

실제하중 하에서의 축류설계기술 개발

Development of Design Technology for Passenger Car Driveshaft Under the Real Load Conditions

이상록, 이학주, 한승우, 김경식
Sang-Rok LEE, Hak-Joo LEE, Seung-Woo HAN, Kyung-Shik KIM



이상록/한국기계연구원 기계구조그룹/1953년생/고온에서의 재료특성 규명을 전공하였으며, 구조해석, 피로·파괴해석 및 실험응력해석에 관심을 가지고 있다.



이학주/한국기계연구원 기계구조그룹/1959년생/피로파괴를 전공하였으며, 피로파괴, 설계·시험 및 변동하중하에서의 균열진전 수명예측에 관심을 가지고 있다.



한승우/한국기계연구원 기계구조그룹/1963년생/피로파괴를 전공하였으며, 기계부품 및 구조물의 응력해석과 균열진전 및 수명예측에 관심을 가지고 있다.



김경식/한국기계연구원 기계구조그룹/1964년생/기계설계를 전공하였으며, 피로파괴 시험 및 실험응력해석에 관심을 가지고 있다.

1. 머리말

스용차 앞차축에 장착되어 회전하면서 동력을 전달하는 드라이브축은 운행 중에 주로 비틀림하중을 받는다. 따라서 동 부품의 피로해석 및 설계를 위해서는 실제 운행 중에 받는 서비스토크의 크기, 주파수 등에 관한 데이터가 필요하다. 차량에 탑재된 엔진의 토크와 회전수 등의 규격으로부터 드라이브축에 추가되는 최대토크 값을 예측할 수 있으나, 자동차 운행 중에는 승차인원, 도로 조건, 운전자의 운전습관 등 여러가지 외적인 영향으로 인하여 서비스토크가 불규칙하게 변할 것으로 예상되므로 서비스토크를 정확히 예측하기는 어려운 실정이다. 또한, 최근의 자동차 구조부품에 대한 설계개념이 무한수명 설계에서 경량화 설계로 변화되고 있으며, 따라서 자동차 드라이브축도 실제 운용하중을 바탕으로 한 정확한 수명예측 및 강도설계가 요구되고 있다.^(1,2)

본 연구에서는 4륜구동형 승용차용 드라이브축에 대해 실제 운용하중하에서의 피로수명을 예측하기 위해 i) 텔리메트리를 이용하여 토크를 측정하고, ii) 실제 주행 중에 발생하는 기어의 변속 횟수를 측정하여 서비스토크 이력을 구성하며, iii) 일정진폭하중하에서의 드라이브축의 비틀림 피로시험을 수행하고, iv) 축류 소재의 피로특성 데이터를 구성하여, v) 자체 개발한 프로그램으로 피로수명을 예측하고자 한다.

2. 서비스 토크 측정

2.1 시험대상품

본 연구에서는 4륜 구동용 승용차에 사용되는 드라이브축을 시험대상품으로 정하였다. 선정된 드라이브축은 구동축과 피동축의

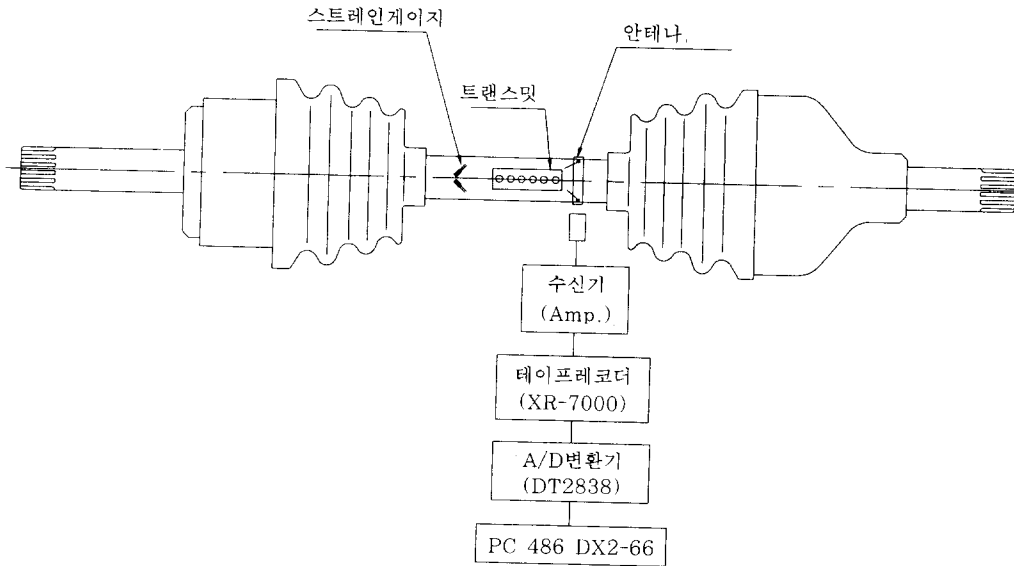


그림 1 서비스토크 측정을 위한 시스템 구성도

동력전달면이 두 축의 교차각의 이등분 선상인 등속평면에 항상 위치하게 되어 등속으로 원활한 회전운동을 전달하는 등속조인트(Constant Velocity Joint)^(3,4)와 연결축으로 구성되어 있다.

2.2 서비스 토크 측정

일반적으로 동력을 전달하는 회전축은 축하중, 비틀림하중 및 굽힘모멘트가 복합적으로 작용하는 복합하중 상태하에 있다. 그러나 시험대상품인 드라이브축은 구조적으로 축하중 및 굽힘모멘트의 영향은 비틀림하중에 비해서 매우 작을 것으로 예상되므로 비틀림하중만을 측정하였다.

