

<논문> SAE NO. 933733

## 엔진 냉각유로 내의 유동에 관한 수치해석

### A Numerical Simulation of Flows in an Engine Cooling Passage

허 남 건, 윤 성 영, 조 원 국, 김 광 호  
N. Hur, S. Y. Yoon, W. K. Cho, K. H. Kim

#### ABSTRACT

Flow fields in model engine cooling passages are studied numerically by using TURBO-3D program, a finite volume based 3-D turbulent flow program adopting a general body fitted coordinate system. The effects of exit position on mass flow rate at each gasket hole are examined for a model cooling passage in order to understand the flow distribution inside the water jacket. The results of the present study can be applied to the design of high performance, high reliability engine.

주요기술용어 : CFD(전산유체역학), Coolant Passage(냉각수 통로), Gasket Hole(개스킷 홀) Flow Distribution(유동분배)

#### 1. 서 론

최근 자동차엔진의 개발이 소형화, 고성능화로 진행되어감에 따라 효율적인 냉각이 자동차 엔진의 설계시 중요한 설계요소로 대두되고 있다. 현재 대부분의 승용차에서 채택하고 있는 엔진의 냉각방식이 공냉식과 수냉식을 병용하도록 설계되어 있으나 엔진의 냉각이 대부분 냉각수에 의해 이루어지는 것을 고려한다면 엔진의 냉각유로 내에서의 유동해석은 효율적인 냉각유로 설계에 대한 기초연구로서 필수적이라 할 수 있다.

엔진의 냉각수 유동통로는 일반적으로 아주 복잡한 형상을 하고 있으므로 실험을 통한 실린더 냉각성능해석은 시험엔진 제작 등 많은 경비와

시간의 소요등 실제 적용하기에 많은 제약이 수반된다. 그러나 최근 컴퓨터의 급속한 발달과 전산 유동해석 기법의 발달로 인하여 전산 유체역학(CFD, Computational Fluid Dynamics)을 이용하는 방법을 사용하면 복잡한 통로의 형상에 관계없이 쉽게 해석이 가능하다. 또한 이 방법에 의하면 엔진의 개념설계단계에서 냉각 특성을 예측하여 곧바로 설계변경에 반영할 수 있는 이점과 경비 절감의 이점이 있으며, 실험에 의해서 얻기 어려운 유동장에 대한 상세한 정보를 얻을 수 있다.

외국의 경우, CFD를 통한 엔진의 냉각수 유동해석은 80년대 후반부터 주로, V형 엔진일 경우 각 탱크 간, 그리고 각 실린더간의 유동의 분배를

\* 한국과학기술연구원, 열유체공학연구소(KIST, Thermal/Fluids Engineering Lab.)

해석하여 주어진 냉각수 유량에 대한 최적 냉각을 구현하거나(Fig.1 참조), 열용력에 의한 엔진의 균열을 방지하기 위하여 냉각수 유동통로 각 부위의 열전달 계수를 구하는 것이었다. 그리고 가솔린 엔진의 노킹을 방지하고 혼합기의 충전 효율을 향상시키기 위한 연구로써 실린더 헤드의 연소실 부근 등 특정 부위의 냉각성능에 대한 해석이 진행되고 있다.<sup>1,2,3)</sup> 또한, 연소실의 열유속이 높은 지점에 냉각수가 빠른 속도로 통과할 수 있게 작은 직경의 유동통로를 만들어 필요한 부분을 냉각시키는 정밀냉각(Precision Cooling) 방법에 대한 실험적 연구도 진행되고 있으며<sup>4)</sup>, 최근에는 거의 대부분의 엔진설계에 CFD를 적용하고 있다. 그러나 국내에서는 아직 이에 대한 해석은 전무한 실정이다.

그러므로 본 논문에서는 4기통엔진의 실린더 주위의 냉각통로 모델에 대한 유동장을 본 연구실에서 개발한, 표준 k- $\epsilon$  난류모델과 경계고정 좌표계를 사용하는 Navier-Stokes방정식의 해석 프로그램인 TURBO-3D<sup>5,6)</sup>를 사용하여 수치해석을 수행하였다.

