

## 실차시험 기반 CVT 차량의 내구 모드 구성에 관한 연구

황창대<sup>1)</sup> · 홍도영<sup>1)</sup> · 박성천<sup>2)</sup> · 임원식<sup>3)</sup>

서울과학기술대학교 자동차공학과<sup>1)</sup> · 서일대학교 스마트자동차과<sup>2)</sup> · 서울과학기술대학교 기계자동차공학과<sup>3)</sup>

### A Study on the Durability Mode Composition of CVT Vehicle based on Vehicle Test

Changdae Hwang<sup>1)</sup> · Doyoung Hong<sup>1)</sup> · Sungcheon Park<sup>2)</sup> · Wonsik Lim<sup>\*3)</sup>

<sup>1)</sup>Department of Automotive Engineering, Seoul National University of Science and Technology, Seoul 01811, Korea

<sup>2)</sup>Department of Smart Automobiles, Seoil University, Seoul 02192, Korea

<sup>3)</sup>Department of Mechanical and Automotive Engineering, Seoul National University of Science and Technology, Seoul 01811, Korea

(Received 13 October 2022 / Revised 6 January 2023 / Accepted 10 January 2023)

**Abstract** : Durability evaluation tests take a considerable amount of time and money during the development stage of automobile parts. Recently, as the demand for shared vehicles and special-purpose vehicles increases, the need for an endurance mode that is different from the conventional endurance test is required. In this study, the relative damage of a CVT-equipped shared vehicle and damage incurred when using a vehicle simulator are compared. The number of repetitions of the endurance test mode, which inflicts the same relative damage in the transmission input shaft and wheel driving shaft, were calculated. Finally, we present an effective method of validating the endurance mode of a shared vehicle.

**Key words** : CVT(무단 변속기), Endurance mode(내구모드), Revolution counting method(회전속도 카운팅 방법), Miner's rule(선형 손상도 누적 이론), Relative damage(상대 손상도)

### 1. 서론

차량 부품 설계 단계에서 중요하면서도 많은 시간과 비용을 요구하는 것 중 하나가 내구 평가 시험이다. 손상 및 오류 없는 차량의 정상적인 주행성능은 차량 부품들의 내구도 테스트를 통하여 보장된다. 오늘날 공유차량과 특수 목적 차량 등의 수요가 많아지면서 기존의 내구도 테스트보다 관대하거나 혹은 가혹한 새로운 내구모드의 필요성이 증가하고 있다. 내구 성능 평가를 위해서 상대 손상도를 이용하는 연구가 활발하게 진행되고 있다.<sup>2-5)</sup> 본 연구에서는 기준이 되는 실주행 손상도와 새로운 내구모드의 손상도를 상대적으로 비교한다. 기준이 되는 손상도가 있다면, 동일한 손상도의 내구모드나 가혹 혹은 관대한 내구모드와 같이 목적성에 더 적합한 내구모드를 개발할 수 있다. 또한, 본 연구에서 제안하는

방법은 복수의 부품들의 손상도를 분석할 수 있기 때문에 통합 내구모드 개발할 수 있다는 장점이 있다.

본 연구에서는 CVT(Continuously variable transmission)를 장착한 차량의 성능 모델링을 수행하는데, 변속 제어는 엔진의 OOL 선도를 추종하도록 구성한다.<sup>6-8)</sup> 개발된 성능 시뮬레이터를 이용하여 상대 손상도를 분석하고 실도로를 주행한 CVT 차량의 상대 손상도와 비교 분석한다. 성능 시뮬레이터를 이용하여 5개의 내구 모드를 결정하고, 변속기 입력축과 휠 구동축을 기준으로 성능 모델과 실차 시험 결과의 상대손상도가 동일해지는 내구모드 반복 횟수를 결정한다. 최종적으로는 본 연구가 제시하는 내구모드의 상대손상도와 실차의 상대손상도의 오차를 분석하여 연구의 타당성을 검증한다.

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

<sup>†</sup>This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0/>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium provided the original work is properly cited.

## 2. 실차 시험 기반 손상도 분석

### 2.1 연구 대상 차량 시스템

연구 대상 차량으로는 CVT를 장착한 공유 차량을 선정하였다. CVT는 각 풀리의 반경을 변화시켜가며 연속적으로 기어비를 제어하는 변속기이다. 이는 엔진을 효율적인 작동점에서 구동할 수 있게 함으로써 연비를 향상시키고 변속 충격이 없다는 장점이 있다. 연구 대상 차량의 기본적인 제원은 Fig. 1과 Table 1과 같다.

