

대형 엔진 실린더 라이너의 강도평가

김병주*·손정호*·박진수*·최호정**

Strength Evaluation of the Cylinder Liner of Low-Speed Marine Engine

Byung-Joo Kim, Jung-Ho Son, Jinsoo Park, and Ho-Jung Choi

Key Words: Cylinder Liner(실린더 라이너), Gray Cast Iron(회주철), Structural Analysis(구조해석), Fatigue Strength(피로강도)

Abstract

Strength evaluation was carried out for the cylinder liner of a low-speed marine engine. Calculation of temperature distribution, nonlinear structural analysis, material test, and fatigue strength evaluation are briefly introduced in this paper. Strengths of five liner models are compared, and the effect of materials experiencing different heat treatment is evaluated. Structural analysis including boundary and material non-linearities was performed for axisymmetric liner models. High cycle (fatigue limit) and low cycle (fatigue life) fatigue analyses are carried out. As results, localized high stress was occurred next to the mount line. Maximum stresses are varied significantly with respect to different liner models and different materials.

1. 서론

대형 상선의 주기관으로 사용되는 2 사이클 대형 저속 박용엔진은 프로펠러축을 통해 프로펠러를 회전시키는 추진 동력원이다. 엔진은 약 10,000~100,000 마력의 출력을 내며 100 rpm 정도의 저속으로 회전한다. 본 연구에서 해석대상으로 채택된 K98MC 엔진은 실린더의 지름이 98 cm나 되는 초대형 엔진이다.

실린더 라이너는 엔진의 연소실을 형성하는 핵심 부품중의 하나로 작동중에 고온과 고압의 하중을 받는 가혹한 환경에 노출되어 있다. 또한 볼트 체결기구를 통해 인접구조와 접촉 등의 조건으로 단단히 연결되어 있어 거동을 평가할 때는 이들의 영향을 적절히 고려해 주어야 한다.

실린더 라이너의 해석이 보통의 경우에는 상부의 고온부에 집중하게 되나 여기에서는 Fig. 1

의 A 부위 곡률부를 관심부위로 선정하였다. 이는 A 부위에 발생하는 고응력에 대해 위험도를 평가하고 보다 안전성을 확보할 수 있는 새로운 형상의 제안을 위해서이다. 본 논문에서는 이를 위한 일련의 해석과정을 소개하는데 해석조건, 온도분포 해석, 재료 선형해석, 재료 비선형해석, 피로강도 평가 등이 포함된다.

2. 구조해석

2.1 해석 모델

라이너의 형상과 하중조건이 회전축에 대해 대칭이므로 해석 모델을 축대칭 모델로 구성하였다. 라이너 주위의 실린더 프레임과 볼트는 축대칭이 아니나 시간적인 효율성을 고려하여 간단히 축대칭으로 모델링하였다. 볼트 체결이 원주 방향으로 연속적이지 않아서 생길 수 있는 효과는 별도로 평가하여 해석조건에 반영하였다.

* 현대중공업 구조연구실

** 현대중공업 엔진설계1부

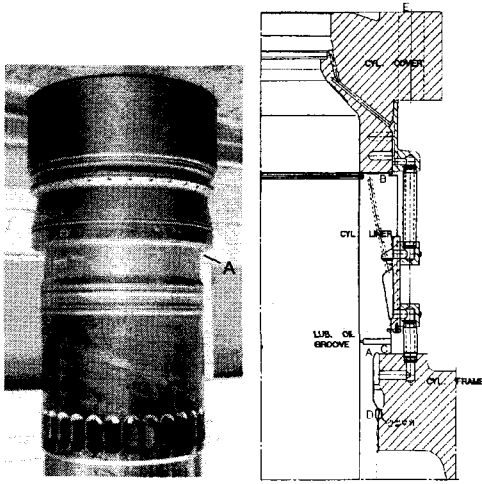


Fig. 1 View of cylinder liner

구조해석 모델은 실린더 라이너, 실린더 프레임, 실린더 커버(cover), 볼트로 구성되고 이를 Fig. 2에 나타내었다. 볼트는 등가의 강성을 가지도록 크기와 재료 상수를 조절하였으며 각 부품사이의 경계부(Fig. 1의 B, C, D)에서는 접촉조건을 사용하였다. 수치해석 프로그램으로는 NASTRAN과 ABAQUS를 사용하였다.