## 2. 유동해석 모델과 경계조건

실제 자동차 엔진 주위의 냉각유로와 같은 복잡한 형상을 가지는 물체 내에서의 유동장 해석에 일반 직교 좌표계를 사용할 경우 경계면을 정확하게 나타내기가 어려울 뿐만 아니라 격자계를 많이 형성시켜 컴퓨터의 기억용량을 지나치게 증대시킬 우려가 있다. 그러나 비직교 경계고정 좌표계를 사용할 경우 이러한 단점을 해결할 수 있으며 임의의 형상을 가진 물체 주위의 유동장도 쉽게 해석할 수 있다. 본 연구에서는 본 연구실에서 개발한 경계고정 좌표계를 사용하는 TURBO-3D 프로그램을 이용하였으며 냉각수의 유입방향과 유출방향이 같은 경우와 반대인 경우에 대하여 이에 따른 각 개스킷을 통과하는 유량의 변화와 총 압력손실을 해석하였다(TURBO-3D 프로그램의 상세한 내용과 그 적용 예는 참고문헌 5와 6을 참조바람).

계산모델은 Fig.2에 보이는 것처럼 실린더 주위의 냉각유로와 간단화된 엔진 헤드의 냉각유로

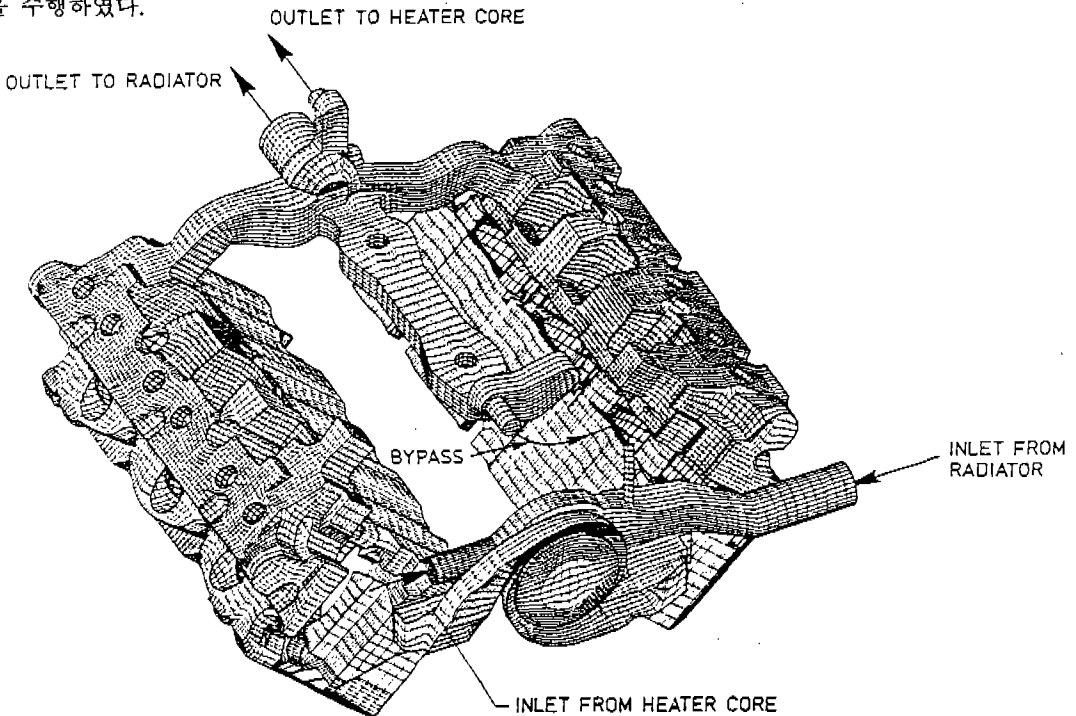


Fig. 1 Computational model of V6 engine cooling passage<sup>1)</sup>.