회전하고 있는 축류의 서비스토크를 측정하기 위해서, 무선으로 신호를 전송할 수 있고, 설치공간을 작게 차지하며, 시험편에 관련 부품의 장착이 용이한 텔리메트리 방식을 이용하였다. 그림 1은 서비스토크 측정을 위한 시스템 구성도를 보여준다.

송신부의 안테나에서 무선으로 송신한 신

호를 수신부에서 수신하여, 이를 전압으로 바꾸어 주며, 이 신호를 차량에 탑재한 데이터 기록계(data recorder, TEAC XR-7000)에 기록한다. 기록된 신호를 16 bit의 정밀도, 160 kHz의 속도를 가진 A/D 변환기(analogue to digital converter, data translation DT2838)를 이용하여 개인용 컴퓨터에 저장하고, 데이터 처리를 수행한다. 이 때 데이터 기록계의 테이프 속도는 9.52 cm/s이었으며, A/D 변환 속도는 5 kHz이었다.

서비스토크 측정은 여러가지 도로상태와 운전조건을 시뮬레이션 할 수 있는 전용 주행시험장에서 실시하는 것이 바람직하지만, 경제적, 시간적 제약으로 인하여 주행시험장을 이용할 수 없었다. 따라서 본 연구에서는 간이 주행시험장과 가혹한 조건의 시험이 가능한 적절한 도로를 선정하여 토크를 측정하였다. 포장도로에서의 토크 측정은 창원시내에 소재한 500 m 구간의 아스팔트 도로 평지길에서 실시하였으며, 엔진브레이크 작동

시의 측정은 경사도 약 10 %인 내리막길에서 실시하였다. 또한 엔진의 회전속도를 3,500 rpm 정도까지 올렸다가 급출발하는 경우의 측정은 간이 주행시험장에서 실시하였다.

2.3 결과 및 고찰

그림 2~4는 포장도로 평지길 주행, 내리막길에서의 엔진 브레이크 작동 및 급출발시 측정된 토크 이력을 보여준다. 측정된 토크 신호에는 고주파 성분의 노이즈(noise)가 포함되어 있으므로, 이를 제거하기 위해 컷-오프 주파수(cut-off frequency)가 20Hz인 로우패스 필터(nonrecursive low pass filter)를 사용하여 노이즈를 제거하였다⁽⁵⁾.

포장도로 평지길 주행시에 발생하는 최대토크는 기어를 1단 → 2단으로 변속하는 과정에서 발생되며, 그 크기는 939 N·m로 나타났다. 또한 기어를 2단 → 3단, 3단 → 4단, 4단 → 5단으로 변속하는 과정에서도 각 기어단에서의 최대서비스토크보다 더 큰 토크가 발생됨을 알 수 있다.

내리막길 주행시 엔진브레이크를 작동시킬 때의 운행조건은 내리막길 주행 (기어 중립 상태) → 기어 2단 또는 1단이며, 이 때의 최대토크는 -2,136 및 -2,299 N·m로 각각 측정되었다.

급출발시 운행조건은 초기에 엔진 회전수를 3,500 rpm까지 증가시킨 후에 클러치에서 발을 떼어 급출발을 한 후에 기어 1단 → 2단 → 3단 → 4단 → 5단 → 브레이크 → 정지의 순서로 하였으며, 급출발시 최대토크는 1,777 N·m로 나타났다.

급출발시 전문구동형 승용차에서 발생하는 충격토크(shock torque)는 다음 식으로 예측됨이 알려져 있으며, 충격토크 값을 드라이브 축 및 드라이브 라인 관련 부품의 설계 최대토크로 이용하고 있다.^(3,6)

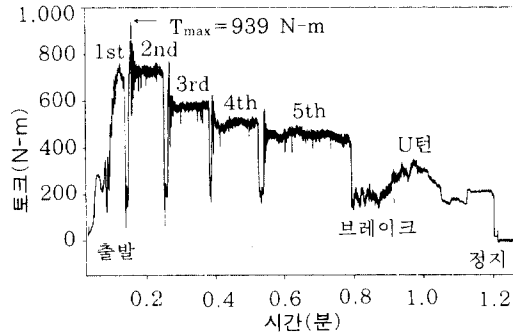


그림 2 포장도로 평지길에서의 서비스토크 이력

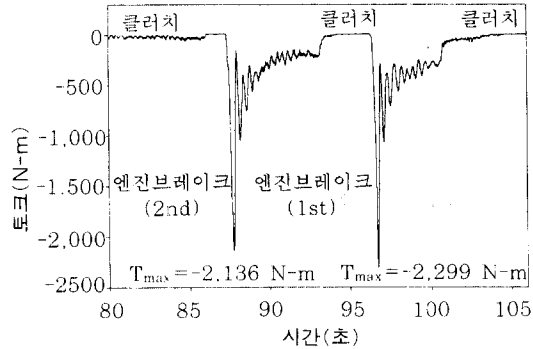


그림 3 내리막길 엔진브레이크 작동시의 서비스토크 이력

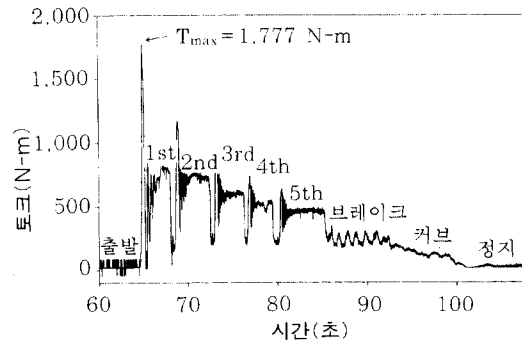


그림 4 급출발시의 서비스토크 이력

$$\text{Shock Torque} = \text{Factor} \times \text{1st Gear Ratio} \times \text{Final Drive}$$

Ratio \times Max. Engine
Torque

여기서, Factor = 2 ~ 2.75 for small size passenger car⁽³⁾
= 2.5 for medium sized European passenger car⁽⁶⁾

이다.

