

유한요소법을 이용한 실린더 라이너의 변형과 응력에 관한 연구

The Use of Finite Element Techniques for the Deformation and Stress of Cylinder Liner

오 성 환* · 조 원 행*
Sung-Hwan Oh · Won-Haeng Cho

Abstract

This study modeled in axisymmetric solid elements and analyzed the neighbourhood of the contact surface zone between liner and block in a diesel engine.

The results of finite element analysis show that this model is deformed by bolt jointed load and pressure load and that stresses can vary much due to major dimensional changes in the joint area.

Guidelines have been developed for selecting fillet radii and for the width of the contact area between liner and block.

1. 서 론

피스톤기관에 있어서 실린더 라이너는 피스톤과 피스톤링에 대해서 마찰면의 역할을 한다.

이런 기능때문에 실린더 라이너는 연소압력을 연결봉으로 전달하는 동시에 연소실을 크랭크 케이스에 대해서는 밀봉시키는 역할을 하는 피스톤에는 매우 큰 영향을 미치게 된다. 이러한 역할은 실린더 라이너가 가능한 변형을 적게 하여 원형을 그대로 유지하고 있을 때 이루어진다. 그러나, 조립응력, 열부하, 가스압력 등으로 다소간 변형을 일으키게 되고 실제로 원형을 유지할 수 없게 된다.

2-3mm 정도의 벽두께를 갖는 라이너는 전 길이에 대하여 압축력을 받거나, 축력을 받게 된다. 따라서 실린더 블록의 변형과 라이너 변형이 함께 일어나게 되어 응력분포에도 영향을 미

친다. 피스톤 작용에 지대한 영향을 미치는 변형은 실린더 헤드 조립을 통해서도 일어난다. 이러한 변형은 실린더 헤드 볼트의 수와 배치, 실린더 상부 deck의 구조, 실린더 헤드 강성, 실린더 가스켓의 구조에 크게 영향을 받는다.

그리고, 실린더 헤드 보울트의 체결하중은 연소 압력가스의 누출을 방지하기 위해 높아야 하나 기관의 패키징에는 제한이 있어 실린더 라이너와 블록이 접촉하는 부분인 플랜지 면적이 작게 된다.

이와 같이 큰 하중과 작은 지지면적 때문에 플랜지를 통해서 높은 응력¹⁾을 일으키고, 블록과 라이너의 필렛 부분에 응력 집중이 발생한다. 이로 인해 크랭크 필렛 부분과 플랜지에 일어날지도 모른다.

설계하는 중에 플랜지 부분의 폭과 높이는 결

정되어지나, 실린더 라이너와 블록이 접촉하는 부분에서의 허용 공차, 즉 가공도에 따라 접촉 면적이 달라지므로 이에 따른 응력변화를 고려해야 한다.

위의 변형과 응력평가는 기관의 부품을 생산하기 전에 유한요소법을 이용하여 실험적으로 어렵고, 불가능한 부분까지도 예측할 수 있다.

여기서는 SUPERB/SUPERTAB 구조해석 소프트웨어⁴⁾를 이용하여 실린더 라이너의 해석방법과 결과를 서술한다.

2. 하 중

먼저 실린더 라이너의 변형과 응력을 평가하기 전에 라이너부에 걸리는 하중을 구한다. 실린더 헤드 가스켓은 실린더 블록과 헤드 사이의 접합면에 끼워져 그 면을 밀착시켜 기밀을 유지하고 냉각수나 기관오일 등이 새는 것을 방지하는 역할을 하기 때문에 그 사용조건으로 보아 실린더 헤드 보울트의 쥘은 가혹해진다. 이 헤드 보울트의 쥘에 의한 하중은 실린더 헤드와 헤드 가스켓을 통해 실린더 라이너로 전달된다.

실린더 헤드의 흡입구와 배기구의 형상 때문에 실린더 헤드는 비대칭이지만, 실린더 축방향으로 자른 단면에 대해서는 대칭으로 가정한다.

실린더 헤드 가스켓에서는 tappet 관통구멍, 바깥쪽의 냉각수나 오일구멍 등에 미치는 힘은 가스켓의 형상에 관계없이 같다고 가정한다.

