

# 폐회로 디젤엔진의 동작가스 유동 시뮬레이션 프로그램 개발

## Development of Simulation Program for the Working Gas Flow of the Closed Cycle Diesel Engine

백 현 종\*  
Paik, Hyun-Jong

### ABSTRACT

The measurement on the working gas flow in the closed cycle diesel engine is insufficient to identify its operating condition because of lack of sensors available. For this reason, the determination of optimum operating condition and controller parameters requires heavy experimental efforts. A simulation program is developed to minimize the experimental efforts. For the development of the simulation program, mathematical models are derived based on the physical laws and linear regression. The validity of the simulation program is demonstrated using the measured data of the closed cycle diesel engine.

주요기술용어 : Closed Cycle Diesel Engine(폐회로 디젤엔진), Working Gas(동작가스), Simulation(시뮬레이션), Transient State(과도상태)

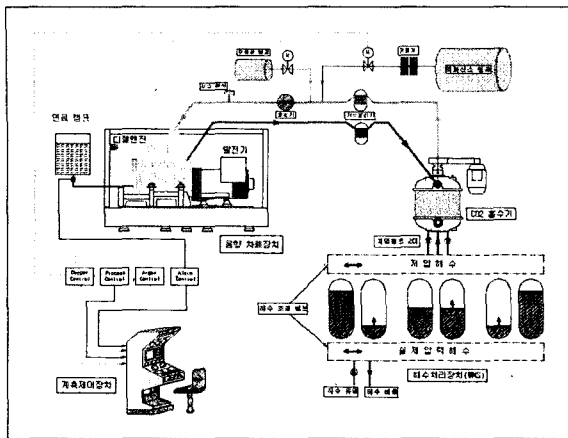
### 1. 서 론

폐회로 디젤엔진은 대기와의 접촉이 차단된 장소에서 액화산소를 이용하여 디젤엔진을 구동하는 시스템으로서 배기를 정화시킨 후 흡기로 재순환시킨다.<sup>[1,2]</sup> 엔진 배기구에서 흡기구까지의 동작가스는 질소(N<sub>2</sub>), 이산화탄소(CO<sub>2</sub>), 알곤(Ar), 산소(O<sub>2</sub>)등으로 구성되며 조성과 열역학적 상태는 엔진 운전에 따라 크게 변화

한다. 폐회로 디젤엔진의 주요 기기는 디젤엔진, 냉각기, 흡수기, 기수분리기, 산소 및 알곤 공급장치, 해수처리장치로 이루어지며 구성도는 그림 1과 같다.

폐회로 디젤엔진의 운전성능은 동작가스상태에 좌우된다. 그런데 동작가스 상태를 제어하기 위해 요구되는 가스농도측정에 어려움이 있다. 즉, 질소와 알곤의 농도를 측정하는 센서는 설치되지 않고, 산소농도는 약 1초, 이산화탄소는 약 10초의 시간지연을 두고 측정 가능하다. 이에 비해 폐회로 운전 중 동작가스의 순환주기는 대략 4초에 불과하여 부적절한 동작가스

\* 국방과학연구소 제2체계개발본부



[그림 1] 폐회로 디젤엔진 구성도

상태 제어는 짧은 시간 내에 증폭되어 시스템을 동작 불능 상태에 빠뜨릴 수 있다. 뿐만 아니라 동작가스 상태의 측정이 불충분하므로 최적 운전조건과 최적 제어변수 결정을 위해서는 막대한 양의 실험자료를 축적하는 시행착오과정을 거쳐야 한다.

이러한 어려움을 극복하기 위해 폐회로 내부의 동작가스 유동을 이론적으로 예측하여 최적 제어 및 최적 운전의 기반을 마련하려는 필요성이 제기 되었다. 이를 위해 동작가스 상태 변화를 기술할 수학적 모델을 개발하고 이 모델을 바탕으로 시뮬레이션 프로그램을 작성하였다. 시뮬레이션 프로그램의 유용성은 예측치와 실측치의 비교 및 제어기 설계를 위한 이득결정을 통해 검증되었다.

