

랜덤 진동 조건에서의 압축기 연결 파이프에 대한 가속 수명 팩터 선정 및 진동 피로 해석

Evaluation of the Acceleration-factor and Analysis of the Vibration Fatigue for the Connection-pipe to the Compressor under the Random Vibration

한 형 석[†] · 정 우 승* · 윤 경 종* · 모 진 용*

Hyung Suk Han, Woo Seoung Jung, Kyung Jong Yoon and Jin Yong Mo

(2007년 10월 24일 접수 ; 2008년 2월 15일 심사완료)

Key Words : Power Spectrum Density(파워 스펙트럼 밀도), Linear Damage Summation Law(선형 손상 누적법), Rain-flow Cycle Counting(레인 플로어 싸이클 카운팅), Acceleration-factor(가속 팩터), Fatigue Analysis(피로 해석), On-road Test(실차주행시험)

ABSTRACT

According to the delivery condition, the breakage of a product occurs when it is delivered to the customers. Therefore product's makers evaluate the durability under the delivery process by accelerated life testing. In order to conduct this accelerated life testing accurately, it is very important to identify the acceleration-factor exactly between on-road and accelerated life test condition. In this paper, the acceleration-factor is identified by applying linear damage summation law, rain-flow cycle counting and Dirlik theory under the conditions of the random vibration. And approximated FEM model of the connecting-pipe to the compressor is developed for fatigue analysis. This model is finally verified by comparing the experiment results to the numerical analysis results.

1. 서 론

최근 인간의 생활 수준 향상과 지구 온난화에 따른 온도 상승으로 인해 에어컨의 수요가 급증함에 따라 에어컨 메이커들은 국내,외로 많은 제품을 생산하여 유통 시키고 있다. 에어컨 실외기의 경우, 유통 경로가 길어지고, 도로 사정 등 유통 환경 취약 지역에서 배송 중 진동에 의한 피로 파괴가 빈번히 발생한다. 따라서 이러한 유통 환경 상의 불량을 피하기 위해서 가진기를 이용한 가속 수명 시험을 진

행하고 있다. 이러한 가속 수명 시험에 대해서는 ASTM, ISO 등 규격화되어 운용되고 있으나, 이러한 규격의 경우 매우 보편적인 규격으로 특수 제품의 가속 수명을 예측하는데 있어서 정확한 규격이라고 할 수는 없다. 따라서 특수 제품의 가속 수명 시험 규격을 정확히 설정하기 위해서는 직접 실험을 통해서 가속 조건과 실유통 조건의 비교를 통해서 가속 수명 조건을 설정할 필요가 있다.

가속 수명 시험 관련해서 가장 보편화되어 있는 규격중 하나인 ASTM D4169⁽¹⁾에서는 유통 환경에 대한 가속 수명 시험 조건을 트럭, 항공기, 선박 운송 조건에 따라 구분하고 가속도 레벨을 1,2,3으로 나누어 PSD(power spectrum density) 랜덤(random) 하중으로 3시간 동안 시험하도록 권장하고 있다. 반면

[†] 교신저자: 정희원, 국방기술품질원
E-mail : hshan@dtqa.re.kr
Tel : (055)680-6393, Fax : (055)681-7447
* 삼성전자(주)

ISO 2247⁽²⁾에서는 싸인(sinusoidal) 가진으로 진폭은 0.5g와 1.0g, 주파수는 2~7Hz 사이에서 시험하도록 권장하고 있다. 일반적으로 피로 파괴는 제품의 고유진동수를 고려해야 하므로, 랜덤 가진 조건을 사용하는 ASTM의 시험 조건이 싸인 가진 조건을 사용하는 ISO의 시험 조건에 비해 보다 합리적인 것으로 판단되나 가속 팩터(acceleration factor) 및 시험 시간에 따른 보증 거리가 명시되어 있지 않다.

이러한 랜덤 하중 하에서의 수명 예측은 시간 영역에서 수행하는 것 보다는 비용과 시간적인 측면에서 주파수 영역에서 수행하는 방법이 보다 더 보편화 되어있다. Dirlik⁽³⁾은 주파수 영역에서 랜덤하중에 대한 응력의 확률 밀도 함수를 실험적으로 도출하여, 주파수 영역에서 수명 예측을 보다 손쉽고 정확하게 하는 방법을 개발하였다.

앞에서 언급했듯이 랜덤 하중 하에서의 피로 파괴는 시스템의 고유주파수와 밀접하게 관련이 있다. 따라서 시스템의 고유모드와 관련한 피로 파괴에 대한 연구가 활발히 이루어져 왔다. Rohman⁽⁴⁾은 유한요소법을 이용하여 자동차의 실린더 헤드의 고유모드를 고려한 피로 해석을 수행하였고, J. S. Koo⁽⁵⁾는 자동차에 사용되고 있는 브라켓(bracket)에 대해서 동적하중에 의한 구조물의 공진을 고려한 피로 해석을 수행하였으며 S. B. Lee⁽⁹⁾는 차량 현가 부품에 대해서 정현파 하중에 대한 피로 해석을 수행하였다.

이 논문에서는 에어컨 실외기에 대한 유통 실차 실험을 통해서 트럭 운송 중 트럭 화물 적재 바닥 진동과 압축기 연결 파이프의 응력을 측정하였다. 또한 ASTM D4169에서 제시하는 트럭 운송 조건 규격으로 가진기를 통해서 가진하여 바닥 진동과 파이프 응력을 측정함으로써 이들 간의 가속 수명 팩터(factor)를 예측하였다. 예측된 가속 수명 팩터를 기준으로 ASTM에서 제시하는 진동 PSD level 1에 대한 운송 거리별 시험 시간을 예측하였다.

또한 가속 수명 시험 조건에서의 파이프의 피로 파괴 시점을 예측하기 위해서 컴프레서를 포함한 실외기의 파이프 모델을 근사화 한 뒤 상용 소프트웨어인 MSC.Nastran 및 MSC.Fatigue를 이용하여 수치해석을 수행하였다.

2. 랜덤(Random) 하중 하에서 동 파이프의 피로파괴

유통 환경 시의 진동은 랜덤한 형태로 들어오기 때문에 ASTM D4169에서는 유통 환경 가속 수명 시험 규격의 진동을 Fig. 1과 같이 PSD의 형태로 제시하고 있으며 3시간 동안 시험하도록 제시하고 있다.

