

(논문) SAE NO. 97370024

## 정유압 기계식 변속기의 조향시 동력 순환 특성

### Power Circulation Characteristics of Hydro-Mechanical Transmission System in Steering

김진석\*, 김원\*, 정용호\*\*, 정순배\*\*\*, 김현수\*\*\*\*  
J. S. Kim, W. Kim, Y. H. Jung, S. B. Jung, H. S. Kim

#### ABSTRACT

Power flow characteristics of a hydro-mechanical transmission system(HMT) are investigated for tracked vehicle in steering. A HMT consisting of two hydrostatic pump-motors(HST), several planetary gear trains and steer differential gear is considered. In order to obtain the direction and magnitude of the power flow of the HMT, network theory for the general power transmission is used. Network model for the HMT in steering is developed, which consists of shafts, nodes and transmission elements such as clutch, gear, etc. Power flow analysis procedure consists of two stages : (1) traction force analysis in steering, (2) power flow analysis in HMT. Torque and speed of every transmission element of the HMT is determined from the network analysis. Also, efficiency, mechanical and hydraulic power loss including HST, are obtained. In addition, the regenerative power flow resulting from steering can be studied in graphic display. The power flow analysis program(PCSTEER) developed in this work can be used as a useful design tool for the tracked vehicle with HMT.

주요기술용어 : HMT(Hydro-Mechanical Transmission, 정유압 기계식 변속기), Power Circulation (동력 순환), Regenerative Power(재생 동력), Steering(조향)

#### 1. 서론

기계유압식 변속장치(HMT : Hydro-Mechan-

ical Transmission)는 정유압 펌프·모터(HST : Hydro-Static Transmission)의 무단변속기능과 유성치차 등으로 구성된 기계계의 고효율을 취합한 변속조향장치로서 전달동력의 일부를 유압으로 변화시키고 나머지는 효율이 높은 기계동력으로 전달하는 방식으로 변속과 조향이 가능하며 무단 변속의 장점이 있어 궤도차량 변속조향

\* 성균관대 대학원

\*\* 현대자동차

\*\*\* 정회원, 국방과학연구소

\*\*\*\* 정회원, 성균관대 기계공학과

장치로서 사용범위가 점차 증가하고 있다. 특히 조향시 클러치의 복잡한 조작이 필요없고, 운전이 용이하며 효율이 높다는 장점이 있기 때문에 앞으로 궤도차량 변속조향장치의 주류를 이룰 것으로 생각된다.<sup>1), 2)</sup>

HMT와 같은 궤도차량 변속장치에서는 조향시, 회전 내측궤도가 지면으로부터 동력을 받고 이 동력이 변속장치를 경유하며 회전 외측궤도로 전달되는 재생동력 순환현상이 일어나며 이 경우 입력동력보다 큰 동력이 기계요소를 순환하는 일이 발생한다. 또한 HMT는 HST의 스트로크(stroke)에 따라 동력 흐름(power flow)의 방향과 크기가 바뀌며 이에 대하여 동력전달계의 각 요소 즉, 기어, 축, HST에 작용하는 토크의 크기가 변화한다. 이러한 재생동력과 순환동력은 HMT의 효율은 물론 동력전달 각 요소의 기계적 강도설계에 영향을 미치기 때문에 조향시 동력흐름에 대한 정확한 해석기술 확립은 시스템 성능향상의 핵심이다.

조향시, 변속기 내부의 동력전달을 해석하기 위하여는 조향시 궤도차량의 견인력 해석이 필수적이다. Kitano<sup>3)</sup> 등은 궤도차량의 조향성능을 설명하기 위하여 궤도와 지면과의 미끄러짐, 원심력을 고려하여 정상조향상태의 운동방정식을 유도하고 내측궤도의 속도와 조향비에 대하여 내·외측 궤도의 미끄럼 속도, 조향반경, 견인력 등을 고찰하였다. Kar<sup>4)</sup>는 내측 및 외측궤도의 측면마찰계수가 회전반경의 함수로 표시되는 실험적인 마찰계수를 도입하여 견인력 식을 제시하였으나 반경 및 접선방향 마찰계수를 실험적으로 구해야 한다는 단점이 있다.

M. Dragojević<sup>5)</sup>은 궤도차량 변속장치를 기어 비만으로 표시되는 간단한 모델로 제시하고 시스템의 설계 파라미터에 대한 동력 순환에 관하여 연구하였다. 高橋克彦<sup>6), 7)</sup>은 HMT의 직진시와 조향시 동력전달 양상을 각 변속범위에 대하여 제시하였고 각 부분의 회전수를 수식으로 표현하였으나 토크와 순환동력에 대하여는 정성적인 결과만 보고하였다. 국내에서는 강서익<sup>1)</sup> 등이 HMT를 비교적 단순하게 모델링하여 동력전달 양상을 제시하고 구동성능 시뮬레이션 결과를 실측결과

와 비교하였다.

