

경차용 가솔린 기관 실린더 블럭의 열응력 분포 특성에 대한 연구

김 병 탁

Study on the Thermal Stress Distribution Characteristics of the Cylinder Block
of a Light Gasoline Engine

B.T. KIM

Key words : Thermal stress(열응력), Finite element method(유한요소법), Cylinder block(실린더 블럭), Heat conduction(열전도), Thermal deformation(열변형)

Abstract

In this study, the thermal stress distribution and deformation characteristics resulting from the nonuniform temperature fields of the cylinder block of a light 3-cylinder, 4-stroke gasoline engine were analyzed, using the 3-dimensional finite element method. The temperature distributions requisite for the thermoelastic behavior analysis were obtained from the steady-state heat conduction analysis performed on the basis of experimental data. In order to examine the effect of a ceramic material, the cylinder liner was replaced by the silicon nitride(Si_3N_4) and its thermal behaviors were compared with those of the original block.

1. 서 론

생활 필수품으로 인식되고 있는 승용차의 급속한 보급과 더불어 최근 국내 자동차 업계는 에너지 절약을 위한 경승용차 시장에서의 경쟁을 본격화하고 있다. 뿐만 아니라 급격한 환율 인상과 경제 위기로 인하여 경승용차의 판매는 날로 증가 추세

에 있으며, 미래 경기회복에 대한 불투명성과 고유가를 고려해 볼 때 이와 같은 추세는 당분간 계속될 전망이다. 그러나 경제 선진국과 마찬가지로 경기회복 후에도 경승용차가 다량 보급되기 위해서는 자동차의 크기가 사회적 지위를 나타내는 풍토가 없어져야 할 뿐 만 아니라, 경제성과 성능을 동시에 고려한 고품질의 경차용 기관이 지속적으로

* 부경대학교 기계·자동차 공학부 교수(원고접수일 : 98년 2월)

개발되어야 한다. 경승용차 기관은 배기량이 작기 때문에 타기관에 비해 출력이 약할 수 밖에 없으며, 가속 성능이나 등판 능력 등에 대한 소비자의 욕구를 최대한 충족시키기 위해서는 먼저 여러 운전조건 하에서 주행에 필요한 동력 뿐만 아니라 각종 구동장치에 소요되는 동력을 충분히 전달할 수 있는 고효율화 방안이 강구되어야 한다. 그러나 이러한 출력 증가 방안은 필연적으로 연소실 내의 온도와 압력을 증가시켜 기관 구성체에 큰 열응력을 유발할 뿐만 아니라, 온도 상승에 의한 열변형이 과도한 경우에는 출력 증가라는 본래 목적을 기대할 수 없는 경우도 상정할 수 있다. 따라서 새로운 경승용차용 기관을 개발하거나 기존의 기관에 출력증가 방안을 적용하기 위해서는 먼저 기관 구성체의 열적 거동에 대한 연구가 선행되어 추후 발생 가능한 장애 요인을 예측하고, 해석 기법의 정립과 함께 여러 인자에 따른 특성변화 등의 충분한 자료가 확보되어 있어야 한다. 지금까지 기관 성능과 관련된 연구는 연소나 열전달 등을 중심으로 주로 유체분야에서 수행되어 왔으나^{1)~7)}, 최근에는 구성품에 신소재를 채택하거나 가볍고 튼튼한 차를 만들기 위한 시도가 계속되고 있으므로, 기관 각 구성체의 열적 거동특성^{8)~11)}도 중요한 연구분야가 되고 있다. 따라서 본 연구에서는 불균일 온도분포에 따른 경승용차 실린더 블럭의 열응력 분포 특성을 파악하고자 한다. 열응력 계산에 필요한 블럭의 온도분포는 실험에 의한 열적 하중을 토대로 정상 열전도 해석¹²⁾을 수행하여 계산하였다. 계산된 온도장을 근거로 열응력 및 열변형의 정도를 파악하고, 열변형의 특성과 기관 성능과의 상관관계를 검토하였으며, 마모와 부식 뿐 아니라 내구성이 뛰어난 세라믹을 실린더 라이너의 재료로 채택하여 동일 경계조건에서 발생하는 열응력을 계산하고, 신소재가 채택될 경우 나타날 수 있는 응력 분포 및 변형 특성을 일반 블럭과 비교하였다. 이와 같은 학문적 연구를 통하여 정립된 예측 기법은 연소과정이 상이한 기관에도 상당 부분 적용될 수 있을 것으로 생각되며, 고효율화 방안에 의해 도출 가능한 장애 요인의 예상과 이에 대한 안정성을 설계 단계에서 검토할 수 있는 자료를 제공해 줄 수 있을 것으로 사료된다.

