

무단변속용 정유압기계식 변속기 탑재 구동계의 성능해석

송 창 섭,* 강 서 익**

Performance Analysis of the Vehicle with Hydromechanical Transmission

Chang-Sub Song,* Seo-ik Kang**

ABSTRACT

The performance analysis is applied to the transmission of the tracked vehicle, comparing simulation results with vehicle test. The calculation method of hydrostatic pump/motor performance and power circulation is used for hydromechanical transmission simulation. And various shifting characteristics is analyzed by studying power flow at each range.

Key words : simulation, tracked vehicle, hydrostatic pump.

1. 서 론

정유압 변속기(HST:Hydrostatic Transmission)는 고출력용 무단변속이 가능하나 속도와 효율면에서 기계식 변속기에 비해 떨어지므로 높은 구동력이 요구되는 불도저등에 탑재되고 있다. 그러므로 중량이 무겁고 높은 차속도가 요구되는 중궤도차량에 탑재하기 위해서는 넓은 변속범위와 높은 구동력을 갖춘 동력전달장치가 필요하게 될 것이다.

정유압기계식 변속장치(HMT:Hydromechanical Transmission)는 출력속도와 효율을 기계식으로 보완하고 무단변속의 장점을 병합한 장치이다. 이 장치는 저속시 높은 구동력을 정유압 장치에서 얻고 고속시 기계식 변속장치로 HST의 단점을 보완한 무단변속기이다.

궤도차량용 정유압기계식 변속기로서 ATD(Allison

Transmission Division)사의 XHM-1500 및 GE사의 HMPT500이 개발되었으나 현재 HMPT500은 미국에서 궤도차량용으로 처음 실용화되었다.

해석모델인 HMPT500-3 정유압기계식 변속기는 입력장치, 변속장치 및 제어장치 등으로 구성되어 있고, 3단의 기계식 변속장치와 2개의 유압펌프/모터로 주요부가 구성되어 있으며 속도에 따라 1단에서는 HST방식 2, 3단에서는 HMT방식의 복합된 형태를 지니고 있다. 이 변속기의 구조는 Fig. 3과 같은 형태를 가지고 있다. 핵심적인 장치는 볼피스톤식 유압펌프(Fig. 1 참조)로서 다른 형태의 변속기 조향장치에 쓰이고 있는 축실린더를 가진 Swash Plate형보다 훨씬 단순하다.

정유압기계식 변속기는 엔진의 부하, 엔진의 회전속도, 차량속도를 검출하여 서어보기구에 유압이 작동하여 변속제어가 되고 있다. 즉 변속비 및 엔진회전수에 맞추

* 한양대학교 정밀기계공학과

** 한양대학교 정밀기계공학과

어 엔진의 연료소비율이 최소가 되도록 하고 있다. 이 조절은 운전자의 페달로 조정되는 유압가바나로 이루어지고 엔진출력에 맞는 최적의 엔진속도를 유지하게된다.

궤도차량의 동력전달장치가 가져야할 일반적인 조향과 변속의 기능을 정유압기계식 변속장치에서도 보유하고 있으며 다음과 같은 몇가지의 특성을 가지고 있다.

첫째 무단변속에 따른 가속성능증대이다. 먼저 토오크 컨버터식 변속기와 비교하면 초기의 동력전달을증대에 따른 가속성능이 향상된다. 무단변속의 최대장점인 연속적인 변속으로 엔진의 최고출력에서 계속 사용함으로써 가속성능이 크게 증대된다. 이 가속성능의 차이는 장애물이 많은 야지주행성능과도 직결되어 현수장치와 함께 야지주행성능을 결정하는 주요인자가 된다.

둘째 조향성능향상이다. 즉 무단조향시스템으로서 무단조향이 고정반경조향보다 조향동력재생이 우수하고 승용차같은 조향용이성이 있으며 최소조향반경이 향상되어진다. 또한 정유압기계식 장치를 조향에만 사용하는 변속장치에 비하여 조향력을 크게 발휘할 수 있다. 즉 전자의 정유압장치용량에 비교할 때 무단변속장치의 정유압장치용량이 훨씬 크고 엔진출력의 모든 동력을 충분히 발휘할 수 있다.

