

<論 文>

내연기관 피스톤의 열부하 해석을 위한 경계조건 설정에 관한 연구

정동수* · 조용석* · 최현오* · 이진형**

(1987년 10월 19일 접수)

A Study on Boundary Conditions of Piston Thermal Loading Analysis in Internal Combustion Engines

D. S. Jeong, Y. S. Cho, H. O. Choi and Z. H. Lee

Key Words : Piston Design(피스톤 설계), Finite Element Method(유한 요소법), Temperature Distribution(온도분포), Thermal Loading(열부하), Electrolytic Tank Analogue(전해 탱크 상사법), Thermal Circuit(열회로), Heat Flow(열유동), Heat Transfer Coefficient(열전달 계수)

Abstract

The assignment of boundary conditions for the piston thermal loading analysis in internal combustion engine has been tested using the thermal circuit method with an engine simulation program. In an attempt to examine the accuracy of the employed boundary condition, another thermal boundary condition has been sought for through the electrolytic tank analogue method. Comparison of calculated temperature distributions obtained from these two boundary conditions with measured temperature values reveals that the electrolytic tank analogue method gives excellent agreement. However, the thermal circuit method has been found to be reasonable for practical applications, if modified partially.

기 호 설 명

A : 피스톤 특정요소 표면적

E : Young 계수

h : 열전달 계수

K : 절대 온도

k : 열전도도

m : 눈금계수

R : 저항치

$(R)_1$: 에어 갭(링과 링홈 상부)을 통한 저항

$(R)_2$: 에어 갭(링과 링홈 하부)을 통한 저항

$(R)_3$: 오일 갭(링과 실린더 벽)을 통한 저항

$(R)_2$: 오일 갭(링 랜드와 실린더 벽)을 통한 저항

R_2 : 링을 통한 저항

R_4 : 실린더 벽을 통한 저항

R_5 : 실린더 벽에서 냉각수로의 열유동 저항

T : 온도

\bar{T} : 온도 평균값

T_g : 가스 온도

T_c : 냉각수 온도

t : 시간

T_o : 오일 온도

ΔU : 전위차

γ : 팽창계수

ρ : 전해질의 저항치

* 정회원, 한국기계연구소 기계공학부

** 한국과학기술대학 재료공학부

1. 서 론

내연기관에서 피스톤의 마찰손실은 엔진전체의 기계적 손실에서 큰 비중을 차지한다. 피스톤에서의 주된 마찰은 피스톤 링 및 스커트와 실린더 라이너사이에서 발생하는데, 이 마찰손실을 최소화하도록 피스톤과 실린더 라이너를 설계해야 한다. 실린더 라이너는 주철로 만들어지는 반면 피스톤은 관성력을 줄이기 위해 알루미늄 합금으로 만들어진다. 알루미늄 합금의 열팽창도는 주철보다 약 80%가 크므로, 실린더 라이너보다 상대적으로 피스톤의 열변형이 더 커지게 되어 이 두 부품의 열변형 상관관계를 고려한 설계가 요구되고 있다⁽¹⁾.

피스톤에서의 온도분포와 열변형에 대한 연구는 컴퓨터의 개발과 더불어 유한 차분법 혹은 유한 요소법으로 보다 근사적으로 쉽게 결과에 접근할 수 있어 널리 사용되고 있으나 이러한 방법에도 입력으로 주어지는 경계조건의 정확성에 따라 결과는 크게 달라지게 된다. 경계 조건을 정하는 방법은 여러가지가 있으나 그 중 대표적으로 Li⁽¹⁾에 의한 열회로 저항법과 Ramchandani⁽²⁾, Woschni⁽³⁾에 의한 전해탕크 상사법을 들 수 있는데 열회로 저항법은 이론적인 방법인 반면에 전해탕크 상사법은 먼저 피스톤 경계면의 온도값을 알아야 하고, 이 값을 이용해서 경계조건을 구하는 실험적인 방법이다. 이 밖에 실험적인 데이터와 거험에 의해 경계조건을 부여하는 방법도 사용되고 있다⁽⁴⁾.

본 논문에서는 피스톤의 온도분포 및 열변형을 유한요소법에 의해 분석할 경우 입력 데이터로 주어질 경계조건은 Li⁽¹⁾가 사용한 열저항 회로법을 근거로 하여 여기에 경험치를 부여하는 방법으로 초기 설정치를 구하고, 또 전해질 탱크 상사법에 의한 실험적인 방법으로 결과를 구하여서 두 결과를 비교 검토하고자 한다.