2. 수치해석

2.1 해석 모델

본 연구에 사용된 기관은 경승용차용 3기통 4사이클 가솔린 기관이며, Table 1은 이 기관의 실린더 블럭의 재료인 주철의 물성치를 나타낸 것이고, Fig.1은 수치 해석을 위하여 구성한 실린더 블럭 전체에 대한 유한 요소 모델을 도시한 것이다. 사용된 요소는 대부분 6면체 요소이나, 구석 부분이나 형상이 갑자기 변하는 부분에서는 프리즘 요소를 사용하여 실제 형상과 근접하게 모델링하였으며, 전체 요소의 수는 8744개이고 질점수는 12531개로서 범용 해석 프로그램인 IDEAS를 사용하여 해석을 수행하였다. 실린더 내벽은 열적 부하에 의하여 나타나는 현상을 세밀히 파악하기 위하여 조밀한 격자로 구성하였으며, 상판 부분에 높은 온도장 및 응력의 발생이 예상되므로 작은 요소로 격자를 구성하였다.

Table 1. Mechanical properties of the cast iron

Young's Modulus	120 GPa
Poisson's Ratio	0.3
Mass Density	7.35×10^4 kg/m ³
Conductivity	50.2 W/m · K
Thermal Expansion Coeff.	12×10^{-6} m/m · K

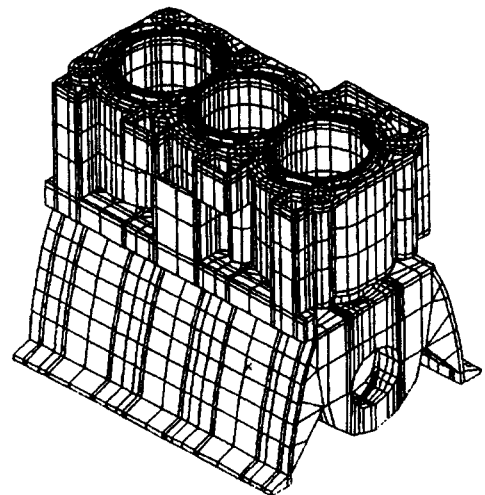


Fig.1 Finite element model of the cylinder block.

2.2 해석 방법

실린더 블럭에 발생하는 열응력 분포특성을 살펴보기 위하여 먼저 정상 열전도 해석¹²⁾을 수행하였으며, 이 때의 입력 열전달 상수는 실험과 시뮬레이션을 통한 사이클 평균값을 계산하여 사용하였다. 이 열전도 해석에서 계산된 절점온도를 입력 자료로 하여 열적 부하가 크게 작용하는 스톨 전개(wide open throttle)의 운전조건에서 실린더 블럭에 발생하는 열응력 및 열변형 특성을 파악하였다. 이 열적 거동 해석을 수행함에 있어 블럭의 경계 중 측면의 마운팅 부의 변위는 구속하였으며, 실린더 블럭과 실린더 헤드 연결되는 헤드 볼트 접촉면에서는 구속 조건을 적용하지 않았다. 그 이유는, 고온의 가스로부터 전달되는 열적 부하에 의하여 실린더 블럭의 헤드 볼트 구멍의 위치는 원래의 지점에서 이동을 하게 되며, 실린더 헤드의 볼트 위치도 마찬가지로 연소실에서의 열전달로 인하여 팽창하게 되므로, 이 두 구성체에서 열팽창에 의해 나타나는 헤드 볼트 이동 거리의 차가 무시할 수 있을 정도로 작다고 가정하였기 때문이다. 즉 실린더 헤드에 의한 헤드 볼트의 이동거리와 실린더 블럭에 의한 헤드 볼트의 이동거리가 동일하여 두 구성체의 접촉면에서 미끄러짐이 발생하지 않는다는 가정하에서 절점 온도에 따른 열응력을 계산하였다.

2.3 해석 과정

열전도 해석에서 절점 온도가 결정되면, 이들 자료를 입력하여 요소 영역에서의 강성행렬과 힘벡터를 구할 수 있으며, 이들을 각 요소의 결합관계를 고려하여 전체 영역에 치환하므로써 다음과 같은 행렬 방정식을 얻을 수 있다.

$$[K] \{U\} = \{F_T\}$$

이와 같은 선형 관계식을 계산하는 방법은 여러 가지가 있으나, 본 연구에서는 가우스 소거법에 기초를 둔 Cholesky 인수분해¹³⁾(factorization) 연산법을 사용하였으며, 강성 행렬의 특이성(singularity)의 유무를 판단하기 위한 피벗(pivot)의 기준치는 10^{-14} 의 값을 사용하였다. Fig.2는 본 연구에서

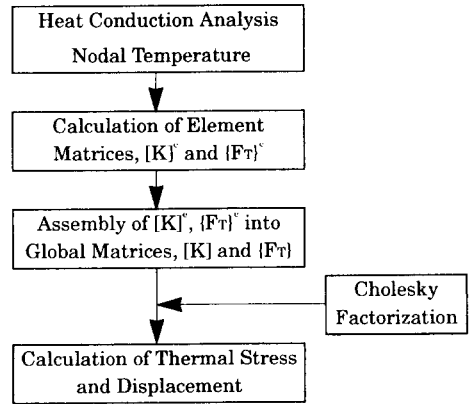


Fig. 2 Schematic diagram for the thermal stress analysis.

수행한 열응력 해석의 계산과정을 총체적으로 나타낸 선도이다.

