



냉각수온 변화가 가솔린 차량의 연비 및 배출가스에 미치는 영향에 관한 실험 및 수치적 평가

정수진^{*1)} · 김서규²⁾ · 이검수²⁾ · 정진우²⁾ · 김명환³⁾

자동차부품연구원 기업지원본부 · 인지컨트롤스 기술연구소²⁾ · AVL 해석기술팀³⁾

Experimental and Numerical Assessment of the Effects of Various Coolant Temperature in Gasoline Vehicle on Fuel Consumption and Emissions

SooJin Jeong^{*1)} · SeoKyu Kim²⁾ · GumSu Lee²⁾ · Jinwoo Jeong²⁾ · MyungHwan Kim³⁾

¹⁾Division of Corporation Support, Korea Automotive Technology Institute, 303 Pungse-ro, Pungse-myeon, Dongnam-gu, Cheonan-si, Chungnam 31214, Korea

²⁾R&D Center, Inzi Controls Co., Ltd, 171 Gunjacheon-ro, Siheung-si, Gyeonggi 15090, Korea

³⁾Advanced Simulation Technologies, AVL Korea, 80 Seochojungang-ro, 22-gil, Seocho-gu, Seoul 06632, Korea

(Received 18 January 2017 / Revised 21 February 2017 / Accepted 13 March 2017)

Abstract : One of the major engine thermal management system(TMS) strategies for improving fuel economy is to operate the engine in high temperatures. Therefore, this work performed a numerical and experimental study to examine the effect of several different STOs(Starting Temperature of Opening) of wax-thermostat, ranging from 85 °C to 105 °C, of gasoline engine on fuel economy and emission characteristics. In this study, a gasoline car equipped with wax-thermostat was tested and simulated under FTP-75 and HWFET mode. CRUISE MTM was used to simulate vehicle dynamics, transient engine performance and TMS. The test results showed fuel savings for both drive cycles due to higher STO of 100 °C, which is slightly worse than that of 90 °C and amounts between 0.34 and 0.475 %. These controversial results are attributed to experimental errors and uncertainty. The computational results for three STOs, 85 °C, 95 °C and 105 °C, showed that fuel savings attributed to the application of higher STOs of 95 °C and 105 °C are relatively small and range from 0.306 to 0.363 %. It is also found that the amount of HC and CO emissions from the tailpipe tends to decrease with higher engine coolant temperature because of faster catalyst light-off and improved combustion.

Key words : Vehicle thermal management system(VTMS: 차량 열관리 시스템), Coolant(냉각수), Thermostat(수온 조절기), STO(개변온도), Fuel consumption(FC: 연료소비율), System level vehicle model(시스템레벨 차량모델)

1. 서론

전 세계적으로 지속가능에너지의 사용과 환경보호에 대한 관심과 규제가 날로 높아지고 있어 자동차산업의 동력전달장치분야의 혁신적인 기술개발

이 그 어느 때보다 절실한 상황이다. 그 중 엔진 열관리의 최적화 기술은 연비향상 및 배출가스 저감을 동시에 이룰 수 있는 핵심기술로 평가받고 있다.^{1,2)} 특히, 가솔린 엔진의 경우는 최근들어 다운사이징 및 다운스피딩 기술을 과급기 기술과 접목한 TGDI(Turbo-Gasoline Direct Injection)엔진의 시장점유율이 급격히 높아지고 있는 상황이다.³⁾ 그러나 이러한 기술은 엔진의 소형화 및 저연비기술을 실현

*A part of this paper was presented at the KSAE 2016 Fall Conference and Exhibition

*Corresponding author, E-mail: sjeong@katech.re.kr

하였지만, LET(Low End Torque)영역 및 중고부하의 운전이 빈번하게 되어 노킹이나 LSPI(Low Speed Pre-Ignition)으로 인한 문제점과 한계가 존재한다.⁴⁾ 이러한 문제점들을 해결할 수 있는 기술이 냉각수 온제어기술이며 따라서 최근 분리냉각(Split-cooling),⁵⁾ 가변냉각수온제어,⁶⁾ 전자식 냉각펌프,⁷⁾ 전자식 수온조절기⁸⁾ 등과 같은 기술들이 엔진에 적용되고 있다.

이러한 기술들의 공통적인 전략은 엔진의 냉각수 온을 높게 유지하여 운융함으로써 FMEP(Friction Mean Effective Pressure)를 낮게 유지하는 것이다. 최근연구⁶⁾ 결과에 따르면 전자식 유동제어밸브를 2003년식 혼다 인사이트(기계식워터펌프+기계식 수온조절기)에 적용하여 운전조건에 따른 최적냉각수온(90 °C ~ 110 °C)을 맵제어를 수행하여 NEDC 와 US06_HWY 모드에 적용하여 상용소프트웨어인 Advisor 와 Matlab을 사용하여 수치해석을 하였다. 해석결과, NEDC 모드의 경우, 1.4 %의 연비상승효과를 볼 수 있었으며 US06_HWY 주행모드의 경우의 연비효과는 극히 미미하였다. 또한 Banjac 등⁹⁾은 1.6l TGDl엔진에 전자식 워터펌프를 적용하여 저속 저부하영역에서 높은 냉각수온을 유지하여 JC08모드 및 Artemis Mortorway 150 km/h 사이클에서 상용 프로그램인 CRUISE™ 코드와 사용자개발 프로그램을 연계 해석한 결과 각각 0.75 %, 1.1 %의 연비상승효과를 얻을 수 있었다고 보고하였다. Liu 등⁸⁾은 최적냉각수온 맵을 기반으로 제어되는 전자식수온조절기를 2.0리터급 디젤 SUV차량에 적용하여 NEDC 모드에서 상용프로그램인 GT-SUITE™를 사용하여 해석한 연구결과, 기존의 왁스형 수온조절기에 비해 연비향상 효과는 0.225 % ~ 0.312 %로 보고되었다. 이러한 냉각수온의 고온유지 전략은 저속 저부하 운전영역에서 큰 효과를 발휘하는 것으로 알려져 있으며¹⁰⁾ 엔진 내에 열점(Hot spot) 발생을 억제하기 위하여 최적 유각유량 설정 역시 중요 설계인자이다. 그러나 전부하 영역에서의 냉각수온변화에 따른 연구에 따르면 냉각수온의 증가에 따라 흡입 공기량 저하가 발생하고 따라서 출력저하와 함께 노킹발생의 위험이 존재하는 것으로 알려져 있다.^{11,12)}