셋째 일반적인 변속장치에서 볼 수 있는 충격의 제거이다. 기어단수가 있는 변속장치가 변속기 변속충격을

수반하므로 이를 감소시키기 위하여 유압조절장치를 전자식이나 유압식으로 구성하여야 한다. 비록 유압조절장치가 있다 하더라도 변속시 마찰부위에서 마모가 발생하며 마찰열에 의한 동력손실을 유발한다. 그러나 정유압기계식 무단변속장치에서는 그러한 부분은 깨끗이 해결되었다. 그 이유는 기계적 변속이 마찰부분의 상대속도가 거의없는 상태에서 이루어지므로 변속시 충격완화 및 마찰부분의 내구도 향상을 기할 수 있게 되었다.^(1,2,3)

이상의 여러가지 장점이 있으나 정유압기계식 무단변속장치에 있어 다음과 같은 단점이 있다. 첫째, 변속기 자체의 동력전달효율이 최고 85%정도로 다소 떨어지고 둘째, 저속시 변속기 자체의 조향구동력이 크므로 조향민감도가 높아 숙달이 필요하다. 그러나 조향민감도가 높은 것은 단점이자 장점이 될 수 있다.⁽⁴⁾

현재까지는 출력이 증대된 HMPT500-3이 개발되었고 용량이 증대된 50톤급 궤도차량용 무단변속기인 HMPT 1250까지 개발중에 있다. 이상과 같은 궤도차량용 무단변속기술의 발전추세에 대비하여 최신행인 HMPT500-3을 모델로 성능분석을 수행함으로써 정유압기계식 무단변속기를 이해하고 이 변속기를 탑재한 차량의 구동성능을 예측하여 시험결과와 비교분석하고자 한다.

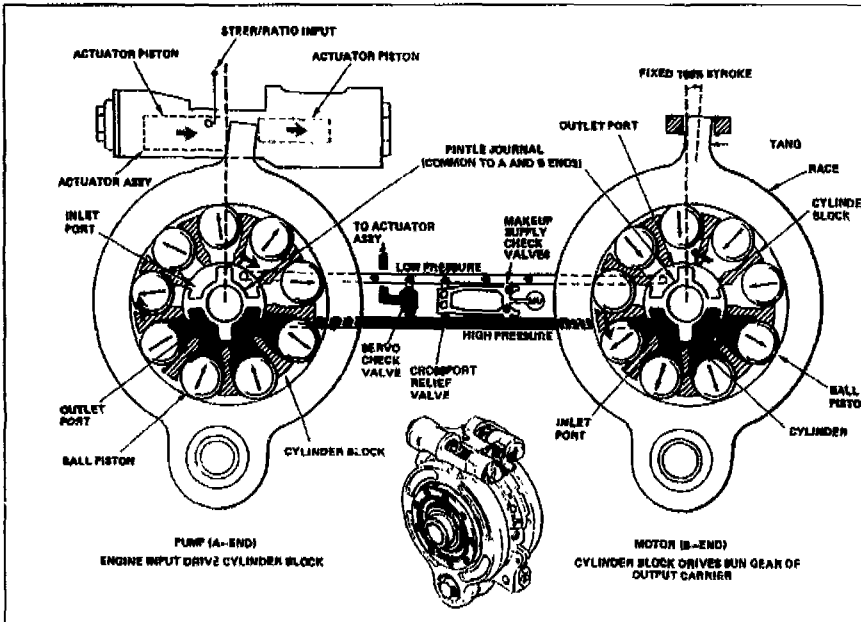


Fig. 1 Hydrostatic Pump/Motor

2. 모델링 구축 및 성능해석

2.1 정유압 펌프/모터의 모델링

정유압펌프/모터의 종류는 축류식(Axial)식과 원주(Radial)식이 있다. 축류식에 비하여 원주식이 체적당 출력이 크므로 무단변속장치의 구동부위에 사용된다. 또한 압력을 형성시키는 피스톤에는 실린더형과 볼형이 쓰이며 실린더형이 압력누설이 작고 작동압력을 높이는 데 유리하나 고속에서 마찰손실이 크게 증가한다.

