대한기계학회 2001년도 추계학술대회논문집 B pp. 830~836 KSME 01F283

IDI 디젤기관의 단일영역 열발생량 계산

이석영*· 김규보*· 최승환*· 전충환**· 장영준**· 전광민***

One-zone heat release analysis for IDI diesel engine

S. Y. Lee, G. B. Kim, S. H. Choi, C. H. Jeon, Y. J. Chang and K. M. Chun

Key Words: One-zone heat release(단일영역 열발생량), Indirect injection diesel engine(간접분사식 디젤엔진), Specific heat ratio(비열비), Crevice model(틈새모델)

Abstract

An one-zone heat release analysis was studied for a 4 cylinder indirect diesel engine. The object of the study is to calculate the heat release accurately including the effect of specific heat ratio, heat transfer and crevice volume and to find out combustion characteristics of an indirect diesel engine cosidering the effect of both pressure in the main and swirl chambers. The integrated gross heat release values were close to the measured fuel energy at various full load operating conditions.

기호설명

A_{gap} : piston gap area

A_{wall} : wall area in cylinder

B : cylinder bore

C_1, C_2 : heat transfer coefficient

C_p : heat capacity at constant pressure in cylinder gas

h_c : heat transfer coefficient

h_{cr} : crevice enthalpy per mass

h_f : fuel enthalpy per mass

Ma : mach number

m_{blow} : blow-by mass

m_{cr} : crvice mass

m_f : fuel mass

P : cylinder pressure

P_m : motored cylinder pressure

P_{big}, P_{small} : pressure near piston ring gap

Q_{ht} : heat transfer to wall

S_p : mean piston speed

T : cylinder gas temperature

T_{ivc}, P_{ivc}, V_{ivc} : temperature, pressure, volume at inlet valve closing

T_{wall} : cylinder wall temperature

V_{cr} : crevice volume

V_d : displacement volume

ϕ : equivalent ratio of air and fuel

ω : average gas velocity

ω_{swirl} : swirl ratio

sub 1, 2 : Main, Swirl chamber

* 부산대 대학원
** 부산대 기계공학부, 기계기술연구소
*** 연세대 기계공학부

1. 서 론

열발생량 계산법[1)~5)]에는 실린더 내부 상태를 미연(Unburned), 기연(Burned)가스로 구분하지

않고 균일한 물성치로 간주하여 계산하는 단일영역 모델(One-zone model), 실린더 안의 가스를 미연과 기연가스로 구분하여 각각의 물성치로 계산한 2영역 모델, 여기에 경계층을 고려한 3영역 모델 열발생량 계산법이 있다. 단일 영역 열발생량 계산법은 다영역(2영역, 3영역)모델에 비하여 간단하며 계산속도가 매우 빠르고 계산이 간단함에 비해서 신뢰성이 높아 유용하게 사용된다. 1930년도에 Rassweiler와 Withrow[11]는 스파크 점화기관에서 실린더내에 압력과 부피로부터 질량연소비(Mass fraction burned)를 계산하는 간단한 방법을 개발하였으며, 이 방법은 오늘날에도 사용되고 있다. 그들은 분석을 통하여 주어진 크랭크각 사이에서 실제 압력차이를 연소에 의한 압력 증가분과 실린더내 부피 변화에 따른 압력 변화의 합으로 가정하고 단위 크랭크각에서의 연소된 연료량을 연소에 의한 압력 증가분에 비례한다고 생각하였다. 그러나 이 방법은 너무 간단하여 열전달, 미연가스 영향 등을 따로 고려할 수 없다. 열역학 제 1법칙에 기초를 두고 있는 열발생량 계산법은 단일영역과 2영역으로 나누어 계산하는 방법이 있는데 압력의 변화로부터 직접 에너지의 변화량을 계산할수 있는 장점이 있다. Borman과 Krieger[12]는 2영역 열발생량 계산법을 이용하여 스파크 점화기관과 디젤기관에 대하여 각각 열발생량 계산을 실시하였다. 이들은 실린더내 물질의 열역학적 특성을 정밀하게 계산하여 열발생량 계산에 이용하였다. 이 방법은 상대적으로 정확하나 열전달 계산시 열역학적 물성치, 열전달 면적, 틈새영역 등을 미연, 기연 상태에 따라 각각 계산함으로써 시간이 오래 걸리고 걸리는 시간에 비례한 정밀도를 확신할수 없다. 단일 영역 열발생량 계산법은 수식이 단순함과 계산시간이 절감에 비해 신뢰도가 높다. 스파크 점화기관과 직접 분사식 디젤기관의 단일영역 열발생량 계산은 Gatowski[2], 전광민[6], Cheung[14], 이석영[15] 등에 의해 연구되어졌다. 본 연구에서는 단일영역 열발생량 계산법을 연소특성이 다른 간접분사식 디젤기관에 적용하였고 계산된 결과값을 실험값과 비교하였다.

