

## 대형 디젤엔진의 구조응력해석 및 베어링 캡의 최적설계

이재옥<sup>†</sup> · 이영신\* · 이현승\*\* · 김재훈\*\*\* · 전준탁\*\*\*\* · 김철구\*\*\*\*\*  
(2007년 12월 24일 접수, 2008년 3월 19일 심사완료)

### Structural Analysis on the Heavy Duty Diesel Engine and Optimization for Bearing Cap

Lee Jae-Ok, Lee Young-Shin, Lee Hyun-Seung, Jun Joon-Tak, Kim Jae-Hoon and Kim Chul-Goo

**Key Words:** The Heavy Duty Diesel Engine(대형디젤엔진), Stress Analysis(구조해석), Pre-Fit Load(체결하중), Assembly Load(조립하중), Gas Load(폭발하중), Bearing Cap(베어링 캡)

#### Abstract

The heavy duty diesel engine must have a large output for maintaining excellent mobility. In this study, a three dimensional finite element model of a heavy-duty diesel engine was developed to conduct the stress analysis. The FE model of the heavy duty diesel engine main parts consisting with four half cylinder was selected. The heavy duty diesel engine parts includes with cylinder block, cylinder head, gasket, liner, bearing cap, bearing and bolts. The loading conditions of engine were pre-fit load, assembly load, and gas load. As the results of structural analysis, because the stress values of cylinder block and bearing cap did not exceed the basic design can be satisfied. But on the part which contacts with cylinder block and bearing cap the stress value exceeds the allowable strength of material. In order to decrease the stress at that part, it was optimized with parametric study.

#### 1. 서 론

대형 디젤엔진은 내구성과 연료의 경제성의 이점으로 발전용, 산업용 및 선박 엔진으로 널리 사용되고 있으며 자동차에서도 대부분의 트럭, 버스 등에서 대형 디젤엔진을 탑재하고 있다.<sup>(1)</sup> 최근에는 유해 배출물이 가솔린 엔진에 비하여

적고 경제적인 이유로 디젤엔진의 우수성이 더 높게 평가되면서 디젤 승용차가 더욱 활발히 생산 공급되고 있다. 대형 디젤엔진은 효율성 및 기동성능을 향상시키기 위하여 엔진 연소실 내의 폭발 압력을 증대시킴으로서 단위 중량당 마력비를 높게 유지하는 방향으로 개발되어지고 있다. 차량의 효율성과 기동성능을 향상시키기 위해서는 엔진의 경량화는 물론 고출력을 유지해야 하지만 이러한 목적을 달성하기 위해서는 고도의 엔진기술 적용을 통한 하드웨어적 개선이 불가피하다. 이러한 고출력, 고효율화를 추구함에 따라 최대 폭발압력이 증가하는 방향으로 엔진개발이 이루어지고 있으며 그에 따라 각 부품들은 더 심한 변형과 응력이 발생되므로 설계 단계에서부터 변형과 응력을 예측하기 위한 세밀한 노력이 필요하다.<sup>(2-5)</sup> Ahn 등<sup>(6)</sup>은 비선형 엔진 마운트의 최적설계를 연구하였으며 조 등<sup>(7)</sup>은 엔진 주 베어

\* 회원, 충남대학교 대학원

† 책임저자, 충남대학교 기계설계공학과,  
BK21 메카트로닉스 사업단장

E-mail : leeys@cnu.ac.kr

TEL : (042)821-6644 FAX : (042)821-8906

\*\* 충남대학교 대학원 기계설계공학과

\*\*\* 충남대학교 기계설계공학과

\*\*\*\* 국방과학연구소

\*\*\*\*\* 두산인프라코어 엔진BG 특수개발 1팀

링의 하중 특성에 대하여 연구하였다.

최근에 CGI(Compacted Graphite Iron)<sup>(8)</sup>의 적용을 통한 차세대 고성능 디젤엔진이 개발되고 있으며, 고마력과 고출력을 요하는 디젤엔진 개발에 중요한 재료로 채택되고 있다. CGI는 일반 강철에 비해 최소한 75% 더 높은 내구성과 40% 높은 강성, 그리고 회주철보다 2배의 피로 강성을 보이는 장점을 지닌 재료이다.

본 논문에서는 CGI를 사용하여 실린더 블록-실린더헤드-가스켓-라이너더미-베어링-베어링캡으로 구성된 대형 디젤엔진 구조물에 대한 유한요소 해석을 수행하였다.<sup>(9)</sup> 엔진의 구조물은 실린더 블록, 실린더 헤드 및 베어링 캡 등의 각 부품의 접촉부위에서 서로에게 큰 영향을 미칠 수 있으므로 엔진의 부품을 단지 한 부품으로 취급하지 않고 각 부품을 개별적으로 모델링하며 접촉 조건을 적용하여 해석을 실시하였다. 실린더 블록과 베어링 캡의 조립 시 발생하는 억지 끼워 맞춤을 구현하고 실린더 블록과 베어링 캡 그리고 실린더 블록과 실린더 헤드의 체결 시 발생하는 조립하중을 고려하였다. 또한 엔진 가동 시 발생하는 폭발하중이 베어링 캡에 작용하는 경우 각 부품의 응력 분포를 평가하여 대형 디젤엔진의 구조적 안전성을 평가하였다.

또한 구조응력해석 결과 응력 집중이 나타나는 부품의 경우 최적의 설계변수를 찾아내어 응력을 최소화하는 최적의 해를 제시하였다.

