승용차용 플렉서블 튜브의 피로 해석

김진봉*
*한서대학교 항공기계학과
e-mail:jbkim@hanseo.ac.kr

The Fatigue Analysis for the Flexible Tube of Automobile

Jin-Bong Kim*
*Dept. of Aeronautical and Mechanical Engineering, Hanseo University

요 약

본 논문에서는 자동차 배기계를 구성하고 있는 Flexible Tube의 형상에 따른 응력 해석 결과를 이용하여 피로 해석을 하였다. 아울러 Flexible Tube의 변위량이 크게 발생하는 것을 고려하여 기하학적 비선형 해석을 실시하였으며 Flexible Tube의 변형량은 끝단에서 6mm의 변위가 발생하도록 하였다. 본 연구에서 얻어진 결과는 다음과 같다. (1) Tube의 반경이 증가하면 피로한계 응력반복수는 선형적으로 감소한다. (2) 본 연구에서 사용된 tube중 주름의 반경이 1.7mm일때 피로 수명이 가장 긴 것을 알 수 있다.

1. 서론

가로 기관과 촉매 변환장치가 도입되면서 자동차 배기계에서 유연한 금속 벨로우즈는 중요한 부품이 되었다. 엔진의 롤링에 의해 다기관과 다른 배기계 사이에는 유연한 연결이 필요하게 되었다. 한편 배기계는 축 변형, 굽힘 변형 및 비틀림도 발생하여 이들에 의한 복합응력이 재료의 허용 응력을 초과하여 파괴도 발생하게 된다.

배기계는 촉매 변환장치가 배기 가스 기밀을 유지하면서 최적의 상태에서 작동하도록 체결되어야 한다. 특히 촉매 장치 전단부가 파손되면 배기가스 배출이 원활하게 이루어지지 않게 된다. 그로 인하여 온도가 상승하고 열팽창이 됨으로서 응력이 증대하게 되기 때문에 배기계의 구성 부품들은 이와 같은 응력 조건에서도 견딜 수 있는 구조가 되어야 한다.

내부 압력과 축 변형 그리고 피로 수명 예측 등 여러 가지 관점에서 flexible tube에 대한 연구 결과들이 발표되었다. 특히 Snedden[1]은 이러한 연구에 대하여 체계적으로 정리를 하였으며 Andersson[2,3]은 복잡한 flexible tube 거동을 단순한 빔 형태로 수정할 수 있는 계수를 유도하였다. 이와 같은 접근 방식에 의해 수동으로 flexible tube를 설계할 수 있는 기초를 다지게 되었다.

이와 같은 정식은 ASME code[4]와 같은 압력 용기 code에 포함되어 있다. Flexible tube 설계에서 가장 일반적으로 적용되고 있는 것은 EJMA [5]이고, Hanna[6]는 이 두 규격을 비교하여 두 규격이 상당 부분 일치한다고 하였다.

Ting-Xin 등[7]과 Osweiller[8]는 EJMA와 유한요소법이나 실험 결과와 비교한 결과를 발표하였고, EJMA는 기준을 검증하기 위한 연구를 실시하여 축하중을 받는 경우 응력이나 강성에 대한 EJMA 식은 대부분의 Bellows 형상에 대하여 20% 범위 내에서 정확한 것을 발견하였다.

한편 flexible tube는 직관으로부터 1~2 번째 산이나 골부근에서 파괴가 되고 있어 이에 대한 원인 규명 및 내구도 향상을 위한 대책이 강구되어야 하는 실정이다. 아울러 배기계통에서의 flexible tube는 설치공간이 제한되어 있기 때문에 산수, 산 높이, 전 길이, 판재 두께, 겹수 등을 복합적으로 고려하여 내구성의 향상 대책등을 강구하여야 한다.

승용차용 flexible tube는 새로운 모델을 개발 시 이에 적합한 신제품을 개발하여야 하기 때문에 개발의 신속성이 요구되며 이에 따라 기본 설계로부터 제품 개발에 소요되는 기간이 매우 짧게 된다. 따라서 각종 형식의 자동차에 대한 체계화된 데이터를 축적함으로서 신속한 모델 개발을 이룰 수 있어야 한다.

