

HSU의 유량손실을 고려한 정유압 기계식 변속기의 동력특성해석

성덕환* · 이근호** · 김형의** · 김현수†
(2001년 10월 8일 접수, 2002년 3월 28일 심사완료)

Analysis of Power Characteristics for a Hydromechanical Transmission Considering HSU Flow Loss

Dukhwan Sung, Geunho Lee, Hyounguei Kim and Hyunsoo Kim

Key Words: Network Analysis(네트워크 해석), HMT(정유압 기계식 변속기), HSU(정유압 변속기), Flow Loss(유량손실)

Abstract

An improved hydrostatic unit(HSU) model is proposed by considering the flow loss in order to analyze the power flow characteristics of a hydromechanical transmission(HMT) and a network analysis algorithm is presented to determine the torque and speed of each element of the HMT. To calculate the torque and flow loss of a pump and a motor in HSU, an effort and flow concept is introduced, which can be used to establish a torque and speed matrix in the network analysis. It is found from the network analysis that magnitude of the HSU stroke increases to maintain the same output speed in order to compensate the flow loss in the HSU and the efficiency of the HMT shows the lowest value in the 1st speed since the HSU has the largest flow loss in the 1st speed and the flow loss decreases as the speed ratio upshifts.

1. 서론

정유압 변속기(HSU : hydrostatic unit or HST : hydrostatic transmission)는 무단변속특성과 큰 동력을 전달할 수 있다는 장점이 있다. 그러나 HSU만을 사용하는 경우 동력손실이 크고 변속범위가 -1~+1로 제한된다는 단점이 있으며 따라서 HSU의 무단변속기능과 기계식 변속장치의 고효율특성을 조합한 정유압 기계식 변속기(HMT : hydromechanical transmission)가 관심을 끌게 되었다.

HMT는 동력을 HSU와 기계식 변속부로 나누어 전달하기 때문에 효율을 개선할 수 있으며 동시에 큰 동력전달이 가능하고 유성기어열과 클러치, 브레이크의 조합에 의해 HSU만을 사용하는 경우보다 넓은 변속범위를 구현할 수 있다. 이러한 특성으로 인하여 HMT는 고하중, 고출력이 요구되는 불도저, 장갑차와 같은 케도차량 및 건설장비, 농업용 트랙터 등 오프로드(off road) 차량에 주로 적용되어 왔다. 그러나 이러한 분야에서의 사용은 그 수요가 제한적이기 때문에 최근에는 일반 대형 상용차량, SUV(sports utility vehicle) 등에 적용하기 위한 연구가 진행되고 있다.^(1~3)

HMT에 대한 초기 연구는 비교적 간단한 구조의 HMT에 대하여 변속비 변화에 따라 유압부와 기계식 변속부로 전달되는 동력분포를 파악하기 위한 그래픽 해석법이 시도되었으나^(4,5) 이 방법

* 회원, 성균관대학교 대학원

** 회원, 한국기계연구원

† 책임저자, 회원, 성균관대학교 기계공학부

E-mail : hskim@me.skku.ac.kr

TEL : (031) 290-7438 FAX : (031) 290-5849

은 복잡한 구조의 HMT에는 적용하기가 곤란하다. Nomura⁽⁶⁾는 유성기어열의 구성방식을 보다 세분하여 1~2개의 유성기어열로 구성된 HMT의 각 구성방식에 대한 회전속도, 토크 관계식을 유도하고 동력특성해석을 수행하였다.

HMT의 동력전달 특성에 대한 조직적인 해석은 Hedman의 네트워크 해석이론^(7,8)에 의해 비로서 가능하게 되었다. Hedman은 기계적인 동력전달계를 축과 TM 요소(transmission element)로 정의하고 TM 요소의 토크와 각 축의 속도행렬을 구하는 네트워크 해석법을 제시하였다. 네트워크 해석법은 동력흐름의 방향을 구하여 3축 이상이 만나는 노드에서의 동력 전달방향을 정확히 해석할 수 있도록 확장되었으며⁽⁹⁾ 성덕환⁽¹⁰⁾ 등은 이를 HMT에 적용하여 HSU 손실의 해석결과와 실험결과 사이의 오차를 감소시키기 위하여 초기 해석조건에서 HSU 효율을 가정하는 새로운 알고리즘을 제안하고 보다 정확한 동력성능 및 효율성능 해석을 수행하였다.

HMT는 변속범위를 확장하기 위하여 일반 자동변속기에서와 같은 변속단을 가지고 있으며 변속은 별도의 클러치, 브레이크 조작에 의해 이루어진다. HMT는 이론적으로 각 클러치 양단의 속도차가 없을 때 변속되도록 구성되기 때문에 일반 자동변속기에서 나타나는 쇼크발생, 클러치 디스크 소손 등과 같은 문제가 없다. 그러나 HSU에서 발생하는 유량손실에 의해 속도손실이 발생하면 변속시 HSU 양단에 속도차가 존재하며 이러한 문제를 해결하기 위해서는 변속시 HSU 양단의 속도를 정확히 알아야 하지만 속도손실을 고려한 해석방법에 대해서는 보고된 것이 거의 없다.

HMT 해석에서 기존의 네트워크 해석방법은 HSU의 펌프, 모터를 하나의 요소로 취급하여 기계회전-유압-기계회전에 대한 변환과정을 고려하고 있지 않으며 누설에 의한 유량손실, 마찰에 의한 토크손실 등 HSU 손실을 모두 토크방정식에 반영하였다. 또한 유량손실에 의한 속도손실을 고려하지 않기 때문에 HSU의 속도변화는 스트로크에만 의존한다. 그러나 실제 HSU 시스템에서는 유량손실이 존재하며 정확한 변속제어를 위하여는 유량손실에 의한 속도손실을 고려하여야만 한다.

