

## 용접부 형상을 고려한 머플러의 피로수명 예측에 관한 연구

김종윤<sup>1</sup> · 강성수<sup>1</sup> · 김국용<sup>†</sup> · 박순철<sup>2</sup> · 김충관<sup>3</sup>

(원고접수일 : 2011년 11월 29일, 원고수정일 : 2011년 12월 15일, 심사완료일 : 2012년 1월 3일)

### Research on Fatigue Life Prediction of Muffler with Weld-zone Shape

Jong-Yun Kim<sup>1</sup> · Sung-Su Kang<sup>1</sup> · Gug-Yong Kim<sup>†</sup> · Soon-Cheol Park<sup>2</sup> · Chung-Kwan Kim<sup>3</sup>

**요약** : 본 연구에서는 용접부의 형상을 고려하여 머플러의 피로수명을 예측하는 프로세스를 개발하였다. 피로수명 예측 프로세스 개발을 위해 머플러의 굽힘 피로시험을 진행한 후 M-N선도를 획득하고, 파손이 발생한 용접부의 형상을 모델링 한 후 정적하중해석을 실시하고, 해석결과를 이용하여 응력집중계수를 구하였다. 응력집중계수는 피로노치계수를 구하는데 사용되며, 이를 바탕으로 피로수명을 예측하였다. 시험결과와 예측결과를 비교를 통해서 피로수명 예측의 타당성을 검증하였다.

**주제어** : 머플러, 용접부, 피로수명예측, 응력집중계수, 피로노치계수

**Abstract**: In this study, the geometry of the weld is used to develop the process of fatigue life prediction. For the development of fatigue life prediction process, bending fatigue test of muffler is conducted to obtain M(Moment)-N(Fatigue life) diagram. Modeling the geometry of the weld which is failed is performed to conduct static load analysis and analysis results are used to calculate the stress concentration factor. The stress concentration factor is used to get the fatigue notch factor and this was based on the fatigue life prediction. As a result of the comparison of test values and predicted values, predicted values are verified.

**Key words**: Muffler, Weld-zone, Fatigue life prediction, Stress concentration factor, Fatigue notch factor

## 1. 서 론

기술 산업에서 부품의 경량화는 소비자로부터 요구되는 필수적인 사항으로서 기계장치, 항공기, 선박, 차량 등의 소재분야에서 활발히 연구되어지고 있다[1]. 특히, 차량의 경우 경량화 및 고출력화 추세에 따라 엔진의 가진력은 증가하고 차체는 진동에 취약해짐에 따라서 자동차의 주요 부품 중 하나인 머플러의 경우에도 내구성 확보가 중요한 문제로 대두되고 있다[2]. 머플러는 가혹한 사용조건과 주행 중 발생하는 복잡한 불규칙적인 하중에 의해서 취약부위로부터 최종파손에 이르게

된다. 특히, 이러한 파손은 하중의 누적에 의한 피로파괴가 크게 좌우하는 것으로 알려져 있으며, 이는 배기시스템의 기능적 손실을 초래하여 자동차의 승차감 저하 또는 시스템 품질과 신뢰성을 저하시키게 된다[3]. 따라서 내구성명에 대한 충분한 신뢰성을 가질 수 있도록 설계개발과정에서 피로 내구성 평가가 이루어져야 하며 피로파괴에 영향을 주는 인자에 대한 연구가 필요하다. 그리고 머플러는 신차 개발 단계에서 차량의 레이아웃(lay-out)이 정해진 후 한정적인 시간 안에 개발이 완료되어야 하는 특성을 가지고 있으며, 신뢰성 보증을 위하여 신속한 내구성 확보가 필요하다. 하

† 교신저자(부산대학교 기계공학부, E-mail: beaverx@empal.com, Tel: 051-510-1454 )

1 부산대학교 기계공학부

2 현대자동차

3 세종공업

지만 현재는 장비에 의한 피로내구시험을 통해서 내구성능을 검증 하고 있으며 이는 시간과 경비 측면에서 큰 부담이 되고 있다. 따라서 초기 개발 단계에서 신속하고 정확하게 피로수명을 예측하는 새로운 방법의 개발이 요구되고 있다.

따라서 본 연구에서는 용접부의 형상이 피로수명에 미치는 영향을 알아보고, 이를 고려하여 피로수명을 예측하는 프로세스를 개발하였고, 장비에 의한 시험결과와 예측결과의 비교를 통해서 타당성을 검증하고자 한다.

