

# 유성기어 효율을 고려한 입력분기 기반 하이브리드 전기자동차의 동력전달 효율 해석

김 정 민\*

안동대학교 기계자동차공학과

## Analysis of Powertrain Efficiency for Input Split Type Hybrid Electric Vehicle considering Planetary-gear Efficiency

Jeongmin Kim\*

Department of Mechanical & Automotive Engineering, Andong National University, Gyeongbuk 36729, Korea  
(Received 16 January 2015 / Revised 19 May 2015 / Accepted 22 June 2015)

**Abstract :** In this paper, the powertrain efficiency is analyzed for the input split type hybrid electric vehicle. For considering the powertrain loss, the power loss models of planetary gear and motor are applied. And, the mathematic equations of powertrain speed and torque are found by using the lever analogy. With the above models and equations, the powertrain efficiency is analyzed for the 0 to 180 km/h vehicle velocity range. From the analysis results, it is found that the transmission efficiency with the power loss of planetary gear is smaller maximum 2.1% than the transmission efficiency without the power loss of planetary gear.

**Key words :** Hybrid electric vehicle(하이브리드 전기자동차), Input split(입력분기), Powertrain(파워트레인), Planetary gear(유성기어), Powertrain efficiency(파워트레인 효율)

### 1. 서 론

하이브리드 전기자동차에서 사용되는 엔진과 전기모터의 조합에 따라 직렬, 병렬, 입력분기, 출력분기, 복합분기 등 다양한 구조의 하이브리드 동력전달 구조 설계가 가능하다. 세계최초의 양산 하이브리드 전기자동차는 1997년 일본 도요타에서 개발한 프리우스이며, 입력분기 구조를 사용하였다.<sup>1)</sup> 입력분기 구조는 비교적 간단한 구조와 전기차 모드에서 효율이 높다는 장점이 있지만, 고속에서 동력순환이 발생함에 따라 동력전달 효율이 감소하는 단점이 있다.<sup>2)</sup> 때문에, 이런 단점을 극복하고자 2009년 미국 지엠에서는 복합분기 구조를 기반으로 한 하이브리드 전기자동차를 개발하였다.<sup>3)</sup> 복합분기

구조는 2개 이상의 유성기어를 조합하여 다양한 형태의 하이브리드 동력전달 구조 설계가 가능하며, 입력분기 구조 대비 동력순환의 발생이 감소하여 효율이 우수한 장점이 있다.<sup>4,5)</sup> 하지만, 복합분기 구조가 동력순환의 발생을 최소화 하여 효율을 증가시킬 수 있음에도 불구하고, 복합분기 구조를 구성하기 위하여 추가되는 유성기어, 클러치, 오일 펌프 등에 의한 효율 상쇄 가능성의 문제가 있다. 때문에, 하이브리드 동력전달 구조를 구성하는 요소 부품들에 의한 동력 손실까지 고려한 동력전달 효율 해석이 요구된다. 실제로, 복합분기 기반 하이브리드 동력전달 구조에서 사용된 유성기어, 클러치, 오일펌프 등의 손실을 고려할 경우, 동력순환이 발생하지 않는 운전 구간에서 약 10% 정도의 효율이 추가 감소함을 확인한 연구가 수행된 바 있다.<sup>6)</sup> 하지만, 이

\*Corresponding author, E-mail: [jmk@anu.ac.kr](mailto:jmk@anu.ac.kr)

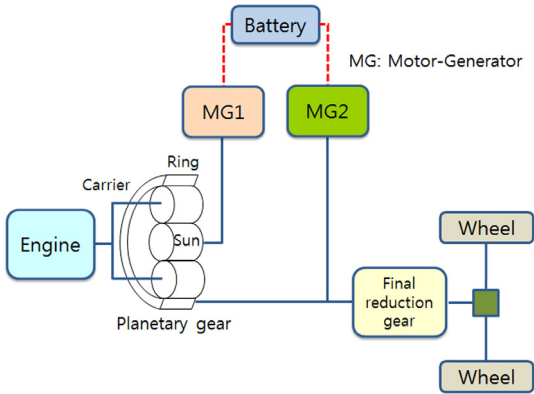


Fig. 1 Configuration of input-split type hybrid electric vehicle

연구는 유성기어의 동력손실 모델을 적용하지 않고, 유성기어의 동력 손실률을 0.5%로 고정하여 적용하였다.