본 연구에서는 HSU의 속도손실을 고려한 네트

워크 해석법을 제시하고 이를 상용차용 HMT에 적용하여 각 변속단에 따른 속도 및 동력성능특성을 고찰하였다.

2. HSU의 네트워크 모델과 해석방법

기존 네트워크 해석법에서는 HSU의 속도효율을 항상 100%로 가정하고 HSU 손실을 모두 토크손실로 적용하였다. 그러나 HSU에서는 펌프와 모터에서 유량손실이 일어나며 이에 따라 속도손실이 발생하기 때문에 속도효율을 100%로 가정하는 경우 HSU 양단의 속도차를 정확하게 예측하기 어렵다. 따라서 속도손실을 고려한 HSU의 정확한 해석을 위하여는 유량손실이 고려되어야 한다. 본 연구에서는 HSU에서의 속도손실과 토크손실을 반영하기 위한 새로운 네트워크 모델링 방법과 해석방법을 제시하고자 한다.

Fig. 1은 기존 네트워크 해석법에서 사용한 HSU 네트워크 모델의 한 예이다. 기존 해석법에서는 HSU를 일반 기어와 동일하게 속도 및 토크 변환기능을 가진 TM 요소로 모델링한다. 토크 관계식은 동력방향에 따라 HSU 효율을 고려하여 다음과 같이 설정된다.

회전속도 관계식 :

$$i\omega_5 + \omega_6 = 0 \tag{1}$$

토크 관계식 : (효율고려시)

$$\eta T_5 - iT_6 = 0 \text{ (동력방향 } 5 \rightarrow 6) \tag{2}$$

$$T_5 - \eta iT_6 = 0 \text{ (동력방향 } 6 \rightarrow 5) \tag{3}$$

여기서 ω 는 회전속도, T 는 토크, η 는 효율, i 는 HSU 스트로크이다.

Fig. 2는 본 연구에서 제시한 HSU 네트워크 모델이다. Fig. 2에서 19, 20은 유압라인이며 P는 펌프, M은 모터를 나타낸다. 그러나 펌프와 모터는

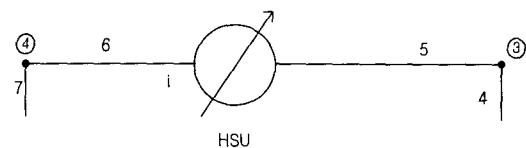


Fig. 1 Existing HSU model

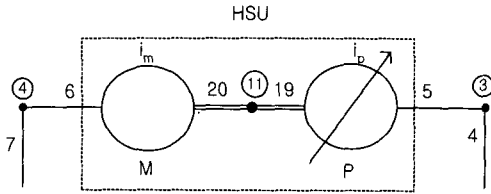


Fig. 2 New HSU model

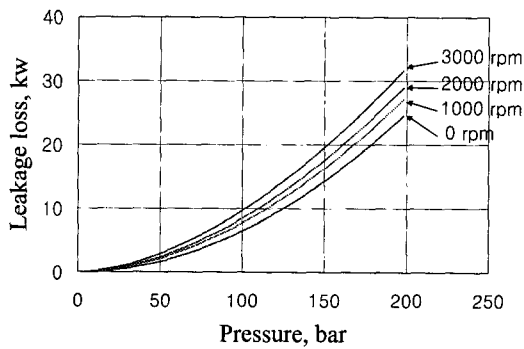


Fig. 3 HSU leakage loss

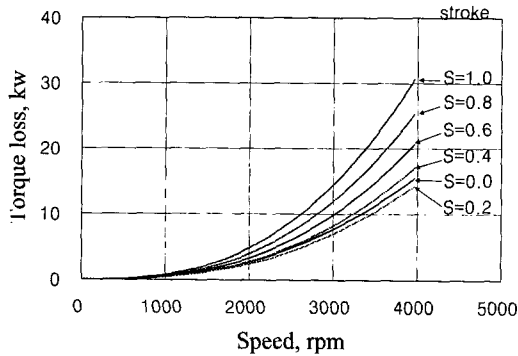


Fig. 4 HSU torque loss

동력전달방향에 따라 역할이 바뀔 수 있다. 새로운 해석법에서는 Fig. 2에서 볼 수 있듯이 HSU를 펌프, 모터, 유압라인으로 나누어 모델링 하였으며 이에 따라 회전기계요소 외에 유압요소가 추가되었다. 기존 네트워크 해석법은 회전기계요소에 대한 토크방정식, 속도방정식만으로 전체 관계식이 구성되기 때문에 유압요소에 대한 관계식을 구성하기 위해서는 새로운 네트워크 해석 방법이 필요하다.

본 연구에서는 유압요소에 대한 해석을 위하여 본드그래프(Bondgraph) 모델링 개념을 도입하고

유압요소에서 에포트(effort)로 압력, 플로우(flow)로 유량을 정의한다.⁽¹¹⁾ 본드그래프 개념을 이용하면 새로운 네트워크 해석법에서 플로우 및 에포트 관계식은 다음과 같다.

플로우 관계식

$$\text{펌프} : i_p f_5 + f_{19} = 0 \tag{4}$$

$$\text{유압라인} : f_{19} - f_{20} = \pm f_{loss} \tag{5}$$

$$\text{모터} : i_m f_{20} + f_6 = 0 \tag{6}$$

에포트 관계식

$$\text{펌프} : e_5 - i_p e_{19} = \pm e_{p_{loss}} \tag{7}$$

$$\text{유압라인} : e_{19} + e_{20} = 0 \tag{8}$$

$$\text{모터} : e_{20} - i_m e_6 = \pm e_{m_{loss}} \tag{9}$$

여기서 f 는 플로우, e 는 에포트, i 는 HSU 스트로크이며 하첨자에서 숫자는 축 또는 유압라인 번호, p 는 펌프, m 은 모터, $loss$ 는 손실이다.