일부에서는 기존의 모델을 일부 변경하거나 예측되는 형상에 대한 시제품을 제작하여 수정 보완하는 형식의 연구 개발

이 진행되어 왔으나, 신제품 개발에 소요되는 시간과 경비의 부담이 막대하여 사전 해석에 의한 방법이 필수적이다. 따라서 해석을 통한 사전 검증 후 시제품을 제작하여 개발에 따른 시간 및 경비를 절약함으로서 제품의 신뢰성 향상 및 경쟁력을 증대 시킬 뿐 아니라 관련 data를 지속적으로 축적함으로서 지속적인 독자 모델을 개발하고 있다.

2. 배기계 재질 및 해석 모델

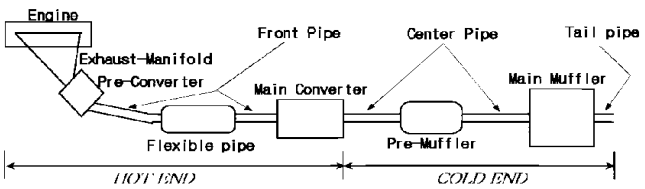
자동차 배기계는 엔진에서 나오는 배기가스를 정화시켜 배출하는 역할을 하며 자동차 하부에 장착되어 있기 때문에 외장형 보다는 기능에 맞는 소재를 사용하여야 한다

[그림 1]은 자동차 배기계의 구조를 나타내는 것으로 배기계는 사용온도에 따라 크게 2 부분으로 구분된다. Center pipe 이후 tail pipe 까지는 비교적 온도가 낮아서 cold end 라고 하며 그 앞 부분은 hot end 라고 한다.

[표 1]은 배기계 각부의 사용 온도 및 요구특성 그리고 현재 적용하고 있는 강재들을 나타내고 있다. 배기계에서 응축수에 의해서 부식이 가장 잘 일어나는 부위는 Muffler를 포함한 후단부이다. 후단부를 시작으로 스테인레스강이 적용되기 시작하여 차례로 앞부분으로 적용범위가 증대되어 왔다. 1990년대에 들어서 미국의 Clean Acid Act의 발효와 유럽의 배기가스 규제 강화 이후 엔진 시동 초기의 차가운 Exhaust-Manifold 부품을 통과하는 배기가스의 오염 물질에 관한 문제점이 부각되었다. 그에 따라 이전까지 사용되던 두꺼운 주물 대신에 스테인레스 냉연판이 적용되기 시작하였고, 이로써 전 부위에 스테인레스 강재가 적용되게 되었다.

본 연구에서는 Flexible tube에 대하여 ANSYS를 이용하여 응력해석을 실시하였고 그 결과를 이용하여 피로에 대한 내구성은 FEM/FAT를 이용하여 해석하였다. ANSYS에 사용된 재질의 물리적 특성 및 유한요소 모델은 [표 2]에서 보는 바와 같으며 유한요소 모델은 [그림 2]와 같다. 유한요소 모델의 전체 절점수는 산수에 따라 차이가 있지만 100,000~120,000개 정도이고 8절점 쉘 요소를 이용하였다. FEM/FAT에서는 원자재에 대한 S/N 선도를 기준으로 하여 ANSYS에서 해석한 형상 및 해석결과를 이용하여 S/N 선도를 다시 작성하고 실 제품에 대한 새로운 S/N 선도에서 해석된 응력에 대한 내구 응력 반복수를 예측하게 된다.

한편, 실제 차량에 장착되는 벨로우즈는 엔진이 시동될 때나 정지될 때, 차량의 급가속이나 급정지시, 범프 등의 통과시 과도한 변위량이 발생한다. 따라서, 대부분의 자동차 제작사의 벨로우즈에 대한 시험조건은 변위량을 6mm 내외로 설정하는 것이 일반적이다. 그러므로, 이러한 변위량을 고려한다면 선형해석으로 적절한 결과를 얻기는 어렵다. 따라서,