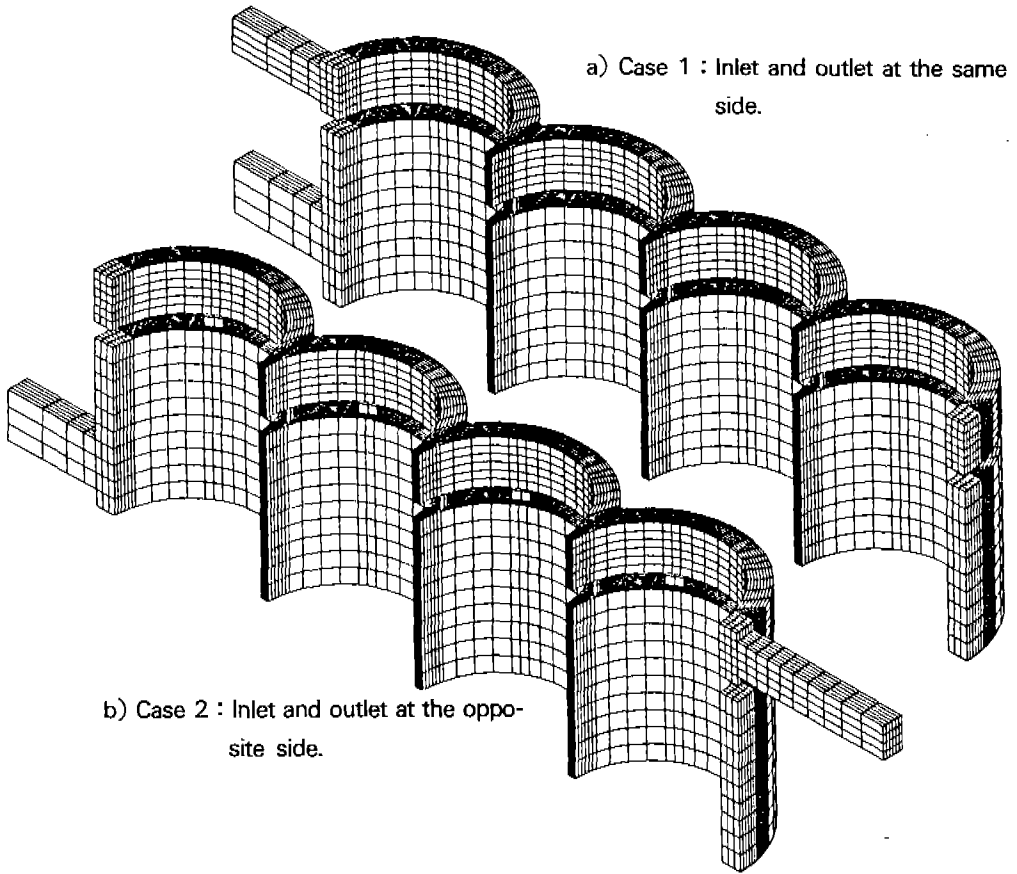


Fig. 2 Computational model of a model cooling passage.

그리고 그 사이를 연결하는 여러개의 홀(개스킷 홀)로 구성되어 있다. 개스킷 홀은 일반적으로 실린더 블록의 구멍보다 작게 만들어 이로써 전체적인 유량의 균형을 갖게 설계하지만, 본 연구에서는 계산의 편의상 실린더 블록의 구멍 크기만큼 열려있는 개스킷을 모델하였다. 실제 엔진은 헤드부분의 유로가 대칭형상이 아니며 개스킷 홀의 크기도 대칭이 아니지만, 계산에 사용한 모델은 유로가 대칭이라는 가정하에 실린더의 반만 사용하였다. 실린더 주위의 유로형태는 내경이 10cm, 외경이 12cm이며 실린더 블럭 길이, 폭, 높이는 각각 44, 12.5, 14cm이다. 본 연구에서는 냉각수의 유입구와 유출구가 같은 방향에 있는 것(Case 1)과 반대 방향에 있는 것(Case 2)의 모델에 대해서 수치계산을 수행하였다. Fig.3은 냉

각수가 실린더 블록으로부터 헤드로 올라가기 위해 통과하는 개스킷 홀의 구조를 나타낸 것으로서 모두 11개의 개스킷 홀이 60°간격으로 설치되었고 인접된 두 실린더 사이의 홀은 원형의 단면을 가지고 있으며 그 외의 개스킷 홀의 단면은 사각형 형상을 가지고 있다(개스킷 홀의 크기는 Table 1 참조).

이 계산을 위하여 사용된 격자수는 길이, 높이, 폭 방향으로 100x14x18개로서 총 25,200개의 cell을 사용하였고 이중 약 10000개의 cell 만이 실제 유동통로를 모델링하는 데 이용되었다. 전체적인 격자계는 두 실린더가 인접한 부분에 격자를 밀집시켰으며 개스킷 홀에서는 단면의 속도분포보다 이 부분의 유량이 더욱 중요하므로 적은 수의 격자로 모델링하였다.