Fig. 1은 입력분기 방식 하이브리드 동력전달 구조를 도시한 것이다. 이 구조는 동력전달 구조의 구성을 위하여 클러치, 오일 펌프 등의 부품은 사용되지 않았으며, 오직 1개의 유성기어만 사용되었다. 즉, 입력분기 구조의 경우 동력전달 효율 해석을 위하여 유성기어의 동력손실 해석이 중요하다고 볼 수 있다. 이에, 본 연구에서는 유성기어의 동력손실 모델을 적용한 입력분기 구조의 동력전달 효율 해석을 수행하고자 한다.

## 2. 유성기어 해석 모델

Fig. 2는 본 연구에 적용된 유성기어를 도시한 것이다. Sun 기어와 Ring 기어 사이에 Planet 기어가 위치하고 있다. Sun 기어 회전축과 Planet 기어 회전축이 Carrier를 이용하여 연결되어 있으며, Sun 기어와 Planet 기어의 상대 회전 운동에 따라 Carrier가 회전

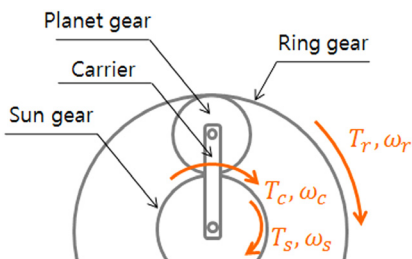


Fig. 2 Single pinion planetary gear

한다. 특히, Carrier를 구성하는 Planet 기어가 1개이면 이를 single pinion planetary gear 라고 부른다.

### 2.1 동력손실이 없는 경우

동력손실이 없는 경우 유성기어 해석을 위해서는, Sun 기어, Carrier, Ring 기어의 속도 및 토크 관계를 구해야 한다. 본 연구에서는 유성기어 해석을 위하여 Lever analogy를 사용하였으며, 토크 및 속도 레버모형을 Fig. 3에 도시하였다.<sup>7)</sup>

Fig. 3(a)는 유성기어(single pinion planetary gear)의 속도레버를 도시한 것이다. 속도레버 관계에 따라서 Sun 기어 속도( $\omega_s$ ), Carrier 속도( $\omega_c$ ) 및 Ring 기어속도( $\omega_r$ )의 관계는 다음과 같다.

$$Z_s : (Z_s + Z_r) = (\omega_c - \omega_r) : (\omega_s - \omega_r) \quad (1)$$

위 식 (1)을 정리하면 다음과 같다.

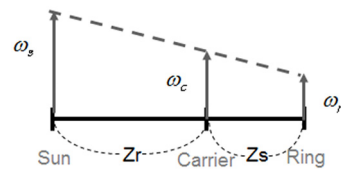
$$(Z_s + Z_r)\omega_c = Z_s\omega_s + Z_r\omega_r \quad (2)$$

여기서,  $Z_s$ 는 Sun 기어의 잇수,  $Z_r$ 은 Ring 기어의 잇수를 의미한다.

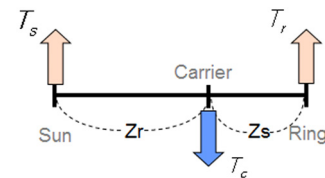
Fig. 3(b)는 유성기어(single pinion planetary gear)의 토크레버를 도시한 것이다. 토크레버 관계에 따라, Sun 기어 토크( $T_s$ ), Carrier 토크( $T_c$ ) 및 Ring 기어토크( $T_r$ )의 관계는 다음과 같다.

$$T_c = T_s + T_r \quad (3)$$

$$T_r = \frac{Z_r}{Z_s} T_s \quad (4)$$



(a) Speed lever model



(b) Torque lever model

Fig. 3 Lever model of single pinion planetary gear

## 2.2 동력손실이 있는 경우

유성기어의 효율은 동력이 전달되는 방향에 따라 계산할 수 있다. 먼저, Sun 기어에서 Ring 기어로 동력이 전달되는 상황을 고려한다. Sun 기어와 Ring 기어의 파워를 계산하여, 다음과 같이 Sun 기어에서 Ring 기어로의 동력 전달 효율( $\eta$ )을 계산한다.