일반적으로 PSD형태의 랜덤 하중 하에서 피로 수명 예측은 Palmgren-Miner의 선형 손상 누적법(linear damage summation law)⁽⁶⁾을 적용한다. Palmgren-Miner의 선형 손상 누적법(linear damage summation law)은 랜덤 신호에 의해서 얻어진 응력 데이터를 Fig. 2와 식 (1)과 같이 응력 레벨(level) 별로 군집화(grouping) 한 후 각 응력이 연속적으로 발생했을 때의 피로 한도에 대한 실제 카운팅(counting)된 횟수의 비를 계산하여 결과 값이 1.0을 초과할 경우 피로 파괴가 발생한다는 이론이다.

$$D_T = \frac{N_1}{N_{f1}} + \frac{N_2}{N_{f2}} + \frac{N_3}{N_{f3}} \dots = \sum_{n=1}^N \frac{N_i}{N_{fi}} \quad (1)$$

여기서, D_T 는 총 데미지(total damage), N_i 는 응력 σ_i 에 대한 실제 카운팅 된 반복 횟수, N_{fi} 는 응력 σ_i 에 대한 피로 한도를 나타낸다.

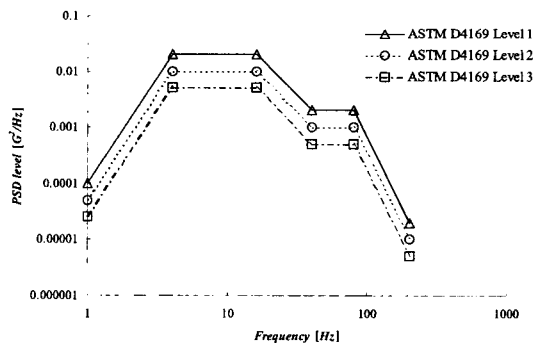


Fig. 1 PSD for the accelerated vibration test suggested by ASTM D4169

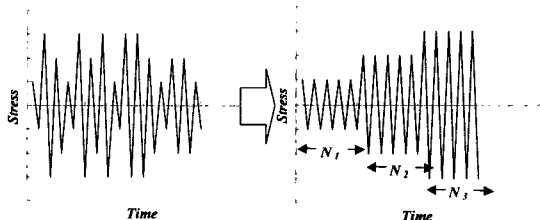


Fig. 2 Schematic diagram for calculating the damage with Palmgren-Miner's linear damage summation law

에어컨에 사용되는 파이프의 S-N선도는 성균관대 건전성 평가 연구실에서 삼성전자와 산학 협동 과정으로 분석한 결과 Fig. 3과 같음을 알 수 있었으며, 직관에 비해 곡관의 경우 잔류응력으로 인하여 피로 수명이 떨어지는 것을 알 수 있었다.

일반적으로 에어컨의 파이프 피로 파괴는 모두 곡관부에서 발생하므로 이 논문에서는 에어컨 압축기 연결 동 파이프에 대한 S-N선도를 곡관 기준으로 설정하였다.

랜덤 하중에 의한 응력의 경우 평균응력(mean stress)이 모두 0이 아니기 때문에 카운팅을 할 때 평균응력을 고려해야만 한다. 일반적으로 응력의 시간 데이터를 카운팅하는 방법으로는 Matsuishi와 Endo⁽⁷⁾가 제안한 레인 플로어 싸이클 카운팅(rain-flow cycle counting)법이 주로 사용되며 이는 응력의 진폭과 평균응력, 그리고 반복횟수를

측정하는 방법으로 Fig. 4와 같이 수행된다. 평균 응력에 대한 보상은 일반적으로 식(2) Goodman⁽⁸⁾이 제시한 방법과 식(3)의 Gerber⁽⁸⁾가 제시한 방법이 많이 이용되고 있으며, 이 논문에서는 Goodman 방법을 적용하였다.

$$\frac{\sigma_a}{S_c} + \frac{\sigma_m}{S_u} = 1 \quad (2)$$

$$\frac{\sigma_a}{S_c} + \left(\frac{\sigma_m}{S_u}\right)^2 = 1 \quad (3)$$

여기서 σ_a 는 응력 진폭, σ_m 은 평균응력, S_u 는 인장 강도, S_c 는 평균 응력을 고려한 등가응력이다.

3. 실험을 통한 가속 수명 팩터(Factor)의 선정

가속 팩터는 S-N선도에서의 응력, 수명 관계와 Palmgren-Miner의 선형 손상 누적법(linear damage summation law)에 의해서 식(4)와 같이 표현할 수 있다.

$$\frac{y_1}{y_2} = \left(\frac{x_2}{x_1}\right)^b, \quad (4)$$

$$A = \frac{x_2/S_2}{S_1 x_1} = \frac{1}{S_1 S_2} \left(\frac{y_1}{y_2}\right)^{\frac{1}{b}} = \frac{1}{S} \left(\frac{y_1}{y_2}\right)^{\frac{1}{b}}$$

여기서 A는 가속 팩터(acceleration factor), x_1 , x_2 는 규격 시험 수명 회수 및 실차 수명 회수, y_1 , y_2 는 규격 시험 등가 응력 및 실차 시험 등가 응력, b 는 Fig. 3의 동 파이프의 S-N선도 수식($\sigma = aN^b$)로부터 얻어진 값(0.13626)이며, S_1 및 S_2 는 실차 수명 시간과 가속 수명 시험의 오차를 고려한 안전율이다.

이 절에서는 Fig. 5의 에어컨 실외기의 압축기 연결 동 파이프에 대해서 수명 가속 팩터를 계산하기 위한 실차 운송 시험 및 가속 수명 시험에 대해서 기술한다. 에어컨 실외기의 압축기 연결 파이프는 4way 밸브를 포함하여, 흡입(suction), 토출(discharge), 응축기 연결(condenser connecting) 및 서비스 밸브(service valve) 파이프로 구성된다. 여기서 흡입 및 토출 파이프는 압축기와 연결되고 응축기 연결 파이프는 실외 열교환기에 연결되며,