3. 해석 결과 및 고찰

3.1 열응력 분포 특성

열응력이 발생하지 않는 기준 온도를 상온인 25℃로 가정하고, 열전도 해석에서 계산된 절점의 온도를 입력 자료로 하여 1000 rpm의 운전 조건에서 상판 요소에 발생하는 열응력의 분포를 Fig.3에 도시하였다. 표시된 응력은 등가응력(equivalent stress)이고, 이 부분에 나타난 최대 열응력의 크기는 약 65.3 MPa로서 2번 실린더의 내벽면에서 관찰되었으며, 전체적인 열응력은 온도와의 달리 상당히 불규칙하게 분포되어 있는 것을 볼 수 있는데, 그 이유는 열응력의 크기가 발생 온도의 대소보다는 하나의 요소를 구성하고 있는 각 절점의 온

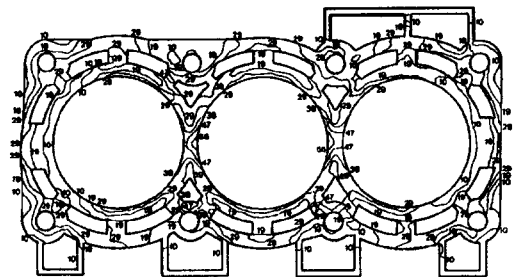


Fig. 3 Distribution of the thermal stress of the top deck. (1000 rpm, unit : MPa)

도차에 의하여 결정되기 때문이다. 따라서 비교적 낮은 온도를 기록하였던 외벽 부분에서도 열응력이 상대적으로 큰 구역이 존재하게 되며, 내벽과 외벽의 연결 부위는 두 벽면 사이의 온도차가 크기 때문에 내벽은 바깥으로 팽창하고자 하나 외벽은 온도 상승이 적어 이를 억제하는 방향으로 하중을 작용하게 되므로 28.5 MPa 이상의 비교적 높은 응력이 발생하게 된다.

Fig.4는 1500 rpm에서 계산된 상판의 열응력 분포를 도시한 것으로서 응력의 크기를 제외하면 그 분포 양상이 1000 rpm의 경우와 거의 동일함을 알 수 있다. 이러한 결과는 열전도 해석 결과로부터 어느 정도 예상 가능한데, 발생한 온도장의 특성을 살펴볼 때 기관 회전수가 증가함에 따라 온도의 크기만 관찰될 뿐 발생 형상은 유사하였으므로 이를 입력 자료로 사용한 각 요소의 발생 열응력도 유사한 형태를 나타내게 된다. 1500 rpm에서 계산된 최대 열응력은 84.8 MPa로서 1000 rpm보다 20 MPa 이상 높은 값을 기록하였으며, 높은 응력이 발생하는 구역이 약간 확장된 형상을 하고 있다. 특히 전 운전 조건에서 관찰되는 공통된 현상은 1번 실린더 내벽의 좌측 부분과 3번 실린더의 우측 부분에서 발생하는 열응력이 외벽보다도 더 낮은 값을 기록하고 있다는 것이며, 이 부분이 전체적으로 최소 열응력 발생 구역에 속해 있다는 것이다. 이러한 결과는 이 부분에서 발생하는 온도가 비교적 높다 하더라도 그 분포가 균일하여 각 부분의 팽창량은 거의 동일한 값을 나타내기 때문으로 풀이된다.

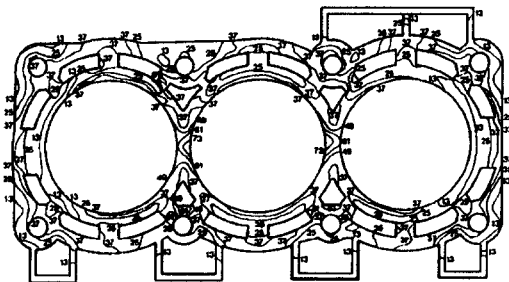
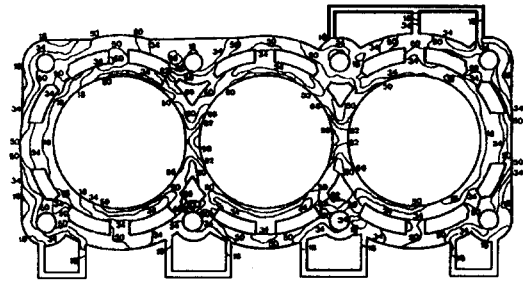
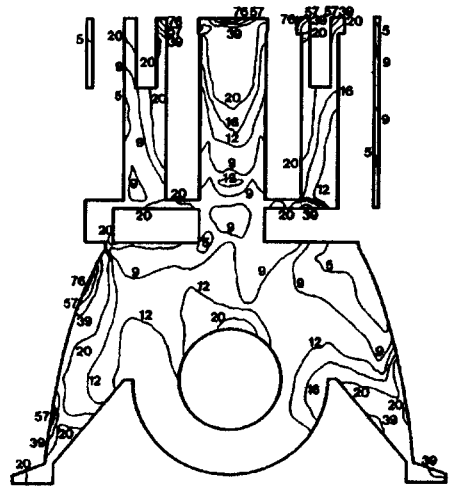


