

## 선박용 디젤엔진의 냉각수 유동에 대한 수치해석적 및 이론적 연구

서용권† · 허성규\* · 정성식\*\*

(원고접수일 : 2007년 12월 12일, 심사완료일 : 2008년 1월 21일)

### Numerical and Theoretical Study on the Fluid Flow in the Cooling System of a Marine Diesel Engine

Yong-Kweon Suh† · Seong-Gyu Heo\* · Sung-Sik Chung\*\*

**Abstract** : Diesel engine is one of the most expensive and important components in a ship. Many researchers are interested in increasing the performance of diesel engines. Design of an optimum cooling system should also contribute to the enhancement of the performance as well as the efficiency of engines. In this study, we investigated the flow pattern within the cooling system of a marine diesel engine by using numerical simulation prior to the study of the heat-transfer problem. The engine cooling system is composed of five cooling units each unit containing a water-jacket and a cylinder head. Based on the calculated data, we also conducted theoretical analysis that can predict the flow-rate delivery in each of the five units.

**Key words** : Marine diesel engine(선박용 디젤 엔진), Cooling system(냉각 시스템), Water jacket(워터 자켓), CFD(전산유체역학)

#### 1. 서 론

중국, 인도, 러시아, 브라질 등 소위 BRICs 국가들의 주도하에 세계경제의 괄목할 만한 성장세에 의한 해운산업 경기의 호전 추세에 따라 다양한 해상 물동량의 급증으로 선박수요가 증가하게 되어 세계조선시장은 2003년을 전후로 해를 거듭할수록 활황세를 보이고 있다<sup>(1)</sup>. 이에 따라 조선기자재 산업의 호황이 계속되는 추세이고, 한국, 일본, 및 중국 등 세계적인 디젤엔진 공급사들은 생산설비의

확장 및 연구 개발에 박차를 가하고 있다.

최근 높은 출력과 운전효율 개선을 통한 에너지 절감 등 다양한 수요에 맞게 디젤엔진의 성능을 개선하기 위해서는 연소적인 측면 뿐만 아니라 엔진 냉각 시스템에 대한 연구가 절실하다. 최<sup>(2)</sup> 등은 자동차 디젤엔진 냉각시스템의 냉각수 온도와 유량 조절을 통하여 NOx 등 배기가스 배출량의 변동을 연구하였고 최<sup>(3)</sup>는 소형 박용디젤엔진의 열유속을 실험을 통하여 구하고 열전달 특성을 연구하였다. 또한 박<sup>(4)</sup> 등은 실린더 헤드 내 유로의 형상 변경

† 교신저자(동아대학교 기계공학부 교수), E-mail:yksuh@dau.ac.kr, Tel: 051)200-7648

\* 동아대학교 대학원

\*\* 동아대학교 기계공학부

에 따른 냉각수 유동을 실험을 통해 가시화 하였고 최 등<sup>[5]</sup>은 선박용 디젤엔진의 내부 표면온도를 실험적으로 측정하는 법을 고안하여 냉각시스템 해석을 위한 데이터를 제공한 바 있다. 하지만 냉각시스템 내 유동에 대한 체계적인 연구가 부족하고 대부분 제한적인 시험을 통해 연구가 진행되어 왔다. 전적으로 실제 시험에만 의존할 경우, 시행착오에 의한 개발 일정, 소용경비 증가 등의 문제가 적지 않으므로 이를 개선하기 위해서는 이론적 계산과 해석적 방법이 실제실험과 병행되는 것이 매우 바람직하다. 특히 개발 초기단계에서 이러한 이론적, 해석적 방법을 통한 엔진 냉각시스템의 성능예측이 가능하다면, 이를 설계 초기단계에 적용, 피드백(feed back)함으로써 개발기간 단축은 물론 막대한 개발비용 절감을 통해 디젤엔진 제품의 경쟁력 강화에 기여할 수 있다.

이에 본 연구는 선박용 디젤엔진 냉각 시스템의 성능개선을 위한 설계인자 확보와 더불어 유동해석 방법의 정립을 목표로 수행하였다. 전체 냉각시스템을 각각의 단일 냉각시스템으로 나누어 수행한 유동해석을 통해 냉각 시스템내의 유동을 수치적으로 가시화하였고 각 부분에서의 유량 및 압력 데이터 통해 냉각시스템의 압력강하와 유량계수 등을 산출하여 설계에 반영코자 한다.

## 2. 유동모델 및 수치해석 기법

### 2.1 유동모델

실제 디젤엔진은 5개의 실린더 유닛으로 구성되어 있으며, 각각의 실린더 유닛의 상부에는 동일형상의 냉각시스템을 갖고 있다. 즉 디젤엔진의 냉각시스템은 이들 5개의 유닛이 Fig. 1(a)와 같이 병렬로 연결되어 있다. Fig. 1 (b)는 본 수치해석에 사용된 단일 냉각시스템의 형상을 나타낸 것이다. 각 단일 냉각시스템은 아랫부분의 워터 자켓(water jacket) 냉각유로와 윗부분의 실린더 헤드(cylinder head) 냉각유로 그리고 연결 관로로 구분할 수 있다. 워터 자켓의 등근 안쪽 면은 실린더 라이너(cylinder liner)의 윗부분과 접하여 직접적으로 열을 냉각시키는 역할을 하며, 실린더 헤

드부분은 흡·배기 밸브 주위를 냉각시키고, 노즐부의 압력강하를 통해 각 엔진에 유량을 분배한다.

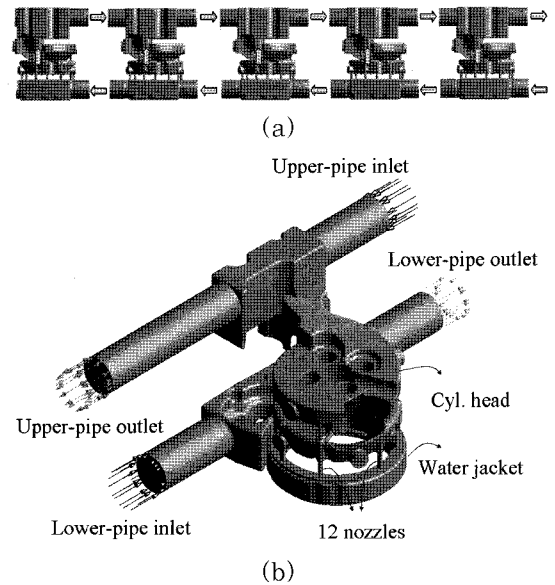


Fig. 1 Sketch of the cooling system; (a) five units connected, (b) single unit upon CFD study

Fig. 1 (b)의 상·하부 연결 관로(그림의 아랫부분의 관로를 하부관로, 윗부분을 상부관로라 칭한다.)에서의 입·출구는 수치해석상 수렴이 잘되게 하기 위해 실제보다 약 3배정도 길게 하여 해석을 수행하였다. 격자계의 구성에는 상용 소프트웨어인 ICEM CFD를 사용하였으며 벽 경계면에는 프리즘 격자를 사용하였고 내부에는 비 정렬 사면체 격자를 사용하였다. 총 격자수는 240만개이고 노드 수는 90만개 이다.