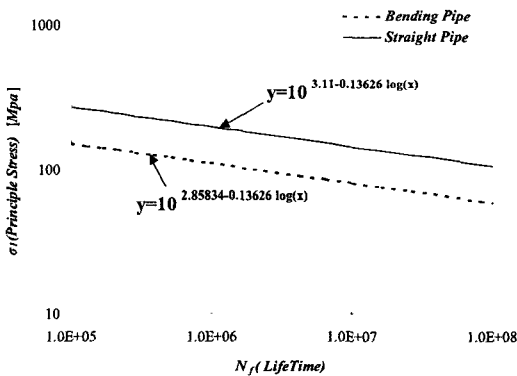


Fig. 3 S-N curve of the copper pipe

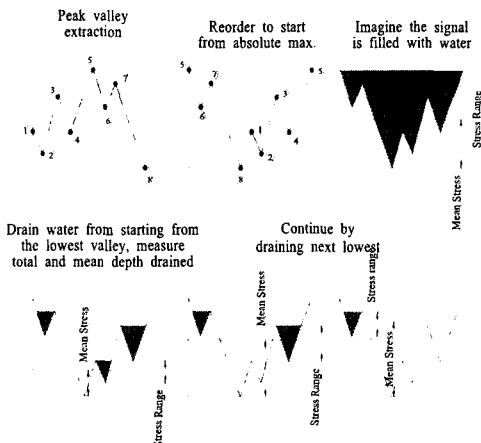


Fig. 4 Rain-flow cycle counting

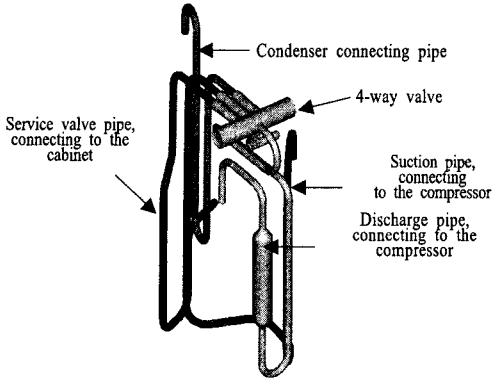
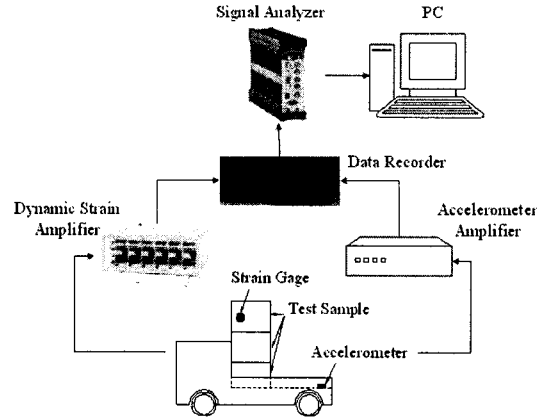


Fig. 5 Pipe-layout for the on-road test

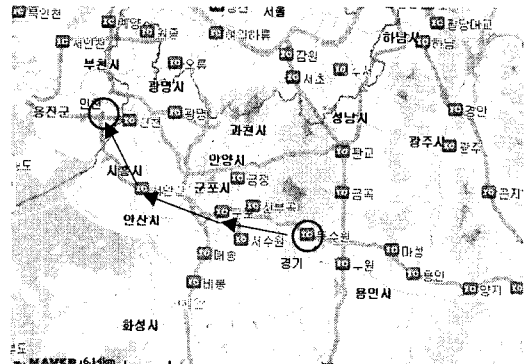
서비스 밸브 파이프는 실외기 캐비닛(cabinet)에 조립된다.

3.1 실차 운송 실험

에어컨 실외기 압축기 연결 파이프의 내구성을 측정하기 위해서 실차 도로 주행 시험을 Fig. 6과 같이 수행하였다. Fig. 6은 실차 주행 시험의 측정 장비 구성, 시험 도로 구간 및 시료의 적재 셋업(setup)을 보여주고 있다. 주행 중 측정된 응력은 Fig. 6(a)와 같이 데이터 레코더(data recorder, SONY PC204A)로 레코딩(recording) 하였고 트럭 바닥 진동의 경우 B&K사의 3축 가속도계 Type 4326A를 사용하여 계측하였다. 동 파이프의 주응력을 측정하기 위해서 3축 로제트 게이지(rossette gage)를 사용하였고 다이내믹 스트레인 앰프(dynamic strain amplifier, Kyowa DPM 712B)를 통해서 신호 분석기(signal analyzer, Pulse 3560B)에서 모니터링(monitring) 하였다. 주행시험은 Fig. 6(b)의 영동고속 도로 구간에서 Fig. 6(c)와 같이 에어컨 실외기를 다단 적재 한 상태에서 시험하였으며, 아스팔트 도로와 콘크리트 도로에 대해서 구분하여 시험하였다. 또한 경기도 근교의 비포장 도로에서도 동일한 계측을 진행하여 데이터를 수집하였다. Fig. 7과 같이 수직 및 수평 단위 하중에 대한 선형(static) 해석 결과 응축기 연결 및 흡입 파이프의 벤딩부에 응력이 가장 집중되는 것으로 예측되었고, 실제 ASTM Level 1으로 파이프가 파괴될 때까지 가진 시험한 결과 응축기 연결 파이프의 벤딩부가 파괴되어 이를 최대 응력부로 선정하였다. 선형(static) 해석은 상용 소프트웨어인 MSC. Nastran을 사용하여



(a) Instruments



(b) Test area



(c) Test setup

Fig. 6 Figure of the on-road test

수행하였다.

시험 결과 얻어진 진동 PSD 레벨은 Fig. 8과 같으며, 측정된 응력(평균 응력을 고려한 동가 응력, Se)

분포 및 수명 예측 결과는 Fig. 9 및 Table 1과 같다. Fig. 8에서 “ASTM Level 1”은 트럭 운송 조건에서의 가속 시험 PSD이며 “On-Road, Asphalt”, “On-Road, Concrete”, “On-Road, Non-pavement”는 아스팔트, 콘크리트 및 비포장 도로에서의 실차 측정 PSD이다. 여기서 실차 시험에서 얻어진 바다 진동 PSD의 형태가 ASTM에서 제시하는 PSD의 형태와 조금 상이함을 알 수 있었다. 하지만 실차 운송 시험 시 최대 응력부가 ASTM Level 1로 시험했을 때의 최대응력부와 일치하여 이를 토

대로 ASTM Level 1 시험 조건과 실차 운송 시험 간의 가속 수명 팩터를 산출하였다. 특히 2 Hz 이하 저주파에서 실제 측정된 진동이 ASTM Level 1 보다 오히려 큰 것을 알 수 있었는데, 이는 실험에 사용한 가속도계의 주파수 특성에 따른 노이즈로 예상되므로 정확한 값으로 보기는 힘들다고 판단되었다.

실제로 응력은 Fig. 7의 선형 해석 결과를 참고로 하여 응축기 연결, 흡입 및 서비스 밸브 파이프에 로제트 게이지를 부착하여 실차 주행 중 응력을 측정하였으나, 앞서 언급했듯이 ASTM Level 1 조건에서의 최대 응력부(응축기 연결 파이프의 밴딩부 응력)가 실차 시험 결과에서도 가장 컸기 때문에 수명 분석은 응축기 연결 파이프의 밴딩부 측정 응력만으로 수행하였다.

