

디젤 엔진 저온 시동 시스템 최적화를 위한 엔진 시동 과정의 동적 모델링 및 시뮬레이션

Dynamic Modelling and Simulation of Engine Starting Process for Optimization of Diesel Engine Cold Starting System

박정규*, 배근식**, 유천***
Jungkyu Park, Keunsik Bae, Cheon Yoo

ABSTRACT

To optimize the cold start process of a 4-stroke, 8 cylinder Diesel engine, a dynamic simulation model from cranking to idle speed is developed. Physically-based first order nonlinear differential equations and some algebraic equations describing engine dynamics and starter motor dynamics are used to model the performance of starting process which is very complex. These equations are solved using numerical schemes(Petzold-Gear BDF method) to describe the starting process of diesel engine and to study the effects of starting parameters. The validity of this model is examined by start test. This model can be served as a tool for computer aided control systems design to improve cold start performance.

주요기술용어 : Friction Torque(마찰토크), Blowby(블로우바이), Cranking(크랭킹), Starter Motor(스타터 모터), Starting System(시동 시스템), Dynamic Modelling(동적 모델링), Cold Start(저온시동)

Nomenclature

C_d : discharge coefficient
 J : system inertia (Nm.(rad/s²))

Subscripts

J_e : engine inertia(Nm/(rad/s²))
 J_s : starter motor inertia(Nm/(rad/s²))
 K_s : flywheel to pinion gear ratio
 N : flywheel speed (rev/min)
 M_b : blowby gas flow(kg/s)
 T_{cp} : total cylinder pressure torque(Nm)
 T_f : friction torque(Nm)
 T_{net} : engine net torque(Nm)
 T_s : torque provided by starter

* 정회원, 건국대학교 기계공학부
** 건국대학교 대학원
*** 정회원, 국방과학연구소

motor(Nm)

ω : engine speed (rad/s)

1. 서론

매우 낮은 온도(약 -32°C)에서의 엔진 시동은 엔진 설계자가 직면한 어려운 문제중 하나이다. 정확원이 없는 디젤 엔진의 연소 개시는 실린더 내의 압축가스온도에 크게 영향을 받는다. 크랭킹시의 낮은 압축가스온도는 낮은 주위온도, 더 크게는 실린더 가스와의 벽 사이의 열손실 그리고 낮은 크랭킹 속도에서의 과도한 블로우바이 손실에 기인한다. 따라서 디젤 엔진의 경우 저온 시동성 향상을 위해서 플레임 히터나 글로우 플러그, 냉각수 예열기 등이 사용된다. 이와 같은 저온 시동 시스템의 최적화를 위해서 해석도구가 필요하다.

비정상 조건에서 내연기관내의 열역학적 과정을 묘사하는 수학적 모델들이 개발되었다.^[1,2,3] 이와 같은 열역학적 엔진 모델들은 오랫동안 엔진의 디자인과 성능 예측에 사용되어왔다. 더 나아가 이들 열역학적 엔진 모델을 바탕으로 디젤 엔

진에 대한 엔진 시동 과정을 묘사하는 수학적 모델이 보고되었다. Rezek과 Henein^[4]은 단기통 디젤엔진의 상온에서의 비정상 시동 특성을 해석하기 위한 수학적 모델을 개발하였다. 이들은 일반 상온시동에 대한 엔진모델과 시동 모델을 제시하였지만, 저온 시동 특성 해석과 대기통 엔진에 대한 해석은 이루어지지 못했다.

가솔린 엔진의 저온 시동 모델이 개발되었다. Tang^[5,6]은 엔진, 배터리, 스타터 모터의 모델로 구성된 엔진과 시동 시스템 컴퓨터 시뮬레이션을 개발하였다. 이들은 이 시뮬레이션을 이용하여 스타터 모터 특성에 따른 엔진 속도 변화를 비교하였고, 특히 저온시동시 엔진마찰을 표현하기 위한 회귀모델을 제시하였다.

