

<논 문> SAE NO. 97370058

유한요소법을 이용한 디젤 엔진의 실린더블록-라이너-가스킷-헤드 구조물에 대한 해석

An Analysis of Diesel Engine Cylinder Block-Liner-Gasket-Head Compound by Finite Element Method

김 주 연*, 안 상 호**
J. Y. Kim, S. H. Ahn

ABSTRACT

This paper presents the analysis technique and procedure of main engine components-cylinder block, cylinder liners, gasket and cylinder head-using the finite element method, which aims to assess mainly the potential of lower oil consumption in a view point of engine disign and to decide subsequently the accuracy of engine design which was done.

The F. E. model of an engine section consisting of one whole cylinder and two adjacent half cylinders is used, whereby the crankcase is cut off at the block bottom deck. By means of a 3-dimensional F. E. model-including cylinder block, liners, gasket, cylinder head, bolts and valve seat rings as separte parts-a linear analysis of deformations and stresses was performed for three different loading conditions;assembly, thermal and gas loads. For the analysis of thermal boundary conditions also the temperature field had to be evaluated in a subsequent step.

주요기술용어 : Oil Consumption(오일 소모), Engine Section(엔진단면), Assembly Load(조립부하), Thermal Load(열부하), Gas Load(가스부하), Temperature Field(온도장)

1. 서 론

디젤엔진 차량에서 배출되는 질소산화물(NOx) 및 입자성물질(Particulate)등은 인체에 치명적인 성분으로 오늘날 전세계적으로 그 규제가 날

로 강화되고 있는 실정이다. 특히 입자성 물질의 경우, 그 규제치가 상당히 강화되어 이를 줄이기 위해 엔진 제작사들은 엔진의 최적설계 및 후처리 장치 등에 대한 기술개발을 수행해오고 있다.

입자성 물질의 성분은 크게 용해성 성분과 비용해성 성분으로 나눌 수 있고, 전자의 경우는 연료로부터 생성되는것과 윤활유로부터 생성되는 것으로 분류되며, 후자의 경우는 Soot(그을

* 정회원, 아시아자동차 서울연구소 엔진개발부

** 아시아자동차 서울연구소 엔진개발부

음), SO₄ 및 Ash 등으로 구분된다.¹⁾ 이 중 엔진 제작사에서 엔진 최적설계등으로 조절 가능한 요소로는 용해성 성분이며, 연료 및 오일의 소모를 극소화함으로써 배출가스를 줄이고 또한 소비자의 경제성 측면의 욕구 또한 충족시킬 수 있다.

일반적으로 엔진에서 오일소모를 크게 일으키는 부분으로는 첫째 피스톤링과 실린더 라이너사이, 둘째 밸브 스템셀(Valve Stem Seal), 셋째는 과압기가 장착된 엔진의 경우 과압기 자체 등을 들 수 있다. 이중 첫번째 경우가 전체 엔진 오일소모의 80% 이상을 차지함으로 이에 대한 연구가 상당히 추진되어 왔다.^{2~5)} 실린더 라이너에서의 오일소모는 실린더헤드 조립에 따라 실린더 헤드볼트의 축력이 실린더 라이너에 전달됨으로서 실린더 라이너의 변형으로 초래하고, 이렇게 변형된 라이너와 피스톤링사이에 연소가스의 누설방지 기능 저하로 블로우 바이(Blow-By) 가스가 오일을 연소 및 탄화시킨다.

따라서 적절한 실린더 헤드볼트의 축력과 이를 견딜 수 있는 실린더 라이너의 두께 그리고 실린더 블록과 라이너가 접촉하는 부위의 형상 등은 엔진 초기 설계시 결정되는 것으로, 앞선 연구들은 대체로 고려되는 엔진 부품을 단품으로만 취급하여 해석 및 실험 등을 추진해왔다.^{6,7)} 그러나 실린더 블록, 실린더헤드, 실린더라이너 및 헤드 가스킷으로 구성된 부품들은 서로에게 커다란 영향을 주기때문에 어떤 목적을 위해 단지 한 부품만 최적화를 이루는 것은 엔진 전체로 그 효과는 상당히 미약할 수 있다. 그러므로 상기 부품들을 종합적으로 고려하여 목적에 맞게 최적화를 수행함으로써 보다 정확한 해석 및 커다란 개선효과를 얻을 수 있다.

따라서, 본 연구에서는 신규엔진 실린더 블록-라이너-가스킷-헤드 구조물에 대해 유한요소법을 이용하여 해석을 수행한다. 즉, 조립, 가스 및 열부하가 작용할 경우에 대해 실린더헤드 연소테크의 온도 및 열응력 분포, 실린더라이너의 변형 및 온도분포, 실린더헤드 가스킷의 면압분포 그리고 윤활유 소모에 가장 영향이 큰 피스톤 링과 실린더라이너의 친숙성 등을 고려하여 엔진 신뢰성 및 내구성 등을 향상시키고자한다.^{8,9)} Fig.1

에는 본 연구에서 수행될 실린더블록-라이너-가스킷-헤드 구조물의 해석 절차를 개략적으로 나타낸다.

2. 실린더 블록-라이너-가스킷-헤드 구조물의 유한요소 해석

2.1 유한요소 모델링

Fig.2에 보여준 바와 같이 한 개의 실린더와 그것과 인접한 두 실린더의 1/2 형상으로 구성된 엔진의 일부가 본 해석을 위한 모델로 사용되고, 그중 크랭크 케이스는 블록의 하부데크(Deck)에서 절단하여 모델링한다. 모델링에 적용된 부품들은 개별부품으로 실린더헤드, 헤드가스킷, 실린더라이너, 실린더블록, 밸브 씨트링(Valve Seat Rings) 및 실린더헤드 볼트등이 있다.