Fig. 2는 연구 대상 차량의 구동계에 대한 성능 모델링 결과를 나타내고 있다.  $T$ 와  $\omega$ 는 회전축의 전달 토크와 회전 속도를 나타내고 있다.  $T_e$ 는 엔진 토크,  $T_c$ 는 발전 장치 전달 토크,  $T_{drag}$ 는 휠 구동축에 가해지는 부하토크를 의미하고  $I_{veh}$ 은 차량의 등가관성을 의미한다.

파워트레인 구성 요소들의 손상도에 영향을 주는 외

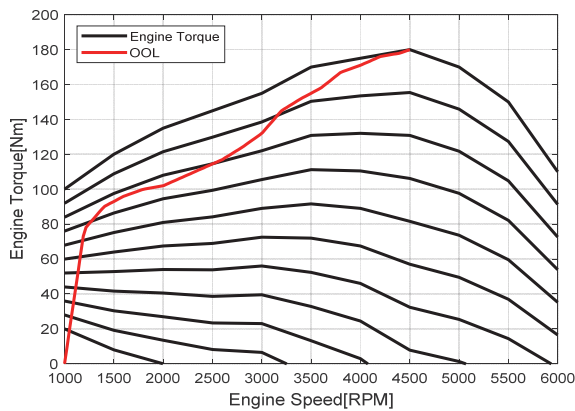


Fig. 1 Engine performance curve

Table 1 Specification of target vehicle

SI Engine	Max. Torque	179 Nm
	Max. Power	142 hp
CVT	Max. gear ratio	2.68
	Min. gear ratio	0.385
FGR		4.892
Vehicle weight		1256 kg

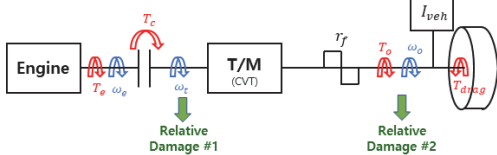


Fig. 2 Performance modeling of powertrain

부 토크는 엔진 토크  $T_e$ 와 부하토크  $T_{drag}$ 인데, 이들 두 토크 값의 관계는 파워트레인 내부의 기어비에 따라 다양하게 변화하게 되므로, 변속기의 입력 축과 휠 구동축 부위의 손상도는 서로 다르다 할 수 있다. 따라서 구동 시스템 내부 요소들의 손상도들을 정확히 분석하기 위해서는 반드시 기어비의 영향을 고려해야 한다. 본 연구에서는 파워트레인 내부의 부품들 중에 변속기 입력축과 휠 구동축의 손상도에 대해 비교 분석하기로 한다.

### 2.2 실차 주행 테스트

본 연구는 구동계손상도를 평가하기 위하여 총 주행 거리 1462.7 km를 5개월 동안 수행하였다. Fig. 3은 실 도로 주행상황에서의 측정 위치와 방법을 나타내고 있다. 엔진 출력축과 변속기 입력축에서의 회전 속도와 토크를 측정하였고, 차속은 GPS를 이용하여 측정하였다. 성능 데이터들은 샘플링 타임 100 Hz로 측정되어 데이터 수집 장치에 저장되었다.

Fig. 4는 하루 동안 측정된 데이터 중 본 연구에서 주요하게 사용하는 엔진 속도, 터빈 속도, 터빈 토크, 차속을 나타내고 있다.

### 2.3 실차 주행 데이터 분류(Classification)

효과적으로 상대 손상도를 계산하기 위해서는 방대한 양의 데이터를 분류(Classification)하는 과정이 필요하다. Cycle Counting의 대표적인 방법으로는 레인플로우 방법(Rainflow Counting Method)이 있지만, 특정 토크 범위에서 발생하는 회전속도를 카운팅(Counting)하기 위해서 Revolution Counting Method을 사용하였다. 해석을 수행하기 위한 기준 토크는 25 Nm, 토크 간격은 50 Nm로 설정하였다.

또한, 측정된 데이터 중 차속과 터빈속도, 터빈 토크를 이용하여 휠 구동축의 속도( $\omega_o$ )와 토크( $T_o$ )를 계산하였다. 기어비( $r$ )은 타이어반경( $R_t$ )과 터빈속도( $\omega_t$ )의 곱에 차속( $V_{veh}$ )을 나누어 계산하였다. 휠 구동축의 토크( $T_o$ ) 계산시에는 터빈 토크의 절대값을 이용하였다.