본 연구에서는 기존의 모델을 바탕으로 디젤 엔진의 저온 시동 과정을 해석할 수 있는 엔진 서브시스템과 스타팅 시스템의 수학적 모델을 개발한다. 모델의 타당성을 검증하기 위해서 저온(-32°C)에서의 시동시험을 실시하고 실험결과와 예측결과를 비교한다. 개발된 모델을 이용해서 저온시동과정을 예측하고, 또한 시동의 주요변수들이 크랭킹 과정에 미치는 영향을 고찰한다.

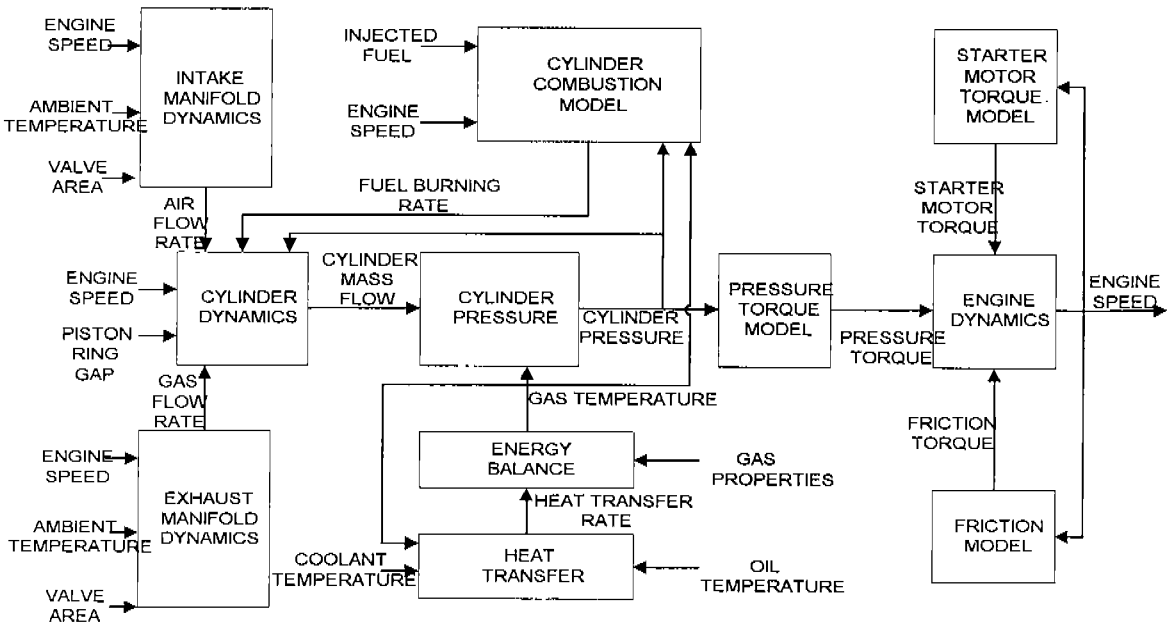


Fig.1 Block diagram of an engine and starting system for a naturally-aspirated DI diesel engine

2. 수학적 모델의 구축

Fig.1은 자연흡기 디젤엔지에 대한 엔진과 시동시스템의 블록 다이어그램을 보여준다.

2.1 엔진 다이내믹 모델링

엔진과 스타터 모터가 연결되어 있을 때 시스템 다이내믹은 엔진크랭크 축의 토오크 밸런스로 표현된다. 엔진 크랭크 축의 토오크 밸런스를 바탕으로 뉴턴의 법칙을 적용하면 다음과 같다.

$$T_{net} = K_s T_s + T_{cp} - T_f \quad (1)$$

$$T_{net} = J \dot{\omega} \quad (2)$$

스타터 모터가 연결되어 있을 때의 시스템 관성(inertia) J 는 $J = J_e + K_s^2 J_s$, 스타터 모터가 엔진과 분리되면 $J = J_e$ 이다. 관성 모멘트는 실험을 통하여 얻었으며, J_e, J_s 는 각각 1.242, 0.00471이다.

2.2 스타터 모터 토크 모델링

Fig.2와 같이 순간적인 스타터모터 토오크 출력은 Poulblon^[7]에 의해서 제안된 아래와 같은 관계식을 이용하여 얻을 수 있다.

$$T_s = C_1 \cdot e^{-C_2 \cdot N} \quad (3)$$

여기서 C_1, C_2 은 스타터 모터 특성을 나타내는 실험 상수로서, 스타터 모터 속도에 따른 모터 토크를 Gauss-Newton 방법으로 회귀시키면 얻어진다.