[그림 1] 자동차 배기계

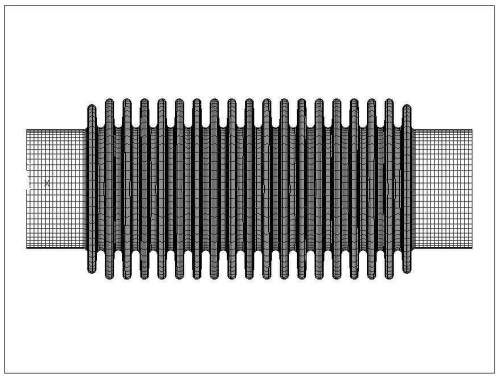
[표 1] 배기계 각 부품의 사용온도, 요구 특성 및 적용강재

부품	온도(℃)	요구특성	적용강재
Exhaust Manifold	950-800	내산화성, 내열피로성	429EM, 430J1
Front Pipe	800-600	내산화성, 내열피로성	409L, 429EM, 430JIL
Flexible Pipe	650 이하	내고온염부식, 내산화성, 가공성,용접성	304, 302B, XM15J1
Catalytic Converter	Shell : 800-600 Inner : 1100	가공성, 내 산화성	Shell:409L, 430J1L, 429EM Inner : ceramic
Center pipe	600-400	내응축수 부식성, 내염성	409L, 436L
Muffler			
Tail Pipe	400-200		

본 연구에서는 벨로우즈의 변위량이 크게 발생하는 것을 고려하여 대변위해석인 기하학적 비선형해석을 수행하였으며, 벨로우즈의 변형량은 끝단에 6mm의 변위가 발생하도록 하였다. 아울러 벨로우즈의 형상에 따른 응력 및 내구성의 변화에 대한 설계 DB 구축을 위하여, 표 2와 같이 벨로우즈의 설계 변수인 주름 직경, 산수, 벨로우즈의 내부 직경 등에 따른 강성 및 내구성 변화에 대하여 해석하였다.

[표 2] 물리적 특성 및 유한요소 모델

두께 (mm)	산수 (개)	항복응력 (MPa)	접선계수 (MPa)	탄성계수 (GPa)	요소 종류
0.25	9~19	224(500℃)	2,000	188	8-node Structural Shell



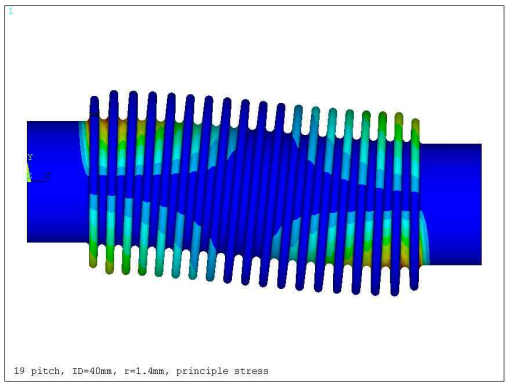
[그림 2] 요소분할 형태

[표 3] 해석 변수

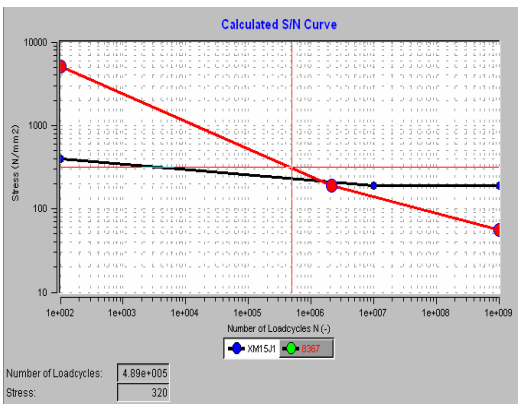
주름 직경(mm)	Pitch 수	내부 직경(mm)
1.4 ~ 2	9 ~ 17	40 ~ 65

3. 결과 및 고찰

Flexible tube에 결과 해석 결과를 보면 [그림 3]에서 보는 바와 같이 직선 tube로부터 2번째 골에서 응력이 최대가 되는 것을 알 수 있고, 피로한계 응력 반복수는 [그림 4]에서 보는 바와 같이 이 지점에서의 한계 응력 반복수로 결정된다. FEM/FAT 해석된 피로한계 상태의 결과는 [그림 5]에서 보는 바와 같다. [그림 5]는 tube 내부 반지름이 20mm이고 주름 반지름이 1.7mm인 경우에 산수를 변화시켰을 때의 해석 결과를 나타낸 것으로 ANSYS에서 응력 해석을 한 후 그 결과를 이용하여 FEM/FAT에서 피로 손상 해석 결과를 ANSYS에서 다시 나타낸 것이다.

