

금속벨트 CVT 동력전달 손실모델

류 완 식 · 김 필 구 · 김 현 수*

성균관대학교 기계공학부

Mechanical Loss Model for a Metal Belt CVT

Wansik Ryu · Pilgu Kim · Hyunsoo Kim*

School of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan University, Gyeonggi 440-746, Korea

(Received 15 September 2005 / Accepted 22 December 2005)

Abstract : In this paper, the belt-pulley mechanical loss is investigated. A bondgraph model for the mechanical loss is developed from the viewpoint of the power flow by assuming that all power losses are attributed to the torque loss. The mechanical loss model consists of transient and steady state part. The coefficients of the power loss model are obtained from the experiments. It is found from the simulations and experiments that the steady state loss depends on the line pressure, input torque and rotational speed while the transient loss depends on the rotational speed, shift speed and the inertial torque.

Key words : CVT(무단변속기), Efficiency(효율), Mechanical loss(기계적 손실), Steady state loss(정상상태 손실), Transient loss(과도상태 손실)

1. 서 론

무단변속기(continuously variable transmission, CVT)는 주어진 변속 범위내에서 연속적인 변속이 가능하므로 엔진의 속도를 차속과 독립적으로 유지할 수 있고 엔진을 최적으로 운전 시킬 수 있어 차량의 동력 성능이나 연비성능면에서 최적의 변속기로 인식되어왔다. CVT는 여러 방식이 있으나 현재까지는 금속벨트식 CVT가 가장 널리 실용화되어 있다.

금속벨트 CVT는 엔진최적 운전에 의한 연비개선과 부품수가 자동변속기에 비하여 상대적으로 작다는 장점에 불구하고 변속시스템 자체의 효율이 낮다는 것이 가장 큰 단점으로 지적되어왔다. 금속벨트 CVT의 효율을 결정하는 손실은 유압손실과 벨트-풀리손실로 구성된다. 벨트-풀리 손실은 블록

과 밴드사이, 밴드와 밴드사이의 미끄럼과 CVT 풀리 변형에 의한 것으로 벨트슬립에 의한 동력 손실은 약 2%를 차지하고 최적의 조건에서 CVT의 효율은 97% 이상이라도 보고되고 있다.¹⁾

CVT 벨트-풀리 손실은 풀리 회전속도가 높을수록 커지지만 유압손실은 회전속도가 낮을수록 크게 된다. 따라서 CVT 전체효율은 저속에서는 유압손실의 영향이 크며 고속에서는 벨트-풀리 손실의 영향이 크게 나타난다.²⁾

CVT 벨트-풀리 손실은 토크 손실과 속도 손실로 나누어지는데, CVT의 속도손실이 결국 토크손실에 포함되어 동력손실로 나타난다고 보고 벨트 손실을 토크와 차속, 변속비의 함수로 모델링 할 수 있다.³⁾

본 연구에서는 실험을 통하여 CVT의 효율에 영향을 주는 인자를 고찰하고 정상상태 및 과도상태의 CVT 손실모델을 도출하였다.

*Corresponding author. E-mail: hskim@me.skku.ac.kr

2. CVT 벨트-폴리 정상상태 효율

Fig. 1은 본 연구에 사용된 CVT 효율시험장치의 개략도이다. CVT는 AC모터에 의하여 구동되며, 금속벨트에 의해 구동측에서 종동측으로 전달된 동력은 유압식 동력계에서 소모된다. 라인압력 및 변속비 제어는 라인압력제어밸브(line pressure control valve : LCV)와 변속비제어밸브(ratio control valve : RCV)에 의하여 수행되며, 이를 위한 공급압력은 별도의 유압공급시스템으로부터 공급된다. 구동 및 종동측에 각각 토크센서와 속도센서를 장착하여 토크 및 속도를 측정하고 CVT의 입·출력 동력을 계산하였다.

