

이중분사식 수소기관 연소실내 가스의 순간열전달계수의 측정

위신환*, 김윤영(성균관대원), 이종태(성균관대)

Measurement of Transient Heat Transfer Coefficient of In-cylinder Gas in the Hydrogen Fueled Engine with Dual Injection System

Shin-Whan Wei, Yun-Young Kim, Jong-Tai Lee
(Grad. School of S.K.K. Univ.), (S.K.K. Univ.)

Abstract

To clear the differences of heat transfer coefficient of in-cylinder gas with fuel properties, the transient heat transfer coefficient of hydrogen gas is investigated by using the hydrogen fueled engine. The measured results were also compared with those of gasoline engine and several empirical equations. Transient heat transfer coefficients were determined by measurements of unsteady heat flux and instantaneous wall temperature in the cylinder head.

As the main results, it is shown that transient heat transfer coefficients have remarkable differences according to fuel properties, and it's value for hydrogen engine is twice higher than that of gasoline engine. It means that equation of heat transfer coefficient that the effect of fuel properties is considered sufficiently, is needed to analyze or simulate the gas engine performance.

Key words: Hydrogen fueled engine(수소기관), Dual injection system(이중분사시스템)
Transient heat transfer coefficient(순간열전달계수), Unsteady heat flux(비정상열 유속), Surface temperature(벽표면순간온도), Fuel properties(연료물성치)

1. 서 론

최근 배기가스의 저감 및 대체에너지의 보급 측면에서 수소기관에 대한 많은 연구가 광범위하게 수행되고 있다^(1~3). 수소기관을 개발하기 위해서는 연소실 각부의 열부하 해석뿐만 아니라 화염전과 과정, 배기가스 성분 등의 제반현상을 상세히 해석할 필요가 있다. 이러한 제반현상을 정확히 해석하기 위해서는 수소연료를 사용하는 기관에 대한 가스의 순간열전달계수값이 정확히 제시되어야 한다.

통상 기관의 제반 현상을 해석하는데 사용되는 순간열전달계수식으로는 Eichelberg식, Annand식, Woschni식 등이 있다^(4~6). 상기의 식들은 가솔린 및 디젤연료를 사용하는 기관에서 측정된 실험결과로부터 유도된 경험식이다.

주지의 사실과 같이 사용하는 연료 종류에 따라 연소가스의 밀도, 점도, 열전도계수 및 열확산계수 등과 같은 물성치는 큰 차이를 나타낸다. 상기의 연료물성치는 열전달에 영향을 미치므로 순간열전달계수는 사용하는 연료종류에 따라 차이가 난다. 그러나 수소기관에 관한 연구에 기존의 경험식이 일반적으로 사용되고 있다. 이로 인해 수소기관에 대한 시뮬레이션 및 분석결과가 실제와 큰 차이를 보일 수 있다.

따라서 본 연구에서는 연료종류에 따른 기관 연소실내 가스의 순간열전달계수의 차이를 밝히고자, 연료의 열전도계수 및 열확산계수 등에 현저히 차이가 있는 수소연료와 가솔린연료를 사용하는 기관 연소실 각부의 순간열전달계수를 측정하고, 기존에 제시된 순간열전달계수식과 비교 검토하였다.

2. 연소가스의 순간열전달계수의

측정

2.1 순간열전달계수의 측정방법 및 순간 온도프로브

연소가스의 순간열전달계수 α_g 는 가솔린 및 수소연료를 사용하는 기관의 경우 대류열전달에 관한 일반관계식 $\alpha_g(\theta) = q_w(\theta) / (T_g(\theta) - T_w(\theta))$ 으로부터 결정할 수 있다⁽⁶⁾. 여기서, 임의의 크랭크각에서의 순간가스온도 $T_g(\theta)$ 는 실린더내 가스압력과 상태방정식으로부터 결정하였다. 연소가스로부터 연소실 벽면으로의 순간열유속 $q_w(\theta)$ 와 벽표면순간온도 $T_w(\theta)$ 는 동시 측정이 가능한 박막형 순간온도프로브를 제작하여 측정한다.