밸브 씨트링을 포함한 실린더헤드 하단데크(Fire Deck)는 물론 실린더블록 데크(하단 및 상단 데크), 블록의 워터 자켓(Water Jacket)

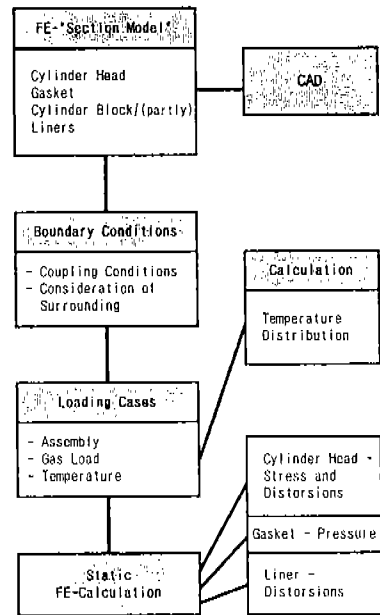


Fig.1 Schematic Diagram of F. E. Analysis of Cyl. Block-Liner-Gasket-Head Compound

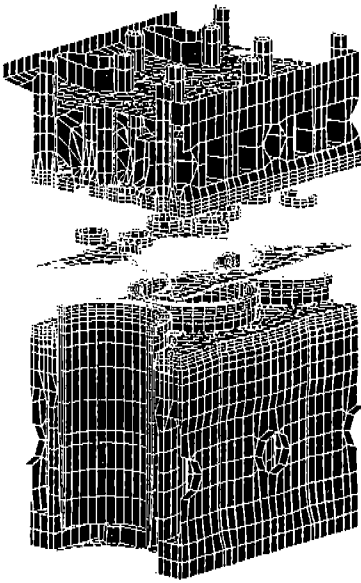


Fig.2 F. E. Model(Exploded View) for Compound Analysis

벽, 라이너 및 가스킷을 8절 혹은 6절 솔리드요소(Solid Element)로 모델링한다. 실린더블록 및 헤드의 그밖의 부분 즉, 측벽, 실린더헤드 상부데크, 포트(Ports), 볼트 보스(Boss) 및 리브(Ribs)등은 3절 혹은 4절 쉘요소(Shell Element)로 모델링한다. 끝으로 실린더헤드 볼트의 경우 볼트축은 2절 바(Bar)요소로, 볼트헤드 및 나사부는 6절 솔리드(Solid)요소로 각각 모델링한다.

실린더블록 상부데크의 하단 및 실린더헤드 연소데크 상부의 솔리드요소로부터 쉘요소로의 연결은 쉘 구조물로부터 체적(Volume) 구조물로의 급힘모우먼트를 전달하도록 지붕형상과 같은 이중열(Double Row)의 쉘요소로 형성한다. 블록 하부데크와 워터 자켓 내부벽 사이에서는 물론 블록내부 리브의 경우, 이런 모우먼트의 전달은 두개의 이웃한 솔리드요소의 표면사이에 추가로 쉘 요소를 끼워넣거나 솔리드요소의 한 표면에 놓이게 함으로써 얻어진다. 볼트축과 볼트 나사부 및 볼트축과 볼트헤드의 연결은 솔리드요소 사이에 추가로 바요소를 부착하여 이루어진다.

모델 전체는 21021 절점과 15804의 요소로 구성되며, 부하조건 및 경계조건에 따라 66400 ~ 69100 자유도를 갖는 방정식을 갖는다.

2.2 경계 및 부하조건

본 해석에서는 서로 다른 세가지 부하조건 즉, 조립, 열 및 가스부하가 작용할 경우에 대하여 고려하고, 열부하가 작용하는 경우는 모델 전체의 온도분포를 우선적으로 계산한다.

2.2.1 온도장 계산을 위한 경계조건

온도장 계산을 위해 열전달계수 α 와 주위온도 T 를 가스, 냉각수 혹은 오일과 접촉하는 모든 표면에 정의한다. 그러나 쉘요소는 요소의 수직방향으로 열전도도를 계산할 수 없으므로 솔리드 구조물에 대해서만 열적 경계조건으로 부하를 준다. 연소가스가 라이너와 접촉하는 부분에 대한 열부하 조건은 평균 가스온도 $T=800^{\circ}\text{C}$ 와 평균 열전달계수 $\alpha=748\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ 로 열역학 사이클 계산을 통해 결정된다. 이러한 값들은 라이너 상부 모서리에서 최대 열부하를 나타내고, 피스톤의 일시적인 보호효과에 의해 라이너 표면을 따라 실제 열부하가 행정중기에 따라 급격하게 감소한다. 또한 가스측 경계조건으로는 피스톤링을 통한 열전도 및 피스톤링과 라이너 사이의 마찰력을 각각 4830W 및 2350W 로 고려한다. 가스킷의 원통형 내부표면은 엔진 진행중중 가스부하를 받기 때문에 위에 언급한 α 와 T 의 최대 평균값으로 부하를 받도록 한다. 실린더헤드 연소데크 가스측에서의 가스온도는 800°C 로 일정하다고 가정하고, 연소데크의 열전달계수는 일정하지 않고 연료분사노즐 중심에서 최소, 연소실 하단 반경에서 대략 최대, 그리고 피스톤 외부 모서리에서 다시 줄어든 값으로 분포시킨다. 흡기 및 배기 밸브는 모델에 포함시키지 않았기 때문에 이에 대응하는 열부하를 밸브 스트링의 접촉표면에 적용시키며, 흡기의 경우 $2843\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ 그리고 배기는 $4246\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ 로 평가한다. 흡기 및 배기 포트 내부면의 열전달계수는 열역학 사이클 계산으로부터 얻은 각각 주위온도 50°C 및 607°C 에서 각각 $150\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ 및 $300\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ 로 고려한다. 한편, 냉각수 온도는 90°C 로 가정하고 오일

을 접촉하는 모든 라이너 표면에 $100W/m^2K$ 의 열전달계수를 적용하며, 이때 윤활유의 온도는 $100^\circ C$ 로 가정한다.

앞서 언급한 바와 같이 실린더헤드, 가스킷, 라이너, 실린더블록, 밸브시트링 및 실린더헤드 볼트가 각각 개별부품으로서 그들의 접촉면에서 서로 다른 절점번호를 갖도록 모델링한다. 그러므로 대응하는 절점온도는 직접 접촉하는 모든 요소들 사이에 제한없는 열유속(Heat Flux)을 가정한 MPC(Multi-Point Constraints)로 커플링한다.