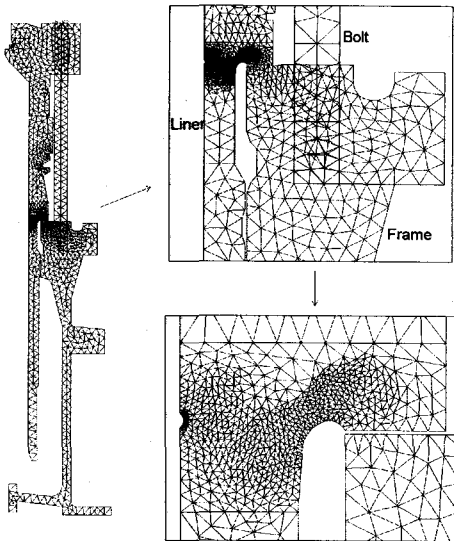


Fig. 2 Modeling of model 1

Fig. 2의 초기 설계모델에 대한 해석결과로부터 설계변경이 요구되었고, 관심부(필렛부, A 위치)의 적절한 형상의 선택을 위해 추가로 4개의 모델에 대해 비교해석을 수행하였다. 추가의 설계변경 검토 모델을 Fig. 3에 나타내었다.

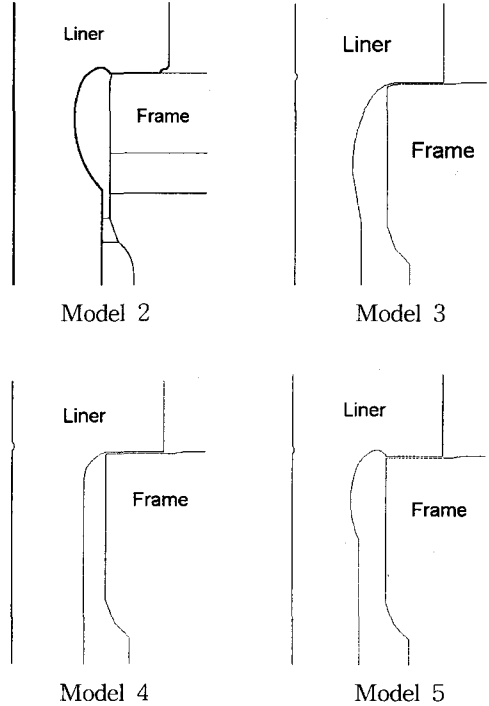


Fig. 3 Additional analysis models(model 2~5)

2.2 온도분포 해석

정상상태에서의 라이너, 실린더 커버, 실린더 프레임 및 볼트의 온도분포를 구하기 위해 엔진 시운전(shop test)중에 계측한 라이너의 연소실측 벽면온도와 라이선서인 MAN B&W에서 해석한 결과를 이용하였다. 또한, 냉각수가 접하는 부분은 냉각수 온도(70~78℃)와 대류 열전달계수(5,000 W/m²℃)를 사용하였다. Fig. 4는 모델 1 엔진의 온도분포를 나타낸다. 형상 변경 모델(모델 2~5)에 대한 온도분포 해석은 편의상 모델 1 엔진의 경계조건과 동일하게 적용하여 수행하였다.

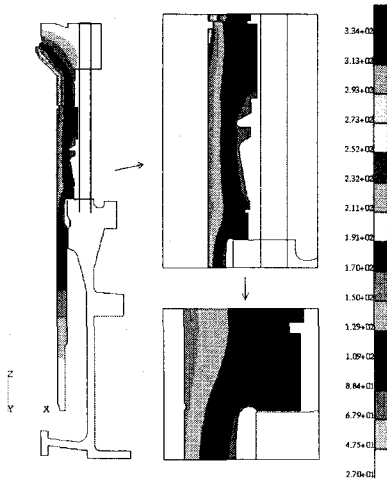


Fig. 4 Temperature distribution of model 1 (°C)

2.3 해석 조건

실린더 프레임의 바닥면을 완전히 고정시키는 경계조건을 사용하였다. 하중조건으로는 자중과 볼트 체결력, 폭발압력, 온도분포 조건을 고려하였다.