볼트의 쥘에 의한 하중은 거의 대부분 wire 링 또는 fire 링을 통해 라이너로 전달된다. 이에 대한 실린더 블록, 라이너, 가스켓의 조립상태를

보면 Fig. 1과 같이 된다.

이에 대해 라이너부에 걸리는 정지시 및 운전 중의 하중의 계산은 Fig. 2와 같은 부호 아래 설명한다.

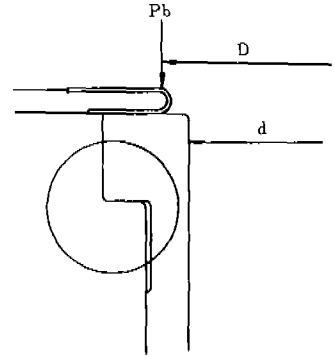


Fig. 2 Symbol of liner load calculation

정적 체결시 체결력, 즉 볼트의 쥘에 의해 가스켓의 그로멧부가 라이너에 미치는 힘 P_b 는 체결력의 η 배로 되는,

$$P_b = \eta \cdot P_o \dots\dots\dots(1)$$

여기서, P_o 는 체결력

P_b 는 보울트 체결에 의해 라이너에 걸리는 하중

η 는 체결력에 대한 가스켓의 압축력의 비

기관의 운전중에는 폭발압력에 의해서 체결력은 감소하지만 한편 가스압력에 의한 힘이 라이너부에 작용하게 된다. 지금 체결 보울트, 실린더 헤드, 가스켓 패킹의 스프링 상부를 K_b , K_h , K_g 로 하면,

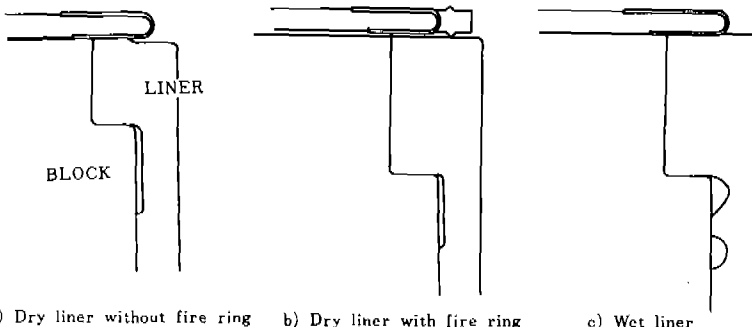


Fig. 1 Assembly conditions of cylinder block, liner and gasket

$$K = \frac{K_h \cdot K_g}{K_b(K_h + K_g) + K_h \cdot K_g} \dots\dots\dots(2)$$

로 놓고, 폭발시 체결력의 저하는

$$P_b = (\eta - k) \cdot P_o \dots\dots\dots(3)$$

로 된다.

한편, 가스압력에 의해서 라이너부에 걸리는 하중 P_g 는,

$$P_g = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \cdot P_{max} \dots\dots\dots(4)$$

여기서 P_{max} 는 가스압력의 최대 값

P_g 는 가스압력에 의해 라이너부에 걸리는 하중

3. 모델링

라이너에 작용하는 하중에 의해 라이너의 전체적인 거동과 이 하중이 미치는 범위를 보기 위해 보어(Bore) 108mm를 가지는 6기통 기관의 전식 라이너를 Fig. 3과 같이 간단하게 모델링하여 보기로 한다. 여기서는 모델을 만드는 과정에서 SUPERTAB을 이용하는데 SUPERTAB[®]은 Pre-Processor와 Post-Processor 기능을 같이 가진 프로그램으로 일반적으로 CAD 시스템에서 사용되어지고 있는 wire frame의 방식을 도입해서 면 혹은 부피를 만들어 여기에 직접 원하는대로 절점과 요소를 자동 발생시키는 기능을 가지고 있다.

모델링을 하는 과정에서 다음과 같은 가정을 한다.

- (1) 실린더 헤드 보울트의 톱 토오크는 모든 보울트에 대해 동일하다.
- (2) 실린더 헤드는 흡입구와 배기구의 형상과 로커암의 배열 때문에 비대칭이지만, 라이너보다 훨씬 강성이 크므로 실린더 축방향으로 자른 단면에 대해서 대칭이다.
- (3) 보울트의 톱에 의해서 실린더 헤드 가스켓에 미치는 압력분포는 어느 곳에서나 일정하다.
- (4) 실린더 라이너와 블록의 접촉상태는 실린더 축방향의 원주 둘레에 대해서 같은 크기로 접촉된다.