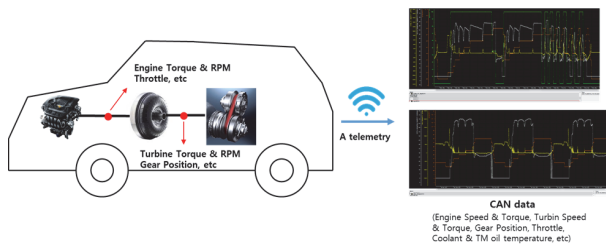


Fig. 3 Configuration of measurement system

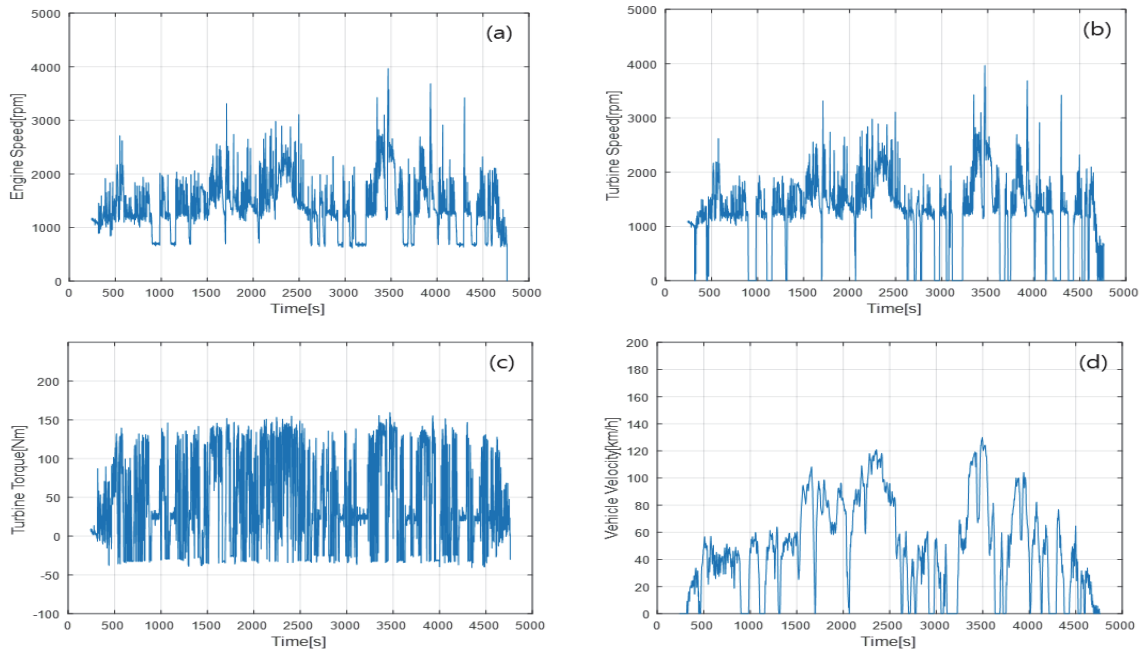


Fig. 4 Test results of CVT vehicle (a) engine speed, (b) turbine speed, (c) turbine torque, (d) vehicle velocity

$$\omega_o = V_{veh}/R_t \quad (1)$$

$$r = \omega_t/\omega_o = R_t\omega_t/V_{veh}, \quad (1.88 \leq r \leq 13.11) \quad (2)$$

$$r_{ct} = r/r_f \quad (3)$$

$$T_o = r|T_t| = r_{ct}r_f|T_t| \quad (4)$$

$$\log T = -\frac{1}{\lambda}\log N + \log C \quad (6)$$

$$\log C = \log S_u + \frac{1}{\lambda}\log(1) = \log S_u \quad \therefore C = S_u \quad (7)$$

$$\log T = -\frac{1}{\lambda}\log N + \log S_u \quad \therefore \left(\frac{S_u}{T}\right)^\lambda = N \quad (8)$$

식 (8)을 식 (5)에 대입하여 식 (9)처럼 상대 손상도  $QP$ 를 정리할 수 있다.