위 식에서 볼 수 있듯이 HSU의 유량손실은 f_{loss} 로 토크손실은 에포트 손실 e_{loss} 로 나타내어진다. 식 (5), (7), (9)에서 플로우 손실과 에포트 손실은 동력방향에 따라 부호가 다르게 적용된다.

새로운 네트워크 해석법에서는 HSU의 펌프와 모터로 입력된 토크 중 토크손실을 제외한 값이 압력으로 환산된다. 압력은 유압라인으로 전달되며 유압라인에서의 압력손실은 없는 것으로 가정하였다. 펌프, 모터 및 유압라인의 유량손실은 유압라인의 유량손실로 고려된다. HSU 유량 및 토크손실은 다음과 같이 모델링된다.

Fig. 3과 Fig. 4는 HSU에서 누설에 의한 유량손실과 마찰에 의한 토크손실을 동력으로 환산하여 도시한 것이다. HSU의 유량손실은 작동압력의 함수이며 손실특성곡선을 수식으로 근사화하면 다음과 같다.

$$P_{l_{loss}} = C_1 P^{C_2} \text{ [kw]} \tag{10}$$

여기서 $P_{l_{loss}}$ 는 유량손실, P 는 압력, C_1, C_2 는 HSU 회전속도에 따른 계수이다.

HSU의 토크손실은 회전속도의 함수이며 손실 특성곡선을 근사화하면 다음과 같은 식으로 표시할 수 있다.

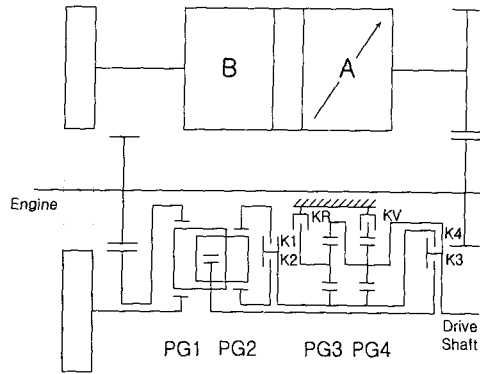


Fig. 5 HMT

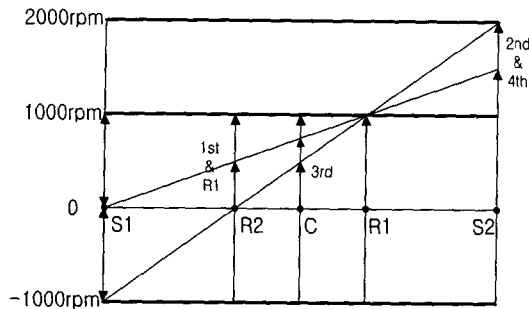


Fig. 6 Lever analogy for HMT

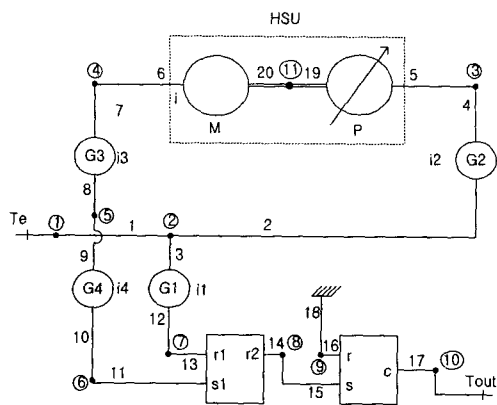


Fig. 7 New network model for 1st speed

$$P_{t\ loss} = C_3 \omega^{C_4} \text{ [kw]} \quad (11)$$

여기서 $P_{t\ loss}$ 는 토크손실, ω 는 회전속도, C_3, C_4 는 HSU 스트로크에 따른 계수이다. 본 연구에서 토크손실 모델은 속도와 스트로크의 함수로 근사화 되었다.⁽¹²⁾ 동력이 모터에서 펌프로 전달되는 경우에도 동일한 손실을 적용한다.

3. 네트워크 모델

Fig. 5는 본 연구대상 HMT를 도시한 것이다. Fig. 5의 HMT는 유성기어(PG : planetary gear) 4 세트, 클러치 4개(K1~K4), 브레이크 2개(KR,KV), HSU 1개로 구성되어 있으며 전진 4단, 후진 2단 구동이 가능하다. 여기서 A, B는 펌프, 모터를 나타낸다. Fig. 5의 HMT에는 리버스 스텝 피니언 유성기어(RSPPG : reverse stepped pinion planetary gear)가 사용되었다.

Fig. 6은 레버 해석법(lever analogy)을 이용한 HMT의 속도해석 결과를 도시한 것이다. RSPPG 레버상에서 HSU 출력은 선기어 1(S1)으로 전달되며 엔진출력은 링기어 1(R1)으로 전달된다. 모든 변속단에서 S1과 R1의 입력은 고정이며 전진 1속과 후진 1속시에는 링기어 2(R2)를 통하여 출력되고 전진 2속과 4속시에는 선기어 2(S2), 3속시에는 캐리어(C)를 통하여 출력되는 구조이다.