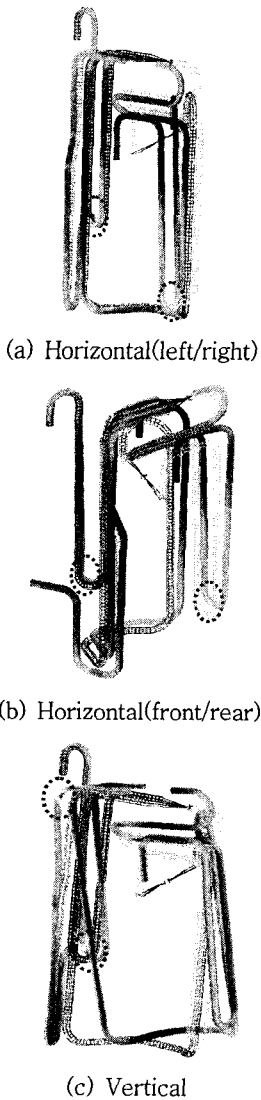


Fig. 7 Max. stress position produced by the linear static analysis

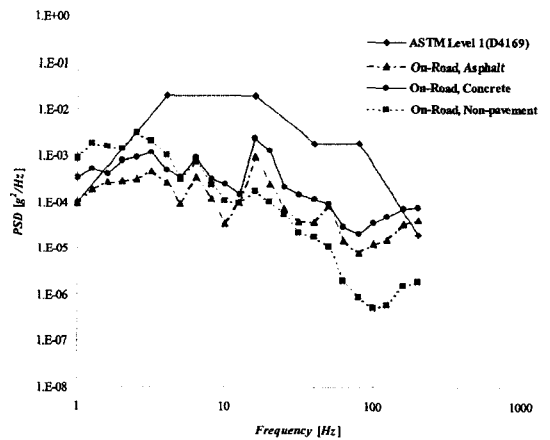


Fig. 8 PSD Level of the vibration measured on the road

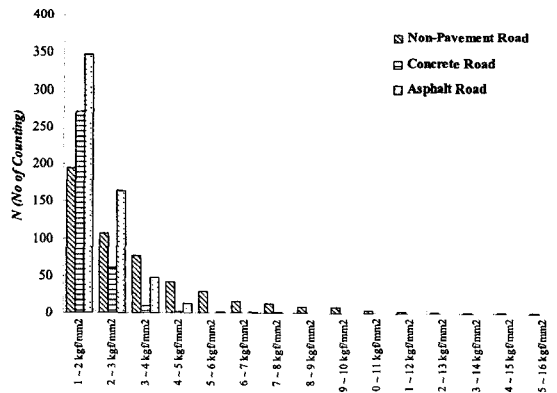


Fig. 9 Distribution of the measured stress according to the road conditions

Table 1 Life expectation of the copper pipe on the road test

Type of the road	Average damage per 64 sec for 5 data frames	Expected life time(hr)	Expected distance for delivery(km)
Asphalt road	1.12E-07	159,402.6	12,752,210
Concrete road	1.30E-07	136,361.7	10,908,932
Non-pavement road	5.01E-05	354.9	28,392

수명 예측을 위해서 레코딩 된 데이터를 64 sec 주기로 데이터 프레임(data frame)을 만들고 대표적인 5개의 데이터 프레임에 대해서 레인 플로우 사이클 카운팅(rain-flow cycle counting)법과 Palmgren-Miner의 선형 손상 누적법(linear damage summation law)를 적용하여 각각의 데이터 프레임에 대한 해미지를 계산하고 이를 산술평균하여 수명을 계산하였다. Table 1에서 얻어진 결과에서 전체 주행 도로가 비포장 도로라고 가정했을 때 상단에 적재된 제품기준으로 약 354.9시간 후 피로파괴가 발생할 것으로 예측되었고, 이는 80 km/hr로 정속 주행한다고 가정했을 때 약 28392km까지는 유통 환경 상에서 보증이 된다는 것이다. 일반적으로 육로로 운송되는 최대 거리를 미국 동부에서 서부까지 정도로 생각했을 때 약 5000 km이므로 이 시험에 사용된 모델의 경우 유통 환경 하에 거의 문제가 없을 것으로 판단된다.

3.2 가속 수명 실험

가속 수명 시험은 Fig. 10과 같이 수직 가진기에 1단 적재 및 2단 적재 상태에서 ASTM D4169에서 제시한 Level 1의 PSD 레벨로 수직방향에 대해서 진행하였다. Table 2는 2단 적재 조건의 가속 수명 시험 결과 얻어진 주응력 데이터로부터 레인플로러 사이클 카운팅(rain-flow cycle counting)법과 Palmgren-Miner의 선형 손상 누적법(linear damage summation law)로부터 계산된 피로 파괴 시간과 실제 피로 파괴시간을 보여주고 있다. 여기서 샘플 1, 2는 2단 적재 조건에서의 상단부 샘플이며 하단부 샘플에 대해서는 데이터 및 피로 파괴 시간을 별도로 측정하지 않았다.

Table 2에서 보여지는바와 같이 샘플 1의 경우

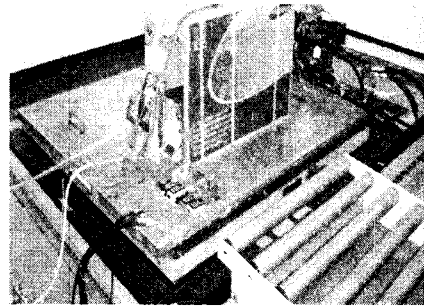


Fig. 10 Figure of the accelerated life test

Table 2 Expected and real life of the copper pipe on the accelerated test on the double stack condition

No of SPL	Expected life time (hr)	Real life time (hr)
1	1.7	1.7
2	3.4	1.8

실제 파괴시간이 예측된 파괴시간과 어느 정도 일치함을 알 수 있으며 파괴되는 위치도 선형 해석 결과에 따른 로제트 게이지 부착점에서 발생하였다. 하지만 샘플 2의 경우 피로 파괴 예측치에 비해 실제 파괴 시간이 약 2배 정도 길게 나왔다. 이 논문에서는 이러한 오차를 피로 수명 시험 상 발생할 수 있는 오차라 보고, 즉 가속 수명 파괴 시간 오차가 2배까지 날 수 있고 실차 수명 시간 오차 역시 2배까지 날 수 있다고 보아서 앞의 식(4)에서 안전율을 4로 설정하였다.

여기서, 예측 수명은 실차 시험과 동일하게 레코딩 된 데이터를 64 sec 주기로 데이터 프레임을 만들고 대표적인 5개의 데이터 프레임을 가지고 계산하였다.