## 2. 연구 방법

### 2.1 피로시험

피로시험은 표준 시편에 의한 피로시험을 실시하고, 그 결과를 이용하여 수명예측을 하는 것이 일반적이다. 하지만 표준시편에 의한 시험결과를 시험품에 반영하기가 어렵기 때문에 본 연구에서는 시험품을 이용하여 피로시험을 진행하였다. 즉, 표준시편을 이용하여 피로수명을 예측하는 경우 용접부의 형상 및 용접조건이 실제의 제작상태를 반영하기 어렵기 때문에 용접부의 형상을 바탕으로 피로수명을 예측하고자 하는 본 연구의 목표에 부적합하다. 또한, 본 연구의 피로시험 대상인 머플러의 경우와 같이 엔진 사양에 따라 그 구성품의 기능 변화가 거의 없이 레이아웃에 따른 피로수명의 변화가 크며, 주요 파괴가 가공 및 용접 부위에서 발생하는 경우 시편에 의한 방법 보다는 실제 사용되는 제품과 같은 형상의 시험품을 이용한 피로시험이 보다 효과적일 것으로 판단된다[4]. 따라서 본 연구에서는 시편 대신 실제 차량에 장착되는 제품과 동일한 시험품을 사용하여 하중제어로 피로시험을 수행하였다. 또한 본 연구에서 사용된 시험품은 엔진과 직접 연결 되지 않고, 파손이 주로 용접부 외부에서 발생하기 때문에, 고온조건을 제외하여 상온에서 시험을 진행하였다.

#### 2.1.1 재료 및 시험품

본 연구에서는 내식성과 가공성이 좋은 소재로서 머플러의 재료로 주로 쓰이는 SUS-409L을 사용하였다. Table 1에 재료의 화학적 조성과 기계적 물성에 대하여 나타내었다.

**Table 1:** Chemical and Mechanical properties of Material

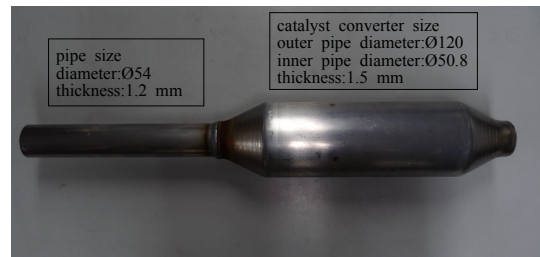
#### (a) Chemical properties [wt%]

C	Cr	Ni	Ti
0.08	10.5~11.75	0.5	0.48~0.75

#### (b) Mechanical properties

Young's Modulus (GPa)	Poisson's Ratio	Yield strength (MPa)	Tensile strength (MPa)	Elongation (%)
206	0.29	245	406	20

시험품은 실제 차량에서 사용되는 머플러와 동일하게 제작되었으며, 촉매제가 들어있는 케이스와 촉매변환기와 연결되는 원형의 파이프를 GMAW (Gas Metal Arc Welding) 방식으로 자동 용접하여 제작하였다. 용접조건은 전류 145 A, 전압 18 V, 용접속도 10 mm/sec이다. 파이프의 치수는 직경이 Ø54, 두께는 1.2 mm이며, 촉매변환기의 외측 파이프의 직경은 Ø120, 내측 파이프 직경은 Ø50.8이며 두 파이프의 두께는 1.5 mm이다. 스피닝 가공 부분의 구배각도는 155°이다(Figure 1).



**Figure 1:** Specimen for the fatigue test

#### 2.1.2 시험방법

피로시험은 MTS 유압식 피로시험기를 이용하였고, 시험품이 설치된 모습을 Figure 2에 나타내었다. 머플러가 주로 받는 반복하중은 머플러의 용접부에 모멘트로 작용한다. 이 같은 현상을 재현하기 위하여 지그를 제작하였으며, 단축으로 하중을 적용하여 굽힘피로시험을 진행하였다. 응력비는 R=-1 인 완전교번응력 조건이고, 반복하중 속도는 8Hz이며, 응력비와 반복하중 속도 선정의 근거는 벨지안로드 실차시험 시에 측정된 데이터를 기반으로 하

었다. 즉, 실차시험에 의해서 측정되는 모멘트의 비가 평균적으로 -1이며, 반복 하중 속도 또한 시험 조건과 같다. 적용하중은 재료의 항복강도에서부터 시작하여 10%씩 감소시켜가며 하중제어 방식으로 시험하였다. 하중을 가하는 지점은 용접부 끝단에서부터 200 mm 떨어진 지점으로 머플러가 차량에 장착되었을 때, 가장 큰 모멘트를 받는 지점이다.

