



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공 학 석 사 학 위 논 문

연료 분사 시스템 최적화에 따른
커먼레일식 DME 엔진 성능 특성 연구

A Study on Performance Characteristics of Common
Rail DME Engines According to Optimization of Fuel
Injection System

울 산 대 학 교 일 반 대 학 원
기 계 공 학 과
배 창 현

연료 분사 시스템 최적화에 따른
커먼레일식 DME 엔진 성능 특성 연구




지도교수 임옥택

이 논문을 공학석사학위 논문으로 제출함

2023년 08월

울산대학교 일반대학원
기계공학과
배창현

배창현의 공학석사학위 논문을 인준함

심사위원 이 윤 호 (인) 
심사위원 김 동 (인) 
심사위원 임 옥 택 (인) 

울 산 대 학 교 일 반 대 학 원

2023년 08월

감사의 글

표현을 잘 못하는 성격이지만 이 글을 통해 도움을 주셨던 분들에게 감사의 마음을 전하고자 합니다.

2년 반의 석사과정 동안 큰 가르침을 주신 임옥택 지도 교수님께 진심으로 감사드립니다. 교수님께서 보여주신 연구에 대한 열린 마음과 열정을 보며 연구를 대하는 자세를 배울 수 있었습니다. 과정을 지나며 모든 방면에서 지원해 주시고 바르게 지도해주신 점 진심으로 감사드립니다.

먼저 연구자의 길을 걸어가시며 경험하셨던 노하우들을 잘 알려주시고 보시기에 많이 부족하고 어리숙한 부분들이 많았음에도 불구하고 항상 기다려주시며 더 좋은 방향과 성장할 수 있도록 다양한 관점에서 문제를 바라볼 수 있도록 도와주시고 잘 챙겨주신 한국에너지기술연구원 장진영 박사님, 표영덕 박사님, 우영민 박사님, 김강출 박사님, 조종표 박사님, 정용진 박사님, 고아현 박사님, 신영진 기술원님께 감사드립니다.

그리고 가족보다 많은 시간을 보내며 산전수전을 같이 겪은 연구소 서울 메이트인 동규 형, 대전이라는 타이에서 후배라고 항상 잘 챙겨주고, 좋은 꿀팁들 알려주며 많은 맛집 데려가 준 양화 누나, 찡찡거릴 때가 많지만 만나면 맛있는 거 많이 사주고 촌데 같은 재완이형, 항상 열심히 일하며 응원해주는 세준이형, 연구원생활 잘 적응할 수 있도록 도와주며, 연구적인 고민이 있을 때마다 조언을 해준 유마 형, 그리고 파워스마트 트레인 랩 연구실 친구들에게 진심으로 감사합니다.

항상 어떠한 선택을 하더라도 기도해주시고 응원해주시며 물심양면으로 도와주신 부모님, 든든하고 가장 신뢰하고 믿음직한 정현이, 항상 최고라고 자랑 하시는 신여사 그리고 석사과정을 하면서 기쁠 때나 슬플 때나 나의 버팀목이 되어주고 기댈 곳이 되어준 진슬이에게 진심으로 감사의 마음을 전합니다. 마지막으로 이 모든 과정을 인도하시며 앞으로도 함께 하실 하나님께 감사드립니다.

2023년 8월
배창현 드림

국문 요약

연료 분사 시스템 최적화에 따른 커먼레일식 DME 엔진 성능 특성 연구

울산대학교 일반대학원
기계공학과
배 창 현

최근 기후변화와 지구온난화가 전 세계적으로 이슈이다. 이 문제를 해결하기 다양한 분야에서 노력을 가하고 있다. 수송 분야에서도 탄소 중립을 위해 전기 자동차화, 수소 자동차화, 기존 화석연료 대신 E-Fuel의 사용 등의 방안을 제시했다. 그 중 E-Fuel은 물을 전기 분해하여 얻은 수소와 대기 중에 있는 이산화탄소를 통해 만드는 연료를 의미한다. 대표적으로 e-메탄올, e-DME(Dimethyl Ether), e-가솔린, e-디젤, 등이 있다.