Fig. 7은 전진 1속시 연구대상 HMT의 네트워크 모델을 도시한 것이다. 플로우 노드는 ①~⑩, 에포트 노드에서 축은 1~18까지 설정되었으며 19, 20은 유압라인이다. HSU는 본 연구에서 제시한 HSU 모델링 방법(Fig. 2)에 따라 펌프, 모터, 유압라인으로 모델링하였다. HSU의 펌프는 가변형, 모터는 고정형을 사용하였다. Fig. 7에서 G1~G4는 기어, $i_1 \sim i_4$ 는 기어 G1~G4의 기어비를 나타낸다. i 는 HSU 스트로크로서 -1~+1 범위의 값을 갖는다. ω_e 는 엔진속도, T_e 는 엔진토크로서 경계값으로 주어지며 ω_{out} 은 출력속도, T_{out} 은 출력토크이다.

기어와 HSU를 거쳐 RSPPG로 전달된 동력은 PG2의 R2와 PG4의 C를 통해 출력 축으로 전달된다.

플로우 방정식 : 노드 j에서의 플로우는 다른 노드들과의 플로우 관계로부터 결정된다.

$$\mathbf{M}_f \cdot \mathbf{f} = \boldsymbol{\beta}_f \quad (12)$$

여기서 \mathbf{M}_f 는 회전속도 및 유량방정식의 계수로 구성되는 플로우 요소 정방행렬이다. \mathbf{f} 는 회전속도 $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$ 과 유량 Q_1, Q_2, \dots, Q_m 을 구성요소로 갖는 플로우 벡터이며 $\boldsymbol{\beta}_f$ 는 주어진 입력(또는 출력) 회전속도, 유량으로 구성된 플로우 요소의 경계값 벡터이다. 여기서 n은 속도 노드

의 수, m 은 유량 노드의 수이다.

에포트 방정식 : 에포트 노드 k 가 플로우 노드 j 에서 연결될 때 다음 에포트 방정식이 j 번째 축 (또는 유압라인)의 에포트 평형으로부터 얻어진다.

$$\sum_{i=1}^{i+j} e_i = 0 \quad j=1, 2, \dots, N_n \quad (13)$$

여기서 i 는 j 번째 플로우 노드에서 에포트 노드 번호이다. TM 요소들에 대하여 토크 관계식은 다음 행렬식으로 표시된다.

$$M_e \cdot e = \beta_e \quad (14)$$

여기서 M_e 는 각 에포트 방정식들의 계수들로 구성된 정방행렬이다. e 는 토크 T_1, T_2, \dots, T_n 과 유

압 P_1, P_2, \dots, P_m 을 구성요소로 갖는 벡터이고 β_e 는 경계값을 구성요소로 갖는 벡터이다.

Fig. 7의 HMT에서 사용된 TM 요소로는 HSU 외에 기어, 클러치, 브레이크 등이 있으며 HMT 동력특성해석에는 이들 TM 요소의 동력전달 손실을 고려하여야 한다. 본 연구에서는 각 TM 요소의 전달효율을 기어 99%, 유성기어 98.5%로 가정하였다.

4. 네트워크 해석 알고리즘

네트워크 해석은 모든 TM요소의 효율을 100%로 가정한 1차 해석과 손실을 고려한 2차 해석으로 수행된다. 2차 해석시 TM 요소의 손실은 동력전달방향에 따라 결정되며 동력전달방향은 1차 해석결과로부터 알 수 있다. 2차 해석시 HSU 손실은 1차 해석으로부터 구한 HSU 입출력 축의 토크, 속도, 스트로크 조건을 이용하여 HSU 실험 손실로부터 구할 수 있다.

Fig. 8은 해석과정을 순서도로 도시한 것이다. 해석은 다음과 같은 순서로 수행된다.

- 1) 동력흐름의 방향과 초기 HSU 손실을 알기 위한 1차 네트워크 해석을 수행한다.
- 2) 1차 해석 결과로부터 동력흐름 방향과 HSU 손실을 구하고 TM 요소의 각 손실을 고려한 2차 네트워크 해석을 수행한다.
- 3) 2차 해석에 의한 출력축 동력과 이전 단계에서의 출력동력을 비교하여 출력동력의 변화가 ϵ 보다 작으면 해석을 종료한다.
- 4) 출력동력의 변화가 ϵ 이상이면 2차 해석결과로부터 다음 스텝에서 사용할 손실을 계산하고 2차 해석을 반복한다.
- 5) 스트로크를 증가시켜 HSU 전체 범위에서의 해석을 수행한다.

Fig. 8의 순서도에서 1차 해석은 HSU 효율을 100%로 가정하여 수행하며 1차 해석에서 구한 펌프 및 모터의 회전속도, 토크를 식 (10), (11)에 적용하여 HSU 손실을 구한다. 그러나 이 손실을 적용하여 2차 해석을 수행하면 HSU 양단의 조건이 대입한 손실의 조건과 다르게 된다. 이것은 2차 해석에 사용할 손실이 효율 100%로 설정된 1차 해석 결과를 이용하여 구했기 때문이며 이와 같은 오차를 줄이기 위하여 2차 해석결과로부터 새로운 HSU 손실을 구하고 이 손실을 다시 2차