## 2. 엔진 어셈블리 구조응력해석

### 2.1 유한요소 모델링

V형 12기통 엔진 어셈블리를 해석하기 위하여 사용된 유한요소모델은 Fig. 1과 같다. 베어링 캡의 대칭을 고려하여 Fig. 2와 같이 두 개의 완전하지 않은 실린더의 형상을 구현하였으며 실린더 범위에 해당하는 실린더 헤드, 가스켓, 라이너, 베어링 캡, 그리고 베어링을 모델링하였다. 또한 실린더 블록을 지지하고 있는 오일팬의 구조강성을 구현하기 위하여 실린더 블록의 하단에 더미를 모델링하였다. 복잡한 형상을 지닌 실린더 블록, 가스켓, 실린더 헤드 그리고 베어링 캡의 경우에는 접촉해석의 수렴성을 높이기 위하여 4절점 사면체 요소를 사용하였으며, 해석의 정확성을 높이기 위하여 집중응력이 발생하는 접촉부위

의 요소의 크기를 세밀하게 모델링하였다. 라이너, 실린더 블록 더미, 베어링 그리고 각각의 볼트들은 8절점 육면체요소를 적용하였다. 엔진의 유한요소모델은 전체 849,020여개의 요소와 300,694개의 절점으로 격자로 생성하였다. 유한요소 분할은 Hypermesh를 사용하였으며 모델링, 하중 및 경계조건 그리고 Solver로 ABAQUS 6.6<sup>(10)</sup>을 사용하였다.

### 2.2 재질 물성치

본 논문의 해석에 적용된 디젤엔진 각 부분에 대한 물성치는 Table 1과 같다.<sup>(8)</sup> 여기서 E는 탄성계수(GPa),  $\nu$ 는 푸아송비 그리고  $\rho$ 는 밀도(kg/m<sup>3</sup>)를 나타낸다.

Table 1 Material properties used for analysis<sup>(8)</sup>

Part	Material	E(GPa)	$\nu$	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )
cylinder block	GJV-450	159	0.27	7850
cylinder block dummy	dummy	100	0.3	
cylinder head gasket	GJL-250	105	0.26	
bearing cap	GJS-600	171	0.28	
liner	GJV-400	157	0.27	
bearing	steel	215	0.3	



Fig. 1 Finite element modeling of diesel engine assembly

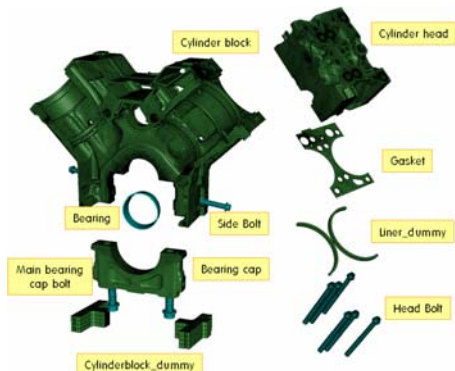


Fig. 2 Diesel engine assembly of engine parts

2.3 경계조건

실린더 블록 더미의 하단은 엔진어셈블리의 수직운동을 억제시키기 위해 하단 하면의 모든 절점을 완전 고정시켰으며 실린더 단면은 대칭조건을 적용하였다. 또한 여러 하중 조건하에서 각 부품들 간의 미세한 미끄러짐 운동을 고려하기 위해 실린더 블록, 베어링, 베어링 캡, 볼트를 개별적으로 모델링하여 접촉 조건을 적용하였다.

2.4 하중조건

엔진에 가해지는 하중은 크게 억지 끼워 맞춤, 조립하중, 가스하중으로 대별되며 각각의 하중조건은 다음과 같이 적용하였다.

2.4.1 억지 끼워 맞춤

베어링 캡의 압입시 베어링 캡과 실린더 블록은 Fig. 3과 같이 상하면에서 억지 끼워 맞춤이 되며 그 간섭량(interference)은 상면(upper side)의 경우 0.0790 mm, 하면(lower side)의 경우 0.0855 mm를 적용하여 해석을 실시하였다.

2.4.2 조립하중

조립하중은 볼트체결에 의한 하중이다. 탭 볼트와 체결 대상물에 접해 있는 노드를 공유시키고 적용 단면에 볼트의 조립하중을 작용시켜 부품들의 체결조건을 구현하였다. 실린더 블록과 베어링 캡은 2개의 사이드 볼트(side bolt)와 2개의 메인베어링 캡 볼트(main bearing cap bolt)에 의하여 체결되며 실린더 블록과 실린더 헤드 경우 실린더 헤드 하나당 6개의 헤드 볼트(head bolt)에 의하여 조립된다.

2.4.3 가스하중

피스톤은 실린더 내의 왕복 운동을 함으로써 동력 행정에서 고온 고압의 가스로부터 받은 압력을 커넥팅 로드를 거쳐 크랭크축에 전달한다.

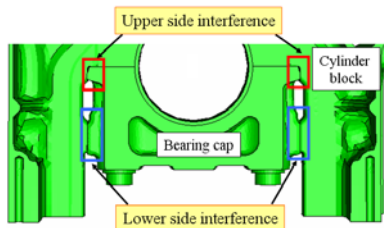


Fig. 3 Bearing cap fitting with upper and lower side interference

폭발하중은 커넥팅 로드에 의해 베어링과 45°를 이룰 때 가장 큰 힘이 발생하며 베어링에 의해 베어링 캡에 분포하중으로 전달된다. 베어링 캡에 가해지는 하중은 가스압력에 피스톤의 단면적을 곱한 집중하중의 값을 강체(rigid) 면을 이용하여 분포하중으로 적용되게 구현하였다.