DME는 세탄가가 높아 디젤을 대체할 수 있는 연료로 관심을 받아왔다. 합산소연료로 연소 시 디젤 엔진의 문제점인 PM이 발생하지 않으며, 다른 연료에 비해 NO_x 배출량이 적으며, EGR을 통해 더욱 저감 되는 장점이 있다. LPG와 물성이 비슷하여 상온에서 5 bar 이상의 압력을 가하면 액체 상태를 유지 할 수 있으며 이미 구축되어있는 LPG(Liquified Petroleum Gas)의 인프라를 사용할 수 있어 취급, 운송, 저장 등이 편리하다.

DME 연료에 관련된 연구들이 많이 수행 되었지만, 아직 커먼레일식 DME 엔진은 상용화되지 않았으며, 커먼레일식 DME 엔진은 성능 향상 및 최적화 단계로 판단이 된다. 본 연구에서는 커먼레일식 DME 엔진의 성능 향상 및 최적화에 큰 영향을 미치는 연료 공급 시스템 중 고압연료펌프와 인젝터의 최적화 연구를 수행함으로써 커먼레일식 DME 엔진의 성능 향상 및 최적화를

수행하고자 하였다.

실험에는 커먼레일식 연료분사 시스템이 적용된 4기통 3.9L, 16.5:1의 디젤 엔진을 사용하였고, DME의 특성을 고려하여 국내업체를 통하여 제작한 고압 연료펌프와 인젝터를 사용하여 실험을 수행했다. 그리고 Bosch tube법 분사 율계를 사용하여 실험 조건에 따른 분사율을 확인했다.

실험 조건은 고압연료펌프가 상사점에 도달하기 전 연료가 분사되는 전분사, 고압연료펌프가 상사점에 도달했을 때 연료가 분사되는 동분사, 고압연료펌프가 상사점에 도달 후 연료가 분사되는 후분사 조건으로 명명하였다.

고압연료펌프의 분사 압력 및 연료 분사량 측정실험을 통해 인라인 방식 고압연료펌프를 사용함에 따라 플런저의 연료 토출의 영향을 받아 커먼레일의 압력에 요동이 발생한다. 이 영향으로 플런저 타이밍 조건을 변화시켰을 때 분사 압력이 달라지며, 분사량이 달라짐을 확인했다. 세 조건을 비교한 결과, 동분사 조건보다 후분사 조건과 전분사 조건이 분사 압력이 높게 나타났으며, 분사량을 고려할 시 고압연료펌프의 플런저가 상사점을 지나고 있을 때 연료가 분사되는 후분사 조건이 가장 좋은 조건으로 판단되었다. 분사 압력에 따라 연료 분사율이 달라지지만, 플런저의 영향 때문에 분사량의 차이가 발생하며 엔진 성능에 영향을 미칠 수 있을 것으로 판단된다.

고압연료펌프의 플런저 압축 시기와 인젝터 연료 분사시기에 따른 엔진 성능 및 배출가스 특성 비교 실험 결과는 동분사 조건이 디젤엔진과 가장 유사한 출력을 보였다. 하지만 BSFC(Brake specific fuel consumption) 측면에서 보았을 시, 고압연료펌프의 플런저가 상사점을 지난 후 연료가 분사되는 후분사 조건이 커먼레일식 DME 엔진에 적합한 것으로 판단된다.

고압연료펌프의 종류에 따른 엔진 성능 비교 실험 결과는 CPV-PUMP의 특징으로는 저속구간에서 더 많은 유량을 확보하였으며, 댐핑에 의한 2차 분사를 막기 위해 제작되었다. 하지만 출력과 BSFC와 배출가스를 비교한 결과, CPV-PUMP는 STD-PUMP대비 유량이 작아 출력, 커먼레일 압력이 낮게 나타났다. 또 같은 출력을 내일 때 더 많은 연료가 사용되는 것을 확인하였다. 종합적으로 STD-PUMP가 커먼레일식 DME 엔진에 적합한 조건으로 판단된다.