2.3 실린더 압력 토크 모델링

실린더 압력을 얻기 위해서 3개의 검사체적, 1)실린더, 2)흡기 매니폴드, 3)배기 매니폴드에 열역학 원리를 적용해서 수학적 모델을 구축한다. 온도 변화율은 열역학 제 1법칙과 이상 기체 방정식을 이용해서 유도된다. 당량비 변화율은

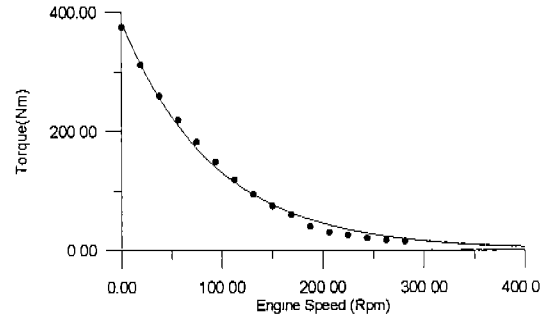


Fig.2 Starter motor torque as a function of engine speed

연료질량분율의 변화율의 항으로 표현할 수 있고, 시스템의 질량 변화율은 시스템에서 나가고 들어가는 유동의 합으로 표현할 수 있다. 위의 가스 온도 변화율, 당량비 변화율, 질량 변화율은 수치적 적분으로 풀 수 있다. 이들 방정식을 푸는 데는 가스 상태량, 실린더 체적, 연료 연소율 관계식, 가스교환, 열전달 계산이 필요하다. 계산된 실린더 가스 온도, 체적, 질량의 값을 이상기체 방정식에 적용함으로써 실린더 압력을 계산할 수 있다^[4,8].

가스 교환 과정 : 일차원 준정상 압축 유동(quasi-steady compressible flow)이 엔진 실린더와 흡·배기 매니폴드 사이의 가스교환 과정을 표현하는데 사용된다. 매니폴드는 압력파에 의한 동적 효과를 무시한다. 실린더와 흡·배기 매니폴드의 가스 상태와 밸브 면적과 디스차아지 계수를 알면 밸브를 지나는 순간적인 질량유동을 계산할 수 있다.^[4,8]

연소과정 : 본 연구에서는 단일영역 모델인 Watson모델^[9]을 사용했다. 이 모델은 점화지연과 당량비와 같은 지배적인 변수의 함수로 연료 연소율을 표현한다. 연소율식은 예혼합연소와 확산제어연소율을 예측할 수 있는 두 개의 대수식의 합으로 표현한다. 이 모델에 사용된 계수는 실험적으로 고려된 값으로 여기서는 일반적인 디젤엔진에 추천된 값을 사용하였다. 연소생성물의 상태량은 Olikara와 Borman^[10]의 상태량 계산

프로그램을 이용하였다. 이 프로그램은 온도, 압력, 당량비가 결정되면 연소 생성물의 상태량을 계산할 수 있도록 되어 있다.

가스에서 벽으로의 열전달 : 가스와 엔진요소 사이의 일반적인 열전달은 다음과 같다.

$$\frac{dQ}{dt} = \sum_j h_j A_j (T_j - T_{wall}) \quad (4)$$

실린더와 흡·배기포트에 대한 열전달계수를 구하는 관계식들이 개발되어왔다. Woschni 관계식^[11]은 실린더의 열전달 계수를 구하는데 사용된다. Woschni 관계식은 대류열전달 형태로 되어 있으나 연소과성에 대해서 보정계수를 사용하여 전체 형태에 대한 대류와 복사를 고려했다. 포트 열전달 계수는 Caton과 Heywood의 관계식^[12]을 이용하여 계산한다.