그러나 궤도차량 HMT의 조향시 동력전달특성 등 상세한 연구결과는 군사관련 사항으로 발표된 것이 제한되어 있다.

본 연구에서는 HMT 궤도차량 변속기의 조향시 동력전달에 관하여 연구하였다. 조향시 궤도차량 HMT의 네트워크 모델을 수립하고, 견인력 해석과 HMT 네트워크 해석을 조합하여 조향시 HMT 각 요소의 동력전달특성을 해석할 수 있는 프로그램을 개발하였다. 개발된 프로그램을 이용하여 조향시 동력흐름 특성과 주요 동력전달요소에 작용하는 동력(토크)의 크기를 고찰하고 HMT의 설계와 성능향상의 기초자료를 얻고자 하였다.

## 2. 네트워크 해석 이론

김 원, 김현수<sup>8)</sup>는 HMT의 동력전달해석을 위하여 Hedman의 네트워크 해석이론<sup>9)</sup>을 확장하여 HMT와 같이 4개의 분기점이 있는 가로축을 포함한 계의 동력전달해석을 수행하였다. 네트워크 해석에서 회전수와 토크에 대한 행렬식은 다음과 같이 유도할 수 있다.

### 2.1 회전속도 방정식

각 교점에서 회전속도는 하나 또는 그 이상의 다른 교점들에서의 회전속도 관계로부터 결정되며 각 교점의 회전속도 방정식은 다음 행렬식으로 표시된다.

$$M_{\omega}\omega = \beta_{\omega} \quad (1)$$

여기서  $M_{\omega}$ 는  $N_{\omega}$ (교점의 수)개의 열과 행을 갖는 정방행렬로서 회전속도 방정식의 계수로 구성된다.  $\omega$ 는 각 교점들에서의 회전속도  $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$ 을 구성요소로 갖는 속도벡터이고  $\beta_{\omega}$ 는 회전속도에 관한 경계값을 구성요소로 갖는 벡터이다.

직진시에는 HST의 좌·우 스트로크가 같으므로 좌·우 모터축의 회전속도가 같고 따라서 좌·우 궤도의 속도가 경계조건이 될 수 있지만 조향

시에는 HST의 좌·우 스트로크가 다르므로 엔진 회전수 또는 좌·우 스트로크(pump와 motor의 회전수비) 중 하나가 경계조건으로 주어져야 한다.

2.2 토크 방정식

임의의 한 교점  $j=(1, 2, \dots, N_n)$ 에는  $n_j$ 개의 축들이 연결되어 있으며 이 축들은 모두 동일한 회전속도  $\omega_j$ 를 가지고 있다. 각각의 교점에 대한 토크 평형식은 다음과 같다.

$$\sum_{k=1}^{n_j} T_k = 0 \quad j=1, 2, \dots, N_n \quad (2)$$

각 교점의 토크 평형식과 요소에 대한 토크 방정식은 다음 행렬식으로 표시된다.

$$M_T T = \beta_T \quad (3)$$

여기서  $M_T$ 는  $n_j$ 개의 열과 행으로 이루어진 정방행렬로서 각 토크 방정식들의 계수를 구성요소로 갖는다.  $T$ 는  $n_j$ 개의 축들에 대한 토크  $T_1, T_2, \dots, T_{n_j}$ 를 구성요소로 갖는 벡터이고  $\beta_T$ 는 토크에 관한 경계값을 구성요소로 갖는 벡터이다. 직진시에는 위 식(3)의 경계값으로 엔진 토크와 좌·우 궤도의 토크가 사용된다. 이때 차량이 직진하므로 좌·우 궤도의 토크값은 같다. 조향시에는 주어진 조향속도와 조향비(회전반경)에 따라 좌·우 궤도의 토크가 달라지므로 이 값이 각각 경계조건이 된다. 조향시 조향조건에 따라 좌·우 궤도에 각각 다른 토크 값이 입력되므로 좌·우 HST의 모터측 토크(압력)가 달라진다. HST의 모터측 토크는 HST의 손실( $L_{HST}$ )에 의해 결정되며 이 손실은 스트로크, 속도, 압력의 함수이고 이에 대한 상세한 해석모델이 요구된다.

3. 조향시 HMT 동력전달 모델

Fig.1에 본연구의 대상인 HMT가 도시되어 있다. Fig.1의 HMT는 1단인 경우를 제외하고

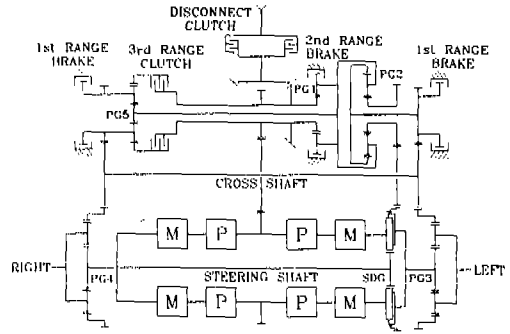


Fig.1 HMT

는 동력이 2개 이상의 경로로 나뉘어지거나 중첩되어 전달되는 다경로계(multi-pass system)이다. HMT는 두 개의 유압 펌프(P)·모터(M), 조향 차동유성기어(SDG)를 포함한 5개의 유성기어(PG1~PG5), 가로축(cross shaft), 조향축(steering shaft) 등으로 이루어져 있다.