2. 열전달 경계조건의 설정

피스톤의 온도분포와 열유속을 정확히 예측하기 위해서는 연소가스측과 냉각수 측에서 정확한 열전달 경계조건을 알아야 한다. 그러나 엔진 형상의 복잡성과 많은 영향인자들로 인해 정확한 경계조건을 얻는 것은 불가능하므로 가능한한 단순화시킨 가정을 도입해야 한다. 피스톤의 열전달은 일반적

으로 3차원이며 비정상 상태이지만 연소가스 온도의 사이클간 변동량에 비해 피스톤의 온도변화는 매우 작으며, 알루미늄 피스톤의 경우 표면에서 2 mm 이상의 깊이에서의 온도변화는 무시할 정도이므로, 피스톤의 열전달 현상을 다음과 같이 가정할 수 있다⁽¹⁾.

- (1) 정상 상태
- (2) 열적 물성치는 불변
- (3) 축대칭

(4) 연소가스측과 냉각수측 양쪽의 열전달 경계조건의 설정에 사용되는 온도와 열전달 계수는 엔진 운전조건에 적합한 시간 평균값을 택한다.

피스톤은 연소가스로 부터 받은 열을 링과 링랜드, 피스톤 밀면, 스커트의 3부분으로 방출하게 되는데 이중 피스톤에 유입되는 열량을 결정하기 위한 경계조건인 피스톤 크라운 부위의 평균 열전달 계수와 연소실내의 평균 가스온도는 해석적으로 구할 수 있다. 피스톤에서 방출되는 열량은 각 표면의 열전달계수에 따라 좌우되는데 피스톤에서 링과 링랜드, 스커트를 통한 열방출은 열량이 궁극적으로 냉각수에 흡수되기 까지는 많은 매체를 거쳐야 하므로 매우 복잡하기 때문에 열전달 계수를 결정하기 위해서는 경험적인 방법과 해석적 방법이 병행되어야 한다⁽¹⁾.

2.1 피스톤의 열유입

연소가스로 부터 피스톤크라운으로 유입되는 열량을 결정하기 위해 필요한 평균가스 온도와 평균 열전달 계수를 해석적으로 구하기 위한 식은 다음과 같다.

$$\bar{T}_g = \frac{\int_{t_1}^{t_2} h T_g dt}{\int_{t_1}^{t_2} h dt} \quad (1)$$

$$\bar{h} = \frac{1}{\Delta t} \int_{t_1}^{t_2} h dt \quad (2)$$

T_g 와 h 의 계산은 디젤엔진 시뮬레이션 프로그램⁽⁵⁾을 이용하였으며 이 프로그램에서 h 의 값은 Annand⁽⁶⁾의 실험식을 적용, 엔진 사이클중에서 가스 교환 과정과 압축 과정은 대류 열전달만 고려하고 폭발 팽창 과정에서는 대류와 복사 열전달이 함께 고려 되어 있다.

2.2 피스톤의 열방출

피스톤에서 열이 방출되는 상로중에서 링과 링랜드를 경유하는 열전달 특성이 제일 복잡하기 때문

에 이곳의 열전달계수를 결정하기 위해서 Fig. 1과 같은 열회로개념에 기초를 둔 분석 기법을 채택해서 $Li^{(1)}$ 가 적용한 열저항값을 근거로 본 논문에서 선정된 엔진 조건과의 차이점인 링과 흡사이의 간격, 피스톤과 실린더벽과의 간격, 링과 실린더벽의 각 열전도성 등을 감안하여 열저항값을 달리 부여하기로 한다.

링을 통한 열전달은 Fig. 1에서와 같이 링흡의 윗면이나 아랫면을 통해 링과 윤활유막을 거쳐 실린더라이너로 전달되어 냉각수로 흡수된다. 운전중의 엔진에서 링은 링흡의 어느 한 곳에 고정되어 있지 않고 위아래로 움직이게 되는데, 일반적으로 엔진 사이클의 3/4은 링흡 아랫면과 접촉하고 1/4은 링흡 윗면과 접촉한다고 볼 수 있으므로 에어 갭 (air gap)과의 접촉시간을 고려하여 각 저항값을 결정한다. 또한 링과 실린더 벽사이의 윤활유막 두께는 설계시의 간극공차를 고려하여 저항값을 정한다.