3. 구조응력해석 결과

3.1 엔진 어셈블리 전체 거동 해석

Fig. 4는 억지 끼워 맞춤과 조립하중이 작용했을 때 엔진 어셈블리의 변형을 보여준다. 엔진 조립 시 베어링 캡의 조립에 의한 실린더 블록의 변형이 실린더 헤드의 조립에 의한 변형에 비하여 더 많은 영향을 미침을 알 수 있다. 또한 베어링 캡 볼트에 의하여 베어링 캡 및 실린더 블록의 압축력이 발생하며 엔진 어셈블리의 최대 변위는 0.29mm이며, 변형은 베어링 캡 주변에서 대칭적인 양상을 보인다. Fig. 5는 오른쪽 실린더 뱅크(bank)에서 250 bar의 폭발하중이 작용하였을 때 엔진 어셈블리의 변형을 나타낸다. 엔진 어셈블리에서 베어링의 주된 변형은 폭발하중으로 인해 발생하였으며, 최대변위는 0.23mm이다. 베어링 캡의 경우 왼쪽 베어링 캡 볼트에 의한 압축력은 폭발하중으로 인하여 인장의 효과가 발생하였

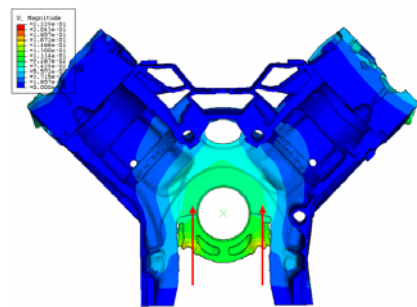


Fig. 4 The deformation contour under fitting and assembly load

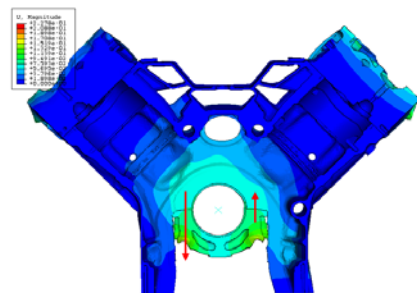


Fig. 5 The deformation contour under fitting, assembly and gas load

다. 오른쪽 베어링 캡의 볼트의 경우는 폭발하중으로 인하여 압축력이 오히려 증가함으로써 더 심한 변형이 발생된다.

3.2 베어링 변형의 결과 및 고찰

베어링이 그 기능을 하려면 베어링 주위에 오일이 흐르고 있어야 한다. 이를 위해 축 저널의 지름을 베어링 지름보다 조금 작게 하면 그 차이를 오일 간극 (oil clearance)이라 부른다. Fig. 6은 베어링의 오일간격을 나타낸다. 이러한 오일 간극이 베어링의 변형에 의하여 커지거나 작아지면 크랭크축의 구동을 방해하거나 베어링의 소착에 큰 영향을 미칠 수 있다. 그러므로 구조응력해석 결과 베어링의 변형은 오일간극 내에 존재해야만 한다. Fig. 7은 베어링의 변형을 극좌표계로 나타낸 그래프이며 베어링의 변형을 10배로 하여 나타내었다. Fig. 7에서 알 수 있듯이 폭발하중으로 인하여 45° 방향으로 베어링이 변형된 것을 확인할 수 있다. Fig. 8은 엔진 어셈블리의 구조응력해석 결과 베어링의 변형을 나타낸 그래프이다. 베어링의 변형이

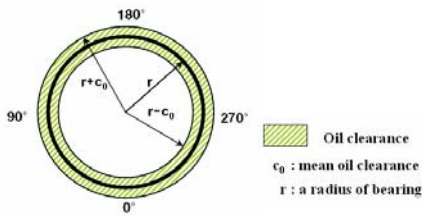


Fig. 6 Oil clearance of bearing

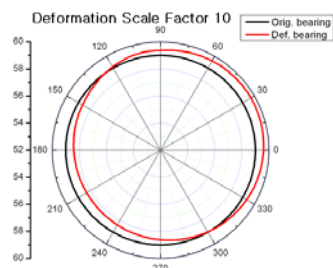


Fig. 7 Deformation of bearing

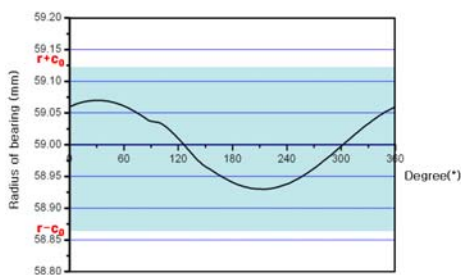


Fig. 8 Displacement of bearing

오일간극 내에 존재함으로써 베어링의 설계 조건을 만족하는 것을 확인할 수 있다.

3.3 구조응력 해석 결과

3.3.1 억지 끼워 맞춤 및 조립하중

실린더 블록은 체결력에 의한 볼트 머리와 접촉되는 부위에서 254 MPa의 최대 응력이 발생하였으며 조립하중에 의하여 좌우 대칭인 응력 분포를 보였다. 억지 끼워 맞춤과 사이트 볼트의 체결력으로 인하여 베어링 캡과 조립되는 상단 부위의 실린더 블록의 응력은 200 MPa이 발생하였다. Fig. 9는 조립하중에 의한 실린더 블록의 응력 분포를 나타낸다.