한편 볼형은 압력누설에 따른 손실이 다소 클 수 있으나 실린더형의 단점을 보완하여 나쁜 환경조건에서 견딜 수 있는 내구성이 우수하다. 펌프의 특성은 다음과 같이 계산된다.

$$\begin{aligned} \text{펌프 토출량} &= \text{볼의 단면적} \times \text{stroke길이} \times \text{볼 수} \\ \text{펌프 토크} &= \text{압력} \times \text{송출량} \times \text{기어비} \end{aligned}$$

HMPT500-3에 사용되는 볼피스톤형 정유압 펌프/모터의 특성은 다음과 같이 누설손실(leakage loss)과 마찰손실(torque loss)로 대표되며 성능곡선은 (JE)에 요청하여 입수하였다. 손실특성곡선을 다음과 같은 수식으로 근사화 하였다.

$$P(x)_{loss} = C1 \cdot x^{c2} (KW)$$

여기서, 누설손실의 경우: $x = \text{압력 (bar)}$
 마찰손실의 경우: $x = \text{회전수 (rpm)}$

2.2 기어장치의 모델링

유성기어에서의 회전수와 토크는 다음과 같이 구한다.

$$Rs \times Ns + Rr \times Nr = (Rs + Rr) \times Nc$$

$$Tc = Ts + Tr$$

$$Ts/Rs = Tr/Rr$$

여기서, R:기어잇수 N:기어회전수 T:기어토크
 (r:ring, s:sun, c:carrier)

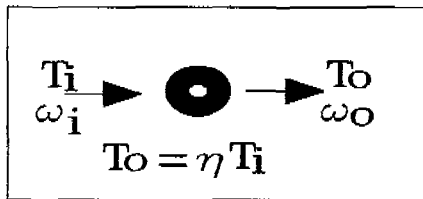


Fig. 2 Energy Flow in Gear Train

기어 효율은 일반적으로 평치차인 경우 99%, 베벨기어의 경우 98.5%로 계산한다. 따라서 기어장치를 거치는 동안 에너지의 손실이 발생하는 것이다. 또한 에너지의 흐름은 공급되는 쪽을 양의 값을 취하고 배출되는 쪽을 부의 값을 취하였다.

동력순환 현상에 대해서는 1단에서는 동력이 전부 유압펌프/모터를 통하여 전달되어 동력순환이 일어나지 않으며 2,3단 변속시에 동력순환이 가장 크게 일어난다. 이 현상을 파악하기 위해 동력은 토크와 회전수의 곱이므로 각점에 대한 각각의 토크와 회전수를 구하면 전달동력의 방향과 흐르는 동력의 크기를 계산할 수 있다. 이 과정에서 동력전달시의 기계손실과 유압손실이 구해진다. 동력순환 현상을 고찰함에 따라 최대동력이 변속기 내에서 어떻게 발생하는가를 알 수 있으므로 변속시점과 기어설계 및 축설계에 있어서 필수적인 자료가 된다.

2.3 정유압 변속기의 성능예측

정유압변속기의 성능예측을 위해 동력전달해석과 동력순환현상에 대해 먼저 설명하고자 한다. 동력전달해석은 유압펌프/모터 특성을 먼저 파악한 후에 시작해야 한다. 즉 기존의 변속기와는 달리 변속과 조향을 모두 유압펌프/모터에서 동작하고 있기 때문에 유압펌프/모터 성능에 의해 변속기의 성능이 달라진다.