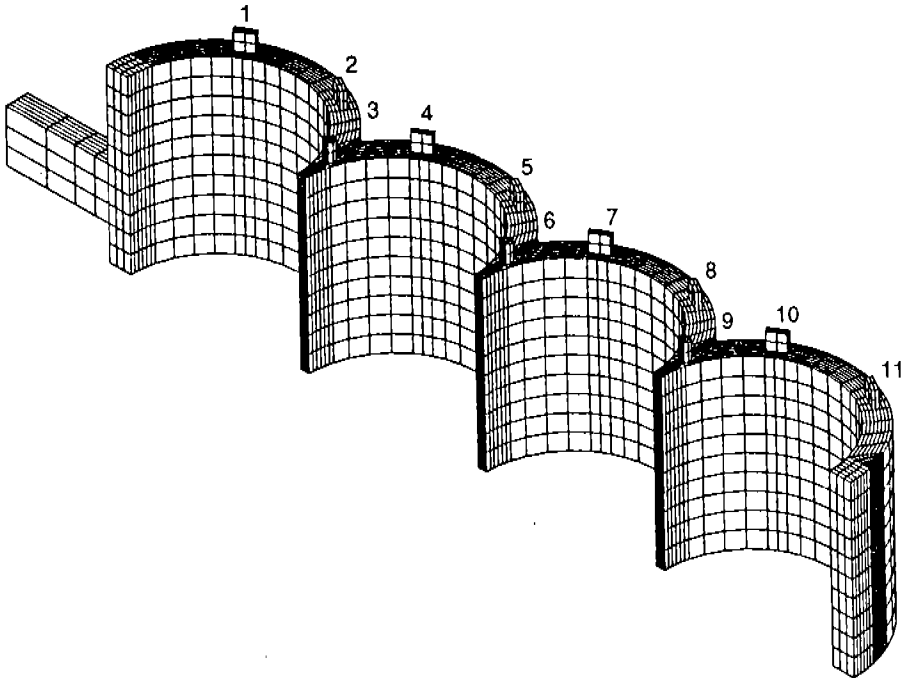


Fig. 3 Computational model of cylinder water jacket showing gasket hole numbering.

Table 1 Area and mass flowrate for case 1 and case 2

No.	Area (mm <sup>2</sup> )	Case 1		Case 2	
		Mass flowrate (10 <sup>-2</sup> Kg/s)	%	Mass flowrate (10 <sup>-2</sup> Kg/s)	%
1	30.6	10.1	11.9	6.80	8.0
2	30.6	9.68	11.4	7.05	8.3
3	26.6	7.42	8.6	6.36	7.5
4	30.6	8.30	9.8	7.00	8.2
5	30.6	7.91	9.3	7.12	8.4
6	26.6	6.43	7.6	6.45	7.6
7	30.6	7.39	8.7	7.92	9.3
8	30.6	7.30	8.6	8.42	9.9
9	26.6	6.18	7.3	7.38	8.7
10	30.6	7.12	8.4	9.87	11.6
11	30.6	7.01	8.3	10.5	12.4
-P(Pa)		1.87×10 <sup>4</sup>		1.93×10 <sup>4</sup>	

사용한 지배방정식은 비압축성 유체에 대한 정상상태의 Navier-Stokes 방정식으로 이를 직교 좌표계  $y$ 와 일반좌표계  $x$ 와의 좌표변환  $y^i=y^i(x')$ 의 jacobian  $J$ 를 구성하는 행렬  $\partial y^i/\partial x^j$ 의 jacobian  $J$ 를 구성하는 행렬  $\partial y^i/\partial x^j$ 의 cofactor  $\beta^m_j$ 를 사용하여 일반 경계고정 좌표계에서 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\frac{1}{J} \frac{\partial}{\partial x^i} (\rho u_m \beta^m) = s_m$$

$$\frac{1}{J} \frac{\partial}{\partial x^i} [(\rho u_m u^i - T_{mi}) \beta^m] = s^i$$

$$\frac{1}{J} \frac{\partial}{\partial x^i} [(\rho \phi - q_m) \beta^m] = s_o$$

여기서  $u^i$ 는 속도,  $\rho$ 는 밀도를 나타내며, 사용된 다른 변수는 다음과 같다.

$$T_{mi} = -P\delta_{mi} + \frac{1}{J} \mu \left( \frac{\partial u_i^j}{\partial x^n} \beta_m^n + \frac{\partial u_i^m}{\partial x^j} \beta_j^i \right)$$

$$q_m = \Gamma_0 \frac{\partial T}{\partial x^m} - \frac{1}{J} \beta_m^n$$

$$s_k = G - \rho \epsilon$$

$$\sigma_\epsilon = C_1 \frac{\epsilon}{k} G - C_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k}$$

위 식에서  $\mu$ 는 난류의 효과를 포함하는 유효 점성계수,  $\Gamma_0$ 는 스칼라량의 확산계수를 나타낸다.  $s_k$ 와  $s_\epsilon$ 는 각각 난류 운동에너지와 난류소산률의 생성항을 나타내고 난류강도의 생성률은  $G = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial y^j}$ 이다.