지금까지 냉각수온변화에 따른 연비효과에 대한

연구는 대부분 전자식 워터펌프⁹⁾ 또는 전자식 유량 제어밸브⁸⁾에 대하여 엔진 및 차량에 대하여 수치해석적으로 연구가 되었다. 그러나 왁스형 수온조절기를 장착한 가솔린 차량에 대한 시스템레벨에서의 개변온도 변화에 따른 냉각수온이 차량의 연비 및 배기에 미치는 영향에 관한 연구는 매우 미미한 실정이다.¹³⁾

따라서 본 연구에서는 최신 개발된 가솔린엔진의 냉각수온변화가 차량의 연비 및 배기에 미치는 영향을 연구하기 위하여 왁스형 수온조절기의 개변온도를 변화시켜 FTP-75모드 및 HWFET모드에서 개변온도 90 °C와 100 °C의 수온조절기에 대하여 시험평가를 수행하였다. 또한 수온조절기의 개변온도가 냉각유로 주요부위에서의 냉각수온의 비정상적 온도거동을 분석하기 위하여 수온조절기 및 라디에이터의 입,출구 그리고 엔진오일 팬에서의 온도를 측정하였다. 또한 차량시스템레벨에서 냉각수온변화가 TMS의 성능 및 차량의 연비에 미치는 영향을 해석적으로 분석하기 위하여 차량 동력학, 엔진의 비정상적 성능해석 그리고 열관리시스템을 통합적으로 고려할 수 있는 수치모델을 개발하였다. 이를 사용하여 냉각수온이 엔진 유효성능에 미치는 영향 및 이의 연비효과를 정량적으로 상세히 분석할 수 있었다.

2. 시험장치 및 방법

2.1 시험대상

2.1.1 시험차량

본 연구의 시험을 위하여 사용된 차량은 ‘C’사의 2.4 L급 MPI 가솔린엔진을 장착한 가솔린 SUV 이다. 기타 상세한 제원은 Table 1에 나타내었다.

Table 1 Specifications of the test vehicle

Fuel delivery	Port injection
Displacement	2,360 cm ³ / 143.7 in ³
Bore/Stroke	88 mm/97 mm
Compression standard	10.1:1
Max. power (ps/rpm)	177/6,400
Max. torque (kg.m/rpm)	23.4/3,900
Fuel consumption (km/l)	10.1 km/L
City / Highway combined	8.5 / 13.4 km/l

2.1.2 수온조절기

본 연구에서는 시험대상 차량에 개변온도가 90 °C와 100 °C로 설정된 2가지 왁스를 사용한 수온조절기를 엔진에 장착하여 시험을 수행하였다. 본 연구에 사용된 수온조절기는 왁스의 온도에 따른 팽창력을 이용하여 밸브를 제어하며 감온성을 높이기 위하여 Cu를 200 % 혼합하였다. 수온조절기의 최대 양정은 90 °C개변의 경우 8.83 mm이며 100 °C개변의 경우는 8.5 mm이다. Fig. 1에 특성검사에서 시험한 냉각수온에 따른 수온조절기의 양정변화곡선을 나타내었다.

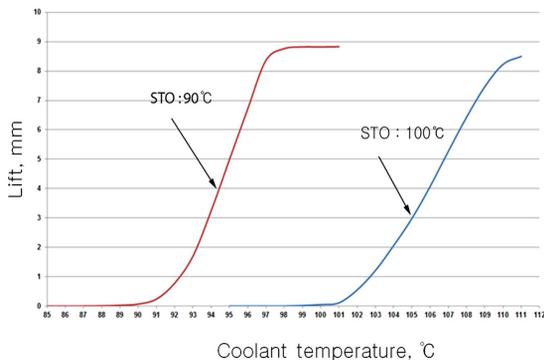


Fig. 1 Thermostat lift curve for various coolant temperature

2.2 시험장치 및 방법

2.2.1 측정장치

본 시험을 위하여 자동차에 실제도로 조건과 동일하게 부하를 가해주는 차대동력계가 사용되었다. 차대동력계는 자동차가 실제도로를 주행할 때 발생하는 주행상황을 대표화한 실측 주행모드를 사용하여 주행할 수 있도록 자동차에 부하를 가해주는 장치로서 시험에 사용한 차대동력계는 AVL사의 48" compact(4WD : 150kW + 150kW) AC동력계이며 관성중량(Inertia weight)와 동력흡수계(Power absorption unit), 제어기(AVL PUMA Open HW&SW : ver. 1.5.3)로 구성되어 있다.

배출가스 측정장치는 AVL I60 가스분석기를 사용하였으며 이는 자동차의 배출가스 중 CO, HC, CO₂를 분석할 수 있는 장비이다. 배출가스는 정용량 시료채취장치에서 회석되어 일부를 포집백에 포

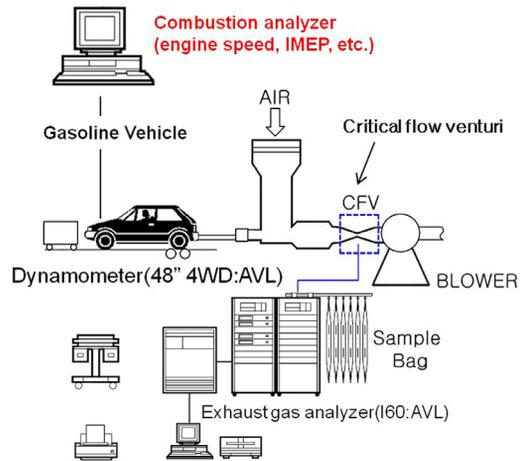


Fig. 2 Chassis dynamometer system

집한 후 각 분석기에서 농도를 분석한다. 각 분석된 농도는 중량단위로 환산되고 각 모드의 주행단위로 나누어 거리당 배출량(g/mile)으로 최종 결과를 표시한다. 배출가스 샘플링은 촉매변환기 전 후단과 배기구 끝단에서 각각 측정하였다. Fig. 2에 본 연구에서 사용된 차량을 시험하는 차대동력계 시스템을 도식화하여 나타내었다.

2.2.2 연비측정법

연비측정을 위해 사용된 모드는 FTP-75 및 HWFET모드^{12,14)}이며 대기온도 조건 및 기타 외기 시험조건은 국내연비시험법(국토교통부고시 제2015-221호)을 준수하였다. 시험은 개변온도 90 °C와 100 °C의 각 경우마다 2회씩 실시하였다. 연비는 배출가스 측정장치로 측정된 CO, HC, CO₂의 결과를 카본 밸런스법¹⁷⁾으로 계산하였다.