## 2. 수학적 모델

### 2.1 폐회로 운전 평형방정식

폐회로 운전 평형방정식은 정상운전(Steady State Operation) 중의 동작가스 조성을 계산한다. 이로써 비정상운전 계산을 위한 초기조건을 설정하고, 흡수기

상수를 비롯한 여러 가지 시스템 상수들을 결정할 수 있다.

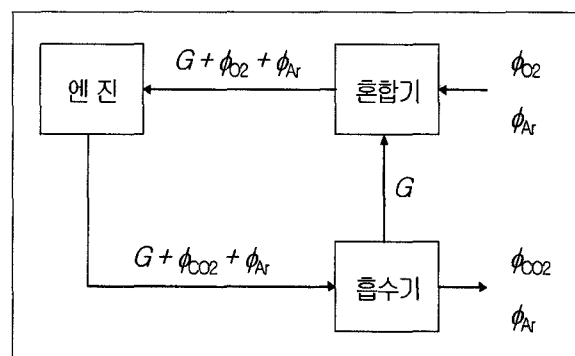
폐회로 디젤의 동작가스는 주로 질소, 이산화탄소, 알곤, 산소로 이루어지지만 이외에도 공기 중 미량 원소들과 연료의 연소과정에서 생성된 질소산화물, 아황산가스, 일산화탄소 등이 있다. 그러나 이들은 1% 미만의 적은 양에 불과하여 동작가스의 거동분석에 미치는 영향이 거의 없으므로 모델링에서는 제외할 수 있다.

폐회로 디젤에서 가스조성의 변화가 크게 일어나는 주요 위치에서의 가스량을 다음 그림 2과 같이 나타내었다. 이 그림을 기준으로 동작가스 평형상태를 기술할 4가지의 평형 방정식이 도출된다.

그림 2에서  $G$ 는 폐회로 디젤 내에서 평형상태에 있는 기체 몰유속(Molar Flow)의 합으로서 다음과 같다.

$$G = \phi_{N_2} + \phi_{CO_2} + \phi_{Ar} + \phi_{O_2} \quad (1)$$

여기서,  $\phi_X$ 는 기체  $X$ 의 몰유속[mol/s]이며 평형방정식들로부터 구하고자 하는 미지수이다.  $\phi_X$ 는 기체  $X$ 가 동작가스로부터 추가 혹은 제거되는 몰유속이다.



[그림 2] 폐회로디젤의 동작가스 몰유속 분포

2.1.1 엔진입구에서의 질량-부피 평형

열역학적 평형상태에 있는 엔진입구의 동작가스에 대해 기체상태방정식<sup>[3]</sup>을 시간에 대해 미분하면 다음과 같다.

$$P \frac{dV}{dt} = \frac{dn}{dt} RT \quad (2)$$

여기서  $P$ 는 압력[Pa],  $V$ 는 부피[m<sup>3</sup>],  $n$ 은 몰수[mol],  $R$ 은 기체상수[J/mol·K],  $T$ 는 온도[K]이다. 이 식의 미분항들은 다음의 의미를 갖는다.

$$\frac{dn}{dt} = G + \phi_{O_2} + \phi_{Ar} \quad (3)$$

즉  $\frac{dn}{dt}$ 는 엔진입구에서의 동작가스 몰유량이다. 기체부피 변화율은 다음과 같다.

$$\frac{dV}{dt} = Q \quad (4)$$

$Q$ 는 엔진입구에서의 기체 부피유량이며 엔진 흡기량에 해당한다. 위의 식들을 종합하면 다음 식(5)를 얻는다.