경계조건으로는 전술한대로 중간단면에 대칭 조건을 사용하여 유동장의 반만 계산하였다. 또한 냉각수 순환 펌프로 부터의 입구에서도 속도, 난류강도와 난류 소산률을 주는 입구조건을, 방 열기로의 출구에서는 유출 조건을 적용하였으며 나머지 벽에서는 난류의 벽면법칙을 사용하는 벽조건을 적용하였다. 입구에서는 가솔린 엔진의 일반적인 유입속도인  $u_{in} = 2m/s$ 를 주었으며, 난류강도는 입구속도의 7%를, 난류 소산률은  $C_p \rho k^{1.5}/1$ 의 식을 간략히 이용하였다. 이때 입구 평균 속도와 실린더의 입구의 수력직경을 특성길이로 한 Reynolds수는 65000이다.

### 3. 결과 및 검토

앞에서 설명한 경계조건에 대해서 실린더 주위의 냉각유로 내의 유동장을 수치계산에 의하여

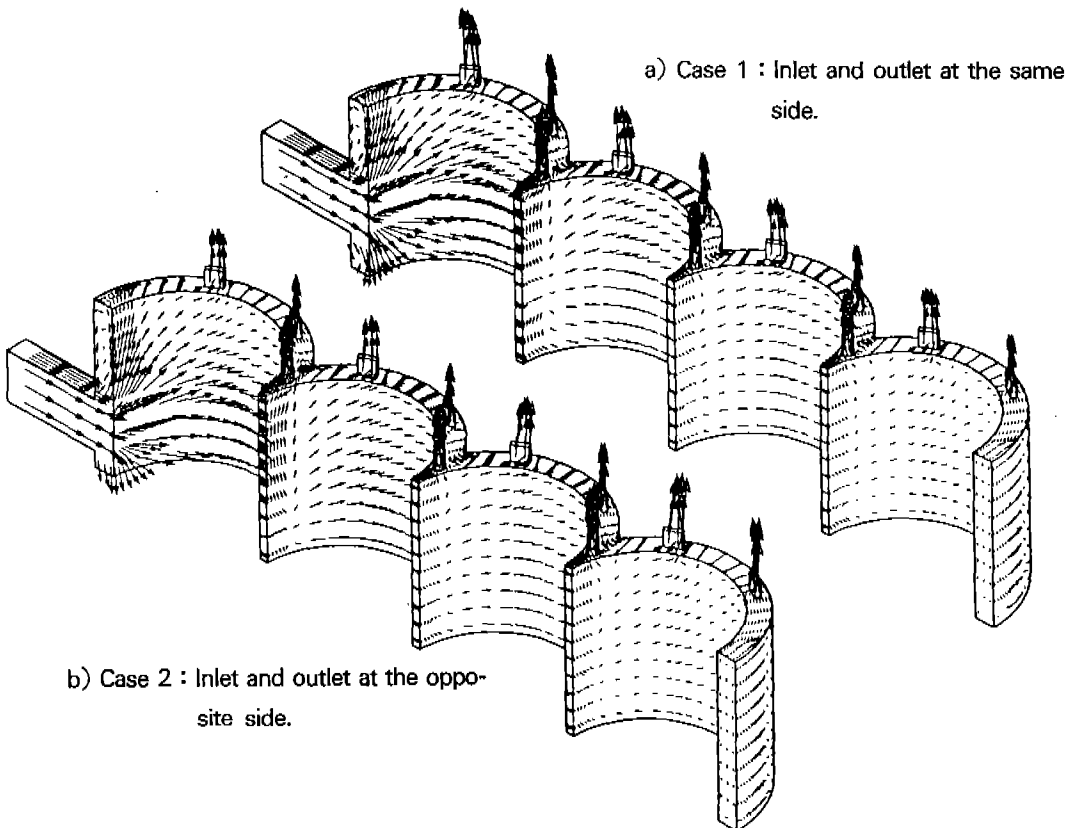


Fig. 4 Velocity vectors at cells adjacent to the cooling passage wall.

해석하였다. 계산은 2가지 경우에 대해서 동일한 경계조건을 사용하였고, 유동장은 정상상태의 비압축성 난류로 가정하고 난류계산은 표준  $k-\epsilon$  모델을 사용하였다. 계산은 모두 IRIS 4D-35/TG Work station(Main memory 16MB, 33MIPS)을 사용하였으며, 수립된 해를 얻는데도 약 190번의 반복계산에 약 4시간의 CPU시간이 소요되었다.

