

〈논문〉 SAE NO. 953714

터보 과급 디젤 기관의 동특성에 관한 연구

A Study on the Dynamic Characteristics of a Turbocharged Diesel Engine

최 낙 정,* 이 창 식**
N. J. Choi, C. S. Lee

ABSTRACT

This study investigates the response characteristics of a four-cylinder four-stroke turbocharged diesel engine by using computer simulation and experiments when a rapid acceleration is applied to the fuel-pump rack.

In the theoretical analysis, linearization method is used to avoid the difficulty on the complex nonlinear functions. Compressor exit pressure, pressure and temperature of turbine inlet, and turbocharger speed are chosen as the independent variables of transfer functions which represent the dynamic characteristics of the turbocharger system, and expressed as the functions with respect to the time.

Experiments on the same engine system are also carried out to prove the validity of theoretical study. Further, this study carried an experiment for improving transient response performance by injecting air into the inlet manifold under the rapid accelerating conditions.

The effects of air injection on the response performances are also represented at varying conditions such as injection pressure, injection period, accelerating rate, accelerating time, engine speed and load.

주요기술용어 : Turbocharged Diesel Engine(터보과급디젤기관), Transfer Function(전달함수), Dynamic Characteristics(동특성), Linearization Method(선형화법), Rapid Acceleration(급가속), Air Injection(공기분사)

1. 서 론

기관의 출력을 증가시키기 위해서는 실린더 내로 흡입되는 공기를 고밀도로 공급하는 것이

필요하며, 이러한 목적으로 연소후 대기중에 방출되는 배기 가스를 작동 유체로하여 과급기를 구동하는 터보 과급 기관이 개발되었다.

이와 같은 터보 과급 기관은 기관을 대형화하지

* 정회원, 이리농공전문대학 자동차과

** 정회원, 한양대학교 기계공학과

않고 큰 출력을 얻을 수 있을 뿐만 아니라, 연료 소비율과 배기 성능 등을 향상시킬 수 있는 많은 장점을 가지고 있으므로 최근에는 과급 압력 증가에 따른 노킹 발생의 문제점이 없는 차량용 디젤 기관에 널리 이용되고 있다.

그리고, 이러한 과급 기관에 장착되는 터보 과급기는 자동차의 운전이 급가속이나 급감속 등이 반복되는 점을 감안할 때 넓은 유량 범위와 빠른 응답성이 요구된다.

그러나, 터보 과급 기관은 속도형의 터빈과 용적형의 기관을 조합시킨 복합 과급 기관이기 때문에 급가속 등의 과도 운전시에는 과급기의 응답 지연 현상이 발생되고 이에 따른 영향으로 순간적인 연소, 기관 작동 불량 등을 초래하여 자연 흡입식 기관에 비해 오히려 성능이 떨어지는 경우가 있다. 따라서, 급가속 등의 과도 운전시 기관과 과급기의 응답 성능에 영향을 미치는 성능인자들의 특성을 규명하고 개선하기 위한 연구는 매우 중요한 과제가 되고 있다.

터보 과급 디젤 기관의 동특성에 관한 연구로는 박용 기관과 발전 장치용 기관의 조속 성능에 관한 연구^{1, 2)}를 비롯하여, 출발시의 기동 특성 규명 및 과급기 경량화 재료 개발에 관한 연구^{3, 4)} 급부하 적용시의 동특성에 관한 연구⁵⁻¹¹⁾ 등이 발표 되고 있으나, 급가속 운전시 응답성능 규명과 향상 방안에 관한 연구^{12, 13)}는 아직 미흡한 실정이다.

따라서, 본 연구는 정상 운전중인 4사이클 4실린더 터보 과급 디젤 기관에 갑자기 급가속이 주어졌을 때, 기관과 과급기의 응답 성능에 영향을 미치는 성능 인자들에 대한 응답 특성을 이론 해석과 실험을 통하여 규명하였다.

또한, 이론 해석의 타당성 검증과 급가속의 과도 운전시 응답 성능을 개선할 목적으로 동일한 기관 시스템에 대한 실험이 수행 되었으며, 응답 성능 개선을 위한 실험은 급가속과 동시에 흡기 매니폴드 내에 외부에서 연속적으로 압축 공기를 분사하는 방법을 이용하였다.

그리고, 이와 같은 공기 분사가 기관과 과급기의 응답 성능에 미치는 영향에 대하여 분사 압력, 분사 시간, 급가속 율, 급가속 시간, 기관

회전 속도 및 부하의 변화에 대하여도 연구하였다.

2. 이론해석

본 시뮬레이션 기관의 동특성에 대한 전달 함수의 해석은 복잡한 비선형 함수를 피하기 위해 선형화 방법이 사용되었으며 다음과 같은 가정을 두고 계산 하였다.

- (1) 기관 회전 속도, 토크, 흡·배기관 내 압력 등의 입·출력 변수는 1사이클의 평균값을 취하고, 1사이클 내의 비정상 변화는 고려하지 않는다.
- (2) 밸브 오버랩시 동가 오리피스스를 적용한다.
- (3) 흡·배기 기간중 실린더 및 배기관 내의 가스는 유입한 가스와 순간적으로 완전 혼합한다.
- (4) 공기 및 연소 가스의 가스 정수, 비열비는 일정하다.
- (5) 과급기계에서 기관은 단순한 에너지 공급원이며, 1사이클 평균값으로 연속해서 공기를 흘려보내는 1개의 노즐로 간주한다.

2.1 기관 회전계의 전달 함수

디젤 기관에서 정상 운전중에 연료 펌프 렉에 변위가 일어났다면 기관 회전 속도(N_c)의 변동은 다음과 같이 나타 낼 수 있다.

2.1.1 기관 회전 속도

$$\frac{dN_c}{dt} = \frac{30}{\pi} \frac{1}{I_c} \left(\frac{zV}{4\pi} p_{me} - CN_c^2 \right) \quad (1)$$

여기서, I_c 는 크랭크 축 회전 관성 모멘트, P_{me} 는 제동 평균 유효 압력, Z 는 실린더 수, V 는 행정 체적, C 는 추진축 토크 상수이다.

위 식 (1)을 정상 상태에서부터 미소 변동분을 고려하고 라플라스 변환하여 무차원 기관 회전 속도(n_c)를 구하면 다음과 같다.

$$n_c = \frac{\Delta N_c}{N_{c10}}, \quad p_{mc4} = \frac{\Delta P_{me}}{P_{me0}}, \quad (\text{하첨자, } 0 :$$

정상상태, Δ : 미소변동, 4 : 4사이클)

$$\tau_c \dot{n}_c + 2n_c = p_{me}$$

$$n_c = \frac{1}{T_c s + 1} \frac{1}{2} p_{me} \quad (2)$$

단, $\tau_c = \left(\frac{\pi N_{e0}}{30}\right)^2 \frac{I_c}{75H_{e0}}$, $T_c = \frac{\tau_c}{2}$ 이다.

여기서, τ_c 는 기관 가속 정수를 나타내는 지연 시상수이며, H_{e0} 는 기관의 마력이다.

2.12 연료 랙 변위와 연료 유량

기관 실린더 내에 분사 되는 연료 유량 B는 연료 랙의 변위 X에 거의 정비례하여 증가하므로, 어느 위치 X_0 로부터 ΔX 만큼 변화 하였다면 이에 상당하는 연료의 증가 ΔB 는 기관 구조상 동시에 분사 될 수 없고, 랙이 작동되는 순간부터 착화 순서에 따라 1회 분사에 소요되는 시간의 지연을 한후 도달하게 되는데, 이를 수식화 하면

$$B = KX$$

$$\frac{dB}{dt} = \frac{1}{T_f} KX - B \quad (3)$$

가 되며, 위 식 (3)을 다시 $b = \Delta B/B_0$, $x = \Delta X/X_0$ 로

무차원화 하고 라플라스 변환하여 연료 유량(b)의 전달 함수를 구하면 다음과 같다.

$$b = \frac{1}{T_f s + 1} x \quad (4)$$

여기서, $T_f = 120/N_{e0}$ 이며 1회 분사에 소요되는 시간을 나타내는 시상수이다.

2.13 연소 가능한 연료 유량과 제동 평균 유효 압력

위 식 (4)에서 실린더에 분사되어진 무차원 연료 유량(b)은 정특성 상태의 운전 조건에 따라 연소되는 량이 다르므로 본 연구에서는 다음과 같이 2가지로 고려하여 연소 가능한 연료 유량 (b^*)을 계산 하였다.

$$b^* = \begin{cases} b & \dots \dots \dots b \leq \lambda_0 - 1 + \lambda_0 \phi_2 \\ \lambda_0 - 1 + \lambda_0 \phi_2 & \dots \dots \dots b > \lambda_0 - 1 + \lambda_0 \phi_2 \end{cases} \quad (5)$$

여기서, λ_0 는 정상 상태의 공기 과잉율이다. 제동 평균 유효 압력(p_{me4})은 연소에 의한 압력과 펌프일에 의한 압력을 고려하여 다음과 같이 계산 하였다.