2.2.3 수온조절기 성능비교시험

실도로 주행 시 나타나는 수온조절기의 개변온도 변화에 따른 냉각계의 주요부위에서의 온도변화를 분석하기 위하여 총 5곳의 위치에 온도센서를 장착하여 냉각수의 온도거동을 측정하였고 냉각팬 커넥터에 아날로그 전압을 제어기를 통하여 수집하여 냉각팬의 작동 유무를 확인하였다. Fig. 3에 센서장착 위치 및 수온조절기의 위치를 상세히 나타내었다. 대상엔진은 냉각수온조절은 출구제어시스템을 적용하였다.

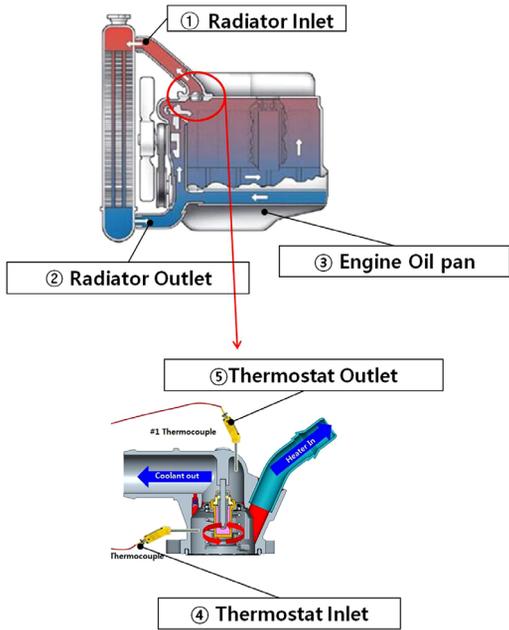


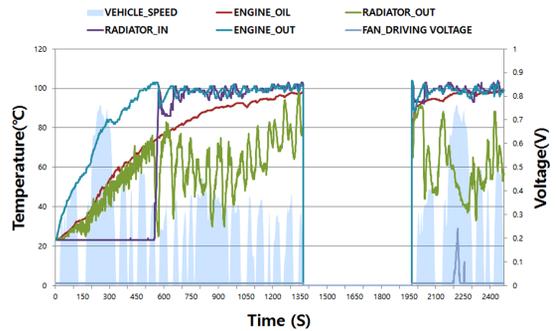
Fig. 3 Schematic diagram of cooling system and locations of sensors

3. 시험결과 및 고찰

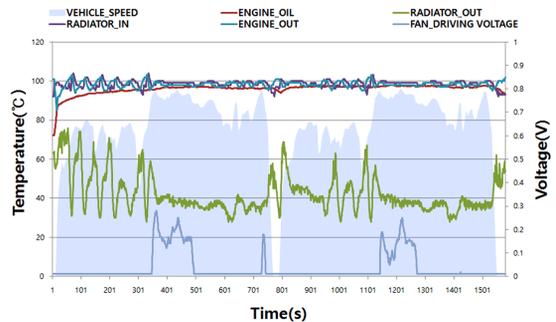
3.1 시험조건 별 냉각수온 거동특성

각 시험모드별 냉각수온의 거동특성을 파악하기 위하여 개변온도 100 °C의 수온조절기를 장착한 경우의 주요 냉각계 위치에서의 비정상 온도거동특성을 Fig. 4에 나타내었다. 먼저 Fig. 4(a)에 나타낸 FTP-75모드에서의 각 부위별 온도거동특성을 분석하면, 냉시동 구간(1번)에서는 냉각수 출구의 온도와 엔진오일의 온도는 엔진이 워업되면서 선형적으로 증가하고 있으며 워업구간 마지막(500s)에 도달하여 수온조절기의 개변이 시작됨을 확인할 수 있다. 이후 시내주행구간(2번)에 접어들면서 냉각수 열용량과 수온조절기의 양정변동으로 인하여 엔진 출구온도의 헌팅(Hunting)이 한동안 유지되다가 구간말기에 이르러 헌팅진폭이 감쇄되어 안정화되고 있음을 보여준다. 이 기간 중 라디에이터 출구에서의 냉각수의 온도는 매우 큰 진폭을 보이고 있으며 이는 수온조절기 출구에서의 양정변화에 따른 라디에이터로의 유량변동에 기인한 것이다. 이후 600초 동안의 휴지기를 지난 후 워업 후 구간(4번)에서는 엔진의 재시동 후 다시 수온조절기가 바로 작동하

며 따라서 엔진출구 온도가 헌팅하기 시작한다. 이후 구간 중간에서 냉각팬이 약 40초 동안 작동하고 있음을 확인할 수 있다. Fig. 4(b)는 HWFET 모드 주행 시 나타나는 냉각계 주요부위에서의 비정상 온도거동을 나타내었다. 이 모드의 경우는 대부분이 중고속 중저부하 영역이다. 워업 주행구간(1번) 초기에 수온조절기는 개변되어 엔진 냉각수출구의 온도는 헌팅되고 있으며 이의 진폭은 빠르게 감쇄되어 400초 이후에는 ± 10 °C 대역에서 헌팅되고 있다. 이 구간에서는 연소실에서 많은 열유속이 냉각수나 윤활유로 공급되므로 윤활유온도는 빠르게 상승하여 일정 온도로 수렴되고 있음을 확인할 수 있다. 그리고 구간 초기에 라디에이터 출구온도의 진폭은 매우 크게 나타나는데 이는 이 기간동안 수온조절기 출구에서의 큰 양정변화로 인한 통과유량변화에 기인한 것이다. 이러한 라디에이터 출구에서의 큰 진폭은 냉각팬이 구동됨에 따라 매우 크게 감쇄되고 있음을 볼 수 있다. 이후 구간(2번)에서는 엔진 냉

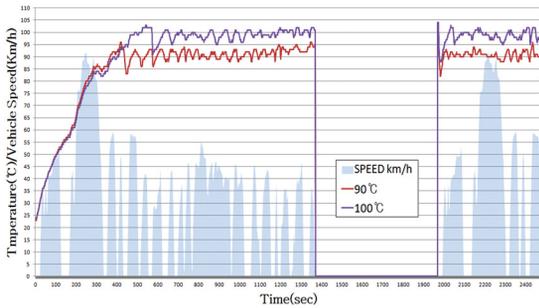


(a) FTP-75 mode

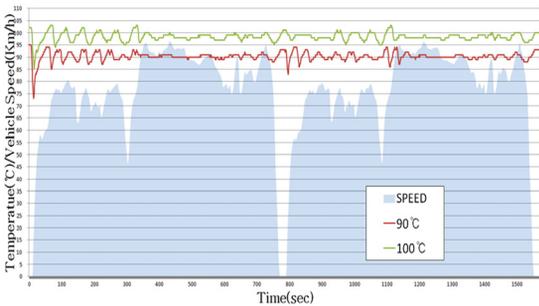


(b) HWFET mode

Fig. 4 Transient coolant temperature profiles for various locations of engine TMS



(a) FTP-75 mode



(b) HWFET mode

Fig. 5 Transient coolant temperature profiles at engine coolant outlet for two different STO

각수 출구 및 수온조절기 출구에서의 냉각수온 현탕의 진폭이 안정화되고 있다.