$$\eta = -\frac{T_r \times \omega_r}{T_s \times \omega_s} \quad (5)$$

위 식에서 입력 및 출력 파워의 부호가 다른 것을 고려하기 위하여 (-)가 곱해져 있다. 유성기어가 작동되는 상황 중에서 Carrier를 고정시켜 Carrier의 속도( $\omega_c$ )가 0인 경우를 고려한다. 본 연구에서는 유성기어 손실이 대부분 토크 손실로 발생한다고 가정하여 속도 손실을 무시하였으며, 식 (2)로부터 Carrier의 속도( $\omega_c$ )가 0인 경우 다음과 같이 Sun 기어 속도( $\omega_s$ )와 Ring 기어속도( $\omega_r$ )의 관계를 구할 수 있다.

$$Z_s \omega_s = -Z_r \omega_r \quad (6)$$

식 (6)을 식 (5)에 대입하면 다음 식을 얻을 수 있다.

$$\eta = \frac{T_r \times Z_s}{T_s \times Z_r} \quad (7)$$

유성기어의 경우 손실이 존재하더라도, Sun 기어 토크( $T_s$ ), Carrier 토크( $T_c$ ) 및 Ring 기어토크( $T_r$ )의 합력은 항상 0으로 식 (3)을 만족하여야 한다. 즉, 식 (3)에 식 (7)을 대입하여 정리하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$T_s = \frac{Z_s}{Z_s + \eta Z_r} T_c \quad (8)$$

$$T_r = \frac{\eta Z_r}{Z_s + \eta Z_r} T_c \quad (9)$$

또한, Carrier가 고정되어 있는 경우 Sun 기어에서 Ring 기어로의 동력 전달 효율( $\eta$ )은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\eta = \eta_1 \times \eta_2 \quad (10)$$

여기서,  $\eta_1$ 은 Sun 기어와 Planet 기어의 맞물림 효율,  $\eta_2$ 은 Ring 기어와 Planet 기어의 맞물림 효율이다.  $\eta_1$ 과  $\eta_2$ 는 기어의 전위 계수에 따라 그 값이 변하며, 일

반적으로  $\eta_1$ 은 0.98,  $\eta_2$ 는 0.995를 갖는다.<sup>8)</sup>

유성기어의 동력이 Ring 기어에서 Sun 기어로 전달되는 상황은, 다음과 같이 효율을 계산할 수 있다.

$$\eta = -\frac{T_s \times \omega_s}{T_r \times \omega_r} \quad (11)$$

식 (11)에 식 (6)을 대입하고, 식 (3)을 이용하여 정리하면, 다음과 같이 Sun 기어 및 Ring 기어 토크를 Carrier 토크로 표현할 수 있다.

$$T_s = \frac{\eta Z_s}{\eta Z_s + Z_r} T_c \quad (12)$$

$$T_r = \frac{Z_s}{Z_s + \eta Z_r} T_c \quad (13)$$

## 3. 동력전달 구조 모델

### 3.1 전기 모터 효율 모델

Fig. 4는 본 연구에서 고려한 2개의 전기모터(MG: motor-generator) 모델을 도시한 것이다. MG1과 MG2는 배터리를 사이에 두고 전기적으로 연결되어 있다. 본 연구에서는 MG1과 MG2를 엔진의 동력을 전달하는 variator로서 모델링 하고자 한다.<sup>9)</sup> 따라서, 배터리 파워는 0이며, MG1과 MG2의 파워 관계는 아래 식과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{cases} \omega_{MG1} T_{MG1} \eta_{MG1} + \frac{\omega_{MG2} T_{MG2}}{\eta_{MG2}} = 0 \quad (MG1 \rightarrow MG2) \\ \frac{\omega_{MG1} T_{MG1}}{\eta_{MG1}} + \omega_{MG2} T_{MG2} \eta_{MG2} = 0 \quad (MG2 \rightarrow MG1) \end{cases} \quad (14)$$

여기서,  $\omega_{MG1}$ 은 MG1의 회전속도,  $T_{MG1}$ 은 MG1의 토크,  $\eta_{MG1}$ 은 MG1의 인버터를 포함한 효율,  $\omega_{MG2}$ 는 MG2의 회전속도,  $T_{MG2}$ 는 MG2의 토크,  $\eta_{MG2}$ 는 MG2의 인버터를 포함한 효율이다. “MG1→MG2”는 2개의 전기모터 사이의 동력 흐름이 MG1에서 MG2로 진행되는 경우를 의미하며, “MG2→MG1”은 동력 흐름이 MG2에서 MG1으로 진행되는 경우를 의미한다.

