

# 신뢰성 설계를 위한 엔진 실린더 블록과 메인 보어의 유한요소해석

양 철 호<sup>\*1)</sup> · 한 문 식<sup>2)</sup>

안동대학교 기계공학부<sup>1)</sup> · 계명대학교 기계자동차공학부<sup>2)</sup>

## Finite Element Analysis of Engine Cylinder Block and Main Bore for Reliable Design

Chullho Yang<sup>\*1)</sup> · Moonsik Han<sup>2)</sup>

<sup>1)</sup>School of Mechanical Engineering, Andong National University, Gyeongbuk 760-080, Korea

<sup>2)</sup>School of Mechanical & Automotive Engineering, Keimyung University, Daegu 704-701, Korea

(Received 3 September 2004 / Accepted 28 April 2005)

**Abstract** : Finite element analyses have been performed for the purpose of obtaining the robust and reliable design of engine cylinder block. Fatigue under high cycle operating loads is a primary concern and is evaluated by a probabilistic method. The robust and reliable design by a probabilistic method can provide satisfactory design conditions for the performance of the system under the influence of noise factors. Therefore, the design by this method will be desensitized to the uncontrollable noise factors. The simple methodology evaluates the distortion of main bore is proposed for the purpose of maintaining a well-controlled clearance between the crankshaft and main bores. The proposed methodology has proven a capability of predicting the distortion of the main bore under assembly, thermal, and firing loads. The calculated results are correlated well with the experimental ones.

**Key words** : Bulkhead(벌크헤드), Finite element analysis(유한요소해석), Fatigue life(피로수명), High cycle fatigue(고주기 피로), Probabilistic method(확률적 방법), Noise factor(혼란 요소), Main bore distortion(메인보어 찌그러짐)

### 1. 서론

자동차의 핵심 구동 기관인 엔진과 트랜스미션은 자동차 수명 기간 동안 상당한 양의 복합 하중을 받으며 구동된다. 복합 하중에 의한 피로 손상의 누적과 잘못 계산된 피로 수명 예측에 의한 부적절한 설계에 의해서 엔진과 트랜스미션은 예상하지 못한 피로파손을 경험하게 될 수도 있다.<sup>1)</sup> 이러한 내구성 문제는 자동차 회사의 수익뿐 아니라 궁극적으로는 소비자의 제품 신뢰도에 영향을 미치는 중요한 인

자이다.

엔진설계 시 요구되는 조건은 엔진의 경량화를 통한 연비 개선과 고출력과 고토크를 견디기 위한 내구성과 신뢰성의 향상이다.<sup>2)</sup> 이런 요구 조건을 동시에 만족하는 엔진을 개발하기 위해서는 초기 개발단계에서부터 세심하고 종합적인 공학적 판단능력이 필요하다.

근래의 컴퓨터 발전에 따른 계산 능력의 향상은 설계과정에서 공학적인 결정에 필요한 비용과 시간의 절감을 가능하게 하였다. 특히, CAE와 테스트 결과를 결합한 설계 방법은 공학문제 해결의 첫 번째 방안이 되고 있다. 엔진과 같은 복잡한 형상과 경계

\*To whom correspondence should be addressed.  
cyang@andong.ac.kr

조건, 하중을 지닌 구조물의 설계에서도 테스트와 CAE를 결합한 설계 방법을 사용하여 개발 기간 단축과 최적화 디자인의 요구를 만족 시키게 되었다.

자동차 부품 또는 완성차의 성공적인 설계를 위해서는 먼저 적합한 모델링과 테스트 방법이 필요하다.<sup>3)</sup> 적합한 모델링을 하기 위해서는 먼저 자동차 주행 중의 하중 내력을 평가해야하고 이를 CAE나 테스트에 적합한 형태로 바꾸어 주어야 한다. 그러나 자동차가 주행 중에 받는 모든 하중을 측정하여 CAE 모델에 적용하는 것은 한계가 있으므로 엔진 내구 설계는 예측할 수 있는 측정 가능한 하중과 혼란요소(noise factor)의 영향을 고려한 결과를 확률적 방법(probabilistic method)에 의해 해석하는 신뢰-강건 개념 설계(reliable & robust design concept)를 추구해야 할 것이다. 이러한 이유로 본 연구에서는 엔진 피로설계에 있어서 기존의 결정론적 방법(deterministic method)에 의한 피로 강도 추정이 아닌 확률적 방법에 의한 접근을 시도하였다. 이러한 설계 방법은 제품 신뢰성향상과 최적화에 따른 개발 비용 절감을 가능하게 하고 아울러 소비자의 안전을 증진시키는데 큰 영향을 끼칠 것이다.

본 연구에서는 벌크헤드(bulkhead)와 메인 베어링 캡(main bearing cap), 이하에서 MBC로 표시, 의 예를 들어서 확률적 엔진설계 방법을 설명하였고 메인 보어(main bore)의 찌그리짐(distortion) 정도를 나타내는 원형도(roundness), 직선도(straightness)를 CAE를 이용한 방법으로 계산하여 실험치와 비교함으로써 제안된 방법이 메인보어의 베어링 셀 설계에 유용하게 사용될 수 있음을 보여 주었다. 상용 유한요소 코드인 ABAQUS<sup>4)</sup>를 사용하여 응력 해석을 수행하였고 그 결과를 피로 해석 코드인 FEMFAT을 사용하여 피로 수명을 예측하였다. 확률적 피로 설계 예측을 위해서는 MINITAB을 사용하였다.

## 2. 실린더블록 벌크헤드 및 메인베어링캡

현재 자동차 시장의 추세는 연비 증가의 필요성과 동시에 높은 엔진 토크와 파워를 요구하고 있다. 이러한 이유 때문에 알루미늄이나 마그네슘 같은 경금속을 사용한 엔진의 개발이 이루어지고 있다. 하지만 이러한 재료를 사용한 엔진은 낮은 재료 강

도 때문에 내구성 문제가 발생할 경우가 많아진다.