실린더헤드의 벽표면순간온도 및 비정상 순간열유속의 측정에는 Fig. 1과 같은 박막형 순간온도프로브를 사용하였다. 박막형 순간온도프로브는 열접점(hot junction)과 냉접점(cold junction)으로 구성되어 있다. 열접점은 연소실 벽표면 순간온도를 측정할 수 있도록 $10\mu\text{m}$ 의 동도금으로 프로브의 표면에 구성되어 있다. 냉접점은 순간 열유속을 측정하기 위해서 열접점으로부터 임의 깊이에 구성되어 있다. 프로브에 관한 사양은 다음과 같다.

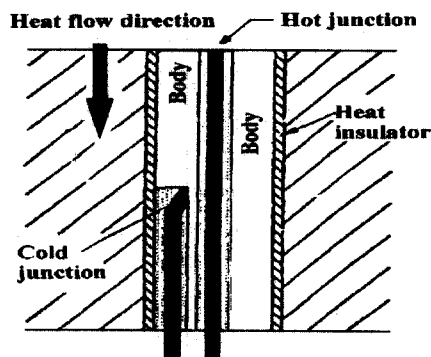


Fig. 1 Schematic of the instantaneous wall-surface temperature probe

Table 1 Specification of instantaneous temperature probe

구 분	선 정 사 항
프로브의 소선	φ 1/200in의 K-type (glass-wool 피복)
프로브 본체	재질 LOEX (알루미늄합금)
	크기 외경 : 3.1mm 길이 : 8mm
열접점부의 두께 및 재질	10μm의 구리(Cu) 박막
냉접점부의 위치	열접점으로부터 4mm길이

서 프로브의 삽입위치는 벽표면온도 및 열 유속과 순간열전달계수를 전반적으로 파악 할 수 있는 위치로 선정하였다. 실린더헤드 에 삽입된 순간온도프로브는 스파크 플러그 부근, 배기밸브 브릿지와 연소실 바깥쪽에 각각 1개씩, 그리고 흡기밸브와 배기밸브사 이에 1개, 모두 4개를 삽입하였다.

2.2 실험 장치 및 방법

Fig. 3은 본 연구에 사용된 실험장치의 개략도 및 사진을 나타낸 것이다.

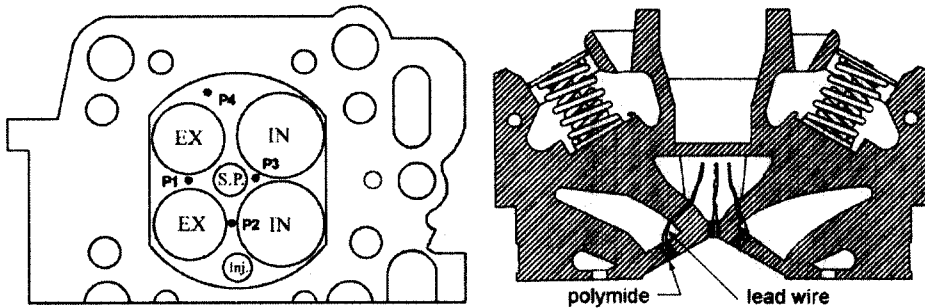


Fig. 2 The locations of instantaneous temperature probes inserted into cylinder head.

박막형 순간온도프로브에서 냉접점온도는 두 소선의 기전력 차이로 직접 측정된다. 그리고, 벽표면순간온도인 열접점의 온도는 열 접점에 한 소선만을 삽입하고 그 소선과 동일한 냉접점의 소선과 연결하여, 두 접점 사이의 온도차 및 냉접점 온도의 합으로 측정 된다. 비정상 열유속은 열접점 및 냉접점의 온도차로 결정되므로 박막형 순간온도프로브로 벽표면순간온도와 비정상 열유속을 동시에 측정할 수 있다⁽⁷⁻¹⁰⁾.

Fig. 2는 실린더 헤드에 삽입한 순간온도 프로브의 삽입위치를 나타낸 것이다.