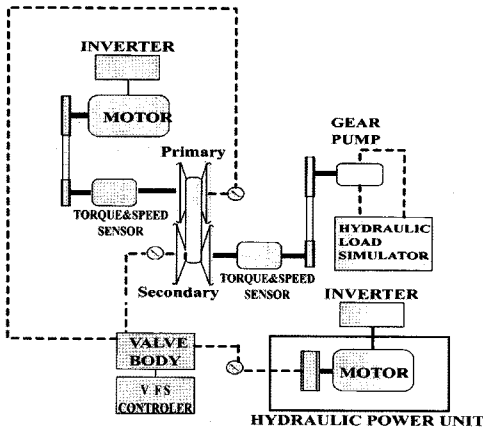


Fig. 1 Efficiency vs. input torque

CVT 시스템의 유압손실을 제외한 CVT 벨트-폴리 효율은 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$\eta = \frac{P_{out}}{P_{in}} \quad (1)$$

여기서 η 는 CVT 벨트-폴리 효율, P_{in} , P_{out} 은 각각 CVT 입·출력동력이다.

CVT의 벨트-폴리 효율은 입력토크, 변속비, 라인압력, 회전속도 등에 따라 달라진다. 본 연구에서는 실험을 통하여 효율에 영향을 미치는 인자를 선정하고 각 인자의 변화에 대한 CVT 정상상태의 효율을 측정하였다.

입력토크의 영향 : Fig. 2는 구동폴리 속도 $\omega_p = 1000 \text{ rpm}$, 라인압력 $P_s = 30 \text{ bar}$ 에서 입력토크

에 대한 효율의 실험 결과이다. 그림에서 볼 수 있듯이 입력토크가 증가할수록 효율이 증가하는 경향을 보인다. 또한, 변속비 $i = 1.0$ 에서 효율이 가장 높고 변속비가 오버 드라이브나 언더 드라이브로 가면서 효율이 낮아진다.

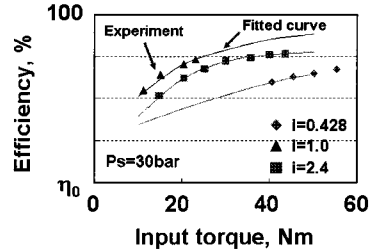


Fig. 2 Efficiency vs. input torque

라인압력의 영향 : Fig. 3은 $\omega_p = 1000 \text{ rpm}$, $i = 0.428$, $i = 1.0$, $i = 2.4$ 에서 라인압력에 대한 효율 변화를 나타낸다. $i = 0.428$ 에서는 라인압력의 변화에 따른 효율의 변화가 $i = 2.4$ 에서 보다 크고 입력토크가 클수록 라인압력에 따른 효율 변화가 작아진다.

변속비의 영향 : Fig. 4는 $\omega_p = 1000 \text{ rpm}$, $P_s = 20 \text{ bar}$ 에서 구동측 입력토크 $T_p = 20 \text{ Nm}$, 40 Nm 일 때 변속비에 따른 효율의 측정결과이다. 그림에서 볼 수 있듯이 변속비 $i = 1.0$ 에서 효율이 가장 높게 나타난다. 이 이유는 다음과 같이 동력 손실 모델³⁾로 설명할 수 있다.

$$P_{loss} = T_p \omega_p - T_s \omega_s \quad (2)$$

$$= \omega_p (T_{ti} - T_{sl}) \left(1 - \frac{1}{i}\right) \Delta R$$

여기서 T_{ti} 와 T_{sl} 은 밴드의 인장측과 이완측 장력, ΔR 은 밴드와 록킹엣지(rocking edge)사이의 거리이다. 식 (2)에서 볼 수 있듯이 동력손실이 0이 되기 위하여는 $T_{ti} = T_{sl}$ 이거나 $i = 1$ 이어야 한다. 또한, 블록압축력과 밴드장력 관계⁴⁾에 따라 $i < 1$ 인 경우 $T_{ti} - T_{sl} < 0$ 이 된다. 따라서 이론적으로는 변속비 $i = 1$ 에서 동력손실이 0이 된다. 그러나, 동력손실은 항상 존재하므로 실제로는 $i = 1$ 근처에서 가장 높은 효율이 나타난다.