Fig. 4 Distribution of the thermal stress of the top deck. (1500 rpm, unit : MPa)

Fig.5는 2000 rpm에서 계산된 열응력의 분포를 상판과 응력이 크게 발생하는 2번과 3번 실린더 중간 수직 단면에 대해서 도시한 것이다. 상판에서의 최대 응력은 실린더 내벽이 합쳐지는 구역에서 발생하였으며, 1500 rpm보다 29 MPa 이상 높은 값을 나타냈다. 또한 수직 단면에서의 응력 분포 양상은, 열전도 해석 결과 이 부분의 등온선이 좌우 대칭을 이루고 있던 관계로, 발생하는 열응력도 대칭에 가까운 분포를 하고 있음을 관찰할 수 있다. 한편 2번 실린더의 중앙 부분을 길이 방향에 수직으로 절단했을 때 관찰된 내벽의 두께 방향에 따른 열응력은 두께가 4.75 mm인데 비하여 20 MPa이상의 응력차가 발생하므로써 큰 변화율을



(a) Top deck



(b) Vertical section

Fig. 5 Distribution of the thermal stress of the top deck and the vertical section between #2 and #3 cylinders. (2000 rpm, unit : MPa).

나타냈다. 이와 같이 두께 방향의 응력 변화율이 크게 되면 내벽이 외벽과 연결, 보강되어 있다 하더라도 연속적으로 굽힘을 받게 될 것이며, 혹심한 운전 조건하에서는 실린더 보어의 위가 넓어져 수직선이 곡선 형태로 변형되므로써 기관의 성능에 악영향을 초래할 가능성도 간과할 수 없다 하겠다.

Fig.6은 2500 rpm에서 상판을 포함한 전체 블럭을 y축에 수직한 단면으로 양분했을 때 나타나는 열응력을 도시한 그림이다. 이 운전 조건에서 상판에 나타난 최대 열응력은 118 MPa이었고, 발생 온도의 증가로 두 실린더 보어 사이의 상판 부분의 응력이 2000 rpm보다 3~4 MPa 정도 높은 값을 나타내었다. 전체적인 열응력의 분포 상태를 살펴 보면 두 실린더의 내벽이 합쳐지는 상판 요소에서의 응력은 표면 바로 아래에서 국부적으로 큰 응력이 발생하나 아래 방향으로 진행함에 따라서 그 크기가 급격히 감소하고 있음을 관찰할 수 있다. 반면에 2번 보어의 중앙 내벽 부분을 살펴 보면 상판에서보다 높은 열응력이 보어를 따라 아래 방향으로 비교적 넓은 부분에 걸쳐 발생하고 있음을 알 수 있다. 실린더 내벽을 포함한 전체 블럭의 높이에 따른 열응력의 크기를 살펴 보면, 가스 접촉면의 중간 높이 이하에서의 응력은 변위가 구속된 스커트 일부를 제외하고는 20 MPa 이하의 작은 값을 나타내고 있음을 볼 수 있다.

이상과 같은 열응력 해석 결과를 토대로 각 부분

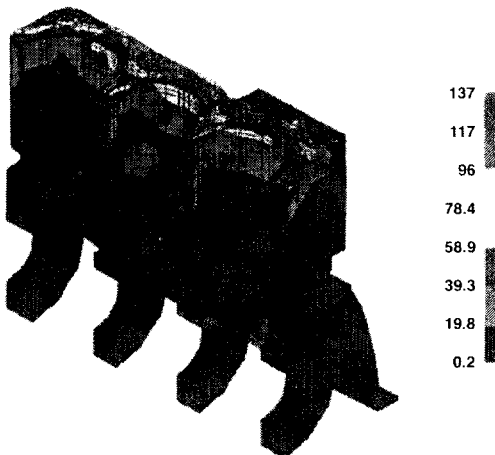


Fig. 6 Thermal stress distribution of the half-cylinder block. (2500 rpm, unit : MPa)

의 응력을 살펴볼 때, 전체적으로 그 값이 큰 부분은 상판 근처에 집중되어 있으므로 불균일 온도 분포에 의한 열응력이 문제되는 부분을 상판 인접 지역으로 한정할 수 있다. 따라서 상판 부분 중 응력이 크게 나타나는 인접 실린더 사이의 요소에 대한 열응력의 분포를 자세히 관찰하기 위하여 2000 rpm일 때 1번과 2번 실린더, 2500 rpm일 때 2번과 3번 실린더 사이의 상판 요소에 발생하는 응력을 Fig.7에 확대하여 도시하였다. 먼저 1번과 2번 사이의 상판 요소에 발생하는 응력을 살펴 보면 보어 인접 요소에서의 응력이 1번보다 2번 보어의 내벽 요소에서 더 크게 나타나는 것을 알 수 있다. 그러나 이러한 경향은 냉각수 통로쪽으로 접근함에 따라 사라지고, 내벽에 발생하는 응력 분포가 상하와 좌우로 거의 대칭 형상을 이루고 있음을 관찰할 수 있다. 이와 같은 경향은 2번과 3번 실린더 보어 사이에서도 관찰되고 있는데, 두 경우 모두 헤드 볼트 연결부에서도 큰 응력이 발생하고 있으나 그 범위가 매우 작으므로 상판 부분에서 열응력