$$G + \phi_{O_2} + \phi_{Ar} = PQ/RT \quad (5)$$

2.1.2 질소 분압 평형

공기 중 질소농도와 물 속 질소농도가 평형상태에 있다는 가정 하에서 흡수기 내 동작가스의 질소농도는 다음 식(6)을 만족한다. 공기 중 질소농도는 약 78%이다.<sup>[4]</sup>

$$\frac{\phi_{N_2}}{G} P = 0.78 \times 10^5 \quad (6)$$

2.1.3 산소농도 제어

연료 연소조건을 최적화를 위해 엔진입구 산소농도는 식(7)과 같이 제어된다. 산소제어목표치는 공기 중 산소농도와 같은 0.21을 주로 사용하지만 연소효율향상을 위해 조금 더 높은 값을 사용하기도 한다.

$$\frac{\phi_{O_2} + \phi_{O_2}}{G + \phi_{O_2}} = \text{산소제어목표치} \quad (7)$$

2.1.4 비열비 제어

정상 운전 중인 폐회로 내에는 높은 농도의 이산화탄소가 존재한다. 이산화탄소의 비열비(Specific Heat Ratio)가 작아 엔진에서의 연료 연소조건을 훼손시키기 때문에 비열비가 큰 알콘을 첨가함으로써 동작가스의 비열비를 공기와 유사하게 유지한다. 정상운전 중인 폐회로 디젤에서 동작가스의 평균 정압 비열(Specific Heat at Constant Pressure)은 엔진입구에서 다음과 같이 표현된다.

$$C_p = \frac{\phi_{N_2} C_{p_{N_2}} + (\phi_{O_2} + \phi_{O_2}) C_{p_{O_2}}}{G + \phi_{O_2}} + \frac{\phi_{CO_2} C_{p_{CO_2}} + \phi_{Ar} C_{p_{Ar}}}{G + \phi_{O_2}} \quad (8)$$

이 식을 이상기체의 정압 비열( $C_p$ )과 정적 비열( $C_v$ )에 대한 관계식<sup>[3]</sup>,  $C_p - C_v = R$ , 그리고 비열비에 대한 정의식  $\gamma = \frac{C_p}{C_v}$ 을 이용하여 재구성한다. 이로써 다음과 같은 비열비 제어와 관련된 식(9)를 얻는다.

$$\frac{\Phi_{N_2} Cp_{N_2} + (\Phi_{O_2} + \phi_{O_2}) Cp_{O_2}}{G + \phi_{O_2}} + \frac{\Phi_{CO_2} Cp_{CO_2} + \Phi_{Ar} Cp_{Ar}}{G + \phi_{O_2}} = \frac{\gamma R}{\gamma - 1} \quad (9)$$

여기서  $\gamma$ 는 비열비 제어 목표치이다.

## 2.2 동작가스 유동 모델

폐회로 계통의 배관에서 동작가스의 흐름을 기술하기 위해 1차원 비정상상태 유동 모델을 채용하였다. 배관의 직경이 길이에 비해 작고 동작가스의 유동 속도가 빠르기 때문에 배관 내에서의 반경방향 유동분포는 동작가스 유동 예측에 큰 영향을 미치지 않는다.

### 2.2.1 질량 보존방정식

질량보존법칙은 기체의 종류별로 적용한다. 동작가스 중 기체  $X$ 에 대한 질량 보존방정식은 다음과 같다.<sup>[5]</sup>

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho m_x) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u m_x + J_x) = R'_x \quad (10)$$

여기서,  $\rho$ 는 혼합 동작가스의 평균 밀도[ $\text{kg}/\text{m}^3$ ],  $m_x = \frac{M_x}{M}$ 로써 동작가스 중 기체  $X$ 의 질량비,  $u$ 는 동작가스의 평균속도[m/s],  $J_x$ 는 기체  $X$ 의 확산에 의한 이동량[ $\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$ ],  $R'_x$ 는 기체  $X$ 의 단위 부피당 질량생성량[ $\text{kg}/\text{m}^3 \cdot \text{s}$ ]이다.  $M_x$ 는 기체  $X$ 의 단위부피 내 질량[kg],  $M$ 은 혼합 동작가스의 단위부피 내 질량이다.