2.2.2 정적 경계조건 및 부하적용

실린더블록의 하단데크는 엔진중 가장 강성이 강한 곳이기 때문에 실린더 축방향으로 Rigid하다고 가정한다. 그러므로 모델 전체의 수직운동을 억제시키기 위해 하단데크 하면의 모든 절점을 Z축으로 고정시킨다. 또한, 실린더헤드 상부데크는 물론 실린더블록 하단데크의 각각 한 쌍의 절점을 수평방향으로의 Singularities를 피하기 위해 고정시킨다. 모델 양 끝에 이웃한 구조물의 강성 영향을 묘사하기 위해 “Quasi Symmetry” Plane 즉, 가사대칭면을 양 끝단에 규정한다.

가스킷 비드(Bead)의 비선형 거동을 선형해석으로 다룰 수 있도록 하기 위해 가스킷 비드(Young's Modulus, $E=2000N/mm^2$)를 나머지 가스킷구조물($E=207000N/mm^2$)과 분리시킨다. 또한, 실린더헤드 가스킷의 상면은 수직방향(Z)에 대해 MPC로 실린더헤드 하면과 커플링시킨다. 가스킷과 블록은 Z방향으로 가스킷의 외곽형상을 따라서는 물론 비드 영역에서도 연결시킨다. 한편, 라이너 플랜지(Flange)와 실린더블록에 대응하는 절점은 수직 방향으로 커플링시키고, 그 축을 중심으로 모델중간에 위치한 라이너의 회전운동을 피하기 위해 라이너와 블록사이의 한 쌍의 절점을 추가로 원주방향으로 연결시킨다. 실린더헤드 볼트는 분리된 구조물로 모델링하며, 실린더블록 및 헤드와 커플링한다. 끝으로, 볼트당 하나의 축절점(Shaft Node)을 그 축을 중심으로 볼트축의 회전운동을 방지하기 위해 SPC6(Single Point Constraint 6)로 고정시킨

다. 밸브시트링과 실린더헤드 구조물은 수직방향으로는 물론 원주방향으로 커플링한다.

한편, 각 부하조건에 따른 개별적 경계조건은 다음과 같다.

i) 조립 부하(Assembly Load)

실린더 블록과 라이너 사이의 수평방향으로의 상대운동을 억제하기 위해 두 구조물의 축방향 접촉면에 x와 y방향으로 커플링한다. 특히, 이 부하조건에서 가스킷 비드에서의 돌출은 가스킷 외부 윤곽선을 따르는 두 절점절에 실린더블록 상부 데크와 가스킷 하면사이의 변형량차이를 규정하여 고려한다. 밸브 시트링과 실린더헤드와의 원주방향 커플링의 경우, 원통끼워맞춤 공차에 해당하는 치수의 원주방향 중복을 고려한다. 또한 실린더헤드 볼트 축력, 노즐 홀더 조립을 위한 힘 및 밸브 스프링힘 등을 고려한다.

노즐 홀더 조립을 위한 힘은 항복강도의 90%까지 체결되는 M8-8.8 볼트에 대응하는 $9200N$ 으로 평가되고, 이 힘은 압력 $33.82N/mm^2$ 으로 노즐 홀더 씰링 영역에 적용시키며, 실린더헤드에서 고정볼트 및 홀더 지지부에 근접하게 대응하는 절점력이 고려된다. 끝으로, 밸브시트링과 실린더 헤드 상부데크는 흡기 및 배기측 각각에 $300N$ 및 $500N$ 의 밸브 스프링힘에 대응하는 압력으로 부하를 준다.

ii) 열 부하(Thermal Load)

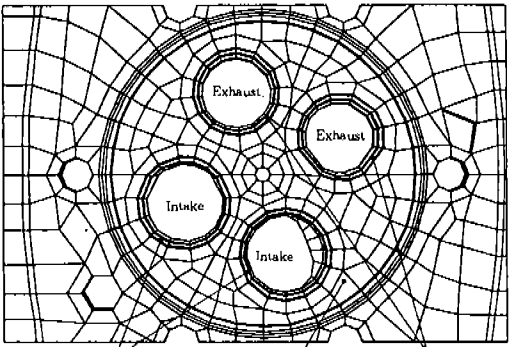
이 부하가 작용하는 경우, 실린더블록과 라이너 사이의 원주방향 틈새는 두 물체의 열팽창 차이에 의해 엔진 온간시 없어지고 이에 따라 실린더블록과 라이너가 접촉한다고 가정한다. 따라서 라이너 절점과 대응되는 블록 절점사이의 원주방향 변형차이를 규정한다.

모델 전체의 비대칭 열팽창을 허용하도록 가상대칭면(Quasi-Symmetry Plane)에 위치한 모든 절점의 Y 및 Z축 주위에 대한 회전 자유도를 제한하지 않는다. 끝으로, 앞서 계산한 온도장을 이 부하가 작용시 규정하고, 셀요소를 통한 열유속(Heat Flux)은 온도장 계산시 고려될 수 없었기 때문에 셀요소로 모델된 모든 영역에서의 계산된 절점온도를 보정시킨다.

iii) 가스 부하

실린더블록과 라이너는 엔진 온간시 전면이 접촉한다는 가정에 의해 라이너 플랜지 아래 끼워맞춤 영역에서 원주방향으로 커플링하고 유한요소 모델의 중간 실린더에 적용된 가스부하를 Fig.3에 나타낸다.

Gas Pressure Application at Cylinder Head Fire Deck



$P_{GH} = 82.3N/mm^2$ $P_{GH} = 15.0N/mm^2$ $P_{GH} = 96.3N/mm^2$

Gas Pressure Application at Liner

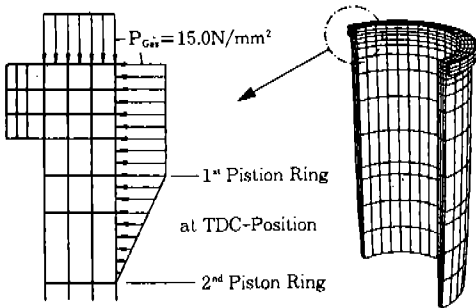


Fig.3 Gas Pressure Application at Cylinder Head Fire Deck

최대 실린더압력 150bar를 실린더헤드 연소테크의 하면, 가스킷의 원통형내부면 그리고 피스톤이 상사점에 위치할 때 라이너 상부로부터 Top Ring위치까지 적용한다. 또한, 라이너 표면에서 Top Ring위치와 2nd Ring위치 사이에 연소압력의 선형적인 감소, 즉 150bar에서 0bar까지 선형적으로 감소하는 가스부하를 고려한다. 밸브는 개별부품으로 모델링하지 않았으므로 밸브상에 작용하는 가스부하는 밸브씨드링 접촉면에 작용하는 동등한 압력부하로 대체한다. 끝으로 노즐상에 작용하는 가스부하는 노즐홀더에서 2.19N/mm²만큼의 봉인압력(Sealing Pressure) 감소를 고려한다.