블로우바이 가스 유동 : 블로우바이 모델^[4]은 연속된 체적을 연결하는 링 틈(ring gap)을 통한 유동을 표현한다. 이들 체적사이의 질량 유동은 압력비와 정체 상태(stagnation condition)의 항으로 표현된다. 이 계산식은 일정한 디스차이지 계수를 가지고서 오리피스(orifice)를 지나는 일차원, 비정상, 압축 단열 유동에 대한 식이다.

$$M_b = C_d A_e P_1 \sqrt{Z / R_1 T_1} \quad (5)$$

여기서,

$$Z = \frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{2/\gamma} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(r+1)/\gamma} \right]$$

질량유동 M_b 은 순차적으로 각 인접한 체적에 대해서 계산할 수 있다. 각 체적에서 질량과 압력의 변화는 이상기체법칙에 따라 거동한다.

$$dM_b = \frac{V_i}{R_1 T_{wall}} dP_i \quad (6)$$

여기서, V_i 는 요소의 체적이고 T_{wall} 는 평균 벽 온도이다. 각 체적의 압력과 실린더를 빠져나가고 크랭크 케이스로 들어가는 질량유동을 계산하기 위해서 두 개의 식을 수치적으로 적분한다.

2.4 엔진 마찰 토크 모델링

상온에서의 정상 상태 엔진 작동조건에서의 마찰 특성이 연구되어 왔다.^[13] 대부분의 연구는 크랭크 각도당의 함수로 표현되는 것이 아니고 평균 유효 마찰을 나타내기 때문에 순간적인 마찰을 예측하는데는 사용하기 어렵다. Rezek과 Henein^[14]은 순간 엔진 마찰력을 엔진 속도와 크랭크 각도의 함수로서 표현했는데, 낮은 속도와 낮은 온도시에는 사용하기 어렵다. 본 연구에서는 크랭킹과 연소의 두 구간으로 나누어 다른 마찰 모델을 사용하였다. 크랭킹시에는 실험에 기초한 회귀 모델^[2]을 사용하고 연소가 된 이후에는 Rezek과 Henein^[14]이 개발한 마찰식을 이용하였다. 그 이유는 전구간에 대한 회귀 모델을 개발하기 위해서는 많은 실험자료가 필요하나 어려운 여건에 의해 많은 실험을 못했기 때문이다.

비연소구간에는 Tang등^[2]이 제시한 아래와 같은 마찰토크의 회귀 모델을 이용했다.

$$T_f = f_1 \omega_{RPM} + f_2 \omega_{RPM}^2 + f_3 [T_{cp} + K_s T_s] + f_4 [T_{cp} + K_s T_s]^2 + f_5 \quad (7)$$

여기서, f_1, f_2, f_3, f_4, f_5 는 회귀 계수이다.

연소구간에서는 p- ω 방법으로 알려진 마찰식을 이용하였는데, 이 모델은 두 카테고리로 나누어지는 주마찰 요소의 각각에 대해서 순간 마찰을 계산하기 위한 상관식의 세트를 개발했다. 주마찰 요소는 피스톤 어셈블리 마찰과 크랭크 케이스 어셈블리 마찰로 크게 나뉜다. 각 요소에 대한 관계식은 순간 마찰 토크를 계산하는데 사용된다. 이는 크랭크 각도에서 전체 순간 마찰은 다음과 같이 각 요소 마찰의 합으로 주어진다.

$$IFT = \sum IFT_i = a_i \times w_i \quad (8)$$

여기서, a_i 는 i번째 마찰 요소에 대한 실험계수를 나타내고, w_i 는 각 마찰 요소에 대한 함수를 나타낸다.

3. 수치해석 방법

우리는 앞장에서 각 엔진의 서브시스템과 시동 시스템에 대한 모델들을 제시했다. 이 모델의 각각은 하나나 그 이상의 비선형 일차 미분 방정식 또는 대수 방정식으로 표현된다. 8개의 실린더와 흡·배기 메니폴드에 대해서 각각 온도·질량·당량비 변화율, 열전달율의 미분방정식과 시동시스템에 대한 방정식을 동시에 푼다. 검사제적의 압력은 온도와 질량을 고려함으로써 상태방정식으로부터 얻을 수 있다.