Fig. 5에 각 시험모드별로 엔진의 냉각수 출구에

서의 시간에 따른 온도변화를 각 개구온도 별로 나타내었다. Fig. 5(a)의 FTP-75와 HWFET 모드 공통적으로 냉각수 출구의 온도는 개구시기에 도달하기 전까지는 거의 동일한 온도구배로 상승하고 있음을 볼 수 있으며 개구가 시작된 이후로는 각 개구온도 별로 약 10 °C의 온도차이를 보이며 냉각수온 선도가 형성되어져 있음을 확인할 수 있다. 따라서 본 연구의 결과로부터 엔진의 목표 운전 냉각수온을 수온조절기의 개변온도를 변화시켜 얻을 수 있음을 확인할 수 있다.

3.2 시험조건 별 연비 및 배기 측정 결과

3.2.1 FTP-75 mode

두가지 개변온도의 수온조절기를 차량에 장착하고 FTP-75모드 주행시험을 수행하여 연료소비량 및 배출가스를 분석하여 Table 2에 요약하여 나타내었다. 각 경우의 시험은 2회씩 수행하였다. 이 모드의 경우 2회 실험의 평균연료소비율은 개변온도 100 °C의 경우가 90 °C의 경우보다 0.34 % 높게 나타났다. 이는 예상과 반대의 결과가 나온 것으로 높은 온도의 냉각수가 엔진 내의 유체유통의 마찰손실을 저감시키고 동시에 펌핑손실을 줄임으로 인하여 연비 효율이 상승한다는 기대와 반대의 결과를 보이고 있다. 이는 엔진의 냉각수온의 변화에 따른 COV의

Table 2 Test results of fuel consumption and emissions under FTP-75 mode for different STO

STO / Test mode	CO ₂ (g/mil)	CO (g/mil)	NO _x (g/mil)	HC (g/mil)	CH ₄ (g/mil)	NMHC (g/mil)	THC (g/mil)	FC (mil/g)	
100 °C	FTP (1 st)	354.859	1.16668	0.01085	0.02128	0.00683	0.01452	0.04263	24.878
	FTP (2 nd)	353.077	1.17780	0.01680	0.02172	0.00664	0.01515	0.04351	24.997
	Avg.	353.968	1.17224	0.01383	0.02150	0.00674	0.01484	0.04307	24.937
90 °C	FTP (1 st)	353.627	1.26940	0.01292	0.02179	0.00738	0.01447	0.04364	24.948
	FTP (2 nd)	351.611	1.19406	0.01292	0.02709	0.00838	0.01880	0.05427	25.098
	Avg.	352.619	1.23173	0.01292	0.02444	0.00788	0.01663	0.04895	25.023

Table 3 Test results of fuel consumption and emissions under HWFET mode for different STO

STO / Test mode	CO ₂ (g/mil)	CO (g/mil)	NO _x (g/mil)	HC (g/mil)	CH ₄ (g/mil)	NMHC (g/mil)	THC (g/mil)	FC (mil/g)	
100 °C	HWFET (1 st)	211.624	0.865640	0.00689	0.00684	0.00295	0.00392	0.01371	41.660
	HWFET (2 nd)	209.552	0.859810	0.00716	0.00689	0.00265	0.00426	0.01380	42.071
	Avg.	210.588	0.862725	0.00703	0.00687	0.00280	0.00409	0.01376	41.866
90 °C	HWFET (1 st)	209.280	0.887720	0.00373	0.00903	0.00434	0.00472	0.01809	42.115
	HWFET (2 nd)	209.433	1.09133	0.00647	0.01613	0.00667	0.00952	0.03232	42.017
	Avg.	209.356	0.98952	0.00510	0.01258	0.00550	0.00712	0.02520	42.066

변화 및 연비측정 오차의 변동폭이 유체유회에서의 마찰저감으로 인한 이득보다 크기 때문에 발생하는 현상이라고 생각되어진다. 따라서 정확히 냉각수온 상승에 따른 유회율 점성저하 이득을 확인하기 위해서는 고정도의 수치해석모델 개발이 필요하다고 생각된다.

배출가스의 경우는 개변온도 100 °C의 경우가 CO 및 HC의 배출이 평균적으로 90 °C 경우보다 각각 4.83 %, 12 % 감소되는 것을 알 수 있다. 이는 높은 연소실의 온도로 인한 연소효율향상과 연소속도 저하에 따라 연소 기간이 늘어서 배기가스 온도가 상승하고 배기행정 중의 연소실 내 및 배기구에서의 산화반응이 촉진되기 때문으로 사료된다. 특히 배기가스 온도의 상승으로 인한 촉매변환기의 활성화 기산 단축이 CO와 HC의 배출량 감소에 크게 기여하고 있는 것을 확인할 수 있다.

NOx 배출량의 경우, 90 °C 대비 100 °C의 경우가 평균 7 % 많게 배출되는 것으로 나타났다.

3.2.2 HWFET mode

고속도로주행모드의 경우는, 고속으로 정상상태 주행하는 것이 특징이다.

연료소비율의 경우, FTP-75모드에서와 유사하게 개변온도 100 °C의 경우가 90 °C의 경우보다 0.475 % 높게 나타났다.

CO 및 HC의 경우는 100 °C 개변온도의 경우가 90 °C에 비해 각각 12.8 %, 45.4 %의 배출가스 저감효과를 보였다.

그러나 NOx의 경우는 100 °C 개변온도의 경우가 90 °C에 비해 37.8 % 높은 배출을 보이는데 이는 연소실 온도상승에 기인한다고 생각되어진다.

4. 해석모델 및 수치해석

4.1 차량 시스템레벨 해석모델

냉각수온과 같이 차량의 열관리시스템의 최적설계를 위해서는 차량의 구동계, 엔진성능, 엔진블록에서의 열전달, 엔진의 흡배기유로, 엔진열관리시스템, 전자제어등을 통합적으로 해석할 수 있는 수치모델개발이 필요하다. 본 연구에서는 AVL에서 개발한 CRUISE M™을 사용하여 1.4liter Turbo-MPI 엔진을 장착한 차량레벨에서의 해석모델을 구성하

였다. Fig. 6에 CRUISE M™으로 모델링된 해당 엔진의 흡배기 영역과 엔진의 고체영역 안에서의 열전달 회로(긴파선 점선 안)를 표시하였다.