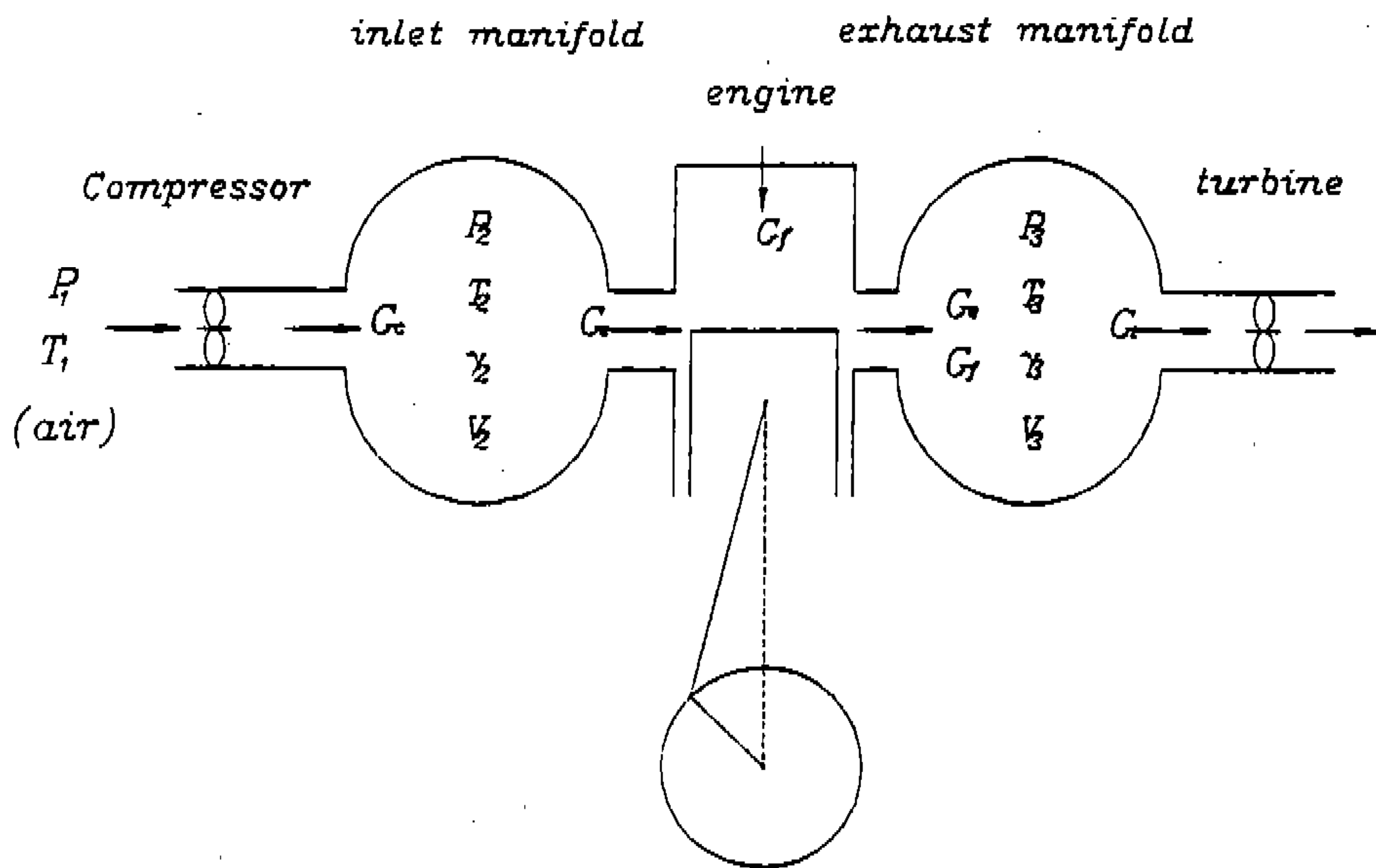


Fig.1 Simplified model of engine and turbocharger system

$$p_{m04} = \left(\frac{P_{m0}}{P_{m04}}\right)b^* + \left(\frac{P_{20}}{P_{m04}}\right)p_2 - \left(\frac{P_{30}}{P_{m04}}\right)p_3 \quad (6)$$

여기서, (P_{m0}/P_{m04}) , (P_{20}/P_{m04}) 및 (P_{30}/P_{m04}) 는 전체 평균 유효 압력에 대한 연소 압력, 급기 압력 및 배기 압력의 비율을 나타낸다.

2.2 과급기 계의 전달 함수

본 연구에서는 과급기 계의 동특성에 크게 영향을 미치는 성능 인자인 압축기 출구 압력(p_2), 터빈 입구 압력(p_3) 및 온도(θ_3), 과급기 회전 속도(n)의 전달 함수를 기관측으로부터 에너지를 입력받아 계산하였으며, Fig.1은 이론 해석을 위해 적용된 기하학적인 모델을 나타낸다.

여기서, 하첨자 1은 대기 상태, 2와 3은 흡기 및 배기관 내의 공기 상태를, c, e, t는 압축기, 기관 및 터빈을 나타낸다.

2.2.1 압축기 출구 압력의 응답

위 Fig.1에서 흡기관을 검사 체적으로하여 질량 보존의 법칙을 적용하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{\gamma_2 V_2}{n_2 P_2} \frac{dP_2}{dt} = G_c - G_e \quad (7)$$

여기서, G_c 와 G_e 는 압축기 출구 및 기관 흡입 유량이다.

위 식 (7)을 새로운 무차원 변수 $p_2 = \Delta P_2 / P_{20}$, $n_c = \Delta N_c / N_{c0}$, $g_c = \Delta G_c / G_0$, $g_e = \Delta G_e / G_0$ 로 정상 상태에서부터 미소 변동분을 고려하여 정리하면

$$\frac{\gamma_2 V_2}{n_2 G_0} \dot{p}_2 = g_c - g_e \quad (8)$$

가 되며, 무차원 유량 g_c 와 g_e 는 본 실험 기관의 압축기 특성 및 기관 흡입 곡선 선도로부터 다음과 같이 구하였다.

$$\left. \begin{aligned} g_c &= -\frac{1}{\alpha} p_2 + \frac{\beta}{\alpha} n_c \\ g_e &= -\frac{1}{\gamma} p_2 + \frac{\delta}{\gamma} n_e \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

여기서 $\alpha, \beta, \gamma, \delta$ 는 압축기 및 기관 흡입 곡선의 기울기를 나타내는 상수이다.

위 식 (9)의 g_c 와 g_e 를 식 (8)에 대입하고 라플라스 변환하여 압축기 출구의 무차원 압력(p_2)을 구하면 다음과 같다.

$$\tau_2 \dot{p}_2 + \left(\frac{1}{\alpha} + \frac{\beta}{\gamma}\right) p_2 = \frac{\beta}{\alpha} n_c - \frac{\delta}{\gamma} n_e$$

$$p_2 = \frac{1}{T_2 s + 1} [K_1 n_c - K_3 n_e] \quad (10)$$

여기서, $\tau_2 = \frac{\gamma_2 V_2}{n_2 G_0}$, $T_2 = \tau_2 \frac{\alpha \gamma}{\alpha + \gamma}$ 이며, τ_2 는 압력 P_{20} , 용적 V_2 의 흡기관에 단위 시간당 G_0 의 공기를 압입시킬 때 걸리는 시간을 나타내는 지연 시간상수, K_1 과 K_3 는 위 식 (10)의 계산시에 얻어지는 계인 상수이다.

2.2.2 터빈 입구 압력의 응답

Fig.1에서 배기관을 검사 체적으로하여 질량 보존의 법칙을 적용하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{\gamma_3 V_3}{n_3 P_3} \frac{dP_3}{dt} = G_e + G_f - G_t = G_e - G_t \quad (11)$$

여기서, G_f 는 연료의 유량, G_t 는 터빈에 들어오는 연소 가스의 유량, n_3 는 폴리트로픽 지수, V_3 는 배기관 용적이다.

위 식 (11)에서 G_f 는 미소하므로 무시하고, $p_3 = \Delta P_3 / P_{30}$, $g_t = \Delta G_t / G_{t0}$ 로 무차원화 하면

$$\frac{\gamma_3 V_3}{n_3 G_0} \dot{p}_3 = g_e - g_t \quad (12)$$

가 되며, g_t 는 본 실험 기관의 터빈 특성 곡선 선도로부터 다음과 같이 구하였다.

$$g_t = \left(1 + \frac{1}{\epsilon}\right) p_3 - \frac{1}{2} \lambda_0 \theta_3 \quad (13)$$

여기서, ϵ 는 터빈 특성 선도의 기울기를 나타

내며, λ_0 와 θ_3 는 압축기 출구 및 터빈 입구 온도로부터 정의 되어진 상수이다.

따라서, 무차원 터빈 입구 압력(p_3)은 식 (12)에 식 (9)의 g_2 와 식 (13)의 g_3 를 대입하고 라플라스 변환하면 다음과 같이 구하여진다.

$$\tau_3 \dot{p}_3 + \left(1 + \frac{1}{\varepsilon}\right) p_3 = \frac{1}{\gamma} p_2 + \frac{1}{2} \lambda_0 \theta_3 + \frac{\delta}{\gamma} n_e$$

$$p_3 = \frac{1}{T_3 s + 1} [K_4 \theta_3 + K_5 p_2 + K_6 n_e] \quad (14)$$

단, $\tau_3 = \frac{\gamma_{30} V_3}{n_3 G_3}$, $T_3 = \tau_3 \frac{\varepsilon}{1 + \varepsilon}$ 이다.

여기서, τ_3 는 압력 P_{30} , 용적 V_3 의 배기관에 단위 시간당 G_0 의 공기를 압입시킬 때 걸리는 시간을 나타내는 지연 시상수, K_4, K_5, K_6 는 위 식 (14)의 계산시에 얻어지는 계인 상수이다.

2.2.3 터빈 입구 온도의 응답

기관과 과급기 계에 대하여 에너지 보존의 법칙을 적용하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{d}{dt}(C_p \gamma_3 V_3 T_3) = C_p G_c T_2 - C_p G_t T_3 + QH - AW_E - AW_L \quad (15)$$

여기서, Q 는 연소에 사용되어진 연료유량, H 는 연료의 저위발열량, AW_E 는 기관이 얻은 일의 열량, AW_L 은 냉각 및 방열손실 열량이다.

위 식(15)에 질량보존의 법칙을 적용하고 $Z_0 = r_{30} V_3 / G_0$ 와 정상상태로부터 미소변동분 $q = \Delta Q / Q_0$ 를 고려하여 무차원화하면 다음과 같이 된다.

$$\tau_0 \dot{\theta}_3 + \theta_3 = -\frac{1}{\gamma} p_2 - \frac{\delta}{\gamma} n_e + q - \frac{\Delta \eta_E + \Delta \eta_L}{1 - \eta_{E0} - \eta_{L0}} \quad (16)$$

여기서, 연소에 사용되어진 무차원 연료 유량 q 는 $Q \propto B^* N_e / 120$ 이므로 $Q = KB^* N_e$ 로 부터 무차원화 하면 $q = b^* + n_e$ 가 되며, 마지막 항은 대단히 적으므로 본 연구에서는 무시하였다.

따라서, 이 q 값을 식 (16)에 대입하고 라플라스 변환하여 배기 온도(θ_3)의 전달 함수를 구하면 다음과 같다.

$$\tau_0 \dot{\theta}_3 + \theta_3 = -\frac{1}{\gamma} p_2 + (1 - \frac{\delta}{\gamma}) n_e + b^*$$

$$\theta_3 = \frac{1}{T_0 s + 1} [b^* + K_9 n_e - K_7 p_2] \quad (17)$$

여기서, $T_0 = \tau_0$ 이며, K_7, K_9 는 위의 식에서 얻어지는 계인 상수이다.