위의 64개 미분방정식들은 다양한 방법에 의해서 수치적으로 풀 수 있다. 이 사이클 프로그램에서는 DASPG^[16]라 불리는 IMSL library routine을 이용한다. DASPG는 초기값을 가지고 위 일차미분 방정식의 시스템을 근사적으로 적분하여 풀 수 있다. 이 적분 방법은 Petzold-Gear BDF(backward differentiation formula)법을 이용하여 일차미분-대수 방정식 시스템의 stiff 문제를 푸는데 효과적이다. Fig. 3은 시뮬레이션 프로그램의 플로우차트이다.

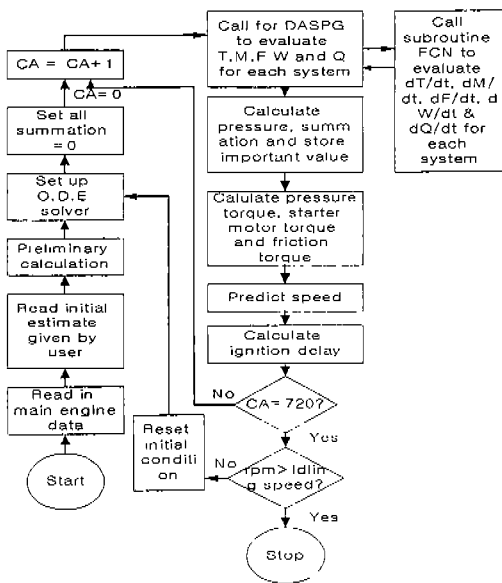


Fig. 3 Program Flow chart

4. 결과 및 토론

4.1 시험결과와의 비교

모델을 검증하기 위한 실험데이터를 얻기 위해서 사용된 엔진은 8기통 직분식 디젤엔진이다. 엔진의 기본사양은 Table 1에 주어진다. 엔진은 다이نام오 없이 시동과 모터링을 위해서 스타터 모터와 배터리가 준비됐다. 일련의 시동 테스트가 엔진 워업에서 아이들 온도까지 수행됐다. 저온챔버 온도를 -32°C 까지 떨어뜨린 다음 이 온도에서 엔진 및 배터리를 8시간 유지한 후 시험을 시작하였다. 엔진 예열(pre-heater) 스위치를 켜서 엔진 오일온도가 -20°C 에 도달할 때까지 가열기를 가동시킨다. 엔진 오일온도가 -20°C 에 도달되면 엔진 플레임 히터와 스타터 모터가 자동적으로 작동을 시작한다. 화염히터를 약 30초 동안 예열하고 실린더내부 연료분사는 하지 않고 약 7초간 엔진 크랭킹과 동시에 화염히터로 연료가 공급되면서 플레임히터가 작동한다. 그 후 실린더 내부로 연료가 분사되면서 부분폭발을 시작하여 엔진 런닝 및 워업을 거쳐 아이들 속도 1000RPM에 도달한다. 스타터 키가 켜지는 순간부터 엔진이 시동되고 최종 아이들 속도로 가속되는 시간까지 오일온도, 냉각수 온도, 엔진속도, 배터리 전압, 스타터 모터 전류 등이 모니터된다.

실험은 저온챔버의 이용의 어려움이 있어 단 1회 실시하였고 -32°C 에서 성공적으로 실험을 완료할 수 있었다.

Fig. 4는 -32°C 에서 100% 충전된 배터리와 스타터 모터를 가진 8기통 직분식 디젤 엔진의 크랭킹으로부터 런닝 그리고 워업을 거쳐 아이들

Table 1 Engine Specification

Number of cylinders	8
Operating method	four-stroke cycle
Combustion method	diesel, direct injection
Cylinder Bore	144mm
Stroke	140mm
Compression ratio	14:1
Displacement, total	18.3 dm ³
Injection timing	14° BTDC