윗 식을 이용하여 구한 시험 차량의 충격토크는 Factor가 2, 2.5, 2.75인 경우에 각각 1,523, 1,904, 2,094 N·m이며, 급출발시 측정된 최대토크(1,777 N·m)는 위 식으로 계산된 충격토크 범위내에 있음을 알 수 있다.

엔진브레이크 작동시 측정된 최대토크인 2,299 N·m를 기준으로 하여 구한 Factor는 3.0이며, 이는 현재 드라이브축 및 드라이브 라인 관련 부품의 설계 시에 사용되는 충격토크 Factor보다 큰 값이다. 따라서 드라이브축 및 드라이브 라인 관련 부품을 설계할 경우에는 엔진브레이크 작동시 발생되는 최대토크를 반드시 고려해야만 한다.

2.4 기어변속횟수 측정

드라이브축의 정확한 피로수명을 예측하고, 이를 설계에 반영하기 위해서는 차량의 전 수명 동안 실제 운행중에 받는 서비스토크 이력을 측정하거나 표준화된 주행시험장에서 차량을 운행하며 서비스토크를 측정하여 이를 바탕으로 피로해석을 수행하여야 한다.

그러나 차량의 전 수명 동안 또는 주행시험장에서 주행시험을 하면서 토크이력을 측정할 경우에는 측정 데이터가 너무 방대해지므로 저장, 처리 등의 면에서 제한을 받게 된다. 또한, 축류의 경우 주행거리보다는 변속횟수가 수명예측 등에 큰 영향을 미치므로 주행시험장에서의 단순한 토크 측정만으로는 피로해석에 필요한 데이터를 얻을 수가 없다.

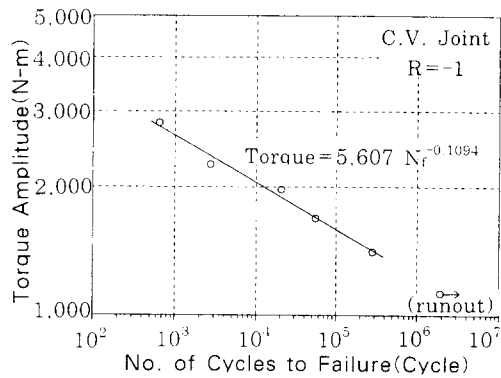


그림 5 드라이브축의 토크-파손수명 선도

따라서 본 연구에서는 앞에서 측정된 운전 조건에서의 토크이력을 기본 데이터로 이용하여 기어변속에 따른 토크이력을 재구성하기 위해 4륜구동형 승용차를 이용하여 대전, 인천, 창원 등 시내와 경남 창원군 남지읍 → 경남 창원시, 대전시 유성구 → 신도안 → 공주의 국도, 그리고 대전 → 경남 창원군 남지읍, 경남 창원시 → 대전, 대전 → 인천, 인천 → 대전의 고속도로에서 실제 주행중에 변속되는 기어의 변속횟수를 측정하였다⁽⁷⁾.

3. 드라이브축의 비틀림 피로시험

드라이브축의 비틀림 피로하중에 의한 취약 부위를 예측하고, 피로특성을 규명하며, 서비스토크 이력하에서 수명예측을 위한 기초데이터로 사용하기 위해 용량 22.5 kN·m, 최대 비틀림각 $\pm 50^\circ$ 유압식 비틀림 피로시험기를 이용하여 드라이브축의 피로시험을 수행하였다.

비틀림 하중은 하중진폭이 1,127~2,828 N·m 사이에 6개가 분포되도록 하였으며, 이때 하중파형은 정현파(sine), 하중비(load ratio) $R = -1$, 시험주파수는 0.2~0.9 Hz로 하였다.

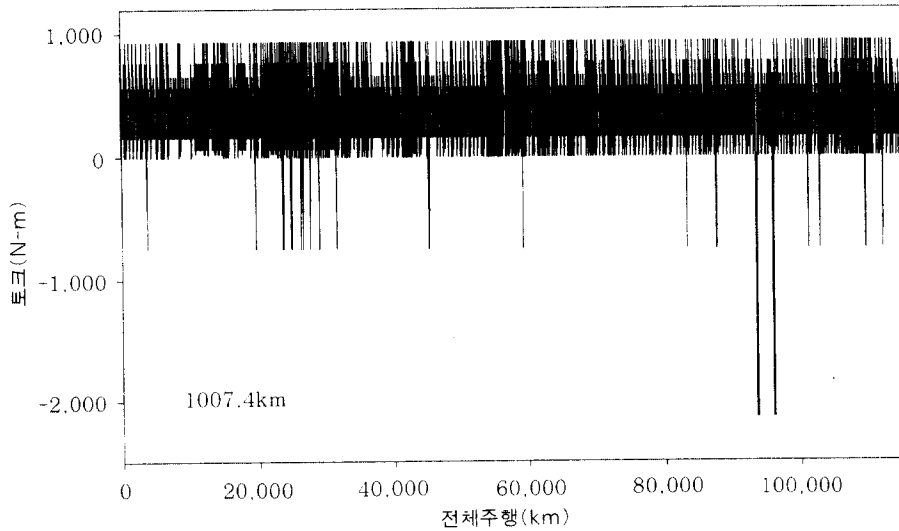


그림 6 전체주행에 대한 하중이력(1,007.4km)

그림 5는 드라이브축의 비틀림 피로시험 결과토크 - 파손수명과의 관계를 양대수좌표(log-log graph)위에 나타낸 것이다. 토크 진폭과 파손수명이 양대수 좌표계에서 직선 식으로 잘 근사화 될 수 있다.