2.2.4 과급기 회전 속도의 응답

과급기의 터빈 및 압축기 회전부의 운동 에너지 증가는 터빈 출력과 압축기 흡수 동력과의 차와 같으므로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{d}{dt} \left\{ \frac{1}{2} I_t \left(\frac{\pi}{30} N_t \right)^2 \right\} = G_t \cdot L_{te} - G_c \cdot L_{ce} \quad (18)$$

여기서, I_t 는 과급기 관성 모멘트, N_t 는 과급기 회전 속도이며, 터빈 동력 L_{te} 와 압축기 동력 L_{ce} 은 과급기 내 가스 상태 변화를 단열과정으로 고려하여 다음과 같이 계산 하였다.

$$L_{te} = \frac{k_t}{k_t - 1} R_t T_3 \eta_t \left[1 - \left(\frac{P_1}{P_3} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}} \right]$$

$$L_{ce} = \frac{k_c}{k_c - 1} \frac{R_c T_1}{\eta_c} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k_c - 1}{k_c}} - 1 \right] \quad (19)$$

여기서, k_t, k_c 는 터빈과 압축기 내 가스의 비열비이고, R_t, R_c, η_t, η_c 는 터빈과 압축기의 가스 상수 및 효율이다. 위 식(18)을 새로운 무차원 변수 $l_t = \Delta L_{te} / L_{te0}, l_c = \Delta L_{ce} / L_{ce0}$ 로 정상 상태에서부터의 미소 변동분을 고려하여 정리하면 다음과 같이 된다.

$$\tau_t \dot{n}_t = l_t - l_c + g_t - g_c \quad (20)$$

단, $\tau_t = \left(\frac{\pi}{30} N_{t0} \right)^2 \frac{I_t}{G_{t0} \cdot L_{te0}}$ 이다.

여기서, τ_i 는 과급기의 출력, 관성 모멘트 및 회전 속도에 따라 주어지는 시상수이며, λ_1 와 λ_2 는 식 (19)를 무차원화 하여 구한다.

따라서, 무차원 과급기 회전 속도(n_i)의 전달 함수는 위 식 (20)에 식 (9)의 g_i 와 식 (13)의 g_3 를 대입하고 라플라스 변환하여 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\tau_i n_i + \frac{\beta}{\alpha} n_i = \frac{1}{2} \lambda_0 \theta_3 + \left(\frac{1}{\alpha} - \lambda_c \right) p_2 + \left(1 + \frac{1}{\varepsilon} + \lambda_c \right) p_3$$

$$n_i = \frac{1}{T_i s + 1} [K_{10} \theta_3 + K_{11} p_2 + K_{12} p_3] \quad (21)$$

여기서, $T_i = \tau_i \alpha / \beta$ 이며, λ_c 와 λ_1 는 위 식 (19)를 무차원화 할때, K_{10} , K_{11} , K_{12} 는 위 식 (21)의 계산시에 얻어지는 계인 상수이다.

이상에서 구한 식 (10), (14), (17) 및 식 (21)로부터 과급기 계의 압축기 출구 압력(p_2), 터빈 입구 압력(p_3), 터빈 입구 온도(θ_3) 및 과급기 회전 속도(n_i)의 무차원화된 응답 특성을 계산한다.

2.3 계산 과정

기관이 일정 회전 속도의 정특성 상태에서 연료 랙에 변위가 생기면 먼저 무차원 연료 유량(b)이 식 (4)에서 계산되고 식 (5)로부터 연소 가능한 연료 유량(b^*)이 결정 된다. 이어서, 제동 평균 유효 압력(p_{me4})과 기관 회전 속도(n_e)가 식 (6)과 식 (2)로부터 계산되고, 이 값을 입력으로 하여 과급기 계의 동특성이 위 식 (10), (14), (17) 및 식 (21)로부터 계산되어진다. 이상의 계산 과정을 블록 선도로 표시하면 Fig.2와 같다.

한편, 이 식들에 사용되고 있는 시상수와 계인 상수값은 큰 급가속전 정특성 상태에서 얻어진 실험 데이터로부터 계산되는데, 본 연구에서는 무부하 1000rpm, 2000rpm과 부하 일정인 1000rpm의 3가지 정특성 운전 조건에서 산출하여 적용하였다.

3. 실험 장치 및 실험 방법

실험 장치는 기관과 동력계를 기본으로하여 실린더 내 압력과 흡·배기관 내 압력·온도 측정장치, 압축기 출구에 외부 공기 분사 장치, 연료 랙 구동 장치, 데이터 처리 시스템 및 기타 측정

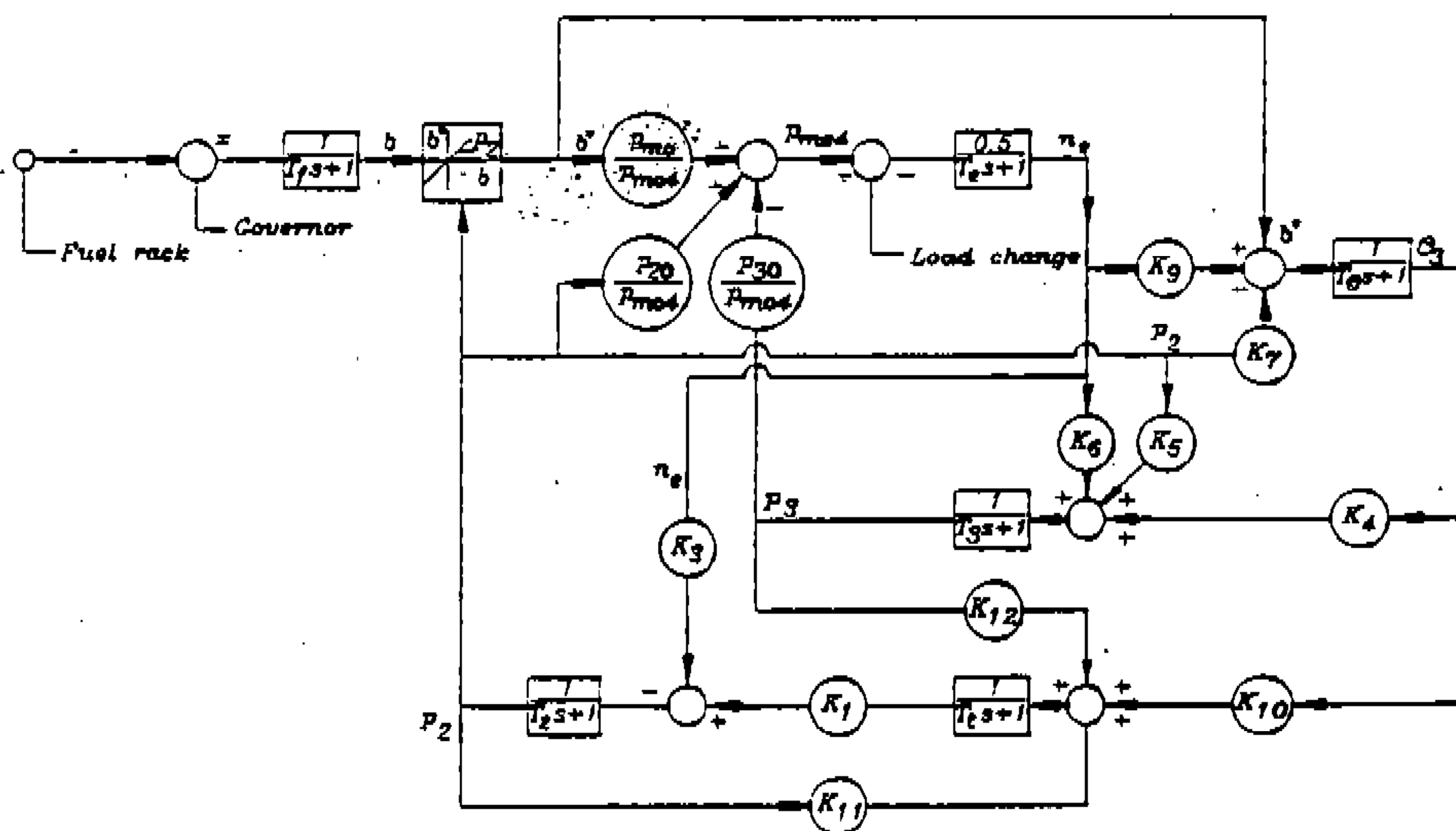


Fig.2 Block diagram of the components of transfer functions

장치로 구성하였으며 본 연구에 사용된 기관과 과급기의 제원은 Table.1과 같다.

압축기 출구의 흡기관에 외부 공기 분사 장치는 Fig.3과 같이 공기 압축기에서 발생된 공기를 압력

레귤레이터와 타이머 스위치를 통해 내경 6mm의 파이프에서 일정한 압력으로 압축기 출구를 향해 분사되도록 하였으며, 연료 랙은 Fig.4와 같이 스텝핑 모터에 연결하여 컴퓨터에서 조작할 수