Fig. 10은 조립하중에 의한 베어링 캡의 응력 분포이다. 베어링 캡은 베어링 캡 볼트의 압축에 의해서 240 MPa의 응력이 발생하였고 좌우 대칭인 응력 분포를 보였다.

Fig. 11은 조립하중 하에서 실린더 헤드의 응력 분포이다. 실린더 헤드의 최대응력은 실린더 헤드볼트

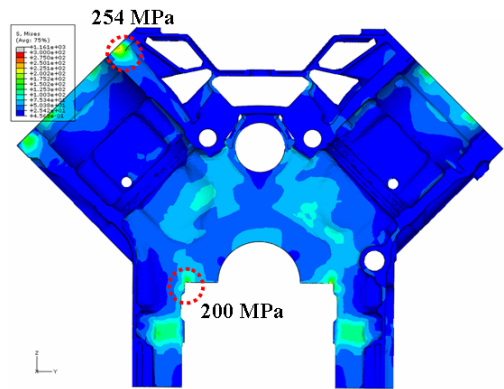


Fig. 9 The stress contour of cylinder block under fitting and assembly load

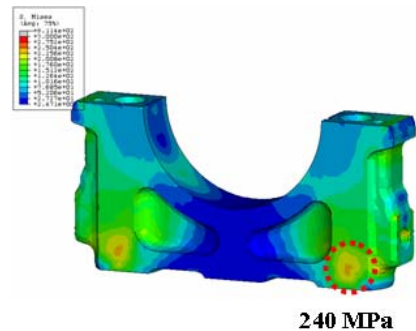
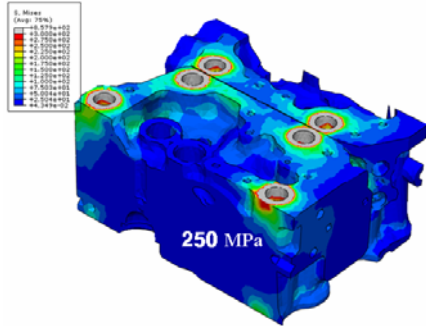
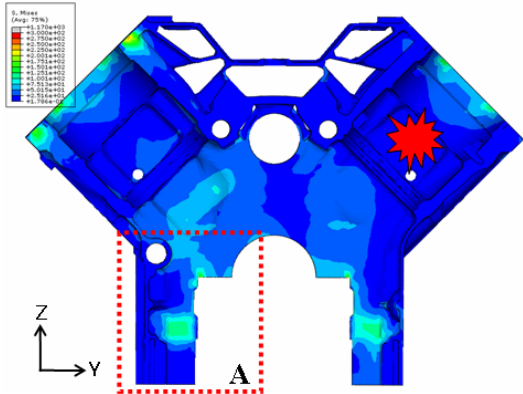


Fig. 10 The stress contour of bearing cap under fitting and assembly load

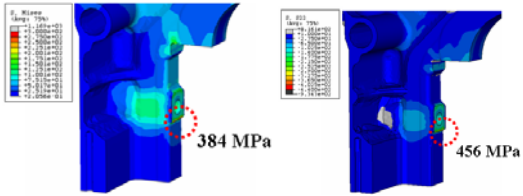




**Fig. 11** The stress contour of cylinder head under fitting and assembly load



(a) von Mises stress of cylinder block



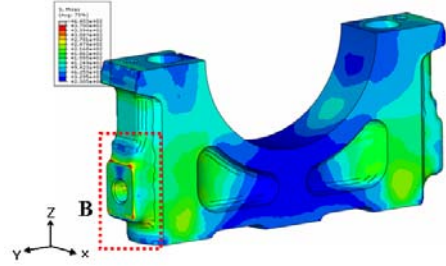
(b) von Mises stress (c) Y-direction stress

**Fig. 12** The stress contour of cylinder block under fitting, assembly and gas load

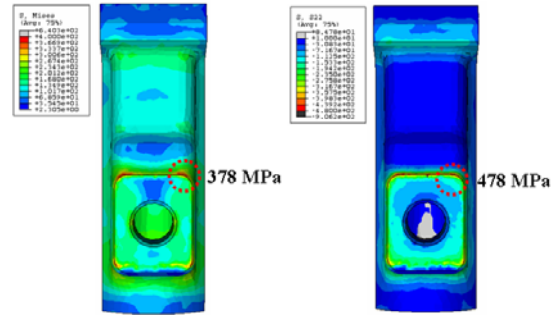
구멍과 인접한 부위에서 250 MPa의 응력이 발생하였다. 이는 실린더 블록을 단기통으로 모델링 하는 과정에서 실린더 헤드 가 반으로 모델링됨으로써 나타난 현상으로 판단된다. 헤드 볼트 체결 부위를 제외하고는 200 MPa 이하의 안정된 응력 분포를 보였다.

3.3.2 가스하중

Fig. 12는 역시 끼워 맞춤, 조립하중 그리고 폭발하중 하에서 실린더 블록의 응력 분포이다. 실린더 오른쪽 뱅크의 폭발하중으로 인하여 베어링 캡과 접촉하는 위쪽 면인 Fig. 12(a)의 A 영역에



(a) von Mises stress of bearing cap



(b) von Mises stress (c) Y-direction stress

**Fig. 13** The stress contour of bearing cap under fitting, assembly and gas load

서는 인장응력을 받으며 반대 지점에서는 압축응력이 발생한다. Fig. 12(b)는 Fig. 12(a)의 A 영역을 확대한 것이다. 폭발하중 해석결과 실린더 블록에서 Fig. 12(b)와 같이 베어링 캡과 접촉되는 부위에서 346 MPa의 국부적인 응력 집중이 발생하였다. Fig. 12(c)는 Y방향의 주응력을 도시한 결과이며 최대 응력은 456 MPa의 압축응력이 발생하였다. 이 응력 수준은 실린더 블록 재료의 압축 항복강도를 초과하는 값이다.