알루미늄과 같은 재료는 열팽창률이 기존의 재료보다 상대적으로 크고 반복되는 열 하중에 대해서 복잡한 비선형 거동을 보인다. 그러므로 수치적으로 알루미늄 엔진 블록의 변형과 피로 수명을 예측하는 것은 용이한 일이 아니다.<sup>5)</sup>

실린더블록의 실린더 보어와 크랭크샤프트 보어(crank shaft bore or main bore) 사이의 다각형 모양의 부분을 벌크헤드라 하고 크랭크샤프트를 지지하며 벌크헤드와 볼트로 체결되어 있는 부분을 MBC라고 한다.

벌크헤드와 MBC는 하중을 직 간접적으로 받는 부분으로써 반복되는 하중에 의한 피로 파괴가 일어날 수 있는 가능성이 높은 지역이다. 벌크헤드와 MBC가 받게 되는 하중으로는 MBC를 실린더블록에 볼트 결합할 때의 결합 하중(assembly load)과 엔진 운전 중 발생하는 열에 의한 하중(hot operating load or thermal load), 엔진 폭발 행정에 의한 하중(firing load) 그리고 관성력(inertia load) 등이 있다.

반복적인 폭발 하중과 관성력은 크랭크샤프트를 통하여 메인 베어링, MBC, 벌크헤드 부분에 전달되며, 이러한 고주기 하중에 의한 피로는 엔진 설계 시에 고려되어야 할 중요한 인자이다. 특히 실린더블록 같은 구조물은 알루미늄과 같은 경금속의 사용과 볼트 구멍의 노치 등 기하학적인 요인에 의한 응력 집중 때문에 피로 파괴에 노출되기 쉽다. 본 연구에서는 확률적 방법을 이용한 신뢰-강건 설계 개념을 도입하여 엔진 실린더블록의 고주기 피로 파괴를 방지할 수 있는 방안을 제안하였다.

## 2.1 엔진 실린더블록 구조해석

### 2.1.1 유한 요소 모델

엔진 실린더블록 벌크헤드의 구조 해석을 위하여 Fig. 1의 3차원 모델을 사용하였다. 유한 요소 모델은 실린더 블록의 4개의 벌크헤드 중에서 가장 큰 하중을 받는 2번째 벌크헤드와 MBC, 볼트, 단순화된 실린더 헤드로 구성되어 있다.

사용된 유한 요소는 상용 유한 요소 해석 코드인 ABAQUS의 수정된 2차 사면체 요소(C3D10M in ABAQUS)이고 100,000 ~ 250,000여개의 절점을 사

용했다. 피로 파괴의 가능성이 있는 부분의 상세한 응력 해석을 위하여 부 모델(sub-model)이 사용되었다(Fig. 2). Fig. 1에 굵은 선으로 표시한 다각형 부분 위치에서 절단된 CAD 부 모델 형상을 Fig. 2에 나타내었다. 투영된 벌크헤드 CAD 부 모델은 볼트 구멍, 창, 오일갤러리 등의 형상을 보여준다. 사용된 부 모델은 실린더 블록에서 가장 하중을 많이 받는 취약한 부분으로서 상부는 실린더 아래 부분에서 절단하였고 측면은 실린더 블록 스커트 부분에서 절단하였다. 상세한 응력 해석을 하기 위해서 부 모델은 본 모델보다 조밀한 요소를 사용하였고 주요 응력 집중부위인 볼트 구멍, 창 위치, 호우닝 틈새(honing clearance), 메인보어 부에서는 일정한 가로세로비(aspect ratio)를 사용한 요소를 사용하였다.

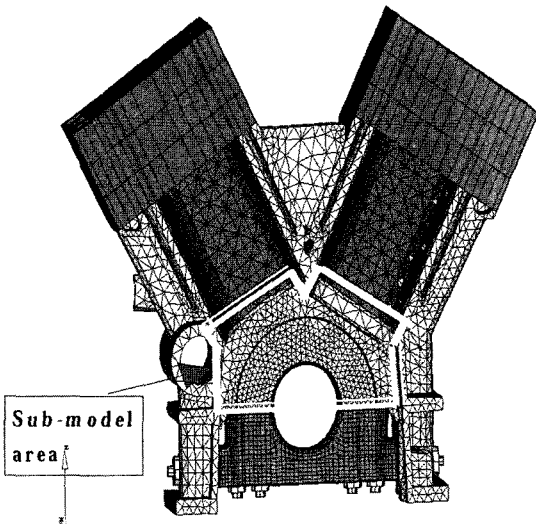


Fig. 1 Assembled FEA model of bulkhead and MBC

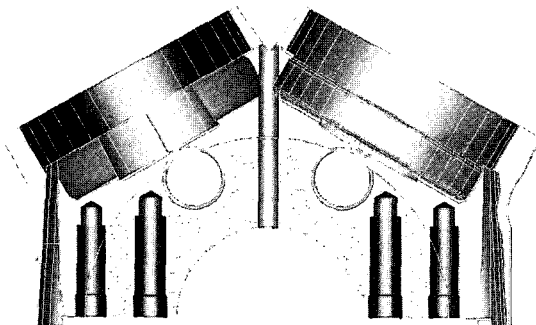


Fig. 2 Sub-model of bulkhead

### 2.1.2 경계 조건 및 하중

벌크헤드의 거동과 응력 해석 결과를 엔진 전체 모델의 거동과 응력 해석의 결과와 비교하여 검증된 경계 조건을 다음과 같이 적용하였다.<sup>6)</sup>

벌크헤드의 후면은 면 수직 방향으로 고정하였으며, 실린더 헤드의 상부면은 폭발 하중 작용 시에 면 수직 방향으로 고정하였다. 또한, 강체 운동(rigid body motion)을 제거하기 위하여 실린더 블록 밸리(engine block valley) 부의 중앙에 위치한 2 결점을 수평 방향으로 고정하고, 1결점은 수직방향으로 고정하였다. 부 모델은 본 모델과의 경계에서의 변위 결과를 경계 조건으로 사용하였다.