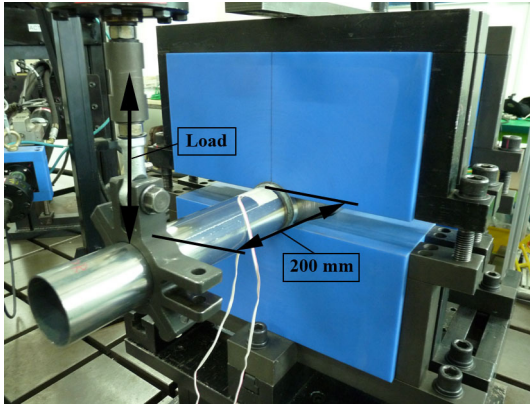


Figure 2: Fatigue test machine and jig

시험의 종료시점을 판단하기 위하여 MTS 장비의 기능 중, MPT(Multipurpose Test)의 Interlock 기능을 이용하였다. 시험 시작 후, 5,000 cycles까지 변위의 최고값(peak)과 최저값(valley)을 측정한 후, 이 시점의 변위를 기준으로 변위의 변화가 20%를 넘어설 때를 파괴시점으로 설정하여 시험을 하였다.

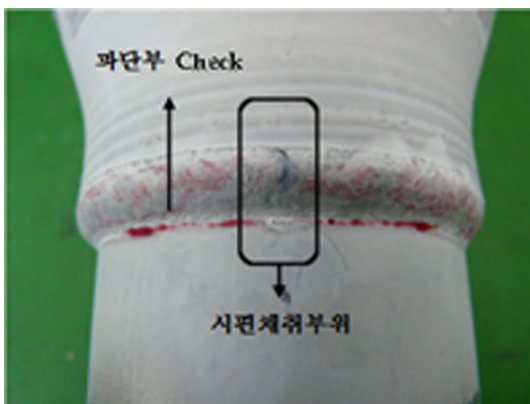


Figure 3: Penetration check and take a failed part

## 2.2 용접부 형상 모델링

침투탐상법을 이용하여 피로균열이 발생한 부분을 알아내었으며, 이를 위하여 MEGA CHECK라는 염색침투탐상제를 사용했다. 침투탐상법에 의해서 판단된 균열발생부의 중앙부를 채취하여 용접부 형상을 모델링 하는데 사용하였다. Figure 3에 시편채취 부위를 나타내었다. 균열단면의 형상을 바탕으로 용접각도, 토우(toe)부의 반경, 각장을 측정하였으며, 이를 바탕으로 모델링을 하였다(Figure 4).

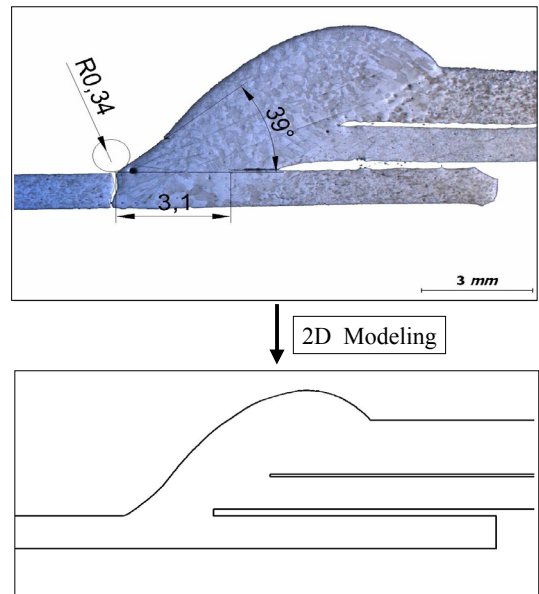


Figure 4: Completion of bead shape modeling

## 2.5 용접부 응력집중 해석

용접부의 형상을 고려하여 피로수명을 예측하기 위해 상용 구조해석 프로그램인 ANSYS를 사용하였다. 시험에 적용한 하중과 같은 하중을 적용하여, 토우부에 작용하는 응력을 구하였다. 해석 모델은 용접부의 2D 모델을 360°회전시켜 3D 모델링을 하였으며, 이는 실제 파단이 일어난 용접부의 각도, 토우부의 반경과 그 외의 형상을 갖는 모델이다. 그리고 축대변환기의 뒷부분까지 모델링을 하여 해석한 결과와 앞부분만으로 해석한 결과의 차이가 거의 없었기 때문에 축대변환기의 앞부분만을 모델링하여 해석을 실시하였다.