(5) 접촉면의 크기에 따른 영향을 보기위해 실린더 라이너와 블록의 플랜지 부위를 연성(coupling)되게 한다.

약간의 기하학적 변형에 의한 응력의 변화를 점검해야 하기 때문에 위와 같은 가정하에서 이차원 축 대칭요소를 사용한다.

체결시에는 블록의 top deck과 플랜지 사이에 반경 방향으로의 공차가 있어 조립시 플랜지의 수직방향으로만 고정된다. 기관운전 중에는 라이너의 플랜지는 온도구배 때문에 반경 방향으로 팽창되기 때문에 블록의 top deck와 접촉하게 되어 Fig. 3의 (b)와 같은 경계조건을 가진다.

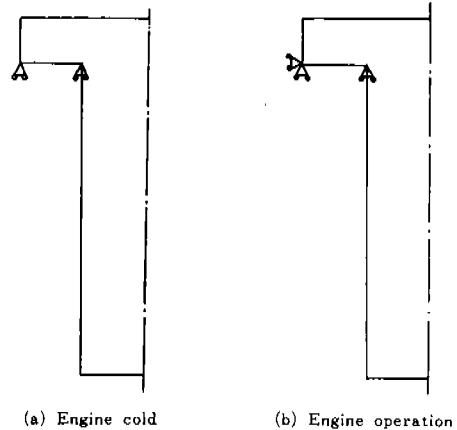


Fig. 3 Boundary conditions of cylinder liner

Fig. 3과 같은 모델 하에서 라이너의 전체에 대해서 SUPERB[®]로 해석한 결과는 Fig. 4와 Fig. 5에 나타낸다.

Fig. 4는 정지시의 라이너의 변형과 응력분포를 나타내고 Fig. 5는 기관운전중의 변형과 응력분포이다.

이 변형값은 실지의 100배를 확대해 표시한 것이다. Fig. 4와 Fig. 5는 라이너에 작용하는 하중에 의해 영향을 받는 부분만 잘라서 보여주는 것이다. 이에 의해서 라이너의 변형은 대부분 실린더 헤드 조립을 통해서 일어난다는 것을 Fig. 4와 Fig. 5의 (a)를 비교해 보면 알 수 있다.