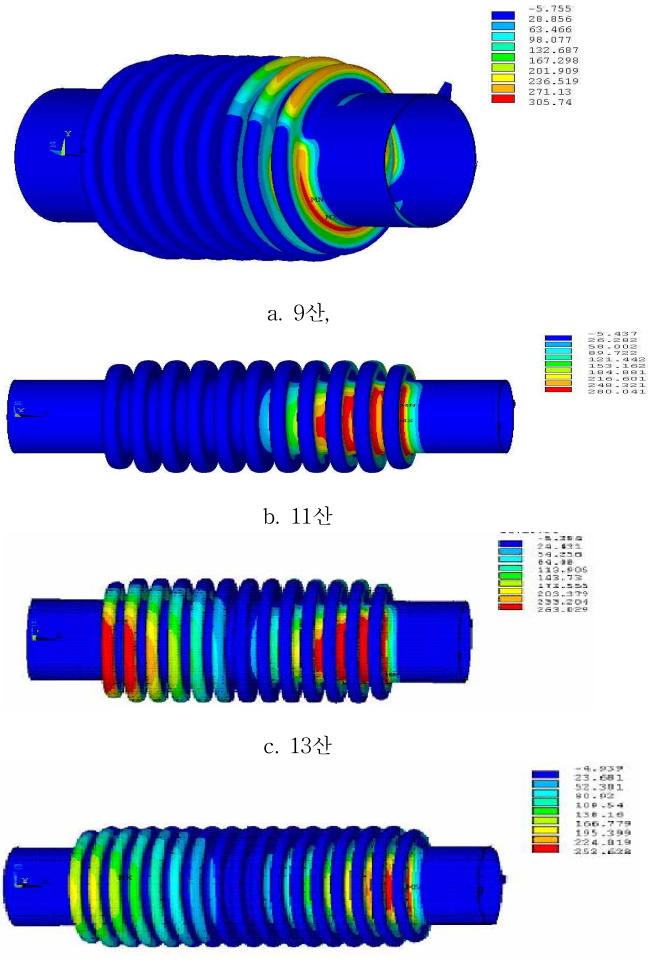


[그림 3] 응력 해석 결과



[그림 4] 피로 한계 응력 반복수 해석 결과
(9산, tube 내부반지름:20mm, 주름반지름:.7mm)

[그림 6]에서 tube 반경이 20mm에서 32.5mm로 증가함에 따라 피로 한계 응력 반복수는 945,000cycle에서 857,000 cycle로 선형적으로 감소하였다.



[그림 5] 피로손상 해석
결과(tube내부반지름:20mm,주름반지름:1.7mm)

[그림 7]에서 tube 산수를 9산에서 19산까지 증가시키는 동안, 피로 한계 응력반복수는 458,000cycle에서 1,320,000 cycle로 증가하였다. 한편 [그림 8]에서 Bellows 주름 반경을 1.4mm에서 2.2mm까지 증가시켜 보면 1.7mm까지는 피로 한계 응력반복수는 1,320,000cycle 까지 증가하다가 다시 감소하여 주름의 반경이 1.7mm일 때 응력이 가장 적게 작용하여 피로 수명이 가장 긴 것을 알 수 있다.

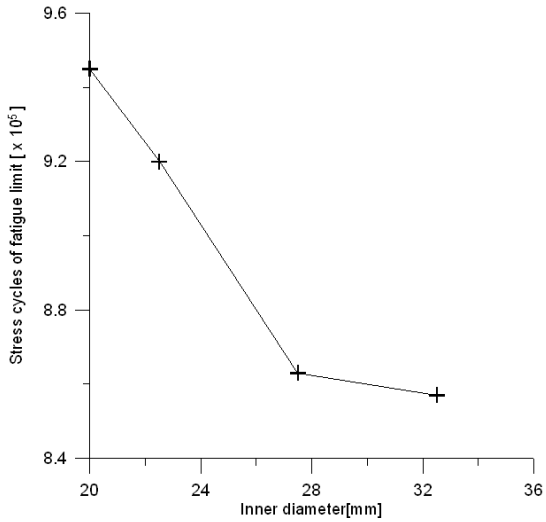
4. 결론

본 연구에서는 XM15J1을 이용한 Flexible Tube에 대한 내구 한도 해석을 600℃의 조건에 대하여 실시하였다. 본 연구를 통하여 얻어진 결과는 다음과 같다.