유한 요소 모델에 순차적으로 적용한 하중은 다음과 같다<sup>7,8)</sup>;

- ① MBC와 실린더 블록 측면 스커트 사이의 프레스 맞춤(press-fit)에 의한 접촉 하중,
- ② 벌크헤드와 MBC의 볼트 체결 하중과 메인베어링 셀의 간섭 맞춤(interference fit)에 의한 접촉 하중,
- ③ 엔진 작동에 의한 열 하중,
- ④ 엔진 폭발 하중에 의한 동적 하중.

사용된 재료는 등방성 경화 탄소성(elastic-plastic with an isotropic hardening model) 거동 모델을 이용하였고, 인장 시험을 수행하여 얻은 재료의 응력-변형률 곡선을 수치모사에 이용하였다(Fig. 3).

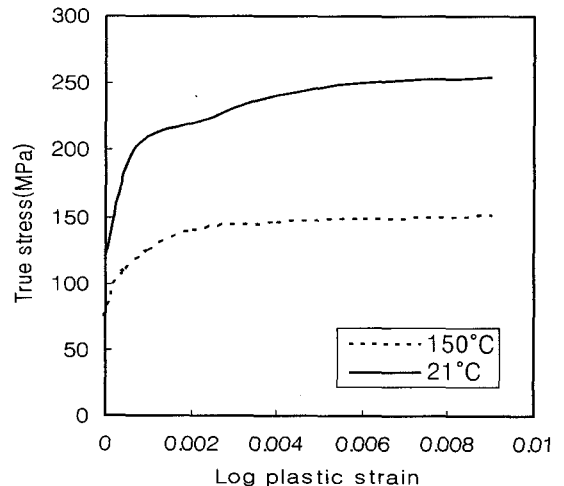


Fig. 3 True stress vs. log plastic strain for bulkhead

### 2.1.3 응력해석결과와 피로 해석

벌크헤드에 작용하는 하중은 평균하중과 교번하중으로 나눌 수 있다. 프레스 맞춤, 볼트 체결력에 의한 응력과 열응력은 평균 응력에 해당하고 실린더의 폭발 하중에 의한 동적 응력은 교번 응력에 해당된다고 할 수 있다.<sup>1)</sup> 이러한 교번 하중 때문에 정적 파괴에 대한 해석 외에 작동 하중 단계에서의 응력 결과를 사용한 피로 해석을 수행해야 한다. Fig. 4의 피로 강도는 테스트를 통하여 구하였거나 알려져 있는 값을 사용 하였다.<sup>9)</sup>

Fig. 5에는 벌크헤드의 주요 부분에서의 응력 분포를 나타내었다. 볼트 구멍의 나사선 부분 끝과 시작부는 높은 응력 값을 나타내었고 주요 노치 부분에서도 응력집중이 발생함을 알 수 있다. 이러한 응력 집중은 팽창 행정에 의해서 생성된 하중이 메인보어와 나사산 부를 거쳐서 호우닝 틈새부분까지 전달되면서 생성된 것이다. MBC는 벌크헤드에 비해 높은 강도를 가지는 재료를 사용하므로 이 부분의 높은 응력은 벌크헤드 부분에 비해서 피로 파괴에 대해 덜 위험한 부분이다.

Fig. 6에는 부 모델을 이용한 피로 해석 결과를 나타내었다. 피로 해석의 결과로부터 벌크헤드 내에서 피로 파괴에 취약한 주요 위치를 선정하였다. 볼트 구멍의 나사선 끝 선단 부, 벌크헤드 창, 실린더 호닝 노치 부, 메인 보어 부는 다른 부분보다 낮은 피로 안전계수 값을 나타내었다.