### 2.2 수치해석 기법

본 연구에서는 앞서 언급한 바와 같이 병렬로 연결된 5기통 디젤엔진의 냉각 시스템의 해석을 위해 Fig. 1(b)와 같은 단일 냉각시스템을 대상으로 해석을 수행하였다. 단 각각의 유닛에 유입되는 유량이 달라지므로 이를 감안하여 입·출구 경계에서의 유량을 달리하여 해석을 수행하였다. Table 1은 입·출구에서 경계조건에 따른 5가지 계산 케이스를 나타낸 것이다. 워터펌프를 통해 냉각시스템에

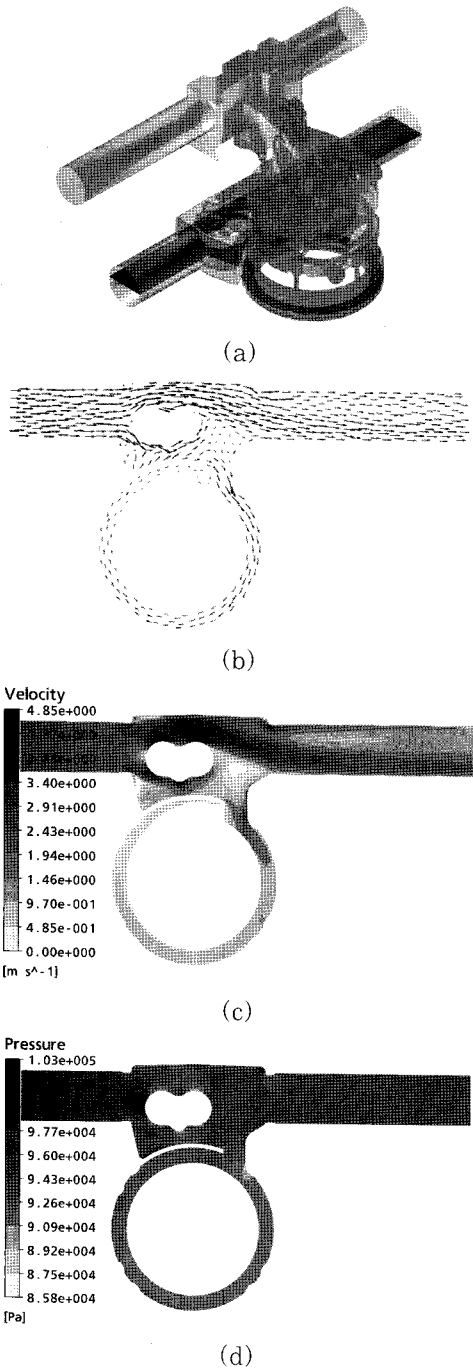


Fig. 2 CFD results on the central horizontal plane passing the lower pipe and water jacket; (a) position of the central plane, (b) distribution of velocity vector (max. velocity=4.41[m/s], min. velocity=0.0169[m/s]), (c) velocity magnitude, (d) pressure

유입되는 총 유량을 11.62[kg/s]로 일정하다고 가정하고 각 단일시스템에서 엔진의 냉각을 위해 워터 자켓으로 유입되는 유량이 각각 전체 유량의 20%라 가정하였고 나머지 유량은 그 다음에 연결된 단일 냉각시스템으로 바이패스(bypass) 된다고 가정하였다. 작동유체는 물이고 입·출구 단면을 제외한 모든 벽면에는 점착조건을 부여하였다. 난류모델은 k-ε모델을 사용하였으며, 정상 상태의 해석방법으로 수치해석을 수행하였고, 반복 계산을 통한 잔여 오차는  $5 \times 10^{-5}$  이하가 되도록 계산하여 만족할 만한 결과를 얻었다.

Table 1 Mass-flow-rate and pressure conditions imposed for each CFD case.

Case	Lower-pipe inlet mass-flow rate [kg/s]	Lower-pipe outlet mass-flow rate [kg/s]	Upper-pipe inlet mass-flow rate [kg/s]	Upper-pipe outlet pressure [atm]
1	11.62	9.30	9.30	1
2	9.30	6.97	6.97	1
3	6.97	4.65	4.65	1
4	4.65	2.33	2.33	1
5	2.33	0	0	1

### 3. 수치해석 결과 및 고찰

유량차이에 따라 각 단일시스템에서의 유동의 세기는 다르지만 유동흐름의 패턴은 유사할 것이므로 여기서는 첫 번째 단일시스템을 위주로 고찰해 보기로 한다. Fig. 2 (a)는 수치해석 결과를 제시하기 위해 선택한 하부 관로의 중심축을 통과하는 수평단면의 위치를 나타낸 것이다. 이 단면에서 속도벡터의 분포(Fig. 2 (b) 참조)를 보면 하부 입구를 통해 유입된 유체는 블록으로 인해 두 갈래로 나뉘어 진행한다. 그림에서 블록의 윗부분으로 진행되는 유체는 하부 출구로 나아가기 때문에 속도가 크고 유량 또한 많다. 반면 아랫부분으로 진행되는 유체의 대부분은 워터 자켓 내부로 유입되나 일부분은 다시 윗부분에서 흐르는 유체와 합류하며 그 지역에서 와류를 생성시키는 것을 볼 수 있다. 출구방향의 관로에서는 블록을 지난 유체가 단면의 한쪽으로 치우쳐

흘러가는 것을 볼 수 있다. Fig. 2 (c)는 이 단면에서의 절대속도의 분포를 나타낸다. 속도 벡터에서 보듯이 출구 방향의 관로에서 속도가 크게 나타나는 지역을 확인할 수 있다. 그리고 워터 자켓으로 유입된 유체가 원주방향으로 회전하면서 진행할 때 흐름이 점차 느려지는 것은 추후 설명하겠지만 위쪽의 제 1단 노즐을 통해 차차로 유체가 빠져나가기 때문이다. Fig. 2 (d)는 압력 분포를 나타낸다. 이 단면에서 압력은 관로의 입구 부근이 높고 출구 방향으로 갈수록 낮게 나타난다. 특히 유체가 두 방향으로 나뉘는 정체점 부근에서 압력이 가장 높으며, 블록의 돌출된 부분에서는 속도가 빨라져 압력이 낮게 나타난다. 한편, 워터자켓 부분에서는 전반적으로 낮은 압력을 보이고 있다.