라이너 변형은 피스톤 바깥쪽으로 향해서 활처럼 된다는 것을 알 수 있다. 이 변형의 양이 너무 크면 압축압력의 저하, 블로우 바이, 연소

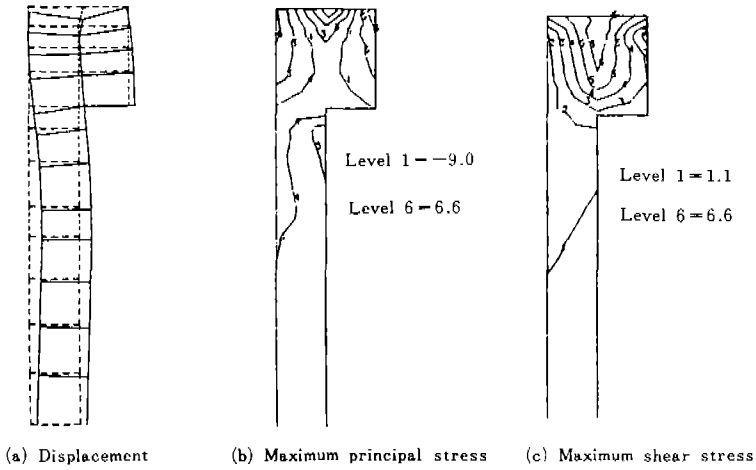


Fig. 4 Liner displacements and stresses for engine cold

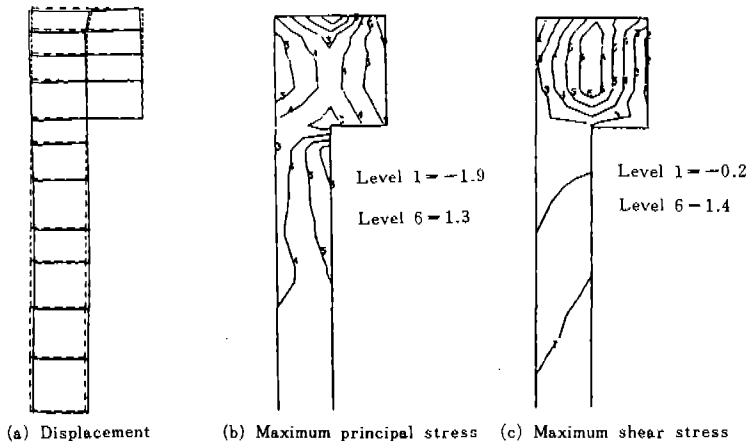


Fig. 5 Liner displacements and stresses for engine operation

실에 오일 올라오기 등의 원인이 되고, 또 피스톤 슬랩을 일으켜 이음을 발생시킨다.

라이너의 응력분포를 보면 venant의 원리에 의해서 라이너의 필렛 부위를 넘어서는 하중이 영향을 주지 않고, 의미가 없다는 것을 알 수 있다.

그래서 오직 실린더 블록과 라이너의 일부분만이 모델화되어 연구대상이 될 것이다. 관심의 변수는 필렛 반경에의 응력집중, 라이너와 블록의 접촉양에 따른 플랜지 부분의 응력에 미치는 영향이기 때문이다.

설계는 블록과 라이너에서의 최대응력 혹은 변형율에 의해서 평가한다. 이 응력과 변형율은 SUPERTAB의 EMG (Enhanced Mesh Genera-

tion) Module을 사용하여 절점과 요소를 자동 발생시켜서 입력 데이터를 만들어 SUPERB로 해석한 결과를 SUPERTAB의 OD (Output Display)의 Module로 출력을 본다. 관심의 영역은 Fig. 2에서 원으로 표시한 부분이다. 이 부분에서의 유한 요소모델의 모델링은 Fig. 6에서 보여준다. 라이너의 요소수는 281개이고 블록의 요소수는 231개이다.

실제적으로 제작과정에서 오차가 발생하기 때문에 라이너와 블록이 접하는 플랜지 부분에서의 경계조건은 Fig. 3과 같은 형태를 가지지 못한다.

이 접촉양에 따른 응력의 변화를 보기 위해서 같은 좌표를 가진 두개의 절점을 하나는 라이너

에 하나는 블록에 만들어 조금씩 수직 방향으로 연성되게 하여 본분을 점점해 본다. 그리고 실린더 블록과 라이너의 자른 면의 경계조건은 자른면에 대해서 수직방향으로 고정되게 한다.

이 모델에 작용하는 하중 P_b , P_g 는 식(3)과(4)에서 구해진다.

이에 대한 그림은 Fig. 6에서 보여준다.

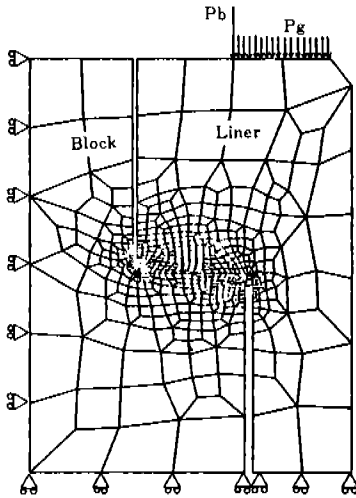


Fig. 6 Finite element model of cylinder liner and block

4. 결 과

Fig. 6과 같은 모델에서 플랜지 부분이 완전히 접촉되어 수직방향으로 연성되어 있다고 생각하는 경우의 응력결과는 Fig. 7, 8, 9, 10에서 보여

준다.

이 그림에서 최대 주응력과 최대 전단응력의 최대값은 인장이고 필렛 반경에서 최대 값을 갖기 때문에 여기서부터 크랙이 시작할지도 모른다는 것을 알 수 있다.

이의 영향은 라이너보다는 블록에서 더욱 더 심하다는 것을 응력분포와 응력값으로 알 수 있고 필렛 반경에서의 응력집중은 라이너보다 블록이 훨씬 더 심하다는 것을 알 수 있다.

응력의 비교에서 라이너는 최대 주응력값이 최대 전단응력값보다 높고, 블록은 최대 전단응력값이 최대 주응력값보다 높다는 것을 알 수 있다.