4. 비틀림 피로수명 예측

4.1 하중이력 구성

실제 차량이 일정거리를 운행할 때 드라이브축에 작용하는 하중이력을 구성하기 위해 2장에서 측정된 서비스토크와 기어변속 횟수를 이용하여 하중이력을 재구성하였다.

먼저 실제 운행중에 발생 가능한 기어 단수 즉, 1단, 2단, 3단, 4단, 5단 및 후진, 엔진브레이크 작동 등에 대해 측정된 서비스토크 이력에서 해당 데이터를 발췌하였다.

발췌된 데이터를 사용하여 기어변속 횟수에 따른 하중이력을 구성하게 되면 데이터 크기가 너무 커서 저장, 처리 등이 어려울 뿐만 아니라 피로수명 예측에도 많은 시간이

소요된다. 따라서 피로수명에 영향을 주지 않는 임계 토크(threshold torque)값(본 연구의 경우 : 25 N·m)을 결정하여 이 값 이하의 진폭을 갖는 토크 이력을 제거하여 각 기어 단수에 대한 간결화 된 데이터를 구성하였다.

간결화된 토크이력과 측정된 기어변속 횟수 이력을 이용하여 하중이력을 구성하였다. 그림 6, 7, 8은 전체 주행, 시내 및 국도 주행(이하에는 시내 주행으로 표기), 그리고 시내 및 국도와 고속도로 일부 주행(이하에는 표준주행으로 표기)에 대해 구성한 세 종류의 하중이력을 나타낸다. 표준주행의 경우, 시내 및 국도 주행거리와 고속도로 주행거리 비율이 각각 62 %, 38 %가 되도록 고속도로 주행거리 중에서 일부만을 포함시켰다.

4.2 피로수명 예측

4.2.1 피로수명 예측 프로그램

본 연구에서는 측정된 서비스토크 이력과 드라이브축의 토크-수명 관계, 또는 드라이브

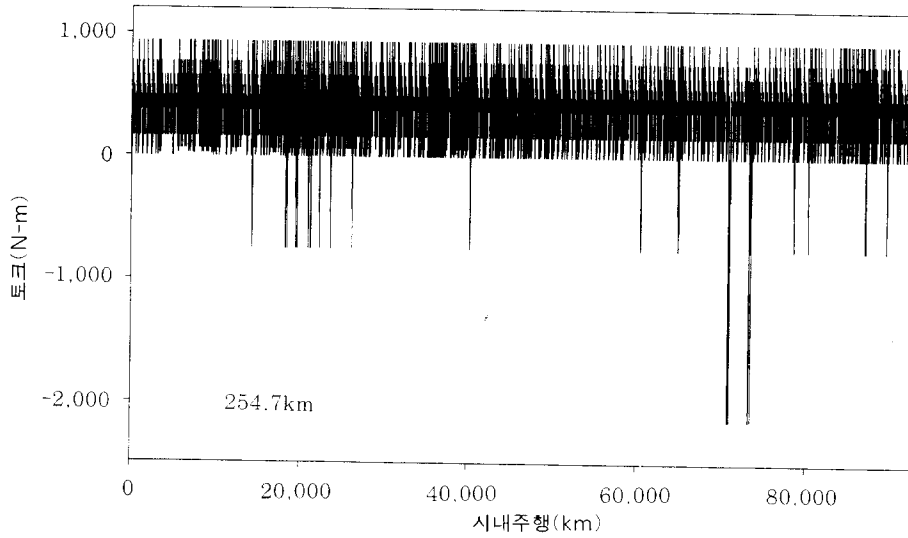


그림 7 시내주행에 대한 하중 이력(254.7 km)

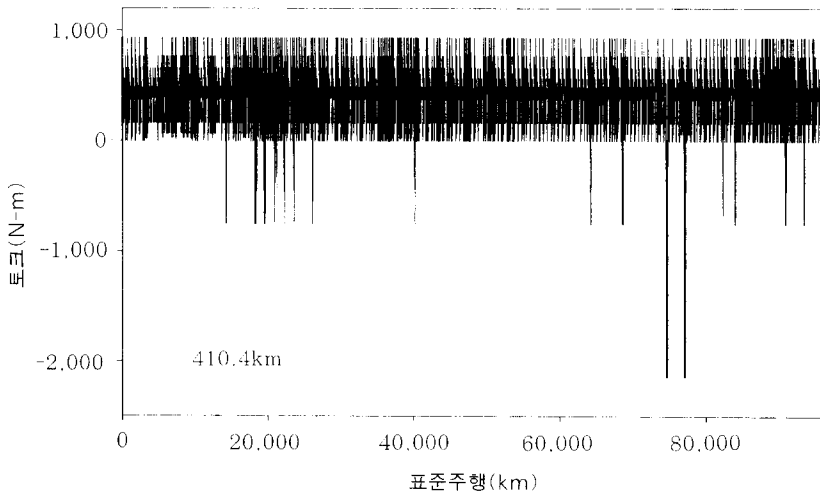


그림 8 표준주행에 대한 하중 이력(410.4 km)

브축 소재의 응력-수명 관계를 이용하여 드라이브축의 피로수명을 예측하기 위한 프로그램(KIMM-LIPS ; KIMM-Life Prediction of Shaft)을 개발하였다.