링랜드면에서는 Fig. 1에서와 같이 가스막과 윤활유막을 통하여 실린더벽으로 전달되므로 링랜드면과 실린더벽 사이에있는 막의 상태에 따라 열유동저항이 좌우된다. 실험용 엔진은 경운기용 단기통 간접분사식 디젤엔진 (8PS/2200 RPM, 피스톤 직경 92mm, 행정 95mm)으로 압축링이 3개, 오일링이 2개로 되어 있어 톱랜드 부에는 거의 가스로 차있다고 볼 수 있으며 제 2번 랜드에서 아래로 내려갈수록 가스막의 비율이 줄어 들고 윤활유막의 비율이 커질 것이다. 따라서 톱랜드부는 고온의 연소가스가 차 있고 실린더벽과의 간극이 제2번 랜드

보다 0.27~0.32mm정도 크기 때문에 열전달이 거의 없다고 판단된다. 다른 링랜드 부위에서의 열전달계수는 가스막과 윤활유막의 조성비율에 따라 달라지는데 $Li^{(1)}$ 가 제시한 열유동저항치를 근거로 하여 디젤엔진의 피스톤 사양 및 특성을 고려해서 각 저항을 결정한다.

크라운 밑면에서의 열전달은 표면에 형성되는 윤활유막을 통해 윤활유 공기 혼합물질로 전해져 오일팬의 오일로 흡수되므로 비교적 단순하다. Goyal⁽⁴⁾은 오일 제트 냉각 시스템과 오일 스프레이 냉각시스템으로 크게 양분하여, 후자의 경우 열전달계수의 값을 일률적으로 $5 \times 10^{-4} W/mm^2K$ 로 정하였고, Pachernegg⁽⁷⁾는 $3.6 \times 10^{-4} - 5.6 \times 10^{-4} W/mm^2K$ 로 정하였다. $Li^{(1)}$ 는 가솔린 엔진의 경우 크라운 바로 밑면 부위를 $5 \times 10^{-4} - 8 \times 10^{-4} W/mm^2K$ 로 정하였고 스킨트 부위에는 오일에 의한 냉각 효과는 극소하다고 간주하였다. 본 연구에서는 피스톤의 밑면을 2개 부분으로 구분하여 열전달계수를 부여하였다.

스킨트와 실린더벽 사이에 있는 윤활유막에는 점성마찰로 인해 열이 발생하는데, 이 마찰열이 피스

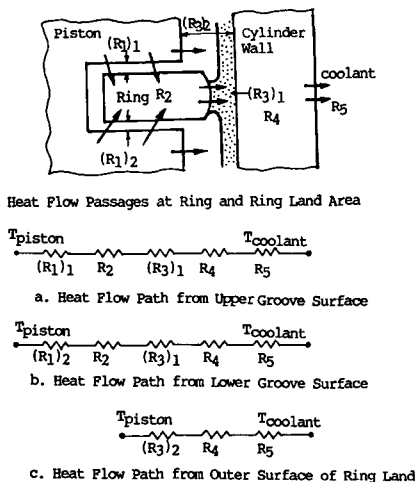


Fig. 1 Thermal circuits for heat flow

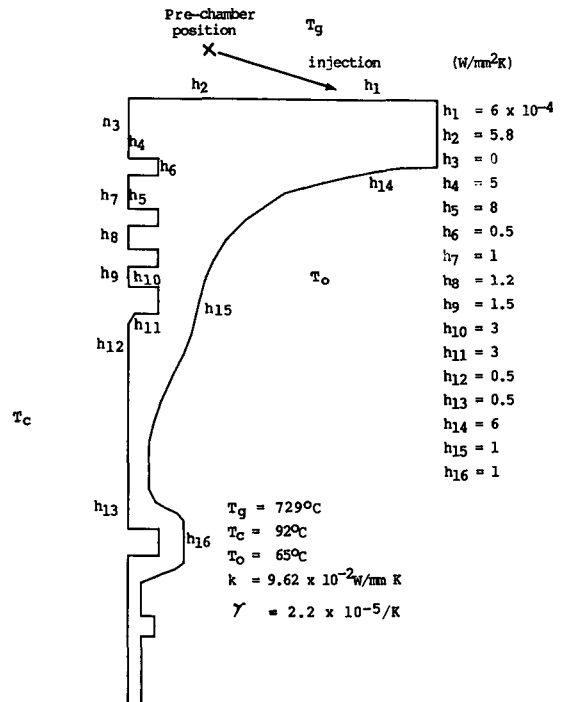


Fig. 2 Boundary conditions of the piston resulted from the thermal circuit method