2. 이 론

2.1 연소실 모델

열발생률 해석은 Fig.1에 나타낸 바와 같이 간접분사식 연소실은 연락공에 의해 2개의 개방계로 나누어 지는데 열역학 제1법칙을 주실과 부실에 적용시키면 다음과 같다.[1]

$$\frac{dQ_1}{dt} - P_1\frac{dV_1}{dt} + h_{2,1}\frac{dm}{dt} = \frac{dU_1}{dt} + \frac{dQ_{1ht}}{dt} + h_{1cr}\cdot\frac{dm_{1cr}}{dt} \quad (1)$$

$$\frac{dQ_2}{dt} - h_{2,1}\frac{dm}{dt} + h_f\frac{dm_f}{dt} = \frac{dU_2}{dt} + \frac{dQ_{2ht}}{dt} + h_{2cr}\cdot\frac{dm_{2cr}}{dt} \quad (2)$$

여기서 작동유체를 이상기체라 가정하고 이상기체 방정식을 적용하며 연료의 엔탈피인 $h_f\frac{dm_f}{dt}$ 의 경우 연료분사에 따른 운동에너지의 증가가 있으나 전체 발생되는 에너지에 비해 무시할 정도로 작으므로 연료의 엔탈피의 항을 생략하면, 다음 (3), (4)식과 같이 된다.

$$\frac{dQ_1}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1}P_1\frac{dV_1}{dt} + \frac{1}{\gamma-1}V_1\frac{dP_1}{dt} - C_pT_{2,1}\frac{dm}{dt} + \frac{dQ_{1ht}}{dt} + h_{1cr}\cdot\frac{dm_{1cr}}{dt} \quad (3)$$

$$\frac{dQ_2}{dt} = \frac{1}{\gamma-1}V_2\frac{dP_2}{dt} + C_pT_{2,1}\frac{dm}{dt} + \frac{dQ_{2ht}}{dt} + h_{2cr}\cdot\frac{dm_{2cr}}{dt} \quad (4)$$

따라서 연소시 발생되는 화학에너지 $\frac{dQ}{dt}$는 주실과 부실의 독립적인 압력에 의한 항과 주실과 부실 전체연소실에서의 열전달량 $\frac{dQ_{ht}}{dt}$ 과 틈새손실 $h_{cr}\cdot\frac{dm_{cr}}{dt}$ 을 고려한 식(5),(6)로 나타낼수 있다.

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{dQ_1}{dt} + \frac{dQ_2}{dt} \quad (5)$$

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1}P_1\frac{dV_1}{dt} + \frac{1}{\gamma-1}\left(V_1\frac{dP_1}{dt} + V_2\frac{dP_2}{dt}\right) + \frac{dQ_{ht}}{dt} + h_{cr}\cdot\frac{dm_{cr}}{dt} \quad (6)$$

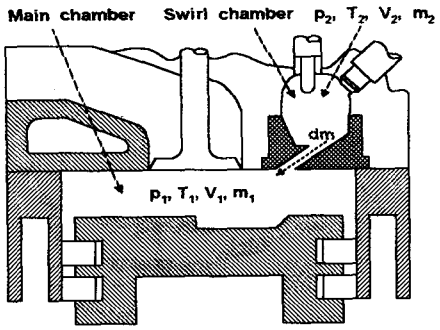


Fig. 1 Combustion chamber model of IDI diesel engine

2.2 열전달 모델

실린더벽으로의 열전달은 아래식(7)~(9)과 같은 Woschni가 제안한 식을 기본으로 하였다.[2),13)]

$$\frac{dQ_{ht}}{dt} = C_1 \times h_c \times A_{wall}(T - T_{wall}) \tag{7}$$

$$h_c = 131B^{-0.2} P^{0.8} T^{-0.35} \omega^{0.8} \tag{8}$$

$$\omega = 2.28[S_p + 3.4\times10^{-3}\times C_2 \frac{V_d T_{ivc}}{P_{ivc} V_{ivc}}(P - P_m)] + 2.28 \frac{(\omega_{swirl}\times B)}{200} \tag{9}$$