볼트와 볼트 구멍의 나사산 사이의 힘 전달에는 볼트의 절점과 볼트 구멍의 절점을 서로 구속 시켜 힘을 수직으로 전달하게 하는 모델링 방법을 사용

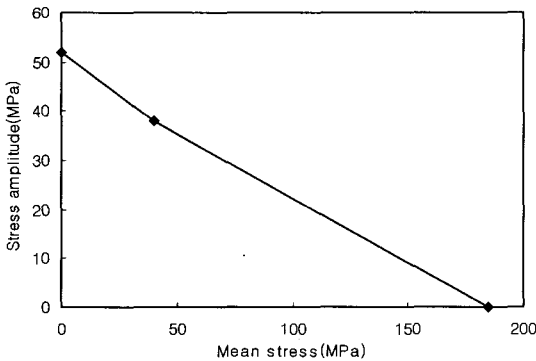


Fig. 4 Mean stress-alternating stress curve for bulkhead

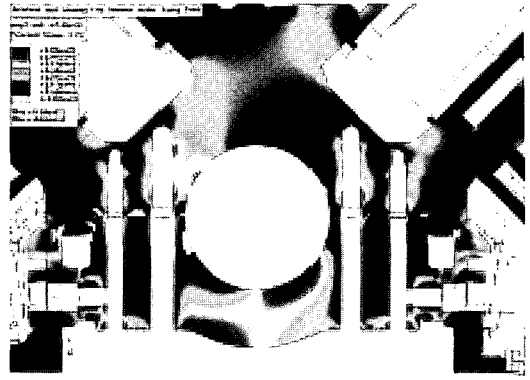


Fig. 5 Stress contour plot of bulkhead and MBC

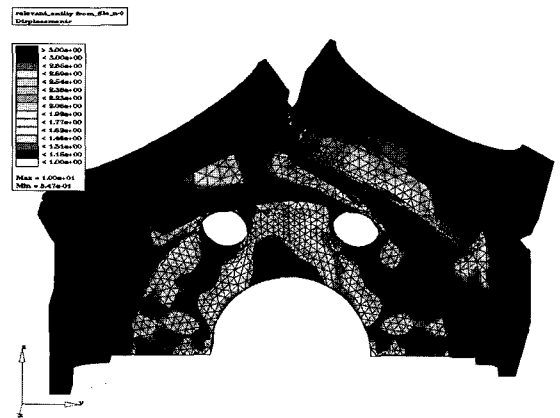


Fig. 6 Contour plot of fatigue factor of bulkhead

하였고 나사산 노치에서 상세한 응력 결과를 필요로 할 경우에는 실제 나사산 모양을 가진 2차 부 모델을 사용하여 해석하였다.

## 3. 확률적 방법에 의한 벌크헤드의 설계

### 3.1 설계 초기의 주요 인자 결정

엔진 개발의 초기 단계에서 주요 설계 인자를 결정하기 위해서 2 종류의 CAD 모델을 이용하였다. 첫 번째 모델은 매개변수(parametric) CAD 모델로서 세부적인 설계 사양은 포함하지는 않지만 주요 설계 인자를 포함하여 신속하게 모델을 구축할 수 있으므로 CAE를 이용한 초기엔진 설계 용도로 적합한 모델이다.

매개변수 CAD 모델의 주요 설계 인자의 변화에 따른 시스템의 반응을 주 영향 곡선(main effect plot)

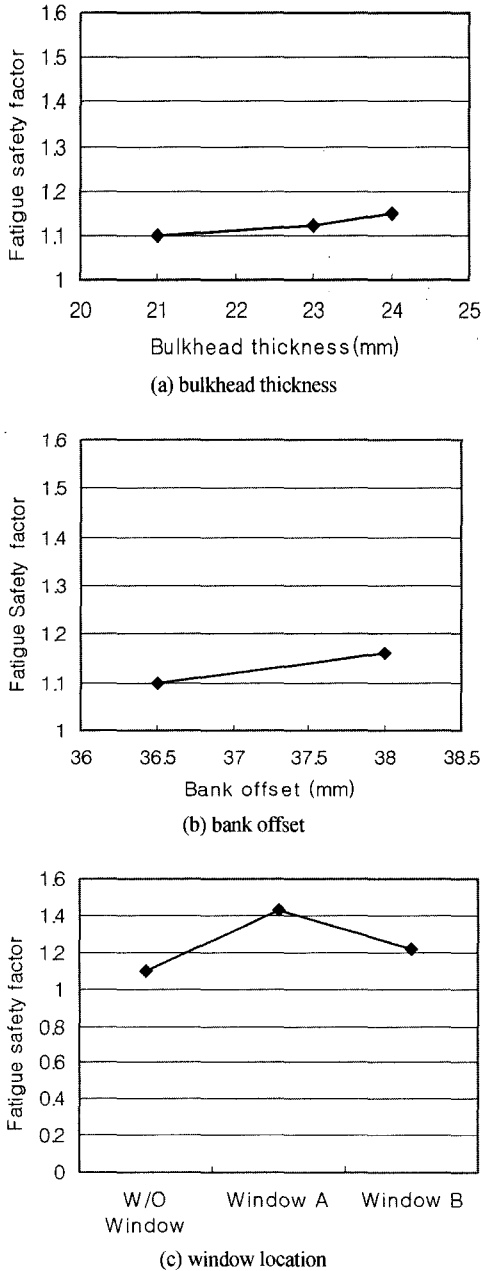


Fig. 7 Main effect plots at the inner tip

으로 나타내어서 어떤 설계 인자가 벌크헤드의 반응 민감도를 크게 하는지를 결정하였다.

각 설계 인자(호닝 노치의 반경, 볼트의 길이, 벌크헤드의 두께, 뱅크 오프셋, 벌크 헤드의 창 크기, 위치 등)의 평균값을 이용한 결과와 설계 변수의 최대, 최소 한도 내에서의 변동 값을 이용한 결과로

부터 어떤 인자가 시스템의 반응에 더 큰 영향을 미치는지를 주 영향 곡선으로 나타내었다. 각각의 주요 부분에서 설계 인자에 대한 주 영향 곡선을 도시함으로써 어떤 인자가 벌크헤드 시스템의 반응(즉, 피로 한도 값)에 큰 영향을 미치는지 알 수 있었다.

Fig. 7의 예에서는 3가지 설계 변수 중에서 시스템의 반응은 벌크헤드의 창 위치에 민감함을 보여 주고 있다. 벌크헤드의 창의 위치와 크기는 설계 구속조건에 따른 공간상의 제약을 고려하여 가능한 설계구간 내에서 범위를 설정하였다. 3가지 경우(창이 없는 경우, 창 A, 창 B)를 고려하였고 창이 없는 경우의 하중경로를 파악하여 창 A, B의 위치와 크기를 설계가능 구간 내에서 설정하였다.

다음 단계에서는 상세CAD 데이터를 사용한 상세 CAD 모델을 이용하여 매개변수 CAD 모델에서 결정된 최대 민감 설계 인자의 영향을 다시 고려하여 설계방향을 결정한다.

### 3.2 확률적 설계

3.1 절에서 설명한 것과 같이 엔진의 주요 설계 인자가 결정된 후에는 확률적인 설계방법을 이용하여 혼란요소에 비 민감한 설계 조건을 결정한다.