톤에서 방출되는 열과 비슷하므로 열유동저항이 상당히 커지게 된다. 이 부분의 열전달 계수의 결정은 해석적으로 구하기 어려우므로, 실제로 측정된 값들로 미루어 보아 거의 열유동이 없는 점을 고려하여 값을 낮게 설정하였다. 이러한 해석적인 방법과 경험적인 방법을 이용하여 정해진 피스톤의 각 부분 열전달 계수 등 경계조건은 Fig. 2와 같다.

3. 전해 탱크 상사법

열전달 문제에 널리 상용되고 있는 전기적 상사법에는 geometric법, network법 그리고 혼합형으로 나눌 수 있는데 본 실험에서는 정상 상태의 문제만을 취급하므로 geometric법이 적합하다⁽⁶⁾. Geometric법에는 탱크법과 conduction sheet법이 있는데 본 실험에서는 탱크법을 채택하였으며, Fig. 3은 전해 탱크 상사법의 시뮬레이션을 위한 블록 다이어그램(block diagram)을 나타내고 있다. 여기서 열유량은 전류, 온도차는 변위차로 표시되며, 부품의 외곽은 눈금 계수 m 의 플라스틱 모델로 구성되어 있다. 상사 탱크는 전해물질로 채워지고 특정부위에 전극과 가변저항을 이용하여 전압을 공급한다. ΔU 는 평균가스온도와 냉각매체의 온도차를 나타내고, 가변저항의 저항치는 열전달 계수로 환산된다.

전해질 탱크 상사법 실험에서는 탱에 구리 전극을 설치하는데 다른 경계조건이 적용되는 부분에는 각각의 전극을 설치해야 하고 이 사이에는 절연핀으로 절연시켜야 한다. 절연핀을 설치했을 때 이 핀들의 끝을 연결한 모양이 원래 피스톤의 모양과 같도록 하는 것이 정확한 방법이다.

피스톤 모델에 설치된 각 극판을 통해 극판전면의 일정한 점에 그곳의 온도차에 해당하는 전압이 걸리도록 가변저항을 적절히 조절한다. 이 과정의 수행을 크라운부, 측면, 밑면에 있는 전극에 대해서도 같은 방법으로 행한다. 일정부위 가변저항의 저항치 변화는 나머지 부분의 전위차에 영향을 미치지 않으므로 시행착오나 반복과정을 거쳐 모든 점의 온도 측정온도가 일치하도록 한다.

전해 탱크상사법으로 시험하여 얻어진 측정 데이터로부터 열전달 계수는 다음과 같이 결정된다.

$$h = m \cdot k\rho / (AR) \quad (3)$$

k : 열전도율

ρ : 전해물질의 전기저항

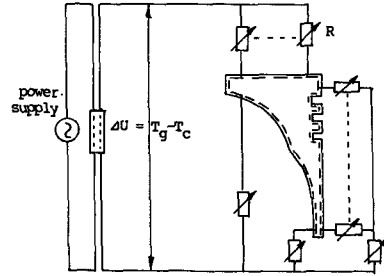


Fig. 3 Block diagram of the electrolytic tank analogue

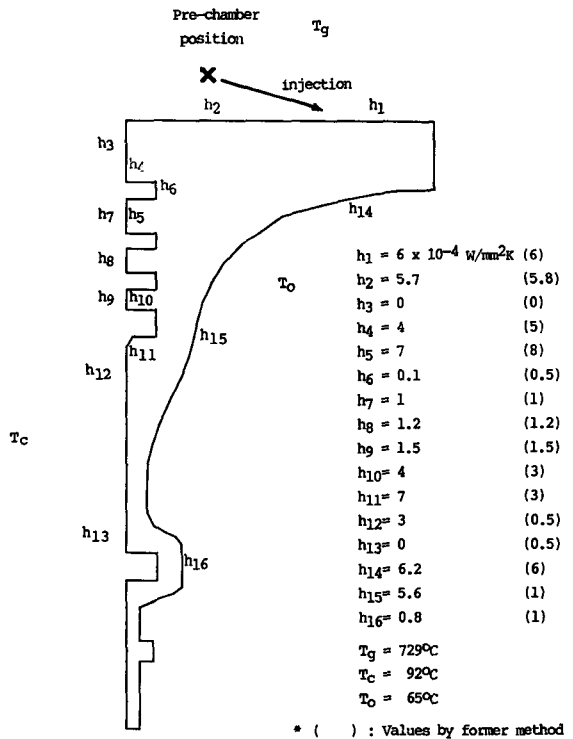


Fig. 4 Boundary conditions of the piston resulted from the electrolytic tank analogue method