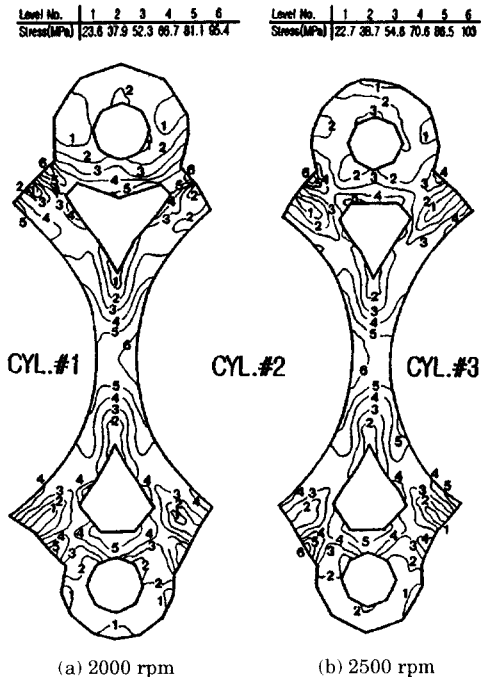


Fig.7 Distributions of thermal stress in the region of the top deck between two cylinders.

이 가장 문제가 되는 영역은 2번 실린더의 보어에 인접한 내벽이라고 생각할 수 있다.

한편 실린더 라이너를 세라믹으로 대체했을 때의 열전도 해석 결과에 기초하여 재료 변경으로 인한 발생 열응력의 변화를 고찰하기 위하여 세개의 실린더 보어 사이의 상판 요소에서 나타나는 열응력의 크기를 Fig.8에 도시하였다. 이 그림을 살펴보면 발생 응력의 양상이 주철 라이너의 경우와 판이함을 알 수 있다. 즉 발생 응력의 형상이 전체적으로 상하와 좌우로 대칭 형태를 이루고 있으며, 가스와의 접촉하고 있는 보어의 내벽 표면 근처에서 매우 높은 응력이 발생할 뿐 만이 아니라, 7mm의 두께 중에서 보어 인접 약 1mm의 거리를 두고 응력이 177 MPa의 차이를 나타내므로써 응력 변화율도 매우 심한 것을 알 수 있다. 또한 이들 두 그림에서 나타난 최고 응력의 차이는 2 MPa로서 거의 동일한 응력 상태를 갖는다는 것을 알 수가 있으며, 최고 온도는 주철 라이너보다 14℃ 증가한데 불과하나 최고 응력은 481 MPa를 나타내므로써 주철 라이너의 경우보다 3배 이상의 높은 응력이 발생하였다. 이는 최고 온도의 크기에 기인한다기 보다는 세

라믹의 열전도성이 매우 낮은 관계로 온도 구배가 커지기 때문인데, 이 재료의 강도(인장 : 580 MPa, 압축 : 3500 MPa)를 고려한다고 하더라도 가스로부터의 열부하가 더욱 커지는 운전 조건에서는 열에 의한 문제 발생 가능성을 시사한다고 볼 수 있다.

Fig.9는 높은 응력이 발생하는 2번과 3번 실린더의 중간 수직 단면에서의 응력 상태를 도시한 것이다. 이 그림을 Fig.5의 동일 운전 조건에서 주철 라이너의 계산 결과와 비교하면 응력 발생의

양상이 상이하게 나타난다는 것을 알 수 있다. 즉 주철 라이너의 경우에는 상판 부분에서의 응력이 가장 크게 나타난데 반하여 이 경우에는 상판 표면 인접 구역 뿐 만 아니라 그와 상당히 떨어진 곳에서도 높은 응력 발생 부분이 한군데 더 존재한다는 것을 알 수 있다. 이러한 고응력 발생 부분이 변화하는 열하중을 연속적으로 받을 경우 열적 피로로 인한 크랙 발생을 비롯한 여러 문제를 야기할 가능성이 있으므로 기관 구성체에 대한 신소재 채택시 재료 시험 뿐 아니라 관련 분야의 종합적인 해석이 병행되어야 할 것으로 생각된다.

이상에서 살펴 본 각 운전 조건에서의 발생 열응력은 기관 회전수가 증가함에 따라서 상당한 폭으

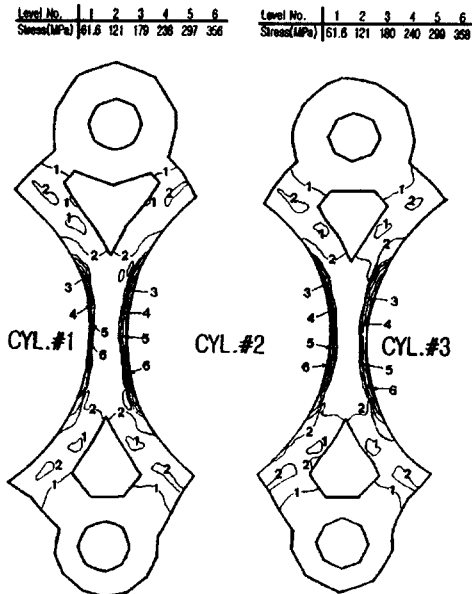


Fig. 8 Distributions of thermal stress in the region of the top deck between two cylinders.(ceramic liner)