Fig4는 냉각수의 출구의 위치가 서로 다른 두가지 경우에 대한 계산 결과로 벽면에 인접한 계산 Cell에서는 속도 벡터를 나타낸 그림이다. Case 1의 경우는 출구의 위치가 입구와 같은 방향에 있으므로 개스킷 홀 1번을 통과하는 유로의 거리가 가장 짧고 따라서 유동저항을 가장 적게 받게 되므로 많은 양의 냉각수가 개스킷 홀로 빠져나가는 것을 나타내며 입구에서 먼 쪽의 실린더 블록을 냉각시켜주고 헤드로 빠져나가는 유량은 점점 적어지는 것을 나타낸다. 또한 대부분의 유동방향은 원주방향이고 두 실린더가 인접한 부분과 개스킷 홀 근처에서만 실린더 헤드로 들어가기 위한 상향유동으로 축방향의 속도 성분이 존재하는 것을 나타낸다. Case 2의 경우는 Case 1의 경우와 다르게 입구와 반대쪽의 개스킷 홀을 통과하는 유동의 속도가 가장 큰 것을 나

타내며 이는 실린더 헤드의 유로보다 블록의 유로가 넓어 유동저항을 적게 받기 때문에 11번 개스킷 홀을 통과하는 유선의 유동저항이 가장 적기 때문이다. 그림에서 두 경우 모두 입구에서 가장 먼 실린더 블록의 끝 부분에서는 유동이 거의 정지되어 있는 것을 볼 수 있으며 이러한 현상은 실제 엔진에서도 종종 나타나며 이를 해결하기 위해 개스킷 홀의 크기를 조정하는 방법이 많이 사용되고 있다.

실제 엔진의 냉각통로에서의 열전달 계수는 벽면과 인접한 격자에서의 속도의 크기와 난류강도의 크기에 영향을 많이 받으므로 Fig5와 Fig6에 각각 벽면과 인접한 격자에서의 속도 분포와 난류운동에너지 강도의 분포를 나타내었다. 두가지 경우 모두 속도와 난류강도의 변화가 개스킷 홀 부근에서 심하게 일어나고, 실린더 블록부분에서 분포는 경향이 서로 비슷하므로 단지 Case 1에 대한 결과만을 그림에 나타내었다. 속도 분포는 Fig5로 부터, 입구에서 유입된 냉각수가 실린더 벽에 부딪치게 되고 이후로 유동이 통과하는 단면적이 급격히 증가하므로 첫번째 실린더에서 속도가 크게 감속되는 것을 알 수 있다. Fig6은 냉각 유로내의 난류운동에너지 강도의

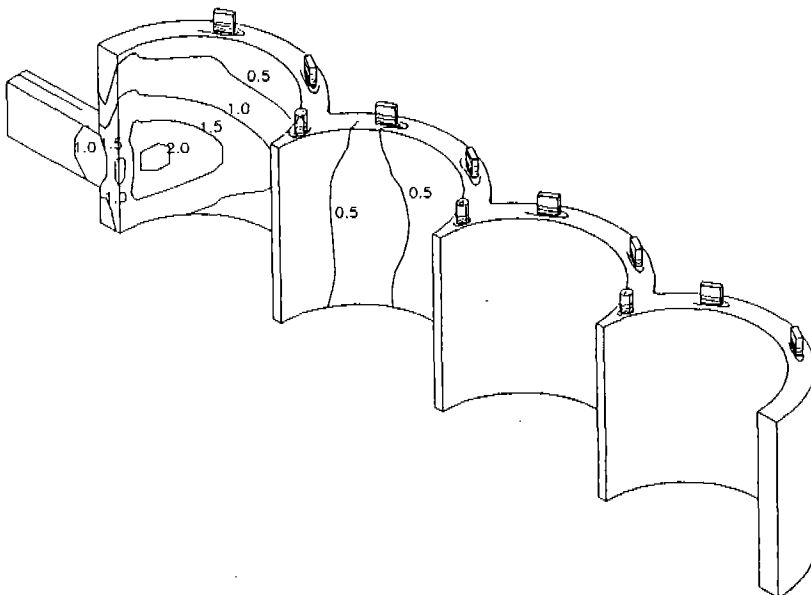


Fig. 5 Velocity magnitude contours at cells adjacent to the cooling passage wall for case 1(m/s)