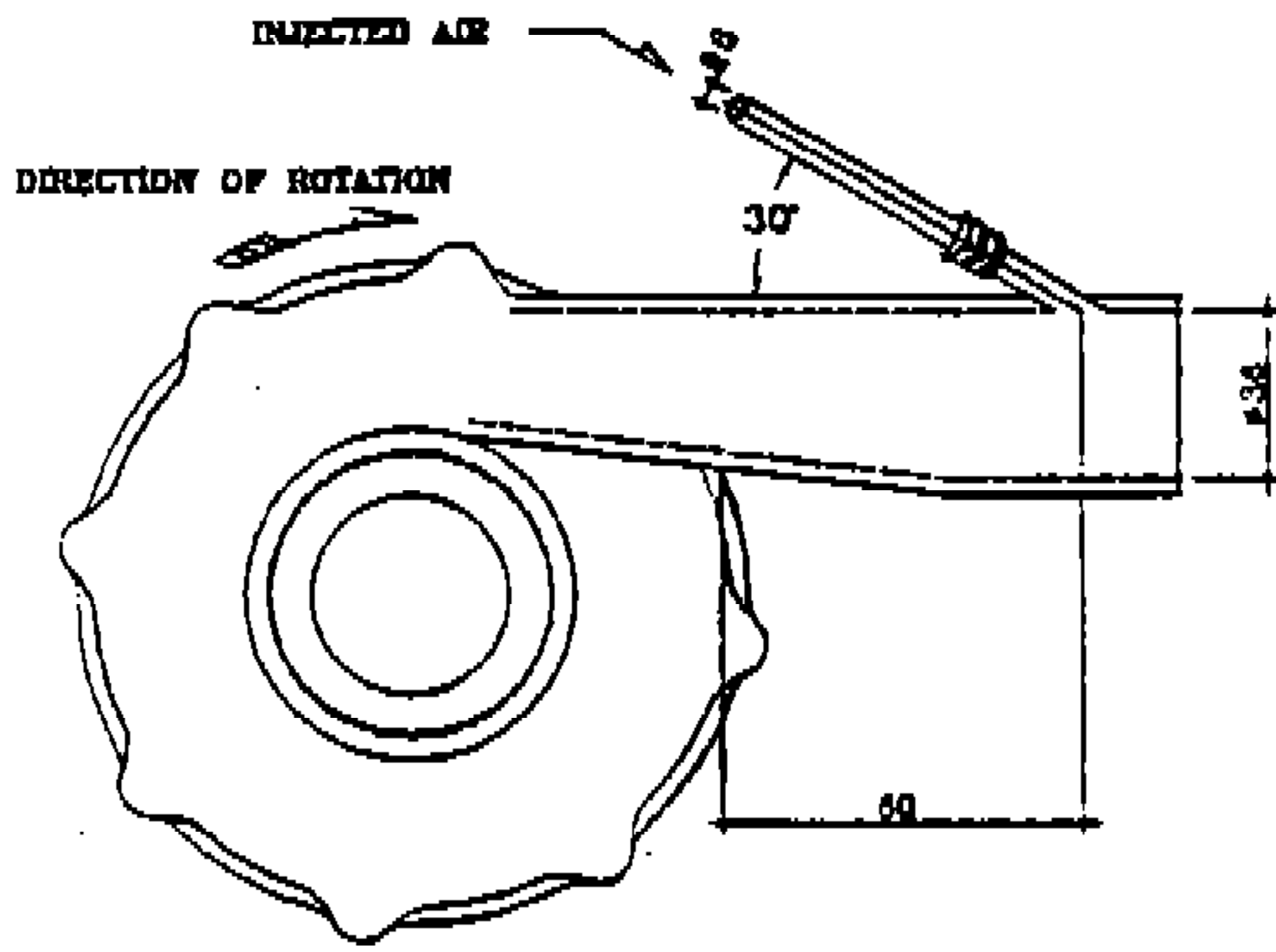


Fig.3 Position of air injection

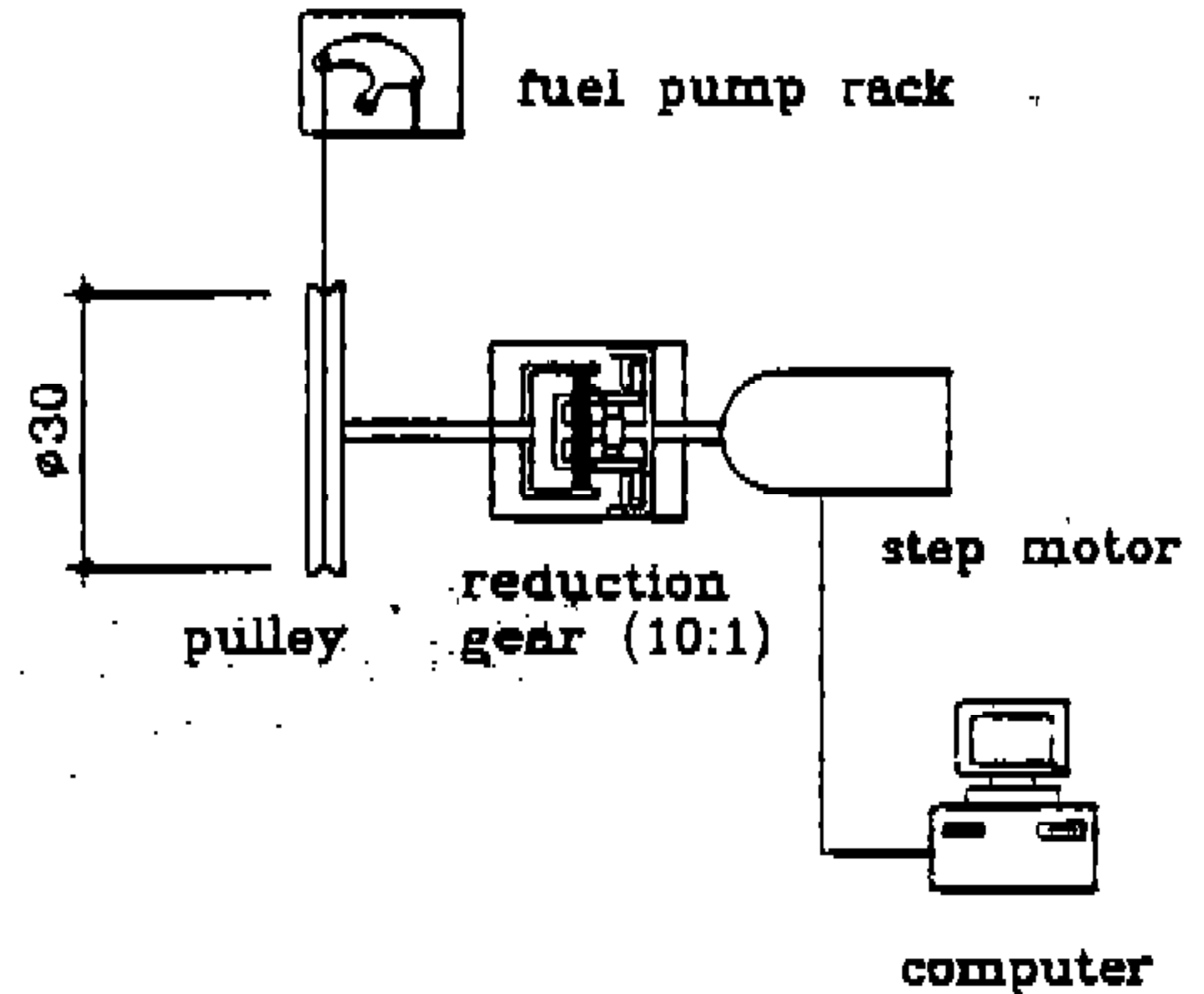


Fig.4 Acceleration system of fuel-pump rack

Table 1 Specifications of experimental engine and turbocharger

Item			Specification
Engine type			4 stroke, turbocharged diesel engine
Number of cylinder			4
Combustion chamber			indirect injection
Bore x stroke(mm)			91.1×95.0
Piston displacement(cc)			2476
compression ratio			21.1
Connecting rod length(mm)			158.4
Valve timing	Intake	open	BTDC 20°
		close	ABDC 48°
	Exhaust	open	BBDC 54°
		close	ATDC 22°
Max. power(PS)			85 PS/4200rpm
Volume of inlet manifold(l)			0.00118
Volume of exhaust manifold(l)			0.00104
Diameter of turb. blade(mm)			39
Diameter of comp. vane(mm)			33
Number of turb. blade			12
Number of comp. vane			12

있도록 하였다.

본 연구에서는 연료 탱크의 급가속시 압축기 출구에 공급되는 공기 분사 압력이 본 실험 기관의 응답 특성에 미치는 영향을 규명하기 위하여 정특성과 동특성 상태에서 압축기 입구, 압축기 출구, 터빈 입구 및 출구의 압력과 온도를 측정하였으며, 또한 실린더 압력, 기관 회전 속도, 흡입유량, 연료 소비량이 각 운전 조건에 따라 측정 되었다.

공기 분사 압력은 게이지 압력으로 300kPa로 주어졌고, 압축기 출구와 터빈 입구의 압력과 온도는 흡·배기관이 합류하는 부분으로부터 각각 90mm 전·후에서 측정 하였으며 흡입 유량은 압축기 입구에 설치된 오리피스로부터 수은주로 측정하여 계산 하였다.

실험은 무부하 1000rpm과 2000rpm 및 1000rpm (163N·m의 부하 적용)의 3가지 운전 조건에서 연료 탱크를 10% 간격으로 40%까지 가속 시키는 경우에 대하여 수행 하였으며, 이때 측정되어진 데이터는 1사이클 평균 값을 취하여 시간에 대한 함수로 나타내었다.

4. 결과 및 고찰

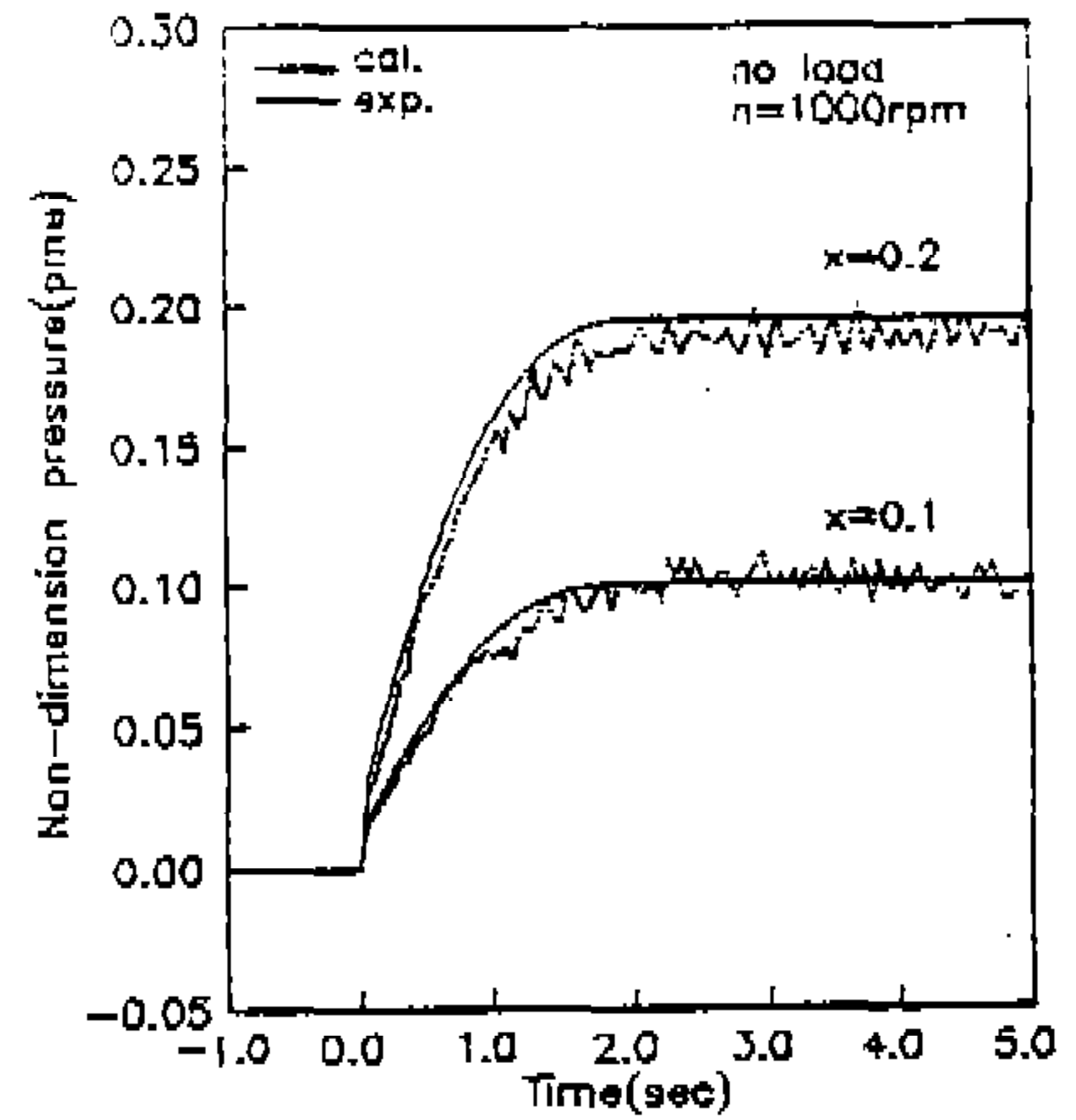
Fig5는 무부하 1000rpm의 정상 운전 상태에서 연료 펌프 탱크에 10%와 20%의 급가속이 주어졌을 때 제동 평균 유효 압력, 압축기 출구 압력 및 터빈 입구 압력의 무차원 응답 성능에 대한 이론 해석과 실험 값의 비교를 나타낸 것이다.