4.1.1 차량 및 구동계 모델

차량모델은 공력특성과 종방향 차량동역학 해석을 수행한다. 기계적 구동계 모델은 기어박스, 변속기, 클러치, 타이어 및 브레이크의 라이브러리로 구성되어진다. 운전자모델은 가속 및 제동 페달과 클러치페달을 조절하며, 수동 변속기 기어박스에 대한 적정 기어 단을 선택한다. 따라서 운전자모델은 현재 실제 차량주행속도와 주어진 연비주행모드의 속도와의 차이를 알아내어 목표속도를 만족할 수 있도록 적절히 조정한다.

4.1.2 엔진모델(엔진블록모델)

엔진 및 실린더 블록 영역은 Fig. 6에서 긴파선 점선으로 나타내었다. 본 연구에서 사용된 엔진모델은 실린더 내에서 일어나는 모든 현상, 즉 열, 물질전달 및 피스톤으로 전달되는 도시일의 발생을 모델링하였다. 엔진의 토크는 마찰을 고려한 실린더의 도시일을 이용하여 계산하였다. 흡배기유동은 Filling and emptying 모델¹⁴⁾을 적용하였으며 흡배기 포트에서의 질량유량은 압축성 오리피스방정식을 사용하였다. MPI 가솔린엔진의 연소는 Wiebe 함수¹⁴⁾를 이용하여 계산하였다. 연소실에서 실린더 벽면으로의 열전달과 흡배기 포트에서의 열전달은 Woshini 방정식¹⁵⁾을 사용하였다. 따라서 엔진모델은 운전 중 각 시간단계에서 실린더 내부 및 플레넘에서의 물질전달, 압력 그리고 온도를 예측할 수 있다.

엔진에서 일어나는 주요현상 중 하나는 베어링 및 피스톤 스커트와 링, 라이너 등에서 일어나는 마찰이다. 본 연구와 같이 냉각수의 온도유지가 연비에 미치는 영향을 연구하기 위해서는 엔진에서 일어나는 마찰로 인한 FMEP 변화가 정확히 계산되어야 한다. FMEP는 실험적으로 구한 각 운전조건에 따른 FMEP 맵을 사용할 수 있지만, 본 연구에서는 냉각수온에 따른 FMEP변화를 예측하여야 하므로 Patton, Nitschke, Heywood의 Model¹⁶⁾을 사용하였다. 이 모델은 엔진에서 일어나는 경계, 혼합, 유체유회 영역을 모두 효과적으로 계산 할 수 있다.¹⁷⁾

4.1.3 엔진 흡배기 모델

엔진의 흡배기 영역은 Fig. 6에 점선과 긴파선 박스로 각각 나타내었다. 엔진의 흡배기 유로는 흡배기 매니폴드, 공기청정기, 압축기, EGR 쿨러, 스로틀밸브, 터빈과 인터쿨러 등과 같은 요소별 단계로 이산화되었으며 각각의 요소들은 평균값 모델(Mean value approach)¹⁴⁾을 사용하여 표현하였다.

4.1.4 엔진 열관리 모델

엔진시스템의 열관리영역은 연소에 의한 열발생과 엔진 내부의 흡동부 및 과급기에서의 마찰열에 대한 히트싱크로 작용한다. 엔진열관리 영역은 액체와 액체 유동과 그와 관련된 열전달 요소, 고체구조요소 그리고 흡배기관로에 대한 대류열전달요소로 구성되어 있다.

액체유동 연결시스템은 펌프, 밸브, 이음부, 관, 유체열교환기와 대류열전달 요소(대류열전달이 발생하는 요소)들로 구성되어진다. 유체열교환기 및 대류열전달 요소들은 고체구조물과의 열전달에 관여하므로 유체 및 고체구조간의 연계를 담당한다. 고체구조요소들은 집중질량(Lumped mass)들로 표현되어지며 다양한 고체구조형상과 집중질량들 간의 전도 열전달을 계산하는데 사용되어진다. 이 집

중열량법(Lumped thermal mass)은 Bi수가 0.1보다 작을 때 유효¹⁸⁾하며 따라서 집중질량은 이 조건이 만족할 수 있도록 분할해야 한다. 본 연구의 경우, Fig. 6의 긴파선 점선으로 나타낸 것과 같은 4기통 엔진을 모델링 하는데 60개 이상의 집중질량이 사용되었다.

각 집중질량의 온도는 에너지보존법칙에 따라 아래와 같이 계산되어진다.

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\sum q_i}{m \cdot c_p} \tag{1}$$

여기서 m은 질량, c_p는 각 집중질량의 정압비열, T는 온도, q_i는 집중질량을 통과하는 열량을 의미한다. 집중열량, i 요소에서의 전도 열전달량은 아래와 같이 계산되어진다.

$$q_{cond,i} = \frac{A(T_n - T_m)}{\frac{d_n}{k_n} + \frac{d_m}{k_m} + R_c} \tag{2}$$

여기서, A는 집중질량간의 접촉면적, d는 무게중심으로부터 접촉표면까지의 거리, k는 집중질량의 열전도계수이며 R_c는 접촉열저항을 의미한다.