마지막으로 인젝터의 설계 파라미터에 따른 엔진 성능 실험 결과를 살펴보면 직경 0.4 mm의 4개의 홀을 가진 INJ 3 노즐이 디젤 엔진의 출력의 약 98%를 만족했다. 하지만 배출가스 측면에서 고려하였을 때 다른 두 조건에 비해 3배 이상의 배출가스가 배출되는 것을 확인하여 부적합한 조건으로 판단했다. 출력, 배출가스, BSFC 측면들에서 고려하면 직경 0.25 mm의 홀 6개인 INJ 2가 가장 적합한 조건이었으며, 송유 홀 직경이 1.9 mm와 2.5 mm인 두 조건을 살펴본 결과 1.9 mm일 때가 더 적합한 조건으로 판단된다.

결과들을 종합하였을 시, 고압연료펌프의 플런저의 타이밍 조건은 고압연료펌프의 플런저가 상사점을 지난 후 연료가 분사되는 후분사 조건과 펌프 종류는 충분한 유량이 확보되어 BSFC가 CPV-PUMP보다 좋은 STD-PUMP를 사용하며, 인젝터 노즐은 직경 0.25 mm의 홀 6개와 송유 홀 직경이 1.9 mm를 가지는 INJ 2를 사용하였을 때 커먼레일식 DME 엔진이 최적화된 상태일 것으로 판단된다.

목 차

국문 요약	I
목 차	IV
용어 정리	VI
그림 목차	VII
표 목차	XII
제 1 장 서론	1
1.1 연구 배경	1
1.2 DME	3
1.3 DME 연구 동향	7
1.4 연구 목적	9
제 2 장 실험 장치 및 방법	10
2.1 실험 장치	10
2.1.1 커먼레일식 DME 엔진 실험 장치	10
2.1.2 고압연료펌프 벤치 테스트 장치	20
2.2 실험 조건	25
2.2.1 고압연료펌프 분사 압력 및 분사율 측정실험	25
2.2.2 고압연료펌프의 플런저 압축 시기와 인젝터 연료 분사시기에 따른 엔진 성능 및 배출가스 특성 비교 실험	29
2.2.3 고압연료펌프의 종류에 따른 엔진 성능 비교 실험	32
2.2.4 인젝터의 설계변수에 따른 엔진 성능 비교 실험	34

제 3 장 실험 결과	36
3.1 고압연료펌프 분사 압력 및 분사율 측정실험 결과	36
3.1.1 커먼레일 압력 경향 및 분사압력	36
3.1.2 인젝터 분사율	40
3.2 고압연료펌프의 플런저 압축 시기와 인젝터 연료 분사시기에 따른 엔진 성능 및 배출가스 특성 비교 실험 결과	46
3.3 고압연료펌프의 종류에 따른 엔진 성능 비교 실험 결과	61
3.4 인젝터의 설계변수에 따른 엔진 성능 실험 결과	77
3.4.1 노즐 홀 개수 및 직경에 따른 엔진 성능 비교	77
3.4.2 송유 홀 직경에 따른 엔진 성능 비교	81
제 4 장 요약 및 결론	85
4.1 고압연료공급 펌프의 분사 압력 및 연료 분사량 측정 실험	85
4.2 고압연료펌프의 플런저 압축 시기와 인젝터 연료 분사시기에 따른 엔진 성능 및 배출가스 특성 비교 실험	85
4.3 고압연료펌프의 종류에 따른 엔진 성능 비교 실험	86
4.4 인젝터의 설계 파라미터에 따른 엔진 성능 실험	87
4.5 결론	88
참고문헌(References)	89
Abstract	93