유압펌프의 특성은 다음과 같이 주어진다. 즉 펌프의 이론유량 Q_{th} 는

$$Q_{th} = n \cdot V$$

Table 1 Coefficient of Hydraulic Loss

누설계수	C1	C2
0	0.000787	1.957
1000	0.001629	1.838
2000	0.002063	1.806
3000	0.003281	1.795

Table 2 Coefficient of Mechanical Loss

stroke계수	C1	C2
0.0	1.306E-08	2.522
0.2	7.336E-09	2.582
0.4	5.550E-09	2.637
0.6	5.335E-09	2.685
0.8	4.920E-09	2.699
1.0	6.010E-09	2.698

stroke는 B/A로서 펌프의 편심량(B)과 모터의 편심량(A)의 비

여기서, n : pump의 회전속도, V : 체적이다.
따라서 실제유량 Q 는

$$Q = Q_{th} - (Q_s + Q_c)$$

이며 Q_s 는 누설손실, Q_c 는 마찰손실이다. 그러나 본 성능예측에서는 실험에 의한 값을 사용하여 실제 전달 동력을 계산하였다. 즉 앞절에서 언급한 바와 같이 실험치를 수식으로 근사하여 대입하였다. 그리고 유압펌프/모타에 의한 토출량 및 토오크는 다음과 같이 구한다. 볼의 지름이 50.8mm이며 최대 stroke량이 볼직경의 37.5%이므로

$$\begin{aligned} \text{토출량} &= \text{볼의 단면적} \times \text{stroke량} \times \text{볼 수} \\ &= \pi/4 \times d^2 \times 0.375d \times 9 \\ &= 345\text{cm}^3/\text{Rev} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{출력축 토오크} &= \text{출력속수} \times \text{펌프압력} \times \text{토출량} \times \text{기어비} \\ &= 2 \times \Delta P \times V / 2\pi \times 5.524 \\ &= 15,150 \text{ Nm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{최대 구동력} &= \text{출력축 토오크} \times \text{종감속비} \times \text{종감속효율} / \text{스프로켓반지름} \\ &= 15,150 \times 4.52 \times 0.97 / 0.266 \\ &= 24.97 \text{ KNm} \end{aligned}$$

를 구할 수 있다.

이 변속기의 기계적 동력전달장치로 주로 쓰인 유성기어장치는 2종류로 이중 유성장치(double carrier system)는 우측 유압펌프/모타에 캐리어로 연결되어 있다. 펌프의 압력, 회전수는 다음식으로 구하였으며 stroke량은 출력속도에 따라 각단별로 일차원식을 도입하였다.

$$\text{펌프압력} = \frac{2\Pi \times 27}{(106 + 27)} \times \text{Output Torque}$$

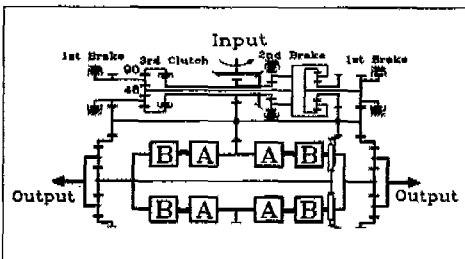


Fig. 3 Section View of HydroMechanical Transmission

펌프회전수 = 입력기어비 × stroke량 × Engine rpm
1단 stroke = setting speed/shift rpm × maximum stroke ratio

그리고 유압펌프/모타의 누유로 일정유량을 보충하는 make-up 펌프가 작동하는데 이 펌프의 작동으로 인한 동력손실 또한 고려하였다. 변속시점은 변속브레이크/클러치의 다판 클러치가 상대속도 zero에 가까울때 변속하도록 설계되어있다. 따라서 변속충격감소와 변속용 다판 클러치 내구성 증대의 효과가 있으며 입수된 기어비로 계산하면 출력속도가 다음과 같이 변속된다.

$$\begin{aligned} \text{1단 - 2단 변속점} &= 0.19 \times \text{엔진 회전수} \\ \text{2단 - 3단 변속점} &= 0.69174 \times \text{엔진 회전수} \end{aligned}$$

가속성능 및 최고속도는 다음식과 같이 먼저 구동력을 계산한 후 구름저항, 공기저항, 구배저항등을 고려한 주행저항을 계산하여 출력축 속도에 따른 여유 구동력을 산출한다. 그 후 여유구동력의 가속도를 구하면 그 때의 속도차를 나누면 시간증가분이 된다.