Fig. 13은 역시 끼워 맞춤, 조립하중 그리고 폭발하중 하에서 베어링 캡의 응력 분포이다. 베어링 캡의 응력 집중은 Fig. 13(a)의 B 영역에서 나타났으며 Fig. 13(b)는 B 영역의 응력 분포를 확대하여 제시한 선도이다. 폭발하중에 의하여 실린더 블록과 베어링 캡이 접촉하는 부위에서 최대 378 MPa의 응력이 발생하였다. Fig. 13(c)는 베어링 캡의 Y방향의 주응력을 나타내며 최대 478 MPa의 압축응력이 발생하였고 이 값은 항복응력을 초과하는 값으로 응력 집중을 완화하는 방안이 필요하다.

4. 베어링 캡의 최적 설계

엔진 구조응력해석 결과, 베어링 캡에서 최대 항

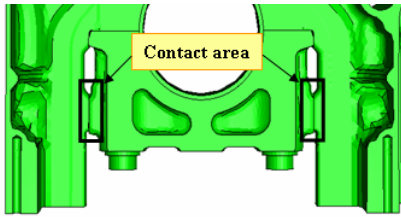


Fig. 14 Contact area with cylinder block and bearing cap

복응력을 넘는 응력 집중 부위가 나타났으며 이는 엔진의 수명에 큰 영향을 미치는 요인을 작용할 수 있다. 본 논문에서는 대형 디젤엔진의 구조응력해석을 통해 얻어진 결과를 토대로 베어링 캡의 응력 집중을 완화하고자 변수를 설정하고 변수에 따른 구조응력해석을 실시하였다. Fig. 14는 실린더 블록과 베어링 캡의 접촉되는 부분으로 접촉 면적을 보완함으로써 베어링 캡의 응력을 감소시킬 수 있으리라 판단된다. 해석결과를 비교 및 분석하여 베어링 캡의 항복강도( $\sigma_{ys} = 370 \text{ MPa}$ )를 기준으로 엔진개발회사의 경험을 고려한 안전 계수 1.4를 만족하는 베어링 캡의 최적 설계를 제시하였다.

4.1 설계변수설정 및 유한요소 해석

베어링 캡의 응력 집중이 나타나는 부위는 폭발하중에 의한 것으로 실린더 블록과 사이드 볼트에 의해 체결되는 부분에서 나타난다. 그러므로 실린더 블록과 베어링 캡의 접촉 면적을 넓힘으로써 폭발하중에 의한 베어링 캡의 응력을 감소시킬 수 있으리라 판단된다. 이에 Fig. 14와 같이 실린더 블록의 접촉 면적의 세로 길이를 a로, 베어링 캡의 접촉 면적의 세로 길이를 b로 변수를 설정하였다. 구조응력해석의 시간 절약을 위해서 엔진 어셈블리 모델의 1/2 만을 모델링하였다. 또한 실린더 블록과 베어링 캡의 접촉하는 부위를 개별적으로 모델링하였고 해석 과정에서 개별 모델의 노드는 공유를 시켜 완전한 모델이 되도록 하였다. 이러한 모델링은 변수 설정과 유한요소 절점 생성을 용이하게 하여 많은 시간 절약을 할 수 있다. 구조응력해석 결과는 Fig. 16과 같이 다섯 부분을 선정하여 비교 및 분석하였다. 베어링 캡 상단과 하단 모서리(①, ②)는 엔진 어셈블리모델의 구조응력해석 결과 응력 집중이 확인되었으며 베어링 캡의 하단 라운드 모서리와 왼쪽과 오른쪽 하단선(③, ④, ⑤)의 응력 수준은

Table 2 Variable dimension of three type with constant area

type	a (mm)	b (mm)
A type	17.0	17.5
B type	17.5	17.5
C type	17.5	17.0

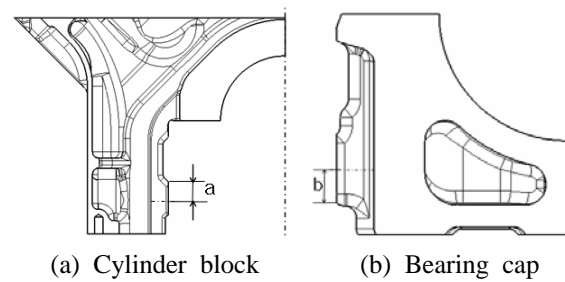


Fig. 15 Variable a, b of cylinder block and bearing cap

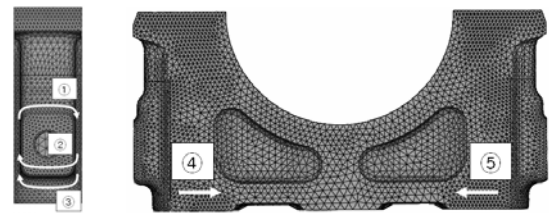


Fig. 16 Five parts of bearing cap for the stress check

국부응력 집중 다음으로 높은 값이다.