### 2.2.2 운동량 보존방정식

운동량 보존방정식은 동작가스 내에서 기체의 종류

에 따른 속도 차는 없다는 가정 하에 혼합 동작가스에 대한 식을 사용한다.<sup>[5]</sup>

$$\rho \left( \frac{\partial}{\partial t} u + u \frac{\partial}{\partial x} u \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu \frac{\partial}{\partial x} u \right) - \frac{\partial}{\partial x} P + \rho g \quad (11)$$

여기서,  $\mu$ 는 동작가스의 점성계수[ $\text{Ns}/\text{m}^2$ ],  $g$ 는 중력가속도[ $\text{m}/\text{s}^2$ ]이다.

### 2.2.3 에너지 보존방정식

동작가스의 에너지 변화는 주로 열에너지에 대해 좌우되고 운동에너지의 변화는 상대적으로 적으므로 무시할 수 있다. 그리고 기체 종류에 따른 열에너지 변화량을 계산할 필요성이 없다. 따라서 다음과 같은 혼합 동작가스에 대한 에너지 보존방정식(12)를 사용할 수 있다.<sup>[5]</sup>

$$\rho c_p \left( \frac{\partial}{\partial t} T + u \frac{\partial}{\partial x} T \right) = k \frac{\partial^2}{\partial x^2} T + Q \quad (12)$$

여기서,  $k$ 는 혼합기체의 열전도율[ $\text{J}/\text{m} \cdot \text{K} \cdot \text{s}$ ],  $Q$ 는 단위 길이당 열발생율[ $\text{J}/\text{m}^3 \cdot \text{s}$ ]이다.

## 2.3 흡수기 모델

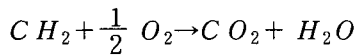
흡수기는 배기 속에 포함된 과잉 이산화탄소를 제거하는 역할을 한다. 폐회로 디젤에서 사용되는 회전형 흡수기는 원통 중심부에서 바깥방향으로 방출되는 물과 원통 바깥 부위에서 중심부로 흐르는 동작가스의 흐름이 서로 교차하는 형식을 취하고 있다. 폐회로 디젤이 운전 중에 있을 때 흡수기로 흐르는 가스 압력, 가스 조성, 가스 온도, 물 유량 등이 끊임없이 변

한다. 이러한 회전형 흡수기의 과도상태에서의 이산화탄소 흡수량을 묘사할 수 있는 모델이 필요하며, 본 연구에서는 참고문헌[6]에 제시된 방법을 따랐다.

#### 2.4 엔진 모델

폐회로 디젤의 운전에서 엔진의 역할이 중요하지만 동작가스의 유동해석 측면에서 디젤엔진은 산소를 소모하여 고온의 이산화탄소와 수증기를 방출하는 반응기로서의 역할과 동작가스의 유동에 운동량을 제공하는 역할로 이원화하여 단순화시킬 수 있다. 필요하다면 본 시뮬레이션 프로그램으로써 계산된 엔진 입출구 상태를 경계조건으로 하여 전문 전산 프로그램을 활용하면 엔진 실린더 내부 연소현상의 정밀한 분석도 가능하다.

엔진에서 디젤유와 산소의 화학반응은 다음 식을 쓸 수 있다.



배기가스 온도는 실측치를 이용한 선형 회귀모형<sup>[7]</sup>에 따라 구하였다.

$$T_{out} = c_o + \sum_{i=1} c_i x_i \quad (13)$$

위 식에서 독립변수  $x_i$ 는 엔진 출력, 엔진입구 산소 농도, 이산화탄소 농도 등이다. 여기서  $c_o$ 와  $c_i$ 는 회귀 모형 상수이다.

엔진에 의한 운동량 가산량은 엔진 배기구에서부터 흡기구까지의 압력 손실량을 엔진이 모두 보충해 주는 것으로 간주하였다. 운전조건 변화에 따른 배기가스의 방출 속도 변화는 엔진의 회전수 모델로부터 구

하였다. 엔진의 회전수 계산을 위해 엔진 출력, 엔진 입구 압력, 산소 농도 및 이산화탄소 농도에 대한 실측치를 바탕으로 위의 식(13)과 같은 형태의 선형 회귀모형을 구성하였다.