실제 작동 중인 엔진은 유한 요소를 이용한 수치 모사에서 사용한 환경(하중, 경계 조건 등) 외에도 다른 요소들에 의해 예기치 못한 영향을 받을 수 있다. 이러한 설계 의도에 반하는 요소들에 대해서 시스템이 신뢰성과 강건성을 가지기 위하여 확률적인 설계의 도입을 필요로 한다.

벌크헤드의 확률적 설계를 위하여 먼저 P-Diagram을 이용하여 시스템 혼란요소를 실린더 압력, 피로 강도, 인장 강도로 결정하였다. P-Diagram 이란 제품이나 공정 설계 시에 제어 가능한 설계 변수와 제어 불가능한 설계 변수 및 혼란요소를 정리한 도표이다.

고려된 요소들의 최적 표본점(optimal sampling point)을 결정하기 위해 MINITAB을 사용하여 Table 1과 같이 CDOE(computational design of experiment)를 구성하였다.

CDOE 매트릭스의 각각의 경우에 대한 시뮬레이션을 수행한 결과를 이용하여 시스템의 반응에 영

Table 1 CDOE planning matrix

|   | Cylinder pressure(psi) | Endurance strength(MPa) | Ultimate strength (MPa) |
|---|------------------------|-------------------------|-------------------------|
| 1 | 1050                   | 40                      | 173                     |
| 2 | 1050                   | 52                      | 185                     |
| 3 | 1050                   | 64                      | 217                     |
| 4 | 1200                   | 40                      | 173                     |
| 5 | 1200                   | 52                      | 185                     |
| 6 | 1200                   | 64                      | 217                     |
| 7 | 1350                   | 40                      | 173                     |
| 8 | 1350                   | 52                      | 185                     |
| 9 | 1350                   | 64                      | 217                     |

향을 미치는 주요 요소를 결정하였다. 이 결과는 시스템의 최적화를 이루기 위해 사용할 수 있다.

Fig. 8은 시뮬레이션 결과에서 얻어진 시스템의 반응 측, 피로안전계수를 실린더 압력에 대한 피로 강도의 등고선 곡선(contour plot)으로 나타내고 있다. 이 등고선 곡선으로부터 목표 반응치를 만족시키기 위해 필요한 실린더 압력과 재료의 피로 강도의 조합을 구할 수 있다. Fig. 9에서는 피로 강도 변화에 대한 피로 강도 표준 편차의 Z-score를 등고선 곡선으로 나타내었다. Z-score는 평균으로부터 표준 편차의 몇 배 정도나 떨어져 있는가를 나타내는 표준화된 확률변수이다. Fig. 9로부터 100 만개의 엔진 중 3.4 개의 파손을 의미하는 Six Sigma 설계에서 필요로 하는 재료의 피로 강도와 표준 편차를 정할 수 있다.<sup>10)</sup>

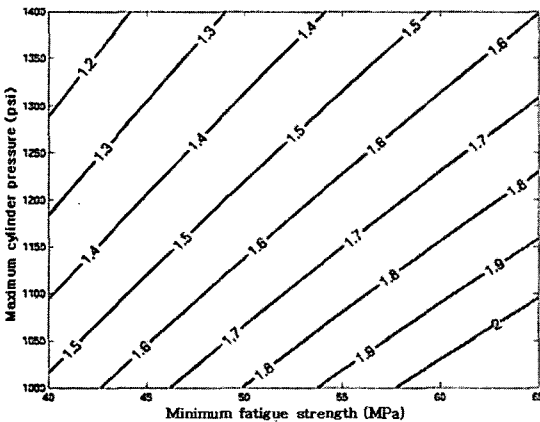


Fig. 8 Contour plot of fatigue safety factor at the honing notch

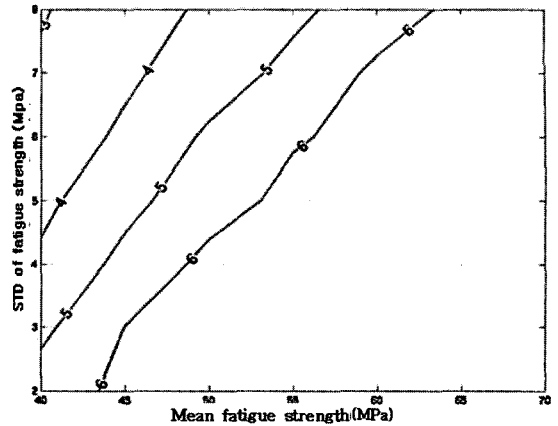


Fig. 9 Contour plot of Z-score at the window

#### 4. 메인 보어의 찌그러짐

실린더 연소실에서의 혼합기 폭발에 의한 피스톤의 왕복 운동은 커넥팅로드와 연결된 크랭크샤프트를 고속으로 회전시킨다. 메인 보어의 원형도를 유지하는 것은 샤프트와 보어간의 적절한 윤활유 간극(oil film clearance)을 가능하게 하고 엔진의 진동, 소음을 줄일 뿐 아니라 과도한 윤활유 소모를 방지할 수 있다.

최적의 원형도를 유지하기 위한 메인 보어 가공 과정은 먼저 메인 베어링 셀을 제외한 채 볼트를 이용하여 MBC를 결합하고 보어를 머시닝하고 결합된 엔진 실린더 블록과 MBC를 분해한 후 마지막으로 메인 베어링 셀, MBC, 엔진실린더 블록, 엔진 실린더 헤드를 다시 결합하는 프로세스로 구성된다.