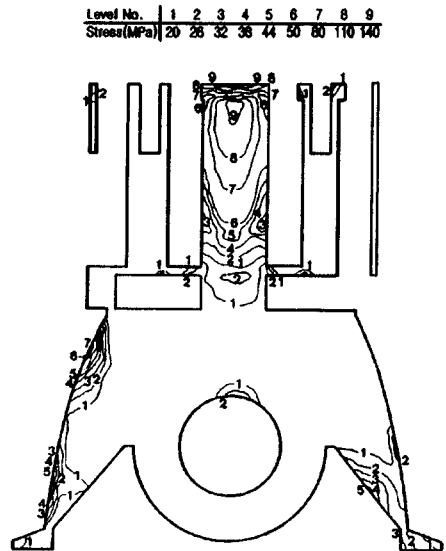


Fig. 9 Distributions of thermal stress of the vertical section between #2 and #3 cylinders. (ceramic liner)

로 증가하고 있음을 알 수 있는데, 비록 정상 운전 중의 저속 상태에서는 열응력으로 인한 문제 발생의 소지가 거의 없다고 하겠으나, 실제 기관의 운전 초기에는 기관 구성체의 온도가 상온이면서 고온 고압의 연소가스와 접촉은 불가피할 것이므로 본 연구와 같은 정상 상태 결과와 다른 열응력의 발생을 예측할 수 있다. 따라서 상온에서부터 시작되는 비정상 열전도 해석 및 그에 따른 열응력 해석을 통하여 시동 초기의 구성체의 열적 거동 해석을 수행하여 보는 것이 필요하나 이는 엄청난 계산 시간과 시동 초기부터 정상 운전 진입시까지의 연소가스의 상태와 냉각수의 온도 및 열전달 계수를 구해야 하는 여러 가지 어려움이 있다. 기관이 가열되어 정상 운전 상태로 진입한 후에는 회전수가 높아짐에 따라 발생 열응력이 상당한 폭으로 증가하게 되는데, 비록 최대 열응력이 발생하는 부분은 최고 온도가 발생하는 부분과 완전히 일치하지는 않으나 그 인접 지역으로서 2500 rpm의 경우 230℃의 높은 온도에 도달하기 때문에 출력 증가를 위하여 가스압의 온도와 압력을 증가시키는 방법을 채택할 경우 더 높은 응력과 고온의 발생이 예상되므로 크립(creep)으로 인한 영구 변형 가능성에 대한 연구도 병행되어야 할 것으로 사료된다.

3.2 열변형 특성

열전도 해석에 근거하여 실린더 블럭의 각 부분에 발생하는 열변형량을 계산하고, 2000 rpm의 운전 조건에서 상판에서의 열변형 형상을 확대하여 Fig.10에 점선으로 도시하였다. 이 그림으로부터 전체적인 상판의 변형 형상은 온도 상승으로 인하여 외벽이 바깥으로 일정하게 팽창한 형태를 보여 주고 있음을 알 수 있다. 그러나 2번 실린더 보

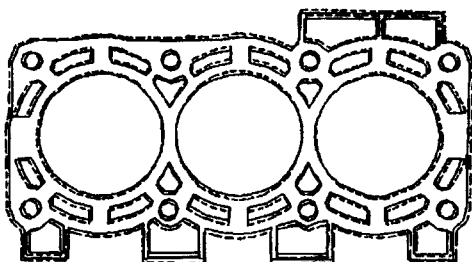


Fig. 10 Deformed shape of the top deck.(2000 rpm)

어의 변형 형상은 인접 실린더 내벽이 함해지는 길이 방향의 변위가 비교적 작은 반면, 길이에 수직한 방향의 변위가 크게 나타나므로 타원형의 변형 형상을 하고 있다. 1번과 3번 실린더의 보어 형상도 원형인 상태를 유지하지는 못하나 전체적인 변형 형상이 2번 보어보다는 양호한 편이므로, 2번 실린더 보어의 변형 특성을 높이 방향으로 살펴 보기 위하여 보어를 포함한 중심 단면의 변형 형상을 Fig.11에 도시하였다.