용어 정리

BSFC (Brake specific fuel consumption) : 제동연료소비율

CO₂ (Carbon Dioxide) : 이산화탄소

CCU (Carbon Capture Utilization) : 이산화 탄소 포집 및 활용

DME (Di-Methyl Ether) : 디 메틸 에테르

DPF (Catalyzed Diesel Particulate Filter) : 촉매식 디젤 미립화 필터

E-fuel (Electricity-based Fuel) : 전기를 이용해 만드는 연료

IEA (International Energy Agency) : 국제 에너지 기구

LPG (Liquified Petroleum Gas) : 액화 석유 가스

MBT (Maximum Break torque) : 최대 제동 토크

NO_x (Nitrogen Oxide) : 질소산화물

PCV (Pressure Control Valve) : 압력 제어 밸브

PM (Particulate Matter) : 입자상 물질

PN (Particulate Number) : 입자상 물질 개수

SCR (Selective Catalytic Reduction) : 선택적 환원 촉매

THC (Total Hydrocarbons) : 총탄화수소

그림 목차

<그림 차례>

Fig. 1-1 The whole process of E-Fuel manufacturing and utilization	2
Fig. 1-2 DME molecular structure (CH ₃ OCH ₃)	4
Fig. 1-3 Vapor pressure characteristics of various fuels	4
Fig. 2-1 Common rail type DME engine	11
Fig. 2-2 DME high pressure fuel pump	13
Fig. 2-3 Conceptual diagram of in-line pump operation	14
Fig. 2-4 Emissions measuring device	15
Fig. 2-5 PN measuring device Condensation particle Counter	17
Fig. 2-6 common rail pressure sensor	18
Fig. 2-7 Engine test schematic	19
Fig. 2-8 High Pressure Fuel Injection Pump Bench Test Experiment Equipment	21
Fig. 2-9 High Pressure Fuel Injection Pump Bench Setting Schematic Diagram	21
Fig. 2-10 Injector driver and PCV valve driver	22
Fig. 2-11 AC/DC Current Clamp	22
Fig. 2-12 Bosch tube injection rate meter	24
Fig. 2-13 Control volume of inside pipe for measuring injection rate	24
Fig. 2-14 Fuel injection pump plunger rise timing and fuel injection timing	27
Fig. 2-15 Method for setting experimental conditions for high-pressure fuel injection pump	27
Fig. 2-16 Establishing criteria for analysis of injector injection rates	28

Fig. 2-17	A condition in which the TDC arrival timing of the No. 2 plunger of the high-pressure fuel injection pump and the TDC arrival timing of the No. 2 cylinder of the engine are matched.	30
Fig. 2-18	A condition in which the TDC arrival time of the No. 2 plunger of the high-pressure fuel injection pump is later than the TDC arrival time of the engine's No. 2 cylinder.	31
Fig. 2-19	A condition in which the TDC arrival time of the No. 2 plunger of the high-pressure fuel injection pump is later than the TDC arrival time of the engine's No. 2 cylinder.	31
Fig. 2-20	High pressure fuel pump for DME	32
Fig. 2-21	Structure of STD and CPV valves	33
Fig. 2-22	Flow rate according to rpm of STD-PUMP and CPV-PUMP	33
Fig. 2-23	Injector structure for DME	35
Fig. 2-24	Nozzle hole of injector and oil feed hole of nozzle	35
Fig. 3-1	Rail pressure for each injection condition when fuel injection timing is matched,(a) is the original data, (b) is the enlarged data of (a)	37
Fig. 3-2	Under the conditions of rail pressure 250 bar and injection period 10 ms, the injection pressure for each condition according to each rpm	38
Fig. 3-3	Minimum pressure for each rpm at rail pressure 250 bar and injection period 10 ms	39
Fig. 3-4	The difference between the injection pressure and the minimum pressure for each rpm under the conditions of rail pressure 250 bar and injection period 10 ms	39
Fig. 3-5	Common rail pressure without fuel injection	40
Fig. 3-6	Injection quantity according to injection duty for each condition at 600 rpm and rail pressure 200 bar	41