기관운전중 또는 제작과정의 공차에 의해서 실린더 라이너와 실린더 블록의 접촉면의 접촉면적이 변화한다.

이에 대한 응력값의 비교는 Fig. 11, 12에 도시하였다.

Fig. 11은 실린더라이너 쪽에서 볼때 플랜지 안쪽에서 바깥쪽으로, 즉 Fig. 6의 B에서 A방향으로 점점 접촉할때, Fig. 12는 바깥쪽에서 안쪽으로 A에서 B방향으로 점점 접촉된다고 할 때의 응력값의 비교이다. 물론 이 접촉부위는 수직방향으로 연성되게 하는 것이다. Fig. 11에서는 접촉면이 커짐에 따라 최대 전단 응력값은 현저하게 감소하나 최대 주응력값은 블록에서는 거의 변화가 없으나 라이너에서는 포물선을 그린다. Fig. 12에서는 전반적으로 최대 주응력값이나 최대 전단응력이 큰 변화가 없다는 것을 볼 수 있다.

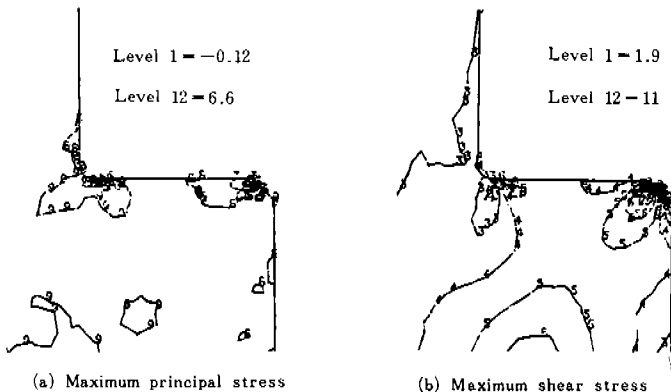


Fig. 7 Stress distribution of cylinder liner for bolt joined load

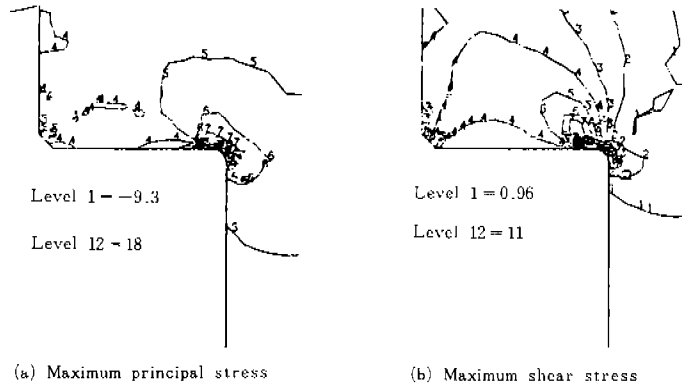


Fig. 8 Stress distribution of cylinder block for bolt jointed load

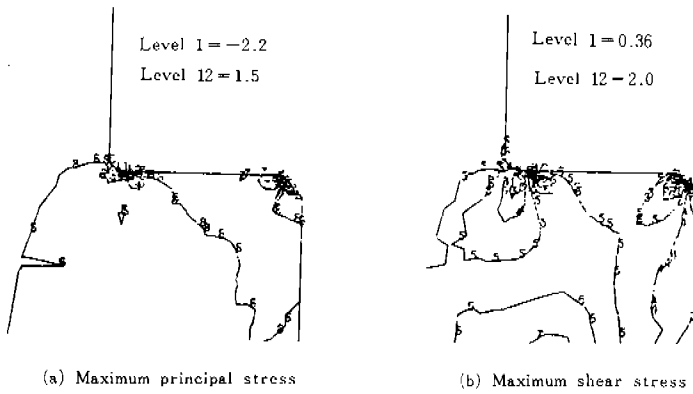


Fig. 9 Stress distribution of cylinder liner for engine operation