볼트의 체결력은 체결체와 피체결체 사이에 상대변위를 줌으로써 구현하였다. 볼트가 원주 방향으로 불연속(45° 간격으로 8 개)인 효과를 고려해주기 위해, 3 차원 해석모델을 간단히 구성하여 응력의 집중정도를 확인하였다. 그 결과 관심부위에서 5 % 정도의 응력집중이 생김을 알았고, 본 해석의 목적상 축대칭 해석모델이 가능함을 확인하였다. 볼트가 유압에 의해 체결될 때 최종 체결력이 설계치보다 약 10 % 정도 감소하게 되는데 이 조건도 고려하였다.

실린더 내의 폭발압력은 145 bar이다. 실린더 내에서의 피스톤 위치를 고려하여 압력을 작용시켰고, 열전도 해석에서 구한 온도분포를 온도하중으로 사용하였다.

2.4 재료 선형해석에 의한 모델간의 비교

5 개의 모델에 대해 해석을 수행하고 각 모델의 라이너에 발생하는 최고응력을 Table 1에 비교하였다. 재료는 선형적으로 거동한다고 가정

하였으며, 해석조건은 다음과 같다.

- LC1(Cold shutdown) : 자중+체결력
- LC2(Scavenging) : 자중+체결력+온도
- LC3(Full load) : 자중+체결력+온도+폭발력

Table 1 Maximum principal stresses(MPa)

모델	LC1	LC2	LC3
모델 1	138	387	347
모델 2	117	321	291
모델 3	131	289	256
모델 4	148	377	342
모델 5	116	318	287

발생 최대응력은 모두 관심부위(Fig. 1의 A)에서 발생하였고, 모든 해석모델에서 인장강도(최소 245 MPa)를 훨씬 초과하는 것으로 나타났다. 모델 1의 LC2에 대한 응력분포를 Fig. 5에 나타내었으며, Table 1로부터 관심부위의 형상을 변경함으로써 응력수준을 많이 낮출 수 있음을 알 수 있었다.

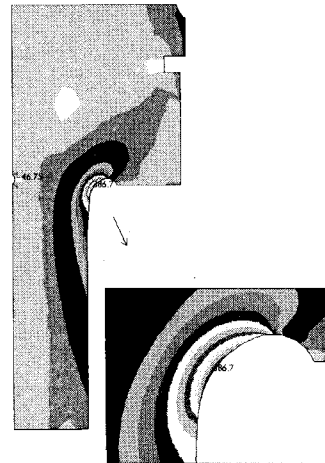


Fig. 5 Maximum principal stress distribution around A (model 1, LC2)

모델 1의 라이너 내면에서 반지름 방향 변위의 분포를 구하여 Fig. 6에 나타내었다. 관심부위의 고응력은 변형 형상으로부터도 예측가능한

데, 라이너와 프레임간의 마운트(mount) 위치에서 두 접촉면은 서로 반대방향으로 미끄러지는 것으로 나타났다. 계산된 변형량은 계측값과도 비슷한 것으로 확인되었다.

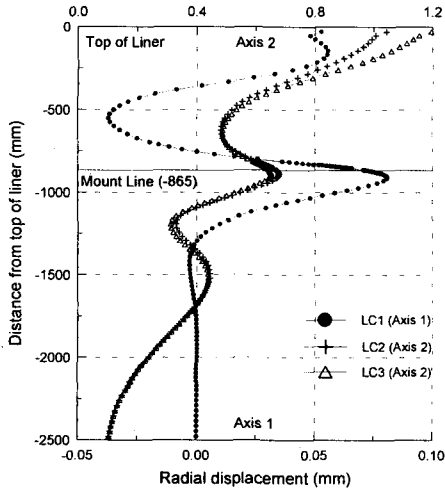


Fig. 6 Variation of radial displacements(model 1)

2.5 재료 비선형 해석

실린더 라이너의 재질인 회주철은 응력-변형률 곡선에서 선형구간이 존재하지 않는 비선형 재료인데, 이를 인장시험으로부터 구하여(Fig. 7) 해석에 반영하였다. 재료(Tarkalloy-C)는 열처리에 따라 조금 다른 거동을 보였으며 이를 A, B로 표시하였다. ASTM 회주철 Class 40을 비교를 위해 C로서 표시하였다.