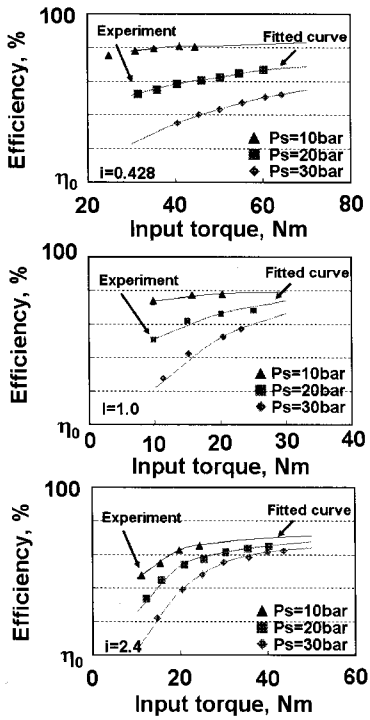


Fig. 3 Efficiency vs. line pressure

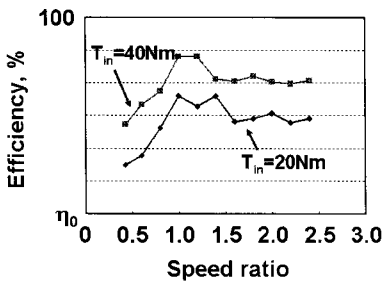


Fig. 4 Efficiency vs. speed ratio

구동축속도의 영향 : Fig. 5는 $P_s = 30\text{bar}$ 에서 구동축 속도에 따른 효율의 실험결과이다. 각 변속비에 대하여 구동축 속도가 증가할수록 효율이 감소하는 경향을 보인다. 이것은 회전부의 토크손실이 속도에 비례하여 증가하는 점성마찰 특성을 갖는다는 것을 의미한다.

이밖에 변속기 오일의 온도에 따른 점성마찰계수의 변화도 CVT 효율에 영향을 미치는 요소이나 본 연구에서는 오일의 온도에 따른 영향은 고려하지 않았다.

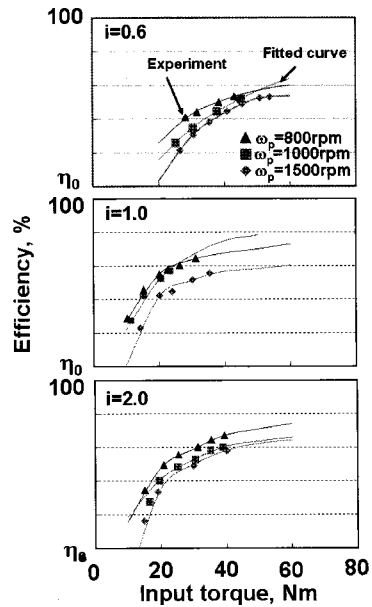


Fig. 5 Efficiency vs. primary speed

3. CVT 벨트-폴리 과도상태 손실

변속과도시의 CVT 손실모델을 구하기 위하여 무부하 상태에서 최저 변속비 $i = 2.457$ 에서 최고 변속비 $i = 0.428$ 로 상향 변속시킴에 구동축과 중동축의 동력 P_{in} 과 P_{out} 을 측정하였다. Fig. 6~7은 $\omega_p = 1000\text{rpm}$, 라인압력 $P_s = 10\text{bar}, 20\text{bar}, 30\text{bar}$ 에서 최저 변속비 $i = 2.457$ 에서 최고 변속비 $i = 0.428$ 로 상향 변속하였을 때, CVT 입력동력과 출력동력 및 토크, 속도의 시간에 대한 실험결과이다. 실험을 무부하로 수행하였기 때문에 P_{out} 은 중동축에 연결된 로드시 플레이트의 펌프와 베어링 손실에 의한 것이다.

P_{in} 은 구동 및 중동축의 정상상태 손실과 CVT 변속비 변화에 의한 관성 손실의 합으로 생각할 수 있다. 그림에서 볼 수 있듯이 변속과도상태에서 입력동력 P_{in} 은 변속비가 감소하면서 증가하다가 정상상태에 도달하였을 때 급격히 감소하고 정상상태 값을 유지한다.