3.3 가속 팩터(Acceleration Factor) 선정

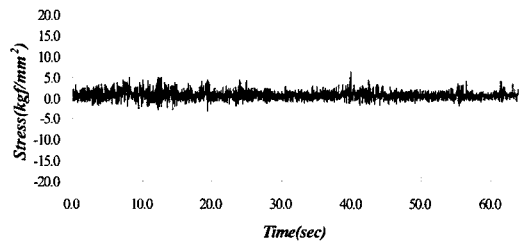
가속 팩터를 선정하기 위하여 3.2절의 가속 수명 장치를 이용하여 실차 운송 조건에 대한 PSD와 ASTM D4169의 트럭 운송 조건 Level 1 PSD에 대해서 가진기로 가진하고 측정된 응력으로 수명 계산을 수행하였다.

3.1절의 실제 운송 조건에 대해 얻어진 트럭의 바닥 진동 PSD는 도로의 조건이나 차량의 종류에 따라 콘크리트 도로 운송 중 측정된 값보다 더 커질 수 있다. 따라서 이를 고려하여 더 가혹한 운송 조

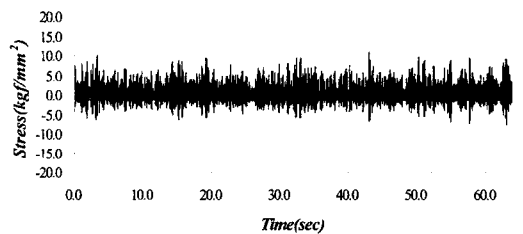
간을 만들기 위하여 콘크리트 도로 운송 시험에서 얻어진 수직 진동 레벨에 대해서 인베롭(envelop)하여 실차 조건 PSD를 Fig. 11과 같이 설정하였다. 3.1절에 언급했듯이 2Hz 이하 저주파 구간의 PSD는 신뢰하기 힘들기 때문에 실차 조건 PSD에 고려하지 않았다. 이 조건에서 가진기로 가진하여 실외기 압축기 연결 파이프의 최대 응력점인 응축기 연결 파이프의 벤딩 부 응력 측정 결과 약 593시간 후 피로 파괴가 발생될 것으로 예측되었으며 이는 콘크리트 도로 실차 측정 응력을 가지고 산출한 수명(159,403시간)보다 훨씬 강한 조건임을 알 수 있었다. 따라서 가속 수명 팩터 도출에 있어 실차 운송 시험의 가진 조건을 Fig. 11과 같이 설정 하였다. Fig. 12는 콘크리트 도로를 실차 주행 시 최대응력과 Fig. 11의 PSD로 가진했을 때의 최대 응력 시간 신호를 보여준다. Fig. 12에서 알 수 있듯이 Fig. 11의 PSD 진동은 실제 콘크리트 도로 진동에 비해 더 큰 진동을 가하는 것이므로 하중에 있어서 안전율이 추가되었음을 의미한다. Fig. 11의 가진 조건에 대한 수명 시험 결과와 적재 방법(1단 및 2단 적재)에 따른 가속 수명 시험(ASTM D4169 level 1, 2) 결과를 바탕으로 2절의 식(4)를 이용하여 가속 수명 팩터를 계산하면 Table 3과 같다.

여기서 안전율 S 는 전절에서 언급했듯이 4로 하여 가속 팩터를 계산하였다. Table 3에서 1단 적재 및 ASTM Level 2로 가진한 경우 가속 팩터가 작

아서 실제 시험 기간이 너무 오래 걸린다는 단점이 있다. 따라서 ASTM D4169의 Level 1 및 2단 적재 기준으로 계산된 가속 수명 팩터($A=70$)를 최종적으로 선정하고 운송 조건을 트럭 운송 조건으로 80 km/hr의 속도로 정속 주행을 한다고 가정하였을 때



(a) Principle stress under the real PSD on the concrete road



(b) Principle stress under the enveloped PSD on the concrete road

Fig. 12 Time stress signal under the real PSD on the concrete road and enveloped PSD for the concrete road at a maximum stress position

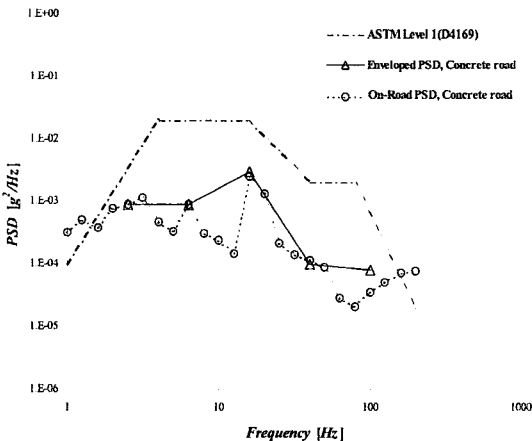


Fig. 11 Enveloped PSD for the measured PSD on the concrete road & PSD of ASTM D4169 level 1

Table 3 Calculation of the accelerated factor

Items	Sub-items	Test condition			Unit
		ASTM level 1 (single stack)	ASTM level 1 (double stack)	ASTM level 2 (double stack)	
Expected life time for on-road test	On-road test, non-pavement	354.9	354.9	354.9	hr
	Enveloped PSD for concrete road	592.7	592.7	592.7	hr
Expected life time for accelerated life test		12.6	2.1	17.6	hr
Acceleration factor(safety factor =4)		11.8	69.9	8.4	-
Time for accelerating test in order to guarantee 5000 km delivery		5.3	0.9	7.4	hr

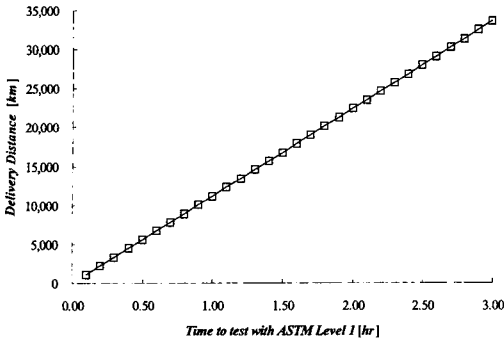




Fig. 13 Guarantee for the delivery distance with respect to the test time with level 1 on ASTM D4169

Table 4 Accelerated factor for the different shape of the pipe under ASTM D4169 Level 1(double stack)

Items	Test condition		Unit
	Model1	Model2	
Expected life time for on-road test (enveloped PSD for concrete road)	494129	76011	hr
Expected life time for accelerated life test	1255	282	hr
Acceleration factor (safety factor = 4)	98	67	-
Time for accelerating test in order to guarantee 5000 km delivery	0.64	0.93	hr
	38	56	min
Pipe layout			

실외기 압축기 연결 파이프의 운송 거리에 따른 시험 시간을 Fig. 13과 같이 도출 해 낼 수 있었다. 이 결과를 검증하기 위해서 다른 형상의 파이프에 대해 시험을 수행한 결과 Table 4와 같이 가속 수명 팩터가 유사하게 나옴을 알 수 있었으며, 그 결과 이 논문에서 제시한 시험 방법이 에어컨 실외기용 압축기 연결 동 파이프의 피로 파괴 예측에 적합함을 알 수 있었다.