#### 2.4 선형 손상도 누적 이론(Miner's Rule)

Miner's rule은, 기계 요소에 미치는 손상은 하중 진폭의 크기와 관계없이 하중 진폭별 수명에 대한 사이클 수의 상대적인 비율만큼 영향을 준다는 선형 손상도 이론이다. 변동 하중을 받을 때, 일정 하중  $T_1$ 을  $n_1$  사이클,  $T_2$ 를  $n_2$  사이클 등과 같이 받는다면 누적 손상  $D$ 는 다음과 같다. 여기서  $N_i$ 는  $T_i$  하에서의 수명이며,  $D=1$ 인 경우에는 파손이 됨을 의미한다.<sup>1)</sup>

$$D = \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_i} = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots + \frac{n_n}{N_n} \leq 1 \quad (5)$$

피로손상지수( $\lambda$ )를 포함하는 T-N 곡선의 식 (6)에서  $N=1$ 인 경우(1회전 했을 때 파손되는 경우)를 고려하면 계수  $C$ 는 인장강도  $S_u$ 가 됨을 확인할 수 있고 최종적으로 식 (8)을 구할 수 있다.

$$\begin{cases} D = \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{(S_u/T_i)^\lambda} = \frac{1}{(S_u)^\lambda} \sum_{i=1}^n n_i (T_i)^\lambda \leq 1 \\ \therefore QP = \sum_{i=1}^n n_i (T_i)^\lambda \leq (S_u)^\lambda \end{cases} \quad (9)$$

Fig. 5와 Fig. 6은 실 차량의 주행데이터를 이용하여 변환한 토크별 누적 회전수를 기어비별로 분류하여 나타낸 그래프이다. 본 연구 대상 CVT 차량의 경우에는 기어비가 연속적으로 변하기 때문에, 데이터를 분류하기 위한 기어비 선정에 애매함이 있었지만, 편의상 저속( $7 \leq r \leq 14$ ), 중속( $2 \leq r \leq 7$ ), 고속( $1 \leq r \leq 2$ )으로 나누어 분석을 진행하였다. Fig. 5는 변속기 입력축 기준의 결과를 나타내고 있고, Fig. 6은 휠 구동축 기준의 결과를 나타내고 있다.

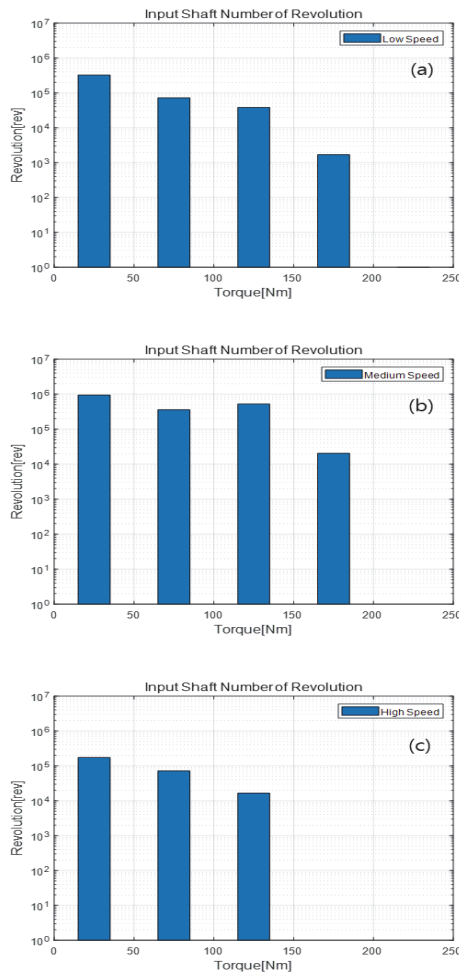


Fig. 5 Revolutions number of input shaft with torque variation (vehicle test) (a) low speed, (b) medium speed, (c) high speed

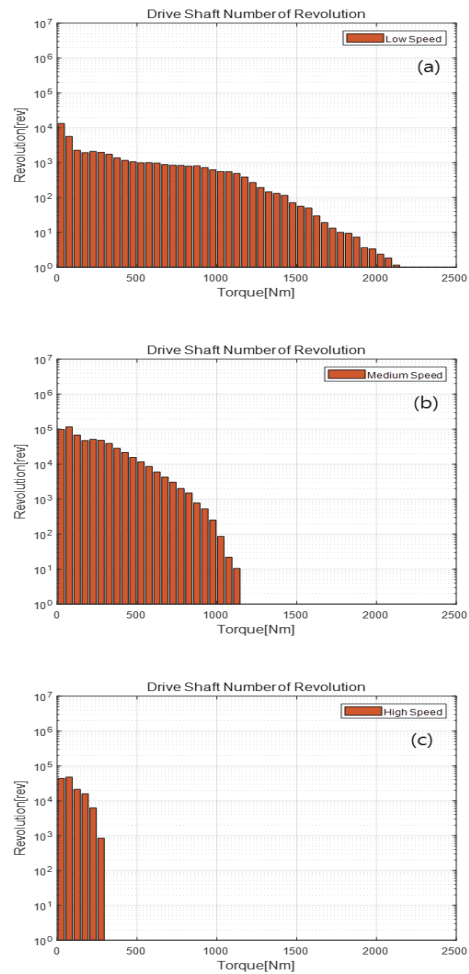


Fig. 6 Revolutions number of drive shaft with torque variation (vehicle test) (a) low speed, (b) medium speed, (c) high speed