$$\begin{aligned} a_i &= P_i / (W + W_s) \\ v_i &= \omega_i \times R_s / i_f \\ \Delta t_i &= 2 \times (v_i - v_i - 1) / (a_i + a_i + 1) \end{aligned}$$

여기서,

- ω_i : 출력축 회전수
- P_i : W_i 에 대한 여유구동력
- i_f : 종감속비
- W : 차량중량
- W_s : 회전부 중량
- a_i : 차량 가속도
- v_i : 차량 속도
- R_s : 스프라켓 반경
- Δt_i : 가속시 필요한 시간

따라서 최고속도는 $a_i = 0$ 이될때 v_i 의 값이 되고 32Km/h 도달시간은 $v_i = 32$ 일때 $t = \sum \Delta t_i$ 이다.

2.4 성능해석

정유압변속기의 시뮬레이션은 Fig. 4의 흐름도에 따라 성능예측을 시도하였다.

성능예측 프로그램으로 구동력선도, 유압펌프/모타의 압력선도, 효율과 동력순환선도등을 산출하였다. 특히 수렴부근에서는 오차누적에 의한 수렴방안을 구하여 적용하였다.

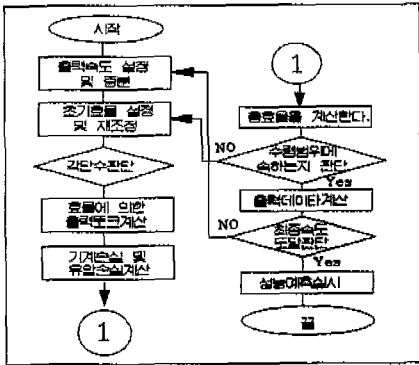


Fig. 4 Flow chart of simulation

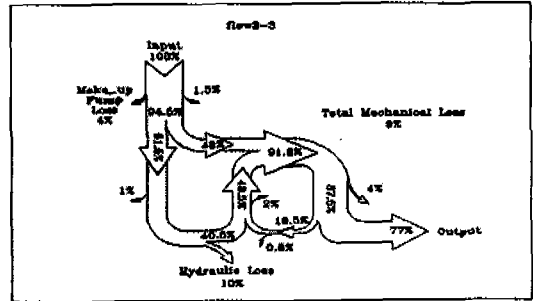


Fig. 7 Power Circulation in 2nd Range(Case 3)

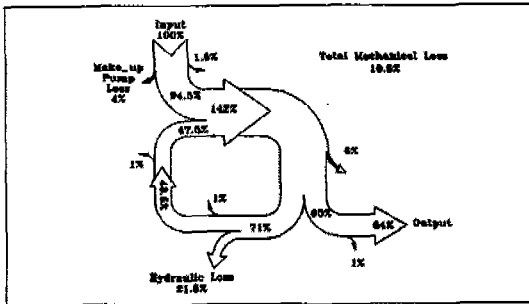


Fig. 5 Power Circulation in 2nd Range(Case 1)

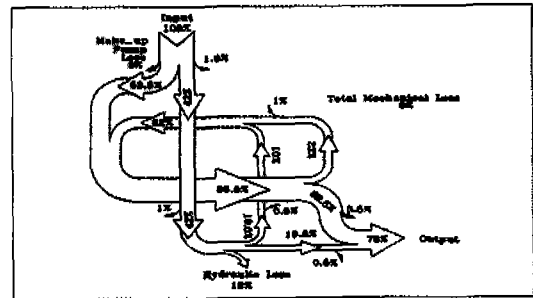


Fig. 8 Power Circulation in 3rd Range

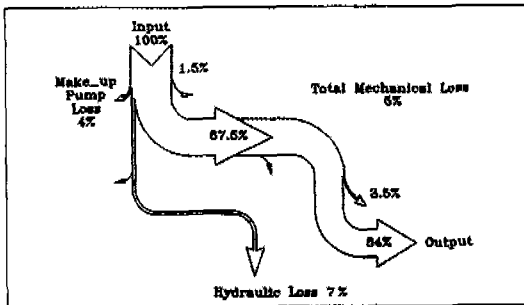


Fig. 6 Power Circulation in 2nd Range(Case 2)

3. 시험 및 평가

정유압 변속기의 시뮬레이션을 실시하여 다음의 결과를 얻었다. 1단의 경우에는 순수한 정유압 형태로 동력을 전달하므로 동력순환이 일어나지 않으며 2,3단에서는 입력동력의 최대 142%의 동력이 발생하는 것을 알 수 있었다.