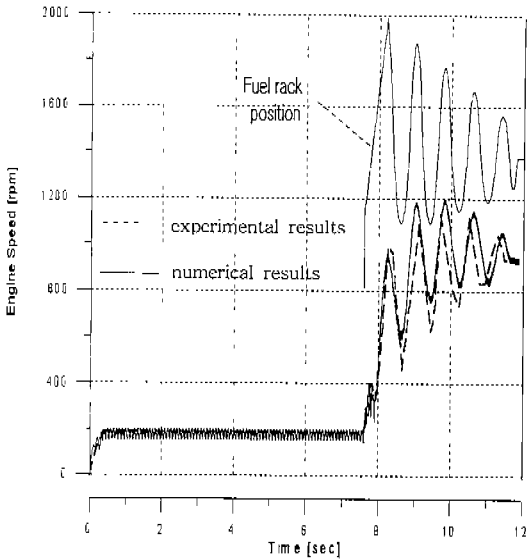


Fig. 4 Engine speed variation versus time from the model and experiment

스피드까지의 엔진 속도(RPM) 변화과정을 시뮬레이션한 결과와 실제 시동 실험에서 얻은 실험 결과를 비교한 것이다. 실선은 해석 결과이고 점선은 실험 결과이다. 결과를 보면 본 모델이 크랭킹 과정을 잘 묘사하고 있고 또한 연소가 개시한 후 러닝 과정, 워업 과정 및 아이돌 스피드로 안착하는 과정을 실험결과와 매우 흡사하게 예측하는 것을 볼 수 있다. 실험 결과에서 크랭킹후 7.5 초 부근에서 속도 증가가 갑자기 정지하는 구간이 생기는데 이것은 실화(misfiring)에 의한 것으로 보인다. 5번째와 7번째 실린더에 1사이클 동안 실화가 일어나는 것으로 가정하여 연소가 일어나지 않는 것으로 처리하여 얻은 계산 결과는 실험치와 비슷한 경향을 보인다.

연소구간에서의 연료분사량은 실험치의 연료 펌프 위치(fuel rack position) 데이터에 비례적으로 연료 분사가 되는 것으로 간주하여 입력값으로 넣어주었다. 그 결과 실험치와 비슷한 경향을 나타내었다.

4.2 시동 과정의 예측

다음 결과들은 -32°C에서의 직분식 8기통 디젤 엔진의 시동과정을 예측한 결과이다. Fig. 5는

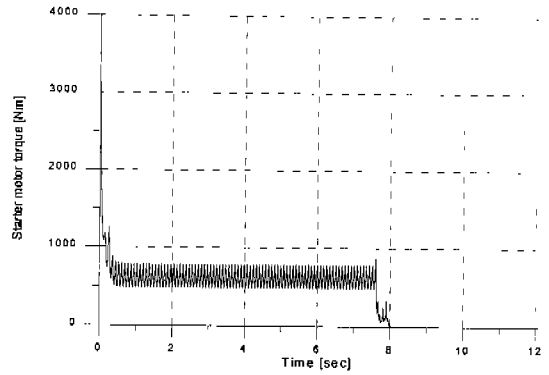


Fig.5 Starter motor torque versus time in cranking

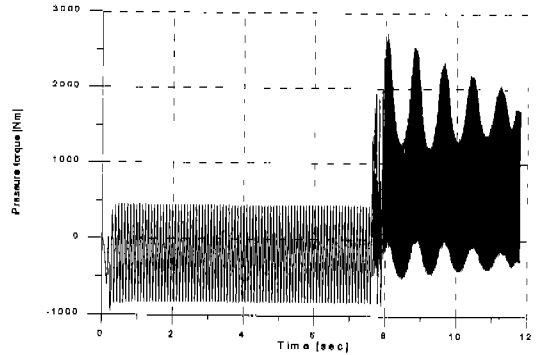


Fig.6 Cylinder pressure torque versus time in cranking

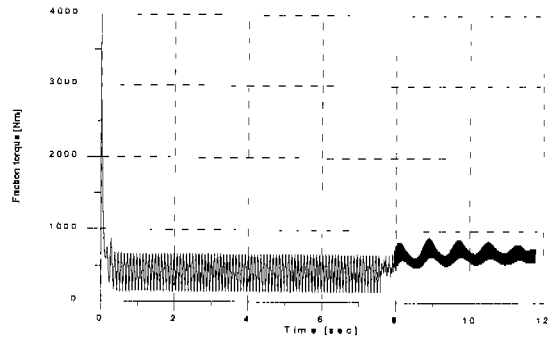


Fig.7 Engine friction torque versus time in cranking

스타터 모터에서 플라이휠로 전달된 토크의 시간에 따른 변화를 보여준다. 스타터 모터 토크는 초기에 속도가 낮을 때 큰 값을 보이다가 속도가 커지면서 감소하고, 축속도가 특정치 이상을 넘어서면 스타터 모터 축이 분리되고 엔진은 자력

으로 구동한다.