고체구조요소들은 대류열전달요소들을 통하여

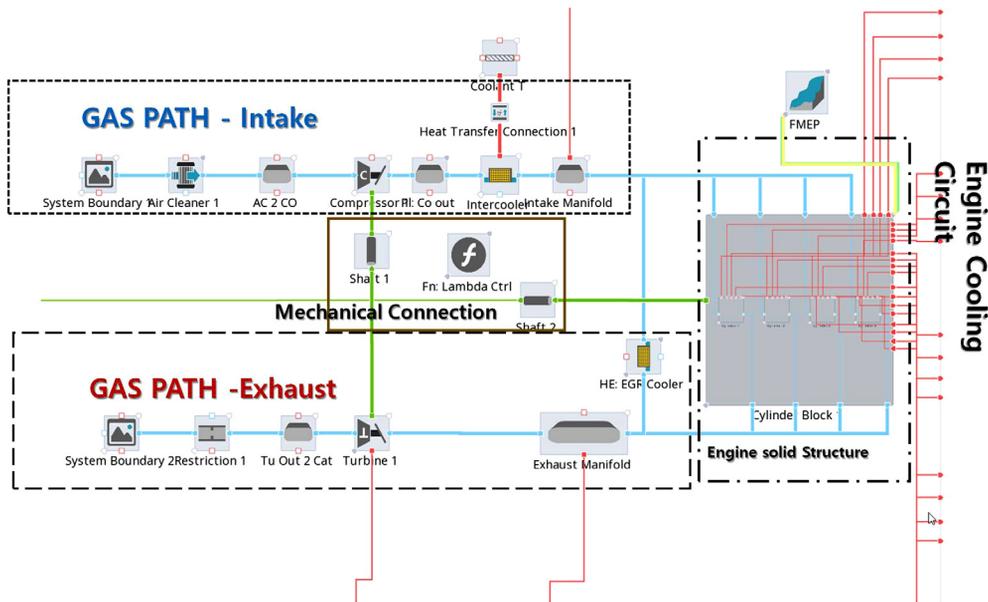


Fig. 6 Topology of the 1.4L TGD engine

적이며 이에 대한 정보는 생산업체로부터 입수하였다. 벨브를 통과할 때 발생하는 압력손실은 아래와 같이 표현된다.

$$\Delta p_{\text{loss}} = \zeta \cdot \psi \cdot \frac{\ell}{D_{\text{hyd}}} \cdot \left(\frac{\rho \cdot v^2}{2} \right) \quad (5)$$

여기서, ζ 는 마찰계수이고 ψ 는 관의 형상계수, ℓ 은 관의 특성길이, D_{hyd} 는 수력직경, ρ 는 밀도, v 는 요소를 통과하는 질량유량으로부터 계산된 속도이다. 마찰계수는 층류인 경우는 Poiseuille 방정식으로 계산되며, 난류인 경우는 Chen 방정식¹⁵⁾을 사용하였다.

냉각수 유로내의 기계식 수온조절기를 통과하는 유량은 왁스의 온도에 따라 라디에이터 또는 바이패스벨브로 향하게 되는데 이는 아래식으로 계산된다.

$$\dot{m} = \Delta p \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \rho \cdot |\Delta p|}{K}} \quad (6)$$

여기서, A 는 수온조절기의 분지관의 유동단면적이며 Δp 는 해당 분지관에 대한 상,하류에서의 압력차이를 의미하며 K 는 각 분지관의 전체손실계수이다.

기계식 수온조절기의 경우, 왁스의 온도는 아래의 미분방정식으로부터 계산되어진다.

$$\frac{dT_{\text{wax}}}{dt} = \frac{1}{k} \cdot (T_{\text{fluid}} - T_{\text{wax}}) \quad (7)$$

여기서, k 는 왁스의 시상수이고 왁스의 온도가 계산된 후 벨브의 개구면적비, x 는 실험으로부터 얻은 히스테리시스 곡선으로부터 아래식으로부터 계산된다.

$$x = f(T_{\text{wax}}) \quad (8)$$

왁스가 냉각되면서 벨브가 닫힐 경우에도 입력된 냉각 히스테리시스 곡선을 사용하여 가열의 경우와 동일하게 계산되어진다.

4.1.5 제어부(ECU)

엔진, 냉각계, 구동계 및 차량을 비정상구간에서 작동시키기 위하여, 여러 가지 개회로 및 폐회로 제어들을 사용하였다. 엔진작동은 흡기계 스톱을 개도, 배기 바이패스벨브의 위치, 연료분사량, 점화시기 및 흡기벨브의 캠축위치 등에 따라 결정되어 진

다. 본 연구에 사용된 ECU 모델은 공회전 시 냉각수 온 및 외기상황에 따라 공연비를 제어하는 공회전 제어기를 포함하고 있다.

4.1.6 전체구성도(Overall System)

위에 설명하였던 각 모델들을 구성하는 지배방정식들은 일차 상미분방정식들로 구성되어지며 계산 성능을 최적화하기 위하여 가장 짧은 특성시간을 지니는 유체유동회로들은 준정적으로 가정하여 모델링함으로써 전체 지배방정식계는 시스템행렬로 표현되고 반면에 동일한 시간증분으로 적분되는 각 영역들은 전체 시스템행렬 안에서 부분행렬들로 표현되어진다. 각 모델들의 입력 데이터는 압축기 및 터빈과 펌프의 특성맵, 열전달이 일어나는 요소들의 열전달 및 압력강하 특성, 구동계에서의 손실, 그리고 연소관련 제어인자들과 같은 요소의 특정한 특성들과 기하학적 특징을 포함하고 있다. 이러한 입력데이터들은 부품생산업체로부터 얻거나 실험을 통하여 구하였다. Fig. 8에 각 영역간 상호 교환되는 인자들을 도식화하여 나타내었다.

5. 해석결과 및 고찰

본 연구에서는 왁스형 기계식 수온조절기의 개변 온도를 85 °C, 95 °C, 105 °C로 변경하여 FTP-75모드의 주행조건에서 해석을 수행하였다. 수온조절기는 Fig. 1과 같은 감온성능과 양정특성을 지니도록 모델링 하였다.

Fig. 9에 3가지 개변온도에 대한 FTP-75모드 주행시의 엔진 냉각수 출구에서의 온도변화를 나타내었다. 본 연구에서 고려한 윤활유는 5W-30이다. FTP-75모드의 과도기간 동안 냉각수온이 점차 상승하며 개변온도가 높을수록 긴 상승기간을 거쳐 일정온도로 안정화되며 개변온도와 유사한 냉각수온 분포를 보이고 있다. 따라서 개변온도변화를 통해 운전 시 냉각수온을 조절할 수 있음을 알 수 있다. 이는 실험으로부터 얻은 Fig. 4, 5에 나타난 것과 동일한 결과이다.

Fig. 10에 수온조절기의 개변온도의 변화에 따른 차량의 FTP-75모드의 주행 시 소비된 총 연료량(kg)을 표시하였다. 결과로부터 가장 낮은 STO 85 °C 보다 10 °C 상향된 온도인 STO 95 °C의 경우는 0.306