메인보어의 찌그러짐은 주로 메인볼트 체결과정에서 베어링 셀과 보어간의 간섭에 의해 생성되는 접촉하중에 의해서 발생하고, 엔진 작동시의 작동하중, 즉 열 하중, 폭발 하중에 의하여 악화된다. 특히 엔진 블록, MBC, 메인 베어링 셀은 서로 다른 재료(예: 알루미늄 블록, 구상주철 메인 베어링 캡, 화이트 메탈 베어링)를 사용하는 경우가 많으므로 작동 하중을 받을 시에는 서로 다른 열팽창계수 때문에 베어링 간극이 증가되어 오일 공급이나 에어레이션 문제가 야기될 수 있다.

상온에서는 보어의 찌그러짐을 측정하여 이를 베어링 설계에 적용할 수 있지만 엔진 작동 온도 구간에서는 측정이 어려우므로 메인보어의 형상 변형을

저널 베어링 설계에 적용하기가 어려웠다. 그러므로 유한요소 해석을 사용하여 메인 보어 찌그러짐을 측정하면 엔진 작동 온도 구간에서 실험적으로 얻기 힘든 설계 자료를 베어링 설계에 적용할 수 있을 것이다.

#### 4.1 유한 요소 모델과 해석 절차

##### 4.1.1 유한 요소 모델

메인보어의 찌그러짐을 해석하기 위하여 벌크헤드의 피로 해석에 사용되었던 엔진 실린더 블록 전체의 유한 요소 모델과 그 일부분인 벌크헤드 유한요소모델을 사용하였다. 전체 블록 모델은 메인 보어간의 직선도를 측정하기 위하여 사용되었고 벌크헤드 모델은 메인보어의 원형도를 측정하기 위하여 사용되었다.

기존의 엔진 블록 응력 해석 및 피로 해석에 사용되었던 유한요소모델의 메인보어 부분을 수정하여 메인 보어 원을 따라 요소의 수를 증가시켰다. 베어링 셸은 ABAQUS의 C3D8 요소를 사용하여 모델링하였다. 셸의 두께 방향으로 2개의 요소를 사용하고 원주 방향으로 40 개의 요소와 보어 중심방향으로 8 개의 요소를 사용하였다.

사용된 경계 조건은 벌크 헤드 응력 해석의 경우와 같은 조건을 사용하였다. 벌크헤드의 후면은 면 수직 방향으로 고정하였으며, 폭발 하중 시에 실린더 헤드의 상부 면은 면 수직 방향으로 고정하였다. 또한, 엔진 블록 밸리 중간부의 절점을 고정하여서 강제 운동을 제거하였다. 엔진 실린더 블록 전체 모델은 엔진 마운트 위치에서 보 요소를 사용하여 고정시켜 주었다.

상-하 베어링 셸은 ABAQUS의 \*EQUATION을 사용하여 구속하였다. 한쪽 셸의 접촉부는 상대 변위를 0으로 놓아 운동을 제한 시켰고 다른 한쪽은 베어링 압착(bearing crush)의 양 만큼 상대 변위를 주어 베어링 셸과 보어 간의 간섭 맞춤을 주었다. 셸과 보어는 마찰이 있는 접촉 조건을 사용하였다. 볼트 결합 하중, 열 하중, 폭발하중은 응력 해석에서 사용한 것과 같은 조건을 사용하였다.

##### 4.1.2 해석 절차

다음과 같은 2개의 해석 절차가 사용되었다. 첫

번째 절차는 머시닝 프로세스에서 보정될 찌그러짐량을 결정하는 것이고 두 번째는 볼트로 결합된 상태와 엔진 작동 상태에서의 보어의 찌그러짐 형상을 결정하는 단계이다.

(절차 1) 완전 원형 상태의 보어의 좌표를 초기 상태로 표시한다. 베어링 셸 없이 MBC와 벌크헤드를 볼트로 체결한다. 이 상태에서의 찌그러진 보어의 좌표 값을 원래의 변형전의 좌표 값과 비교하여 보어공정 때문에 보정될 찌그러짐 양을 결정한다. 이 찌그러짐 양은 보어공정 시에 제거될 양이고 수치적으로는 2번째 절차에서 보정 량으로 사용된다.

(절차 2) 완전 원형 상태의 보어의 좌표를 초기 상태로 표시한다. 베어링 셸을 장착하고 MBC와 벌크헤드를 볼트를 사용하여 체결한다. 순차적인 하중 상태(즉, 베어링 캡의 장착, 실린더 헤드의 장착, 열 하중과 폭발하중)에서의 계산된 변위로부터 첫 번째 절차에서 계산된 보정 량을 차감해서 찌그러진 보어의 형상을 결정한다.

#### 4.2 메인 보어 찌그러짐 과정의 수학적 표현

4.1 절에서 설명한 해석절차를 Matlab M-file로 작성하여 찌그러진 메인보어의 형상을 나타내었다. 사용된 간단한 관계식은 다음과 같다.

(Step 1) 보어 공정 작업에 의해서 보정될 변형 량  $U_{\text{machining}}$  을 계산

$$U_{\text{machining}} = x^* - x_0 \quad (1)$$

여기서,  $x^*$  : 베어링 셸을 사용하지 않고 MBC를 볼트 결합할 때의 찌그러진 보어의 좌표 값,  $x_0$  : 변형전의 보어의 좌표 값.

(Step 2) 베어링 셸을 장착한 상태에서 MBC를 볼트 결합할 때의 찌그러진 보어의 찌그러짐 량을 계산

$$\text{Cap assembly} : U_{\text{Cap-Asby}} = x^*_{\text{Cap-Asby}} - x_0 \quad (2)$$

$$\text{Head bolt assembly} : U_{\text{Headbolt-Asby}} = x^*_{\text{Headbolt-Asby}} - x_0 \quad (3)$$

$$\text{Thermal loading} : U_{\text{Thermal}} = x^*_{\text{Cap-Asby}} - x_0 \quad (4)$$

(Step 3)  $U_{\text{machining}}$  을 차감해서 보정된 변형 량을 계산

$$U'_{\text{Cap-Asby}} = U_{\text{Cap-Asby}} - U_{\text{machining}} \quad (5)$$

$$U'_{\text{Headbolt-Assby}} = U_{\text{Headbolt-Assby}} - U_{\text{machining}} \quad (6)$$

$$U'_{\text{Thermal}} = U_{\text{Thermal}} - U_{\text{machining}} \quad (7)$$

(Step 4) 찌그러진 보어의 형태 계산

$$X = x_0 + U' \quad (8)$$

여기서, X : 찌그러진 보어의 좌표 값.