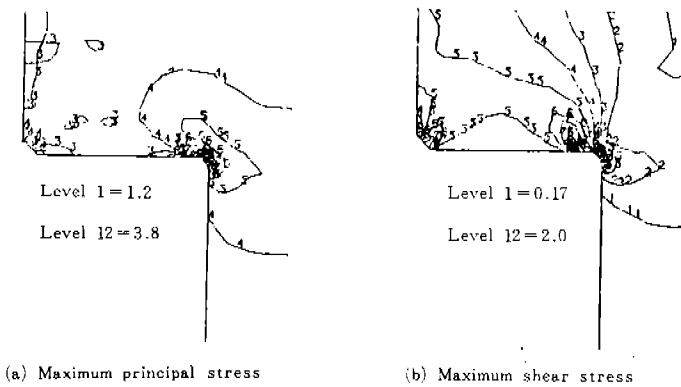


Fig. 10 Stress distribution of cylinder block for engine operation

Fig. 11과 Fig. 12의 비교에서 알 수 있는 것은 라이너와 블록의 최대 전단응력값은 똑같이 접촉면이 많아짐에 따라 작아지는 것을 볼 수 있다. 재질에 따라 판단하는 기준이 다르나 전반적

으로 Fig. 6의 A에서 B방향으로 접촉되어 지는 것이 응력변화가 크지 않다는 것을 알 수 있다. Fig. 13은 펠릿 반경의 변화에 대한 응력의 영향을 나타낸 것이다. 이에 대해 가장 큰 영향을

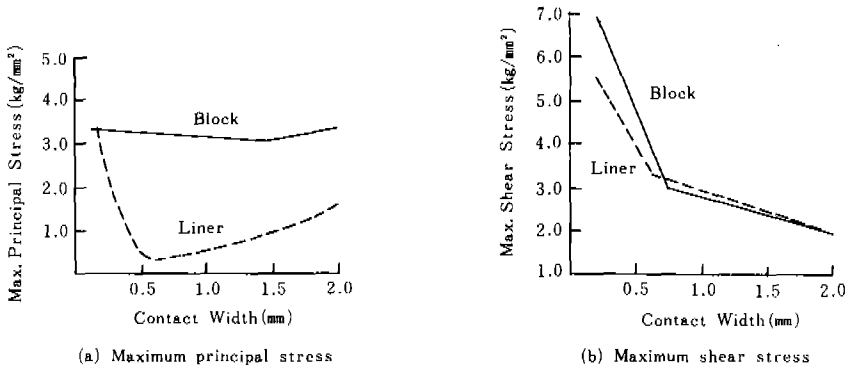


Fig. 11 Effect of changing the inner contact area

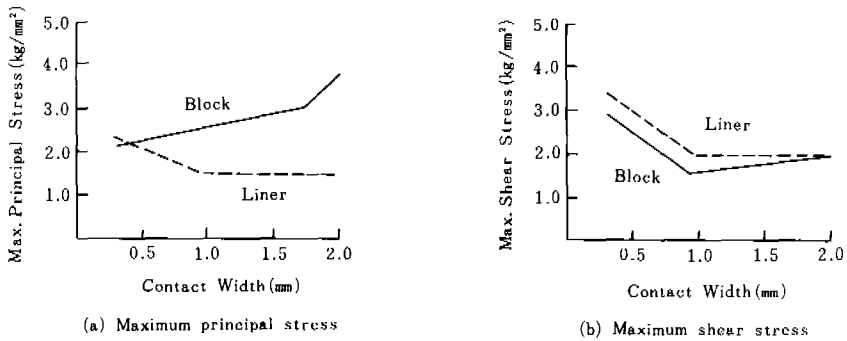


Fig. 12 Effect of changing the outer contact area

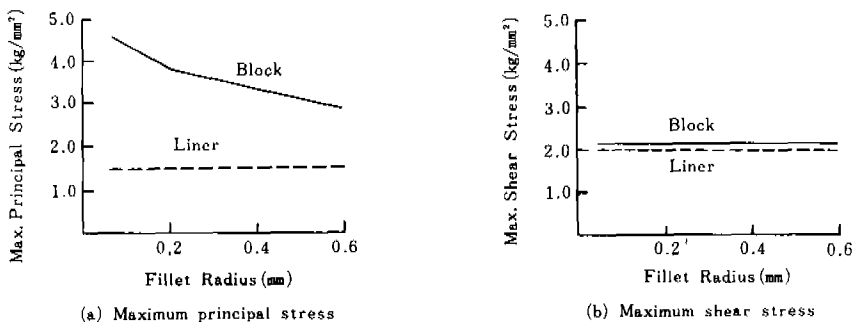


Fig. 13 Effect of changing the fillet radius

받는 것은 실린더 블록의 최대 주응력값이다. 여기서 라이너보다는 블록이 필렛 반경의 변화에 의한 응력값의 크기가 민감하다는 것을 알 수 있다. 그러므로, 실린더 블록 설계시는 필렛 반경의 크기에 대해 점검하여야 한다.