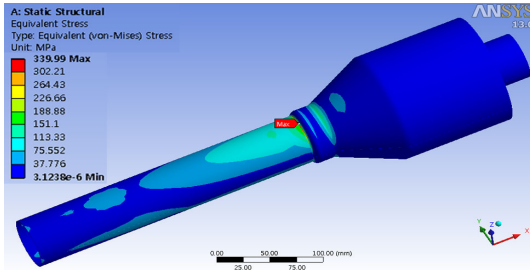


Figure 5: Results of structural analysis

### 3. 결과 및 고찰

#### 3.1 피로시험 결과

피로시험결과 각 하중레벨에 해당하는 수명을 얻을 수 있었고, Table 2에 피로시험의 결과를 나타내었다.

그리고 균열 및 파단이 발생하는 용접부에서 200 mm 떨어진 곳에 하중을 가하기 때문에 결국 용접부 끝단에 작용하는 실제적인 요소는 모멘트이다. 따라서 머플러의 주 파괴부인 용접부를 고려한 피로특성을 반영하기 위해서는 모멘트와 수명과의 관계로 피로선도를 나타낼 필요성이 있다. 그리고 자동차 부품처럼 노후에 따른 고장률이 증가하는 경우 수명을 통계적으로 분석하여 선도를 나타내면 신뢰성이 높아진다[5].

Table 2: Results of fatigue test

Sample Number	Load (N)	Moment Range (Nm)	Fatigue life (cycles)
1	1645	329	154,928
2			154,158
3			112,762
4			146,090
5	1530	306	240,152
6			339,081
7			293,403
8			230,304
9	1410	282	598,821
10			471,827
11			573,966
12			408,934
13	1295	259	801,798
14			813,781
15			845,525
16			608,718

따라서 이에 가장 적합한 와이블(Weibull)분포함수를 이용하여 M(moment) - N(fatigue life)선도를 Figure 6에 나타내었다[6]. 와이블 분포함수를 이용하여 선도를 그릴 경우, 하중 별 수명을 누적분포함수로 나타내어 고장률이 50%일 경우의 값으로 나타내기 때문에 각 하중 당 한 점으로 표현된다.

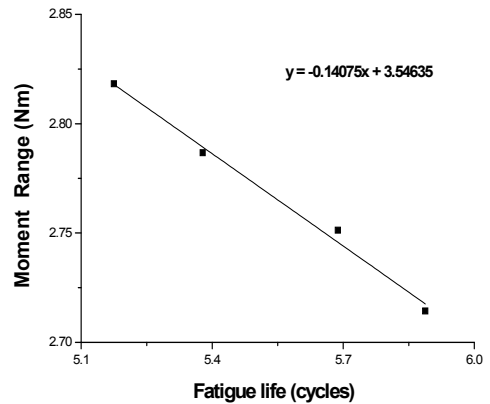


Figure 6: M - N Graph (log-log scale)

#### 3.2 용접부 형상측정 결과

페라이트계 스테인리스강 용접부의 피로수명에 영향을 미치는 형상요소는 비드의 각도와 토우부의 반경이며, 입열양과 비드의 높이는 크게 영향을 미치지 못한다[7]. 따라서 용접부의 형상 중 피로수명에 크게 영향을 미칠 것으로 예상되는 비드 각도와 토우부의 반경을 측정하여 Table 2에 나타내었다. 머플러는 지그에 고정된 상태에서 회전되면서 자동용접 되기 때문에 비드의 형상이 일관되지 않고, 다양한 형태로 나타난다. 따라서 비드각도와 토우부의 반경 또한 매우 다양한산포를 나타내었다. 비드 각도의 경우 13.17° ~ 37.0°의 분포를 나타내며, 토우부의 반경의 경우 0.35 mm ~ 3.81 mm의 분포를 나타냄을 확인하였다.