4. 피로 파괴 예측을 위한 수치 해석

앞 절에서 선정된 시험 조건에 대해서 동 파이프

의 피로 파괴에 대한 수치해석을 수행하였다. 이 수치해석의 목표는 에어컨 실외기의 압축기 연결 동 파이프에 대한 근사화 FEM 모델을 설정하는 것이며, 근사화 모델에 대한 해석 결과를 실험 결과와 비교하여 이를 검증 하고자 한다. 이 절의 수치 해석은 상용 소프트웨어인 MSC.Fatigue를 사용하였다.

4.1 랜덤 하중 하에서의 피로 해석

일반적으로 랜덤 하중 하에서의 피로 해석은 주파수 영역에서 PSD 하중 및 응답을 가지고 수행된다. Fig. 14⁽⁸⁾는 PSD 모멘트(moment) 계산에 대한 개략도이며 PSD 모멘트는 식 (5)와 같이 표현된다.

$$m_n = \sum_{k=1}^N f_k^n G_k(f_k) \delta f \quad (5)$$

여기서 m_n 은 PSD의 n 차 모멘트, f_k 는 주파수, G_k 는 PSD 함수이다.

Rice⁽¹⁰⁾는 랜덤 신호가 0점을 통과하는 수와 피크(peak)의 수에 대해서 PSD모멘트의 항으로 표현하는 방법을 고안했으며 이는 식 (6)과 같다.

$$E(0) = \sqrt{\frac{m_2}{m_0}}, \quad E(P) = \sqrt{\frac{m_4}{m_2}}, \quad (6)$$

$$\gamma = \frac{E(0)}{E(P)} = \sqrt{\frac{m_2^2}{m_0 m_4}}$$

여기서 $E(0)$ 는 0점을 통과하는 수이며, $E(P)$ 는 피크의 수, γ 는 불규칙 팩터(irregularity factor)이다.

랜덤 하중에 대한 응력의 확률 밀도 함수(probability density function)는 Fig. 15⁽⁸⁾와 같이 나타낼 수 있으며 여기서 $\Delta S_i \pm \delta S$ 의 범위 내에 응력이 발생할 확률 P 는 식 (7)과 같이 나타낼 수 있다.

$$P(\Delta S_i) = p(\Delta S_i) \delta S \quad (7)$$

식 (8)과 같이 응력 진폭 ΔS_i 에 대한 반복 횟수를 n_i 라 하고, 총 사이클 수를 N_T 라 하면 피로 수명(N_f)은 식 (9)와 같이 나타낼 수 있으며 위 수식들을 이용해서 랜덤 하중에 대한 피로 데미지(damage)를 식 (10)과 같이 나타낼 수 있다. Dirlik⁽³⁾은 식 (10)에서의 확률 밀도 함수를 PSD 모멘트의 함수로 표현했으며 이는 식 (11)~(14)와 같다.

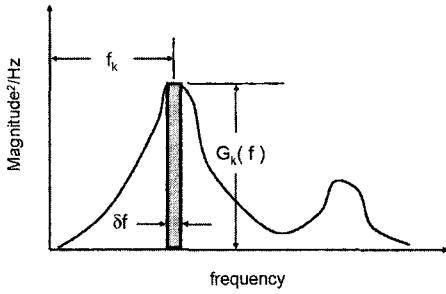


Fig. 14 PSD moment

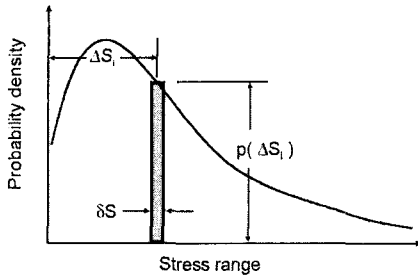


Fig. 15 Probability density function for the random data

$$n_i = p(\Delta S_i) \delta S N_T, \quad N_T = E(P) T \quad (8)$$

$$N_f(\Delta S_i) = k[\Delta S_i]^{1/b} \quad (9)$$

$$D = \sum_{i=1}^N \frac{n_i}{N_f(\Delta S_i)} = \frac{E(P)}{k} T \sum_{i=1}^N \frac{p(\Delta S_i)}{(\Delta S_i)^{1/b}} \quad (10)$$

$$p(\Delta S_i) = \frac{\frac{D_1}{Q} e^{(-\frac{Z}{Q})} + \frac{D_2}{R^2} e^{(-\frac{Z^2}{R^2})} + D_3 Z e^{(-\frac{Z^2}{2})}}{2\sqrt{m_0}} \quad (11)$$

$$Z = \frac{\Delta S_i}{2\sqrt{m_0}} \quad (12)$$

$$D_1 = \frac{2(X_m - \gamma^2)}{1 + \gamma^2}, \quad D_2 = \frac{1 - \gamma - D_1 + D_1^2}{1 - R}, \quad (13)$$

$$D_3 = 1 - D_1 - D_2$$

$$Q = \frac{5(\gamma - D_1 + D_2 R)}{4D_1}, \quad R = \frac{\gamma - X_m - D_1^2}{1 - \gamma - D_1 + D_1^2}, \quad (14)$$

$$X_m = \frac{m_1}{m_0} \sqrt{\frac{m_2}{m_4}}$$

여기서 T 는 카운팅 시간, D 는 총 데미지, k 와 b 는 재료의 S-N곡선으로부터의 상수 값이며($N=kS^{1/b}$), Z 는 정규화 변수(normalized variable)이며 D_1, D_2, D_3, Q, R, X_m 은 모두 m_0, m_1, m_2, m_3, m_4 의 함수이다.

4.2 압축기 연결 파이프의 유한 요소 근사 모델

3절에서 논의된 압축기용 연결 파이프의 유한 요소 근사 모델 및 가진 PSD 입력은 Fig. 16과 같다. Fig. 16(a)의 파이프 시스템에 대한 근사화 모델은 Fig. 16(b)와 같이 열교환기와 캐비닛과의 연결부 및 압축기 방진 그로멧(Grommet)의 캐비닛 연결부를 임의의 노드(node)에 강체로 연결하고 차체 바닥과 캐비닛이 하나의 강체로 운동한다고 가정하여 연결부 노드에 바닥 진동, 즉 시험조건 가속도를 인가하는 방식으로 구성하였다.

3절에 언급한 방법, 즉 실외기를 다단 적재하여 시험 할 경우 상단부에 적재되어 있는 제품의 진동은 바닥 가진 진동에 하단부 제품의 진동까지 포함된다. 하단부 제품 진동은 제품의 무게와 강성에 따라 달라지므로 FEM으로 예측, 검증하기가 쉽지 않다.