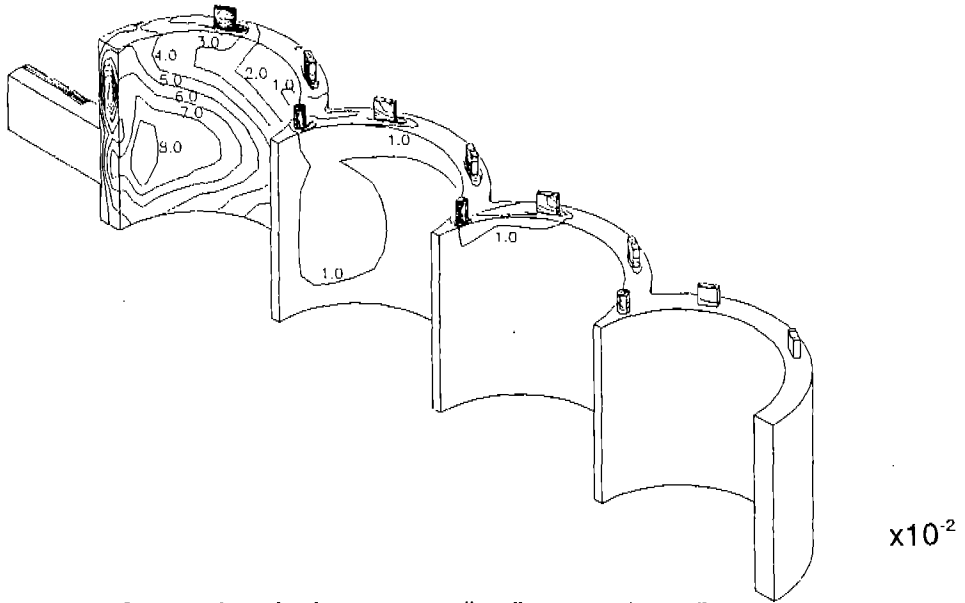


Fig. 6 Turbulent kinetic energy at cells adjacent to the cooling passage wall for case 1 ( $m^2/s^2$ )

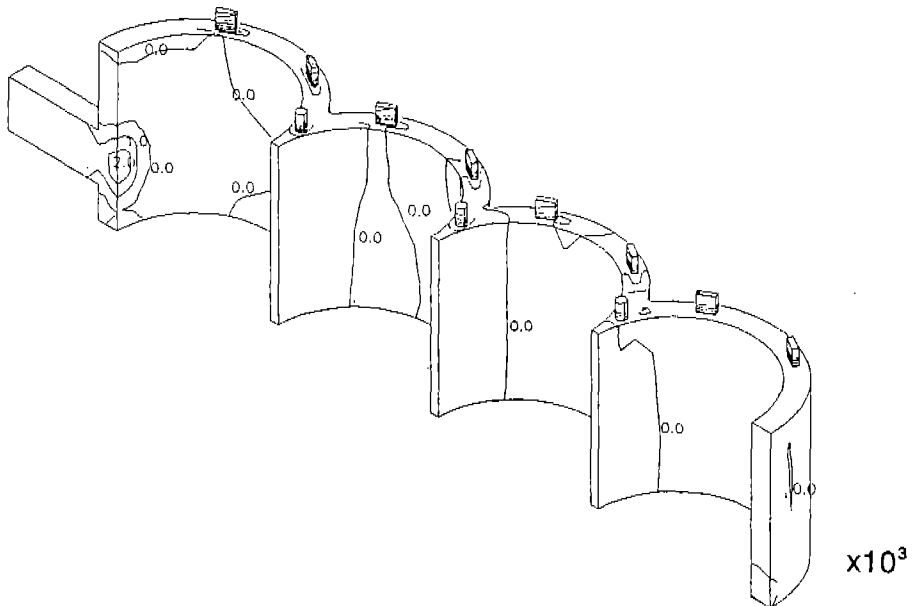


Fig. 7 Isobar contours at cells adjacent to the cooling passage wall for case 1 ( $N/m^2$ )

분포를 나타내며 속도의 변화가 심한 입구와 유동 단면적이 급격히 수축하여 속도가 급가속되는 개스킷 홀이 있는 실린더 블록의 상단부에서 높은 분포를 나타내고 그 밖의 부분은 낮은 값을 갖는

것을 나타낸다. 두가지 경우에 대한 난류운동에너지 강도의 분포 역시 서로 같은 경향을 가지는 것을 알 수 있다. 압력 분포는 Fig.7에 보여지며, 냉각수 순환펌프로 부터 들어온 유동이 정체되는

입구 실린더 벽이 가장 높은 압력을 갖는 것을 볼 수 있다. 또한 대부분의 압력 강하가 유동 저항으로 인하여 좁은 단면적의 개스킷 홀을 통과하면서 일어나는 것을 알 수 있다.