4.2 접촉 면적이 같은 경우 최적화 설계

4.2.1 접촉 면적이 같은 경우 해석 예

설계 변수 a와 b 사이에서 가능한 경우의 수가 다양하나 대표적인 예로서 실린더 블록과 베어링 캡의 접촉 면적의 변화를 Table 2와 같이 세 가지 A, B, C타입을 선택하여 구조 해석을 수행하였다. A타입은 실제 엔진 어셈블리 모델로서 베어링 캡의 면적이 실린더 블록의 면적에 비해 큰 경우이고, B타입은 베어링 캡의 면적과 실린더 블록의 면적이 같은 경우이며 C타입은 베어링 캡의 면적이 실린더 블록의 면적에 비해 작은 경우이다.

4.2.2 접촉 면적이 같을 경우 해석 결과

Fig. 17~19는 각 부근에 대한 A, B, C타입의 응력을 비교한 것이다. 베어링 캡 상단 모서리(①)의 경우, A, B, C타입에서 각각 325 MPa, 329

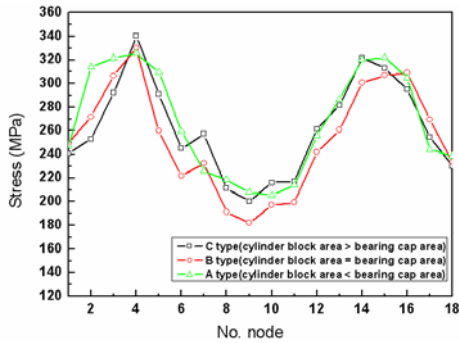


Fig. 17 Stress plot along the bearing cap upper edge(①) for A, B, C type

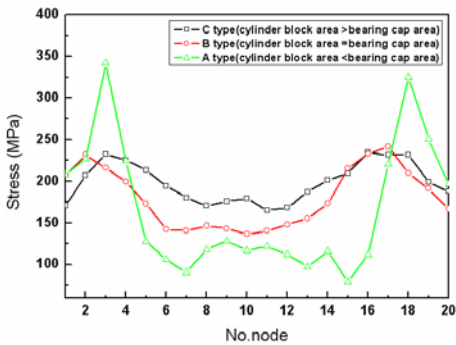


Fig. 18 Stress plot along the bearing cap lower edge(②) for A, B, C type

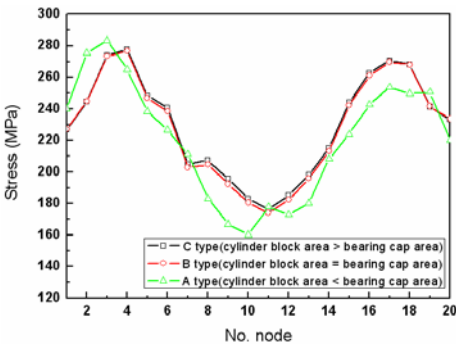


Fig. 19 Stress plot along the bearing cap bottom round edge(③) for A, B, C type

MPa, 340 MPa의 응력이 발생하였다. C타입에서 가장 큰 응력 집중이 발생하였지만 A타입이 B, C타입보다 전반적으로 큰 응력 분포를 보였다. 베어링 캡 하단 모서리(②)는 A타입에서 341 MPa의 가장 큰 응력 집중이 나타났으며 B, C타입의 경우 최대 응력 값은 각각 241 MPa, 234 MPa로 비슷하였으나 B타입이 C타입에 비하여 낮은 응력 분포를 보였다. 베어링 캡 하단 라운드 모서리(③)의 경우 A타입에서 253 MPa의 가장 큰 응력 집중을 보였으며 B, C타입의 경우는 매우 비슷한 응력 분포를 보였다. 각 부분의 응력 분포를 비교한 결과 A타입에 비해 B, C의 경

Table 3 Arbitrary variable dimension of each type for optimal design

type	contact area (mm <sup>2</sup> )	a (mm)	b (mm)
C-1 type	810.0	15.5	15.0
C-2 type	918.0	17.5	17.0
C-3 type	1080.0	20.5	20.0
C-4 type	1350.0	25.5	25.0
C-5 type	1404.0	26.5	26.0

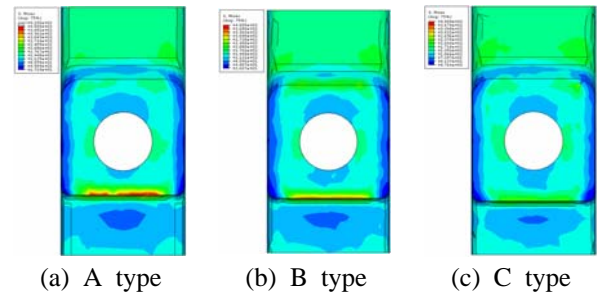


Fig. 20 Stress contour of contact surface on cylinder block with A, B, C type

우 응력 집중이 완화된 양상을 확인하였다.

Fig. 20은 각 타입에 따른 베어링 캡과 접촉하는 실린더 블록의 단면의 응력 분포이다. C타입이 A, B타입에 비해 가장 낮은 응력 분포를 보이므로 베어링 캡의 응력 집중을 완화하기 위해서는 실린더 블록의 면적에 비해 베어링 캡의 면적이 작은 C타입이 가장 최적의 응력을 갖는다.