따라서 이 논문에서는 하단부 실외기의 파이프가 ASTM Level 1 조건에서 상단부 파이프의 가속 팩터와 동일한 가속 팩터를 가지도록 레벨(level)을 Fig. 16(b)와 같이 0.76 grms에서 0.93 grms로 상향 조정하여 실험하고, 이를 해석 인가 가속도 조건으로 설정하였다.

고무 그로멧은 빔 스프링(beam spring) 요소로 근사화 하였으며 스프링(spring) 계수는 압축기-그로멧 시스템을 1 자유도 모델로 근사화하여 수직 및 수평 모달 시험(modal test)을 통해 얻어진 1차 고유진동수를 가지고 식 (15)~(17)와 같이 계산하였다.

$$k_{eq} = k_1 + k_2 + k_3 = 3k \quad (15)$$

$$\omega_n = 2\pi f_n = \sqrt{\frac{k_{eq}}{m}} \quad (16)$$

$$k = \frac{1}{3} m (2\pi f_n)^2 \quad (17)$$

여기서, k_{eq} 는 1자유도 질량 스프링계의 등가 스프링 상수이며 k 는 그로멧의 스프링 상수, ω_n 과 f_n 은 라디안(Radian) 및 Hz 단위의 고유주파수, m 은 압축기

질량이다.

또한 압축기는 집중 질량(lumped mass)으로 압축기 셸(Shell) 중심에 집중되어 있는 것으로 가정하였으며 압축기의 질량 관성 모멘트(mass of inertia

moment)는 Fig. 17의 실험 장치를 이용하여 식 (18)로부터 계산하였다.

$$I = \frac{mgR^2\tau^2}{4\pi^2L} \quad (18)$$

여기서 I 는 질량 관성 모멘트, m 은 받침대 지그(jig)를 포함한 압축기 무게, τ 는 측정된 주기, R 은 받침대 지그 중심에서 받침대 연결 와이어(wire)까지의 거리, L 은 와이어의 길이이다.

Table 5는 위의 가정을 통해서 적용된 피로 해석 물성치를 보여주고 있다.

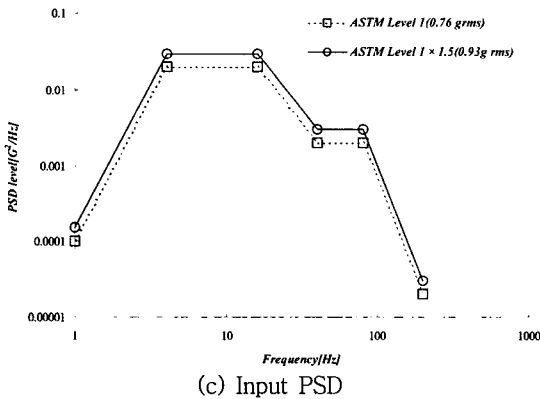
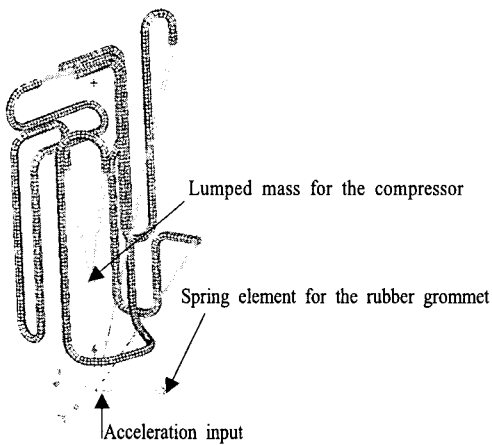
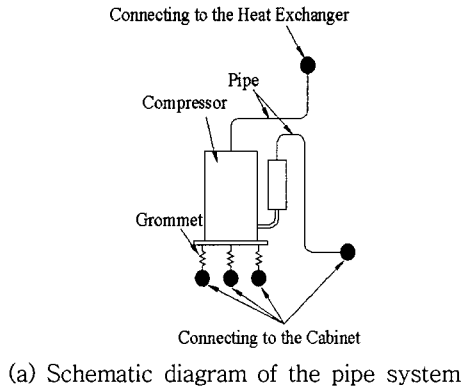


Fig. 16 Approximated FEM model and PSD input for the pipe system

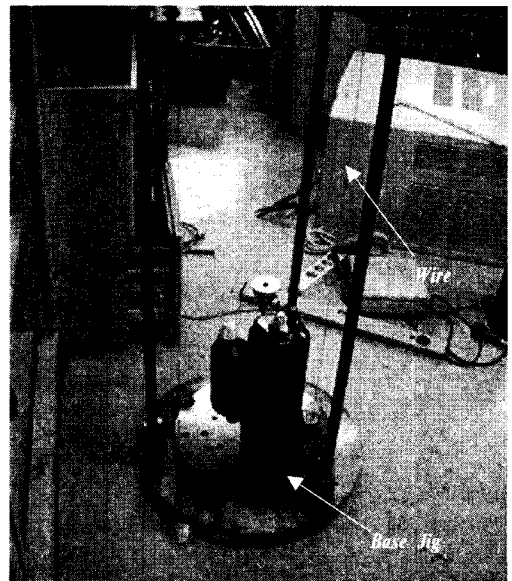


Fig. 17 Test setup for measuring inertia moment of the compressor

Table 5 Material property of the fatigue analysis

Items	Value	Unit	
Mass of the compressor	15	kg	
Mass of inertia of the compressor	IXX	136128	
	IYY	191827	
	IZZ	103398	
Spring constant	Vertical	85	N/mm
	Horizontal	41	N/mm
Pipe	Young's modulus	118000	Mpa
	Density	8850	kg/m ³
	Poisson ratio	0.33	-

Table 6 Fatigue life estimated by FEM and test under the accelerated random vibration

Items	Damage	Fatigue life(sec)
FEM	1.485×10^{-5}	6736
Test	1.634×10^{-5}	6120

Table 7 Natural frequency of the compressor-pipe system produced by FEM

Order	Natural frequency[Hz]	Order	Natural frequency[Hz]
1	4.14	9	30
2	10.3	10	31.5
3	10.9	11	42.1
4	15.7	12	52.5
5	20.8	13	56.3
6	23.9	14	61.5
7	27.1	15	72.7
8	28.1	16	74.5

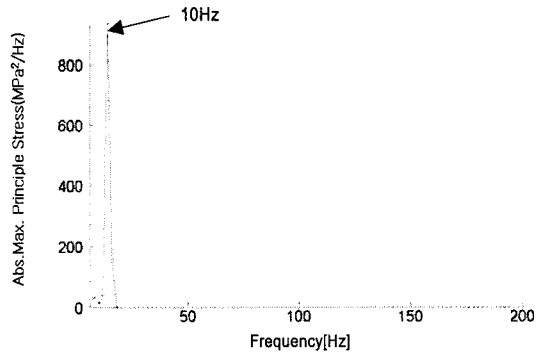
4.3 해석 결과

위의 FEM 근사 모델을 가지고 파이프 피로해석을 진행한 결과는 Table 6과 같다. Table 6에서 보여지는 바와 같이 근사 모델에 대한 해석 결과 피로 파괴 시간이 실제 파괴되는 시간과 유사함을 알 수 있었다.