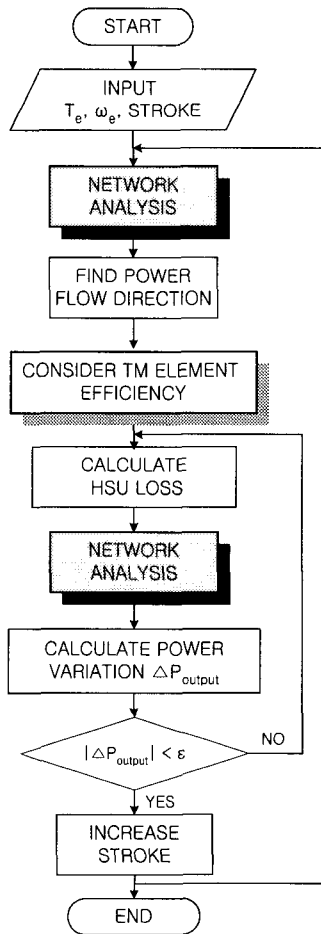


Fig. 8 Flow chart

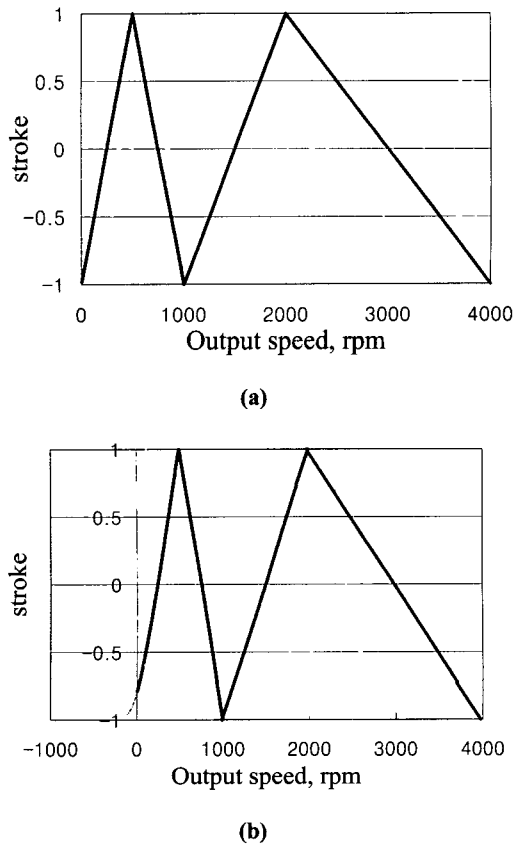


Fig. 9 HSU stroke using (a) existing HSU model and (b) new HSU model

해석에 대입하여 반복 수행한다. 이와 같은 과정을 반복하면 HSU 손실오차가 줄어들게 되며 반복 전후의 2차 해석결과를 비교하여 출력동력 변화가 ε 보다 작으면 해석을 종료한다.

5. 네트워크 해석 결과

네트워크 해석은 엔진출력 2000rpm, 400Nm, 입력동력 83.7kw에서 수행하였다.

5.1 HSU 스트로크와 출력속도

Fig. 9는 기존 해석법에 의한 스트로크와 속도 결과를 HSU 손실을 고려한 시뮬레이션 결과와 비교 도시한 것이다. 기존 해석법에서는 HSU 스트로크 $i=-1$ 에서 출력속도가 0부터 증가하지만 HSU의 손실을 고려한 결과에서는 HSU의 스트

로크가 $i=-0.79$ 일 때에 출력속도가 0의 값을 보인다. 이것은 HSU에서의 속도손실 때문에 나타난 것으로 스트로크 $i=-0.79$ 이전에는 속도손실에 의해 HMT가 출발하지 못함을 보여준다. 2속 이후에도 이러한 현상이 나타나기 때문에 동일 출력속도를 얻기 위해서는 속도손실을 고려하지 않은 경우에 비하여 스트로크 변화가 조금 더 필요하다. 3, 4속으로 갈수록 유량손실이 감소하기 때문에 스트로크 차이는 줄어든다. 1속에서 출발후 출력속도가 증가함에 따라 HSU 스트로크는 -0.79에서 +1로 변화하며 스트로크가 +1까지 변화되면 2속으로 변속된다. 이와 같이 HMT는 HSU 스트로크가 -1~+1 사이의 변속을 반복하고 변속단이 변함에 따라 전체 속도가 증가하는 구조이다.

Fig. 9의 스트로크와 출력속도 관계로부터 정지시 1속 상태에서 HSU 스트로크를 -0.79 이하로 유지하면 특별한 동력차단요소가 없어도 정지상태를 유지할 수 있음을 알 수 있다. 그러나 급정지 시와 같이 차량의 속도가 빠르게 변하는 경우 출력속도에 맞게 HSU 스트로크와 변속단을 제어하지 못하면 엔진이 꺼지는 경우가 발생할 수 있다. 그리고 발진 시에도 HSU 스트로크 변화에 따라 출력속도가 변화되므로 스트로크를 적절히 제어하지 못하면 엔진의 작동상태와 가속상태를 최적으로 유지할 수 없다. 그러므로 HMT의 출력속도와 스트로크 관계를 정확히 알아야하며 이를 실차에 적용하기 위하여 HSU 스트로크 제어특성에 대한 연구가 필요하다.

5.2 동일 출력속도에서의 동력특성

Fig. 10은 1속에서 출력속도 425rpm일 때 HMT의 동력특성을 비교 도시한 것이다. 동일한 출력속도에 대하여 HSU 손실을 고려한 모델의 스트로크는 $i=+0.74$ 로 손실을 고려하지 않은 경우의 스트로크 $i=+0.70$ 보다 크다. 이것은 HSU의 유량손실에 의한 속도손실 때문이다. 따라서 동일한 출력속도를 유지하기 위해서는 유량 손실분 만큼 스트로크를 더 이동시켜야한다. 또한 새로운 HSU 모델에서는 펌프 및 모터의 토크손실과 유압계의 유량손실이 구분되어 표시됨을 볼 수 있다(Fig. 10(b)).