출력동력 P_{out} 은 변속비 변화에 따라 점차 증가하고 정상상태에서 증가된 값을 유지한다. 이는 중동축의 토크손실 T_s 가 상향 변속에 따른 중동축 속도 ω_s 증가에 따라 증가하였기 때문이다. 한편 점선

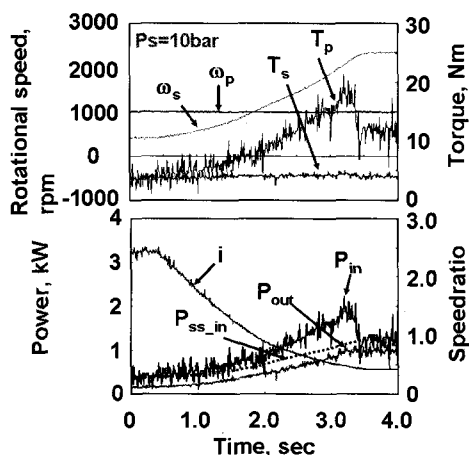


Fig. 6 Measured power during shifting

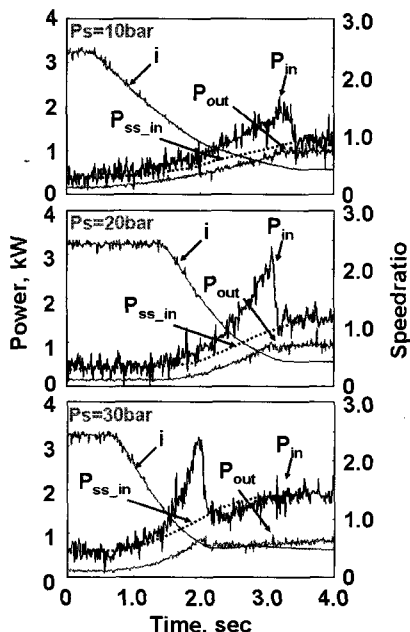


Fig. 7 Measured power during shifting

P_{ss_in} 은 정상상태의 입력동력으로 정상상태 변속비 $i = 2.4 \sim i = 0.428$ 에서 측정된 값이다. 여기서 주목할 것은 변속이 진행되는 과도 상태에서 P_{in} 이 정상상태 구동측 입력동력 P_{ss_in} 보다 크게 나타나는 것을 볼 수 있는데, P_{in} 과 P_{ss_in} 과의 차이는 구동 및 중동측 풀리의 회전관성에 의한 과도상태 손실에 의한 것이다. 또한, 라인압력이 증가할수록 변

속시간이 짧아진다. 이것은 이회라 등⁵⁾의 연구에서 보고된 바와 같이 변속 속도가 라인압력에 의존하기 때문이다.

P_{out} 은 실험결과에서 볼 수 있듯이 최저 변속비 $i = 2.457$ 에서 일정한 값을 보이며 변속비가 오버드라이브로 감소할수록 증가하여 정상상태에서 다시 일정한 값을 유지한다. 이것은 구동측 속도가 $\omega_p = 1000\text{rpm}$ 으로 일정하기 때문에 변속비가 감소하면 중동측 속도는 $1/i$ 만큼 증가하고 이에 따라 P_{out} 도 비례하여 증가하기 때문이다. 따라서 출력측의 손실은 속도에 비례하는 점성 마찰에 의한 손실과 속도와 관계없는 라인압력에 의한 손실로 구성된다고 생각할 수 있다.

4. CVT 벨트-풀리 손실 모델

CVT 벨트-풀리의 손실을 모델링하기 위하여 Fig. 8과 같은 본드그래프 모델을 제시하였다.

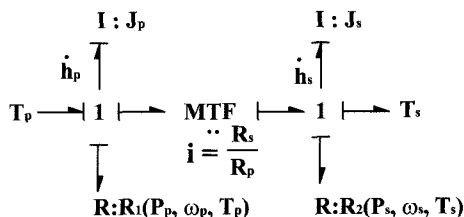


Fig. 8 CVT bond graph model

본드그래프 모델에서 CVT 입출력 토크 평형은 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_p = \dot{h}_p + R_1 + \frac{R_p}{R_s}(\dot{h}_s + R_2 + T_s) \quad (3)$$