폐회로 시스템 내의 기체량, 가스온도, 폐회로 시스템 내부에서 기체가 차지할 수 있는 공간크기 등의 변화에 따른 엔진입구 압력변화는 기체상태방정식으로부터 구하였다.<sup>[3]</sup>

$$\frac{P}{nT} V = R \quad (14)$$

위 식에서 시스템의 운전조건에 따라 변하는 값은 압력, 온도 및 시스템 내부 기체 량이다. 그런데, 시스템 내부의 위치에 따라 이들 값이 다르므로 다음 식(15)와 같이 부피에 대한 가중평균값을 도입함으로써 이 문제를 해결하였다.

$$P \frac{\sum_j \frac{1}{n_j T_j} V_j}{\sum_j V_j} = R \quad (15)$$

위 식에서  $j$ 는 폐회로 공간을 유동방향에 따라 나눈 공간 인덱스이다. 식(15)를 이용하면 기준조건에서의 압력으로부터 운전 중 매 순간에서의 압력을 구할 수 있다.

엔진입구 압력을 구한 후 엔진출구 후단에서 엔진 입구에 이르는 부분에서의 압력 강하량을 계산함으로써 동작가스 유동 경로 상의 나머지 부분에서의 압력을 모두 계산할 수 있다.

$$P_j = P + \Delta P_j \quad (16)$$

### 2.5 기타모델

이외에도 폐회로 시동탱크 모델, 센서 모델, 구동기 모델, 산소 기화기 모델, 알콘 탱크 모델, 흡수기 수위 모델, 냉각기 모델, 기수분리기 모델, 해수처리장치 유량모델 등이 있으나 이들은 비교적 간단하므로 본 고에서는 소개하지 않았다.

또한 본 시뮬레이션 프로그램은 폐회로 디젤엔진용 비례제어기의 이득(gain)들을 결정하는 데에도 사용되므로 제어기의 비례제어 프로그램을 원형 그대로 사용하였다. 이렇게 함으로써 시뮬레이션을 통해 얻은 최적 이득을 제어기에 수정없이 적용 가능하였다.

### 2.6 수치해석 방법

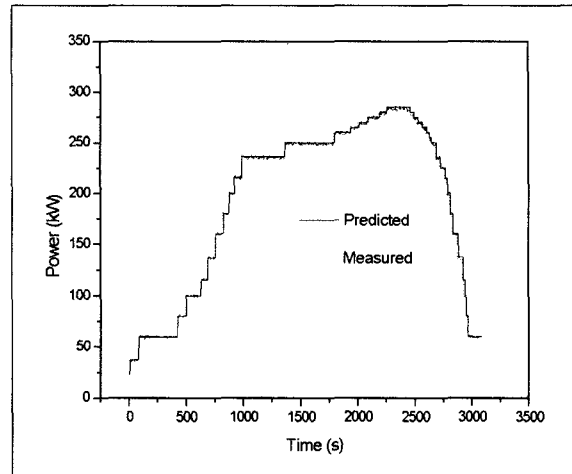
질량과 에너지 보존방정식을 함께 풀고, 운동량 보존방정식은 따로 풀었다. 그리고 묵시적(Implicit) 해법과 상류도식(Upwind Scheme)을 채용하였다.