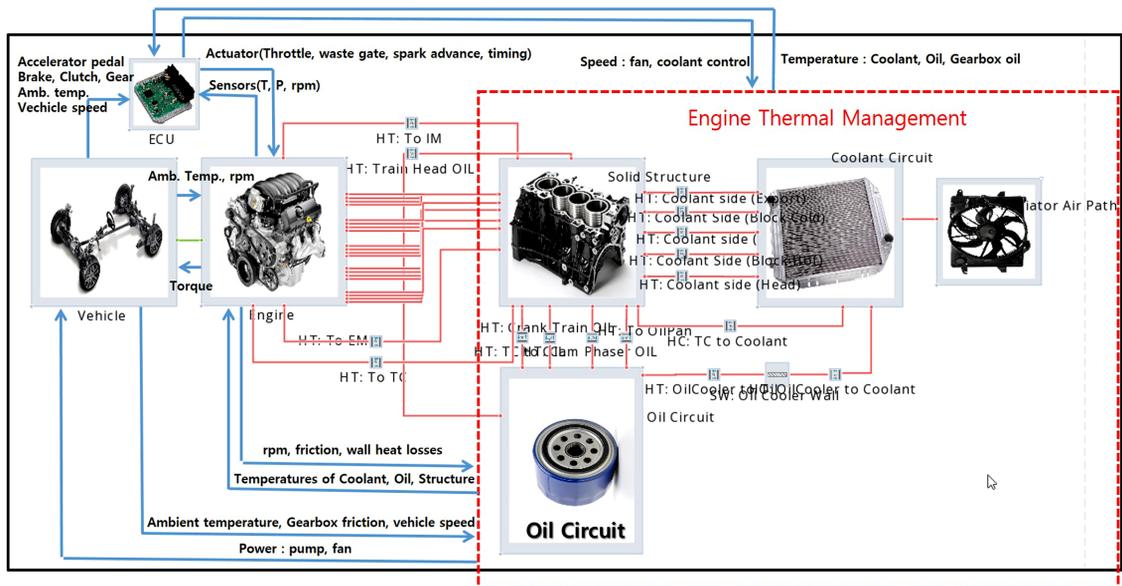


Fig. 8 Exchange of parameters between different domains

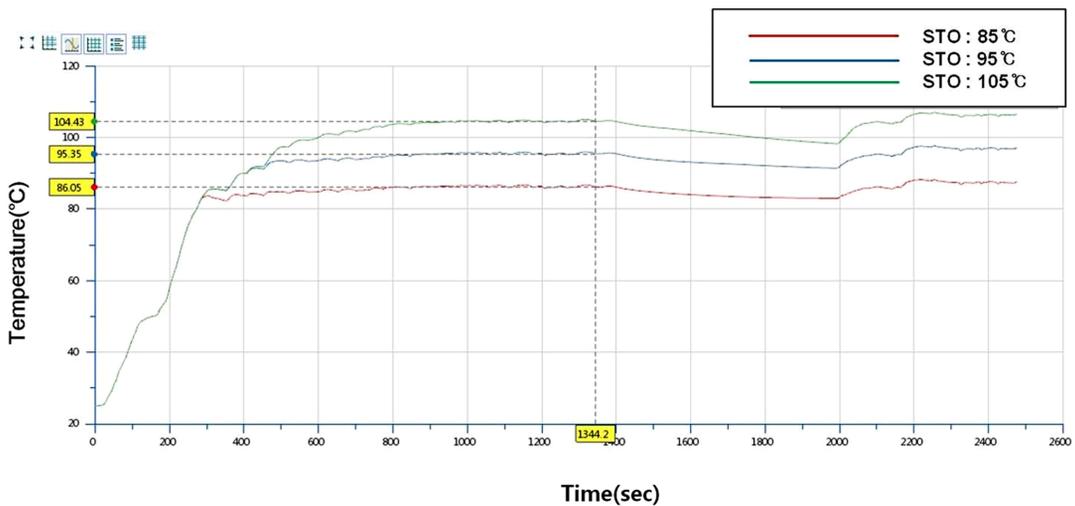


Fig. 9 Temporal variation of coolant temperature for various STOs

의 연비저감효과가 있었다. 그러나 이보다 10 °C 올린 STO 105 °C의 경우는 95 °C 대비 0.052 %의 연비저감효과에 그쳤다. 이는 Fig. 8에 나타내었듯이 냉각수온 상승이 실린더 고체블록의 온도를 높이고 따라서 윤활유의 온도가 과도하게 상승하여 Patton, Nitschke, Heywood의 Model¹⁶⁾ 모델의 피스톤링과 라이너 및 밸브구동부의 마찰손실 방정식 중 혼합 및 경계윤활영역 항의 마찰손실이 증가하여 유체윤활

에서의 마찰저감 효과가 많이 상쇄되기 때문으로 생각되어진다. 참고로 STO 85 °C 대비 STO 105 °C는 0.363 %의 연비저감효과가 있었다. 본 해석결과로부터 1 %미만의 연비효과를 나타내고 있는 냉각시스템의 최적화 설계는 엔진의 COV 및 운전자의 모드추적 오차 등으로 인한 반복성(Repeatability)이 떨어져 실험을 통하여 검증하기 어려우며 따라서 반복성과 재현성(Reproducibility)이 높은 고정도의

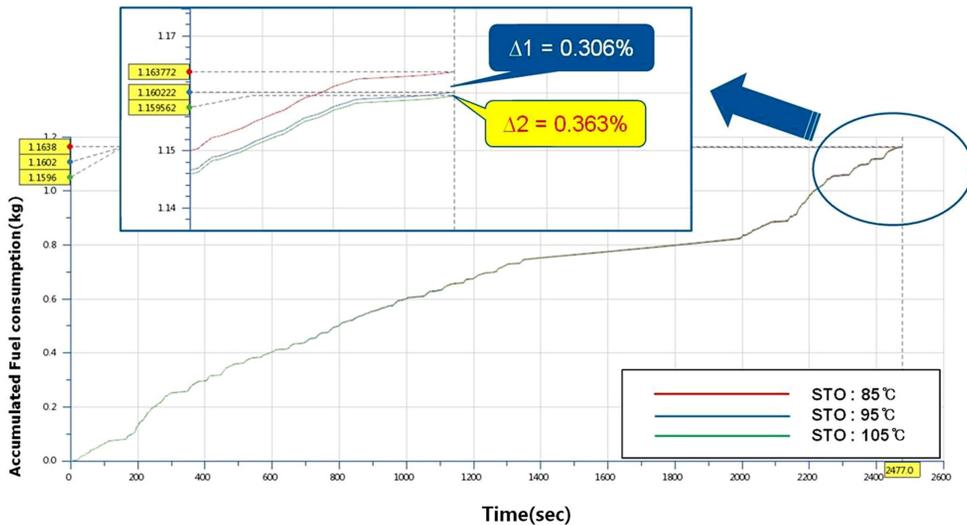


Fig. 10 Temporal variation of accumulated fuel consumption for various STOs

해석모델을 통한 분석이 보다 효과적이고 물리적으로 타당한 결과를 얻을 수 있음을 알 수 있다.