Fig. 3 (a)는 상부 관로의 중심축을 지나는 수평단면의 위치를 나타낸 것이다. 이 단면에서의 속도벡터의 분포(Fig. 3 (b) 참조)를 보면 우측 입구로부터 유입된 유체는 2개의 작은 블록을 지나면서 워터 자켓을 통해 올라온 유체와 합쳐지고, 이후 빠른 속도로 아래쪽의 큰 블록을 지나간다. 또한 출구방향으로의 관로 내 유동은 블록의 형상으로 인해 하부 출구방향 관로에서와 마찬가지로 한쪽으로 치우친 유동모습을 보인다. Fig. 3 (c)는 이 단면에서의 절대속도의 분포를 나타낸다. 블록의 후류에 속도가 느린 고립된 지역을 찾을 수가 있는데 이러한 정체영역은 열전달에 중요한 영향을 미칠 것으로 예측된다. Fig. 3 (d)는 압력 분포를 나타낸다. 이 단면에서 압력은 관로의 입구부근이 높고 출구 방향으로 갈수록 낮게 나타난다. 특히 블록을 지나면서 압력 강하가 뚜렷이 발생하고 있다.

앞에서 상하부 관로 축 내의 수평 및 수직 단면에서의 수치해석 결과를 분석한 바에 의하면, 특히 블록을 지난 출구관로에서 유체가 와류를 일으키며 진행하는 것을 알 수 있었다. Fig. 4와 Fig. 5는 이를 확인하기 위한 것으로서 각각 상·하부 관로 단면에서의 와도의 분포와 속도 벡터를 나타낸 것이다. 여기서 단면의 위치는, 하부(Fig. 4) 및 상부(Fig. 5) 관로의 출구단면으로부터 상류로 10cm 떨어진 지점으로, 입구쪽에서 바라본 모양이다. Fig. 4에서 시계방향으로 회전하는 지점은 음

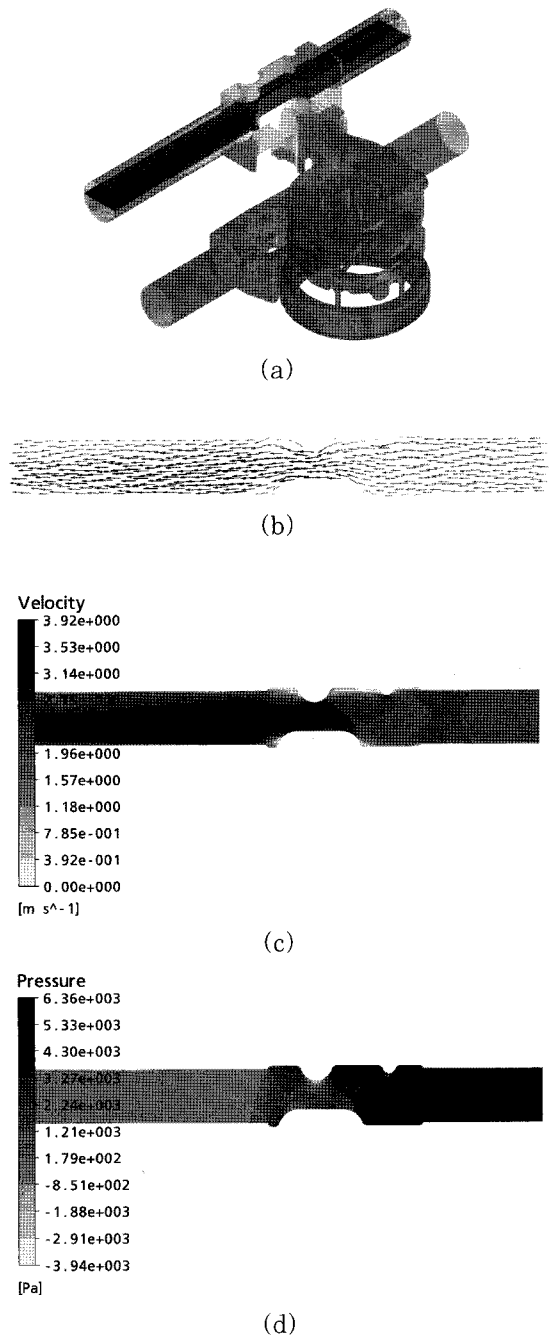


Fig. 3 CFD results on the central horizontal plane passing the upper pipe; (a) position of the central plane, (b) distribution of velocity vector (max. velocity=3.89[m/s], min. velocity =0.21[m/s]), (c) velocity magnitude, and (d) pressure

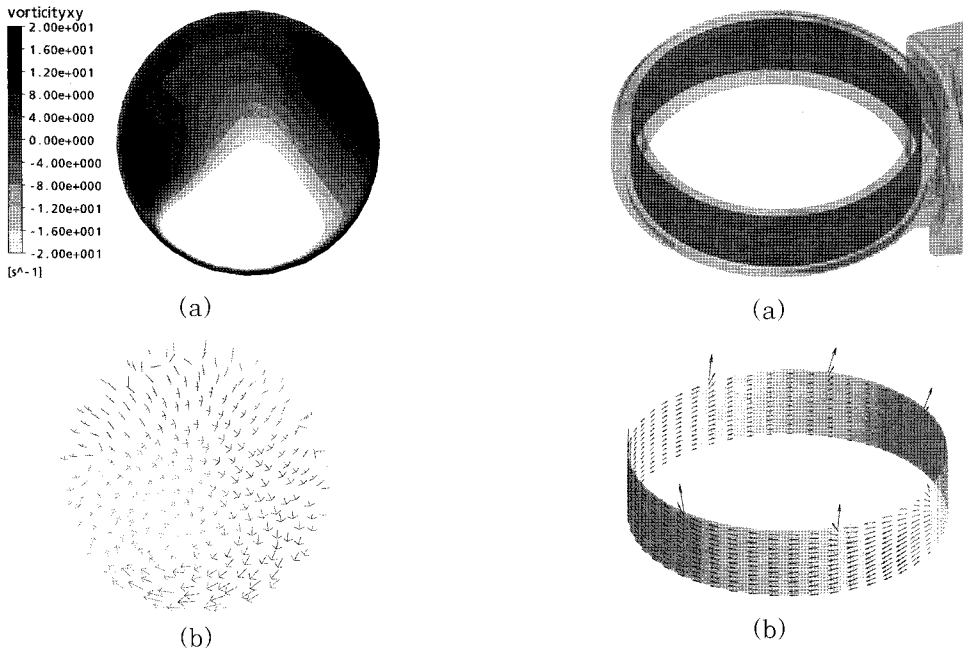


Fig. 4 Distribution of vorticity(a) and velocity vector (b) (max. vel.=2.66[m/s], min. vel.=0.71[m/s]) on a cross-section in the lower pipe