3.1 조향시 각 단의 동력전달 네트워크 모델링

HMT는 조향시 직진시와 같이 브레이크와 클러치의 적절한 조작으로 1, 2, 3속 3단의 동력 전달 방식을 갖는다. 우측 조향시 우측(내측)궤도에는 재생동력이 발생하여 HMT로 입력된다. 좌측 조향시는 이와 반대이다. 본 연구에서는 우측 조향만 고찰하기로 한다.

1속시 조향 모델 : 1속에서는 1단용 브레이크가 작동하여 가로축이 정지하고 2단용 브레이크와 3단용 클러치가 작동하지 않으므로 유성기어계인 PG1, PG2, PG5의 요소들은 정지 또는 무부하 공회전하게 된다.

2속시 조향 모델 : 2속시에는 1단 브레이크가 해방되고 2단 브레이크가 작동함으로 가로축과 PG1, PG2가 동력전달에 관여한다. 3단 클러치는 해방되어 있으므로 PG5는 공회전한다.

3속시 조향 모델 : 2속시와 비슷한 동력전달 양상을 보이며 3단 클러치가 결합되므로 동력이 3단 유성기어계(PG5)로도 전달된다. 3단 유성기어계는 2단 유성기어계 및 가로축과 연결되어 동력전달이 이루어지며 따라서 HMT의 모든 요소로 동력이 흐르게 된다.

각 속의 네트워크 조향모델은 Fig.7~Fig.11

의 시뮬레이션 해석결과에 포함되어 도시되어 있다.

3.2 HST의 동력전달 모델

Fig.2에 HST의 동력전달 모델이 도시되어 있다. 그림에서 동력은 펌프에서 모터로 흐르고  $L_{HST}$ 는 HST의 손실이다.

HST의 손실을 고려한 동력의 평형식은 다음과 같다.

$$T_{pump} \cdot \omega_{pump} = (T_{motor} \cdot \omega_{motor} + L_{HST}) \quad (4)$$

HST의 손실( $L_{HST}$ )은 스트로크, 압력, 속도의 함수로 다음과 같이 표현된다.

$$L_{HST} = f(\text{stroke, pressure, } \omega_{pump}) \quad (5)$$

HST의 손실은 크게 누설손실(leakage loss)과 마찰손실(torque loss)로 나누어지며 손실특성곡선을 다음과 같은 수식으로 근사화하였다.

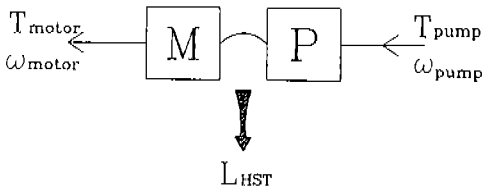


Fig.2 Power flow model of HST

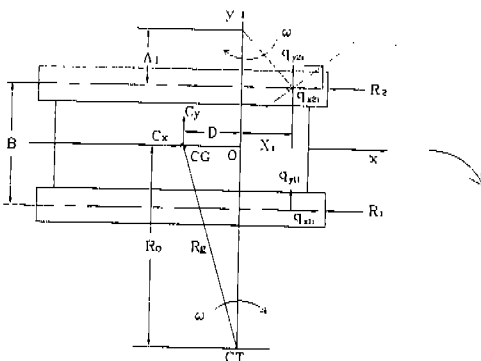


Fig.3 Forces being exerted on a tracked vehicle in uniform turning

$$P(x)_{loss} = C_1 x^{\alpha} (Kw)$$

누설손실의 경우 :  $x = \text{압력 (bar)}$

마찰손실의 경우 :  $x = \text{회전수 (rpm)}$  (6)

여기서  $C_1, C_2$ 는 HST 스트로크에 따른 손실특성 계수이다.

4. 조향시 동력전달 해석 프로그램 (PCSTEER) 개발

4.1 조향시 견인력 해석

조향시 네트워크해석을 수행하기 위하여는 좌·우 궤도의 토크 즉 견인력이 입력 경계조건으로 요구된다. 조향시 궤도차량의 견인력에 대하여는 Kitano<sup>3)</sup>, Kar<sup>4)</sup>등의 연구가 보고된 바 있다. 정용호 등<sup>10)</sup>은 Kitano의 모델과 Kar의 마찰계수를 이용하여 조향시 좌·우 궤도의 견인력을 구하였다.