2.3 재질 물성치(Material Properties) 및 사용 Software

본 선형 탄성 해석을 위해 사용된 재질관련 물성치는 Table 1과 같다.

여기서 E는 탄성계수(kN/mm²), ν는 Poisson's Ratio, α_{th}는 열팽창계수(μm/m·K) 그리고 λ는 열전도도(W/m·K)를 나타낸다. 모델링, 경계 및 부하조건은 물론 유한요소 분할을 위해 SDRC사 I-DEAS Ver. 4.0 Preprocessor를 사용하고, 본 해석을 위한 Solver로는 MSC/NASTRAN Ver. 68.2를 사용하며, 해석결과 가시화를 위해서는 역시 I-DEAS Postprocessor를 사용한다. 또한 라이너 변형에 대한 조화 차수(Harmonic Order) 계산도 I-DEAS를 사용한다.

Table 1 Material Properties used for The Compound Analysis

Parts	Material	E (kN/mm ²)	ν	α _{th} (μm/m·K)	λ (W/m·K)
Cylinder Block	GG25	115	0.25	10.0	52
Liners	GGZ 40-1	140	0.27	10.0	70
Cylinder Head	GG25 CrNi	115	0.25	12.5	52
Valve Seat Rings	PL33MV 400	177	0.30	11.0	27
Cylinder Head Bolts	34Cr4	207	0.30	12.0	46
Cyl. Head Gasket	Steel	207	0.30	11.0	43
Gasket Bead	Steel	207	0.30	11.0	43

2.4 유한요소 해석결과

2.4.1 변형

i) 모델 전체 변형

세가지 부하에 따른 전체변형을 일례로 Fig.4~6에 나타내며, 변형에 대한 정확한 형태를 파악하기 위해 변형량을 초기형상 대비 16배로 확대하여 나타낸다. Fig.4는 조립 부하에 의한 FE 모델의 가운데 실린더 중심을 통과하는 단면에서의 변형을 보인것으로 실린더블록은 실린더헤드와 비교시 상대적으로 변형이 적다.

블록과 헤드가 관통한 것으로부터 가스킷 비드가 수직방향으로 커다란 변형을 일으켰음을 알 수 있다. 실린더헤드 볼트 보스 내외부의 강성차이로 인해 볼트 보스가 그 상단에서 최대 -0.180mm 만큼 실린더 중심방향으로 굽힘을 갖고 실린더헤드 연소 및 상부데크 모두 볼트조임 토크에 의해 굽힘이 하향으로 발생된다. 열부하에 의한 전체

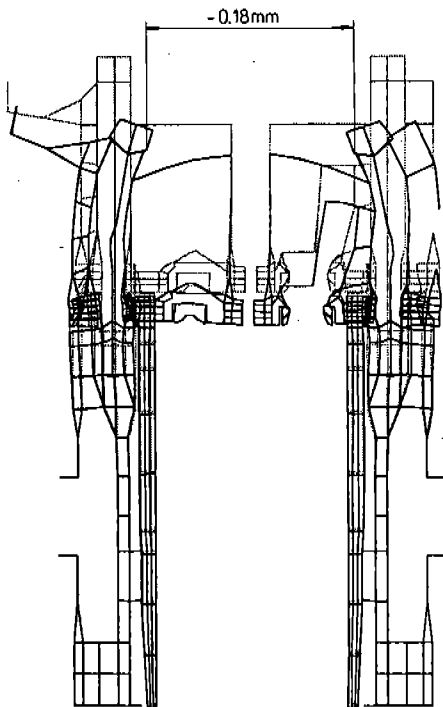


Fig.4 Distorsion in Cross Section Through Cylinder Center Due to Assembly Load

적인 변형을 나타낸 Fig.5는 모델 전체가 열팽창되었음을 보여주며, 라이너 내부의 상부 모서리에서 열팽창이 최대로 발생하고 라이너 표면온도에 따라 수직방향으로 내려가면서 감소한다. 윤활유에 의해서만 냉각되는 라이너 하단이 워터킷 하단보다 높은 온도를 발생하고 그에 따라 보다 큰 열 팽창이 그곳에서 발생할 수 있다. Fig.6은 가스부하에 의한 전체적인 변형을 나타내며 최대 가스부하가 작용시 실린더 중심에 있는 연소데크는 상향으로 0.115mm 굽힘 변형이 발생되고 이 변형은 노즐튜브를 통해 실린더헤드 상부데크 변형에 영향을 미친다. 결론적으로 높은 실린더 압력에 의해 라이너는 상부에서 약 $20\mu\text{m}$ 열팽창하고 그 영역 아래에서는 거의 변형이 없다.