### 4.3 해석 결과와 실험과의 상관

4.2 절에서 언급한 메인보어의 찌그러짐 해석 방법은 실험적으로 찌그러짐 정도를 구하는 방법과 같은 절차를 사용하였다. 실험적으로 메인보어의 찌그러짐 정도는 다음과 같이 측정하였다. 먼저 실린더 블록에 MBC를 장착하고 메인보어를 머시닝한다. MBC를 탈착한 후에 다시 장착하고 보어직경, 원형도, 캡 이동을 측정해 설계치수와 비교한다. 실린더 블록, 헤드, MBC, 메인베어링 셸을 볼트로 체결하여 결합된 상태에서의 메인보어 직경, 원형도를 측정한다. FEA를 사용하여 계산된 메인 보어상의 절점에서의 변위를 이용한 수치적인 원형도, 직선도와 실험측정치와의 비교는 Table 2, 3에 정리하였다.

#### 4.3.1 원형도(Roundness of the main bore)

4.2 절에서 제안된 절차를 사용하여 벌크헤드의 원형도를 계산하였다. 외측 볼트 없이 결합했을 경우와 그렇지 아닌 경우의 원형도를 비교하였다. 먼저 테스트 결과와 FEA 결과를 비교 하여 수치 모델을 검증 하였다. 상온에서의 MBC 결합 후의 계산된 찌그러짐 양은 테스트 결과와 같은 경향을 보여주었다. 두 결과는 모두 수직 방향으로 가장 큰 찌그러짐 양을 나타내었고, 45도 방향의 찌그러짐 양은 수직 방향과 수평 방향에서의 찌그러짐 양 사이의 값이었다(Table 2).

Table 2 Comparison of bore distortion between test and FEA

|      | 수평방향(μm) | 수직 방향(μm) | 45도 방향(μm) |
|------|----------|-----------|------------|
| Test | 14       | 19        | 17         |
| FEA  | 18       | 22        | 21.5       |

Table 3에는 보어를 머시닝 하기 위해서 MBC를 실린더블록에 체결 할 때에 외측 볼트를 사용한 경

우와 그렇지 않은 경우의 찌그러짐 양의 차이를 나타내었다. 원형도가 1이라는 것은 완전한 원을 나타낸다. 상온의 경우는 외측 볼트를 사용했을 경우에 더 나은 원형도를 나타내었지만 엔진 작동 시에는 (즉, 열 하중을 가했을 경우) 외측 볼트 없이 결합했을 경우에 더 나은 원형도를 나타내었다.

Table 3 Comparison of bore distortion between without outer bolt and with outer bolt at ambient temp. and 120°C. (원형도 : 수평방향 찌그러짐 / 수직방향 찌그러짐)

|                             | 원형도(상온)<br>(무차원) | 원형도(120°C)<br>(무차원) |
|-----------------------------|------------------|---------------------|
| Machined with outer bolt    | 0.9565           | 1.2368              |
| Machined without outer bolt | 0.1765           | 0.9752              |

다음은 전체 엔진 실린더블록을 사용한 베어링 압착의 변화에 따른 찌그러짐 양의 유한 요소 해석 결과를 실험 결과와 비교 하였다. 베어링 압착의 양을 증가함에 따라서 찌그러짐 양도 선형적으로 변화하였으나 실험값과 FEA 값이 다소 차이를 보였다 (Fig. 10). 실제 실험에서는 메인보어를 머시닝한 후 MBC를 탈착, 재 장착하므로 MBC 재 장착 단계에서 메인 보어가 완전 원형 상태가 아닌 반면에 FEA 결과에서는 재 장착 단계에서 보어가 완전원형 상태를 유지하기 때문에 다소 간의 차이를 보인다고 사료된다. 이 연구에서 제안된 메인보어 찌그러짐 예측 방법은 엔진 설계 초기에 하드웨어 테스트 없이 외부 환경의 변화에 따른 엔진의 반응을 측정 가

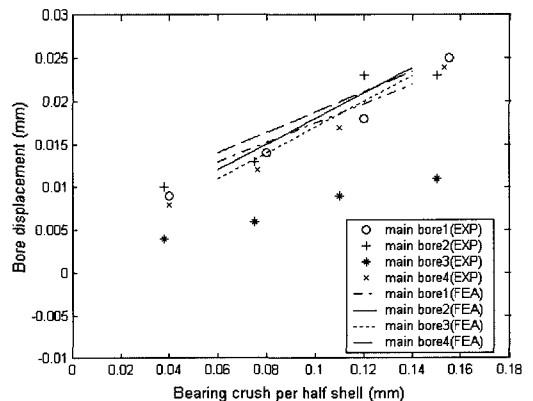


Fig. 10 Vertical swelling of bore with varying bearing crush



능케 하여 메인 베어링 셸 설계를 하는데 유용하게 사용될 수 있을 것이다.