Fig.3에 궤도차량의 조향모델이 도시되어 있다. 전 연구결과에 의하면 좌·우 궤도의 견인력은 다음 식으로 구할 수 있다.<sup>10)</sup>

$$\sum_{j=1}^2 \sum_{i=1}^n q_{xj} - (R_1 + R_2) - C_x = 0 \quad (7)$$

$$\sum_{j=1}^2 \sum_{i=1}^n q_y + C_y = 0 \quad (8)$$

$$\sum_{j=1}^2 \sum_{i=1}^n q_y X_i + \frac{B}{2} \left\{ \sum_{i=1}^n (q_{x1i} - q_{x2i}) - R_1 + R_2 \right\} - DC_y = 0 \quad (9)$$

$$F_1 = \sum_{i=1}^n q_{x1i} \quad (10)$$

$$F_2 = \sum_{i=1}^n q_{x2i} \quad (11)$$

여기서  $q_{x1i}$ 는 내측궤도  $i$ 번째 바퀴에 작용하는 견인력,  $R_1$ 은 내측궤도의 저항력을 나타내며 1,

2는 각각 내측 및 외측을 표시한다. 식(7~11)은 주어진 조향비와 내측궤도 속도에 대하여 Newton-Raphson 수치해석 방법으로 조향반경과 내측궤도의 미끄럼속도를 구한 후 견인력을 계산하게 된다. 그러나 대부분의 경우 조향조건은 조향비보다는 조향반경과 속도로 주어지기 때문에 위 식은 실제 사용하기에 불편하다. 따라서 본 연구에서는 주어진 조향반경과 차량중심속도로부터 조향비, 견인력을 구할 수 있도록 식(7~11)을 수정하였다. 이는 식(7~11)을 만족시키는 목적함수를 설정하고 주어진 조향반경과 속도에 대하여 목적함수를 최소화하는 최적화 문제로 바꾸어 구할 수 있다.

Fig.4에 중심속도  $V_c=5m/s$ 일 때 25ton 궤도차량의 회전반경에 따른 견인력을 도시하였다. 그래프에서  $F_1$ 은 내측궤도의 견인력이고  $F_2$ 는 외측궤도의 견인력이다. 좌·우 궤도의 회전방향은 차량의 진행방향과 일치하고  $F_1$ 이 음(-)의 값을 가지므로 내측궤도에서 재생동력이 발생한다. 회전반경이 증가할수록 좌·우 견인력의 절대값은 감소하는 경향을 보인다.

4.2 네트워크 해석 프로그램

본 절에서는 앞에서 구한 조향시의 견인력 해석과 HMT의 조향 네트워크 모델을 결합하여 조향시 각 요소의 토크, 회전속도, 동력전달 방향, 손실 등을 구할 수 있는 시뮬레이션 프로그램, PCSTEER(power circulation analysis for

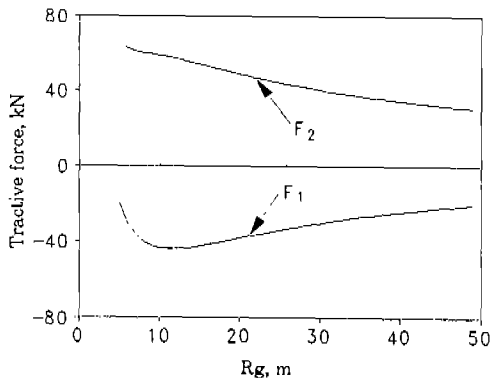


Fig.4 Traction force for steering

steering)를 개발하였다. Fig.5에 PCSTEER의 구조가 도시되어 있다.

먼저 조향조건 즉 차량중심속도와 회전반경이 입력되면 앞 절에서 설명한 조향 견인력 해석루틴에서 좌·우 궤도의 견인력과 속도가 계산되고 이것은 HMT 네트워크 해석의 경계조건으로 입력된다. HMT 동력전달 네트워크 해석은 앞에서 구한 네트워크 모델의 속도 및 토크 방정식을 이용하여 2단계로 나누어진다. 먼저 좌·우 궤도의 속도를 조건으로 회전수 행렬방정식을 계산하면, HMT내의 모든 요소의 회전수를 결정할 수 있다. 그 다음 초기 효율을 가정하고 좌·우 궤도의 견인력 입력 경계값으로 토크 행렬방정식을 계산한다. 구하여진 회전수와 토크의 부호로 동력전달 방향을 예측하고 각 TM요소의 효율을 고려하여 다시 토크의 행렬방정식을 해석한다. 이때 토크 행렬방정식의 계산을 위하여 HST의 손실 모델이 필요하며 HST의 손실은 앞에서 설명된 식(6)에 의하여 구해진다. 계산된 토크와 속도