이 그림에서 보는 바와 같이 10%의 낮은 가속율에서는 이론과 실험값이 비교적 잘 일치하고 있으나, 가속율 20%에서는 실험값이 이론값보다 약간 떨어지는 경향을 보이고 있다.

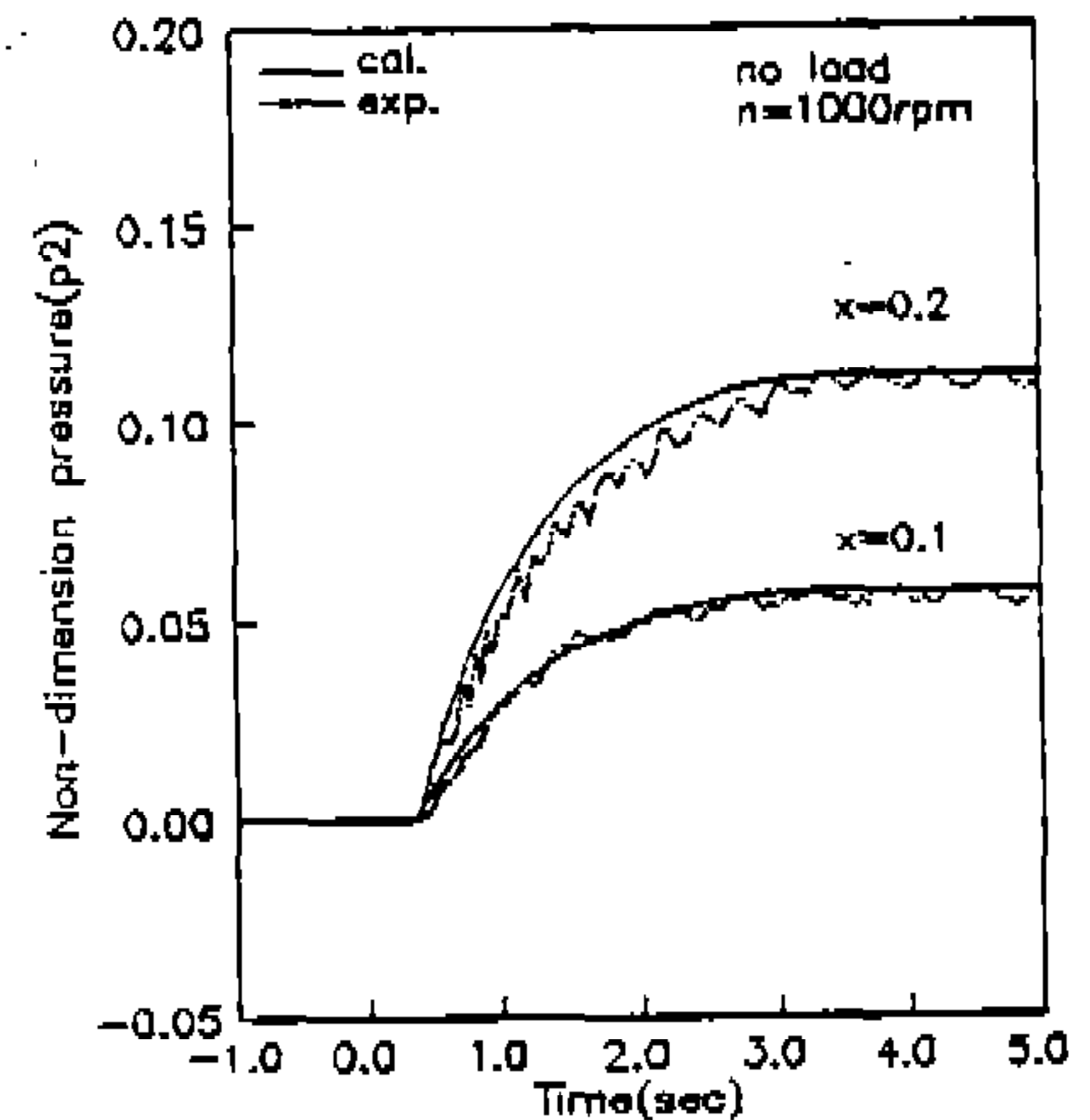
이것은 가속율이 높아짐에 따라 열적 부하 손실이 증가하기 때문인 것으로 보여진다.

Fig6은 1000rpm과 2000rpm에서 20%의 급가속이 주어졌을때 기관 및 과급기의 응답 성능에 대한 이론값을 나타낸 것이다.

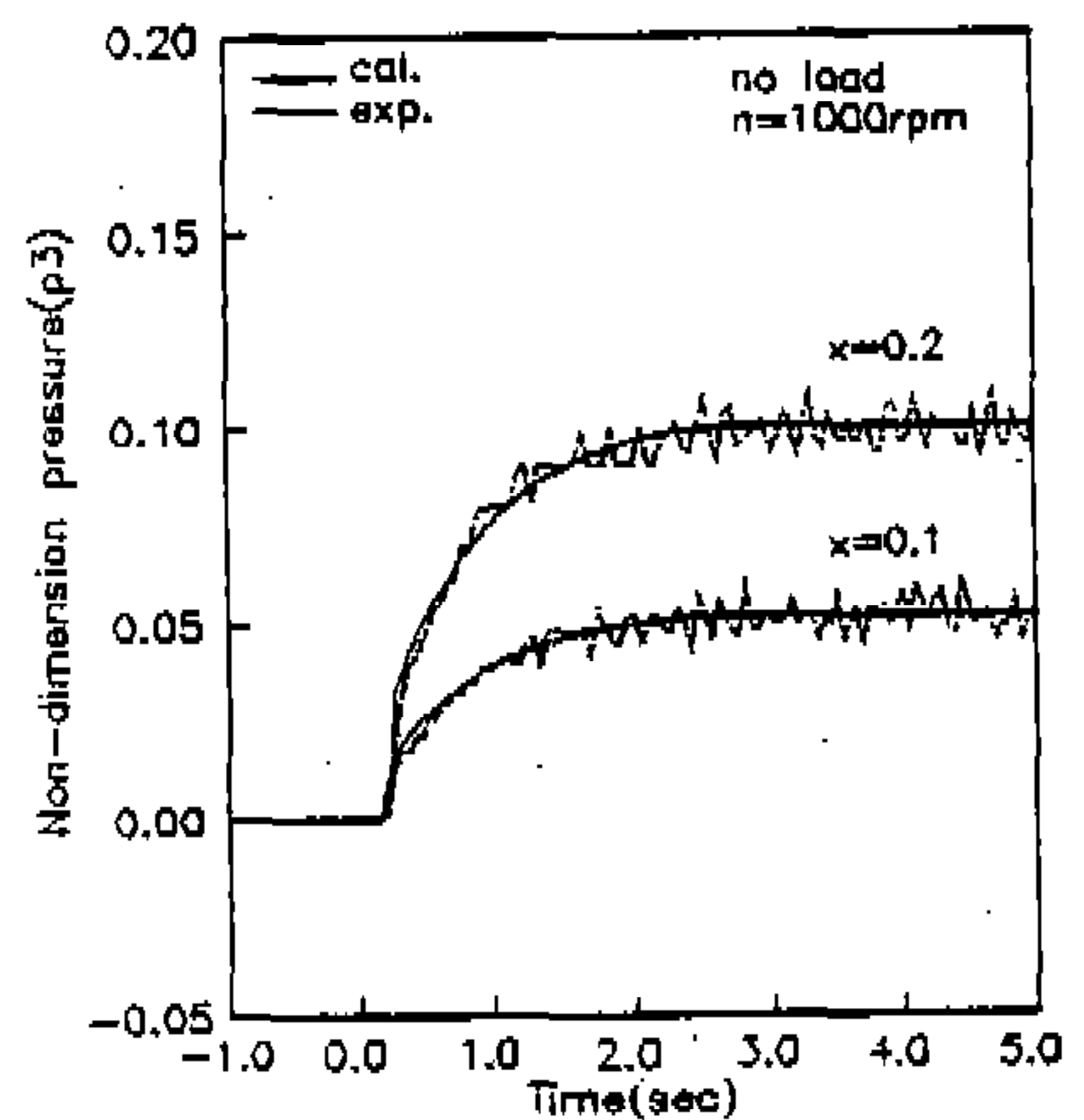
이 그림에 나타난 바와 같이 가장 먼저 실린더 연소 압력(p_{me})이 응답하고, 이어서 기관 회전 속도(n_e)가 응답하며, 터빈 입구의 온도(θ_3)와