2.3 틈새모델

틈새에 의한 손실은 틈새사이에 끼어 있는 손실과 피스톤링의 갭으로 빠져 나가는 블로우 바이(Blow-by)에 의한 손실이 있다. 여기서 틈새는 피스톤과 실린더벽 사이, 인젝션 노즐 및 예열플러그 근처 그리고 실린더 블록과 헤드 가스갯 사이 등의 틈새의 영역을 고려하여 하나의 체적인 V_{cr}로 단순화 시켰다. 틈새 사이에 혼합기가 끼어 있을 때 틈새 압력이 실린더내 압력과 같고 온도는 실린더 벽면의 온도와 같다는 가정으로 다음 식(10), (11)을 얻는다. 또한 식(12)와 같이 실린더 압력이 상승시에는 실린더 온도를 가진 가스가 틈새에 들어감에 따라 실린더 온도를 가진만큼의 엔탈피가 손실되고, 반대의 경우는 실린더 벽면의 온도를 가진 비교적 낮은 온도의 가스가 실린더내로 들어오므로 실린더 온도와 벽면과의 온도차 만큼의 엔탈피가 손실된다.

$$m_{cr} = \frac{P V_{cr}}{R T_{wall}} \tag{10}$$

$$dm_{cr} = \frac{V_{cr}}{R T_{wall}} dP \tag{11}$$

$dP > 0$ 일 때 $h_{cr} = C_p \times T$

$dP \le 0$ 일 때 $h_{cr} = C_p \times (T - T_{wall})$ (12)

여기서 블로우바이에 의한 손실은 피스톤링의 갭으로 실린더 가스가 빠져 나가는 것을 오리피스 유동으로 적용시킨 것이며 다음 (13)식과 같이 계산된다

$$\frac{dm_{blow}}{dt} = A_{gap} P_{big} \left(\frac{1.35}{RT_{wall}}\right)^{\frac{1}{2}} (1 + 0.175Ma^2)^{-3.357} Ma \tag{13}$$

$\frac{P_{small}}{P_{big}} < 0.5329$ 일때 Ma=1

$\frac{P_{small}}{P_{big}} \ge 0.5329$ 일때

$$Ma = \left(5.7143\left(\left(\frac{P_{small}}{P_{big}}\right)^{0.2596} - 1\right)\right)^{\frac{1}{2}}$$

2.4 비열비

디젤기관은 연료가 분사되기 전까지는 공기와 잔류가스(Residual gas)가 압축되고 연료 분사후, 기화가 일어나고 연소과정을 거쳐 팽창 배기한다. 따라서 압축과정시 상대적으로 작은 양의 잔류가스는 비열비와 열발생률에 미치는 영향이 미소하므로 무시하고 공기의 온도에 따른 비열비에서 얻어지는 식(14)[1)]을 적용했다. 연소과정에서 비열비는 물성치보다 연소현상을 나타내는 값을 쓰는 것이 타당하다.[6)] 따라서 연소와 팽창과정에서는 Table 1의 전광민과 Heywood[6)]가 제시한 값을 보간한 식(15), (16)를 사용하였다. Table 1의 비열비는 2영역에 의한 발생량 계산과 단일영역 열발생량 계산이 일치하게 찾은 값이다. 또한 착화지점은 연료가 기화하여 연소를 시작하는 압력의 1차 미분률이 감소하다가 증가하는 지점을 잡았고 팽창과정 시작은 혼합제어 연소시 최대 열발생률의 10% 미만의 열발생율이 나타내는 최초의 지점을 잡았다.

$$\gamma = 1.36779 + 2.80888\,E-4\,T - 7.20647\,E-7\,T^2 + 5.25826E-10T^3 - 9.46447E-14T^4 - 2.22475E-17T^5 \quad (14)$$

Table 1. Specific heat ratio at combustion & expansion[6]