순간열전달계수는 실린더헤드의 각 지점에 따라 벽면의 기하학적 형상, 유동양상 및 가스조성의 공간적인 불균일 등으로 인해 국부적으로 매우 큰 차이를 나타낸다. 따라

실험장치는 실험기관, 동력계, 흡·배기계통, 각부의 온도와 압력을 측정하는 데이터 취득부와 제어장치로 구성된다.

실험기관은 수소연료를 사용하는 기관과 가솔린연료를 사용하는 기관이다.

수소연료를 사용하는 기관은 이중분사식 수소기관으로 저부하 운전영역에서 수소가스를 흡기관 내로 공급하고 고부하 영역에서 실린더내로 공급하여, 모든 운전 영역에서 고효율 및 고출력을 얻을 수 있는 수소기관이다. 본실험조건에서 수소연료의 공급 방식은 25%와 50%부하인 경우 흡기관분사 방식이며 75%와 전부하인 경우 직접분사 방식이다⁽¹¹⁻¹³⁾.

가솔린연료를 사용하는 기관은 수소기관과 연소실형상, 보어 및 스트로크가 동일한

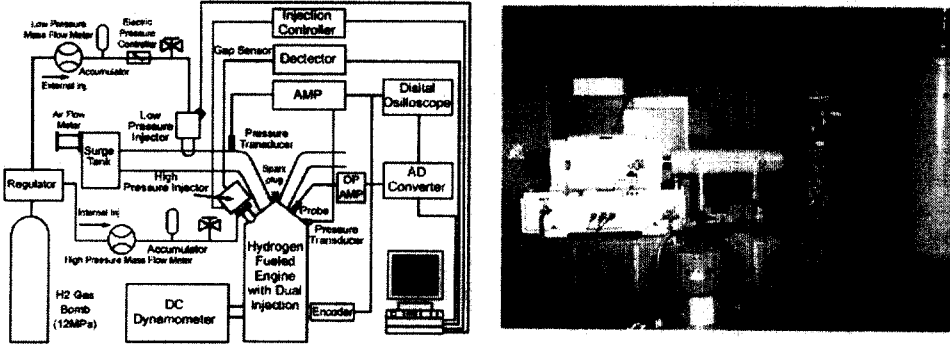


Fig. 3 Schematic diagram and photograph of total experimental apparatus.

기관이다.

순간열전달계수의 결정에 필요한 벽표면 순간온도 및 순간열유속의 측정 변수는 기관회전수 및 기관부하이다. 각 변수에 대해 점화시기는 MBT, 냉각수 출구온도는 80℃로 일정하게 유지하였다. 또한 각각의 측정값은 사이클변동을 최소화하고자 100사이클 이상을 평균하여 사용하였다.

3. 수소기관의 순간열전달계수의 측정결과

3.1 수소기관과 가솔린 순간열전달계수의 비교

Fig. 4는 수소연료를 사용한 경우 각 지점에서 측정된 국부 순간열전달계수와 공간평균치 및 이들의 표준편차를 나타낸 것이다.

각 지점의 국부순간열전달계수는 모두 압축과정 중 완만히 증가하다가 점화 시부터 급격히 상승하여 최고치를 나타낸 후 팽창과정 중 감소하는 경향이다. 그러나 열전달계수의 증감구배 및 최고치는 각 지점에 따라 현저히 차이가 있다. 각 측정지점에 따른 순간열전달계수의 표준편차는 약 50% 정도로 측정지점에 따라 큰 차이를 보이고 있다.

이와 같이 순간열전달계수가 각 지점에

따라 큰 차이가 있으므로 실린더헤드의 열전달 예측에는 전공간을 대표 할 수 있는 공간평균치의 사용이 바람직하다. 수소연료의 공간평균 순간열전달계수의 경향 및 크기는 연소실 외곽에 위치한 4번 지점근방이다.

Fig. 5는 가솔린연료를 사용하는 경우 각 지점에서 측정된 가스의 국부 및 공간평균 순간열전달계수와 이들의 표준편차를 나타낸 것이다.