ii) 라이너 변형

세가지 부하에 따른 라이너 변형을 일례로 수

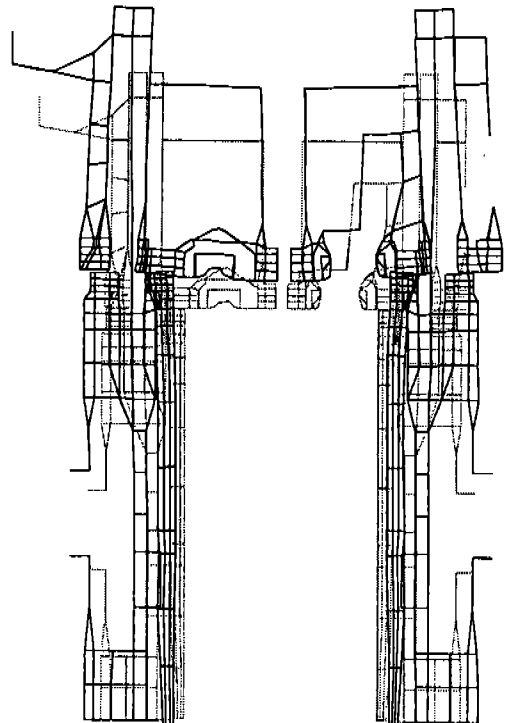


Fig.5 Distorsion in Cross Section Through Cylinder Center Due to Thermal Load

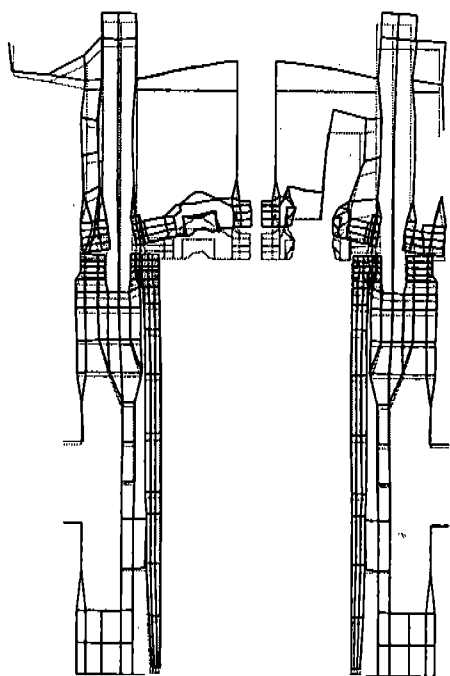


Fig.6 Distorsion in Longitudinal Cross Section due to Thermal Load

적단면 ⑤-①에 대해 Fig.7에 나타내고, 4가지 수평단면을 수평선으로 보여준다. 즉, 피스톤이 상사점에 도달할 때 Top Ring과 2nd Ring이 위치하는 곳으로 라이너 상부로부터 -16.5 및 -32.5mm를 수평선으로 선정하고, 대략적으로 워터자킷 중앙을 나타내는 -80mm와 피스톤이 하사점에 위치시 Top Ring의 위치에 해당하는 -174mm를 선정한다. 세가지 부하에 따른 라이너의 최대변형은 라이너 상부 모서리 아래의 국부적인 영역에서 발생하고, 조립 및 가스부하에 의한 나머지 영역에서는 거의 변형이 없는 반면에 열부하에 의한 변형은 온도분포에 비례함을 알 수 있다. 가스부하에 의한 변형은 상부 모서리 근방에서 블록 구조에 의해 제한을 받으며 아래방향으로 내려감에 따라 감소하는 일반적인 라이너 팽창특성을 갖는다. 가스부하 조건에서 라이너는 엔진축 방향으로 팽창하고 엔진 좌우방향으로는 수축하기 때문에 달걀형을 가지며, 이런 경향은 라이너 하부로 감에 따라 감소한다. 또한, 라이너 원주 방향의 변형에 대해 FFT해석이 수행되었다. Table 2에는 앞서 선택한 네평면에 대한 주요 변형차수(Deformation Order)의 크기를 나타낸다. Table 2에 보여준 바와 같이 조

Table 2 Harmonic Orders of Radial Liner Distorsion(μm) in Various Horizontal Section Planes of the Design

		Harmonic Order						
		0	1	2	3	4	5	6
z = -16.5mm (First Piston Ring at TDC Position)	Assembly Load	-1.5	1.3	3.1	-	-	-	0.5
	Thermal Load	81.2	3.7	1.0	1.1	0.5	-	-
	Gas Load	15.9	1.9	4.5	-	1.4	-	-
z = -32.5mm (Second Piston Ring at TDC Position)	Assembly Load	-1.1	1.0	3.3	-	-	-	-
	Thermal Load	77.1	3.0	1.3	1.1	-	-	-
	Gas Load	8.8	1.4	4.4	-	1.1	-	-
z = -80.0mm	Assembly Load	-	0.5	3.3	-	-	-	-
	Thermal Load	61.0	2.2	1.1	0.5	-	-	-
	Gas Load	-1.1	0.7	4.0	-	-	-	-
z = -174.0mm (First Piston Ring at BDC Position)	Assembly Load	-	1.7	2.4	-	-	-	-
	Thermal Load	62.2	-	1.5	-	-	-	-
	Gas Load	-	3.6	2.5	-	-	-	-

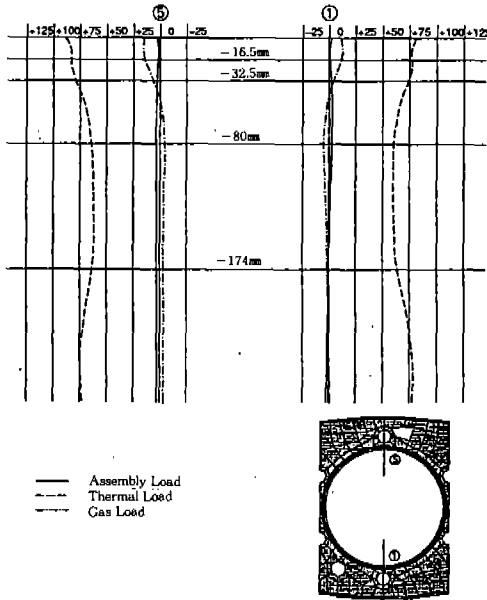


Fig.7 Cylinder Liner Distorsion in Transversal Cross Section ⑤-①

립부하에 따른 2차수는 최대 3~4 μm 의 범위에 있고, 6차수는 1 μm 이하이며, 기타 차수는 무시할 정도로 작다. 열부하 조건에서 2차수 크기는 조립 부하 조건에서의와 동일하며 모든 고차수의 경우 1.5 μm 이하이다.

— 피스톤 링 친숙성(Piston Ring Confirmability)

불규칙한 라이너 변형에 의해 발생하는 라이너와 피스톤링 접촉 압력손실을 피스톤링의 초기장력(Preload)이 보상하는지를 확인하기 위해 Curved Beam 이론을 이용하여 라이너 원주방향의 변형에 대한 조화항 크기를 근거로 피스톤링과 라이너사이의 접촉 압력 손실을 평가한다. 가장 커다란 조화항(Harmonic Order)은 피스톤이 상사점에 위치할 때의 톱링의 위치에서 발생하므로 피스톤링의 친숙성은 이 위치에서만 고려된다.