φ \ X_b	combustion process			expansion process
	3%	18%	33%	
0.4	1.312			$1.343-3.653\times10^{-5}T$
0.7	1.290			$1.290-1.200\times10^{-5}T$
0.9	1.282	1.280	1.280	$1.289-1.523\times10^{-5}T$
1.0	1.280	1.275	1.275	$1.282-1.349\times10^{-5}T$
1.1	1.283	1.283	1.283	$1.302-2.213\times10^{-5}T$
1.2	1.291	1.293	1.298	$1.299-1.885\times10^{-5}T$

$$\gamma = 1.32237 + 0.0368097\,\psi - 0.20936\,\psi^2 - 0.130612\,\psi^3 \quad (15)$$

$$\gamma = 1.2935 - (4.99964E-3\psi) - (0.0695 + 1.615\psi)E-5T \quad (16)$$

2.5 압력자료의 미분과 필터링

취득한 압력값은 식(17)과 같은 three degree Lagrangian polynominal을[8] 이용하여 미분하였고 이때 나오는 값을 식(18)과 같이 주위 5점을 평균하는 방법으로 필터링 했다. 이때 피크치가 많이 나타나는 크랭크각인 350~380° 사이에는 식(19)과 같은 방법으로 고유값에 가중치를 두어 평균 하였다

$$\frac{dP_\theta}{d\theta} = \frac{P_{\theta+1}-P_\theta}{(\theta+1)-\theta} - \frac{P_{\theta+1}-P_{\theta-1}}{(\theta+1)-(\theta-1)} + \frac{P_\theta-P_{\theta-1}}{\theta-(\theta-1)} \quad (17)$$

$$\frac{dP_\theta}{d\theta} = \frac{\frac{dP_{\theta-2}}{d\theta} + \frac{dP_{\theta-1}}{d\theta} + \frac{dP_\theta}{d\theta} + \frac{dP_{\theta+1}}{d\theta} + \frac{dP_{\theta+2}}{d\theta}}{5} \quad (18)$$

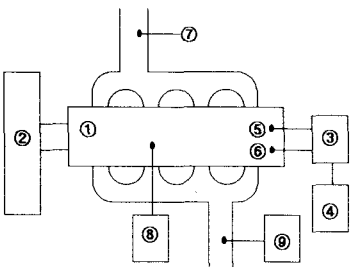
$$\frac{dP_\theta}{d\theta} = \frac{\frac{dP_{\theta-1}}{d\theta} + 4\times\frac{dP_\theta}{d\theta} + \frac{dP_{\theta+1}}{d\theta}}{6} \quad (19)$$

3. 실험

실험에 사용된 엔진은 1톤 트럭용 4기통 간접분사식 디젤기관으로 제원은 Table 2와 같다. 연소실내 압력 측정을 위해 주연소실과 부연소실에 각각 압력센서를 장착하였고 360° 엔코더를 사용하여 크랭크각도 1° 간격으로 1MHz A/D Board로써 압력을 취득하였다. 취득된 압력은 50사이클을 평균한 값을 사용하였다. 공기량은 피토튜브관으로, 연료량은 질량저울로 측정하였다. 기관 운전 조건으로 속도는 1000, 1500, 2000 rpm, 부하는 0%. 50%, 100% load의 조건하에 운전하였다. 실험장치도는 Fig. 2와 같다.

Table 2. Engine specifications

Engine type	IDI diesel engine
Combustion chamber	Swirl chamber
Displacement cc	2662
Swirl chamber cc	72
Bore×Stroke mm	93.0×98.0
Compression ratio	21.5
Max. power PS/rpm	80/4000
Max. torque kgf · m/rpm	17.5/2000



① Engine, ② Dynamometer, ③ Low pass filter Amplifier Rectifier, ④ Pressure Measurement(CAS), ⑤ Swirl chamber pressure sensor, ⑥ Main chamber pressure sensor, ⑦ Pieto tube sensor, ⑧ Fuel mass measurement, ⑨ Exhaust analyzer & smoke meter