Fig. 3-7 Injection quantity according to injection duty for each condition at 600 rpm and rail pressure 250 bar	42
Fig. 3-8 The injection quantity according to the injection duty for each condition in the injection period of 10 ms	42
Fig. 3-9 The rate of decrease in the injection quantity under the same injection condition compared to the injection amount under the post-injection condition according to the rail pressure in each injection duty	44
Fig. 3-10 Injection rate for each condition at 420 rpm, rail pressure 200 bar, injection duty 10 ms	44
Fig. 3-11 Injection rate for each condition at 600 rpm, rail pressure 200 bar, injection duty 10 ms	45
Fig. 3-12 Injection rate for each condition at 780 rpm, rail pressure 200 bar, injection duty 10 ms	45
Fig. 3-13 Maximum power according to rpm for each condition	46
Fig. 3-14 Power according to rpm for each condition at 90% load compared to diesel engine power	47
Fig. 3-15 Power according to rpm for each condition at 40% load compared to diesel engine power	47
Fig. 3-16 Average of rail pressure for each condition in rpm and load rate	48
Fig. 3-17 Rail pressure for each condition according to the load factor (1400 rpm) (a) load 40% , b) load 90%, (c) load 100%	49
Fig. 3-18 Rail pressure for each condition according to the load factor (1600 rpm) (a) load 40% , b) load 90%, (c) load 100%	50
Fig. 3-19 Rail pressure for each condition according to the load factor (1800 rpm) (a) load 40% , b) load 90%, (c) load 100%	51
Fig. 3-20 Rail pressure for each condition according to the load factor (2000 rpm) (a) load 40% , b) load 90%, (c) load 100%	52
Fig. 3-21 BSFC at each rpm under load condition of 90% of	

diesel engine power	54
Fig. 3-22 BSFC at each rpm under load condition of 40% of diesel engine power	54
Fig. 3-23 THC at each rpm under load conditions of 90% of diesel engine power	55
Fig. 3-24 THC at each rpm under load conditions of 40% of diesel engine power	56
Fig. 3-25 CO at each rpm under load conditions of 90% of diesel engine power	56
Fig. 3-26 CO at each rpm under load conditions of 40% of diesel engine power	57
Fig. 3-27 NOx at each rpm under load conditions of 90% of diesel engine power	57
Fig. 3-28 NOx at each rpm under load conditions of 40% of diesel engine power	58
Fig. 3-29 PN(over 23 nm) at each rpm under load conditions of 100% of diesel engine power	59
Fig. 3-30 PN(over 23 nm) at each rpm under load conditions of 90% of diesel engine power	59
Fig. 3-31 PN(over 23 nm) at each rpm under load conditions of 40% of diesel engine power	60
Fig. 3-32 Maximum power of each pump according to rpm	61
Fig. 3-33 Power of each pump as a function of rpm at load condition of 90% of diesel engine power	62
Fig. 3-34 Power of each pump as a function of rpm at load condition of 40% of diesel engine power	62
Fig. 3-35 Rail pressure for each pump according to the load factor (1400 rpm) (a) load 40% , b) load 90%, (c) load 100%	63
Fig. 3-36 Rail pressure for each pump according to the load factor (1400 rpm) (a) load 40% , b) load 90%, (c) load 100%	64
Fig. 3-37 Rail pressure for each pump according to the load factor	

	(1600 rpm) (a) load 40% , b) load 90%, (c) load 100%	65
Fig. 3-38	Rail pressure for each pump according to the load factor	
	(1800 rpm) (a) load 40% , b) load 90%, (c) load 100%	66
Fig. 3-39	Rail pressure for each pump according to the load factor	
	(2000 rpm) (a) load 40% , b) load 90%, (c) load 100%	67
Fig. 3-40	BSFC at each rpm under load condition of 90% of diesel engine power	68
Fig. 3-41	BSFC at each rpm under load condition of 40% of diesel engine power	69
Fig. 3-42	THC at each rpm under load conditions of 90% of diesel engine power	70
Fig. 3-43	THC at each rpm under load conditions of 40% of diesel engine power	71
Fig. 3-44	CO at each rpm under load conditions of 90% of diesel engine power	71
Fig. 3-45	CO at each rpm under load conditions of 40% of diesel engine power	72
Fig. 3-46	NOx at each rpm under load conditions of 90% of diesel engine power	72
Fig. 3-47	NOx at each rpm under load conditions of 40% of diesel engine power	73
Fig. 3-48	PN(over 23 nm) at each rpm under load conditions of 100% of diesel engine power	75
Fig. 3-49	PN(over 23 nm) at each rpm under load conditions of 90% of diesel engine power	75
Fig. 3-50	PN(over 23 nm) at each rpm under load conditions of 40% of diesel engine power	76
Fig. 3-51	Maximum power according to injector nozzle conditions at each rpm	78
Fig. 3-52	BSFC according to engine speed for each injector	78
Fig. 3-53	PN according to injector type	