2,3단에서는 동력순환이 출력속도에 따라 축에 전달되는 동력비율이 변하므로 여기서는 변속시(경우1), 출력축 선기어가 정지한 경우 즉 유압펌프/모터에 의한 동력전달이 일어나지 않는 경우(경우2), 변속직전(경우3) 등 3가지 경우로 나누어 고찰하였다.

Fig. 5는 1단에서 2단으로 변속한 직후로 그림에서 알 수 있듯이 유압펌프/모터와 엔진입력에 의해 유성기 어장치가 구동되어 142%의 동력이 전달되며 Fig. 6은 출력축 선기어가 정지한 경우로 동력의 대부분이 기계적 장치로 전달되어 효율이 가장 높아짐을 알 수 있다.

Fig. 7은 2단에서 3단으로의 변속직전으로 이중유성기어 연결기어에 최대 48%의 동력이 전달되고 있다.

2단에서 3단으로 변속한 직후의 동력흐름으로 엔진의 입력동력이 왼쪽 유성기어 장치에서 캐리어를 통하여 동력이 전달되는 것을 알 수 있었다. 동력순환 해석으로 오른쪽 유성기어 장치는 3단에서 크로스 샤프트를 통하여 흐르는 동력을 역으로 받아 구동시키는 역할을 하고 있음을 알게 되었다. 출력축 선기어의 속도가 정지한 경우는 2단에서와 마찬가지로 크로스 샤프트를 통한 동력흐름만 발생하여 3단에서 가장 높은 85%의 효

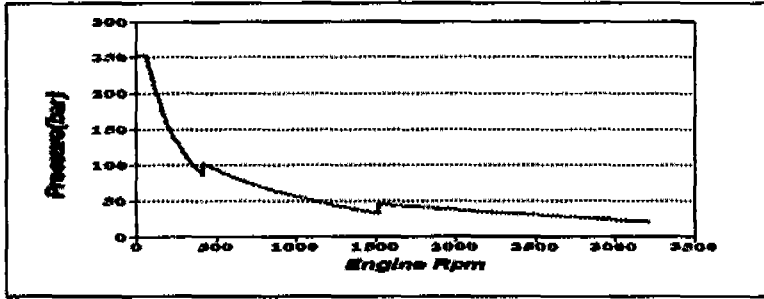


Fig. 9 Pintle Pressure of Hydrostatic Pump/Motor

을 나타냈다. Fig. 8은 출력속도 최대인 경우로 동력은 정유압과 기계적 장치로 전달되며 동력순환은 크로스 샤프트와 이중유성 기어장치에서 발생한다.

Fig. 9는 유압펌프/모터의 핀틀 압력선도이며 Fig. 10은 이 변속기의 냉각용량을 예측하기위해 기계적 손실과 유압펌프/모터의 손실선도를 나타내고 있으며 냉각에 필요한 양은 2가지 손실을 합한 양이다. Fig. 11은 정유압 변속기 탑재 구동계의 구동력선도이다. 따라서 이상의 해석결과에서 유압펌프/모터에 의한 손실이

가장 크며 3단에서는 오른쪽 유성기어 장치가 동력을 전달하지 않고 왼쪽 유성기어장치를 구동시키는 것을 알 수 있다.