Table 1은 각 개스킷 홀의 단면적과 각각의 통과유량을 두가지 경우에 대해서 각각 보여주고 있다. Case 1의 경우 전술한 바와 같이 유동저항의 차이로 인하여 각 실린더를 지나면서 유량은 점점 감소되는 경향을 나타내고 있으며, 1번 개스킷 홀에서 마지막 홀에서 보다 냉각수가 전체유량의 약 3.5%가 더 지나가는 것을 알 수 있다. 반면 Case 2의 경우 냉각수가 각 실린더를 지나면서 개스킷 홀을 통과한 유량은 점점 증가하며 마지막 홀의 냉각수 유량은 1번 홀 보다 전체유량의 약 4.4%가 많음을 알 수 있다. 실제 엔진의 경우, 유량의 분포는 본 연구에서와 같이 간단하지 않으며, 이는 실린더 헤드의 복잡한 유동통로를 모델한 유동해석으로부터 정확히 예측될 수 있을 것이다.

전체 압력손실에 대한 결과는 Case 1이 18.7 kPa로서 평균 유동통로가 긴 Case 2(19.3kPa)보다 압력손실이 적게 발생하여 냉각수 순환을 위한 동력이 적게 소모되는 것으로 나타났다. 그러나 Case 1의 경우, 보다 많은 유량이 첫번째 실린더를 냉각하고 바로 출구로 빠져 나가기 때문에 그 이후의 실린더에 대한 냉각효과는 낮아지게 된다. 따라서 냉각 효율면에서는 Case 2가 더 유리한 것으로 나타났다. 실제 엔진 설계시에는 소요 동력 보다는 냉각 성능이 더욱 중요한 설계인자이며, Case 1과 같이 입구, 출구가 같은 방향에 있는 경우에는 입구에 가까운 지점의 개스킷 홀의 단면적을 아주 작게하여, 대부분의 유동이 입구 반대쪽 실린더 블록까지 도달하여 실린더 헤드로 올라와서 헤드의 연소실 부분을 차례로 냉각하고 출구로 나가는 U형 유동형태를 갖게 하는 것이 좋을 것이다.

#### 4. 결 론

자동차 엔진 주위의 냉각유로 내에서의 유동에

대하여 수치해석을 수행하였다. 계산은 입구와 출구가 같은 방향에 있는 것과 반대방향에 있는 것에 대하여 수행하여, 속도, 압력, 난류운동에너지 강도 등 복잡한 통로 내에서의 유동의 상세한 정보를 구하여 각각의 경우에 대해 비교 검토하였다. 전체 압력강하는 입구와 출구가 같은 방향에 있는 것이 반대방향에 있는 것보다 적게 발생하여 냉각을 위한 동력이 적게 소모되어 유리하게 나타났으나, 실제 엔진 설계상 더욱 중요한 실린더 블록의 냉각효율 면에서는 입구와 출구가 같은 방향에 있는 것의 경우 많은 양의 냉각수가 입구와 출구에 가까운 개스킷 홀을 통과하여 바로 흘러나가기 때문에 입구와 출구가 반대방향에 있는 것보다 낮은 것을 알 수 있었다. 본 연구에서는 엔진 냉각수 유동해석의 한 예를 보였으며, 본 연구의 결과는 향후 고성능 고신뢰도의 엔진설계에 응용될 수 있을 것이다.

#### 참 고 문 헌

1. N. Hur, "Coolant Flow Analysis, 3.3L and 3.8L V6 Engine", Analysis and Design Application Co. Report No.46-06-001, 1989.
2. N. Hur, G. Schmidt, and T. Marinaccio, "Coolant Flow Analysis of 7.6L Engine, Effect of Head Modifications", Analysis and Design Application Co. Report No.57-02-001, 1989.
3. F. N. Rossi and J. P. Lagassi, "Computer Simulation of Flow in a Thermal Engine Cooling System", Supercomputer Applications in Automotive Research and Engineering Development, Ed. C. Marino, A Cray Research, Inc. Book, pp.203-218, 1988.
4. I. C. Finlay, G. R. Gallacher, T. W. Biddulph, & R. A. Marshall, "The Application of Precision Cooling to the Cylinder-Head of a Small Automotive, Petrol Engine", SAE Paper No. 880263, 1989.
5. 허남건, 조원국, 윤성영, 김광호, "3차원 범용 유동해석 프로그램의 개발", 대한기계학회



- 92년도 추계 학술대회논문집(Ⅱ), pp.181-186, 1992.
6. 허남건, 윤성영, 조원국, 김광호, “3차원 자동차 주위의 유동장에 관한 수치적 연구”, 대한기계학회 '92년도 추계 학술대회논문집(Ⅱ), pp.172-176, 1992.