#### 3.3 용접부 응력집중계수 해석 결과

시험품인 머플러의 경우 표준시편이 아니기 때문에, 토우부에 작용하는 응력을 실험적으로 알기가 어렵다. 따라서 균열이 발생한 부위를 채취한 후 단면 형상 측정 데이터를 기반으로 모델링을

하고 상용틀인 ANSYS를 사용하여 3차원 구조해석을 통하여 토우부에 작용하는 응력을 구하였고, 이 응력과 이론적으로 계산한 굽힘응력을 이용하여 응력집중계수( $K_t$ )를 계산하였다. 응력집중계수를 구하는데 사용한 식은 다음과 같다.

$$K_t = \frac{\sigma_{analysis}}{\sigma_{calculation}} \quad (1)$$

where  $\sigma_{analysis}$  : a stress of toe  
 $\sigma_{calculation}$  : a calculated bending stress

Table 3:  $K_t$  and bead profile data

Sample Number	Load (N)	Angle of bead (°)	Radius of Toe (mm)	$K_t$
1	1645	24.29	1.18	2.7
2		36.97	0.82	2.8
3		20.0	3.81	2.6
4		37.0	0.34	3.7
5	1530	27.0	2.29	2.4
6		22.0	2.69	2.2
7		25.0	2.08	2.3
8		35.0	0.42	3.2
9	1410	23.87	3.41	2.1
10		25.76	1.95	2.3
11		31.02	0.35	2.3
12		20.55	1.15	2.5
13	1295	24.32	2.81	2.1
14		13.17	3.72	2.2
15		32.42	1.1	2.3
16		29.84	2.3	2.3

각 시험품별 응력집중계수를 Table 3에 나타내었으며, 앞에서 설명한 것과 같이 응력집중계수는 피로시험 시 파단이 발생된 위치의 형상을 모델링하여 계산하였다. 그 결과 용접부의 형상에 따라서 응력집중계수는 2.1 ~ 3.7의 분포를 보였으며, 하중이 감소함에 따라서 응력집중계수 또한 작아지는 경향을 나타냈었다. 즉, 하중이 1645N, 1530N, 1410N, 1295N로 작아짐에 따라서 응력집중계수의 평균값은 2.95, 2.53, 2.3, 2.23으로 작아졌다. 그리고 비드의 각도가 커질수록, 토우부의 반경이 작아질수록 응력집중계수가 커지는 것을 알 수 있었으며, 비드의 각도가 토우부의 반경보다 민감하게 응력집중계수에 영향을 미침을 판단할 수 있었다.

### 3.4 용접부 형상을 이용한 피로수명 예측

본 연구에서는 Peterson의 식[8]을 이용하여 피로수명을 예측하였으며, 이 식은 노치가 있는 소재의 피로수명예측에 사용되는 실험식이다. 본 연구에서는 용접부의 기하학적 형상에 따른 응력불연속부에서 발생하는 응력집중이 노치에 의해서 발생하는 응력집중과 유사하게 작용하는 것으로 판단하였으며, 노치감도계수를 계산할 때, 노치의 반경을 토우의 반경으로 바꿔서 계산하였고 이를 피로수명예측에 이용하였다[9-11]. 응력-수명 방법에서 노치효과는 피로노치계수( $K_f$ )로 설명되며, 이론적인 응력집중계수는 기하학적 형상과 하중형태에만 의존하는 반면, 피로노치계수는 재료의 형태에도 의존한다. 이와 같은 부가적인 영향을 설명하기 위하여 노치감도계수  $q$ 가 도입되었는데, 이것은 피로에 의한 응력집중계수 값을 이론적인 응력집중계수 값과 연관시켜 나타낸 것이다. 다음의 노치감도계수식 (2)과 Peterson의 피로노치계수를 구하는 식 (3)을 이용하여 피로수명을 예측하였다[12]. 그리고 피로노치계수 식의 변수인  $a$ 를 구할 때 사용되는  $S_u$ 는 재료의 인장강도이다.

$$q = \frac{1}{(1 + \frac{a}{r})} \quad (2)$$

$$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{(1 + \frac{a}{r})} \quad (3)$$

where  $a : 0.0254 \times [\frac{2079}{S_u(MPa)}]^{1.8}$   
 $r : a$  radius of toe

Table 4는 위의 식을 이용하여 구한 노치감도계수와 피로노치계수를 나타낸 것이다. 노치감도계수가 작을수록 응력집중계수와 피로노치계수의 차이가 커지는 것을 확인 할 수 있었으며, 감도계수가 작아진다는 것은 토우부의 반경이 작다는 것을 의미한다. 이는 응력집중이 상대적으로 크게 발생하여 피로수명이 줄어드는 쪽으로 영향을 주는 것으로 판단된다. Table 5에 실제 피로시험을 통해서 구한 시험품의 시험값과 수명예측 프로세스를 통해서 구한 예측값을 비교하였다.