	(5 nm or larger particles)	79
Fig. 3-54	PN according to injector type (23 nm or larger particles)	80
Fig. 3-55	PN according to injector type (particles over 5 nm and below 23 nm)	80
Fig. 3-56	Maximum power according to the engine speed of the injector	81
Fig. 3-57	Fuel consumption according to engine speed of injector	82
Fig. 3-58	PN according to injector type (5 nm or larger particles)	83
Fig. 3-59	PN according to injector type (23 nm or larger particles)	83
Fig. 3-60	PN according to injector type (particles over 5 nm and below 23 nm)	84

표 목차

Table 1 physical properties for DME and other fuels [11]	6
Table 2 Specifications of the experimental engine	12
Table 3 Specifications of Dynamometer	12
Table 4 The specification of DME high pressure fuel pump	14
Table 5 Emissions and measurement methods	16
Table 6 Specifications of common rail pressure sensor	18
Table 7 Specifications of AC/DC Current Clamp	23
Table 8 Injection pressure and injection rate test conditions	28
Table 9 Injector design specifications	34

제 1 장 서론

1.1 연구 배경

20세기를 들어서 석탄 혹은 석유와 같은 화석연료의 사용량이 증가하고 의존도가 높아짐에 따라 대기오염물질이나 온실가스 등 환경에 영향을 주는 배출가스들의 배출량 역시 증가하고 있다. 이러한 문제들이 원인이 되어 최근 전 세계적으로 기후변화와 지구온난화가 큰 이슈로 인식되고 있다. 그래서 세계적으로 탄소 중립을 위하여 나라별 탄소 중립 전략을 세우며, 탄소 중립을 위한 기술, 방안들, 기존의 환경 규제들의 기준을 엄격하게 강화 등 기후변화, 지구온난화를 해결하기 위해 노력을 하고 있다.

기후변화, 에너지 고갈, 등의 문제들을 해결하기 위하여 다양한 분야에서 힘쓰고 있으며, 여러 분야 중 수송 분야에서도 환경문제, 탄소 중립을 위해 노력과 힘을 가하고 있다. 수송 분야의 대표적인 대안들로는 기존 내연기관 자동차의 전기 자동차로의 전환, 수소 연료전지 자동차로의 전환 또는 내연기관 자동차에 기존 연료를 대체할 수 있는 E-Fuel의 사용과 같은 방법이 있으며, 또한 대체 연료에 대한 많은 관심이 늘고 있다.

E-Fuel이란 ‘Electricity-based Fuel’의 약자로 전기를 이용해 만들어지는 연료를 의미한다. 물을 전기 분해하여 얻은 수소와 탄소 포집(CCU, Carbon Capture Utilization) 기술을 활용해 포집한 대기 중에 있는 이산화탄소를 사용하여 만든 연료이다. 연소과정에서 탄소가 배출되기는 하지만 연료를 만드는 원료가 대기 중에 있는 이산화탄소를 포집하여 사용하기 때문에 사실상 탄소 순 배출량이 거의 제로가 된다. Fig. 1-1은 E-Fuel 제조 및 활용 전 과정을 나타내고 있다. 그림에서 볼 수 있듯 대표적인 E-Fuel은 메탄올, e-DME(Di-Methyl Ether, 이하 DME로 약칭), e-가솔린, e-항공유, e-경유 등이 있다. E-Fuel 중 메탄올과 DME는 가장 쉽게 얻을 수 있어 많은 관심을 받고 있다.

디젤 기관은 가솔린 기관보다 열효율이 15~30% 정도 높아 승용차, 상업용 자동차, 선박, 각종 기계장치의 동력원으로 광범위하게 사용되고 있으며, 또한 지구온난화를 유발하는 온실가스 중 하나인 이산화탄소(CO₂)의 배출량이 낮은 이점이 있다. 그러나 디젤 기관으로부터 배출되는 대기 오염 물질인 입