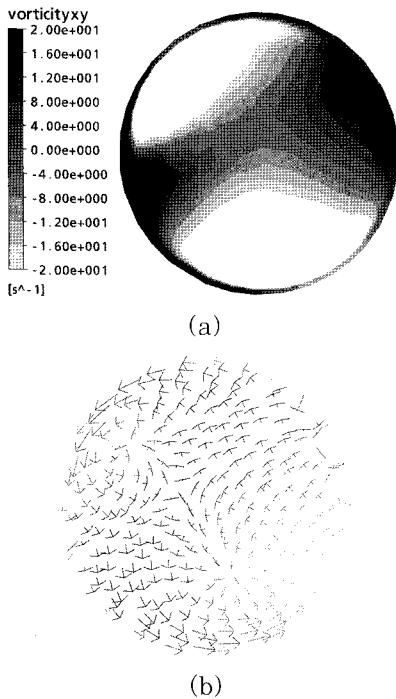


Fig. 5 Distribution of vorticity(a) and velocity vector (b) (max. vel.=3.60[m/s], min. vel.=1.12[m/s]) on a cross-section in the upper pipe

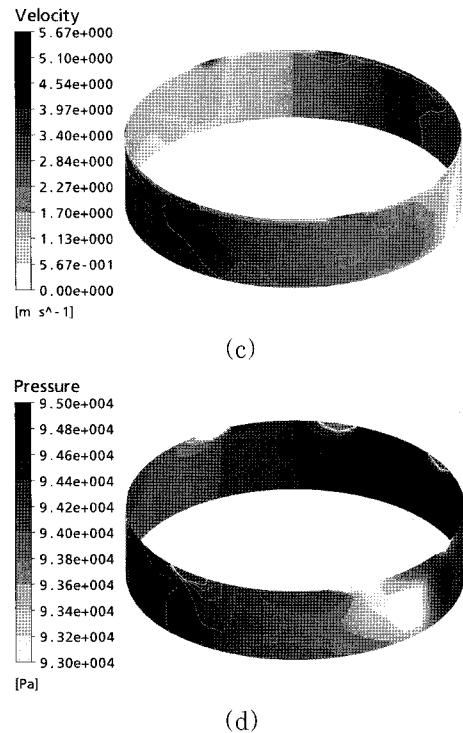


Fig. 6 CFD results on the central circular plane passing the water jacket; (a) position of the central plane, (b) distribution of velocity vector (max. vel.=5.67[m/s], min. vel.=1e-6 [m/s]), (c) velocity magnitude, (d) pressure

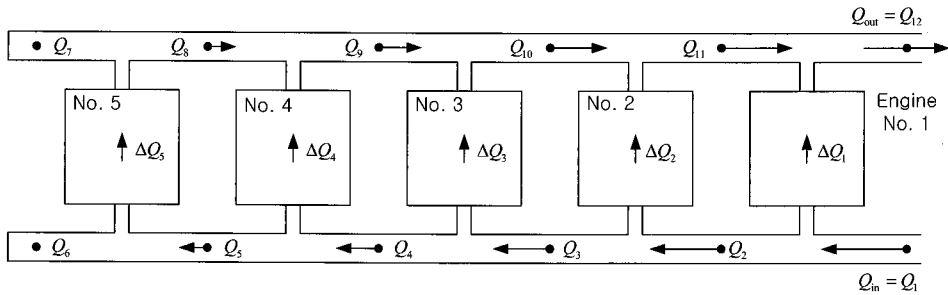


Fig. 7 Schematic of the whole engine cooling system

(-)의 와도 값을, 반 시계방향으로 회전하는 지점은 양(+)의 와도 값을 나타내는데 아래쪽 지역에서 뚜렷한 와류의 모양을 확인할 수 있다. Fig. 5 (a)와 (b)는 각각 상부 관로 단면에서의 와도의 분포와 속도 벡터를 나타낸 것이다. 시계방향이 음의 값을, 반시계방향이 양의 값을 나타낸다. 이러한 와류의 생성은 열전달 증진을 위한 유체의 혼합 면에서 긍정적인 점으로 작용할 것이다.

Fig. 6 (a)는 워터 자켓 내부에서의 속도 및 압력 분포를 확인하기 위한 원주 단면의 위치를 나타낸 것이다. Fig. 6 (b)는 이 단면에서의 속도 벡터의 분포를 보인 것이다. 하부 관로부터 유입된 유체는 자켓 통로를 돌면서 위쪽의 노즐로 공급된다. 이에 따라 하류로 갈수록 속도는 점차 줄어드는 것을 확인할 수 있다. 한편, 자켓 내 수직방향으로는 상당히 균일한 속도곡선을 확인할 수 있으며, 노즐을 통과하는 유체의 속도는 상당히 크다. Fig. 6 (c)와 Fig. 6 (d)는 각각 원주 단면에서의 절대속도의 분포와 압력의 분포를 나타낸다. 워터 자켓으로 유입된 유체는 원주방향으로 진행하면서 속도가 차츰 감소하는 것을 알 수 있고 노즐부에서는 상당히 빠른 속도가 나타난다. 반대로 압력은 유동방향으로 점차 증가하고 노즐부에서는 상대적으로 압력이 낮은 것을 볼 수 있다. 이것은 베르누이 정리로부터 쉽게 이해할 수 있다.