6. 결론

본 연구에서는 수온조절기의 개변온도가 차량의 실주행 중 엔진의 냉각시스템의 열적거동에 미치는 영향과 연비 및 배출가스특성에 미치는 영향을 연구하기 위해 FTP-75 모드와 HWFET 모드 상에서 시험평가 및 해석을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) FTP-75와 HWFET 모드 공통적으로 냉각수 출구의 온도는 각 개변온도 별로 약 10 °C의 온도차이를 보이며 냉각수온 분포가 형성되어져 있음을 확인 할 수 있다. 이는 해석결과도 동일한 양상을 보였다. 따라서 본 연구의 결과로부터 엔진의 목표 운전 냉각수온을 수온조절기의 개변온도를 변화시켜 얻을 수 있음을 알 수 있었다.
- 2) 시험결과, 연료소비는 100 °C 개변온도의 수온조절기가 90 °C에 비해 FTP-75모드 및 HWFET 모드의 경우 각각 0.34 %, 0.48 % 높게 나타났다. 이는 시험오차 변동폭이 냉각수온 상승에 따른 마찰손실 저감 이득 정도보다 높기 때문으로 생각되어진다. 따라서 본 연구에서는 고정도의 해석모델을 적용하여 재검증하였다.

- 3) 시험결과, CO 및 HC 배출은 100 °C 개변온도의 수온조절기가 90 °C에 비해 FTP-75모드에서 각각 4.83 %, 12 % 감소되었으며 HWFET 모드에서는 각각 12.8 %, 45.4 %의 배출가스 저감효과를 보였다.
- 4) NOx의 배출은 100 °C의 개변온도의 경우가 높은 연소실 온도를 형성하여 높게 배출되는 경향을 보였다.
- 5) 해석결과, STO 85 °C 보다 10 °C 상향된 온도인 STO 95 °C의 경우는 0.306 %의 연비저감효과가 있었다. 그러나 이보다 10 °C 올린 STO 105 °C의 경우는 95 °C 대비 0.052 %의 연비저감효과를 보였다. 이는 냉각수온 증가에 따른 윤활유의 온도 상승이 유체윤활에서 경계윤활로 천이되면서 마찰손실이 증가하기 때문으로 이러한 물리적 거동을 해석이 잘 표현하고 있음을 알 수 있다. 따라서 향후 냉각수온의 최적화에 따른 연비이득효과는 반복성이 떨어지는 시험보다는 고정도의 해석모델을 통한 분석이 매우 효과적임을 알 수 있다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부 기술혁신형 중소기업 연구인력지원사업과 WC300과제의 일환으로 수행하였으며, 인지컨트롤스(주)의 지원으로 수행되었습니다. 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

References

- 1) S. Kim, Y. Kim, H. Joung, W. Jeon, J. Jeong and S. Jeong, "Application of Graphene Platelets on Electronic Controlled Thermostat of TGDI Engine for Improving Thermal Sensitivity," Transactions of KSAE, Vol.25, No.1, pp.66-73, 2017.
- 2) W. Cho, H. Kim and K. Lee, "An Experimental Study on the Improvement of Fuel Economy according to Coolant and Oil Temperature," Transactions of KSAE, Vol.17, No.1, pp.72-79, 2009.
- 3) D. Han, H. Im, S. Han and H. Kim, "The Turbocharged Theta GDI Engine of Hyundai," MTZ 2011-10, Vol.72, 2011.
- 4) X. Luo, H. Teng, T. Hu, R. Miao and L. Cao, "An Experimental Investigation on Low Speed Pre-Ignition in a Highly Boosted Gasoline Direct Injection Engine," SAE 2015-01-0758, 2015.
- 5) L. Teodosio, V. De Bellis and F. Bozza, "Fuel Economy Improvement and Knock Tendency Reduction of a Downsized Turbocharged Engine at Full Load Operations through a Low-Pressure EGR System," SAE 2015-01-1244, 2015.
- 6) K. Khanjani, J. Deng and A. Ordys, "Controlling Variable Coolant Temperature in Internal Combustion Engines and its Effects on Fuel Consumption," SAE 2014-32-0064, 2014.
- 7) K. Kim, K. Choi, K. Lee and K. Lee, "Active Coolant Control Strategies in Automotive Engines," Int. J. Automotive Technology, Vol.11, No.6, pp.767-772, 2010.
- 8) G. Liu, Z. Zhao, H. Guan, Y. Liu, C. Zhang, D. Gao, W. Zhou and J. Knauf, "Influence of Advanced Technology for Thermal Management on SUV," SAE 2016-01-0238, 2016.
- 9) T. Banjac, J. C. Wurzenberger and T. Katrasnik, "Assessment of Engine Thermal Management through Advanced System Engineering Modeling," Advances in Engineering Software, Vol.71, pp.19-33, 2014.
- 10) D. D. Battisa and R. Cipollone, "Experimental and Numerical Assessment of Methods to Reduce Warm up Time of Engine Lubricant Oil," Applied Energy, Vol.162, pp.570-580, 2016.
- 11) S. Thomas, A. Saroop, R. Rajak and S. Muthiah, "Investigation on the Effect of Coolant Temperature on the Performance and Emissions of Naturally Aspirated Gasoline Engine," SAE 2011-26-0089, 2011.
- 12) D. Kim, S. Kim, S. Lee and J. Lim, "A Study of Fuel Economy Improvement Potential on US Fuel Economy Test Cycles by Model Based Development of Cooled HP-EGR System on GDI Engine," KSAE Annual Conference Proceedings, pp.191-196, 2012.
- 13) S. Kim, G. Lee, J. Jeong and S. Jeong, "The Effect of Starting Temperature of Opening of Wax-Thermostat on Fuel Consumption and Emissions of Gasoline Vehicle," KSAE Fall Conference Proceedings, pp.1192-1198, 2016.
- 14) J. B. Heywood, Internal Combustion Engines Fundamentals, McGrawHill, New York, 1988.
- 15) Advanced Simulation Technologies, CRUISE M- User's Manual ver. 2015.2, AVL List GmbH, Austria, 2015.
- 16) K. J. Patton, R. G. Nitschke and J. B. Heywood, "Development and Evaluation of a Performance and Efficiency Model for Spark-Ignition Engines," SAE 890836, 1989.
- 17) D. Sandoval and J. B. Heywood, "An Improved Friction Model for Spark-Ignition Engines," SAE 2003-01-0725, 2003.
- 18) F. P. Incropera and D. P. Dewitt, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 5th Edn., John Wiley & Sons, New York, 2002.
- 19) J. R. Wagner, M. C. Ghone, D. W. Dawson and E. E. Marotta, "Coolant Flow Control Strategies for Automotive Thermal Management Systems," SAE 2002-01-0713, 2002.