**Table 4:** Fatigue notch factor

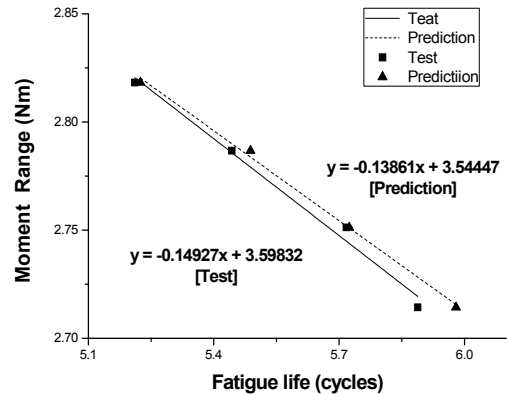
Sample Number	Load (N)	Stress concentration factor (K <sub>t</sub> )	Notch Sensitivity factor (q)	Fatigue notch factor (K <sub>f</sub> )
1	1645	2.7	0.7	2.2
2		2.8	0.6	2.2
3		2.6	0.9	2.4
4		3.7	0.4	2.1
5	1530	2.4	0.8	2.2
6		2.2	0.9	2.0
7		2.3	0.8	2.0
8		3.2	0.5	2.2
9	1410	2.1	0.9	2.0
10		2.3	0.8	2.1
11		2.3	0.8	2.1
12		2.5	0.8	2.1
13	1295	2.1	0.9	2.0
14		2.2	0.9	2.1
15		2.4	0.7	1.9
16		2.3	0.8	2.1

수명예측 결과를 보면 시험값과 예측값과의 상대오차가 3.1%에서 최대 29.5%까지 나타남을 알 수 있다. 여기서 발생하는 오차는 용접부 형상에 의한 영향보다는 용접부 결함 또는 조직에 의해서 발생하는 것으로 상대적으로 고주기에서의 오차가 크게 발생하는 것을 확인할 수 있다. 위의 결과를 M-N 선도로 나타내면 Figure 7과 같은 선도를 구할 수 있으며, 예측한 피로선도와 실제 내구시험을 통해서 구한 피로선도는 고하중저주기에서는 정확도가 높으며 저하중고주기에서는 정확도가 떨어지는 것을 확인할 수 있었다. 이는 높은 하중에서는 하중의 지배를 크게 받기 때문에 하중과 형상을 바탕으로 예측한 결과의 정확도가 높으나 낮은 하중일 때는 하중 이외의 요소들의 영향이 크기 때문에 오차율이 증가하는 것으로 판단된다. 결과적으로 시험값과 예측값의 비교를 통해서 양호한 예측값을 얻었음을 알 수 있었고, 이를 통해서 피로수명 예측의 타당성을 검증할 수 있었다. 그리고 본 연구에서 M-N선도를 나타내기 위하여 사용한 피로수명분포방법인 와이블 방법을 사용하면 피로선도를 이동시킬 수가 있다. 즉, 누적분포함수에 의해서 고장률에 따른 선도를 나타낼 수가 있는데,

이는 시험데이터 없이 예측한 수명값 만을 설계 시에 반영할 때 유용하게 사용될 수 있다. Figure 7은 고장률이 50%일 때의 선도를 그린 것이며, 이는 일반적인 피로시험데이터를 선형으로 피팅(fitting)한 결과와 동일한 값이다. 고장률을 감소시켜서 선도를 그리게 되면, Figure 8과 같이 선도가 왼쪽으로 이동하게 된다. 이는 안전율을 고려하여 설계에 반영할 때 유용할 것으로 판단된다.