Fig. 5의 데이터들은 변속기 입력축 부위에서 측정된 것이므로 측정된 토크 값이 엔진 토크 범위 내의 값임을 알 수 있다. Fig. 6의 데이터들은 변속기를 지나 휠 구동축에서 측정된 것이므로 측정된 토크 값이 변속비의 영향을 받아 엔진 토크 범위 내의 값 보다 크음을 알 수 있다. Fig. 5와 Fig. 6의 결과로부터 변속기 입력축과 휠 구동축 모두 중속구간에서 가장 많은 누적 회전수를 보이고 있음을 알 수 있다.

Fig. 4에 도시된 본 연구 대상 차량의 실차시험은 총 1462.7 km의 주행거리에 대한 것이다. 본 연구에서는 실차 주행거리를 37 cycle 반복 주행했다고 가정하여, 약 200,000 km 주행시의 상대 손상도를 예측하였다. Table 2는 Fig. 5와 Fig. 6의 상대손상도 값을 Cycle 반복 횟수만큼 증배시켜, 입력축과 휠 구동축의 속도별 상대 손상도를 손상도 행렬  $D_{ij}$  형태로 정리한 것이다.

Table 2 Relative damage (QP) matrix,  $D_{ij}$  of vehicle test data (unit of QP :  $10^{13} rev \cdot Nm^{3.33}$ )

Shaft	Speed level		
	Low	Medium	High
Input shaft	6.77	75.03	3.52
Wheel drive shaft	1083.50	1662.30	15.20

Table 2의 결과로부터 변속기 입력축보다 휠 구동축에서의 상대 손상도가 더 크고, 두 회전축 모두 중속 구간에서 가장 높은 상대 손상도를 나타내고 있음을 알 수 있다.

### 3. 성능해석을 이용한 내구 모드 구성 방법

#### 3.1 성능 시뮬레이터 개발

Table 2로 나타낸 200,000 km 실차 주행 데이터 기반의



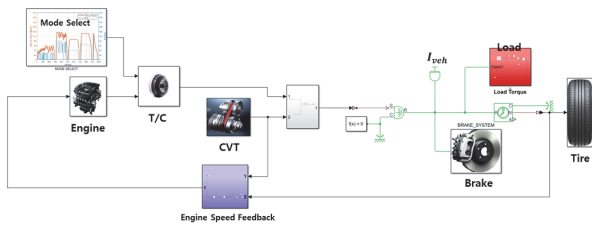


Fig. 7 Driving simulator of CVT equipped vehicle

상대 손상도를 모사할 수 있는 전형적인 내구 모드를 수치해석 방법으로 개발하였다. 이를 위하여 먼저 Fig. 2에 보인 차량 구동계 모델에 대한 Matlab/Simulink 기반의 성능 시뮬레이터를 Fig. 7과 같이 개발하였다.

해당 시뮬레이터는 크게 엔진과 토크컨버터, 변속기, 브레이크로 구성하였다. Fig. 7의 엔진 정보는 Fig. 1의 엔진 성능 특성을 반영하여 Look-up Table 형태로 적용하였다. 변속기는 현재 차속과 APS에 따라서 변속하도록 구성하였고<sup>9,10</sup> 파워트레인 내의 회전관성들은 차량 기준으로 등가화하여 모델링하였다.

### 3.2 전형적인 내구모드 개발

Fig. 7의 성능 시뮬레이터를 이용하여, Fig. 5와 Fig. 6에 보인 실차 기반 상대 손상도를 모사할 수 있는 5개의 전형적인 내구모드를 Fig. 8과 같이 개발하였다. 이들 5개의 내구모드는 저속 킥다운(EM1), 고속 킥다운(EM2), 중속 등속주행(EM3), 고속 등속주행(EM4), 전개도 발진(EM5)으로 구성되는데, 저속킥다운과 전개도발진 모드 주행시간은 각각 300초, 100초이고 나머지 모드들의 주행시간은 200초이다. 이들 내구모드들은 운전자 APS를 입력받아 결정되는 방식으로 개발되었다.