Fig. 2. Schematic diagram of experimental equipment

4. 계산결과 및 고찰

간접분사식 디젤엔진의 연소과정은 먼저 부연소실에서 분사된 연료에 의해 연소하게 되고 이것은 주연소실의 압력을 상승시키기도 한다. 따라서 부연소실의 압력은 주연소실보다 높고 이러한 압력차이는 부연소실에 있는 연료와 화염 등을 주연소실로 흐르게 하는 역할을 한다. Fig.3은 이러한 압력특성을 나타낸다. 열발생량 계산에 있어서 가장 큰 인자는 연소가스의 비열비로써 앞에서 제시한 비열비 값을 Fig.4 에 나타내었다. 즉 압축시에는 연소후 배출되지 못한 약간의 잔류가스 이외에는 공기만의 압축이므로 압축에 의해 상승되는 온도에 따라 달라짐을 각 부하별 공통적인 곡선을 보여준다. 연소시에는 부하에 따라 연료량이 달라지고 비열비는 공기와 연료의 당량비로 정해짐으로 비교적 연료량이 많은 100% 부하시 가장 낮은 비열비를 나타낸다. 또한 연소기간의 설정에 따라 각 부하별로 연소기간의 차이를 보여주고 있다. 이러한 연소후 팽창과정에서는 공기와 연료의 당량비 및 온도의 함수인 비열비 곡선을 보여주며 팽창과정에서 부피의 증가 등으로 인한 온도의 감소에 따른 비열비 상승을 볼수 있다. Fig.5 는 열발생률을 나타낸 것으로 연료가 분무되며 증발하는 시점에서 열발생률이 음수로 되었다가 증가한다. 이러한 점이 착화점이다. 이후 예혼합연소(Premixed combustion)와 공기와 연료가 섞이면서 연소가 일어나는 혼합제어연소(Mixing controlled combustion)가 시작된다. 이렇게 열발생률을 가지고 착화점, 예혼합연소, 제어연소 등의 디젤기관 연소의 정성적 연소 특성을 알수 있다. Fig.5에서 부하와 열발생률을 비교시 열발생률의 최고치 보다는 열발생률 기간이 부하와 비례하는 모습을 보이며 부하의 증가에 따라 혼합제어 연소구간이 잘 구별되며 혼합제어 연소기간도 길어짐을 알 수 있다. 또한 연소효율을 알기 위해서는 열발생률을 적분할 필요가 있고 계산결과는 Fig.6, 7과 같다. 여기서 순열발생량(Net heat release)을 원으로 표시하였다. 사각형으로 표시된 열발생량은 순열발생량에 연소실내에서 벽면으로의 열전달 손실을 더한 값이다. Woschni의 제안식으로 열전달을 구하려면 각각의 엔진에 따라 달라지는 열전달 상수를 결정해야 한다. 본계산에서 사용된 상수는

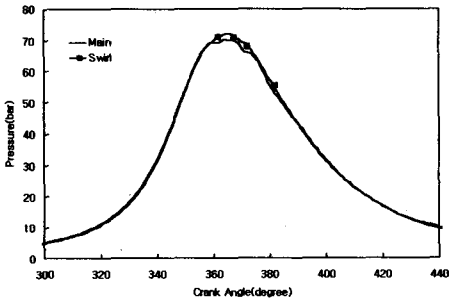


Fig. 3 Pressure comparison between main and swirl cylinder ar 2000rpm, full load

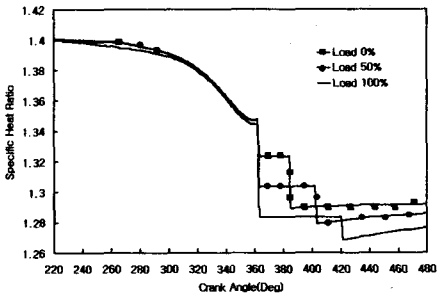


Fig. 4 Specific heat ratio at 2000 rpm

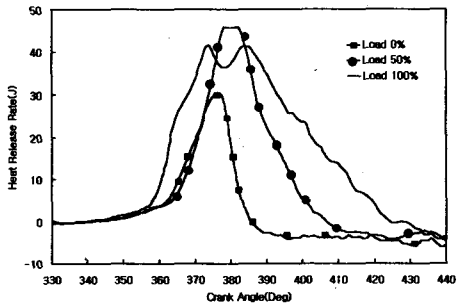


Fig. 5 Heat release rate at 2000 rpm

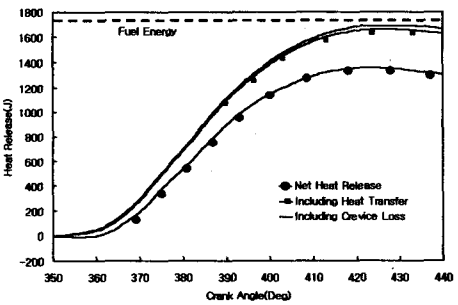


Fig. 6 Heat release at 2000 rpm, full load

Fig.6과 Fig.7을 비교시 2000rpm이 분사된 연료량과 비례하여 열발생량이 많은데 비해 연소효율이 떨어져 유해한 배출가스가 비교적 많을것으로 예측할수 있다.