국부 순간열전달계수의 경향은 전반적으로

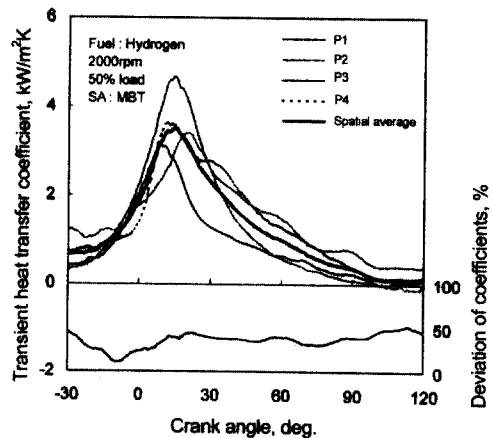


Fig. 4 Transient heat transfer coefficients, deviation of coefficients of hydrogen engine.

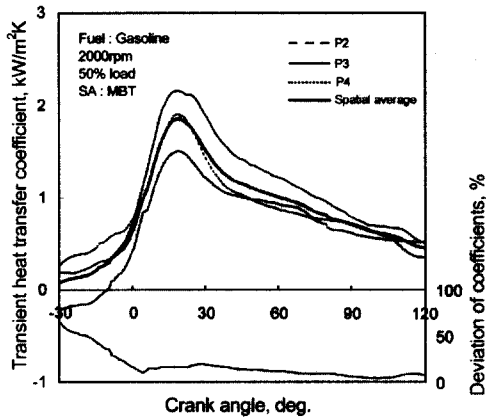


Fig. 5 Transient heat transfer coefficients, deviation of coefficients of gasoline engine.

로 수소연료를 사용한 경우와 유사하며 각 측정지점에 따라 큰 차이를 보이고 있다. 그러나 공간평균치에 대한 국부순간치의 표준편차의 크기는 평균 20%정도로 수소연료를 사용하는 경우에 비해 작다. 가솔린 연료를 사용한 기관의 공간평균 순간열전달계수의 경향 및 크기는 수소기관에서와 마찬가지로 연소실 외곽에 위치한 4번 지점과 유사함을 보이고 있다.

따라서 다수의 프로브를 삽입할 수 없는 DOHC 실린더헤드의 경우, 임의 특정지점의 국부적인 값으로 실린더헤드 전체의 열전달 해석을 하고자 하면 밸브 및 점화플러그에 의한 간섭이 없는 연소실 외곽의 값을 대표치로 하는 것이 타당할 것으로 생각된다.

수소연료와 가솔린연료의 공간평균 순간열전달계수를 비교한 것이 Fig. 6이다. 두 경우의 순간열전달계수의 정성적 경향은 유사하나, 순간열전달계수의 최고치 및 증감구배는 큰 차이를 나타낸다. 순간열전달계수의 최고치는 수소연료의 경우가 약 $3.5\text{kW/m}^2\text{K}$ 로 가솔린기관보다 약 2배정도 큰 값을 나타낸다. 이는 Fig. 7에 나타낸 온도진폭과

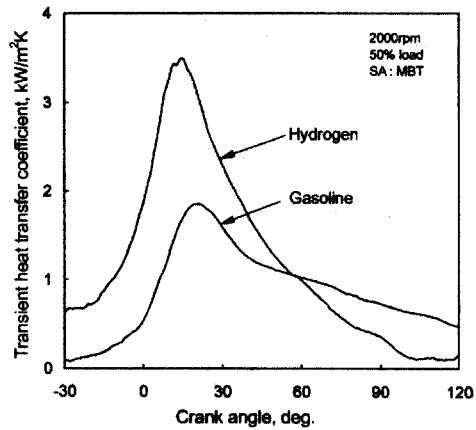


Fig. 6 The spatial mean heat transfer coefficients of gasoline engine and hydrogen engine.

간열유속의 공간평균치에 대한 차이에서 기인한다. 온도진폭은 수소연료의 경우 약 12K로 가솔린연료에 비해 약 2배정도 크며, 열유속의 최대치는 약 2.5배정도 큰 것을 보이고 있다.

또한 압축과정에는 수소의 큰 열확산계수 및 열전도계수로 인해 가솔린에 비해 3배정도 큰 값을 나타낸다. 팽창과정 중반이후는 오히려 수소연료의 순간열전달계수가 가솔린연료의 경우에 비해 작은 경향이다.