$\eta_{MG1}$ 과  $\eta_{MG2}$ 는 Fig. 5와 같이 MG1과 MG2의 회전 속도 및 토크에 따라 결정된다. 본 연구에서는 MG1과 MG2가 동일한 특성을 갖는다.

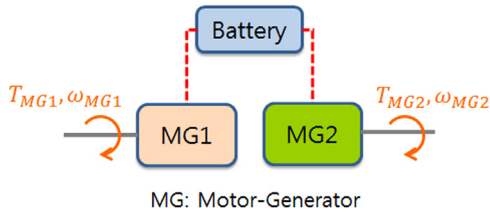


Fig. 4 Two motor-generator models

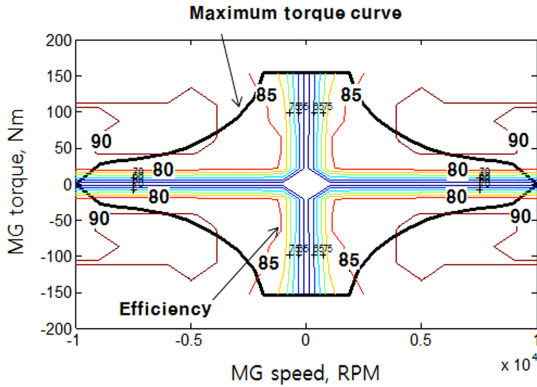


Fig. 5 MG1 and MG2 characteristic curve

### 3.2 차량 구동륜을 포함한 동력 전달 구조 모델

차량 구동륜 속도( $\omega_w$ )는 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$\omega_w = \frac{V}{r} \quad (15)$$

여기서,  $V$ 는 차량속도,  $r$ 은 구동륜의 반경이다.  $\omega_w$ 가 계산되면, 다음과 같이 Ring 기어의 속도를 계산할 수 있다.

$$\omega_r = N_f \omega_w \quad (16)$$

여기서,  $N_f$ 는 최종 감속기의 감속비이다. Carrier에 엔진이 연결되어 있으므로, 엔진속도  $\omega_{eng}$ 를 결정하면 다음과 같이 Carrier 속도를 계산할 수 있다.

$$\omega_c = \omega_{eng} \quad (17)$$

Ring 기어 및 Carrier 속도가 식 (16) 및 (17)에 의하여 결정되면, 식 (2)에 의하여 Sun 기어의 속도를 계산할 수 있다. Sun 기어에는 MG1이, Ring 기어에는 MG2가 연결되어 있으므로, 다음과 같이 MG1 및 MG2의 속도를 계산할 수 있다.

$$\omega_{MG1} = \omega_s \quad (18)$$

$$\omega_{MG2} = \omega_r \quad (19)$$

Carrier에는 엔진이 연결되어 있으므로, 엔진토크  $T_{eng}$ 를 결정하면 다음과 같이 Carrier 토크를 계산할 수 있다.

$$T_c = T_{eng} \quad (20)$$

Carrier 토크가 계산되면, 유성기어의 동력손실이 없는 경우에는 식 (3) 및 (4)에 따라, 유성기어의 동력손실이 있는 경우에는 식 (8), (9), (12) 및 (13)에 따라 Sun 기어 및 Ring 기어 토크를 계산할 수 있다. Sun 기어에는 MG1만이 연결되어 있으므로, 다음과 같이 MG1 토크를 계산할 수 있다.

$$T_{MG1} = T_s \quad (21)$$

MG1 토크가 결정되면, MG2 토크는 식 (14)에 의하여 계산할 수 있다. Ring 기어에는 MG2와 구동륜이 연결되어 있으므로, 다음과 같이 구동륜 토크  $T_w$ 를 계산할 수 있다.

$$T_w = N_f(T_r + T_{MG2}) \quad (22)$$

본 연구에서는 동력전달 효율을 해석하는 것이 목적이며, 동력전달 효율  $\eta_{total}$ 은 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$\eta_{total} = \frac{\omega_w T_w}{\omega_{eng} T_{eng}} \quad (23)$$

## 4. 동력전달 효율 해석

Table 1에 연구대상 동력전달 구조의 해석에 사용된 제원을 정리하였다. 이 제원을 이용하여 Sun 기어와 Ring 기어의 잇수비를 계산하면 2.6이다. 본 연구에서는 MG1과 MG2가 동일한 사양을 갖는다.