### 4.3 접촉 면적이 다른 경우 최적화 설계

#### 4.3.1 접촉 면적이 다른 경우 해석 예

실린더 블록과 베어링 캡의 접촉 면적이 같은 경우, C타입인 a의 값이 b보다 클 경우 안정된 응력 분포를 보임을 앞 절에서 확인하였다. 그러므로 면적이 다른 경우의 구조응력해석은 베어링 캡보다 실린더 블록의 면적이 큰 경우에 대해서만 고려하여 해석을 수행하고자 한다. 베어링 캡의 변수 b에 따른 베어링 캡의 응력 분포를 알아보기 위하여 앞서 선정된 C-2 타입을 기준으로 기존의 접촉 면적보다 작은 경우와 큰 경우, Table 3과 같이 임의의 값을 선정하여 해석을 수행하였다. 또한 앞 절의 해석결과를 바탕으로 b의 값은 a보다 크게 선정하였다.

#### 4.3.2 접촉 면적이 다른 경우 해석 결과

Fig. 21~24는 각 부분에서 C1~5타입의 응력 분

포를 비교한 그래프이다. Fig. 21은 베어링 캡 상단 모서리(①)에서 응력을 나타낸 그래프이다. 베어링 캡 상단 모서리(①)에서 C-1타입은 실린더 블록과 베어링 캡의 접촉 면적이 원래의 것보다 작은 경우로 C-2타입보다 높은 응력 분포를 보였다. 또한 C-3타입에서 C-5타입으로 갈수록 낮은 응력 분포를 보였다. C-3,4,5타입은 각각 278 MPa, 260 MPa, 228 MPa의 응력 집중을 보이며 C-4 및 C-5타입에서 안전계수 1.4를 만족하는 응력 분포를 보였다. Fig. 22는 베어링 캡 하단 라운드 모서리(③)에서 각 타입의 응력 분포를 나타낸 그래프이다. 그래프에서 알 수 있듯이 C-1타입이 최대 295 MPa의 응력을 보이며 가장 높은 응력 분포를 보였고 C-5타입에서 225 MPa의 가장 낮은 응력을 보였다. Fig. 23는 베어링 캡 왼쪽 하단선(④)에서 각 타입에 따른 응력 분포를 보여주는 그래프이다. C-1타입이 가장 높은 응력 분포를 보였고 C-5타입이 가장 낮은 응력 분포를 보였다. 그러나 베어링 캡 상단 및 하단 모서리 부분에 비하여 노드의 번호가 증가할수록 응력 감소 비율이 낮아졌다. 이는 접촉부위에서 멀어질수록 변수에 따른 응력에 미치는 영향이 적음을 의미한다. 베어링 캡 오른쪽 하단선(⑤)의 경우 약간의 차이는 있으나 매우 유사한 값의 응력 분포를 보였으며 실린더 블록과 베어링 캡의 접촉 면적의 변화가 베어링 캡 오른쪽 하단선(⑤) 부분에서의 응력 분포에는 별다른 영향을 미치지 않는 것으로 보인다. Fig. 24는 베어링 캡 오른쪽 하단선(⑤) 부분에서의 각 타입에 따른 응력 분포를 나타낸다. 해석결과 실린더 블록과 베어링 캡의 접촉 면적이 증가할수록 베어링 캡 상단 모서리와 하단 라운드 모서리에서 응력이 감소되는 것을 확인할 수 있었다.

Fig. 25는 베어링 캡의 접촉면적에 따른 베어링 캡 상단과 하단 라운드 모서리(①, ②)에서의 최대 응력을 나타낸 그래프이다. 각 부분에서 최대 응력은 안전계수 1.4를 만족하기 위하여 260 MPa를 초과하지 않아야 한다. 베어링 캡의 면적이 1350 mm<sup>2</sup>, 1404 mm<sup>2</sup>일 때 260 MPa를 초과하지 않은 조건을 만족하며 이는 앞서 설정한 베어링 캡의 변수 b가 각각 25 mm, 26 mm인 경우이다. 최대 응력이 안전계수 1.4를 만족한다면 베어링 캡의 면적은 작을수록 중량을 감소할 수 있으므로 변수 b가 25 mm일 때 즉, 베어링 캡의 접촉

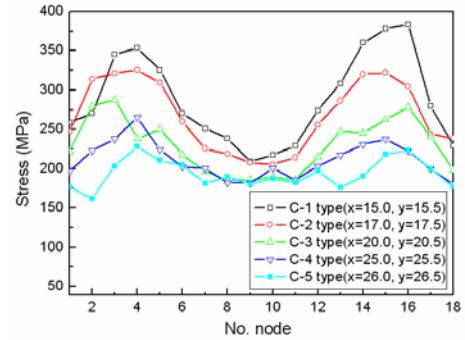


Fig. 21 Stress plot along the bearing cap upper edge(①) for C-1,2,3,4 type

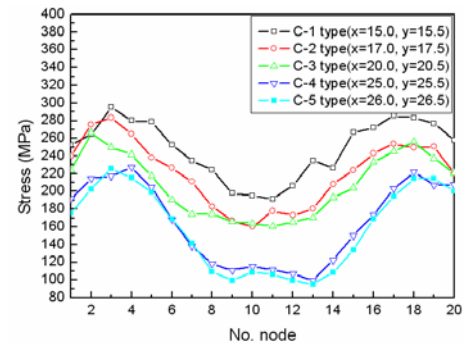


Fig. 22 Stress plot along the bearing cap bottom round edge(③) for C-1,2,3,4 type