이 프로그램은 먼저 주어진 하중이력의 극

대, 또는 극소점(turning point)을 찾아 산-골(peak-valley)을 구하여 과형계수를 수행하고, 과형계수 결과를 이용하여 피로손상누적 개념에 의해 피로수명을 계산하게 된다. 개발된 프로그램은 상용 피로수명 예측 프로

그림인 nCode 사의 nSoft⁽⁸⁾를 이용하여 검증하였으며, 그림 9는 KIMM-LIPS의 흐름도를 보여준다.

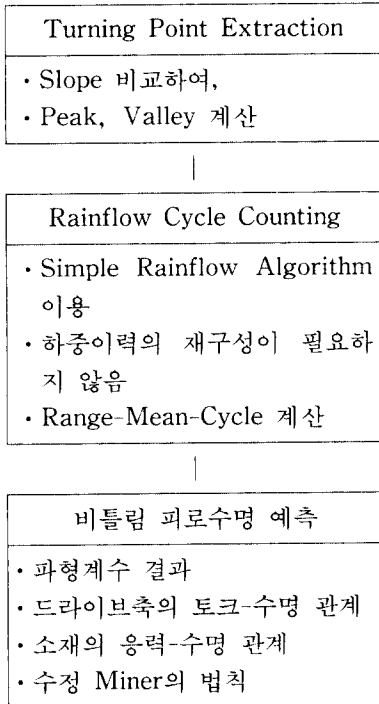


그림 9 피로수명 예측 프로그램 KIMM-LIPS의 흐름도

파형계수란 응력진폭, 평균응력, 주기 등이 불규칙적으로 변하는 변동하중 이력을 여러 개의 일정진폭 하중으로 바꾸어주는 것으로, 이를 이용하여 변동하중하의 피로수명을 예측하게 된다. 본 연구에서는 Rainflow Cycle Counting 법⁽⁹⁾을 이용하여 파형계수를 수행하였다.

피로수명은 손상누적 개념에 의해 평가되며, 대표적인 것으로는 Miner의 법칙을 들 수 있다. 본 연구에서는 응력-수명 선도의 직선부분을 피로한도 이하의 영역까지 연장하여 피로한도 이하의 응력에 의한 손상을 고려할 수 있는 수정 Miner의 법칙을 사용하였다.

4.2.2 피로수명 예측

피로수명 예측은 드라이브축의 토크-수명 관계를 이용하는 방법과 소재의 응력-수명 관계를 이용하는 방법 두 가지의 경우에 대해 수행하였다.

비틀림 피로시험에 의해 구해진 토크-수명 선도(그림 5)를 이용한 피로수명 예측은 실제 드라이브축의 시험결과를 기초데이터로 이용한다. 따라서 여러가지 변수의 영향, 즉 크기 효과(size effect), 하중형식에 대한 영향, 표면 거칠기 영향, 응력집중 영향 등이 모두 고려된 시험결과를 이용하여 피로수명을 예측하므로 더욱 정확한 수명예측 결과를 얻을 수 있다.

소재특성을 이용한 피로수명 예측에서는 드라이브축 소재에 대한 피로특성을 기초데이터로 이용한다. 시험대상 드라이브축의 소재는 기계구조용 탄소강의 일종인 SM55C이며, 표면경도가 약 HRC 53~61이 되도록 고주파 열처리를 하였다.

그림 10은 피로수명 예측에 사용된 드라이브축 소재의 응력-수명 관계를 양대수좌표계에 나타낸 것이다.⁽¹⁰⁾ 그림에서 실선은 열처리된 SM55C소재의 피로실험 결과를 최소자승법을 이용하여 양대수좌표계상에서 직선식

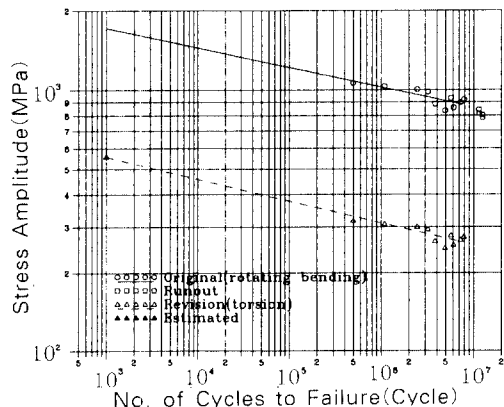


그림 10 SM55C 소재의 응력-수명 선도

으로 근사화하여 구한 S-N선도를 보여준다.

그림 10에 나타난 SM55C에 대한 피로특성 데이터는 평활 시험편에 회전굽힘 하중이 작용할 때의 시험 결과이며, 저주기피로(low cycle fatigue) 데이터가 포함되어 있지 않다. 따라서 더욱 정확한 피로수명예측을 위해서는 치수효과, 하중형식, 표면상태효과(표면 거칠기 및 표면가공 효과) 및 응력집중 등의 영향을 고려하고, 저주기 피로 데이터가 요구된다.

SM55C 시편의 치수는 지름이 9 mm로 드라이브축의 지름 27.1 mm보다 작아서 치수효과를 고려하여야 하며, 이를 위하여 다음과 같은 비틀림 치수계수 C_{dt} 를 도입하였다.⁽¹¹⁾

$$C_{dt} = \frac{\tau_{wd}}{\tau_{w10}} = 1 - \sqrt{3} \frac{\tau_{w10}}{S_u} \cdot (0.522e^{-\frac{5.33}{d}} - 0.306) \quad (1)$$

여기서, τ_{wd} 는 지름이 d 인 시편에 대한 비틀림 피로한도, τ_{w10} 은 지름이 10 mm인 시편에 대한 비틀림 피로한도, S_u 는 인장강도를 나타내며, 위 식을 이용하여 구한 비틀림 치수계수는 0.939이다.