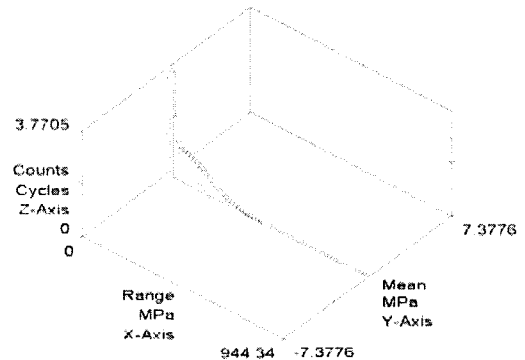
Fig. 17은 해석 결과 최대 응력점에서 단위 하중에 대한 파이프계의 최대 응력점에서의 응력 PSD, 해석에 의한 응력 카운팅 결과 및 피로 파괴 위치를 보여준다. 여기서 파괴 위치는 응축기 연결 파이프의 벤딩부로 3절의 시험 결과와 동일함을 알 수 있었다. 여기서 수명 계산 및 응력 카운팅은 식 (8)~(14)의 Dirlik의 이론에 의해 수행되었다.

Table 7은 압축기-파이프 계의 고유모드해석 결과 고유진동수를 보여주고 있다. Fig. 17(a)와 비교해 보면 압축기-파이프 계의 2차 고유진동수(10 Hz)에서 가장 큰 응력 PSD 응답이 나오는 것을 알 수 있다. 이는 랜덤 하중의 피로 특성이 시스템의 고유진동과 밀접한 관계가 있음을 보여준다.

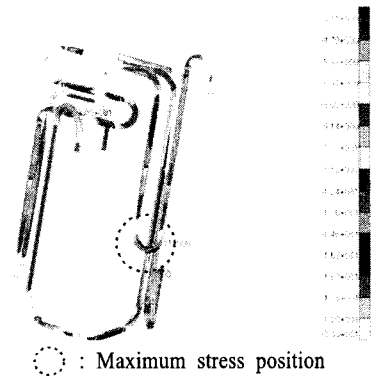
따라서 수치 해석 결과, 피로 파괴 시간 및 파괴 위치에 대해서 시험 결과와 해석 결과가 잘 일치함을 알 수 있었으며 이를 통해 근사화 된 FEM 파이프 모델을 검증할 수 있었다.



(a) PSD of the stress at a max. stress position(the frequency of maximum principle stress = 10Hz)



(b) Stress counting results at a max. damaged position by the analysis for 1 second



(c) Max. damaged position(bending pipe of the condenser connecting pipe)

Fig. 17 Results of the analysis and experiment

5. 결론

유통 환경 하에서 제품의 진동 피로 특성은 제품의 종류에 따라 다르기 때문에 동일한 규격을 가지고 시험할 경우 가속 팩터는 달라진다. 따라서

ASTM 규격 등 국제 규격에서 제시하는 규격을 무조건 따를 경우 과도한 시험으로 인해 불필요한 개발 시간 및 비용을 증가시킬 수 있다. 이 논문에서는 실차 실험과 가속 수명 시험을 통해서 에어컨용 압축기 연결 파이프에 대한 진동 피로 특성을 파악하고, ASTM D4169의 Level 1 적용 시 가속 수명 팩터가 70임을 알 수 있었다. 가속 수명 팩터를 통해서 시험 시간에 따른 보증 거리를 환산할 수 있었으며, 이는 파이프의 수명 예측에 유용한 자료가 될 것으로 기대된다. 또한 에어컨의 압축기 연결 파이프의 진동 피로 해석을 위한 FEM 모델 근사화를 통해 수치해석을 수행하였으며, 그 결과가 실제 시험 결과와 잘 일치함을 알 수 있었다. 이러한 근사화 모델을 통해 피로 해석을 위한 비용과 시간을 대폭 줄일 수 있을 것으로 기대된다.

또한 수치 해석 결과 압축기-파이프 시스템의 저차수 고유모드가 피로 파괴에 미치는 영향이 크음을 알 수 있었으며, 결과로부터 유통 진동 환경하에서 피로 파괴에 대한 신뢰성을 확보하기 위해서는 저차수 고유진동수에서 압축기의 변위를 최소화하고 제진재 등을 적용하여 파이프의 진동 진폭을 최소화시켜야 함을 알 수 있었다.

참 고 문 헌

- (1) ASTM D4169-04a, 2005, "Standard Practice for Performance Testing of Shipping Containers and System", ASTM International.
- (2) ISO 2247:2000(E), 2000, "Packing- complete, Filled Transport Stand Unit Load - vibration Tests at Fixed Low Frequency", Third Edition of ISO International Standard.
- (3) Dirlík, T., PhD Thesis, 1985, "Application of Computers to Fatigue Analysis", Warwick University.
- (4) Rahman, M. M., Ariffin, A. K., Jamaludin, N. and Haron, C. H., 2005, "Vibration Fatigue of Cylinder Head of a New Two-stroke Free Piston Engine Using Finite Element Approach", 2005 Tech Science Press, Vol. 1, No. 2, pp. 121~129.
- (5) Koo, J. S., Choi, J. S. and Jeon, T. R., 2005, "Vibration Fatigue Analysis of Automotive Bracket Subjected to Dynamic Loading", 2005 MSC Korea User's Conference.
- (6) Miner, M. A., 1945, "Cumulative Damage in Fatigue", Journal of Applied Mechanics, 67, A159-A164.
- (7) Matsuishi, M. and Endo, T., 1968, "Fatigue of Metals Subjected to Varying Stress", Jukvokai Japan, Japanese Society of Mechanical Engineers.
- (8) "MSC/FATIGUE V2004 User Manual", MSC Corporation, Canada, 2004.
- (9) Lee, S. B., Parj, T. W. and Yim, H. J., 2000, "A Study on Computational Method for Fatigue Life Prediction of Vehicle Structures", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 10, No. 4, pp. 686~691.
- (10) Rice, SO, 1954, "Mathematical Analysis of Random Noise", Selected Papers on Noise and Stochastic Processes, Dover, New York.