네가지 서로 다른 부하 조건에 대한 이 수평면($z = -16.5\text{mm}$)에서의 라이너 원주방향 변형을 Fig.8에 나타낸다. 엔진 온간시 “Assembly +

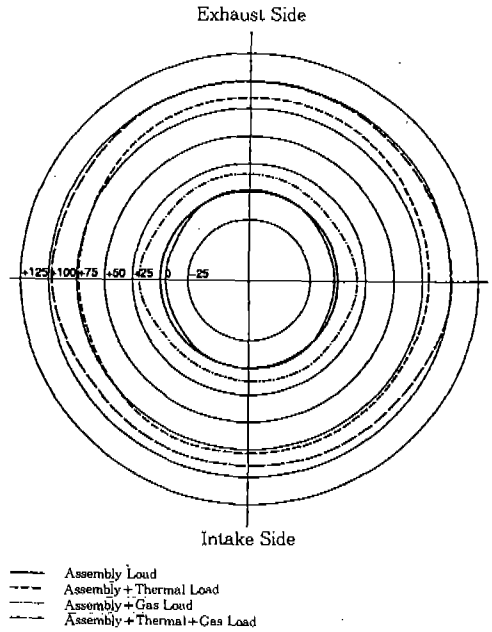


Fig.8 Cylinder Liner Distorsion in Horizontal Section Plane $z = -16.5\text{mm}$

Thermal Load” 및 엔진 냉간시 “Assembly Load”에 대해 접촉 압력 손실을 위해 언급한 방법에 의거 조화항 0~6차수까지 고려하여야 한다. 엔진 냉간시 상사점 위치에서의 Top Ring과 라이너벽사이의 최대 접촉 압력손실은 $-0.08\text{N}/\text{mm}^2$ 로 냉각제트튜브아래 부분에서 발생한다. 엔진 온간시는 $-0.11\text{N}/\text{mm}^2$ 로 긴 배기포트에 가까운 볼트보스 근처에서 얻는다. 두 계산결과 모두 링의 초기장력(Preload)이 $0.14 \sim 0.21\text{N}/\text{mm}^2$ 보다 작으므로 Top Ring은 물론 다른 링도 라이너변형을 따라 친숙성을 가질 수 있음을 알 수 있다.

2.4.2 온도 분포

Fig.9는 실린더 헤드 연소테크내 연소가스가 닿는 부분에 대한 계산된 온도분포를 각각 나타낸다. 연소테크의 가스측 온도분포는 두 흡기밸브사이에서는 물론 두 배기밸브 씨트링 주위에서 높은 온도를 보인다. 배기밸브 씨트링과 실린더 헤드 구조물 사이 접촉면의 고열은 배기밸브를 보다 뜨겁게 한다. 이 영역에서의 최대 접촉온도

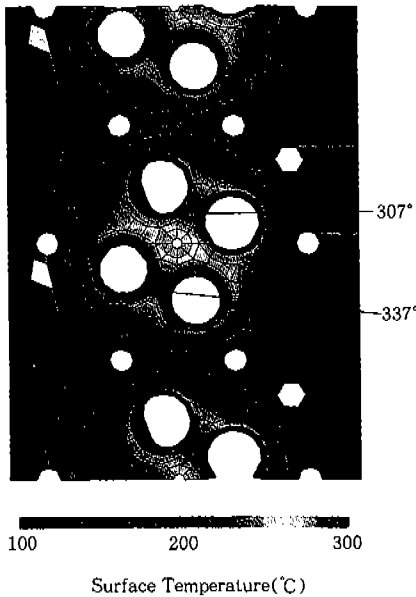


Fig.9 Temperature Distribution at Gas Side of Cyl. Head Fire Deck

는 337°C를 갖고, 서로 근접하게 위치한 두 흡기포트 사이의 연소데크는 냉각효과 저하를 갖는 냉각수축의 필렛(Fillets)때문에 보다 두껍고 그에 따라 이 영역에 고온이 발생하며, 최고온도는 307°C이다. 라이너 원주를 따른 온도분포는 매우 균등하고 온도는 아래로 내려감에 따라 급격히 감소한다. 이런 온도분포는 워터 자킷 하단으로부터 라이너 하단 부근까지 다시 다소 증가한다.

2.4.3 가스킷 면압 분포

세가지 부하 즉, 조립, 열 및 가스부하에 따른 가스킷 면압분포를 Fig.10에 나타낸다. 이 그림으로부터 상대적인 면압 최고치가 볼트보스 부근에서 관찰되는 반면, 압력 최소치는 204N/mm²로 이웃한 실린더와 공유하는 두 곳의 볼트 보스 사이에서 볼 수 있다. 절대치로 최고 면압은 311N/mm²이고 흡기측 볼트 보스부에서 발생한다. 외부 가스킷윤곽을 따른 배기측의 압력이 기하학적 비대칭성으로 인하여 흡기측보다 높으므로 배기측 볼트 보스 부근에서의 압력 최고치 291N/mm²는 흡기측에 대응하는 영역과 비교시 높지 않다.

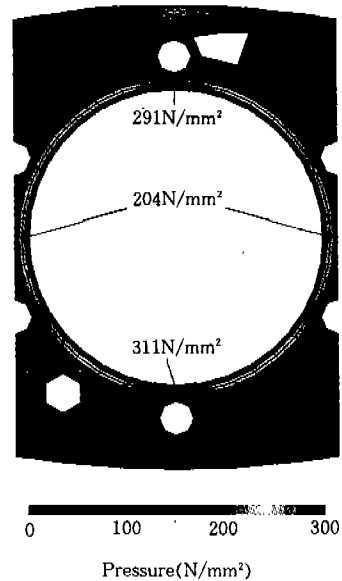


Fig.10 Cylinder Head Gasket Pressure Distribution due to Assembly Load

가스킷 원주 전체에 대한 평균 압력은 251N/mm²로 최소치와의 비율은 0.81이다. 끝으로, 가스압력 부하상태에서의 가스킷 비드는 매우 균등하게 평균 93N/mm²이 저장된다.