이 그림을 살펴 보면 길이에 수직한 방향의 보어 반경은 높이에 따라 경사진 형태의 변형을 하고 있음을 알 수 있다. 즉 보어 상부는 열팽창이 큰 고온 영역에 해당하므로 바깥으로 많이 이동한 반면 아래 방향으로 갈수록 변위가 줄어들어 역사다리꼴의 형태를 나타내게 된다. 이와 같은 2번 실린더 보어의 변형 형상을 세밀히 관찰하기 위하여, Fig.12에 표시한 기준 절점에 대하여 길이 방향(x 방향)과 그 수직방향(y방향)의 변위를 도시하였다. 먼저 길이 방향의 변형 형상을 살펴 보면 상판에서의 팽창이 그 바로 아래 부분보다 크고 밑으로 내려 오면서 변위가 증가하는 경향을 보임으로써 단지형의 변형 형태를 나타내고 있다. 이 때 변형 후의 보어 지름의 최대 증가폭은 0.0191 mm로 하사점 근처에서 나타났으며, 보어 지름의 최소 증가폭은 상판 바로 아래 부분에서 0.0118 mm를 기록하

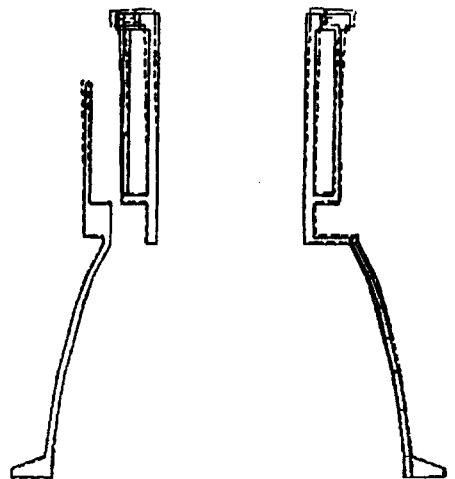
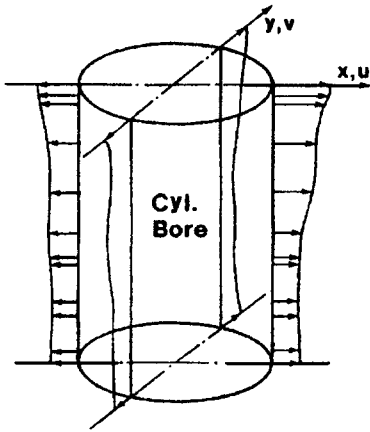
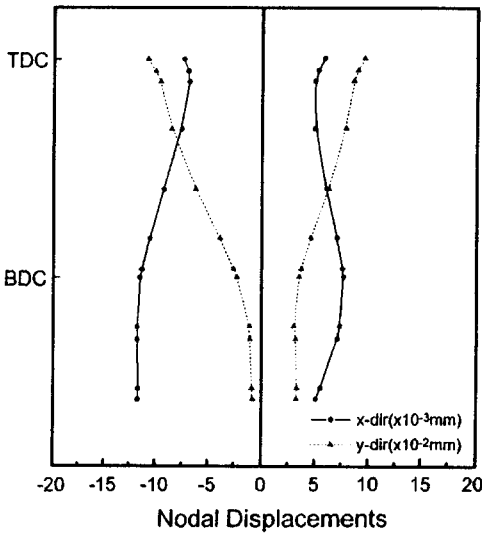


Fig. 11 Deformed shape of the vertical section of #2 cylinder.(x=0, 2000 rpm)



(a) Reference points



(b) Directional displacements

Fig.12 Reference points and their directional displacements of the #2 cylinder bore.

므로써 최대, 최소 지름의 차이는 0.0074 mm의 아주 작은 값을 나타냈다. 길이에 수직인 방향의 변위는 전술한 바와 같이 x방향의 변위보다 훨씬 큰 값을 갖는다는 것을 알 수 있다. 높이에 따른 지름의 증가량은 상판 위의 절점에서 가장 큰 0.2025 mm를 나타냈으며, 이는 보어 가장 아래 부분에서 발생하는 0.0401 mm의 최소 변위보다 0.1624 mm 큰 값을 기록하므로써 길이에 수직인 상하 단면의 전체적인 변형 형상은 역사다리꼴을 하고 있

는 것을 볼 수 있다. 높이방향으로 전체 보어의 변형 형상을 살펴 보면 실린더 윗 부분에서는 y방향의 변위가 동일 높이에서의 x방향 변위보다 크기 때문에 장경이 y축을 향하는 타원 형상이 되나 아래로 진행할수록 원형에 가까워지게 되며, 하사점 근처에서는 반대로 장경이 x축을 향하는 타원 형상을 나타내게 된다.

한편 실린더 라이너의 소재를 세라믹으로 대체했을 때 상판 부분에서 나타난 최대변위의 크기는 0.131 mm로서 동일 운전 조건에서 주철 라이너의 0.169 mm보다 상당히 작은 값을 나타냈다. 또한 2번 실린더의 수직 단면에서의 변형 형상은 변위의 크기를 제외하고 전체적인 변형 형상이 주철 라이너의 경우와 동일하였으며, 이 단면에서 발생하는 최대변위의 크기는 0.12 mm로서 주철 라이너보다 0.04 mm 작은 값을 나타내므로, 열적 변형 특성 면에서는 세라믹 재료가 상당히 긍정적인 측면을 갖고 있다고 생각할 수 있다.