Fig. 7의 성능 시뮬레이터를 이용하여 Fig. 8의 내구모

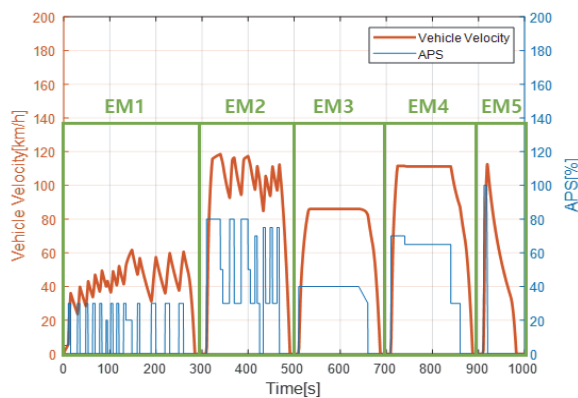


Fig. 8 Developed endurance driving mode by simulation

드(한 사이클 주행 거리 18.1 km)에 대한 주행 시뮬레이션을 수행하였다. Fig. 9와 Fig. 10은 주행 시뮬레이션 결과를 이용하여 변환한 토크별 누적 회전수를 기어비별로 분류하여 나타낸 것으로서, Fig. 5와 Fig. 6의 실차 기반 분석 결과와 같이, 변속기 입력축과 휠 구동축 모두 중속구간에서 가장 많은 누적 회전수를 보이고 있음을 알 수 있다.

Fig. 8에 보인 5개의 내구모드별 상대손상도를 정리하면 Table 3과 같다. Table 3의 결과로부터 고속킥다운(EM2), 전개도발진(EM5) 모드에서의 상대 손상도가 높게 나타난 반면 저속킥다운(EM1)과 중속정속주행(EM3) 모드에서의 상대 손상도가 적다는 것을 알 수 있다.

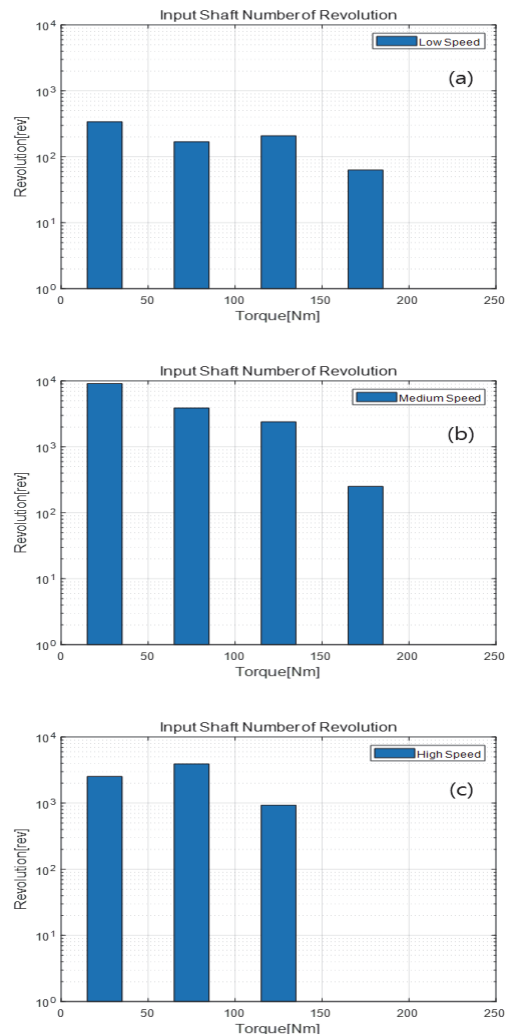


Fig. 9 Revolutions number of input shaft with torque variation (driving simulation of endurance mode) (a) low speed, (b) medium speed, (c) high speed