(a) Cylinder pressure

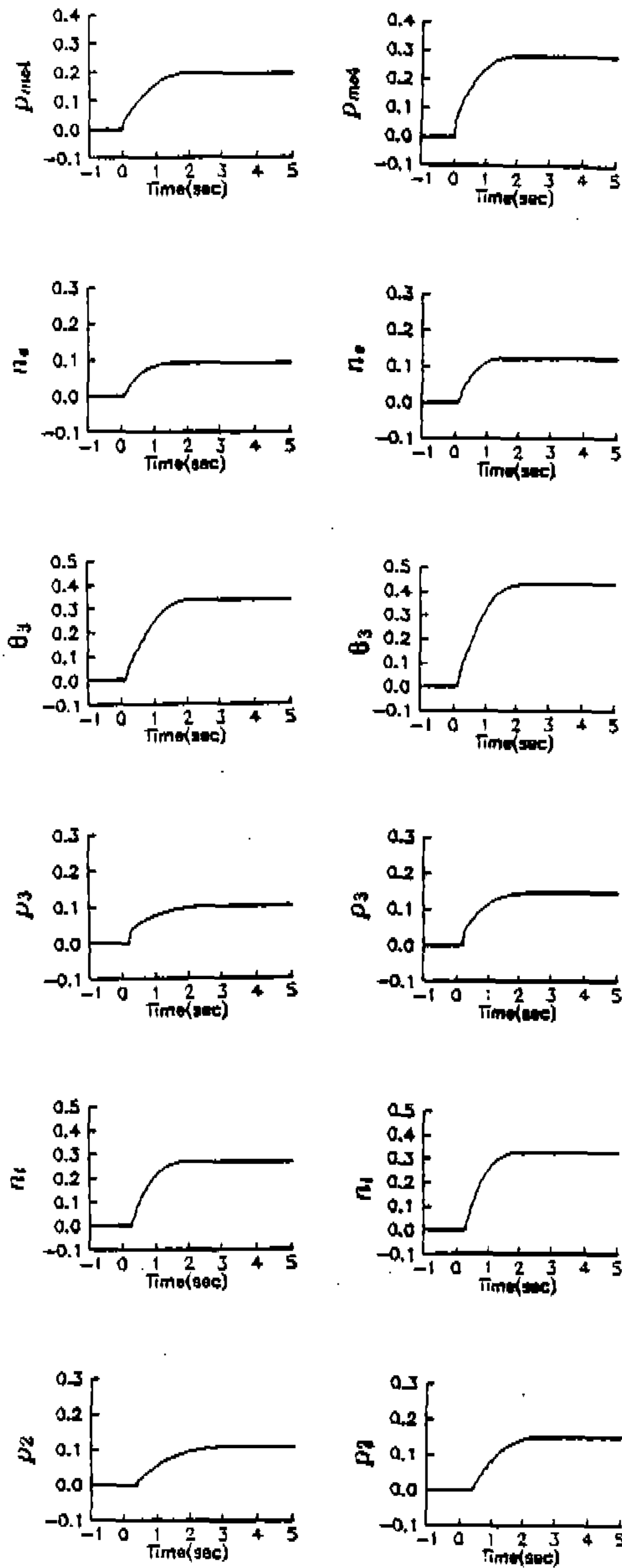


(b) Pressure of comp. exit



(c) Pressure of turb. inlet

Fig.5 Comparisons of experiment with calculation on the non-dimension pressures

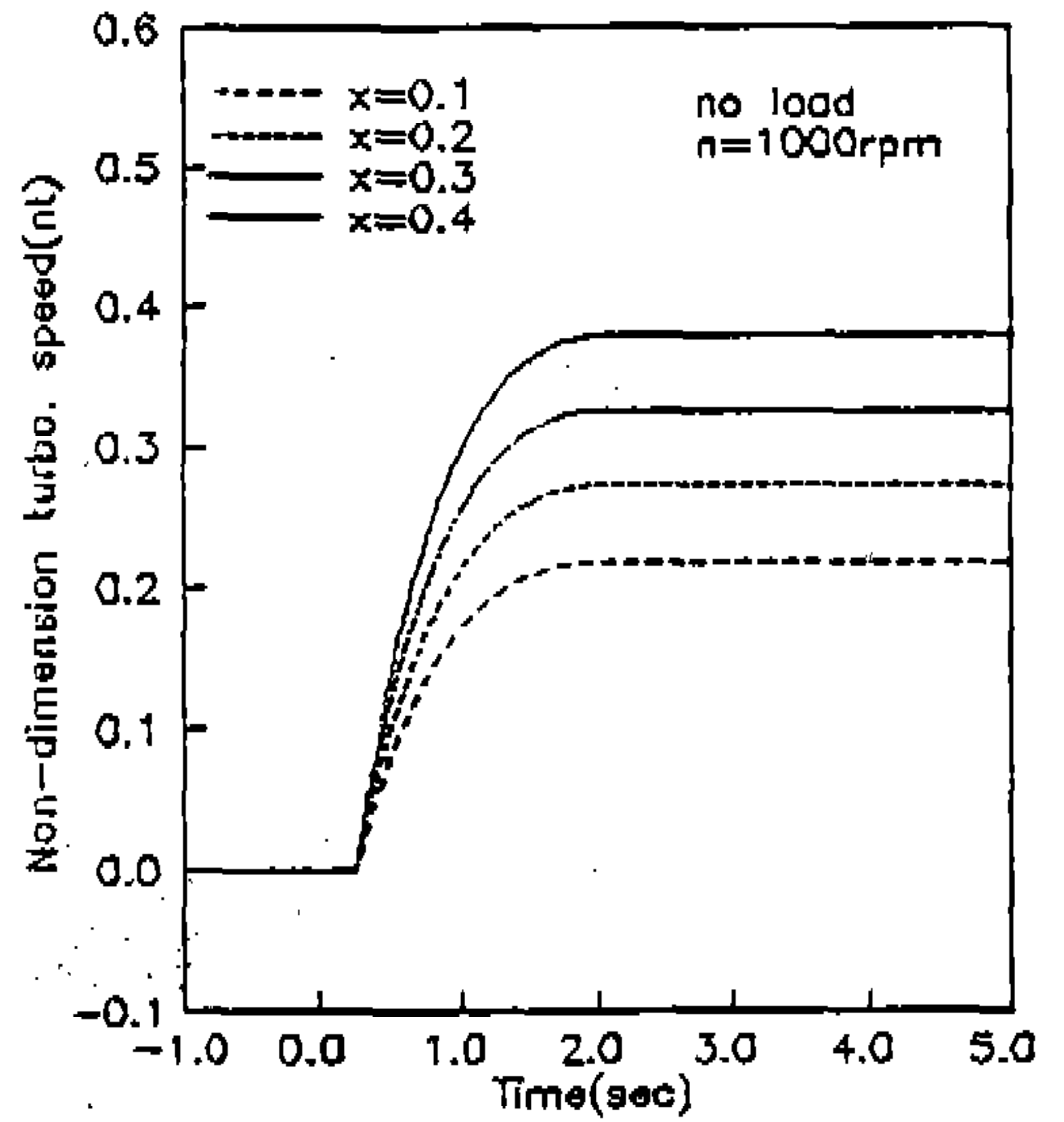


(a) $n=1000\text{rpm}$

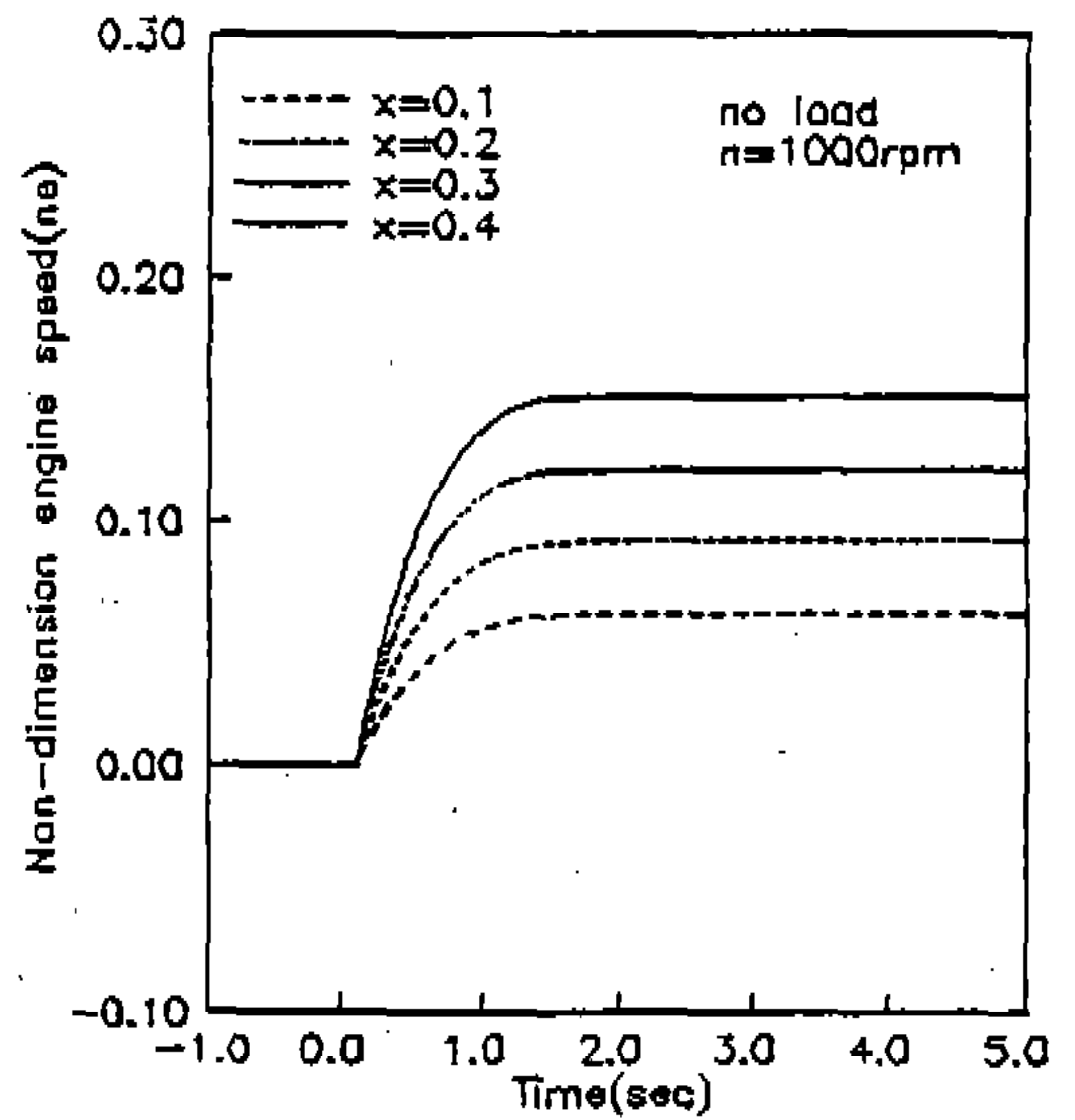
(b) $n=2000\text{rpm}$

Fig.6 Response performances of simulation engine under accelerating rate, $x=0.2$

압력(p_2)이 거의 동일한 순서로 응답한다. 계속해서 과급기 회전 속도(n_1)가 응답하고, 마지막으로 압축기 출구 압력(p_3)이 일정 시간 지연후 응답을 시작하여 약 3초후에 정상 상태로 회복



(a) Turbocharger speed



(b) Engine speed

Fig.7 Response performances on the changes of accelerating rate

되고 있다.

그리고, 본 실험 기관의 경우 1000rpm보다 2000rpm의 고속 상태에서 빨리 회복을 시작하며, 터빈 입구 온도와 과급기 회전 속도가 가속율에 비해

큰 폭으로 증가하고 있다.

Fig.7은 10%부터 40%까지 연료 렉을 10% 간격으로 변화 시켰을 경우에 대한 과급기 및 기관 회전 속도의 응답 특성에 대한 이론 해석 값을 나타낸 것이다. 이 그림에서 보는 바와 같이 과급기 회전 속도의 경우 가속을 10%에서는 응답 성능이 약 20%까지 큰 폭으로 증가하고 있으나, 가속율이 증가함에 따라 그 폭은 감소하고 있다.