3.2 이중분사식 수소기관의 분사방식 변화에 따른 순간열전달계수

Fig. 8은 실린더헤드 중 열부하가 가장 큰 배기밸브 브릿지부의 순간열전달계수를 기관부하변화에 대해 나타낸 것이다. 여기서 기관부하의 변화는 분사방식의 변화를 의미한다. 즉 수소연료의 공급방식은 50%부하 이하에서는 흡기관분사방식이며, 그 이상에서는 주로 실린더내 직접분사방식이다.

그림에서 보는 바와 같이 순간열전달계수의 경향은 기관부하가 변화하더라도 유사한 경향이다. 그러나 순간열전달계수의 크기는 기관부하가 증가함에 따른 공급열량의 증대

순

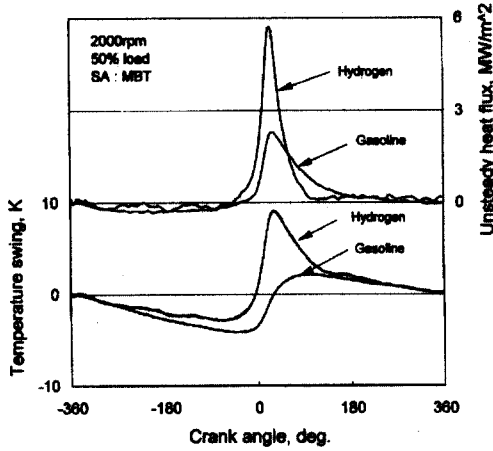


Fig. 7 Heat fluxes and temperature swings of gasoline engine and hydrogen engine.

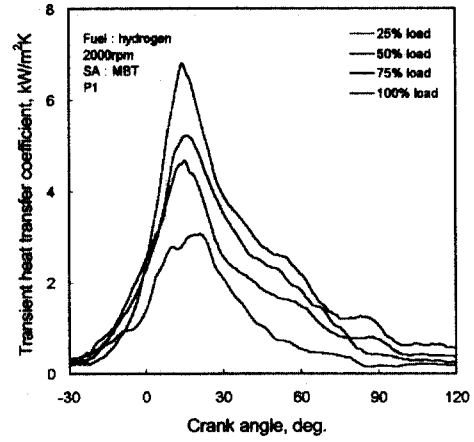


Fig. 8 Heat transfer coefficients at exhaust valve bridge of hydrogen engine.

로 증가하는 경향이다. 또한 열전달계수의 최고치가 나타나는 시점이 공급열량이 증대함에 따라 진각되어짐을 알 수 있다.

분사방식의 변화에 따른 순간열전달계수의 변화를 파악하고자 상기 순간열전달계수의 최고치 및 평균치를 Fig. 9에 나타낸다.

그림에서 보는 바와 같이 순간열전달계수의 최고치 및 평균치는 기관부하가 증가함에 따른 공급열량의 증가로 증가함을 나타낸다. 직접분사영역에 해당하는 전부하인 경우 순간열전달계수의 최대치는 약 6.8kW/m²K로, 흡기관분사영역인 50%부하인 경우의 약 4.7kW/m²K와 비교해 약 46% 증가를 나타낸다. 또한 팽창과정 중 순간열전달계수 평균치는 전부하인 경우 약 2.2kW/m²K로 50%부하에 비해 약 37%의 증가를 보인다.

상기의 결과로부터, 분사방식이 변화하더라도 순간열전달계수의 정성적인 경향은 유사하나, 이들의 크기는 공급열량에 의존함을 알 수 있었다.