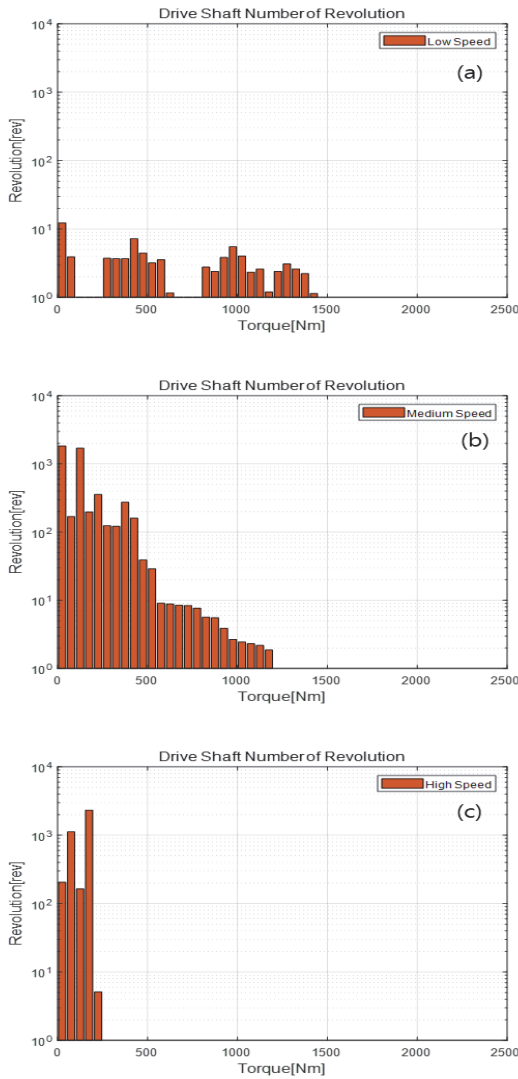


Fig. 10 Revolutions number of drive shaft with torque variation (driving simulation of endurance mode) (a) low speed, (b) medium speed, (c) high speed

Table 3 Relative damage(QP) of driving simulation results under endurance mode

Shaft & speed		Mode				
		EM1	EM2	EM3	EM4	EM5
Input shaft	Low	0.10	8.44	1.687	7.17	18.65
	Medium	2.34	154.50	58.44	44.04	66.65
	High	0.00	82.97	0.00	55.91	0.08
Wheel drive shaft	Low	51.59	1192.00	129.00	789.90	2228.00
	Medium	204.82	2415.00	249.90	749.20	2173.00
	High	0.00	156.30	0.00	465.20	0.06

\* Unit of QP :  $10^8 rev \cdot Nm^{3.33}$

### 3.3 모드 반복 횟수 결정 방법

Table 3의 5개의 내구 모드(EM1 ~ EM5)를 반복하여 Table 2로 나타난 200,000 km 실차 주행 데이터 기반의 상대 손상도( $D_{ij}$ )를 모사하고자 한다. 이때 5개 내구 모드의 반복 횟수( $N_1 \sim N_5$ )는 아래의 식 (11)을 이용하여 구할 수 있다. 식에서 행렬값  $d_{ij}$ 는 Table 3에 보인 데이터와 같고,  $N_i (i = 1 \sim 5)$ 는  $i$ 번째 내구모드의 반복횟수를 의미한다.

$$\begin{bmatrix} d_{11} & d_{12} & d_{13} & d_{14} & d_{15} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ d_{61} & d_{62} & d_{63} & d_{64} & d_{65} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} N_1 \\ N_2 \\ N_3 \\ N_4 \\ N_5 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} D_{11} \\ D_{12} \\ D_{13} \\ D_{21} \\ D_{22} \\ D_{23} \end{Bmatrix} \Rightarrow \vec{d} \cdot \vec{N} = \vec{D} \quad (10)$$

$$\{N_1, \dots, N_5\}^T = \vec{N} = [(\vec{d})^T \cdot \vec{d}]^{-1} \cdot (\vec{d})^T \cdot \vec{D} \quad (11)$$

식 (11)에 의하여 결정된 5개 내구모드의 반복 횟수  $N_1 \sim N_5$ 를 정리하면 Table 4와 같다.

식 (11)의 내구모드 반복 횟수  $N_1 \sim N_5$ 를 식 (10)에 대입하여 구한 상대피해도 값  $\{d_{ij}\} \cdot \{N_j\}$ 와 Table 2의 실차시험 기반 상대피해도 값  $\{D_{11}, D_{12}, D_{13}, D_{21}, D_{22}, D_{23}\}$ 와의 오차를 식 (12)와 같이  $\Delta D$ 로 정의할 때, 오차  $|\Delta D|$ 를 정리하면 Table 5와 같다.

$$\Delta D = \{D_{11}, D_{12}, D_{13}, D_{21}, D_{22}, D_{23}\}^T - [d_{ij}] \cdot \{N_j\} \quad (12)$$

Table 5의  $\Delta D$  결과를 통해, 본 연구에서 제안하는 내구모드 반복횟수 결정 방법이 유효하다는 것을 알 수 있

Table 4 Repetitions number of typical endurance mode

Mode		No. of cycles, $N_i (10^3 rev)$
EM1	Low speed kickdown	319
EM2	High speed kickdown	3
EM3	Medium speed cruising	65
EM4	High speed cruising	2
EM5	Wide open throttle	35

Table 5 Absolute error ( $|\Delta D|$ , unit :  $10^{13} rev \cdot Nm^{3.33}$ ) and percentage error ( $|\Delta D|/D_{ij}$ ) between the actual damage and the calculated damage