Table 1 Simulation parameters

Sun gear teeth number, $Z_s$	30
Ring gear teeth number, $Z_r$	78
Final reduction gear ratio	4.1
Tire radius	0.306 m
MG1 and MG2	30 kW Max. Speed 10,000 RPM

Table 2 Engine operation point

Engine speed	2,500 RPM
Engine torque	40 Nm

연구 대상 동력전달 구조의 해석을 위해서는 먼저 엔진의 속도 및 토크를 결정해야 한다. 차량의 주행 중에는 엔진의 속도와 토크가 계속해서 변한다. 때문에, 모든 엔진 속도 및 토크에 따라 동력전달 효율 해석을 수행하여야 하지만, 그럴 경우 고려한 엔진 속도 및 토크 조합 숫자만큼 효율 해석 결과가 도출된다. 이에, 본 연구에서는 많은 엔진의 속도 및 토크 조합 중 비교적 자주 사용된다고 판단되는 한 가지 경우에 대해서만 결과 검토를 수행하고자 한다. 본 연구에서 고려한 엔진의 속도 및 토크는 Table 2에 정리하였다.

Table 2의 엔진 속도 및 토크를 이용하여 차량 속도를 증가시키면서 효율 해석을 수행하였다. Fig. 6은 이때의 유성기어 속도를 도시한 것이다. Carrier는 엔진과 연결되어 있으므로, 항상 2,500 RPM의 속도를 갖는다. Ring 기어는 차량의 출력축과 연결되어 있으므로, 차량 속도가 증가함에 따라 식 (16)에 따라 증가하는 것을 확인할 수 있다. 이때 Sun 기어는 식 (2)에 의하여 감소한다. 본 연구에서 고려한 유성기어의 손실은 토크에서 발생하기 때문에, 유성기어의 손실을 고려하지 않은 경우와 고려한 경우 모두 Fig. 6과 같은 동일한 속도 결과를 얻는다.

Fig. 7은 토크 결과를 도시한 것이다. Fig. 7(a)에서 Carrier에 연결되어 있는 엔진이 40 Nm의 토크를 발생시키면, 유성기어의 손실을 고려하지 않는 경우

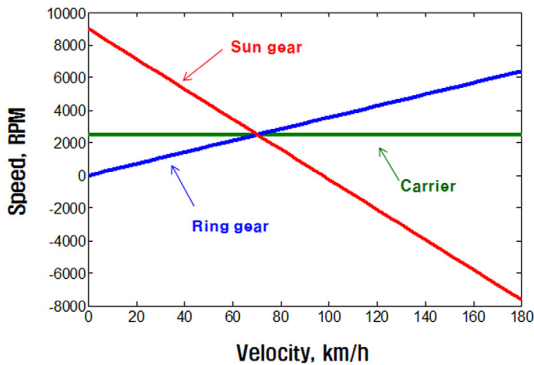
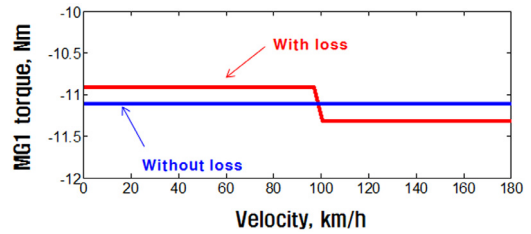
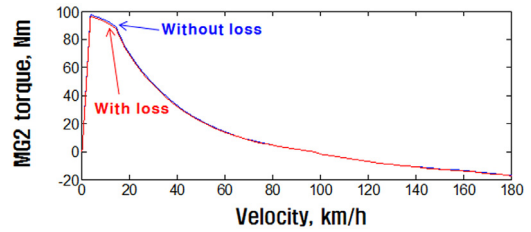