소재특성 데이터인 SM55C의 응력-수명선도는 회전굽힘 하중에 대한 것이므로, 드라이브축의 비틀림 피로수명을 예측하기 위해서는 회전굽힘과 비틀림 하중과의 관계를 고려해야 한다. 본 연구에서는 하중 형식의 영향을 고려하기 위하여 일본 재료학회의 데이터 분석결과⁽¹²⁾와 비교적 잘 일치하는 다음의 관계를 이용하였다.

$$\tau = 0.577 \sigma \quad (2)$$

여기서, τ 는 전단 피로한도, σ 는 굽힘 피로한도를 나타낸다.

시편의 표면은 연마되어 있으며, 드라이브축은 기계가공한 상태이므로 표면상태효과에 대한 보정이 필요하다. 위의 경우 표면상태계수 C_s 는 굽힘 하중에 대해 약 0.7이며⁽¹¹⁾,

다음식을 이용하여 비틀림 하중에 대한 표면상태계수를 구하면 0.828이 된다.

$$C_{st} = 0.575 C_s + 0.425 \quad (3)$$

여기서, C_{st} 는 비틀림 하중에 대한 표면상태계수, C_s 는 굽힘 하중에 대한 표면상태계수이다.

앞서 수행한 드라이브축의 비틀림 피로시험 결과, 파손이 대부분 스플라인이 시작되는 필렛부위에서 발생되었으므로 이 부위에서의 응력집중을 고려하여야 한다. 비틀림 하중을 받는 시험대상 드라이브축의 필렛부위에서의 응력집중계수(stress concentration factor) K_t 는 1.57이다.⁽¹³⁾ 반복하중이 작용하는 경우에, 응력집중효과는 피로노치계수(fatigue notch factor)를 이용하여 평가할 수 있다. 본 연구에서는 여러가지 피로노치계수 평가식 중에서 Neuber가 제안한 다음의 식을 이용하였다.⁽⁹⁾

$$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \sqrt{\frac{\rho}{r}}} \quad (4)$$

여기서, K_f 는 피로노치계수, K_t 는 응력집중계수, ρ 는 재료상수($\cong 0.01$ mm⁽¹⁴⁾), r 은 필렛반경을 나타내며, 위의 식에서 구한 피로노치계수는 1.5이다.

그림 10에 나타난 SM55C의 기본 데이터가 고주기피로(high cycle fatigue) 데이터만으로 구성되어 있으므로, 이들 데이터만으로 응력-수명 관계를 구하면 응력 진폭이 큰 저주기 영역에서는 데이터의 신뢰도가 떨어질 가능성이 있다. 따라서 일반적인 강의 1×10^3 사이클에서의 비틀림 피로강도를 예측하는데 사용되는 다음의 근사식을 이용하여, 1×10^3 사이클에서의 비틀림 피로강도를 구하였다.⁽⁹⁾

$$S_{1000} = 0.45 S_u \quad (5)$$

여기서, S_{1000} 은 1×10^3 사이클에서의 피로

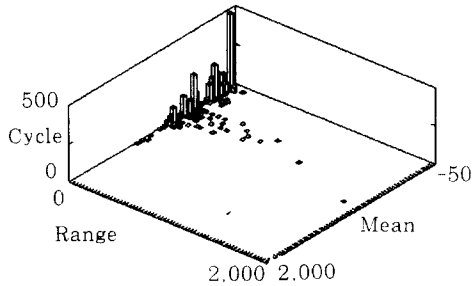


그림 11 급출발시 발생하는 토크 이력의 파형계수 결과

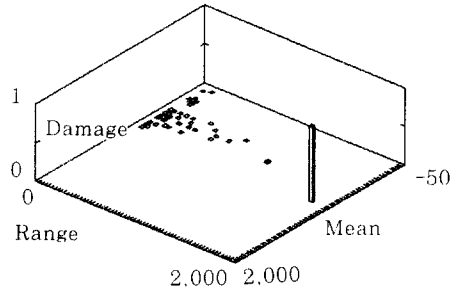


그림 14 급출발시 피로손상누적 분포

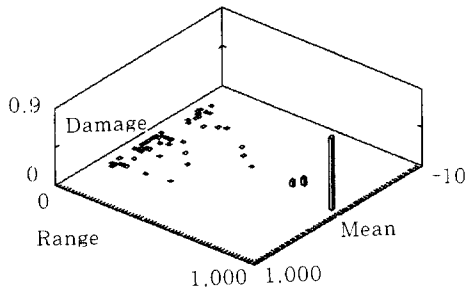


그림 12 포장도로 주행시 피로손상누적 분포

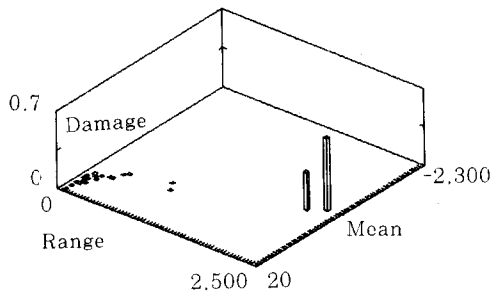


그림 13 내리막길에서 엔진브레이크 작동시 피로손상누적 분포

의 피로노치계수 K_f' 를 구하기 위해서 다음의 관계식을 이용하였다.⁽⁹⁾

$$\frac{K_f' - 1}{K_f - 1} = 0.6 \quad (6)$$

여기서, K_f 는 피로노치계수이며, 위 식을 이용하여 구한 K_f' 는 1.3이다.