Fig. 6은 실린더 압력토크의 변화를 보여준다. 연소구간에서는 연료 분사량의 증감에 따라 실린더 압력 토크가 변하는 것을 볼 수 있다. 또한 연소후 마이너스 압력토크 값이 줄어드는 것을 볼 수 있는데 이것은 다기통 엔진이기 때문에 어느 실린더에선가 연소가 일어나서 압력이 상승하기 때문에 평균적인 의미에서 줄어든다. Fig. 7은 크랭킹 초기에 엔진 마찰 토크가 상당히 큼을 볼 수 있다. 연소 과정에서의 마찰은 엔진속도와 압력에 크게 영향을 받는다. 속도가 커질수록, 또 압력이 커질수록 마찰 토크도 증가함을 알 수 있다. 이너서 토크는 앞에서 보여준 압력 토크, 마찰 토크, 스타터 모터 토크의 밸런스에 의해서 결정된다.

4.3 크랭킹시 압축온도에 끼치는 시동 변수의 영향

첫 firing 사이클의 결정은 보다 어려운 문제이지만, 연소의 자발화는 연료분사직전의 실린더의 압축온도에 크게 영향을 받는다. 여기서는 본 모델을 이용해서 블로우바이, 화염히터에 의해 증가된 흡기온도, 초기벽온도 및 열손실이 크랭킹과정의 압축온도에 끼치는 영향에 대해서 조사했다.

Fig.8은 블로우바이 손실이 포함되었을 때와 포함되지 않았을 때의 크랭킹시 온도변화를 보여준다. 압축 온도는 블로우바이가 있을 때 훨씬 낮다. 관찰된 실린더내 압축온도의 감소는 축적된 블로우바이 손실 때문에 TDC 바로 전에 최대치에 도달한다.

Fig.9에서 보면 흡기 온도가 높아지면 압축 온도도 더 높아짐을 알 수 있다. 흡기 온도의 영향은 압축 온도에 영향이 큼을 알 수 있다.

Fig.10는 초기 벽온도가 높을수록 실린더 압축 온도가 상승함을 보여준다. 특히 열전달 손실을 무시했을 때는 상당한 압축 온도의 상승을 얻을 수 있다. 히팅에 의한 초기 벽온도의 향상은 실린더 압축 온도에 영향이 큼을 알 수 있다.