여기서 T_p , T_s 는 구동 및 중동측 토크, R_p , R_s 는 구동 및 중동측 벨트 피치반경, h_p , h_s 는 구동 및 중동측 각운동량, J_p , J_s 는 구동 및 중동측 관성, R_1 , R_2 는 구동 및 중동측 토크손실을 나타낸다. 식 (3)에서 변속비 i 는 $i = R_s/R_p$ 로 정의되고 토크손실 R_1 , R_2 의 합을 R 이라 하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_p = \dot{h}_p + \frac{1}{i}\dot{h}_s + \frac{1}{i}T_s + R \quad (4)$$

$$R = \alpha(i)(R_1 + \frac{1}{i}R_2) \quad (5)$$

여기서 $\alpha(i)$ 는 변속비에 따른 토크 손실을 고려한 가중합수이다.

구동 및 종동풀리에서 토크손실이 발생하는 가장 대표적인 원인은 구동 및 종동측 드러스트 및 벨트 장력에 의존하는 쿨롱마찰력(coulomb friction force)과 회전속도에 의한 점성 마찰력이라고 할 수 있다. 구동 및 종동측 드러스트는 구동 및 종동측 압력과 입력토크에 의존하기 때문에 손실 R_1, R_2 를 각각 압력과 토크의 1차함수로 가정하고 점성 마찰에 의한 손실도 1차함수로 가정하면 구동 및 종동측의 정상상태 토크 손실 R_1, R_2 은 다음과 같이 모델링할 수 있다.

$$R_j = a_j \cdot (P_j + b_j \cdot \omega_j^2) + c_j \cdot \omega_j + d_j \cdot T_j \quad (6)$$

$j=1$: 구동측

$j=2$: 종동측

여기서 a_j, b_j, c_j, d_j 는 계수로서 실험을 통하여 결정되며, T_j 는 부하토크, $b_j \cdot \omega_j^2$ 는 원심력에 의한 토크손실이다. 본 연구에서는 저속영역에서 실험이 이루어져 원심력에 의한 영향은 무시하였다.

앞의 효율 실험결과에서도 볼 수 있듯이 압력, 회전속도, 입력토크의 각각의 인자 변화에 대하여 효율이 선형적인 변화를 보인 반면 변속비에 대하여는 변속비 $i=1.0$ 에서 가장 효율이 높고 $i=2.4$ 와 $i=0.428$ 에서 효율이 감소하는 2차함수 형태의 효율 변화를 나타내었다. 이는 식 (2)에서 설명하였듯이 CVT의 록킹엣지 영향과 풀리 변형에 의한 것이다. 본 연구에서는 이러한 변속비에 따른 손실변화를 나타내기 위하여 다음과 같은 가중치 함수 $\alpha(i)$ 를 이용하였다.

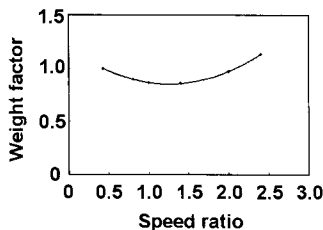


Fig. 9 Weight factor $\alpha(i)$

한편 식 (4)에서 과도상태 토크는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{h}_p + \frac{1}{i}\dot{h}_s &= J_p\dot{\omega}_p + \frac{1}{i}J_s\dot{\omega}_s \\ &= (J_p + \frac{1}{i^2}J_s)\dot{\omega}_p + \frac{1}{i}J_s(-\frac{di}{dt}\frac{\omega_s^2}{\omega_p}) \end{aligned} \quad (7)$$

식 (7)에서 변속과도 상태의 토크는 CVT의 회전관성과 구동 및 종동측 회전속도, 변속속도 di/dt 에 의존함을 알 수 있다. 따라서 구동측에서 본 토크손실 T_{loss} 는 정상상태 손실 R 과 회전관성에 의한 과도상태토크(식 (7))의 합으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_{loss} = R + (J_p + \frac{1}{i^2}J_s)\dot{\omega}_p + \frac{1}{i}J_s(-\frac{di}{dt}\frac{\omega_s^2}{\omega_p}) \quad (8)$$

5. CVT 벨트-풀리 손실모델의 실험적 검증

앞절에서 도출한 CVT 벨트-풀리 손실모델을 검증하기 위하여 손실모델을 이용한 시뮬레이션 결과와 실험결과를 비교하였다.