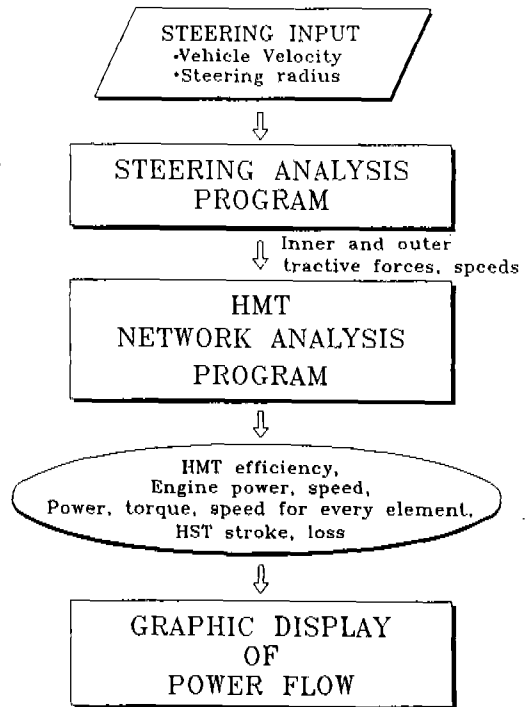


Fig.5 Flow chart of PCSTEER

로부터 동력전달 방향을 알 수 있고 동시에 HMT 각 요소의 손실, 효율 등을 구할 수 있다. 계산된 HMT의 효율이 초기에 가정된 효율에 근접하여 일정한 오차안에 들어올 때까지 반복해석이 수행되며 해석결과는 그래픽 모듈에 의하여 HMT 각 요소간의 동력 전달 크기와 방향을 쉽게 파악할 수 있도록 그래픽화 된다.

5. 조향시 동력순환 해석 결과 및 고찰

본 절에서는 PCSTEER를 이용하여 조향시 동력전달의 형태와 순환동력, 재생동력을 분석하였다.

5.1 HST 스트로크 입력조건 고찰

HMT의 조향은 좌·우 HST의 스트로크를 적절히 제어하여 이루어진다. 주어진 조향조건에 대하여 좌·우 HST의 스트로크는 조향속도와 변속단에 따라 여러 가지 값을 가질 수 있지만 HST의 특성이 고려된 물리적으로 가능한 범위 내에 있어야 한다. 따라서 이 절에서는 입력 스트로크의 적절한 범위 선정을 위한 사전 네트워킹 해석을 수행하고 각 변속단에서 HST 스트로크의 범위를 고찰하고자 한다.

Fig.6에 중심속도 5m/s, 조향반경 15m, 우측 조향시에 엔진 rpm에 따른 HMT의 효율과 좌·우 스트로크의 변화가 도시되어 있다. 엔진속도 1270~2200rpm 범위에서 계산된 좌·우 스트로크는 모두 주어진 조향조건을 만족시키며 좌·우 스트로크는 각각 -0.23~0.47, -0.98~0.04 사이의 값을 가진다. 이때 변속단은 2속으로 계산되었다. Fig.6에서 볼 수 있듯이 2속 우측조향시 위의 조향조건에서 좌·우 HST 스트로크는 (-)(-), (+)(-), (+)(+)의 값을 가질 수 있으나 Fig.6의 범위에 있어야만 의미있는 수치 해석 결과를 얻을 수 있다. 따라서 임의의 속도와 조향반경 및 변속단에 대하여는 Fig.6과 같은 HST의 스트로크 범위를 사전에 고찰하여 입력으로 선정하여야 한다.

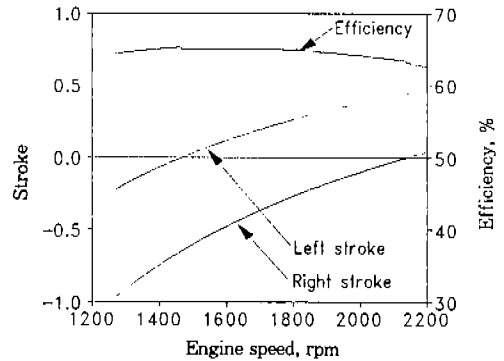


Fig.6 Efficiency, HST's stroke of 2nd range in steering with  $V_g=5m/s$ ,  $R_g=15m$

5.2 1속 조향시 동력전달

조향조건은 차량중심속도  $V_g=2m/s$ 이고 회전반경  $R_g=10m$ 이다.

- 좌·우 HST 스트로크 (+), (+) (좌측 스트로크=+0.78, 우측 스트로크=+0.50 인 경우)

Fig.7에 HST의 좌우 스트로크가 (+), (+)인 경우, 조향시 동력전달 해석결과가 도시되어 있다. Fig.7에서 알 수 있듯이 우측 조향시 재생동력은 우측 케드로부터 들어와 우측 HST를 지나 엔진동력과 합하여져 좌측 HST를 거쳐 회전 외측케드로 빠져나간다. 회전 내측케드로 들어오는 재생동력은 엔진입력동력의 51.2% (81.7kW) 이고 회전 외측케드로 나가는 동력은 94.5% (150.7kW)이다. 재생동력은 좌우 HST를 모두 거쳐 외측케드로 전달되므로 HST에서의 동력손실 즉 유압부분에서의 손실이 엔진입력동력의 44%로 큰 비율을 차지한다. 따라서 1단 조향시는 효율이 낮아진다.