4. 기존 순간열전달계수의 적응성 평가 및 연료물성치의 영향 검토

기관의 제반현상을 시뮬레이션하고 분석

하는데 현재까지 대표적으로 사용되는 순간 열전달계수식은 다음과 같다.

$$Eichelberg: \alpha_g = 2.1 V_p^{1/3} (PT)^{1/2} \quad (1)$$

$$Wöchni: \alpha_g = 0.820 D^{-0.2} \omega^{0.8} P^{0.8} T^{-0.53} \quad (2)$$

$$Annand: \alpha_g = a \frac{k}{D} \left(\frac{\rho V_p D}{\mu} \right)^{0.7} \quad (3)$$

여기서 α_g 는 강제대류 순간열전달계수, V_p 는 피스톤 속도, P 와 T 는 각각 연소실내 가스압력과 가스온도를 나타낸다. D 는 보어, ω 는 가스속도, k 는 열전도계수, ρ 와 μ 는 각각 가스의 밀도 및 점성계수를 나타낸다.

수소기관에 대한 기존 경험식의 적용성을 평가하고자 수소연료를 사용하는 경우의 순간열전달계수의 측정치와 기존 연구자들의 경험식 결과를 Fig. 10에 나타낸다. 여기서 경험식의 결과는 가스압력 및 온도 등의 측정치를 사용하여 구하였다. Annand식의 상수 a 는 순간열유속의 측정치 및 온도에 따른 물성치로부터 구하였다.

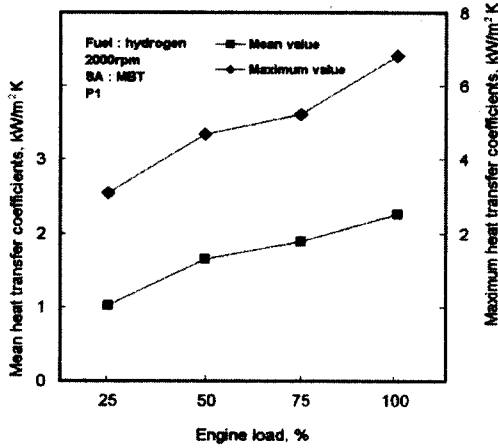


Fig. 9 Mean and maximum heat transfer coefficients of gasoline engine and hydrogen engine.

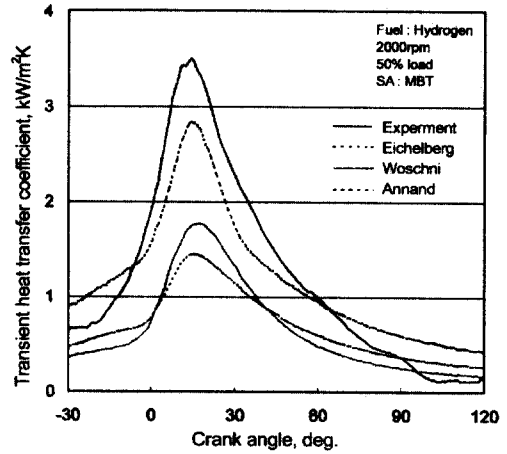


Fig. 10 Experimental result and results of empirical equation for hydrogen engine.

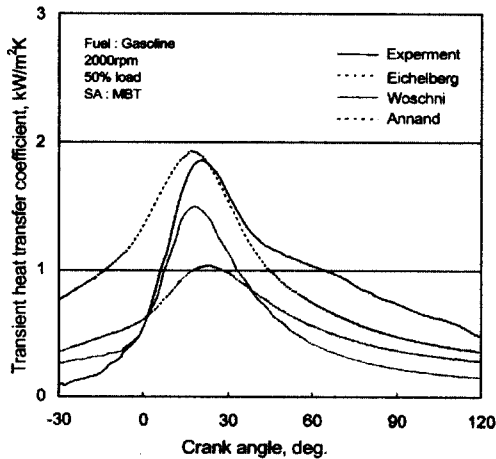


Fig. 11 Experimental result and results of empirical equation for gasoline engine.

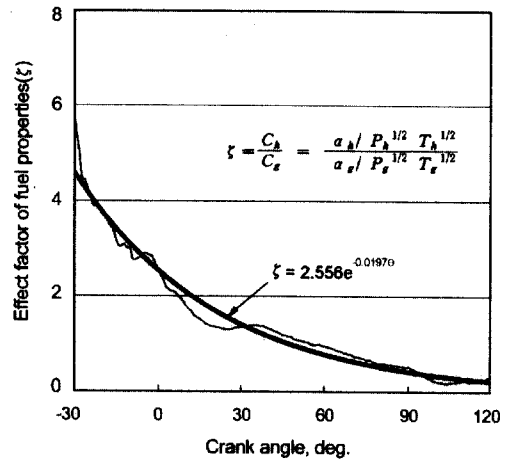


Fig. 12 The effect of fuel properties on transient heat transfer coefficient.