#### 4. 이론해석

본 이론해석은 수치해석을 통해 나타난 정량적 데이터를 이용하여 각 실린더에 균일한 유량을 배

분하고 압력손실을 최소화하기 위한 여러 가지 설계인자의 영향에 대해 분석하기 위한 것이다. 이는 전체 냉각시스템을 단일 냉각시스템으로 나누어 수행한 수치해석상의 가정을 보완하고 설계변경 시 일어날 수 있는 영향을 예측함으로써 개발기간을 단축시키고 비용을 절감할 수 있다는 면에서도 꼭 필요한 부분이다.

##### 4.1 냉각유량의 배분원리

단일 냉각시스템이 연결된 전체 냉각시스템을 유로 기준으로 간략화하면 Fig. 7과 같다. 냉각수는 그림에서 하부 우측 하단에서 공급된다. 공급된 유량  $Q_{in}$ 의 일부는 No. 1 실린더로 나머지는 No. 2 실린더 유입구로 공급된다. 원리적으로는 No. 1 실린더 전체 유입유량  $Q_{in}$ 의 20%가 공급되고 나머지 80%가 No. 2 실린더의 입구로 가야 한다. (그러나 실제로는 여러 가지 유동손실로 인하여 꼭 그렇게 되지는 않는다.) No. 2 실린더의 유입구에도착한 유량은 다시 전체 유입유량  $Q_{in}$ 의 20%가 실린더로 나머지 즉 60%가 No. 3 실린더의 유입구로 가도록 되어 있다. 이런 관계로 하여 전체 유량이 나누어지다가 마지막 실린더 No. 5의 유입구로 들어온 유량은  $Q_{in}$ 의 20%이며 이 모든 유량이 No. 5의 실린더로 들어간다. 마찬가지로 상부에 연결된 관을 통해서도 이와 유사한 유량관계가 성립한다.

이와 같이 유량을 각 엔진에 골고루 배분하는 것은 하부의 연결 관로와 상부의 연결 관로에서 발생하는 유동손실이 엔진의 각 실린더와 헤드에서 발

생하는 손실에 비해 매우 작을 때에만 가능하다. 그러나 실제로는 엔진 설계를 하다보면 상하부 관로의 도중에 유로를 방해하는 장치들을 설치할 필요가 생기게 되며 그런 경우에는 동일한 유량이 각 실린더에 공급되지 않는 결과를 가져온다. 이때에는 그러한 손실보다 더욱 큰 유동손실이 발생하도록 조치를 취한다. Fig. 8은 단일 실린더에 대해 엔진 내부의 유로저항을 제어하기 위해 설치한 2단의 노즐 구조를 보여주고 있다.

노즐은 실린더에서 헤드로 가는 연결부에 7개(제 1단 노즐) 있으며 헤드 내부에서 5개(제 2단 노즐) 있다. 만약 하부 또는 상부 관로에서 유로저항이 증가하면 이들 노즐의 직경을 줄여서 저항을 크게 함으로써 5개의 엔진 실린더로 유입되는 유량을 거의 같게 일치시킬 수 있다.

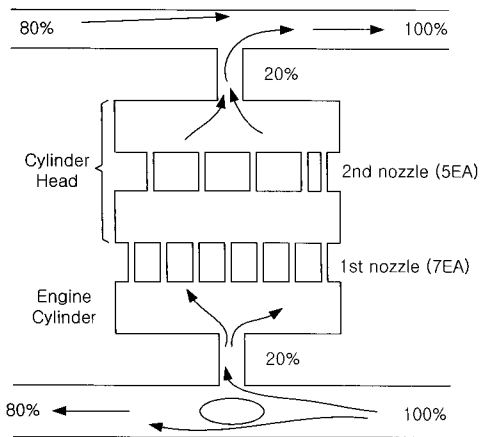


Fig. 8 Structure of nozzles for controlling the flow in single cooling system

4.2 냉각수의 유량과 압력분포 해석

5개 실린더의 내부를 통과하는 유량을 각각  $\Delta Q_1, \Delta Q_2, \dots, \Delta Q_5$ 라 하고(Fig. 7 참조) 하부 관로에서 유입유량을  $Q_1 (= Q_{in})$ , 1번과 2번 실린더 사이의 하부 관로에서의 유량을  $Q_2, \dots$ , 5번과 막힌 관로 사이의 유량을  $Q_6$ 라 하며, 상부 관로에서의 유량을 이와 같은 식으로 하여  $Q_7, \dots, Q_{12} (= Q_{out})$ 이라 하자(Fig. 7 참조). 압력과 유량과 같은 지점에서 정의한다. 즉, 하부 관로 상에서, 유

입구의 압력을  $p_1 (= p_{in})$ , 실린더 1과 2 사이의 압력을  $p_2, \dots$ , 실린더 5와 막힌 관로 사이의 압력을  $p_6$ 라 하고, 상부 관로에서의 압력도 이런 식으로 하여  $p_7, \dots, p_{12} (= p_{out})$ 이라 한다.

엔진 내의 실린더와 헤드를 통과하는 유량  $\Delta Q$ 는 입출구 압력의 차이  $\Delta p$ 로부터 아래 식으로 구할 수 있다.

$$\Delta Q_m = K_i \sqrt{\Delta p_m} \quad (m = 1, 2, 3, 4, 5) \quad (1)$$

여기서 상수  $K_i$ 는 엔진 내부의 유로에서 나타나는 유량계수로서 유로 상에서의 유동저항이 클수록 값은 작아진다. 편이상 이 계수는 엔진에 구분 없이 또한 유량과 관계없이 일정한 것으로 가정한다. 그리고 이 식에서 나타나는 압력 차이  $\Delta p$ 는 각 마디 점에서의 압력을 사용하여 다음 식으로 구한다.

$$\Delta p_m = (p_m + p_{m+1} - p_{12-m} - p_{13-m})/2 \quad (2)$$

$$(m = 1, 2, 3, 4, 5)$$

통과 유량  $\Delta Q$ 가 구해지면 각 마디 점에서의 유량은 연속방정식에 의해 다음 식으로 구할 수 있다.

$$Q_m = Q_{m-1} - \Delta Q_{m-1} \quad (m = 2, 3, 4, 5) \quad (3a)$$

$$Q_6 = Q_7 = 0 \quad (3b)$$

$$Q_8 = \Delta Q_5 \quad (3c)$$

$$Q_9 = Q_8 + \Delta Q_4 \quad (3d)$$

$$Q_{10} = Q_9 + \Delta Q_3 \quad (3e)$$

$$Q_{11} = Q_{10} + \Delta Q_2 \quad (3f)$$

$$Q_{12} = Q_{in} \quad (3g)$$

다음, 하부 관로 상에서의 유량과 압력강하와의 관계도 엔진 내부에서 적용한 것과 유사한 식으로 적용한다. 예로서 1번 실린더와 2번 실린더 사이에서는

$$(Q_1 + Q_2)/2 = K_L \sqrt{p_2 - p_1} \quad (4)$$

와 같다. 여기서  $K_L$ 은 하부 관로 상에서의 유량계수로서 엔진의 위치나 유량과 무관한 것으로 가정

한다. 그러나 위 식은 유량이 주어졌을 때 압력을 구하는 식으로 사용한다. 우선, 상부 관로 상에서의 압력은 아래 식들로 구한다.