Fig. 10에서 각 축에 표시된 수치는 동력(kw)이며 괄호 안의 값은 입력동력에 대한 퍼센트 비율을 나타낸 것이다. Fig. 10(b)에서 엔진출력 동력

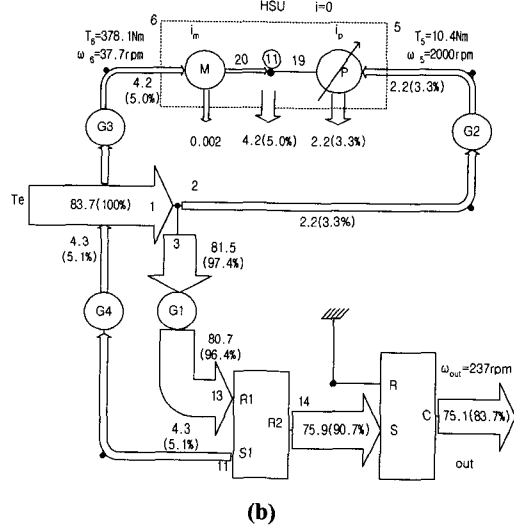
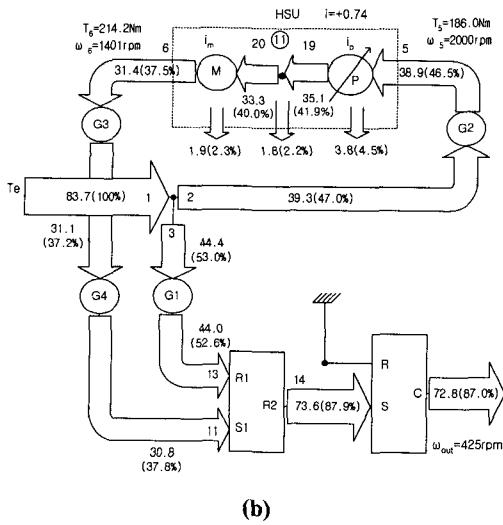
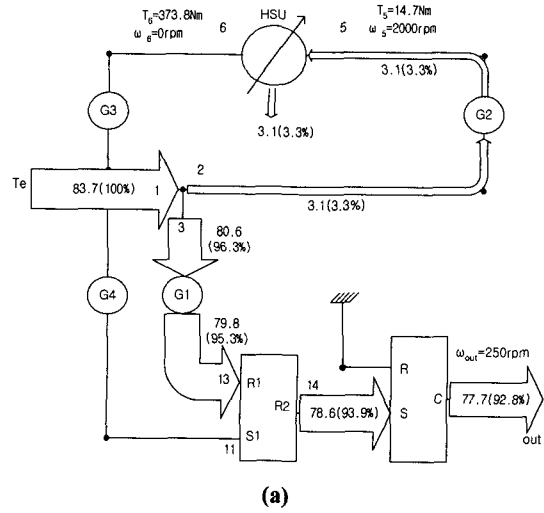
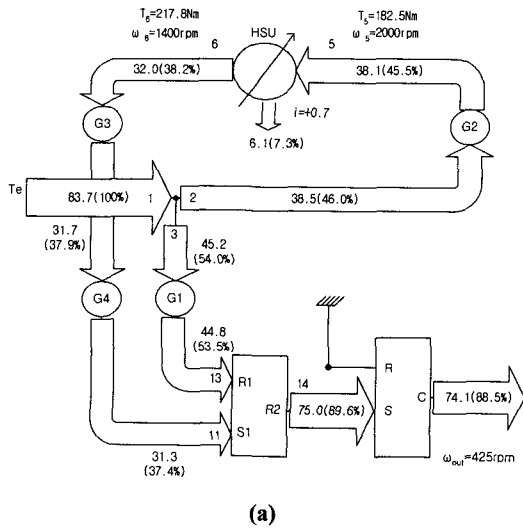


Fig. 10 Network analysis result for 1st range with output speed 425rpm using (a) existing HSU model ($i=+0.70$) and (b) new HSU model ($i=+0.74$)

Fig. 11 Network analysis result for 1st range with stroke $i=0$ using (a) existing HSU model and (b) new HSU model

은 HMT의 입력동력이 되며 축 1, 2, 3이 만나는 속도노드 ②(Fig. 7)에서 HSU부와 기계부로 나누어 전달된다. HSU부로 전달된 동력은 HSU에서 속도 및 토크 손실을 합해 입력동력 대비 약 9%의 손실이 발생한다. 기계부로 전달된 동력과 HSU로 전달된 동력은 유성기어에서 합쳐지며 최종 출력동력은 입력동력 대비 87%이다. 이것은 HSU 유량손실을 고려하지 않은 경우의 출력동력

74.1kw(Fig. 10(a))보다 낮은 값이며 유량손실 적용에 따라 HSU 손실이 1.7% 커졌기 때문이다.

Fig. 11은 1속에서 스트로크 $i=0$ 일 때의 동력 특성을 비교 도시한 것이다. Fig. 11(a)는 기존 HSU 모델의 결과로 입력된 동력의 대부분이 축 3을 통해 유성기어로 전달되고 있으며 일부 동력만이 HSU로 전달된다. HSU 유량손실을 고려하지 않은 경우 HSU로 전달된 동력은 모두 HSU 손실로 소모된다. HSU 모터는 정지상태이기 때