이러한 결과를 토대로 발생할 수 있는 문제점을 지적한다면 보어의 열변형이 과다하여 피스톤과의 간격이 적당하지 못하면 기관의 성능을 저하시키는 여러가지 현상이 발생할 수 있다는 것이다. 즉 보어의 반경 방향으로의 팽창량이 균일하지 못하면 반경이 작은 부분에서는 스커피(scuffing) 현상이 일어나서 피스톤을 손상시킬 뿐 아니라 마찰 증가로 인하여 많은 동력 손실을 초래하게 된다. 반면 반경이 넓은 부분에서는 피스톤 옆면이 내벽을 치는 슬랩(slap) 현상으로 소음이 증가할 뿐 아니라 연소 가스의 누출로 인하여 효율 감소와 윤활유 소모의 증가를 가져올 가능성이 있다. 이러한 현상을 방지하기 위해서는 실린더 블록의 형상 변화에 의한 열변형 특성의 개선보다는 피스톤의 열변형을 고려한 최적 치수의 선정이 바람직하며 따라서 추후 이와 관련된 연구가 동시에 진행되어야 할 것으로 사료된다.

4. 결 론

본 연구에서는 경승용차용 실린더 블록을 대상으로 여러 운전조건에서 불균일 온도분포에 의한 열응력 해석을 수행하였으며, 그 결과를 요약해 보

면 다음과 같다.

1. 각 운전조건에서 최대 열응력은 두 실린더의 내벽이 합해지는 상판 표면의 바로 아래 부분에서 발생하였으며, 실린더 내벽의 아래 방향을 따라 열응력의 크기가 급격히 감소하는 경향을 나타내므로 열응력이 문제될 수 있는 부분은 상판 인접 지역으로 한정할 수 있다.
2. 세라믹 라이너의 경우 열응력의 최대값은 주철 라이너의 3배에 해당하는 481 MPa을 기록하였으며, 보어의 내벽 표면 근처에서는 매우 높은 응력이 발생할 뿐 아니라 약 1 mm 거리를 두고 177 MPa 정도의 큰 응력 변화율을 나타냈다.
3. 각 운전조건에서 열응력은 고온 발생 인접 구역에서 큰 값을 나타내므로 출력 증가 방안을 적용할 경우에는 크립에 대한 연구도 병행해야 할 것으로 생각된다. 또한 신소재를 구성체의 일부로 채택시에는 고응력 발생 부분에서의 열적 피로로 인한 크랙 발생 가능성에 대한 연구도 필요할 것으로 사료된다.

참고문헌

1. T. Morel, S. Wahiduzzaman, D.R. Tree and D.P. DeWitt, "Effect of Speed, Load, and Location on Heat Transfer in a Diesel Engine - Measurements and Predictions", SAE 870154, 1987, pp.4.54 - 4.65.
2. K. Dao, O.A. Uyehara and P.S. Myers, "Heat Transfer Rates at Gas - Wall Interfaces in Motored Piston Engine", SAE 730632, 1973, pp.2237 - 2258.
3. C.C.J. French and K.A. Atkins, "Thermal Loading of a Petrol Engine", Proc Instn Mech Engrs, Vol.187 49/73, 1973, pp.561 - 573.
4. H. Hassan, "Unsteady Heat Transfer in a Motored I.C. Engine Cylinder", Proc Instn Mech Engrs, Vol.185 80/71, 1970 - 71, pp. 1139 - 1148.
5. C.C.J. French, "Problems Arising from the Water Cooling of Engine Components", Proc Instn Mech Engrs, Vol.184 Pt 1 No.29, 1969 - 70, pp.507 - 542.
6. N.D. Whitehouse, "Heat Transfer in Compression-

Ignition Engines ; First Paper : Heat Transfer in a Quiescent Chamber Diesel Engine", Proc Instn Mech Engrs, Vol.185 72/71, 1970 - 71, pp.963 - 975.

7. E.T. Vincent and N.A. Henein, "Thermal Loading and Wall Temperature as Function of Performance of Turbocharged Compression - Ignition Engines", SAE Trans., Vol.67, 1959, pp.478 - 494.
8. R. Bertodo and D. Razdan, "Optimization of Wet Cylinder Liner Designs for High Thermal Loadings", Proc Instn Mech Engrs, Vol.186 3/72, 1972, pp.29 - 44.
9. A. Garro and V. Vullo, "Some Considerations on the Evaluation of Thermal Stress in Combustion Engines", SAE 780664, 1978, pp.2563 - 2592.
10. Y. Nozue, H. Satoh and S. Umetani, "Thermal Stress and Strength Prediction of Diesel Engine Cylinder Head", SAE 830148, 1983, pp.1 - 7.
11. R. Bertodo and T.J. Carter, "Stress Analysis of Diesel Engine Cylinder Head", Strain Analysis, Vol.6, No.1, 1971, pp.1 - 12.
12. 김병탁, "소형 가솔린 기관의 정상 열전도 특성에 관한 연구", 한국박용기관학회지, Vol.21, No.3, 1997, pp.49 - 59.
13. K.J. Bathe, "Finite Element Procedures in Engineering Analysis", Prentice - Hall, 1982.

저 자 소 개



김병탁(金秉탁)

1960년 2월생. 1983년 고려대학교 기계공학 학과 졸업. 1988년 고려대학교 대학원 졸업(석사). 1992년 동대학원 졸업(박사). 1993년~현재 부경대학교 기계·자동차공학부 교수. 당학회 회원