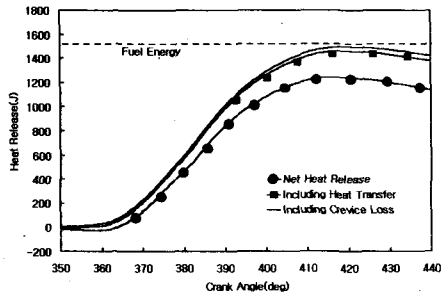


Fig. 7 Heat release at 1500 rpm, full load

5. 결 론

가솔린과 직접분사식 디젤기관에 사용했던 단일영역 열발생 계산법을 간접분사식 디젤기관에 알맞게 적용하여 측정된 실린더 압력을 해석함으로써 다음과 같은 결과를 얻었다.

1) 열전달 상수를 1000rpm에서 열발생량이 연료에너지에 수렴하도록 결정하였다. 이 열전달상수를 사용하여 다른 운전조건에서 계산한 결과 열발생량이 연료에너지에 수렴함을 확인하였다.

2) 압축, 연소 및 팽창기간을 연소압력에 의해 설정하고 이를 이용하여 실린더내 가스의 비열비를 물성치와 연소특성에 맞게 적용하였고,

3) 열전달 모델과 틈새모델의 사용으로 정확한 열발생량을 계산할수 있었다.

참고문헌

(1) John B. Heywood, "Internal Combustion Engine Fundamentals," pp 383~390, pp 413~415, Mc-Graw-Hill, New York, 1988

(2) J. A. Gatowski, En. N. Balles, K. M. Chun, F. E. Helson, J. A. Ekchian and John B. Heywood, "Heat Release Analysis of Engine Pressure Data," SAE paper 841359, 1984

(3) Wai Cheng, Richard Gentry, "Effects on Charge Non-uniformity on Diesel Heat Release Analysis." SAE paper 861568, 1986

(4) A. R. Zahdeh, N. A. Henein, W. Bryzik, "Diesel Engine Cold Starting;P-C Based Comprehensive Heat Release Model; PART 1-Single Cycle Analysis," ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.113, pp. 464~473, 1991

(5) A. C. Alkidas, "Combustion characteristics of a Single-cylinder Open-chamber Diesel Engine," ASME Journal of Engineering for Gas Turbiness and Power, Vol. 109, pp. 419~425, 1987

(6) Kwang Min Chun and John B. Heywood, "Estimating Heat-Release and Mass-of-Mixture Burned from Spark-Ignition Engine Pressure Data," Combust. Sci and Tech., Vol.54, pp. 133~143, 1987

(7) David r. Lancaster, Roger B. Krieger, and John H. Lienesch, "Measurement and Analysis of Engine Pressure Data," SAE paper 750026, 1975

(8) Curtis F. Gerald, Patrick O.Wheatley, "Applied Numerical Analysis," Addisonwes--ley Publishing company, pp. 184~186, 1989

(9) Zucraw, M. J., and Hoffmann J. D., "Gas Dynamics," Vol.1, pp.53~63, John Wiley and Sons, 1976

(10) T. K. Hayes and L. D. Savage, "Cyinder Pressure Daa Acquisition and Heat Release Analysis on Personal Computer," SAE paper 860029, 1986

(11) Rassweiler, G. M and Withrow, L., "Mo-tion Pictures of Engine Flames Correlated with Pressure Cards," SAE Trans. Vol. 38,pp. 185~204, 1938

(12) Krieger, R.B. and Borman, G. L., "The Computation of apparent Heat Release for Internal Combustion Engine," ASME paper 66-WA/DGP-4, 1966

(13) Woschni, G., "A Universally Applicable

Equation for Instantaneous Heat Transfer Coefficient int the Internal Combustion Engine," SAE paper 670931, 1967

(14) Hon M. Cheung and Jhon B. Heywood, "Evaluation of One-Zone Burna-Rate Analysis Procedure Using Production SI Engine Pressure Data," SAE paper 832749, 1993

(15) B. S. Shin, S. Y. Lee and K. M. Chun, "An One-zone Heat Release Analysis of a 6 Cylinder Compression-Ignition Engine, SAE paper 96370013, 1996