**Table 5:** Comparison of prediction and test results

Sample Number	Load (N)	Prediction results (cycles)	Test results (cycles)	Relative error (%)
1	1645	175,767	154,928	11.9
2		181,942	165,592	9.0
3		118,123	139,250	17.9
4		191,245	134,784	29.5
5	1530	264,608	240,152	9.2
6		350,349	339,081	3.2
7		364,423	293,403	9.5
8		244,392	230,304	5.8
9	1410	638,545	480,939	24.7
10		502,829	471,827	6.2
11		502,963	573,966	14.1
12		464,173	408,934	11.9
13	1295	1,067,241	801,798	24.9
14		839,486	813,781	3.1
15		1,124,942	845,525	24.8
16		761,022	608,728	20.0



**Figure 7:** Comparison of prediction and test M-N graph (log-log scale)

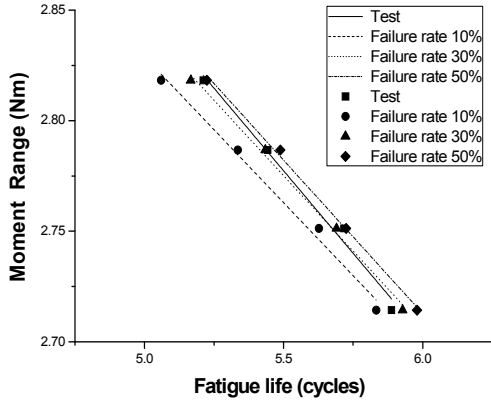


Figure 8: Shifted prediction M-N graph by Weibull distribution (log-log scale)

3.5 영향도 분석

본 연구에서 제안한 머플러 피로수명예측 프로세스를 바탕으로 용접부의 형상 중 비드각과 토우부의 반경의 변화가 피로수명에 영향을 미치는 정도를 정량적으로 나타내기 위하여 형상요소 변화에 따른 영향도 분석을 수행하였다. Table 6의 (a)를 보면 비드각도가 40°, 44°일 때 각각의 수명이 422,170, 361,952 cycles인데, 이는 각도변화를 시키기 전 수명의 53%와 35%로 수명이 상당히 감소하였음을 알 수가 있다. 즉, 비드의 각도가 40°이상일 때 수명이 급격히 줄어드는 것을 확인할 수 있다.

Table 6: Prediction results related to changed bead angle and toe's radius

	Bead angle (°)	Predictional Fatigue life (cycles)
Unchanged	33	808,878
10% changed	36	676,591
20% changed	40	422,170
30% changed	44	361,952

(a)

	Radius of toe (mm)	Predictional Fatigue life (cycles)
Unchanged	3.7	808,878
10% changed	3.4	753,245
20% changed	3.0	720,606
30% changed	2.7	583,435

(b)

또한, (b)를 보면 그 정도가 작기는 하지만 토우부의 반경이 작아질수록 수명도 작아지는 것을 확인할 수 있었으며, 이런 결과를 Figure 9에 나타내었다. 그래프를 보면 비드각의 경우 10%에서 20%로 감소할 때 수명이 급격히 감소하였고, 토우의 반경의 경우 20%에서 30%로 감소할 때 수명의 감소치가 비교적 크게 나타났다. 이를 통해서 3.3절의 용접부 응력집중해석 결과에서 판단했던 비드각도의 변화가 토우부 반경의 변화보다 민감하게 피로수명에 영향을 미친다는 것을 확인할 수 있었고, 비드각도는 클수록 토우부의 반경은 작을수록 예측한 피로수명이 감소함을 확인하였다.

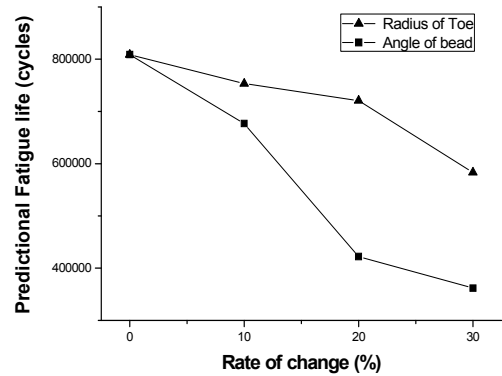


Figure 9: Fatigue life pursuant to two changed factor

4. 결 론

본 연구에서는 용접부의 형상이 피로수명에 어떻게 영향을 미치는지에 대하여 분석하고 이를 바탕으로 피로수명을 예측하였으며, 이를 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 실제 차량에 사용되는 제품과 동일한 시험품을 제작하여 피로시험을 진행하여 M(moment)-N(fatigue life)선도를 얻을 수 있었으며, 피로균열이 응력불연속부인 토우부에서 발생하는 것을 확인하였다.
- 2) 균열단면의 모델링 및 해석을 실시한 후 토우부의 피로노치계수를 계산하였고, 이를 이용하여 피로수명을 예측한 후 예측결과와 시험결과를 비교·검증하여 피로수명 예측의 타당성을 확보하였다.