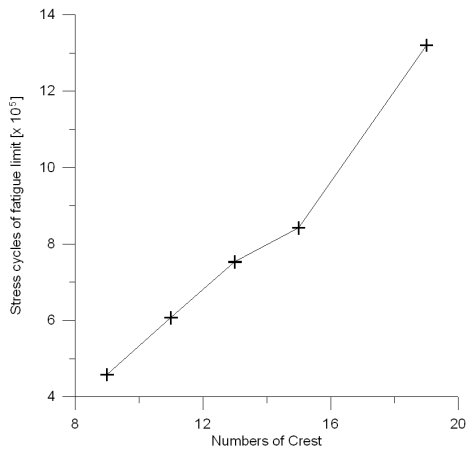
(1) Tube의 반경이 증가하면 피로 한계 응력 반복수는 선형적으로 감소한다

(2) 본 연구에서 사용된 tube중 주름의 반경이 1.7mm일

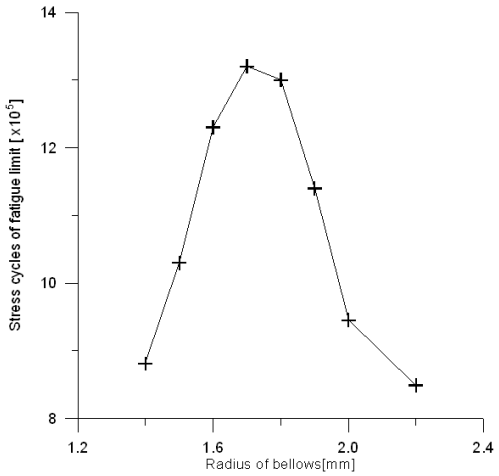
때 피로 수명이 가장 긴 것을 알 수 있다.



[그림 6] Tube 반경 변화에 따른 피로 한계 응력 반복수 변화 (산수 : 19산, 주름 반경 : 2mm)



[그림 7] 산수에 따른 피로 한계 응력 반복수 변화 (Tube 반지름 :20mm, 주름 반지름 : 1.7mm, pitch : 5.88mm)



[그림 8] 주름 반경에 따른 피로 한계 응력 반복수 (Tube 내부 반지름 : 20mm, 산수 : 19산)

참고문헌

[1] Snedden NW, “The strength and stability of corrugated bellows expansion joints”, PhD thesis, D43087/82, Churchill College, University of Cambridge, Cambridge, UK, 1981.

[2] Anderson WF, “Analysis of stress in bellows- Part 1 design criteria and test results”, Atomic International, NAA-SR-4527, United States Atomic Energy Commission, 1964.

[3] Anderson WF, “Analysis of stress in bellows - Part 2 mathematica”l, Atomic International, NAA-SR-4527, United States Atomic Energy Commission, 1965.

[4] ASME, ASME Boiler and Pressure Vessel Code-Section Ⅷ, Division 1, Appendix BB, New York, 1986.

[5] EJMA, “Standards of the Expansion Joint Manufacturers Association”, seventh edition, 1998.

[6] Hanna JW. “A comparison of the ASME appendix BB to the EJMA standards”. Metallic bellows and expansion joints-1989, The 1989 ASME Pressure Vessels and Piping Conference, JSME Co-sponsorship, Honolulu, Hawaii, 23-27. July pp. 79-85. 1989.

[7] Ting-XinL, Bing-Liang G, Tian-Xiang K, Qing-Chen W. ′Stresses and fatigue failure of U-shaped bellows″, Metallic bellows and expansion joints-1989, The 1989 ASME Pressure Vessels and Piping Conference. JSME Co-sponsorship, Honolulu, Hawaii, 23-27 July pp.13-9, 1989.

[8] Osweiller F. ″Design of an expansion joint by a finite element program - comparison with the EJMA standards″, Metallic bellows and expansion joints-1989, The 1989 ASME Pressure Vessels and Piping Conference, JSME Co-sponsorship, Honolulu, Hawaii, 23-27 July 1989. p. 87-94.