그림 10에서, 점선은 크기 효과, 하중형식에 대한 영향, 표면 거칠기 영향, 응력집중 영향을 고려하고, 1×10^3 사이클에서의 피로강도를 유추하여 구성한 수정된 응력-수명 데이터를 최소자승법을 이용하여 양대수좌표계에서 직선식으로 근사화시킨 수정된 응력-수명 관계를 보여준다.

4.2.3 결과 및 고찰

그림 11은 급출발시의 토크 이력을 파형계수한 결과를 보여준다. 최대진폭은 920 N·m로서 정상상태로 출발하는 경우(포장도로)의 기어변속시 발생하는 최대 토크보다 상당히 큰 값을 가진다.

그림 12~14는 포장도로 내리막길에서 엔진브레이크 작동 및 급출발에 대해 비틀림 변동하중 이력에 대한 피로수명 예측의 결과로서, 피로 손상누적 분포를 보여준다. 토크의 진폭이 클수록 피로손상은 크게 나타나며, 앞의 파형계수 결과 큰 진폭은 기어변속

강도, S_v 는 인장강도이다.

위에서 구한 S_{1000} 은 응력집중효과를 포함하지 않았으므로, 1×10^3 사이클에서의 응력집중효과를 고려하여야 한다. 응력집중효과를 고려하기 위한 피로노치계수는 반복횟수에 따라서 변화되므로, 1×10^3 사이클에서

시 발생하였으므로 드라이브축의 피로수명은 실제 주행시간보다는 기어변속 횟수에 크게 좌우될 것으로 추측된다.

또한 내리막길에서 엔진브레이크를 작동하는 경우가 최대 진폭이 가장 크게 나타났으므로, 엔진브레이크의 작동은 피로수명에 큰 영향을 미칠 것으로 예상된다.

세 가지 운전 조건에 대해 측정한 토크 이력과 기어변속 횟수를 바탕으로 재구성한 세 가지 하중이력에 대해 토크-수명선도를 이용한 피로수명 예측결과와 소재의 응력-수명 선도를 이용한 피로수명 예측 결과를 표 1, 2에 각각 보여준다.

표 1, 2에 보인 바와 같이, 자체 개발한 프로그램과 상용 프로그램의 피로수명 예측 결과가 매우 잘 일치함을 알 수 있다.

포장도로에 비해 내리막길 엔진브레이크를 작동하는 경우나 급출발의 경우에 피로수명이 매우 짧게 나타나므로, 엔진브레이크 작동이나 급출발은 드라이브축의 수명을 크게 감소시킴을 알 수 있다.

소재특성을 이용한 비틀림 피로수명 예측 결과, 전체주행, 시내주행 및 표준주행 시 예상수명(총 주행 거리)은 각각 2.57×10^7 km, 6.49×10^6 km, 1.05×10^7 km로 예측되었으며, 기어변속 횟수가 적은 고속도로

표 1 토크-수명선도를 이용한 비틀림 피로수명 예측 결과

주행조건 및 주행거리(km)			Block		예상수명(km)
			KIMM-LIPS	nSoft	
측 정 토크이력	포장도로	0.5	5.48×10^9	5.48×10^9	2.7×10^9
	내리막길 (엔진브레이크)	—	1.21×10^6	1.21×10^6	—
	급출발	—	1.60×10^7	1.60×10^7	—
재 구 성 토크이력	전체주행	1,007.4	5.15×10^4	1.60×10^4	5.19×10^7
	시내주행	254.7	5.17×10^4	5.18×10^4	1.32×10^7
	표준주행	410.4	5.17×10^4	5.18×10^4	2.12×10^7

표 2 소재 특성을 이용한 비틀림 피로수명 예측 결과

주행조건 및 주행거리(km)			Block		예상수명(km)
			KIMM-LIPS	nSoft	
측 정 토크이력	포장도로	0.5	7.05×10^{10}	6.86×10^{10}	2.7×10^{10}
	내리막길 (엔진브레이크)	—	1.27×10^6	1.26×10^6	—
	급출발	—	3.03×10^7	3.07×10^7	—
재 구 성 토크이력	전체주행	1,007.4	2.55×10^4	2.56×10^4	2.57×10^7
	시내주행	254.7	2.55×10^4	2.56×10^4	6.49×10^6
	표준주행	410.4	2.55×10^4	2.56×10^4	1.05×10^7

5. 맺 음 말

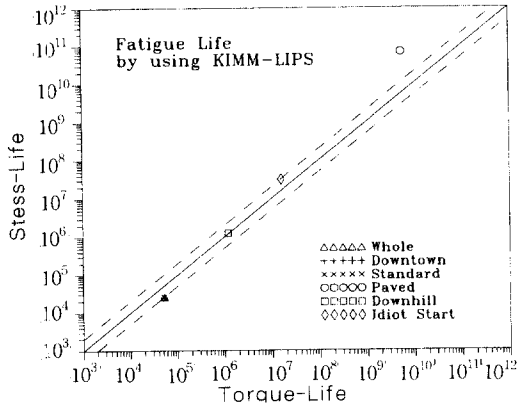


그림 15 토크-수명선도 및 소재특성을 이용한 피로수명예측 결과의 비교

주행의 비율이 커질수록 드라이브축의 수명은 증가함을 알 수 있다. 차량의 수명을 30만 km로 추정한다면 위의 모든 경우에 대한 드라이브축의 피로수명은 무한수명으로 간주할 수 있다.