$$p_{12-m} = p_{13-m} + (Q_{Um}/K_U)^2 \quad (5)$$

(m = 1, 2, 3, 4, 5)

이 식에서 압력  $p_{12}$ 는 출구 압력으로서 대기압과 같게 하여  $p_{12} = 0$ 으로 두어도 일반성을 해치지 않는다. 그리고 이 식에서  $K_U$ 는 상부 관로 상에서의 유량계수이다. 위의 각 식에서 나타나는 평균 유량  $Q_U$ 는 다음 식으로 구한다.

$$Q_{Um} = (Q_{12-m} + Q_{13-m})/2 \quad (6)$$

(m = 1, 2, 3, 4, 5)

다음, 하부 관로 상에서의 압력은 직접 구할 수 없다. 왜냐하면 입구압력  $p_{in}$ 이 미지수이기 때문이다. 그 대신에, 각 실린더의 통과유량의 합이  $Q_{in}$ 과 같아야 한다는 조건이 만족되어야 한다. 만약 입구압력  $p_{in}$ 이 주어진다면, 하부 관로 상에서의 각 마디 점에서의 압력은 다음 식으로 차례대로 구할 수 있다.

$$p_{m+1} = p_m - (Q_{Lm}/K_L)^2 \quad (m = 1, 2, 3, 4, 5) \quad (7)$$

이렇게 하여 구한 상하부 관로에서의 압력들을 사용하여 식 (2)로부터  $\Delta p$ 들을 구하고 이들을 다시 식 (1)에 넣어  $\Delta Q$ 들을 구하였을 때 이것들은 연속방정식

$$\sum_{m=1}^{m=5} \Delta Q_m = Q_{in} \quad (8)$$

을 만족해야 한다. 즉, 위 조건이 만족되도록  $p_{in}$ 을 정해야 한다는 것이 관건이다. 이 문제는 비선형으로서 반복법을 적용하여 풀지 않을 수 없다. 이를 위해 우선 식 (7)로부터 얻을 수 있는 아래와 같은 변분(variation) 관계를 적용한다.

$$\delta p_2 = \delta p_3 = \delta p_4 = \delta p_5 = \delta p_6 = \delta p_{in} \quad (9)$$

그리고 식 (1)의 변분과 식 (2)의 변분으로부터 아

래 관계식을 유도할 수 있다.

$$\delta \Delta Q_m = \frac{K_i}{2\sqrt{\Delta p_m}} \delta p_{in} \quad (m = 1, 2, 3, 4, 5) \quad (10)$$

이제 이 식들을 더하면

$$\delta p_{in} = \frac{2\sum \delta \Delta Q_m}{K_i \sum (1/\sqrt{\Delta p_m})} \quad (11)$$

의 식을 얻게 된다. 여기서  $\delta p_{in}$ 은 반복계산 과정에서 현재의 압력  $p_{in}$ 으로부터 교정해야할 양으로서

$$p_{in}^{new} = p_{in}^{old} + \delta p_{in} \quad (12)$$

을 의미한다.

계산 과정(외부반복)을 서술한다면 아래와 같다.

- (1) 먼저,  $Q_{in}$ 을 설정하고,  $p_{out} = 0$ 으로 둔다.
  - (2) 초기의  $\Delta Q_m$ 과  $\Delta p_m$ 을 가정한다.
  - (3) 식 (3a)-(3g)로부터 모든 마디 점에서의 유량  $Q_n$  (n = 2, 3, ..., 11)을 구한다.
  - (4) 식 (5)로부터 상부 관로에서의 압력  $p_n$  (n = 11, 10, ..., 7)을 구한다.
  - (5) 아래 과정을 반복법으로 계산한다.(내부반복과정)
    - (i)  $p_{in} = p_{in}^{old}$ 을 가정한다.
    - (ii) 하부 관로에서의 압력  $p_n$ 을 식 (7)로부터 구한다.
    - (iii) 식 (2)로부터  $\Delta p_m$ 을 구하고 이어서 식 (1)로부터  $\Delta Q_m$ 을 구한다.
    - (iv)  $\sum (1/\sqrt{\Delta p_m})$ 을 구한다.
    - (v) 관계식  $\sum \delta \Delta Q_m = Q_{in} - \sum \Delta Q_m$ 의 우변을 구한다.
    - (vi) 식 (11)로부터  $\delta p_{in}$ 을 구하고 식 (12)로 새로운  $p_{in}^{new}$  값을 구한다.
    - (vii) 수렴시까지 내부 반복 과정 (ii)-(vi)을 되풀이한다.
  - (6) 수렴시까지 외부 반복 과정 (3)-(5)를 되풀이한다.
- 위 단계 (2)에서  $\Delta Q_m$ 와  $\Delta p_m$ 의 초기치는 아래



식을 사용하여 구한다.

$$\Delta Q_m = \frac{1}{5} Q_{in} \quad (13a)$$

$$\Delta p_m = \left( \frac{Q_{in}}{5K_i} \right)^2 \quad (13b)$$

### 4.3 유량계수의 결정

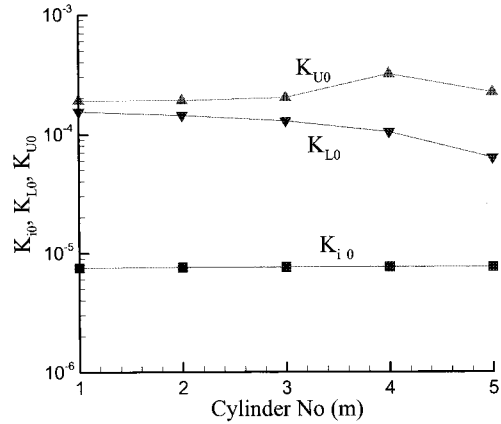
각 조건에서의 유동해석을 통해 구한 데이터로부터 실린더를 통과하는 유량  $\Delta Q$ 와 압력강하  $\Delta p$ 를 적용하면  $K_i$ 는 아래 식으로 구할 수 있다.