Fig. 14는 접촉면적의 길이의 변화, 즉 Fig. 6

의 A에서 B까지의 길이를 변화시키므로 이에 대한 응력의 영향을 표시한 것이다. 접촉면의 길이가 커짐에 따라 라이너와 블록의 최대 전단응력값은 현저하게 작아지나 라이너에서의 최대 주응력값은 어느 범위를 넘어서면 약간 증가하는 경향을 보여주고 있다. 따라서 재질에 따라 최

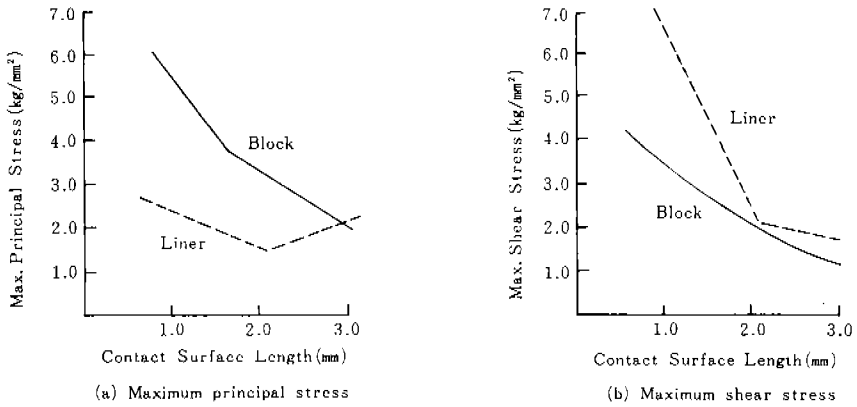


Fig. 14 Effect of changing contact surface zone

적의 길이를 선정하는 것이 필요하다.

5. 결 론

실린더 라이너와 블록의 접촉면 부위의 기하학적 변화에 대한 연구결과로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 재료에 따라 최대 주응력값으로 판단 하느냐 또는 최대 전단응력값으로 판단하느냐 하는 것이 다르므로, Fig. 11에서 Fig. 14까지로부터 다른 결론을 얻을 수 있다.
- (2) 실린더 라이너의 변형의 대부분은 실린더 헤드 보울트 체결시 일어난다.
- (3) 라이너와 블록의 필렛 반경 부위에 집중응력이 걸리므로 가공할 때 가능한 평평도를 유지하도록 하고, 실린더 헤드 보울트 체결시 변형을 적게 하도록 해야 한다.
- (4) 취성재료에서는 실린더 블록의 필렛 반경의 크기가 응력값에 큰 영향을 미치는 것을 Fig. 13의 (a)에서 볼 수 있다.
- (5) 전반적으로 라이너의 플랜지 바깥쪽에서 먼저 접촉되어 나가는 것이 최대 전단응력값이나 최대 주응력값의 변화가 작다.

- (6) 실린더 블록은 재료의 종류에 관계없이 플랜지의 길이가 커짐에 따라 응력값은 상당히 크게 감소한다.

이 결론으로부터 실린더 라이너와 블록의 연결 설계에 대한 지침을 마련해 준다.

참 고 문 헌

1. 大道寺, ディーゼル機関設計法, 工学図書株式会社版, pp. 141-162, 1964
2. James E. Croscheck, The effects of manufacturing tolerances and fillet radii on stresses in the cylinder block liner support area, SAE-Paper 820506
3. Klaus-Jürgen Bathe, Finite element procedures in engineering analysis, Prentice-Hall, pp. 165-177, 1982
4. SUPERB Users' Manual, Structural dynamics research corporation, 1983
5. SUPERTAB Users' Manual, Structural dynamics research corporation, 1983
6. SAP6 Users' Manual, SAP Users' Group, 1982