순간열전달계수의 측정치는 기존 경험식의 경우와 큰 차이가 있음을 알 수 있다. 연소과정 중의 측정치는 가솔린 및 디젤연료를 대상으로 한 Woschni 및 Eichelberg식의 경우에 비해 약 2배 정도이다. 또한 열전달계수의 측정치는 상수 결정에 열유속의 측정치와 연료물성치를 일부 반영한 Annand식의 경우와도 약 20% 정도의 차이를 보인다.

상기와 같은 방법으로 가솔린연료를 사용하는 기관의 순간열전달계수를 비교한 것이 Fig. 11이다.

수소를 사용한 경우의 측정치는 Fig. 10과 마찬가지로 경험식의 결과와 큰 차이가 있다. 각 구간에서 순간열전달계수의 실험치와 비교적 가까운 경험식은 압축과정 및 연소 초기의 경우 Woschni식이며, 최고치의 경우

Annand식에 해당한다. 열발생기간(10~90%)에서의 평균열전달계수는 디젤연료를 사용하여 제시된 Eichelberg식의 경우를 제외하고는 측정치에 비해 약 15% 정도 차이가 있다. 그러나 수소연료를 사용하는 기관에 비해 그 차이는 다소 작은 것을 보이고 있다.

전술한 바와 같이 연료종류에 따른 순간열전달계수의 차이는 연료의 물성치 c 에 기인한다. 상기의 열전달계수식(1)(2)(3)식 중 가스의 점도 μ 및 밀도 ρ 는 온도 및 압력에 의존하므로, 열전달계수는 가스의 온도, 압력 및 유속의 함수만으로 표시할 수 있다. 순간열전달계수에 대한 연료의 물성치의 영향은 다음과 같은 무차원수로 표시할 수 있다.

$$\zeta = \frac{C_h}{C_g} = \frac{\alpha_h / P_h^m T_h^n}{\alpha_g / P_g^m T_g^n} \quad (4)$$

여기서 C 는 연료의 물성치, 유속 및 형상인자 등의 영향이 포함된 상수이며, g 및 h 는 가솔린과 수소연료를 의미한다. 상식에서 기관형상, 기관회전수, 가스압력 및 온도가 동일하면 ζ 는 열전달계수에 대한 연료물성치 영향을 정량화한 값이 된다.

Fig. 12는 상식으로부터 구한 수소 및 가솔린 연료에 대한 무차원 수의 변화를 나타낸 것이다. 무차원 수 ζ 는 연소가 진행됨에 따라 지수함수적으로 급격히 감소하는 경향이다. 압축과정 및 연소초기에 ζ 는 평균 3.5로 매우 크며, 이는 수소연료의 열전도계수, 열확산계수 및 연소속도가 가솔린연료의 경우에 비해 현저히 큰 것에 기인하는 것으로 생각된다. 무차원수 ζ 는 연소가 진행됨에 따라 급격히 감소하여 ATDC 60° 이후에는 1보다 작은 값을 보인다. 이는 가스조성의

급격히 변화로 수소연료가 갖는 물성치의 영향이 상쇄되기 때문으로 생각된다.

상기 결과는 순간열전달계수가 연료종류에 따른 물성치에 영향을 받음을 보이는 것이다. 따라서 수소기관을 포함한 가스기관의 성능을 해석하기 위해서는 연료물성치가 고려된 식이 필요함을 알 수 있다.

5. 결 론

수소기관의 실린더헤드를 대상으로 가스의 순간열전달계수를 측정하여 가솔린기관의 측정치 및 기존 경험식의 결과와 비교하여 얻은 해석결과는 다음과 같다.