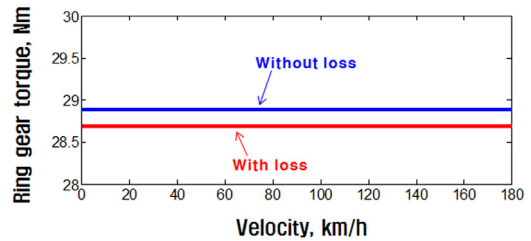
Fig. 6 Analysis results of planetary gear speeds



(a) MG1 torque



(b) MG2 torque



(c) Ring gear torque

Fig. 7 Analysis results of torque

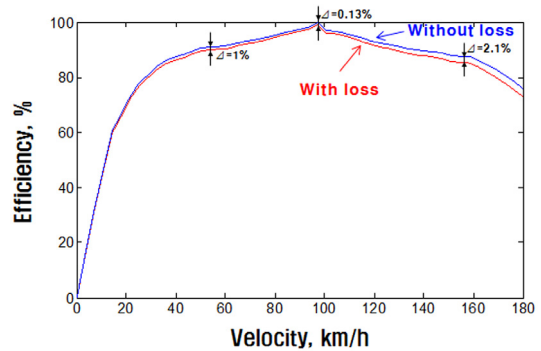


Fig. 8 Analysis results of transmission efficiency

Sun 기어에 연결되어 있는 MG1이 약 -11.1 Nm의 토크를 발생시켜야 함을 확인할 수 있다. 유성기어의 손실을 고려한 경우, 유성기어의 동력 흐름 방향에 따라 MG1 토크는 -10.9 Nm와 -11.3 Nm의 토크를 발생시켜야 한다. Fig. 7(b)는 MG2 토크 결과를 도시한 것이다. 식 (14)에 따라 MG2 토크가 결정되며, 유성

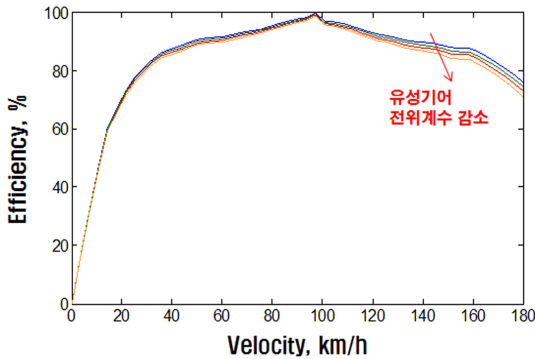


Fig. 9 Transmission efficiency for various planetary gear coefficient

Table 3 Transmission efficiency for various planetary gear coefficient

Planetary gear coefficient	Maximum value of transmission efficiency difference
$\eta = 1$ ( $\eta_1 = 1, \eta_2 = 1$ )	-
$\eta = 0.9870$ ( $\eta_1 = 0.99, \eta_2 = 0.997$ )	$\Delta = -1.1 \%$
$\eta = 0.9751$ ( $\eta_1 = 0.98, \eta_2 = 0.995$ )	$\Delta = -1.0 \%$
$\eta = 0.9632$ ( $\eta_1 = 0.97, \eta_2 = 0.993$ )	$\Delta = -1.1 \%$
	-

기어의 손실을 고려한 경우 고려하지 않은 경우에 비하여 MG2 토크가 약 0.2 Nm 정도 작다. Fig. 7(c)에서 엔진이 40 Nm의 토크를 발생시키면, 유성기어의 손실을 고려하지 않는 경우 Ring 기어 토크가 28.9 Nm이며, 유성기어의 손실을 고려한 경우 28.7 Nm임을 확인할 수 있다.

Fig. 8은 식 (23)에 의하여 계산된 동력전달 효율 해석 결과를 도시한 것이다. 차량 속도가 약 100 km/h 이하인 구간에서는, 유성기어의 동력손실을 고려하지 않은 경우에 비하여 유성기어의 동력손실을 고려한 경우가 동력전달 효율이 최대 1% 정도 작은 것을 확인할 수 있다. 차량 속도가 약 100 km/h 인 경우에는, 유성기어의 동력손실을 고려하지 않은 경우 동력전달 효율이 100%이지만, 유성기어의 동력손실을 고려한 경우 99.87%로 0.13% 감소하였다. 차량의 속도가 약 100 km/h 이상인 구간에서는, 유

성기어의 동력손실을 고려할 경우 그렇지 않은 경우에 비하여 동력전달 효율이 최대 2.1% 정도 감소한다.