3) 본 연구에서 제안한 피로수명예측 프로세스를 바탕으로 비드의 각도와 토우부의 반경의 변화가 피로수명에 미치는 영향을 알아보았으며, 비드 각의 변화가 토우부 반경의 변화보다 피로수명에 더 민감하게 영향을 미침을 확인하였다.

본 연구의 피로수명예측 방법에 실차시험을 통해서 획득한 하중이력을 적용하면 신속한 실차내구한도를 예측할 수 있을 것으로 판단되며, 동종계열 머플러의 피로수명예측에도 적용할 수 있을 것으로 판단된다.

### 참고문헌

- [1] 박경동, 하경준, 박형동, “차량용 스프링강의 피로균열진전에 미치는 압축잔류응력의 영향”, 한국마린엔지니어링학회지, vol. 27, no. 1, pp. 82-90, 2003.
- [2] G. Kim, S. Kang, Y. Lee, S. Park and W. Jung, “Study on durability and reliability of strut type suspension noise based on experimental methods”, Journal of Mechanical Science and Technology, vol. 26, no. 1, pp. 1-9, 2012.
- [3] 박세중, 박경성, 서호철, “자동차 배기시스템의 피로내구 해석 및 평가”, 한국자동차공학회, 춘계학술대회논문집, pp. 886-891, 2004.
- [4] 김강민, “자동차 배기계 SUS Flange-Pipe 서브어셈블리의 피로강도 평가”, 울산대학교 석사학위논문, 2007.
- [5] 조상명, “기계계의 신뢰성과 部材의 피로파괴”, 한국마린엔지니어링학회지, vol. 12, no. 4, pp. 215-225, 1988.
- [6] 손일선, 배동호, “점용접이음재의 피로수명 예측에 관한 확률적 검토(I) : Weibull 확률 분포 함수 적용”, 한국자동차공학회논문집, vol. 7, no. 6, pp. 214-221, 2003.
- [7] 홍승갑, 조민현, 강기봉, “페라이트계 스테인리스강의 재현 용접열영향부 열피로 특성”, 대한용접·접합학회, 대한용접·접합학회지, vol. 27, no. 1, pp. 79-84, 2009.
- [8] J. A. Bannantine, J. J. Comer and J. L.

Handrock, Fundamentals of Metal Fatigue Analysis, Prentice Hill, 1989.

- [9] 김재훈, “철도구조물용 맞대기 용접시편 가공에 의한 피로수명 영향 및 용접부 형상을 이용한 피로수명 예측 연구”, 한국철도학회논문집, vol. 9, no. 4, pp. 371-378, 2006.
- [10] D. Radaj, “Review of fatigue strength assessment of nonwelded and welded structures base on local parameters”, Int. J. Fatigue, vol. 18, no. 3, pp. 153-170, 1996.
- [11] J.Y. Yung, F. V. Lawrence, Jr., Prediction the fatigue life of welds under combined bending and torsion, College of Engineering University of Illinois at Urbana-champaign, A report of the Material Engineering-Mechanical Behavior, 1986.
- [12] C. Robert, Juvinall, Engineering Considerations of Stress, Strain, and Strength, McGraw-Hill, pp. 237-267, 1967.

### 저 자 소 개



#### 김종윤

1984년 3월생, 2010년 부산대학교 기계공학부 졸업, 현재 부산대학교 대학원 기계공학부 석사과정



#### 강성수

1948년 9월생, 1976년 부산대학교 기계공학과 졸업, 1980년 서울대학교 대학원 기계공학과 졸업(공학석사), 1990년 경북대학교 대학원 기계공학과 졸업(공학박사), 현재 부산대학교 기계공학부 교수



#### 김국용

1981년 10월생, 2005년 부경대학교 고분자공학과 졸업, 2008년 부산대학교 대학원 첨단공학협동과정 졸업(공학석사), 현재 부산대학교 대학원 기계공학과 박사과정





**박순철**

1970년 3월생, 1994년 부산대학교 기계공학과 졸업, 1996년 부산대학교 대학원 기계설계과 졸업(공학석사), 현재 현대자동차 내구시험팀 책임연구원



**김충관**

1971년 5월생, 1998년 울산대학교 기계공학부 졸업, 2000년 울산대학교 대학원 기계설계부 졸업(공학석사), 현재 세종공업 시험팀 책임연구원