Shaft	Speed level	Low	Medium	High
	Input shaft		1.7 (25 %)	0.2 (0.3 %)
Wheel drive shaft		3.8 (0.4 %)	1.5 (0.1 %)	1.2 (7.9 %)

다. 이들 오차 값들 중에서 변속기 입력축의 저속 상태에서의 오차가 다른 상태의 오차보다 상대적으로 크게 나온 이유는, 측정된 데이터량이 상대적으로 적고 상대손상도 값의 크기가 작기 때문에 나타난 현상이라 할 수 있다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 CVT를 장착한 공유차량의 실제 주행 데이터와 시뮬레이션 데이터를 비교하여, 동일한 상대손상도를 갖는 내구모드 반복횟수를 찾아내는 방법을 제시하였다. 주요한 연구 결과를 정리하면 다음과 같다.

- (1) 실제 주행 데이터와 5가지의 내구모드를 주행한 시뮬레이션 결과의 상대 손상도가 같아지는 내구모드 반복횟수( $N$ )는  $N_1 = 319$ ,  $N_2 = 3$ ,  $N_3 = 65$ ,  $N_4 = 2$ ,  $N_5 = 35$ 이다.
- (2) 실제 주행 데이터의 상대손상도( $D$ )와 내구모드를  $N$ 번 반복한 상대손상도( $D_2$ )의 오차는 Table 5와 같이 회전 축의 위치와 회전속도 크기별로 다른데, 대략적으로 0.1 ~ 25 % 오차율을 보이고 있다.

본 연구에서 제시하는 이 방법을 이용하면, 내구모드 신규 개발이나 기존 내구모드를 가혹 또는 관대한 내구모드로 개선할 때 유용할 것이라고 생각한다.

#### 후 기

이 연구는 서울과학기술대학교 교내연구비의 지원으로 수행되었습니다.

#### References

- 1) K. Y. Lee, B. H. Park and D. Y. Lee, "Program Development for the Determination of Equivalent Load for Accelerated Fatigue Testing and the Estimation of Fatigue Life," Journal of the Korean Society for Railway, Vol.6, No.4, pp.265-272, 2003.
- 2) S. H. Lee, J. H. Lee, S. H. Goo, Y. C. Cho and H. Y. Cho, "An Evaluation of Relative Damage to the Powertrain System in Tracked Vehicles," Sensor (Basel), Vol.9, No.3, pp.1845-1859, 2009.
- 3) Y. G. Hwang, T. Y. Kim, J. Y. Kim, C. Y. Ryu, S. Y. Kim, S. Jung and W. K. Yoo, "Selection of Representative Load to Evaluate the Effects of Relative Damage on Vehicle Durability," Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers - A, Vol.43, No.12, pp.923-929, 2019.
- 4) S. H. Lee, J. H. Lee, D. K. Kang and S. H. Goo, "A Study on the Evaluation Technique for Quantified Damage for Powertrain System on Traveled Courses," Journal of the Korean Society for Precision Engineering, Vol.24, No.12, pp.74-81, 2007.
- 5) J. Y. Sung, W. S. Lim and S. C. Park, "A Study on the Control Logic of Continuous Variable Transmission Considering Power Loss," Transactions of the Korean Society of Mechanical, Vol.19, No.6, pp.852-858.
- 6) H. S. Lim, B. C. Cho, Y. K. Kim, H. Y. Lee and J. H. Kim, "A Study on Accelerated Life Evaluation Method of Component for Automatic Transmission," Transactions of KSAE, Vol.25, No.2, pp.250-256, 2017.
- 7) W. Ryu and H. Kim, "Ratio Control of CVT by Considering the CVT System Efficiency," Transactions of KSAE, Vol.14, No.4, pp.157-163, 2006.
- 8) W. S. Choi and W. S. Lim, "A Study on the Skip Shift Control Strategy According to Driving Resistance of Heavy-Duty Vehicle Equipped with Multi-Speed Transmission," Transactions of KSAE, Vol.27, No.6, pp.473-478, 2019.
- 9) D. C. Kim and H. S. Kim, "Study on Engine-CVT Consolidated Control(II)-Experimental Study," Transactions of KSAE, Vol.5, No.6, pp.111-119, 1997.
- 10) D. C. Kim, H. S. Kim, "Study on Engine-CVT Consolidated Control(I)-Development of Consolidated Control Algorithm," Transactions of KSAE, Vol.5, No.5, pp.86-96, 1997.