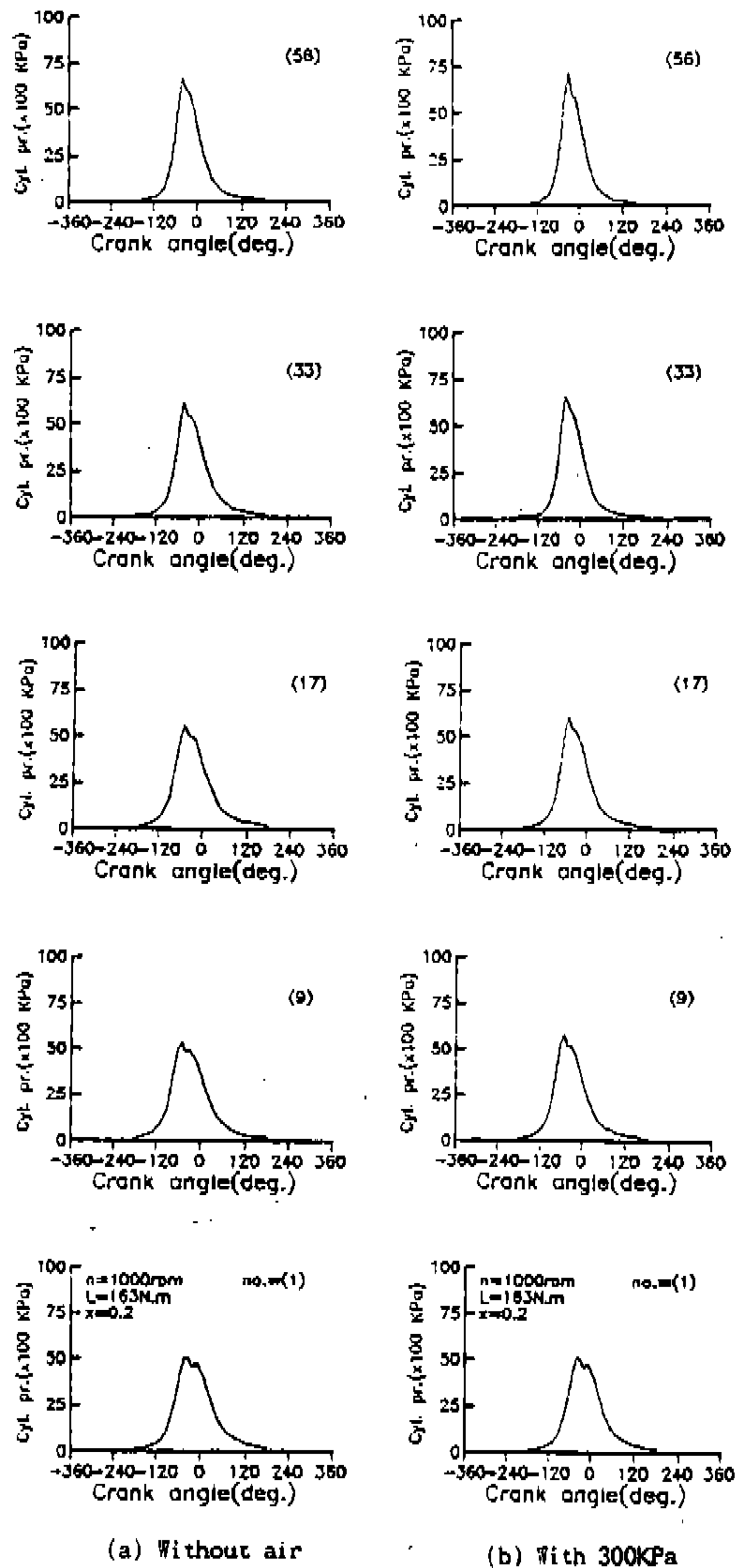


Fig.8 Cylinder pressure diagrams measured with and without air injection during the accelerating period

기관 회전 속도의 경우는 가속율에 비하여 적은 폭으로 응답하고 있다.

Fig.8은 1000rpm(163N·m)에서 20%의 급가속 시 공기 분사가 실린더 연소 압력에 미치는 효과를 알아보기 위하여, 가속과 동시에 300kPa의 공기를 압축기 출구에 가속 기간 동안 계속해서 분사한 경우와 그렇지 않은 경우에 측정 되어진 실린더 내 연소 압력의 비교를 나타낸 것이다.

이선도에서 보는 바와 같이 동일한 사이클에서 공기 분사가 있는 경우가 없는 경우보다 압력이 더 상승하고 있으며, 정상 상태로 빨리 회복되고 있다.

이것은 급가속의 과도 운전시에는 실린더 내에 먼저 많은 연료가 분사되고 이에 따른 공기 부족 현상이 초래되어 과급기 응답 지연 현상이 발생하기 때문인 것으로 생각된다.

Fig.9는 1000rpm에서 30%의 급가속과 동시에 300kPa의 공기를 1초, 3초, 및 10초동안 분사시켰을 경우에 이 분사되는 공기의 분사 기간이 압축기 출구 압력의 응답 성능에 미치는 영향을 나타낸 것이다.

이 그림에서 보는 바와 같이 1초동안 공기를 분사하였을 경우에는 약 5초후에 정상 상태로

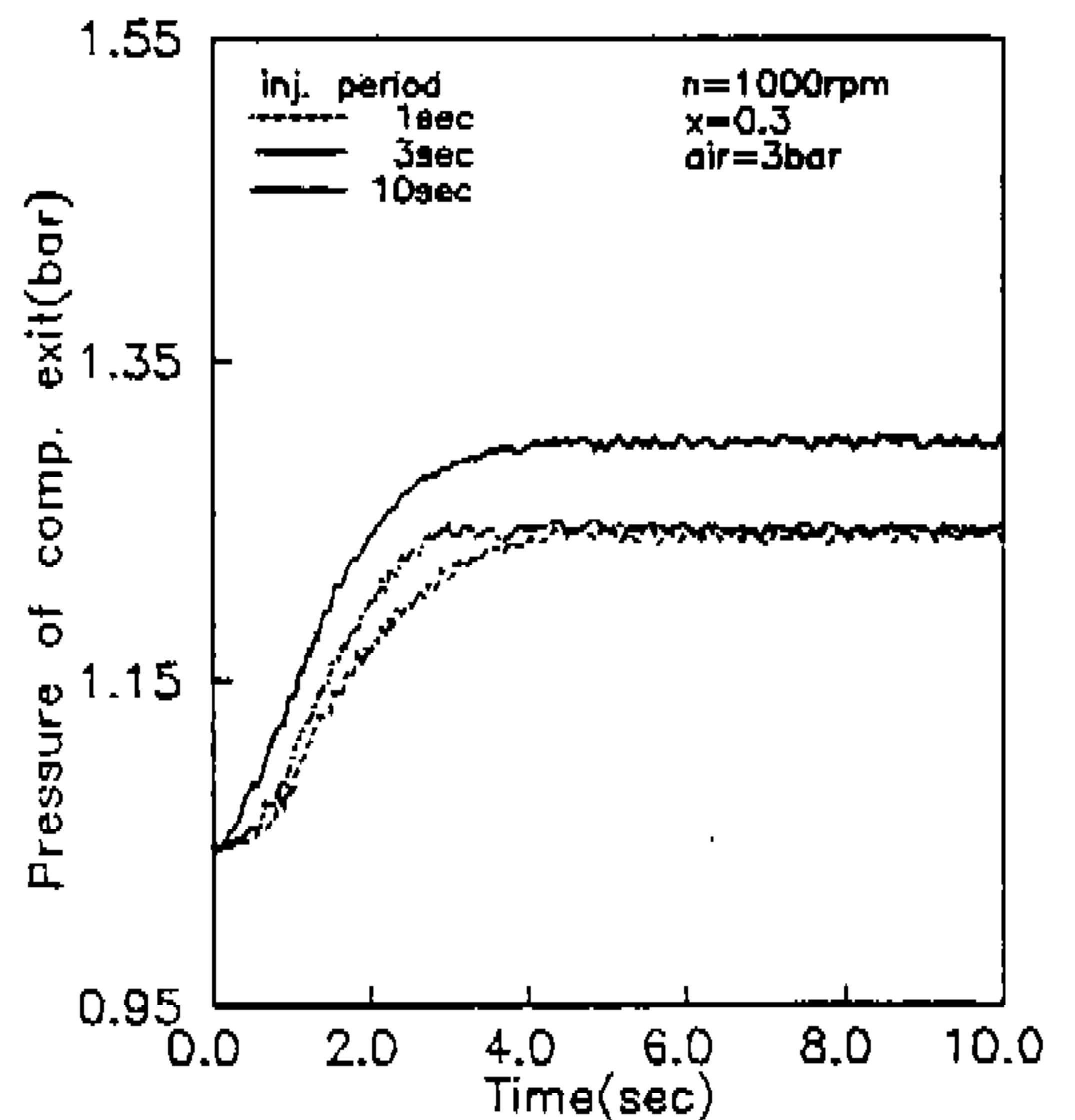
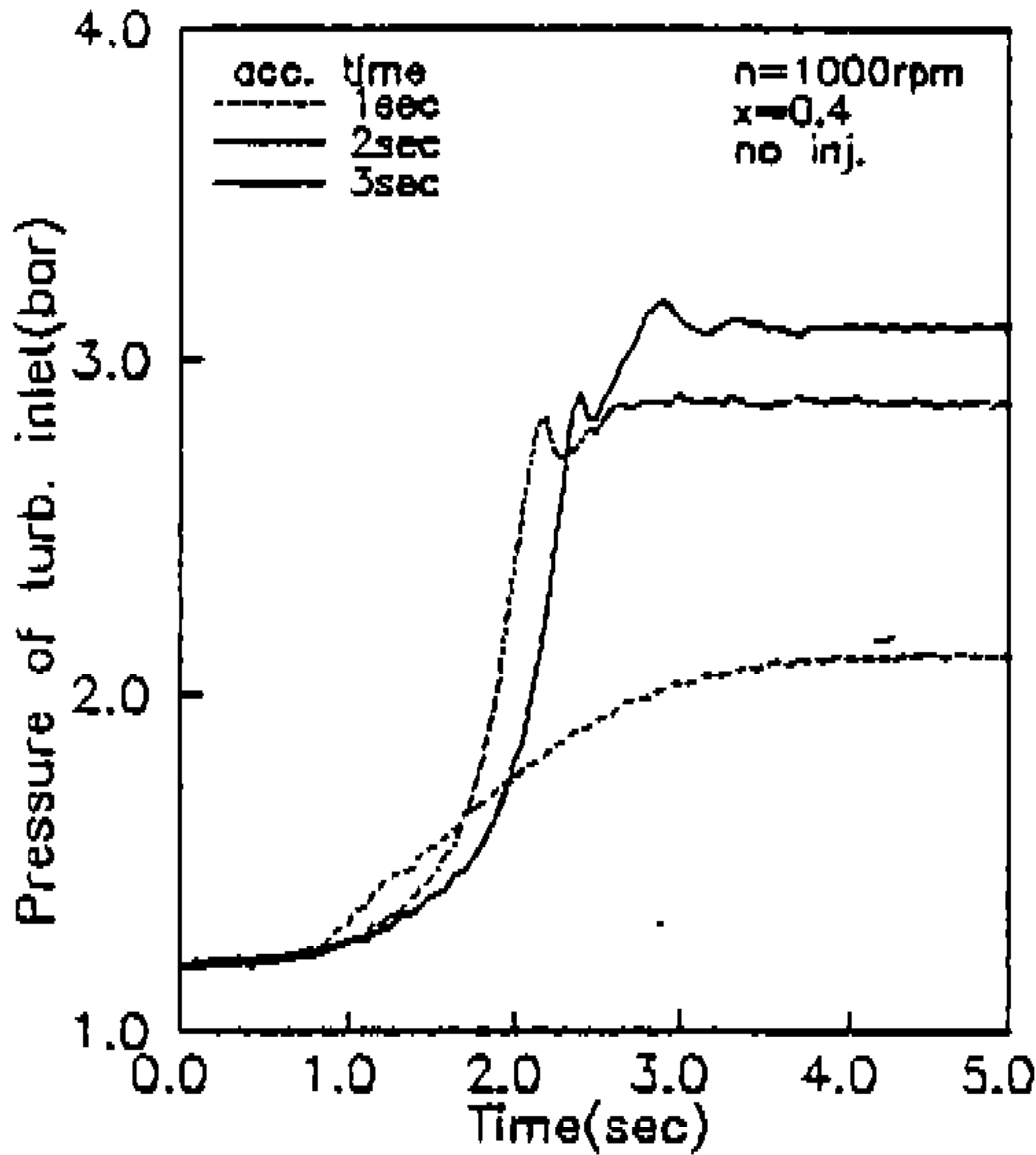
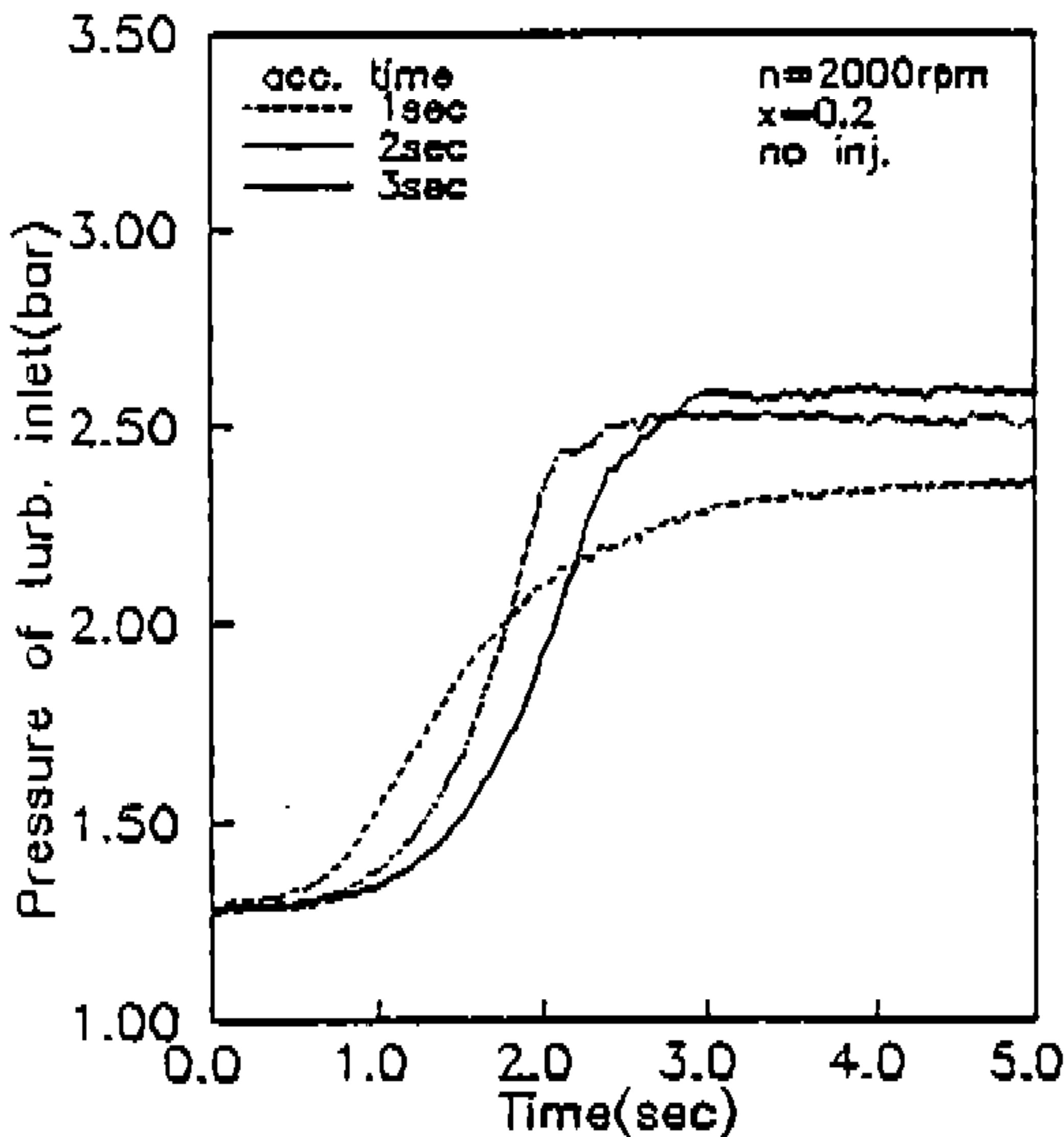