정유압 변속기의 성능예측 결과를 확인하기 위한 시험을 실시하였다. 440 HP 엔진과 HMP500-3 변속기를 케도차량에 탑재하여 시험하였으며 콘크리트노면에서 최고속도와 가속성능을 측정하였다. 시험결과와 성능예측결과와의 대체적인 경향은 일치하고 있다. (Table 3 참조)

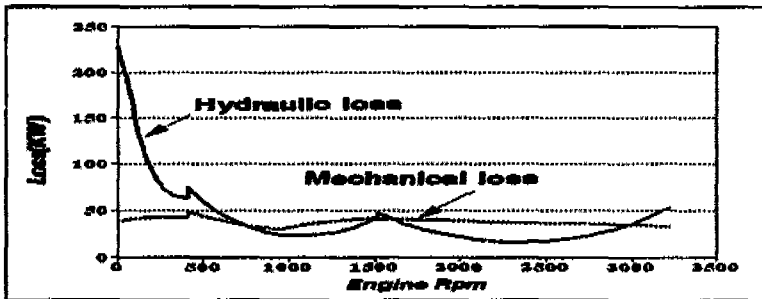


Fig. 10 Power Loss Curve of Transmission

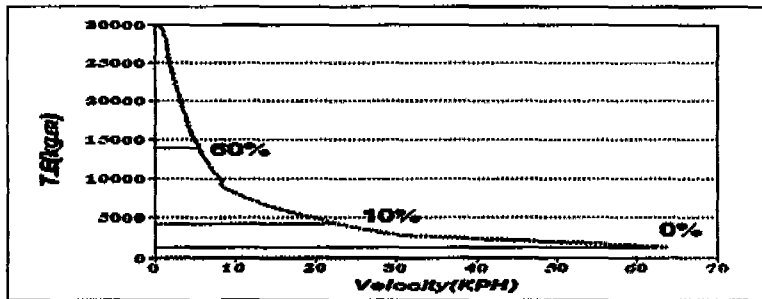


Fig. 11 Tractive Effort of Vehicle with HMT

Table 3 Vehicle Test vs Simulation Result

구 분	32KH 도달시간(sec)	최고속도(m/sec)
성능예측	7.4	65.6
차량시험	7.6	68.5

4. 결 론

본연구에서는 정유압기계식변속기에 대한 각단별 동력전달해석과 동력순환현상을 해석하여 구동성능 시뮬레이션을 완성하였으며, 실측결과와 비교분석하여 다음과 같은 결론을 구할 수 있었다.

1. 정유압기계식 무단변속기에 대한 성능예측결과가 탑재시험의 결과와 거의 일치하였으며, 추후 개념설계시 차량의 구동성능을 예측하는데 유용할 것이다.

2. 동력순환현상은 2,3단에서 발생하며 입력동력의 최대 42% 정도의 동력이 순환되고 이로 인한 전달효율이 감소됨을 알수있다. 또한, 이 현상으로 내부동력이 입력동력의 142% 정도로 큰 동력을 전달하므로 전달부의 강도설계시 동력순환에 대한 내용을 고려해야됨을 알수있었다.

3. HMPT500-3 정유압기계식 변속기는 유압식 제어방식으로 구동성능과 전달효율의 증대를 위해서는 전

자식 제어방식도입이 필요하다고 생각된다.

4. 예측결과 및 시험결과에서 볼때 다른 방식의 변속기에 비해 정유압기계식 변속기는 무단변속으로 인하여 가속성능이 탁월하나 동력전달효율이 다소 떨어진다. 전달효율을 높이기 위하여 순환동력을 감소시키고, 정유압 펌프/모타의 동력전달효율을 높이는 연구가 계속되어야 할것이다.

참고문헌

1. Katsuhiko Takahashi, "최신식 정유압 기계식 변속기(M2 장갑 보병 전투차량용)," 병기와 기술 1985. 5-7
2. Katsuhiko Takahashi, "궤도차량용 조향장치에 대하여," 병기와 기술, 1985. 5-7
3. TM-9-2520-270-34, GE, "Hydromechanical Crossdrive Transmission HMPT 500"
4. 이윤복, 최윤상, "정유압 기계식 변속조향장치의 특성분석," AMSD-519-88225
5. Technical Briefing, "GE HMPT-500-3 Transmission".
6. 손병진, "유압공학," 탑출판사