## 3. 계산 및 결과분석

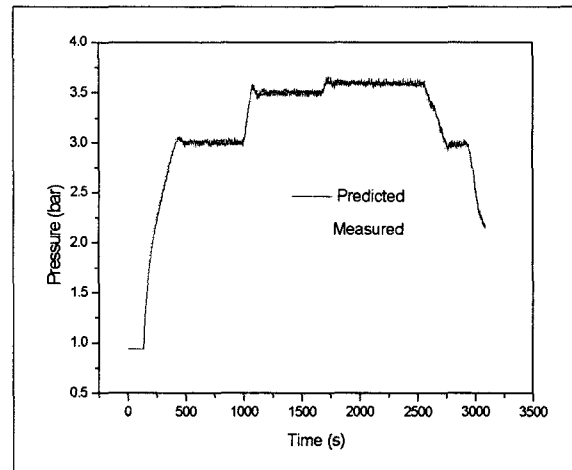
### 3.1 예측 정확성 검증

시뮬레이션 프로그램의 정확성은 측정치와의 비교를 통해 검증되었다. 출력변화에 대한 예측치와 측정치는 그림 3에서와 같이 잘 일치하였다. 출력변화의 일치성은 엔진입구에서의 가스조성 예측과 출력변경 제어의 일치성도 간접적으로 확인해 주고 있다. 예측치와 측정치의 차이는 1% 이내여서 그림에서 구분하기가 쉽지않다.

그림 4는 압력변화를 비교한 것이다. 전 구간에 걸쳐 5% 이내의 오차범위 내로 일치하고 있다. 압력제어가 주로 이산화탄소 농도와 관련 있으므로 엔진에서의 이산화탄소의 발생량과 흡수기에서의 이산화탄



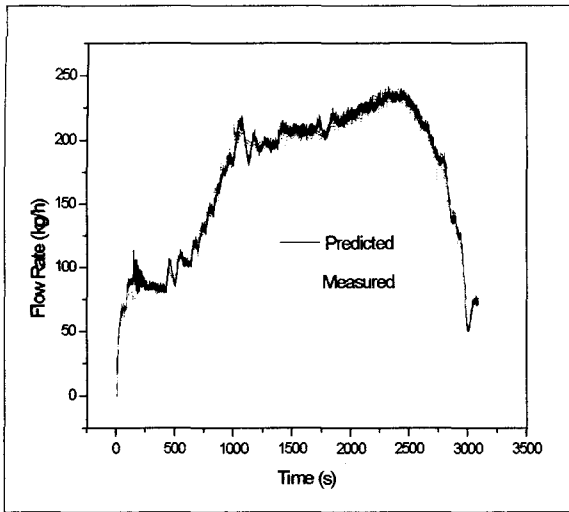
[그림 3] 출력변화 측정치와 예측치 비교



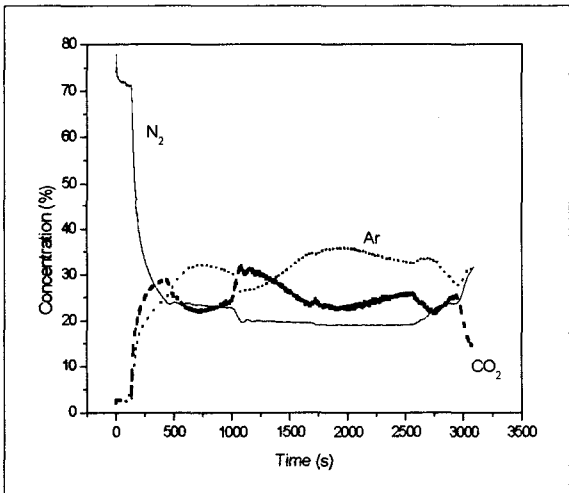
[그림 4] 시스템 압력 측정치와 예측치 비교

소 흡수량 예측이 높은 정확성을 가지고 있음을 반증한다.

그림 5는 운전 중 측정된 산소유량과 예측치를 비교한 것으로 전 운전구간에 걸쳐 잘 일치하고 있다. 산소농도제어는 실제 시스템과 시뮬레이션에서 모두 센서오차 범위 내로 일치하였다.<sup>[2]</sup> 운전 초기의 약간의 불일치는 급속한 압력변화로 인한 가스 총량의 불일치와 유량계 측정오차에 기인한 것으로 판단된다.