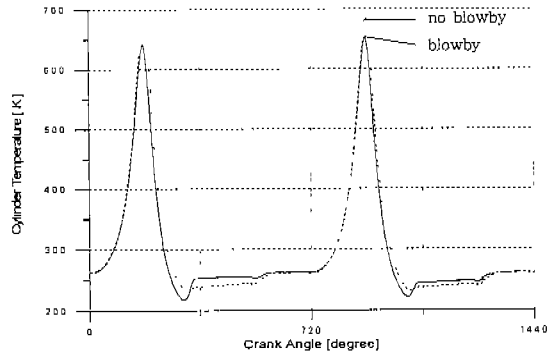


Fig.8 Cylinder pressure variation with blowby

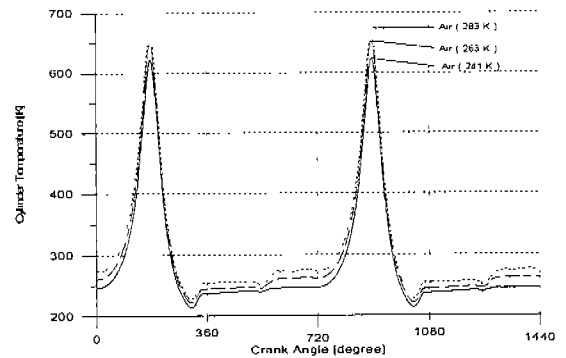


Fig.9 Cylinder temperature variation at various intake air temperature

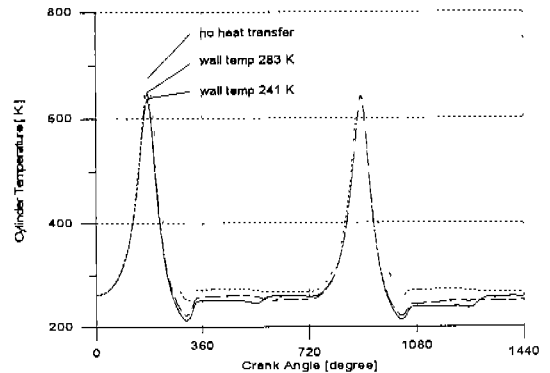


Fig.10 Cylinder temperature at various cylinder wall temperature

5. 결론

본 연구에서는 저온시동시 엔진 스타팅시스템의 시동과정에 대한 수학적 모델을 구축하여 동

적 해석을 실시하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) -32°C 에서 736kW 8기통 직분식 디젤 엔진의 시동 과정을 예측하고 실험 결과와 비교해 보면 본 모델은 저온에서의 테스트 엔진의 동적 거동을 근사하게 묘사한다.

2) 블로우바이, 흡기온도, 초기 벽온도 등의 중요 시동 인자는 크랭킹 과정시 압축온도에 큰 영향을 보인다. 압축온도의 상승은 연료혼합기의 자발화 조건을 충족시킬 수 있기 때문에 연소 개시에 중요하게 작용할 수 있다.

3) 본 모델은 개선된 순간적 마찰 모델, 열전달 계산 모델을 구축하면 디젤 엔진 저온 시동 시스템의 최적화를 위한 유효한 도구로 사용될 수 있다.

참 고 문 헌

1. Heywood, J. B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, 1988.
2. Horlock, J. H., and Winterbone, D. E., The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal-Combustion Engines Volume II, Clarendon Press, 1986.
3. Jensen, J. P., Kristensen, A. F, Serenson, S. C., Houbak, N., and Hendricks, E., "Mean Value Modeling of a small Turbocharged Diesel Engine." SAE Paper No. 910070, 1991.
4. Timothy P. Gardner and Naeim A. Henein, " Diesel Starting : A Mathematical Model " SAE Paper No 880426.
5. D.-L.Tang, M.C.Sutan, and M.-F.Chang, " A Dynamic Engine Starting Model For Computer-Aided Control Systems Design" ASME Book No. H00546 - 1989.
6. Myrna Cotran Sultan, Dah-Lain Tang and Man-Feng Chang, " An Engine and Starting System Computer Simulation", SAE Paper No. 900779.
7. M. Poublon and D. J. Patterson, " Instantaneous Crank Speed Variations as Related to Engine Starting" SAE Paper No. 850482.
8. 배근식, "디젤 엔진 시동 시스템 최적화를 위한 엔진 시동 과정의 동적 모델링 및 시뮬레이션" 건국대학교 석사논문, 1999.
9. Watson, N., Pilley, A.D., and Marzouk, M., "A Combustion Correlation for Diesel Engines Simulation," SAE 800029, 1980.
10. Cherian Olikara and Gary L. Borman " A Computer Program for Calculating Properties of Equilibrium Combustion Products with Some Applications to I.C. Engines" SAE Paper No.75046.
11. Woschni, G.: "Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine," SAE paper 670931, SAE Trans., vol. 76, 1967.
12. Caton, J. A., and Heywood, J. B.: " An Experimental and Analytical Study of Heat Transfer in an Engine Exhaust Port," Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 24, no. 4, pp. 581-595, 1981.
13. Rogenberg, R. C., " General Friction Considerations for Engine Design," SAE Paper No. 821576.
14. Rezeka , S. F. and Henein, N. A., " A New Approach to Evaluate Instantaneous Friction and Its Components in Internal Combustion Engines," SAE Paper No. 840179.
15. "Fortran Powerstation Programmer's Guide", Microsoft, 1995.