5.3 2속 조향시 동력전달

조향조건이 차량중심속도  $V_g=5m/s$ , 회전반경  $R_g=15m$ 일 때 다음 2가지 경우에 대하여 고찰하였다.

- 좌·우 HST 스트로크(-), (-) (좌측 스트로크=-0.02, 우측 스트로크=-0.68 인 경우)

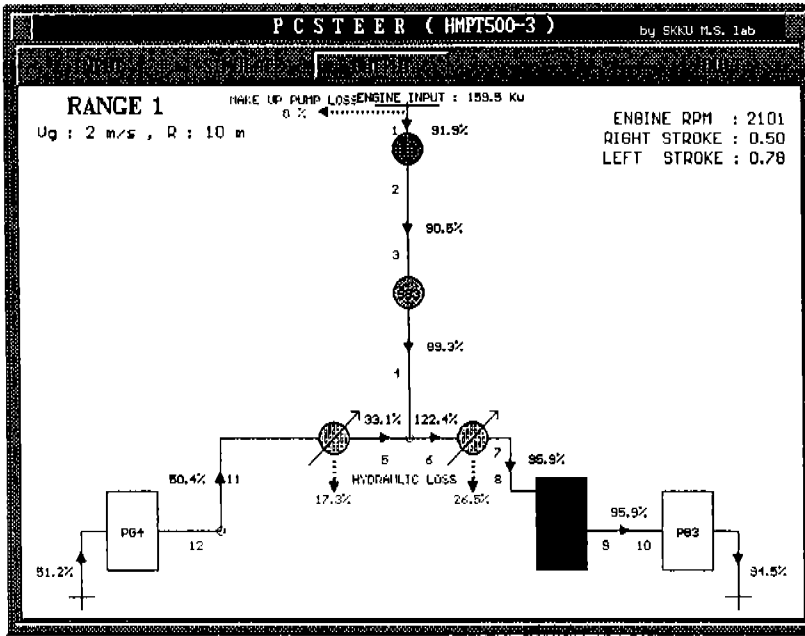


Fig.7 Power flow in 1st range steering with right and left HST's stroke (+), (+)

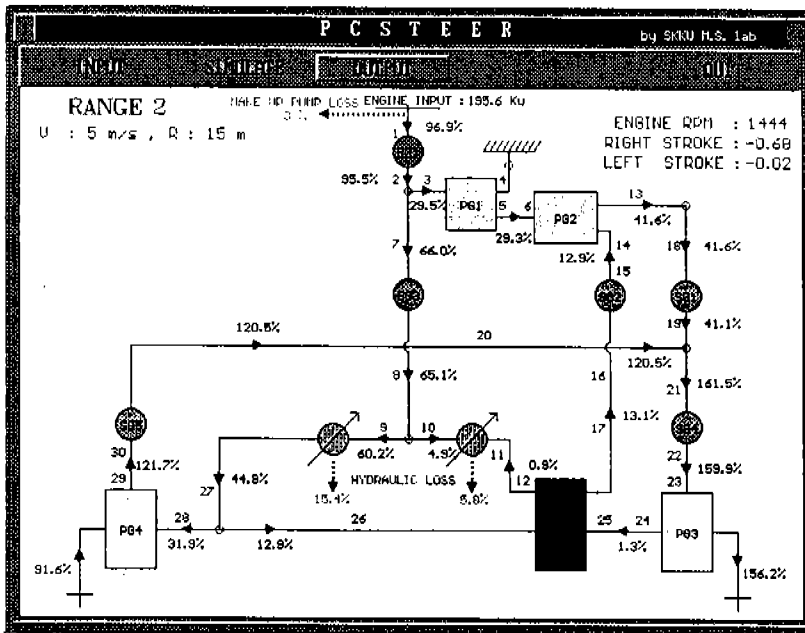


Fig.8 Power flow in 2nd range steering with right and left HST's stroke (-), (-)

Fig.8에 동력전달 해석결과가 도시되어 있다. 2속 조항시에는 1단 브레이크가 풀려 가로축으로 동력 전달이 가능해짐에 따라 재생동력은 우측 HST에서 전달된 동력과 합하여져 가로축을 통해 회전 외측케도로 전달된다. 즉 2속 우측 조항시 내측(우측)케도에는 엔진입력동력의 91.6% (179.2kW)에 달하는 재생동력이 발생하며 외측(좌측)케도에는 엔진입력동력의 156.2%(305.5kW)에 이르는 동력이 소모된다. 또한 가로축과 외측 케도의 기어열에는 엔진에서 전달된 동력과 재생동력이 합쳐져 엔진 입력 동력보다 큰 동력이 전달된다. 이때 최대전달동력은 축 21에서 엔진 입력동력의 162%가 발생한다.