2.4.4 연소데크에서의 응력

조립부하 작용시 연소데크 상부의 압축응력이 특히 볼트 보스부에서 발생하고, 안쪽 볼트 보스 사이의 연소데크 굽힘때문에 연소데크 상부 및 강성을 높여준 리브에서의 인장응력을 얻을 수 있다. 연소데크 하면에서 특히, 외곽 볼트 보스 영역에서 가스킷의 외부 윤곽선을 따라서는 물론 가스킷 비드에서의 접촉압력에 의해 높은 압축압력을 갖는다. 열부하 작용시는 이웃한 포트사이의 밸브 브리지(Valve Bridge) 영역에서는 물론 안쪽 볼트 보스와 이웃한 포트사이 영역에 있는 연소데크 상단에서 인장응력이 관찰된다. 연소데크 하단에서는 열팽창 제한으로 인해 압축응력이 발생한다. 가스부하에 따른 응력은 연소데크와 여러 포트사이의 전이영역에서 높은 응력을 보이며, 연소데크와 헬리컬 포트사이 전이영역의 응력은 헬릭스(Helix) 시작 위치에서 수직방향

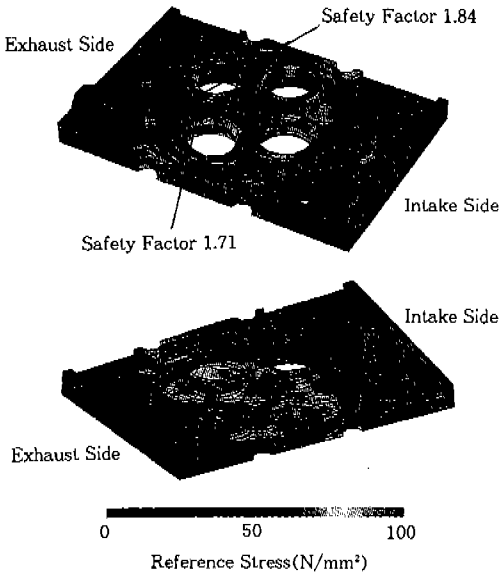


Fig.11 Reference Stresses due to Gas Loads

강성이 급격히 변화함에 따라 발생하는 압축응력으로 덜 위험한 반면, 보다 한계를 보이는 인장응력은 냉각제트튜브를 향하면서 두 배기포트중 짧은 포트의 내부 및 탄젠셜포트의 외부에서 관찰된다. Fig.11에 보여준 바와 같이 최소 안전계수는 탄젠셜 포트 외부에서 1.71이고 짧은 배기포트 내부에서는 1.84를 갖는다.

— 동적 거동 피로(High Cycle Fatigue)

세가지 부하가 작용하는 경우의 계산된 응력을 기준으로 엔진 온간시의 동적응력 조건이 계산된다. 즉, 이는 조립부하 및 열부하에 의한 전체응력인 정적응력(Static Stress)과 가스부하에 의한 동적응력(Dynamic Stress)에 의해 결정된다. 연소데크상의 가장 큰 응력을 받는 세계의 절점에 대한 안전계수를 구하기 위하여 응력조건들을 실린더헤드 재질 GG25CrNi에 대한 Smith Diagram(=Bending Fatigue Diagram)에 사용

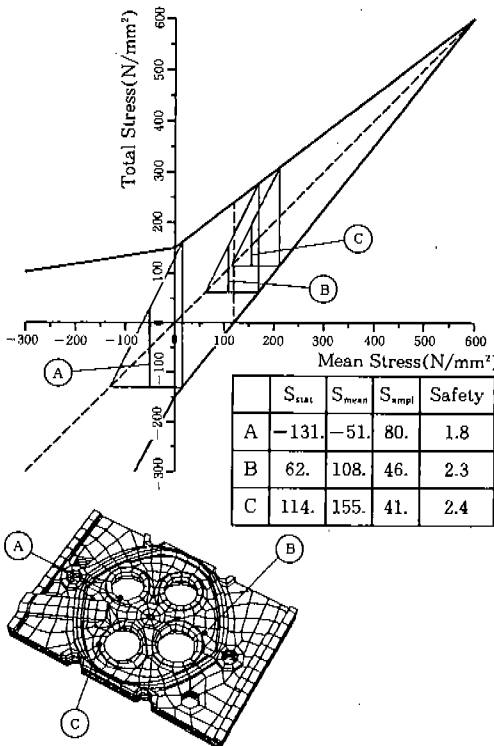


Fig.12 Stress Conditions in Smith Diagram due to High Cycle Fatigue

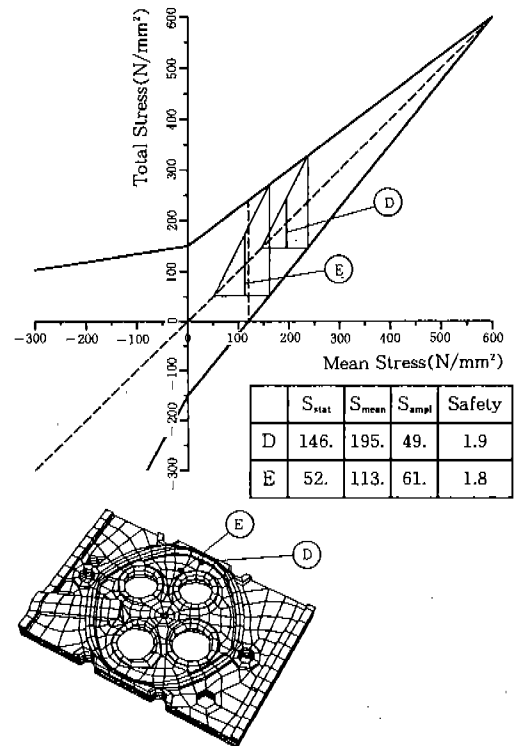


Fig.13 Stress Conditions in Smith Diagram due to Thermal Fatigue

한다. Fig.12에 보여준 바와 같이 세 절점 중 하나는 짧은 배기포트의 내부("A"), 두번째 절점은 헬리컬 포트와 긴 배기포트사이의 가교영역에 있는 연소데크의 상부("B")에 위치하며 나머지 하나는 탄젠셜 포트 외부("C")에 위치한다. Fig.12의 테이블은 최소 안전계수에 관한 사항을 알려주고, 이 값들중 위치 "A"에서 최소 안전계수 1.8을 갖는다.

