리고 이미 콤파인 부하특성 실험에서 고찰한 바와 같이 탈곡통의 부하 변동에 가장 민감한 반응을 보이는 2번축의 회전속도를 하나의 제어 인자로 도입하여, 그 회전속도가 막힘 임계속도 이하로 떨어질 때 주행속도를 신속히 감속시킴으로써 콤파인의 과부하 및 2번 환원구 막힘 방지에 효과가 있을 것으로 판단된다.

5. 요약 및 결론

이 연구는 자탈형 콤파인의 엔진에 작용하는 부하 크기에 따라 주행속도를 자동적으로 증감속시켜 안정된 부하 조건에서 출력을 최대로 하

기 위한 주행속도 제어 시스템 설계의 기초자료를 얻고자 수행하였다.

엔진, 탈곡부, 주행부, V-벨트 무단변속기, 검출 조작부 및 컨트롤러로 이루어진 주행속도 제어 시스템을 구성하였으며, 각 구성 요소를 수학적으로 모형화하였다. 그리고 컴퓨터 시뮬레이션에 의하여 주행속도 제어 시스템 구성에 관계된 각 인자가 시스템 성능에 미치는 영향을 분석하여 최적제어 인자를 구하였다.

그 결과 변속용 유압 실린더의 피스톤 이동속도는 10.6mm/s, 유압 피스톤 로드와 무단 변속기 변속 캠 리프트 사이의 감속비는 0.4일 때 시스템이 가장 안정한 것으로 나타났다. 한편, 시스템의 적정 불감대 폭은 30rpm으로 나타났으며, 검증실험 결과 예측치와 일치하였다.

참 고 문 헌

1. 崔圭烘, 柳寬熙, 曹永吉, 朴阪圭. 1991. V-벨트 無斷變速機를 利用한 自脫型 콤바인의 走行速度 制御(Ⅰ) - 콤바인 負荷特性 -. 韓國 農業機械學會誌 16(2) : 124-132.
2. 崔圭烘, 柳寬熙, 曹永吉, 朴阪圭. 1991. V-벨트 無斷變速機를 利用한 自脫型 콤바인의 走行速度 制御(Ⅱ) - V-벨트 無斷變速機 變速特性 -. 韓國 農業機械學會誌 16(3) : 239-247.
3. 川村 登, 池田善郎, 梅田幹雄, 喜多 毅. 1972. 油壓驅動 콤바인 わける 供給量 制御(第1報) - 2入力 制御方式 について -. 日本 農業機械學會誌 34(2) : 151-156.
4. 川村 登, 梅田幹雄. 1972. 油壓驅動 콤바인 わける 供給量 制御(第2報) - 시뮬레이션 による 制御系 의 解析 -. 日本 農業機械學會誌 34(3) : 236-241
5. 川村恒夫, 川村 登, 並河 清. 1976. 콤바인 的 適應 制御(第1報) - 디지털 샘플 值 適應 制御 -. 日本 農業機械學會誌 38(2) : 191-199.
6. 川村恒夫, 川村 登, 並河 清. 1977. 콤바인 的 適應 制御(第2報) - 디지털 샘플 值 適應 制御 -. 日本 農業機械學會誌 39(2) : 157-162.
7. 川村恒夫, 西村 功. 1984. 콤바인 的 適應 制御(第3報) - 制御系 的 解析 と 시뮬레이션 -. 日本 農業機械學會誌 46(2) : 197-204.
8. Famili, A. 1983. A Microprocessor Based Feedrate Controller. ASAE paper No. 83-1087.
9. Fluffy, M. J., and G. T. Stone. 1983. Speed Control of Combine Harvester to Maintain a Specific Level of Measured Threshing Grain Loss. J. agric. Engng Res. 28 : 537-543.
10. Friesen, O. H., G. C. Zoerb, and F. W. Bigsby. 1965. Automatic Feed-rate Control of Combines. ASAE Paper No. 65-167.
11. Huisman, W., J. van Loo., and J. J. Heijning. 1974. Automatic Feed Rate Control of a Combine Harvester in Wheat. Paper Presented at the IFTC Symposium on Automatic Control for Agricultural.
12. Huisman, W. 1983. Optimum Cereal Combine Harvester Operation by Means of Automatic Machine and Threshing Speed Control. Ph. D. Thesis, Agricultural University Wagenigen, Netherlands.
13. Kruse, J., G. W. Krutz. 1982. Microprocessor Based Combine Ground Speed Controller. ASAE Paper No. 82-3040.
14. Shuller, J. K., et al. 1985. Combine Feedrate Sensors. Transactions of the ASAE 28(1) : 2-5.
15. Shuller, J. K. 1983. Modeling and Analysis of the Technical and Economic Feasibility of Corn Combine Forward Speed Control. Ph. D. Thesis, Purdue University.