- 좌·우 HST 스트로크(+), (+) (좌측 스트로크=+0.47, 우측 스트로크=+0.03 인 경우)

Fig.9에 동력전달 해석결과가 도시되어 있다. 좌측 HST에서 조항 차동유성기어로 엔진입력 동력의 30.1%(60.7kW)의 동력이 전달된다. 앞의 경우와 비교해 보면 가로축과 외측케도 기어 열로 전달되는 동력의 크기가 감소하였다. 이것

은 좌측 HST로 전달되는 엔진 동력이 증가하고 우측 HST의 전달동력이 감소하여 재생동력과 결합된 동력의 크기가 감소하였기 때문이다. 최대 동력은 축 21에서 113.1%(228.2kW)가 발생한다.

Fig.8, Fig.9에서 볼 수 있듯이 조항시 좌·우 HST 스트로크의 평균값이 (-)에서 (+)로 증가할 때 주어진 조항조건에서 최대전달동력의 크기는 엔진입력동력의 162%에서 113%으로 감소한다. 이는 가로축으로 전달되는 동력이 감소하고 외측 HST에서 케도로 직접 전달되는 엔진 동력이 증가하는 결과이다.

### 5.4 3속 조항시 동력전달

3속 조항시에는 3단 클러치의 작동으로 3단 유성기어계(PG5)에도 동력이 전달된다. 조항조건은 차량중심속도  $V_g=10\text{m/s}$ , 회전반경  $R_g=50\text{m}$ 일 때 HST의 좌·우 스트로크가 (-), (-)인 경우에 대하여만 고찰하였다.

- 좌·우 HST 스트로크 (-), (-) (좌측 스트로크=-0.15, 우측 스트로크=-0.45 인 경우)

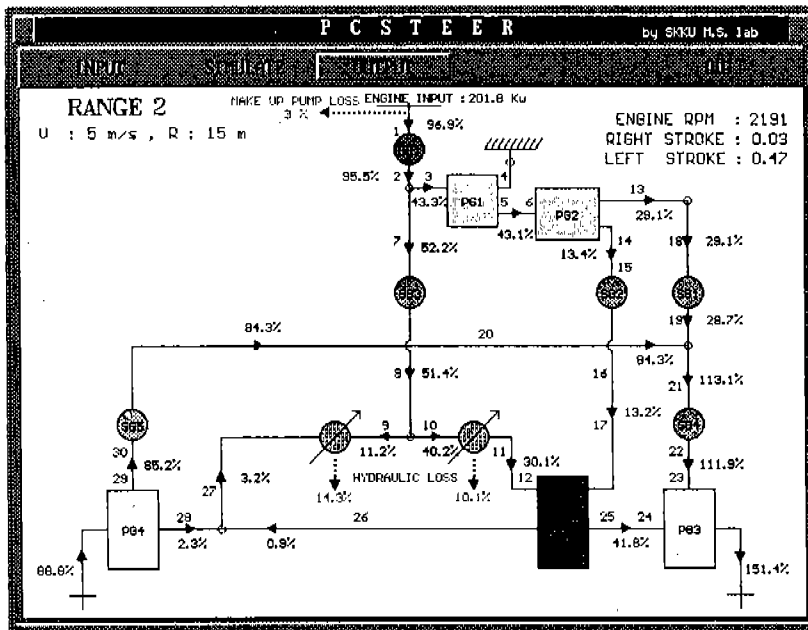


Fig.9 Power flow in 2nd range steering with right and left HST's stroke (+), (+)



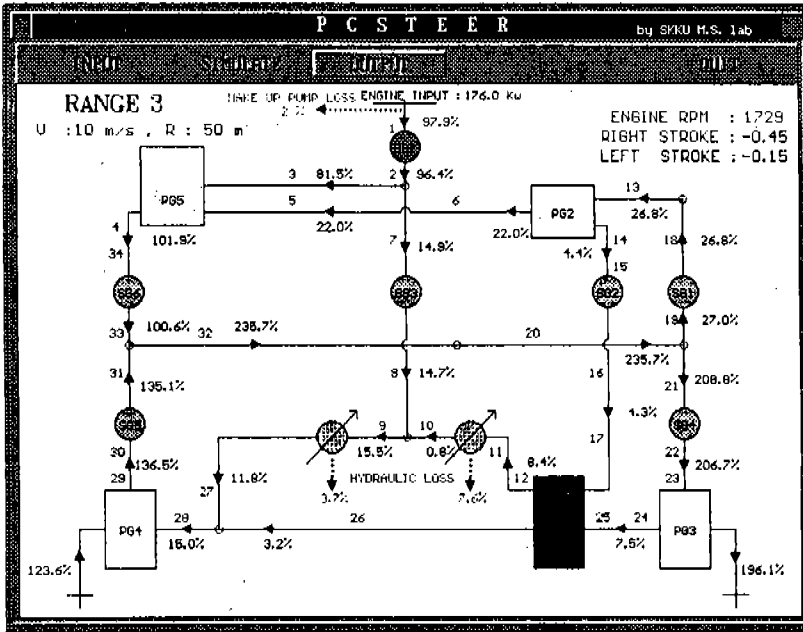


Fig.10 Power flow in 3rd range steering with right and left HST's stroke (-), (-)