Fig.9 The effects of injection period on the pressure of compressor exit

회복되고 있으나, 3초동안 분사하였을 경우에는 1초동안 분사하였을 경우보다 약 2초 빨리 정상 상태로 회복되고 있다. 한편, 10초동안 분사시켰을 경우에 정상 상태에 도달 시간은 3초동안 분사시켰을 경우와 비슷하게 나타나고 있으나, 압력은 더 향상되고 있다.



(a) n=1000rpm



(b) n=2000rpm

Fig.10 The effects of accelerating time on the pressure of turbine inlet

Fig.10은 1000rpm과 2000rpm에서 각각 연료 랙을 40%와 20%까지 가속하는데 걸리는 가속 시간을 1초, 2초 및 3초로 변화 시켰을 경우에, 이 가속 시간이 터빈 입구 압력의 응답 성능에 미치는 영향을 나타 낸 것이다.

이 그림에 나타난 바와 같이 가속 시간이 길 수록 정상 상태로 빨리 회복 되고, 압력 또한 큰 폭으로 증가하고 있으며, 2000rpm일 때보다 1000rpm의 저속에서 성능이 더 악화되고 있다.

이것으로부터 터보 장착 기관의 경우 가속 시간이 과급기 응답 지연 현상 및 과도 성능에 크게 영향을 미치고 있음을 알 수 있다.

5. 결 론

본 연구는 정상 운전중인 터보 과급 디젤 기관의 연료 펌프 랙에 급가속이 주어 졌을 때 기관 및 과급기의 응답 특성을 규명하기 위하여 이론 해석과 실험을 수행하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 급가속 운전시 응답 특성은 실린더 내 연소 압력이 가장 빠른 응답 시기를 가지고, 압축기 출구 압력은 일정 시간의 지연 기간후 응답되며 정상 상태로 도달하는 시간도 가장 길게 나타났다.
- 2) 가속율이 증가할수록 과도 현상 기간은 길어 졌으며, 2000rpm의 경우가 1000rpm의 경우보다 빨리 회복되었다.
- 3) 급가속 운전시 압축기 출구에 공기 분사는 실린더 연소 압력의 응답 성능에 향상을 가져왔으며, 공기 분사 기간이 길어질수록 정상 상태로 회복되는 시간은 빨라지는 경향을 갖는다.
- 4) 연료 랙의 가속 시간은 터빈 입구 압력의 응답 성능에 크게 영향을 미치며, 가속 시간이 길어질수록 압력 상승은 현저하게 증가하였다.

참 고 문 헌

1. T.Miki, T.Nakatsuka, S.Nito, M.Watanabe, T.

- Asada and K.Tsujita, "Computer Simulation of a Turbocharged Four-Stroke Diesel Engine for Electric Power Unit under Transient Load Conditions", Journal of M.E.S.J., (in japanese), Vol.13, No.11, pp.827-836, 1978.
2. R.Matsumoto, A.Shibata and T.Nunami, "Dynamic Behaviour of 4 Cycle Diesel Engine with Turbocharger for Marine Generator", Internal Combustion Engines, Vol.19, No.234, pp.9-15, 1980.
 3. K.Ogata and M.Minami, "Starting Characteristics of Diesel Engine", Journal of the M.E.S.J., (in japanese), Vol.13, No.7, pp.32-39, 1978.
 4. C.J.Poplawsky, L.Lindberg, S.Robb and J.Roundy, "Development of an Advanced Ceramic Turbine Wheel for an Air Turbine Starter", SAE paper No.921945, pp.1649-1659, 1992.
 5. R.S.Benson, J.B.Leader, N.D.Whitehouse and S.Walmsley, "Comparison of Experimental and Simulated Transient Responses of a Turbocharged Diesel Engine", SAE paper No.730666, pp.2424-2446, 19773.
 6. N.Watson and M.Marzouk, "A Non-Linear Digital Simulation of Turbocharged Diesel Engines under Transient Conditions", SAE paper No.770123, pp.491-508, 1977.
 7. K.Ogata, A.Fukusi and M.Minami, "Dynamic Characteristics of an Exhaust Turbocharged Diesel Engine", Journal of the M.E.S.J., (in japanese), Vol.12, No.11, pp.49-56, 1977.
 8. N.Watson, "Transient Performance Simulation and Analysis of Turbocharged Diesel Engine", SAE paper No.810338, pp.1391-1409, 1981.
 9. N.Watson, "Dynamic Turbocharged Diesel Engine Simulator for Electronic Control System Development", Transactions of the ASME, Vol.106, pp.27-44, 1984.
 10. 최낙정, 이창식, "터보 과급 디젤 기관의 과도 운전시 응답 성능에 관한 연구", 대한기계학회논문집 제16권 8호, pp.1575-1582, 1992.
 11. K.N.Pattas and A.M.Stamatelos, "Transient Behaviour of Turbocharged-Engined Vehicles Equipped with Diesel Particulate Traps", SAE paper No.920361, pp.532-539, 1992.
 12. J.D.Ledger, R.S.Benson and H.Furukawa, "Improvement in Transient Performance of a Turbocharged Diesel Engine by Air Injection into the Compressor", SAE paper No.730665, pp.2412-2423, 1973.
 13. Y.Matsura, N.Nakazawa, Y.Kobayashi, H.Ogita and T.Kawatani, "Effects of Various Methods for Improving Vehicle Startability and Transient Response of Turbocharged Diesel Trucks", SAE paper No.920044, pp.11-26, 1992.