4.3.2 직선도(Straightness of the main bores)

이상적인 상태에서의 메인보어 각각의 중심들은 서로 정렬되어 있어야 하나 설계나 가공, 조립 상의 문제 등에 의해서 실제 메인보어의 중심은 어느 정도 오프셋(offset) 되어 있다. 실린더 블록 설계에 4.2 절에서 설명한 메인보어 찌그러짐 해석 방법을 적용하면 하중 작용에 따른 보어의 찌그러짐 정도와 보어의 중심이 강체 이동함에 따른 보어 중심 간의 오프셋 양을 계산할 수 있다. 이러한 해석적 결과는 엔진 설계 시에 작용하중의 변화에 따른 보어 중심의 강체 이동을 예측 가능하게 함으로서 메인보어 편심을 줄일 수 있게 할 것이다. Fig. 11에서는 베어링 압착의 양을 변화시킴에 따라서 메인보어 중심이 편심 되는 정도를 나타내었다. 그림에서 F와 B는 각각 메인 보어의 앞면, 뒷면을 의미하고 좌측부터 차례로 메인 보어 1번에서 4번까지의 중심의 변화를 나타내었고 다음의 세 경우를 비교하였다. 첫째, 베어링 셸을 장착하지 않은 경우(without bearing shell), 둘째, 최소 베어링 압착을 적용한 경우(with min. bearing crush), 마지막으로 최대 베어링 압착을 적용한 경우이다. 베어링 셸을 장착하지 않은 경우의 메인보어의 중심은 전체적으로 편심의 양이 적은 반면에 메인보어에 베어링 압착이 작용하면서 2번, 3번 보어의 편심의 양은 증가되어서 3번 메인 보어의 중심은 수직 방향으로의 강체 이동이 다른 보어에 비하여 큰 것을 알 수 있다. 메인보어 중심 간의 편심 량이 설계 기준을 상회하는 경우에는 문제 부분

의 강성을 증가시킬 수 있는 방안을 강구하여야 할 것으로 사료된다.

5. 결론

확률적 방법을 이용하여 결정론적 방법에 의한 설계에서 고려하지 못했던 시스템의 반응에 대한 혼란 요소의 영향을 연구하였다. CAE를 이용한 피로 설계 방법의 발전은 테스트에 따른 개발비용 절감을 가능케 하나 시스템 모델링 방법의 한계 때문에 경우에 따라서 실제 문제를 대표하지 못한 경우도 있었다. 이러한 문제를 해결하기 위하여 확률적 방법을 사용한 신뢰-강건 설계 개념을 엔진 피로 설계에 이용하였다. 신뢰-강건 설계 개념은 시스템 혼란요소에 대해서 비 민감한 강건하고 신뢰성 있는 시스템의 설계를 가능하게 하였다.

실린더 블록의 메인 보어 찌그러짐을 수치적으로 계산하기 위하여 간단한 Matlab M-file을 작성하였다. 메인 보어의 원형도를 유지하기 위한 보어 공정의 보정량의 계산과 이를 엔진 실린더 블록 어셈블 공정에 보정해주는 절차가 수식으로 표현되었다. 유한 요소 해석의 변위 결과를 이용하여 실린더 블록의 메인보어 찌그러짐을 수치적으로 계산하고 결과를 시험 결과와 비교하여 수치 방법을 검증하였다. 이 수치 방법을 사용하면 설계 초기에 설계 요소(하중, 베어링 압착, 기하학적 형상 등)가 메인 보어 찌그러짐에 미치는 영향을 베어링 셸의 설계에 반영할 수 있으므로 보다 신뢰성 높은 엔진을 설계할 수 있을 것으로 사료된다.

References

- 1) R. Juvinall and K. Marshek, Fundamentals of Machine Component Design 3rd ed., John Wiley & Sons, Inc., New York, 1999.
- 2) N. H. Cho, S. U. Lee, S. K. Lee and S. H. Lee, "Finite Element Analysis of Thermal Fatigue Safety for a Heavy-Duty Diesel Engine," Transactions of KSAE, Vol.12, No.1, pp.122-129, 2004.
- 3) J. Thomas, "Fatigue Modeling for Automotive Applications," SAE 2002-01-0655 World Congress, Detroit, 2002.

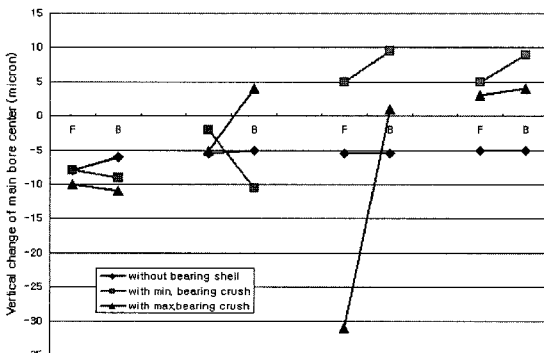


Fig. 11 Variation of main bore centers with bearing crush

- 4) ABAQUS Users Manual, Ver 6.2, HKS, 2002.
- 5) T. Takahashi, T. Nagayoshi and M. Kumano, "Thermal Plastic-Elastic Creep Analysis of Engine Cylinder Head," SAE 2002-01-0585, World Congress, Detroit, 2002.
- 6) C. H. Yang, "Fatigue Analysis of New V6 3.5L Bulkhead Including Balance Shaft," Ford Internal Report, 2000BED-D049, 2000.
- 7) C. H. Yang, "New V6 3.5L Bulkhead Design Iteration," Ford Internal Report, 2000BED-D034, 2000.
- 8) C. H. Yang, "Cyclone V6 3.5L Cylinder Block Fatigue Assessment," Ford Internal Report, 2002BED-D001, 2002.
- 9) CRS, "CRS Fatigue Laboratory Report of Testing of Specimens of HP Die Cast V6 Cylinder Block Castings," CRS Report S-8109, 1998.
- 10) S. Chowhury, Design for Six Sigma: the Revolutionary Process for Achieving Extraordinary Profits, Dearborn Trade Pub., Detroit, MI, 2002.