Fig.10에 동력전달 해석결과가 도시되어 있다. 3속 조향시에는 3단 유성기어계에 순환동력이 발생한다. 내측(우측)궤도에는 엔진입력동력의 123.6%(217.5kW)의 재생동력이 발생하고 외측(좌측)궤도에는 엔진입력동력의 196.1%(345.1kW)에 달하는 동력이 소모된다. 재생동력은 3단 유성기어계(PG5)에서 전달된 동력(축34→33)과 합하여져 가로축을 통해 회전 외측궤도로 전달되며 일부는 페루프계를 순환한다. 이때 재생동력과 PG5의 동력은 모두 엔진동력의 100%가 넘기 때문에 가로축에는 엔진입력동력의 235.7%(414.8kW)에 달하는 동력이 순환되고 최대순환동력도 가로축에서 발생한다. 조향시 외측궤도의 소모동력이 엔진입력동력의 약 2배이나 재생동력의 역할로 효율은 75%이다. 가로축을 지난 동력은 2속 조향시와 다르게 스퍼기어 SG1과 SG4로 분리되어 전달되고 SG1로 전달된 동력은 3단유성기어계의 순환동력이 된다.

## 6. 결 론

- 1) 정유압기계식 변속기(HMT)의 조향시 동력전달특성을 연구하였다. 조향시 견인력 해석과 네트워크 해석기법을 결합하여 조향네트워크 모델을 수립하고 HMT 각 요소의 토크, 회전속도, 동력전달 방향, 손실 등을 구할 수 있는 시뮬레이션 프로그램, PCSTEER(power circulation analysis for steering)를 개발하였다.
- 2) PCSTEER를 이용하여 우측 조향시 HMT의 동력전달특성을 분석하였다. 해석결과 2, 3속에서는 회전내측궤도에서 발생한 재생동력이 대부분 가로축을 통해 회전 외측궤도로 전달되며 엔진에서 전달된 동력과 합쳐져 엔진 입력 동력보다 크기가 더 큰 동력이 전달된다. 3속 조향시 엔진입력동력의 약 2배 이상의 순환동력이 가로축에서 발생한다.

## 후 기

이 연구는 국방과학연구소 장기기초 과제와 과학재단지원 터보동력기계연구센터(TPMRC)의 지원을 받아 이루어진 것으로 이에 감사드립니다.

## 참 고 문 헌

1. 송창섭, 강서익, “무단변속용 정유압기계식 변속기 탑재 구동계의 성능해석”, 한국정밀공학회지 제12권 제7호, pp. 131~137, 1995.
2. Rudi G. Reppert, “Modern Transmission for Tanks”, Military Technology, pp. 4~21, Apr, 1987.
3. M. Kitano, H. Jyozaki, “A Theoretical Analysis of Steerability of Tracked Vehicle”, Journal of Terramechanics, Vol. 13, No. 4, pp. 241~258, 1976.
4. M. K. Kar, “Prediction of Track forces in Skid-steering of Military Tracked Vehicle”, Journal of Terramechanics, Vol. 24, No. 1, pp. 75~86, 1987.
5. M. Dragojević, “Research and development of the power transmission units (transmission in the block) for the infantry combat vehicle BVP M80”, SAE 865085, 1986.
6. 高橋克彦, “最新式の靜油壓機械式變速操向裝置(M2獎甲步兵戰鬪車用)について(I)”, 兵器の技術, pp. 6~13, 1985. 5.
7. 高橋克彦, “最新式の靜油壓機械式變速操向裝置(M2獎甲步兵戰鬪車用)について(II)”, 兵器の技術, pp. 12~20, 1985. 6.
8. 김원, 정순배, 허선무, 김현수, “확장된 네트워크 기법을 이용한 무단변속조향장치의 순환동력 해석”, 대한기계학회 추계학술대회는 문집(I), pp.392~397, 1994.
9. A. Hedman, “Computer-aided Analysis of General Mechanical Transmission Systems-Some Examples”, Second International Conference on New Development in Powertrain and Chassis Engineering, Strass-burg, France, pp. 10~13, 1989.
10. 정용호, “軌道車輛의 操向特性과 再生索引力 解析”, 성균관대학교 석사학위 논문, 1994.