R : 가변저항의 저항치

m : 눈금계수

A : 피스톤 특정요소 표면적

4. 결과 및 고찰

본 연구에서는 실험용 엔진으로 8마력 단기통 간접 분사식 디젤엔진(피스톤 직경 92mm, 행정 95mm)을 선정해서 작동 중인 엔진의 피스톤 온도를 기계식 링크와 열전대선을 이용하여 실제로 측정하

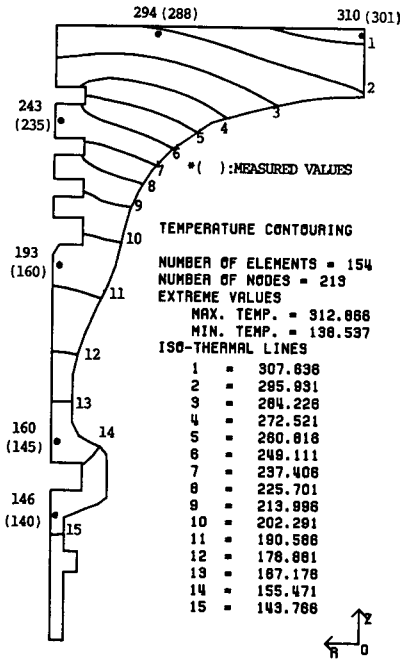


Fig. 5 The measured and calculated piston temperatures using B.C. by the thermal circuit method.

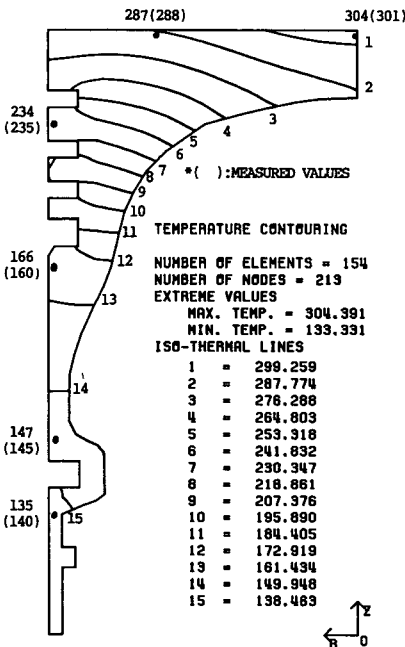


Fig. 6 The measured and calculated piston temperatures using B.C. by the electrolytic tank analogue method

었다. 또한 엔진 사이클 시뮬레이션 프로그램에 의해 연소실의 평균 가스온도를 구하였으며, 냉각수와 오일 온도는 측정에 의해 구하였다.

이러한 데이터를 이용하여 전해 탱크 상사법에 의해 열전달 계수값을 구한 결과는 Fig. 4와 같고, Fig. 2와 Fig. 4의 두 결과들을 이용하여 유한 요소법으로 온도분포를 계산하여 비교한 결과는 Fig. 5와 Fig. 6과 같다. 앞의 결과에서 볼때 전해 탱크 상사법에 의한 결과는 실측온도값과 근사하게 일치하고 있으므로 초기에 설정한 경계조건값을 전해 탱크 상사법에 의한 결과와 비교 검토할 수 있다.

피스톤의 크라운부의 열전달 계수값 h_1, h_2 는 초기 설정치와 전해탱크상사법 실험치 사이에 별 차이가 없으며, 간혹 크라운부위 전부분에 대해 열전달계수값을 획일적으로 부여하는 경우가 있으나⁽⁴⁾ 예연소실의 영향이 클 것이므로 예연소실의 위치를 감안하여 부분적으로 구분해주는 것이 바람직함을 알 수 있다.