소재특성을 이용하여 비틀림 피로수명을 예측한 결과와 토크-수명선도를 이용한 결과를 비교해보면 포장도로 주행에서는 약 13배, 급출발의 경우는 약 1.9배 수명이 길게 예측되었고, 내리막길 주행에서는 거의 같은 수명이었다. 그리고 재구성한 토크이력에 대해서는 세 경우 모두 1/2 정도 수명이 짧게 예측되었다. 그림 15는 소재특성과 토크-수명 선도를 이용하여 피로수명을 예측한 결과를 보여주며, 포장도로 주행 시를 제외하고는 오차범위 2배 이내에서 수명예측 결과가 비교적 잘 일치함을 알 수 있다. 따라서 부품의 초기 설계 단계에서 드라이브축의 토크-수명 데이터를 이용할 수 없는 경우에도 소재의 피로특성을 이용하여 비교적 정확한 피로수명예측을 할 수 있으리라 기대된다.

4륜 구동형 승용차의 드라이브축에 대해 몇 가지 대표적인 운행중에 발생하는 토크를 측정하고, 동 승용차의 기어 변속 횟수를 측정하여, 실제 운행 중에 발생하는 토크 이력을 구성하였다. 또한 일정진폭하중하에서 드라이브축의 피로 시험을 수행하고, 변동하중을 받는 축의 피로수명을 예측하기 위한 프로그램을 개발하였다. 끝으로 개발된 프로그램과 토크이력을 이용하여 드라이브축의 피로수명을 예측하여 다음의 결론을 얻었다.

- (1) 포장도로 평지길 주행시에는 변속하는 과정에서 큰 토크가 발생되며, 급출발 시 측정된 최대 토크는 자동차회사에서 설계 시 사용되는 충격토크와 잘 일치하였다. 실제 운행 중 발생하는 최대토크 값은 엔진브레이크 작동시에 나타났으며, 드라이브축 및 기타 동력전달 관련 부품의 설계 시에 급출발시의 최대 토크뿐 아니라 엔진브레이크 작동시의 최대 토크도 충분히 고려하여야 한다.
- (2) 일정진폭하중하에서 드라이브축의 비틀림 피로시험으로부터 토크-파손수명 관계를 얻었으며, 수명예측의 데이터로 활용하였다. 시험대상 드라이브축의 취약부위는 연결축 스플라인이 시작되는 필렛부위(T/M쪽) 및 스플라인 부위(T/M쪽)로 예측된다.
- (3) 실제 주행중에 측정된 서비스토크 이력을 받는 드라이브축에 대해 자체 개발한 피로수명예측 프로그램(KIMM-LIPS)을 이용하여 변동하중하의 피로수명을 예측한 결과, 드라이브축의 피로수명은 주행거리(또는 주행시간)보다는 기어의 변속횟수에 크게 영향 받는 것을 알 수 있었으며, 시험대상 드라이브축의 수명은 무한수명으로

예측되었다. KIMM-LIPS의 피로수명 예측결과는 상용 프로그램을 이용하여 예측한 결과와 매우 잘 일치하였다.

소재특성 및 토크-수명선도를 이용하여 비틀림 피로수명을 예측한 결과, 오차범위 2배 이내 에서 두 경우의 수명예측 결과가 비교적 잘 일치하였다.

참 고 문 헌

- (1) 이상록 외, 1992, “응력집중을 고려한 축류의 피로수명 향상에 관한 연구,” KIMM 연구보고서, UCN 419-1709·C, p. 15.
- (2) Dickenson, J. I., “Vehicle Data Acquisition and Its Application in Drive Shaft Endurance Testing,” *Drive Line* 84, C4/84, IMechE, pp. 31~43.
- (3) SAE, 1797, *Universal Joint and Driveshaft Design Manual*, AE Series No. 7.
- (4) Schmelz, F., et al., 1991, *Universal Joint and Driveshafts, Analysis, Design, Applications*, Springer-Verlag.
- (5) Hamming, R. W., 1977, *Digital Filters*, Prentice-Hall, Inc.
- (6) Wright, D. H., 1993, *Testing Automotive Materials and Components*, Published by Society of Automotive Engineers, Inc., U.S.A.
- (7) 이상록 외, 1993, “응력집중을 고려한 축류의 피로수명 향상에 관한 연구(II),” KIMM 연구보고서, UCN 510-1851·C, pp. 46~55.
- (8) nCode International Ltd., 1988, *nSoft User Manual*, Ver. 1.1.
- (9) Bannantine, J. A., Comers, J. J. and Handrock, J. L., 1990, *Fundamentals of Metal Fatigue Analysis*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs.
- (10) Jono, M., 1992, *Data Book on Fatigue Strength of Metallic Materials*, Society of Materials Science, Japan, Vol. 4, pp. 97~101.
- (11) 일본기계학회, 1982, 금속재료 피로강도의 설계 자료, Vol. 1.
- (12) 田中道中, 1987, “금속재료 피로강도 수치 데이터베이스의 해석 및 내피로 신뢰성 설계 자료집의 편집,” 과학연구비보조금 연구성과보고서, 일본, pp. 141~142, 168~178.
- (13) Young, W. C., 1989, *Roark's Formulas for Stress and Strain*, McGraw-Hill Book Company, p. 738, 1989.
- (14) Buch, A., 1988, *Fatigue Strength Calculation*, Trans. Tech. Publications, pp. 70~75. 