$$K_i = \frac{\Delta Q}{\sqrt{\Delta p}} \quad (14)$$

상하부 관로에서도 이와 같은 식을 적용하여  $K_L$  및  $K_U$ 를 구할 수 있으며 Table 2는 그 결과를 나타낸 것이다. 그리고 Fig. 9는 이것을 그래프로 그린 것이다. 결과를 보면  $K_i$ 는 거의 일정하다.  $K_L$ 은 실린더 번호가 증가할수록 약간씩 감소하는 경향을 보이고 있으며,  $K_U$ 는 4번 실린더에서 다소 큰 값을 보이거나 나머지 엔진에서는 대동소이한 결과를 보이고 있다.  $K_i$  값이 다른 유량계수에 비해 현격히 작은 것은 앞에서도 언급한 바와 같이 실린더와 헤드 사이 그리고 헤드 내부에서 설치한 노즐 때문이다. 그리고  $K_L$ 이  $K_U$ 보다 다소 작은 것은 유로 중에 장애물이 있기 때문이다.

**Table 2 Data of the discharge coefficients obtained from the numerical simulation**

Engine No	$K_i$ [m <sup>3</sup> /s, Pa]	$K_U$ [m <sup>3</sup> /s, Pa]	$K_L$ [m <sup>3</sup> /s, Pa]
1	0.752E-05	0.192E-03	0.155E-03
2	0.758E-05	0.192E-03	0.144E-03
3	0.760E-05	0.202E-03	0.129E-03
4	0.764E-05	0.317E-03	0.104E-03
5	0.762E-05	0.223E-03	0.631E-04
avg	0.759E-05	0.225E-03	0.119E-03



**Fig. 9 Plot of the discharge coefficients of each cylinder**

### 4.4 유량계수의 영향

이제, 바로 위에서 구한 유량계수를 앞에서 제시한 해석 방법에 적용한 결과를 제시한다. 우선, 수치해석 방법의 수렴성을 알아보기 위하여 Table 2의 평균 값 즉,

$$K_{i0} = 0.759 \times 10^{-5} \text{ [m}^3/\text{s, Pa]}$$

$$K_{L0} = 0.119 \times 10^{-3} \text{ [m}^3/\text{s, Pa]}$$

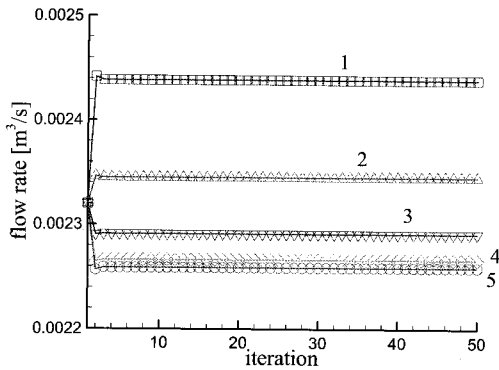
$$K_{U0} = 0.225 \times 10^{-3} \text{ [m}^3/\text{s, Pa]}$$

을 적용하여 외부 반복 회수에 따른 유량  $\Delta Q_m$ 를 그래프로 그린 것이 Fig. 10 (a)이다. 그림에서와 같이 주어진 기본 파라미터에서는 수렴이 매우 빨라서, 불과 5회도 안 되어 수렴이 완료된다. 그러나 엔진 내부의 유량계수가 증가하거나 반대로 상하부 관로에서의 유량계수가 감소하면 수렴성은 떨어진다. 이를 알아보기 위해 유량계수를 두 개의 조정계수  $f_i, f_{LU}$ 를 사용하여 아래와 같이 조정한다. 이를 알아보기 위해 유량계수를 두 개의 조정계수  $f_i, f_{LU}$ 를 사용하여 아래와 같이 조정한 뒤 해석을 수행하여 결과를 구해보았다.

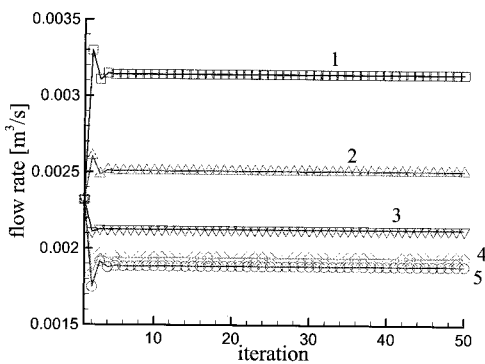
$$K_i = f_i K_{i0}$$

$$K_L = K_{L0} / f_{LU}$$

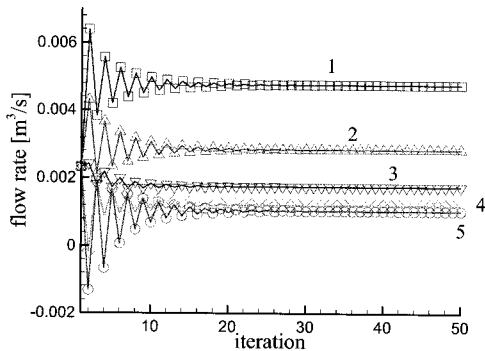
$$K_U = K_{U0} / f_{LU}$$



(a)  $f_i = f_{LU} = 1$



(b)  $f_i = 3, f_{LU} = 1$

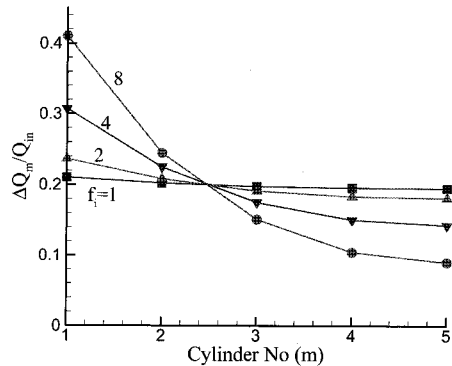


(c)  $f_i = 7, f_{LU} = 1$

**Fig. 10** Convergence of  $\Delta Q_m$  in each case of different setting for  $f_i$  and  $f_{LU}$

Fig. 10 (b)는  $f_i = 3, f_{LU} = 1$ 인 경우의 유량의 수렴 양상을, Fig. 10 (c)는  $f_i = 7, f_{LU} = 1$ 인 경