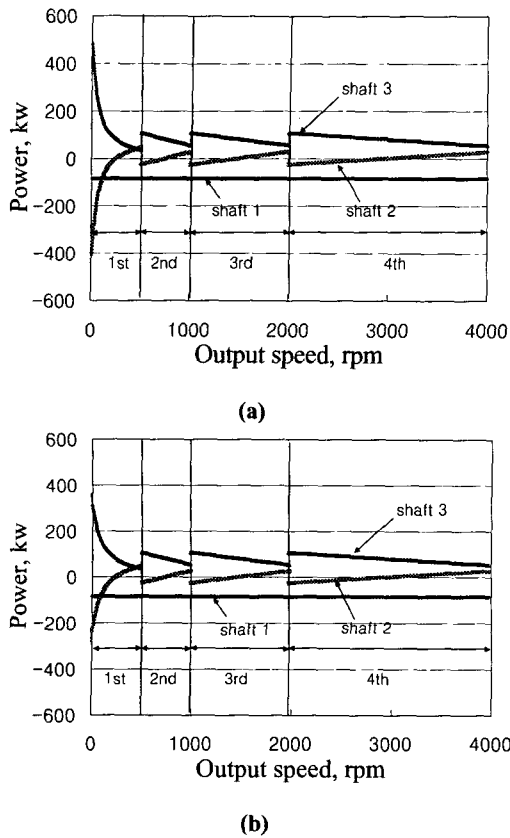


Fig. 12 Network analysis result for power using (a) existing HSU model and (b) new HSU model

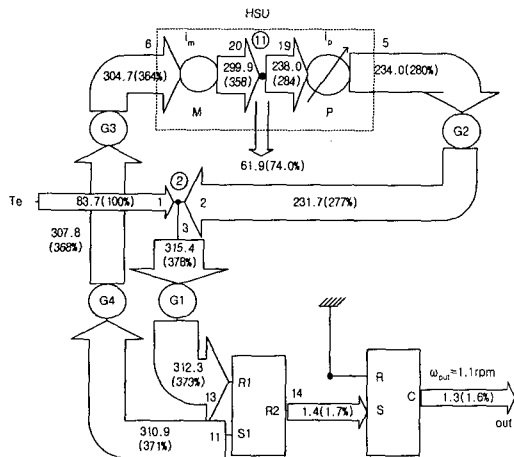


Fig. 13 Network analysis result for 1st range with stroke $i=-0.79$ using new HSU model

문에 전달되는 동력이 없다. HSU 유량손실을 고려한 경우(Fig. 11(b)) HSU로 전달되는 동력은 모두 펌프의 토크손실과 유량손실로 작용한다. 또한 일부 동력이 유성기어에서 HSU 모터로 전달되고 있으며 이 동력의 일부는 모터를 구동하고 나머지는 유량손실로 나타나고 있다.

HSU 유량손실을 고려한 모델(Fig. 11(a))에서 HMT의 전체 효율은 83.7%이며 기존 HSU 모델(Fig. 11(b))을 사용한 HMT의 전체 효율 92.8%보다 낮은 값을 보인다. 이것은 동일 스트로크에서 유량손실을 고려한 모델의 바퀴쪽 출력속도가 작기 때문이며 출력속도 차이만큼 효율이 낮게 나타난다. Fig. 9에서 스트로크가 0일 때 출력속도가 다른 것을 확인할 수 있다.

네트워크 해석에 의한 2, 3, 4속의 HMT 동력 성능특성은 1속과 유사한 방법으로 구할 수 있다.

5.3 변속단에 따른 기계요소의 동력해석

Fig. 12는 축 1, 2, 3에서 동력 변화를 각 변속단에 대하여 도시한 것이다. 여기서 동력이 (-)인 경우는 동력흐름 방향이 반대임을 의미한다. 기존 HSU 모델에 의한 결과(Fig. 12(a))에서 축 2, 3의 동력은 출발시 가장 큰 값을 보이며 출력속도가 증가함에 따라 작아지는 경향을 보이고 있다. 출력속도가 증가하여 1속에서 2속으로 변속되는 순간 다시 동력은 증가하였다가 감소하며 이러한 현상은 3, 4속에서도 유사하게 나타난다. 변속시 축 2, 3의 동력이 갑자기 변화하는 것은 변속전후 토크가 크게 변하기 때문이며 이것은 유성기어에서의 토크비 변화에 따른 것이다. 또한 축 1과 축 3은 동력의 부호가 일정하지만 HSU로 연결되는 축 2는 동력의 부호가 각 변속단마다 한 번씩 바뀌는 것을 알 수 있다. 이것은 HSU를 통과하는 동력의 방향이 바뀌는 것을 의미한다. 축 2의 동력이 (-)인 경우 HSU를 통해서 순환동력이 발생하게 된다.

HSU 유량손실을 고려한 모델의 해석결과(Fig. 12(b))는 기존 HSU 모델을 사용한 결과(Fig. 12(a))와 유사한 경향을 보인다. 출발시 축 2, 3의 동력은 유량손실을 무시한 경우보다 훨씬 작은 값을 보인다.

Fig. 13은 1속에서 출발시($i=-0.79$) 동력전달특성을 도시한 것이다. 이 때 축 2의 동력부호는 (-)

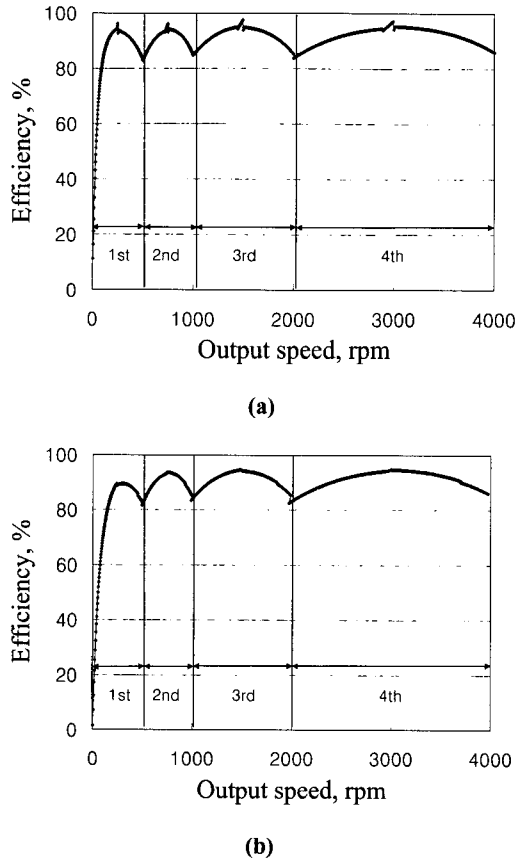


Fig. 14 Network analysis result for efficiency using (a) existing HSU model and (b) new HSU model