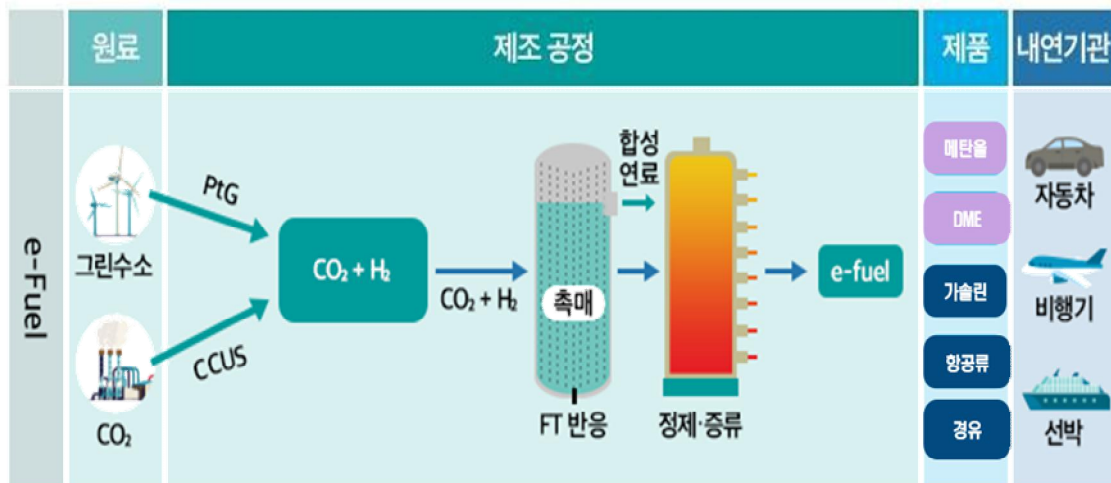


Fig. 1-1 The whole process of E-Fuel manufacturing and utilization, 출처: GS 칼텍스

자상물질(Particulate Matter, 이하 PM으로 약칭)과 NOx 배출 농도가 짙어서 강화되는 배출가스 규제를 만족하기에 어려운 문제점이 있다.

현재 디젤을 대신하여 사용할 수 있는 대체 연료는 대표적으로 바이오디젤, 부탄, 바이오메스를 기반으로 생산되는 발생로가스(Producer gas), 수소, DME 등이 알려져 있다.

E-Fuel과 대체 연료에 공통으로 존재하는 DME는 디젤보다 높은 세탄가를 가지고 있어 디젤을 대체하여 압축 착화 엔진에 사용 가능하며, 디젤 기관의 장점인 높은 효율과 낮은 이산화탄소의 배출량을 얻을 수 있다. DME는 메탄기 2개와 산소 1개가 결합하여 CH₃OCH₃의 분자식을 가지며, 연료 내 산소 함유량이 많아 연소 시 대기오염물질인 PM이 배출되지 않는 청정 연료로 많은 관심을 받고 있다. 또한, PM의 배출량이 0에 가까우며, 배기가스 재순환(Exhaust Gas Recirculation, 이하 EGR로 약칭)을 사용하여 NOx의 배출량을 감소하며 또한 강화되는 배출가스 규제 기준을 만족할 수 있다. [1-5]

DME 엔진을 상용화하기 위해 오랜 시간 동안 많은 연구가 수행되었다. 하지만 기계식 DME 엔진은 개발되어 실제 차량에 적용되어 상용화 단계에 있다. 하지만 커먼레일식 DME 엔진 개발 관련 연구들이 많이 수행되었지만, 아직 상용화되어 시장에 보급된 사례는 존재하지 않았다. 이를 통해 커먼레일식 DME 엔진은 아직 개발 단계에 있으며, 최적화 단계에 있음을 확인했다. 본 연구에서는 커먼레일식 DME 엔진의 성능 향상 및 최적화를 위해 연료공급 시스템의 설정을 변경하여 출력되는 엔진 성능 및 배출가스를 비교하고자 하였다.