우의 유량의 수렴 양상을 보여주고 있다. 일정한  $f_{LU}$ 에서는  $f_i$ 가 증가할수록 수렴성은 떨어진다. 그리고  $f_i = 8$ 의 경우에는 수렴이 되지 않는다. 한편,  $f_i = 1$ 로 고정하고  $f_{LU}$ 를 변화시켜도 같은 결과를 보인다. 예를 들면,  $f_i = 3, f_{LU} = 1$ 인 경우와  $f_i = 1, f_{LU} = 3$ 인 경우는 같은 수렴성을 보인다. 엔진의 냉각유로 설계에서 각 유로 요소에서 발생하는 유동저항은 매우 중요하다. 왜냐하면, 이들 저항의 변화가 각 엔진에 공급되는 유량  $\Delta Q_m$ 의 분배를 변화시키기 때문이다. Fig. 11은  $f_{LU} = 1$ 에서  $f_i$ 의 변화에 따른 유량  $\Delta Q_m$ 의 분배 양상을 나타낸 것이다. 그림을 보면  $f_i = 2$ 에서 약간의 차이가 발생하다가 이것이 증가할수록 큰 폭으로 증가하고 있다. 이로부터  $f_i$ 가 커지면 1번 엔진은 냉각이 보다 더 잘 되고 5번 엔진은 냉각이 떨어지는 결과를 예측할 수 있다. 한편,  $f_i = 1$ 로 고정한 상태에서  $f_{LU}$ 를 변화시켜도 Fig. 11과 동일한 결과를 얻게 된다.



**Fig. 11** Distribution of flow rate  $\Delta Q_m$  through changed  $f_i$  in  $f_{LU} = 1$

파라미터  $f_i$ 를 작게 할수록 유량의 분배는 매우 좋아지나 입출구의 압력강하가 증가하여 냉각유체의 공급에 소요되는 동력이 증가하게 된다. Fig. 12는 이를 알아보기 위한 해석결과로서  $f_{LU} = 1$ 에서  $f_i$ 를 변화시키거나  $f_i = 1$ 에서  $f_{LU}$ 를 변화시켰을 때  $p_{in}$ 의 변화를 나타낸 것이다.  $f_i$ 의 영향을 보면  $f_i = 1$  근처에서는  $f_i$ 의 영향이 매우 크다. 예를

들면  $f_i = 1$ 을  $f_i = 2$ 로 증가하면  $p_{in}$ 은 0.4배로 되어 60%의 동력절감을 기대할 수 있다. 그러나 이 경우, Fig. 11에서 보는 것처럼 유량의 분배에서 약간의 불균일을 예상할 수 있다.  $f_{LU}$ 의 영향을 보면, 현재의 설계 조건에서  $f_i$ 보다 민감하지 않다. 그러나 실제적으로  $f_{LU}$ 를 감소시키는 것에는 한계가 있다. 고작해야 유로 상에 장애물을 없애는 정도이나, 이는 보다 큰 설계목적들을 해칠 수 있기 때문에 현실성이 거의 없는 것으로 내다 볼 수 있다.

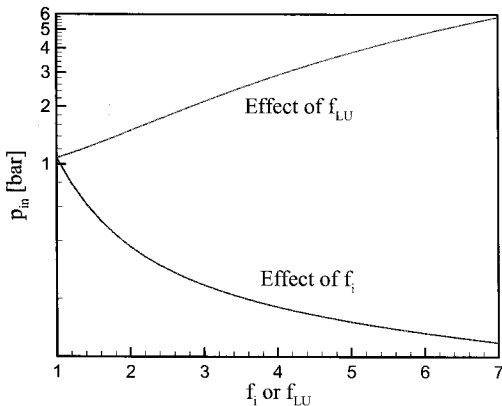


Fig. 12 Change of  $p_{in}$  through changed  $f_i$  in  $f_{LU} = 1$  or changed  $f_{LU}$  in  $f_i = 1$

### 5. 결 론

본 연구에서 수행한 디젤 엔진 냉각시스템의 수치해석 및 이론해석을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 수치해석을 통해 냉각유로 내의 유동을 가시화하였고 설계에 필요한 여러 인자들의 정량적인 값을 도출하였다.
- (2) 전체 냉각시스템을 단일 냉각시스템으로 나누어 해석을 수행함으로써 컴퓨터의 메모리 한계를 벗어나게 할 수 있는 수치해석 기법을 제시하였다.
- (3) 냉각시스템의 유동해석을 통해 향후 전열해석에 의한 열전달 향상의 본격적 연구에 있어서 기초 데이터를 마련하였다.

### 후 기

이 논문은 2005년도 정부(과학기술부)의 재원으로 한국과학재단의 국가지정연구실사업(과제번호: 2005-01091)으로 수행된 연구임

### 참고문헌

- [1] 김성국, "선박용 4행정 디젤엔진 시장의 전망" 한국마린엔지니어링학회지, 제 31권, 제 2호, pp. 126-131, 2007.
- [2] 최경욱, 조원준, 이기형, "냉각 시스템 제어에 따른 디젤 엔진의 배기가스 저감에 관한 연구" 대한기계학회 춘계학술대회, pp. 3294-3299, 2007.
- [3] 최준섭, "소형박용 디젤엔진의 전열특성" 한국마린엔지니어링학회지, 제 20권, 제 4호, pp. 358-364, 1996.
- [4] 박태식, 김경준, 민병두, "엔진 냉각 시스템 유로 개선의 최적화를 위한 실험적 연구" 한국자동차공학회 춘계학술대회 논문집, pp.463-468, 2004.
- [5] 최갑승, 김창호, 이동제, 김형만, 이동호, "대형 디젤 엔진의 연소실 평균 표면온도 측정에 관한 연구" 한국자동차공학회 추계학술대회 논문집, pp. 203-208, 2003.

### 저 자 소 개



#### 서용권(徐龍權)

1974. 2 : 서울대학교 기계공학과 (공학사), 1985. 8 : State University of New York at Buffalo 기계 및 항공공학과 (공학석사), 1986. 9 : State University of New York at Buffalo 기계 및 항공공학과 (공학박사), ~현재 : 동아대학교 기계공학부 교수



#### 허성규(許成奎)

2006. 2 : 동아대학교 기계공학과 (공학사), 2008. 2 : 동아대학교 기계공학과 대학원 (공학석사)

**정성식(鄭性植)**

1981. 2 : 동아대학교 기계공학과 (공학사), 1983. 2 : 동아대학교 기계공학과 대학원(공학석사), 198 . . : Dept. of Mechanical Eng., Keio University, Japan (공학박사), ~현재 : 동아대학교 기계공학부 교수