이며(Fig. 12(b)) 유압계를 통한 동력순환이 발생한다. 동력순환이 발생하면 유성기어에서 입력된 동력의 일부가 축 11을 통해 순환되어 유압계로 전달되고 다시 축 2를 통해 노드 ②에서 입력동력과 합해진다. 노드 ②에서 합해진 동력은 축 3으로 전달되며 축 1의 입력동력과 축 2의 순환동력이 합이 전달되기 때문에 입력동력보다 큰 동력이 전달된다.

5.4 HMT 효율

Fig. 14는 출력속도에 대한 HMT 효율을 도시한 것이다. 효율은 각 변속단마다 출력속도 변화에 따라 포물선 형태로 변화하며 효율이 가장 좋은 곳은 포물선 정점으로 이 때 HSU 스트로크는 0이다. 스트로크 0에서 효율이 가장 좋은 이

유는 손실이 큰 유압계로의 동력전달이 없고 모든 동력이 기계식 변속부만으로 전달되기 때문이다. 기존 HSU 모델(a)의 효율은 스트로크 0 근처에서 급속히 증가하는 현상을 보이나 HSU 유량손실을 고려한 모델(b)에서는 이와 같은 현상이 많이 감소한다. 이것은 스트로크 $i=0$ 에서 네트워크 해석시 singlar포인트(singular point)가 발생하기 때문에 이론적으로 해석이 불가능하지만 HSU 손실이 반영되면 보다 실제적인 계산이 가능하기 때문이다. 보다 정확한 해석을 위하여는 HSU 손실모델에 대한 실험 데이터가 필요하다

HSU 유량손실을 고려한 HMT의 효율(Fig. 14(b))은 기존 HSU 모델의 효율(Fig. 14(a)) 보다 모든 변속단에서 조금씩 낮으며 1속에서 그 차이가 가장 크다. 이것은 출발시 속도손실이 가장 많이 발생하기 때문이다(Fig. 9, 11).

6. 결론

정유압 변속기(HSU)와 기계식 변속장치로 구성된 정유압기계식 변속기(HMT) 해석에서 HSU의 유량손실을 고려할 수 있는 새로운 모델을 제시하고 이를 포함한 HMT의 손실과 동력특성을 해석할 수 있는 네트워크 해석방법을 제시하였다.

HMT의 네트워크 해석을 위한 토크 및 속도 방정식의 적용을 위하여 HSU의 펌프와 모터의 토크손실 및 유량손실을 고려할 수 있는 에포트와 플로우 개념을 이용한 토크 및 유량관계식을 설정하고, HSU와 HMT 전체의 손실을 계산할 수 있는 네트워크 해석 알고리즘을 제안하였다.

네트워크 해석결과 HSU 유량손실에 의하여 일정 출력속도를 유지하기 위한 스트로크의 값이 증가하며, 이 스트로크 차이는 유량손실이 가장 큰 1속에서 가장 크고 이에 따라 HMT의 전체 효율도 1속에서 가장 낮게 나타남을 알 수 있다.

참고문헌

- (1) Aitzetmüller, H., 2000, "Steyr S-matic - The Future CVT System," FISITA, Seoul.
- (2) Kelly, W. R., 1999, "A CVT for V8 Engine Application in Passenger Car and Light Trucks," *Int. Congress on Continuously Variable Power Transmission CVT'99*, pp. 125~135.

- (3) Kinokami, K. and Miki, K., 1999, "A Development of HMT for Trucks and Buses," *Int. Congress on Continuously Variable Power Transmission CVT'99*, pp. 125~135.
- (4) Kress, J. H., 1968, "Hydrostatic Power-Splitting Transmissions for Wheeled Vehicles - Classification and Theory of Operation," SAE 680549.
- (5) Pichard, J. and Besson, B., 1981, "Hydrostatic Power Splitting Transmission Design and Application Examples," *Transactions of ASME*, Vol. 103, pp. 168~173.
- (6) Nomura, K., 1976, "Study on the Characteristics of Hydromechanical Transmission," *三菱重工技報* Vol. 13, No. 3, pp. 456~463.
- (7) Hedman, A., 1985, "A Method to Analyse Mechanical Transmission Systems," Report no. 1985-11-08, Division of Machine Elements, Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden, pp. 9~13.
- (8) Hedman, A., 1988, "Computer-aided Analysis of General Mechanical Transmission Systems - Some Examples," Ph. D Thesis, Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden, pp. E1~E16.
- (9) 김 원, 정순배, 김현수, 1996, "확장된 네트워크법을 이용한 정유압기계식 변속기의 동력전달특성 해석," *대한기계학회논문집*, 제20권, 제5호, pp. 1426~1435.
- (10) 성덕환, 김형의, 이근호, 김현수, 2001, "정유압 기계식 변속장치의 동력전달특성," *대한기계학회논문집 A권*, 제25권 제11호, pp. 1854~1862.
- (11) Karnopp, D. C., Margolis, D. L. and Rosenberg, R. C., 2000, "System Dynamics," Third Edition, John Wiley & Sons, Inc.
- (12) 서울대학교 정밀기계설계공동연구소, 1995, "무단변속조향시스템의 특성분석 및 제어에 관한 연구," *국방과학연구소 연구과제 보고서*, pp. 260~294.