Fig. 9는 Carrier가 고정되어 있는 경우 Sun 기어에서 Ring 기어로의 동력 전달 효율( $\eta$ )의 동력전달 효율에 미치는 영향도를 분석하기 위하여,  $\eta$ 이 변화할 경우의 동력전달 효율 해석 결과를 도시한 것이다.

Fig. 9의 해석 결과에서,  $\eta$ 이 감소함에 따라 동력 전달 효율이 선형 적으로 감소하는 것을 확인할 수 있다.  $\eta$ 이 감소함에 따라 동력전달 효율의 최대 감소값을 Table 3에 정리하였다.  $\eta$ 이 약 0.012 ~ 0.013 감소함에 따라 동력전달 효율이 1.1% 수준으로 감소하는 것을 확인할 수 있다.

### 5. 결론

본 연구에서는, 유성기어의 동력손실을 고려한 입력분기 구조의 동력전달 효율 해석을 수행하였다. 이를 위하여 동력손실을 고려한 유성기어의 모델링, 전기모터 효율 모델링 및 동력전달 장치 모델링 등을 수행하였다. 차량속도를 증가시키면서 입력분기 구조의 동력전달 효율 해석을 수행한 결과, 유성기어의 동력손실을 고려한 경우 그렇지 않은 경우에 비하여 동력전달 효율이 최대 2.1% 정도 까지 감소하는 것을 확인하였다.

이 연구를 통하여 얻은 결과는, 입력분기 구조보다 동력전달 효율이 우수하다고 연구되어진 복합분기 구조에서 사용된 유성기어, 클러치, 오일펌프 등의 동력손실을 고려한 동력전달 효율 해석에 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

### 후 기

이 논문은 2015년도 정부(미래창조과학부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업임(No. 2014R1A1A1004380).

### References

- 1) K. Muta, M. Yamazaki and J. Tokieda, "Development of New-generation Hybrid System THS II - Drastic Improvement of Power Performance and Fuel Economy," SAE 2004-01-

- 0064, 2004.
- 2) J. Kim, N. Kim, S. Hwang, Y. Hori and H. Kim, "Motor Control of Input-split Hybrid Electric Vehicles," *Int. J. Automotive Technology*, Vol.10, No.6, pp.733-742, 2009.
  - 3) T. Grewe, B. Conlon and A. Holmes, "Defining the General Motors Two Mode Hybrid Transmission," SAE 2007-01-0273, 2007.
  - 4) J. Kim, T. Kim, B. Min, S. Hwang and H. Kim, "Mode Control Strategy for a Two-mode Hybrid Electric Vehicle Using Electrically Variable Transmission (EVT) and Fixed-gear Mode," *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, Vol.60, No.3, pp.793-803, 2011.
  - 5) J. Kim, J. Kang, Y. Kim, T. Kim, B. Min and H. Kim, "Design of Power Split Transmission: Design of Dual Mode Power Split Transmission," *Int. J. Automotive Technology*, Vol.11, No.4, pp.565-571, 2010.
  - 6) J. Kang, W. Choi and H. Kim, "Development of a Control Strategy Based on the Transmission Efficiency with Mechanical Loss for a Dual Mode Power Split-type Hybrid Electric Vehicle," *Int. J. Automotive Technology*, Vol.13, No.5, pp.825-833, 2012.
  - 7) H. Benford and M. Leising, "The Lever Analogy: A New Tool in Transmission Analysis," SAE 810102, 1981.
  - 8) J. Lyu, Y. Kim and S. Choi, "A Study on the Differential Gearing Efficiency Analysis with Addendum Modification Coefficient and Angular Speed Ratio," *Korean Society for Precision Engineering Fall Conference Proceedings*, pp.1047-1051, 1998.
  - 9) N. Kim, J. Kim and H. Kim, "Control Strategy for a Dual-mode Electromechanical, Infinitely Variable Transmission for Hybrid Electric Vehicles," *Proc. Instn. Mech. Engrs., Part D: J. Automobile Engineering*, Vol.222, No.9, pp.1587-1601, 2008.