피스톤 옆면의 링홈부위에서 홈의 윗면(h_4)이 아랫면(h_6)보다 열전달 계수가 작은 이유는 아랫면이 링과의 접촉빈도가 많기 때문이고 두 결과가 처음 서로 비슷하게 일치하고 있으나 초기 설정치 계산 때 고려한 저항보다 전반적으로 열저항을 더 많이 주어야 함을 알 수 있다. 링 홈 안쪽의 열전달 계수값 h_6 은 $Li^{(1)}$ 의 경우 단열로 가정하였으나 오일과 가스의 혼합체에 의한 어느 정도의 열전달이 있는 것으로 판단하여 초기 설정치를 0.5로 정하였는데 실험 결과는 단열은 아니지만 단열에 가까운 값인 0.1로 나타났다.

오일링 홈의 윗면(h_{10})과 아랫면(h_{11})의 열전달 계수값은 오일링의 위치상 폭발 압력의 영향권에서 멀리 떨어져 있고 링의 구조상 접촉면적이 적어 압축링 홈과 달리 조건을 주어야 타당할 것으로 판단하였지만 실험 결과 같은 조건을 부여하는 것이 바람직하였다.

스커트 부위의 열저항은 일정할 것으로 예상되었으나 스커트의 상부(h_{12})는 예상보다 열저항이 작고 반면에 스커트의 하부(h_{13})는 거의 단열상태로 나타냈는데, 이것은 스커트의 하부가 윤활유의 점성마찰열로 인해 열유동이 일어나지 않고 있다고 판단된다.

크라운 밑면의 경우도 열전달계수값을 획일적으로 부여하기도 하지만 실험 결과에서와 같이 크라운 바로 밑면과 스커트 내부면의 차이는 매우 크

로 구분해 주어야 할 것이다. h_{15} 와 h_{16} 의 경우는 거의 비슷한 조건으로 판단하였으나 결과에 의하면 h_{15} 는 크라운 바로 밑면의 h_{14} 경우와 비슷한 조건이 되며 h_{16} 처럼 거의 수직상태에서는 오일에 의한 냉각보다 오일과 공기가 혼합된 비산체와 접하고 있어 크라운 밑면의 다른 부위와 달리 현저하게 열유동이 어려움을 알 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 엔진 시뮬레이션 프로그램과 열회로저항법, 경험적인 방법등으로 경계조건을 설정하고 전해 탱크상사법에 의해 다른 경계조건을 구하였다.

서로 상이한 두 방법에서 얻어진 경계조건으로 유한요소법에 의해 온도분포를 구하여 실제 측정된 온도치와 비교검토한 결과 전해 탱크 상사법에 의해 구해진 경계조건이 상당히 정확함을 알 수 있었다.

전해탱크 상사법은 측정된 온도값을 미리 알고 있어야만 사용이 가능하므로 실제로 피스톤을 설계할 경우 피스톤의 사양결정을 위한 열부하의 해석에는 사용이 불가능하다.

따라서 본 연구에서는 열부하 해석에 필요한 경계조건을 설정을 위하여 엔진 시뮬레이션 프로그램의 사용외에 열회로 저항법 및 경험적인 방법을 적용하여 설정 결과의 정확성을 검토한 결과 비교적

만족스러운 편이며, 링홈과 크라운 밑면의 일부에 대해 설정방법을 개선하면 보다 더 정확성을 기할 것으로 판단 된다.

참 고 문 헌

- (1) Li, C. H., 1982, "Piston Thermal Deformation and Friction Consideration", SAE Paper No. 820086.
- (2) Ramchandani, M., Whitehouse, N. D., 1976, "Heat Transfer in a Piston of a Four Stroke Diesel Engine", SAE Paper No. 760007.
- (3) Woschni, G., Fieger, J., 1979, "Determination of Local Heat Transfer Coefficients at the Piston of a High Speed Diesel Engine by Evaluation of Measured Temperature Distribution", SAE Paper No. 790834.
- (4) Goyal, M., 1973, "Temperature Distribution in pistons", ASME.
- (5) Timoney, D. J., 1982, "Diesel Engine Simulation Program", Ricardo Consulting Engineers.
- (6) Annand, W. J. D., 1963, "Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines", Proc. of the Inst. of Mech. Engr., Vol. 177.
- (7) Pachernegg, S. J., 1967, "Heat Flow in Engine Pistons", SAE Paper No. 670928.
- (8) Rohsenow, W. N., Hartnett, J. T., 1973, "Handbook of Heat Transfer", McGrawHill.