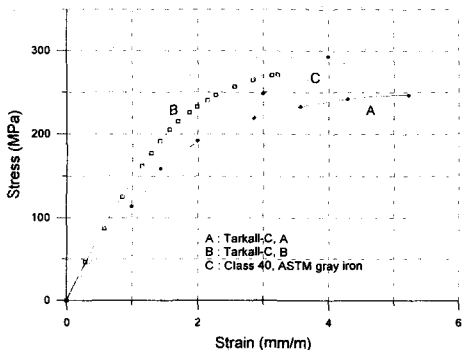


Fig. 7 Stress vs. strain curves(tension)

재료의 기계적 성질은 GC250과 비슷하고, 편상 흑연(graphite flake)의 분포에 의해 취성이 크다. 회주철은 인장에서는 최대 주응력에 의해, 압축에서는 편차 응력(deviatoric stress)에 의해 항복이 결정되는데 이를 고려하였다.

해석은 모델 1(초기 모델)과 모델 3(최소응력 발생 모델)에 대해 실시하였고, 발생응력을 Table 2에 정리하였다. 각각의 경우 재료 선형 해석 결과에 Neuber 법칙($\sigma\epsilon = K_t^2 S^2/E$)²⁾과 Glinka 법칙($W_\sigma = K_t W_S$)³⁾을 적용하여 계산한 응력도 같이 비교하였다. 이때 Fig. 7의 응력-변형률 관계는 Ramberg-Osgood식으로 근사하였다.

Table 2 Results of material nonlinear analysis (max. principal stress, MPa)

모델		LC1	LC2	LC3	
모델 1	재료 A	해석	128	237	220
		Neuber	136	248	243
		Glinka	132	231	226
	재료 B	해석	140	274	257
		Neuber	141	312	304
		Glinka	139	292	284
모델 3	재료 A	해석	126	210	191
		Neuber	129	217	209
		Glinka	126	203	197
	재료 B	해석	130	249	229
		Neuber	133	259	248
		Glinka	131	245	235

해석결과, 재료선형 해석에 비해 응력수준이 많이 감소하였고, 재료에 따라 발생응력의 차이가 큰 것으로 나타났다. Glinka 법칙에 의한 결과가 Neuber 법칙에 의한 결과보다 응력이 작게 나타났으며, Neuber 법칙은 해석결과보다 조금 큰 응력을 주었다. 응력-변형률 곡선을 다항식으로 근사할 때 해석값과 추정치 사이의 오차가 조금 작아질 수 있음을 확인하였다. 모델 1의 LC2(재료 B)에 대한 응력분포를 Fig. 8에 나타내었다.

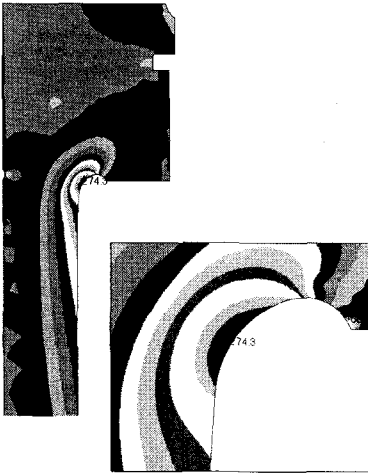


Fig. 8 Maximum principal stress distribution around A (model 1, LC2)

3. 피로강도

3.1 재료의 피로강도

운전중에 계속적으로 변동하중이 작용하므로 피로강도 평가가 필요하다. 또한 긴 주기로 보면 열응력에 의한 변동응력도 발생하므로, 고사이클 피로와 저사이클 피로를 각각 평가하였다.

재료의 피로한도를 시편에 대해 회전굽힘 시험을 실시하여 구하였다. 14 S-N 시험법⁴⁾을 응용하여 S-N 곡선의 경사부와 피로한도를 구하여 Fig. 9에 나타내었다. 저사이클 피로 자료는 유사 재질인 GG25의 값을 사용⁵⁾하였다(Table 3).