1. 실린더내 가스의 순간열전달계수는 국부적으로 큰 차이가 있고 실린더헤드의 열전달량 예측에는 전공간을 대표할 수 있는 공간평균치의 사용이 바람직함을 알 수 있었다.
2. 순간열전달계수는 연료종류에 따라 큰 차이가 있으며, 수소연료를 사용하는 경우의 순간열전달계수의 최고치는 가솔린연료에 비해 약 2배정도 큰 것이 보여졌다.
3. 수소연료에 대한 기존 열전달계수식의 적용성을 평가한 결과, 순간열전달계수의 측정치는 Woschni 및 Eichelberg식의 경우에 비해 약 2배정도의 큰 차이가 있으며, 연료의 물성치의 일부가 고려된 Annand식이라도 20% 정도 차이가 보여졌다.
4. 따라서 수소기관을 포함한 가스기관의 성능을 예측하고 시뮬레이션하기 위해서는 연료의 물성치의 영향이 충분히 반영된 순간열전달계수식이 필요함을 알 수 있었다.

참 고 문 헌

1. R. W. schefer, "Combustion Hydrogen-Enriched Methane in a Premixed Swirl Burner," Proceedings of the 2001 DOE Hydrogen program Review, 2001.
2. P. Van Blarigan, "Advanced Internal Combustion Electrical Generator," Proceedings of the 2001 DOE Hydrogen program Review, 2001.
3. J. T. Lee, Y. Y. Kim, C. W. Lee, J. A. Caton, "An Investigation of a Cause of Backfire and its Control due to Crevice Volume in a Hydrogen Fueled Engine", ASME 2000 ICE Spring Technical Conference, ICE-Vol. 34-3, PP.1-8, 2000.4.
4. T. Morel and R. Keriber, "A Model for Predicting Spatially and Time Resolved Convective Heat Transfer in Low-in-Piston Combustion Chamber", SAE Paper 850204.
5. 위신환, 민영대, 이종태, "DOHC 가솔린기관 연소실내 가스의 순간열전달계수의 측정," 대한기계학회 추계학술대회논문집 B, 1997.
6. J. H. Horlock and D. E. Winterbone, "The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal -Combustion Engines", Vol. 2, pp. 773~805.
7. G. H. Choi, K. H. Choi, J. T. Lee, Y. S. Song and J. W. Cho, "Analysis of Combustion Chamber Temperature and Heat Flux in a DOHC Engine," SAE 970895, pp. 135~147.
8. Enomoto, "A Study on the Thermocouple for Measurement of Instantaneous Combustion Chamber Wall Temperature in Internal Combustion Engine", JSME, Vol. 50, No. 455, pp. 1353~1362, 1984.
9. 조진우, 류영, 이종태, "DOHC 가솔린기관의 연소실 벽표면순간온도와 비정상순간 열유속의 측정 및 해석(제 1보:실린더헤드에 관한 연구)," 자동차공학회논문집 제7권 제1호, pp10~19, 99370002, 1999.
10. 위신환, 김윤영, 안종윤, 이종태, "이중분사식 수소기관의 열부하 대책을 위한 연소실 벽표면 순간온도 및 순간열유속의 측정," 한국수소에너지학회 춘계학술대회 논문집, pp.169~176. 2001.6.
11. Y. Y. Kim, J. B. Park, S. H. Wei, K. C. Noh, J. T. Lee, "A Study on Development of Hydrogen Fueled Engine With High Power and High Efficiency," Proceedings of the 4th Japan-Korea Joint Symposium 97 On Hydrogen Engine, pp62~71, 1997.
12. 최한규, 김윤영, 이종태, "고효율 고성능의 이중분사식 수소기관 개발에 관한 연구(흡기관 분사영역 확장을 위한 역화억제의 검토)," 한국수소에너지학회 춘계학술대회 논문집, pp.107-116, 1999.5.
13. H. K. Choi, J. Y. Ahn, Y. Y. Kim, J. T. Lee, "A Basic Study on the Extension of External Injection Region in Hydrogen Fueled Engine with Dual Injection", KHES and HESS, The 5rd Korea-Japan Joint Symposium '99 on Hydrogen Energy, PP.237-248, 1999.11.