[그림 5] 산소유량 측정치와 예측치 비교



[그림 6] 동작가스 조성비 예측치

### 3.2 가스조성 예측능력

그림 6은 엔진입구에서 운전기간 중 질소, 알곤, 이산화탄소 농도 변화를 나타낸 것이다. 이들 값들은 현실적으로 실시간 측정이 불가능하며 전산 시뮬레이션에 의해서만 예측가능하다.

운전 개시와 더불어 질소농도의 감소, 배기에 의한 이산화탄소 농도 증가, 그리고 비열비 제어에 따른 알

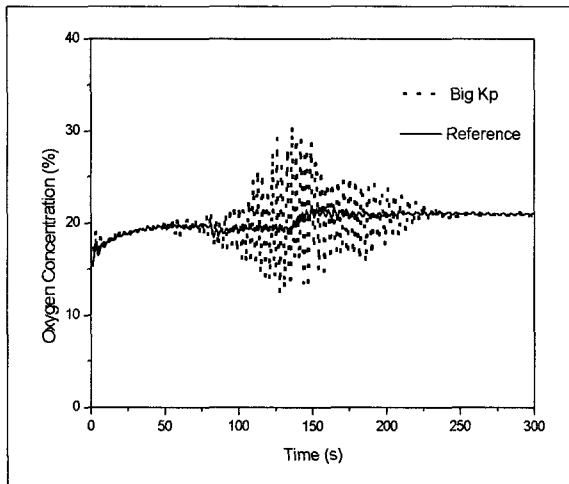
곤 농도 증가가 정량적으로 계산되었다. 알곤과 이산화탄소의 농도변화는 동일한 변화양상을 보이나 압력의 변화가 있을 경우엔 다른 변화를 보임을 확인할 수 있다. 또한 운전말기에 시스템 압력을 낮추기가 어려운 이유가 이산화탄소 농도의 저하에 기인함을 보여주고 있다. 참고로, 산소 농도는 운전 전 과정에 걸쳐 21%로 제어된다.

### 3.3 제어기 이득조정

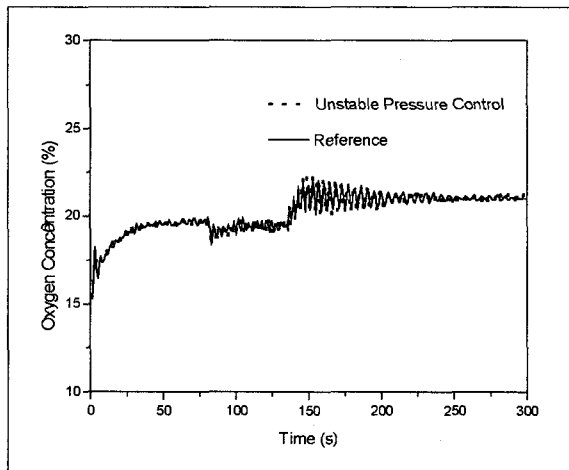
폐회로 디젤엔진의 주요 제어변수는 동작가스의 상태와 조성을 최적화하기 위한 산소농도, 시스템 압력, 비열비 제어와 시스템의 정상작동을 보장하기 위한 엔진 운전제어, 흡수기 수위제어, 냉각기 유량제어 등이 있다. 이 중에서 산소농도의 제어는 동작가스의 조성, 엔진 구동상태, 산소 공급라인의 열역학적 상태 등에 의해 영향을 받기 때문에 제어기 이득을 최적화하기가 쉽지 않다. 운전모드와 압력, 출력, 해수온도 등 다양한 외부인자에 의해 제어조건이 변화하므로 한 가지 조건에서 최적화된 제어기 이득이 다른 조건에서는 부적절할 수 있다. 이로 인해 시행착오법에 의존하여 제어변수를 결정하기엔 많은 노력이 요구된다. 시뮬레이션 프로그램은 제어기 이득 결정을 위한 노력을 크게 줄였을 뿐 아니라 제어특성변화를 이해하는 데도 기여하였다.