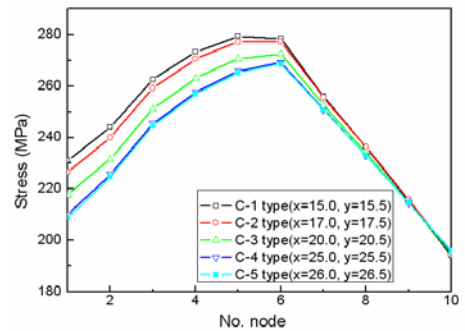


Fig. 23 Stress plot along the bearing cap left line (④) for C-1,2,3,4 type

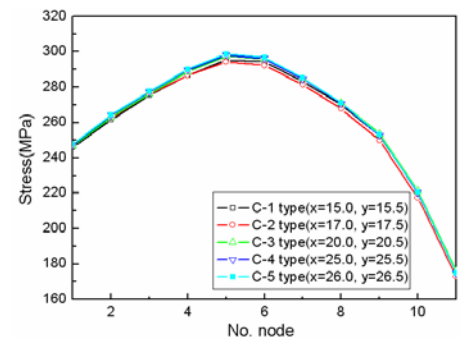
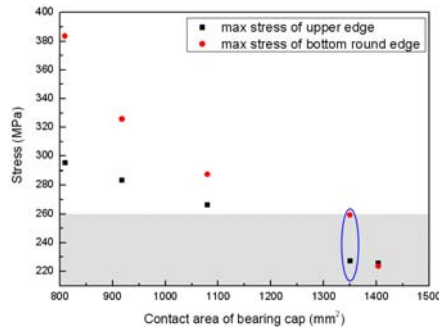


Fig. 24 Stress plot along the bearing cap right line (⑤) for C-1,2,3,4 type





**Fig. 25** Max stress in the bearing cap upper edge and bottom round edge according to contact area of bearing cap

면적의 세로길이가 50 mm일 때 최적의 해를 갖는다.

#### 4. 결론

본 논문에서는 V형 12기통 대형 디젤엔진의 실린더블록-실린더헤드-가스켓-라이너더미-베어링-베어링 캡 구조물에 대한 구조응력해석을 수행하였다. 구조응력해석 결과 응력 분포를 각 부품 재료의 항복응력과 비교하여 대형 디젤엔진의 구조적 안전성을 평가하였다. 또한 구조응력해석 결과 응력 집중이 나타나는 베어링 캡의 경우 설계변수를 찾아내어 응력을 최소화하는 최적 설계변수를 도출하였으며 본 논문의 연구 결과는 다음과 같다.

(1) 베어링의 변형이 오일간격 내에 존재함으로써 베어링의 설계 조건을 만족하였다.

(2) 억지 끼워 맞춤, 조립하중 그리고 폭발하중 하에서 대형 디젤엔진의 구조물은 항복응력보다 낮은 응력 분포를 보이며 구조적 안전성이 검증되었다.

(3) 실린더블록과 베어링 캡이 접촉되는 면에서 폭발하중으로 인한 응력 집중이 발생하였으며 접촉 면적이 동일한 경우, 실린더 블록의 면적이 베어링 캡의 면적에 비하여 크면 응력 집중의 값이 완화된다.

(4) 실린더 블록과 베어링 캡의 면적이 증가할수록 응력은 감소하며 베어링 캡의 세로의 길이가 50 mm일 때 접촉면이 안전계수 1.4를 만족하는 최적의 응력 분포를 보인다.

#### 후 기

본 연구는 두산인프라코어의 지원을 받아 수행되었으며 이에 감사드립니다.

#### 참고문헌

- (1) Kim, E. S., 1982, "Diesel Engine," Jiphyeon Press.
- (2) Kim, B. K., Lee, E. H., Choi, B. L., 2007, "Thermal Deformation Analysis of Exhaust Manifold for Turbo Diesel Engine in Consideration of Flange Design," *Transactions of KSME*, Vol. 31, No. 3, pp. 338~343.
- (3) Kim, J. Y., Ahn, S. H., 1997, "An Analysis of Diesel Engine Cylinder Block-Liner-Gasket-Head Compound by Finite Element Method," *Transactions of KSAE*, Vol. 5, No. 3, pp. 147~158.
- (4) Cho, N. H., Lee, S. U., Lee, S. K., 2004, "Finite Element Analysis of Thermal Fatigue Safety for a Heavy-Duty Diesel Engine," *Transactions of KSAE*, Vol. 12, No. 1, pp. 122~129.
- (5) Kim, B. K., Chang, H., 2003, "Finite Element Analysis of Cylinder Head/Block Compound," *Transactions of KSAE*, Vol. 11, No. 3, pp.28~38.
- (6) Ahn, Y. K., Song, J. D., Yang, B. S., Ahn, K. K., Morishita, S., 2005, "Optimal Design of Nonlinear Hydraulic Engine Mount," *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol.19 No.3, pp. 768~777.
- (7) Cho, M. R., Oh, D. Y., Ryu, S. H., Han, D. C., 2002, "Load Characteristics of Engine Main Bearing: Comparison Between Theory and Experiment," *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 16 No. 8, pp. 1095~1101.
- (8) Steve, D., 1999, "Compacted Graphite Iron: Mechanical and Physical Properties for Engine Design," Sintercast Corp.
- (9) Lee, Y. S., Lee, J. O., Choi, Y. J., Lee, S. H., Lee, H. S., Jun, J. T. and Kim, J. H., 2007, "Stress Analysis of the Heavy Duty Diesel Engine with Compacted Graphite Iron," *Key Engineering Materials*, Vol. 345-346, pp. 897~900.
- (10) 2004, "ABAQUS verison 6.6 User Manual", Hibbit, Karlsson & Sorensen, Inc.