5.1 CVT 벨트-풀리 정상상태 손실모델 검증

Fig. 10은 CVT 벨트-풀리 정상상태 토크손실 실험결과와 손실모델을 이용한 시뮬레이션 결과를 비교한 것이다. 그림에서 볼 수 있듯이 실험결과와 시뮬레이션 결과가 입력 토크, 회전속도, 라인압력, 변속비 각 인자의 변화에 대하여 잘 일치한다.

그림에서 입력 토크 및 라인 압력이 증가함에 따라 토크손실이 증가하는 것을 볼 수 있는데, 이는 라인압력의 증가로 인하여 구동측 드러스트가 증가하고 드러스트의 증가로 인하여 쿨롱 마찰에 의한 손실 또한 증가하기 때문이다.

5.2 CVT 벨트-풀리 과도상태 손실모델 검증

Fig. 11 ~ Fig. 12는 도출된 CVT 손실모델을 이용한 시뮬레이션 결과와 실험결과를 비교한 것이다. Fig. 11은 무부하에서 $i=2.457$ 에서 $i=0.428$ 로 상향 변속시 입력동력의 변화를 나타낸 것이다. 그림에서 볼 수 있듯이 구동측 속도가 증가할수록 변속 시작 전·후의 정상상태 입력동력은 증가한다. Fig. 12는

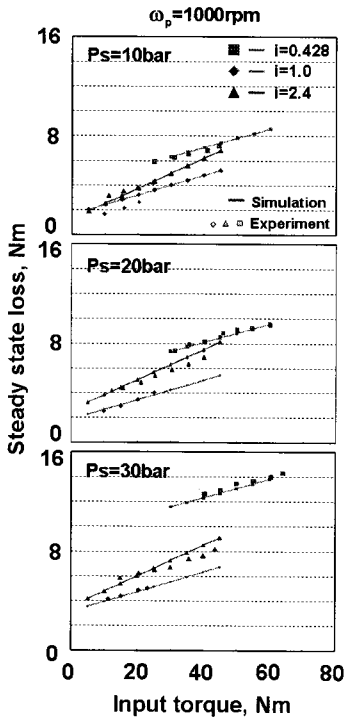


Fig. 10 Steady state loss

$\omega_p = 1000\text{rpm}$ 일때 라인압력 $P_s = 10\text{bar}, 20\text{bar}, 30\text{bar}$ 에서 상향 변속시 입력동력의 변화를 나타낸 것이다. 그림에서 볼 수 있듯이 구동축 속도는 일정하고 라인압력만 변화시켰음에도 불구하고 변속 전·후의 정상상태 입력동력이 차이를 보인다. 이는 구동축 입력동력 손실이 속도에 비례하는 점성 마찰에 의한 영향 뿐만 아니라 속도와 관계없는 라인압력의 영향도 존재한다는 것을 알 수 있다. 앞에서 고찰하였듯이 라인압력이 증가할수록 변속속도는 증가하고 이에 따라 변속 과도상태에서 입력동력은 증가한다.

Fig. 11과 Fig. 12에서 변속이 완료되어 정상상태가 될 때까지 동력이 진동하는 것을 볼 수 있는데, 이는 Fig. 13에서 확인 할 수 있듯이 구동축 압력 진동에 의한 현상이다. 구동축압력은 CVT 벨트-폴리동역학 및 유압제어밸브 동역학에 의하여 진동현상을 보인다. 구동축 압력의 증감에 따라 동력손실도 증감하고 구동축 압력이 정상상태 값을 유지하면서 동력손실도 정상상태가 되는 것을 볼 수 있다. 이는 식 (6)에서 나타났듯이 토크손실이 구동축 압력에

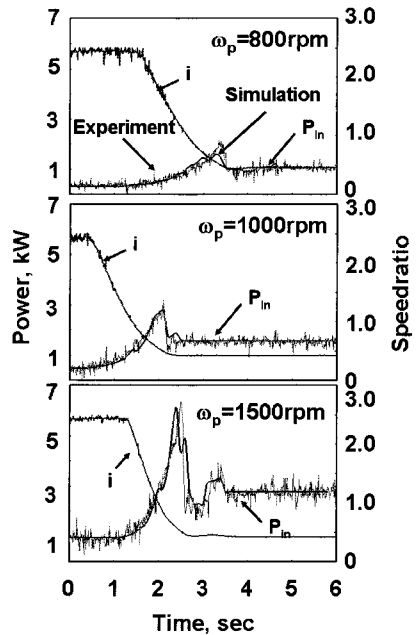


Fig. 11 Comparison of input power at $P_s=20\text{bar}$

의존하기 때문이다.