- 열 피로(Thermal Fatigue)

엔진의 가열 및 냉각을 반복하는 응력조건을 계산한다. 이런 응력조건은 조립부하에 따른 응력값 및 열부하에 따른 동적응력에 의해 결정된다. 연소데크 상단에 존재하는 보다 한계를 갖는 응력조건이 실린더헤드 재질에 대해 Fig.13에 나타낸 것처럼 Smith Diagram으로 고려된다. 이 그림에서 보여준 바와 같이 열 피로 관점에서 가장 한계를 갖는 응력조건은 연소데크 바로 위에 있는 긴 배기 포트에서 발생하며 이때의 안전계수는 1.8이다. 엔진수명내에 엔진 가열 및 냉각을 반복하는 횟수를 5,000~15,000번이라고 가정하면 열피로 관점에서 최소 실제 안전계수가 1.8은 설계 기준대비 충분히 높으며 만족스러운 수준에 있다.

3. 결 론

본 연구에서는 실린더블록-라이너-가스킷-헤드 구조물에 대해 유한요소법을 이용하여 실린더 라이너 변형, 실린더헤드 연소데크 하단 온도분포, 실린더헤드 가스킷의 면압 및 사용재질의 동적 피로 등의 관점에서 엔진 설계안에 대한 해석을 수행하였다.

상기 언급한 해석과정으로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 본 엔진의 실린더 라이너 변형은 매우 낮은 수준이다. 즉, 원주방향 라이너 변형에 대한 고차 조화향(Higher Harmonic Order)의 크기가 최대 $1\sim 2\mu m$ 이었으며, 이에 따라 상당히 낮은 오일 소모가 기대된다. 실제 엔진 시험을 통해 얻은 윤활유 소모량은 45g/h를 나타냄으로써 대연비

비율은 약 0.07%로 매우 탁월하였으며, 해석결과를 통해 예상한 바와 마찬가지로의 경향을 보였다. 이런 우수한 결과의 원인으로서는 실린더 보어 내경에 대한 실린더 라이너 두께의 비율이 상대적으로 높은 것과 실린더블록 설계가 대칭구조인 점 그리고 리브 보강 등에 따른 강성을 높게 한 것 등에 기인한다.

- 2) 실린더 헤드 연소데크 하단의 최대 온도는 배기밸브 브리지 사이에서 $337^{\circ}C$ 를 보였으며, 두 흡기포트사이의 연소데크에서는 냉각수축의 펠릿에 의해 냉각효과를 저하시키며 이에 따라 고온인 약 $310^{\circ}C$ 가 발생하였다. 이 정도의 온도분포는 디젤엔진의 경우 일반적인 수준으로 상기결과는 안정된 수준에 있음을 의미한다. 또한, 실린더 라이너 원주를 따른 온도분포는 매우 균일하고 피스톤이 상사점에 위치할 때 Top Ring의 위치에서 라이너의 표면 온도변화는 작으며 윤활유의 카본화(Carbonization) 관점에서 설계기준 이하로 안정된 수준에 있다.
- 3) 실린더헤드 가스킷 비드상에서 압력분포는 조립부하 작용시 평균 가스킷 압력에 대한 최소 가스킷 압력 비율이 0.81로서 매우 균일하고 엔진 운전시 국부적인 압력 최소화는 매우 안정한 범위내에 있다. 또한, 냉각수 통로에서의 가스킷 면압도 설계 기준 이상으로 엔진 수명내 안정한 기밀효과를 보일 것으로 예상된다.
- 4) 끝으로 재질의 피로관점에서 동적 거동 응력(High Cycle Stress)을 가장 많이 받는 부분인 연소데크에서 Smith Diagram을 이용한 최소 안전계수는 1.8로 설계 기준을 초과함으로 수용 가능한 수준에 있다. 또한, 열피로(Thermal Fatigue) 관점에서 가장 한계를 갖는 부위로는 연소데크 바로 위의 긴 배기포트에서 최소 안전계수가 설계기준 대비 상당히 높으므로 만족한 수준에 있다.

이상과 같이 유한 요소법을 이용하여 본 구조

물에 대한 해석과정을 통해 본 엔진 설계안이 모든 고려된 항목의 설계기준을 만족함으로 상당히 안정된 설계가 이루어졌다고 평가할 수 있다. 또한, 제시된 유한 요소 모델링이 해석 시간 및 비용절감을 유도하면서 모델링 선정, 경계 및 부하 조건의 설정이 적절함을 알 수 있다. 한편, 이상과 같은 엔진 구조물은 구조물 상호간에 커다란 영향을 미치고 있으므로 한 부품만의 해석을 통해서 설계 목적을 충분히 만족시킬 수 없음을 보여준다. 즉, 어떤 목적을 위해서 해석을 수행시 상호 관련있는 부품들을 종합적으로 고려하는 것이 바람직함을 본 연구를 통해 알 수 있다.

따라서, 본 해석과정은 엔진의 윤활유 소모저감, 재질의 피로 안정성 및 내구한계 보증 관점에서 엔진 설계시 쉽게 유용 가능하리라 판단되며, 새로운 해석 모델링 및 해석 기법을 제시하였다.

참 고 문 헌

1. P. Triffhart, F. Ruhri and W. Cartellieri "The Contribution of the Lube Oil to Particulate Emissions of Heavy-Duty Diesel Engines", The International Colloquium on Automotive Lubrication, 1990.
2. Rolf J. Jakobs and Keri Westbrooke "Aspects of Influencing Oil Consumption in Diesel Engines for Low Emission", SAE 900586.
3. Stephen H. Hill, Triy C. Kantola, James R. Brown, and Joseph C. Hamelink "An Experimental Study of the Effect of Cylinder Bore Finish on Engine Oil Consumption", SAE 950938.
4. H. J. Neuhaeuser, H. D. Jijina, R. Plant and G. Nicolini "Steel Piston Rings-State of Development and Application Potential", T & N Symposium, Paper 16, 1995.
5. Klaus Loenne and Ron Ziemba "The GOETZE Cylinder Distorsion Measurement System and the Possibilities of Reducing Cylinder Distorsions", SAE 880142.
6. Haddock A. K., "Practical Applications of Finite Elements in the Stressing of Diesel Engine Components" 'Design and Applications in Diesel Engineering' p. 125~176 Edited by S. Haddad & N Watson, Ellis Horwood Ltd, 1984.
7. M. A. Groeneweg "Current Applications of Finite Element Analysis to Diesel Engine Component Design", SAE 870813.
8. Woschni G. "An Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine", SAE 670931.
9. Affenzeller J. "Contribution to the Design Optimization of Water Cooled Cylinder Head" ASME Conference, New Orleans, 1986.