예를 들어 산소농도 제어기의 비례이득( $K_p$ )에 대해서 살펴보자. 비례이득의 크기가 최적치 보다 클 경우 그림 7과 같이 제어 민감성이 강해져 산소농도가 제어목표치를 크게 벗어날 수 있다. 반면에 비례이득의 크기가 작으면 제어 민감도가 떨어져 산소농도가 제어목표치에 쉽게 접근하지 못했다.

산소제어를 위한 이득이 최적화되었다 하더라도 압력제어가 불안정해 지면 이 영향이 산소제어에 영향



[그림 7] 큰 비례이득(Kp)에 의한 산소제어



[그림 8] 부적절한 압력제어에 따른 산소제어 불안정 현상

을 미침을 그림 8에서 확인할 수 있다. 불안정한 압력 제어는 이산화탄소 농도에 영향을 미쳐 동작가스 조성비를 불안정하게 할 뿐 아니라 산소센서의 압력 바이어스도 불안정하게 하기 때문에 산소농도제어를 어렵게 만든다.

반대로 압력제어도 산소제어의 안정성에 영향을 받기 때문에 불안정한 산소제어 상태에서 안정된 압력

제어를 달성할 수 없다.

이 뿐만 아니라 비열비 제어, 엔진 운전제어, 흡수기 수위제어 등도 정도의 차이는 있지만 서로의 안정성에 영향을 미친다.

#### 4. 결 론

폐회로 디젤엔진은 배기 중의 이산화탄소를 제거한 후 산소와 알곤을 추가하여 재순환시키면서 운전되는 장치이다. 폐회로 내에서 동작가스가 짧은 시간동안 재순환되고 엔진출력과 압력 및 동작가스 조성이 빠르게 변하며 시간지연이 크지 않은 가스농도 측정치는 산소농도 밖에 없다. 이 때문에 시스템 내부에서 일어나고 있는 가스조성의 변화를 실측에 의해 관측하기가 불가능할 뿐 아니라, 비례 제어기의 제어 이득을 시행착오법에 의해 결정하기도 많은 노력과 시간을 필요로 한다.

이런 문제점을 해결하기 위해 폐회로 디젤엔진 시스템의 동작가스 상태 변화를 예측할 수 있는 수학적 모델을 개발하고 이를 바탕으로 프로그램을 작성하였다. 이 시뮬레이션 프로그램은 실시간 측정이 불가능한 여러 물리량을 높은 정확도로 예측할 수 있게 함으로써 폐회로 디젤의 최적설계를 가능하게 하였다. 뿐만 아니라 비례 제어기의 이득을 시뮬레이션을 통해 미리 시험해 봄으로써 실제 시스템을 사용한 제어 이득 최적화 작업을 크게 줄일 수 있었다.

#### 참 고 문 헌

[1] Bas Bonnier, Carl Prins, Allyn Boyes, Hubert



- Ohmayer and John Pearson, "Low Signature Closed Cycle Diesel AIP System for Submarine," *UDT 97*, Hamburg Germany, 24~26 June 1997, pp.119~124.
- [2] S.H. Chung, H.J. Paik and I.G. Kim, Development of the control system of closed cycle diesel engine, "*The 3<sup>d</sup> Seminar on Naval Weapon Systems Development*, Agency for Defense Development, Chinhae Korea, June 2000," pp.98~101.
- [3] Loren G. Hepler and Wayen L. Smith, "Principles of Chemistry," Macmillian Publishing Co, New York, 1975.
- [4] T. Godish, "Air Quality," Lewis Publishers, Michigan, 1991.
- [5] S.V. Patankar, "Numerical heat transfer and fluid flow," McGraw-Hill, New York, 1980.
- [6] H.J. Paik, "A mathematical model on the absorption rate of carbon-dioxide in mixed gas during the transient state of rotary type absorbers," *Trans. of the KSME B*, vol. 26, no. 12, 2002, pp.1729~1737.
- [7] N.R. Draper and H. Smith, "Applied Regression Analysis," 2<sup>nd</sup> Ed., John Wiley & Sons, New York, 1981.