Fig. 10~Fig. 12에서 시뮬레이션 결과는 실험결과와 잘 일치한다.

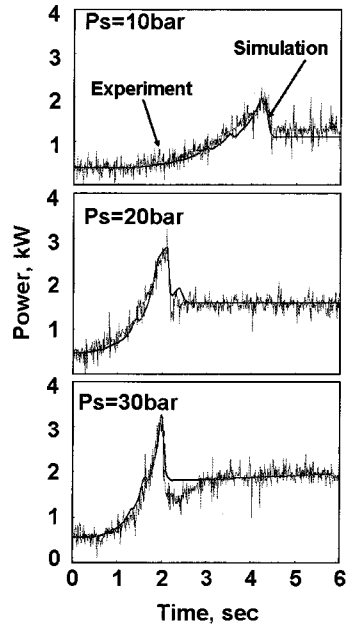


Fig. 12 Comparison of input power at $\omega_p=1000\text{rpm}$

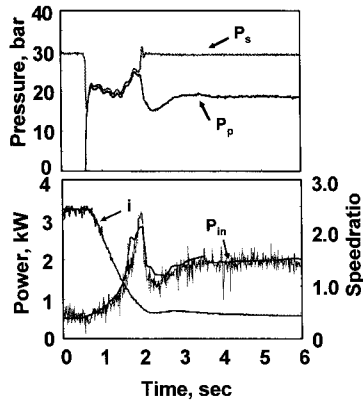


Fig. 13 Input power at $\omega_p=1000\text{rpm}$ and $P_s = 30\text{ bar}$

6. 결론

CVT 벨트-폴리의 손실모델을 도출하였다. 본드 그래프 모델을 이용하여 CVT 벨트-폴리 손실 모델을 구하고 속도손실을 포함한 CVT 손실을 토크손실에 의한 것으로 가정하여 CVT 벨트-폴리 손실 모델의 각 인자를 설정하였다. CVT 벨트-폴리 손실 모델은 정상상태 손실과 과도상태손실로 이루어진다. CVT의 정상상태 손실은 입력토크, 라인압력, 변속비, 구동축 회전속도에 의존하며, 입력토크가 클수록, 라인압력이 높을수록 그리고 회전속도가 클수록 CVT 손실은 커진다. 변속 과도상태에서의 벨트-폴리 손실은 변속속도, 회전속도, 라인압력에 따라 달라진다. CVT 벨트-폴리 손실모델은 실험결과와

비교한 결과 잘 일치하였으며 CVT 효율개선에 사용될 것으로 기대된다.

후 기

본 논문은 2005년도 두뇌한국21 사업의 지원으로 이루어진 것으로서, 이에 감사드립니다.

References

- 1) H. Sattler, "Efficiency of Metal Chain and V-Belt CVT," Proc. of the International Congress on Continuously Variable Power Transmission, pp.99-104, 1999.
- 2) T. Ide, "Effect of Power Losses of Metal V-Belt CVT Components on the Fuel Economy," Proc. of the International Congress on Continuously Variable Power Transmission, pp.93-98, 1999.
- 3) B. G. Vreomen, "Component Control for the Zero Inertia Powertrain," Ph. D. Dissertation, Eindhoven University, 2001.
- 4) H. Song, H. Lee, H. Kim, "CVT Power Transmitting Characteristics and Control Logics for Negative Torque," Transactions of KSAE, Vol.10, No.1, pp.225-264, 2002.
- 5) H. Lee, H. Kim, "Shift Speed Improvement of a Metal Belt CVT," KSME International Journal, Vol.15, No.12, pp.1623-1629, 2001.