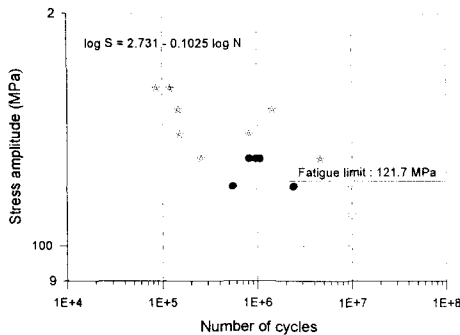


Fig. 9 Results of fatigue test

Table 3 Strain-life constants for GG25

σ_f'	fatigue strength coefficient	342 MPa
b	fatigue strength exponent	-0.105
ϵ_f'	fatigue ductility coefficient	0.033
c	fatigue ductility exponent	-0.581

3.2 피로강도 평가

모델 1과 3에 대해 재료 비선형해석을 수행한 결과를 이용하여 고사이클 피로강도를 평가하였다. 응력의 변동폭을 구하기 위하여 폭발 하중을 제거하는 과정을 포함시켜 해석하였다.

Fig. 10으로부터 국부구조 형상과 재료의 선택이 중요함을 알 수 있다. 본 해석의 경우와 같이 평균응력이 상당히 높을 때(평균응력 ≥ 0.7 *인장강도) 재료의 피로강도가 어떻게 되는지에 대한 상세한 정보를 확보할 필요가 있고, 이로부터 피로강도 평가를 정확히 할 수 있을 것으로 판단된다.

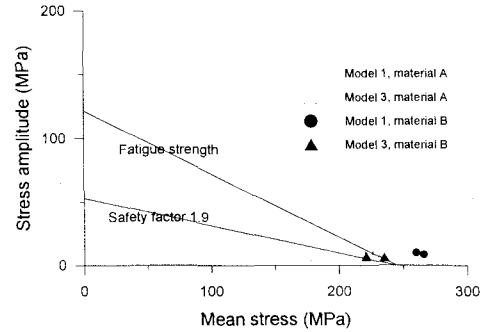


Fig. 10 Evaluation of fatigue strength(Haigh plot)

균열발생을 기준으로한 저사이클 피로수명은 SWT 파라미터를 사용하여 구하였다. 계산한 피로수명을 Table 4에 나타내었으며, 이 경우도 모델 3의 피로강도가 우수한 것으로 나타났다. 라이너의 관심부위에서 원주방향 응력은 최대 주응력의 약 30 % 정도로 나타났으며, 본 연구에서는 다축응력 효과를 고려하지 않았다.

Table 4 Estimated life to fatigue cracking

모델 1	재료 A	약 250회
	재료 B	약 210회
모델 3	재료 A	약 1180회
	재료 B	약 900회

(5) ASM, 1996, "Fatigue and Fracture", ASM Handbook V. 19.

4. 결론

대형 엔진 실린더 라이너의 마운트 부위(관심 부위, Fig. 1의 A 부위 곡률부)에 대한 강도평가 과정을 소개하였다. 각종 비선형 효과를 고려한 구조해석과 피로강도 평가를 수행하였다.

해석결과 관심부위는 인장강도 수준의 높은 응력이 발생하는 것으로 나타났다. 관심부위의 구조형상과 사용재료에 따라 응력이 크게 차이를 보여, 적절히 구조형상과 재료를 선택하면 강도를 대폭 향상시킬 수 있음을 알았다.

관심부위는 제조과정중에 잔류응력을 가질 수 있으므로 잔류응력을 측정한 후 이를 반영한 해석을 수행할 필요가 있다. 또한 평균응력이 높고 이축응력을 받는 회주철 재료의 피로강도 평가를 위한 시험적 연구가 필요하며, 이로부터 본 라이너와 같은 경우의 피로강도를 보다 정확히 평가할 수 있을 것으로 본다.

참고문헌

- (1) HKS Inc., 1998, "ABAQUS Theory Manual", V. 5.8.
- (2) Neuber, H., 1961, "Theory of Stress Concentration for Shear-Strained Prismatical Bodies with Arbitray Nonlinear Stress-Strain Law", ASME Journal of Applied Mechanics, V. 28, pp. 544~550.
- (3) Glinka, G., 1985, "Energy Density Approach to Calculation of Inelastic Strain-Stress near Notches and Cracks", Engineering Fracture Mechanics, V. 22, pp. 485~508.
- (4) JSME, 1994, "統計的疲勞試驗方法(Standard Method of Statistical Fatigue Testing)", 日本機械學會基準, JSME S 002.