1.2 DME

DME 연료는 1개의 산소기와 2개의 메탄기로 이루어져 있으며, CH_3OCH_3 의 분자구조를 가지는 에테르이다. Fig. 1-2는 DME 분자구조를 나타내고 있다. 에테르 계열로 유기화합물에 대하여 반응하지만 철, 황, 동과 같은 금속에 대한 부식성은 없으며 인체에도 무해 하다. 또한 기존 내연기관의 연료들에 비해 온실효과 등 환경적인 피해를 줄 수 있는 요인도 없다. [6]

Fig. 1-3은 DME와 LPG의 주성분인 프로판 및 부탄에 대한 증기압 곡선을 나타내고 있다. [7] 증기압을 살펴보면 DME의 증기압 곡선이 LPG의 주성분인 부탄과 프로판의 증기압 곡선 사이에 있는 것을 확인할 수 있다. DME의 물성은 LPG의 물성과 비슷하여 상온, 대기압에서는 기체 상태로 존재하나 상온에서 5 bar 이상의 압력을 가하게 된다면 액체 상태로 존재할 수 있다. [8] 이점을 통해 이미 구축되어있는 LPG의 인프라를 사용할 수 있는 장점이 있어 빠르게 시장에 보급될 수 있는 이점이 있다.

DME 연소의 특징으로서는 DME의 분자구조를 통해 알 수 있듯 분자에 산소를 함유하고 있으며, 산소함유율(34.8%wt)이 높은 함산소 연료이다. 높은 산소 함유량과 탄소 대 탄소 결합이 없어 디젤 엔진의 문제점인 PM이 거의 배출되지 않으며, 또한 C-C 결합보다는 C-O 결합이 많아 미연소 탄화수소 연료 배출이 크게 감소한다. 이는 연소 시 산소가 추가로 존재하여 완전 연소가 일어나며 일산화탄소와 미연 탄소가 적게 생성되기 때문이다. [9-10] 분자구조의 추가 산소는 또한 엔진에서 동일한 에너지 출력에 필요한 공기의 양을 줄여 NOx 생성을 저감 한다. 이는 디젤에 비해 깨끗한 연소와 짧은 점화 지연을 초래한다. 이외에도 기체 상태에서의 체적 열량은 천연가스의 1.65배와 LPG의 0.65배이고, 연소 속도는 메탄 대비 1.5배 빠르고 자연 발화 온도도 메탄보다 280 °C 낮아 대단히 연소하기 쉬운 장점이 있다.

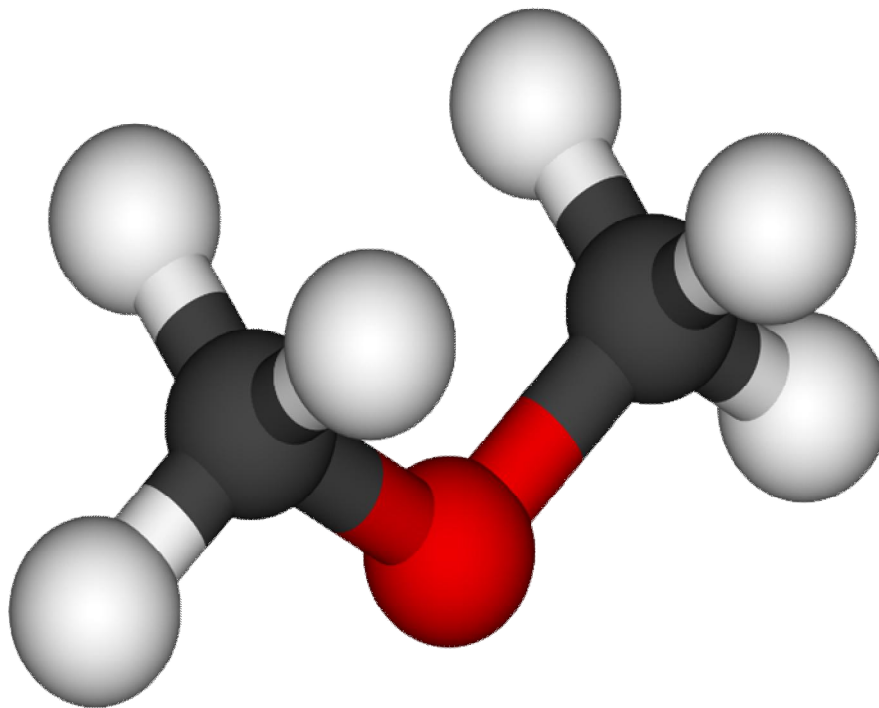


Fig. 1-2 DME molecular structure (CH_3OCH_3)

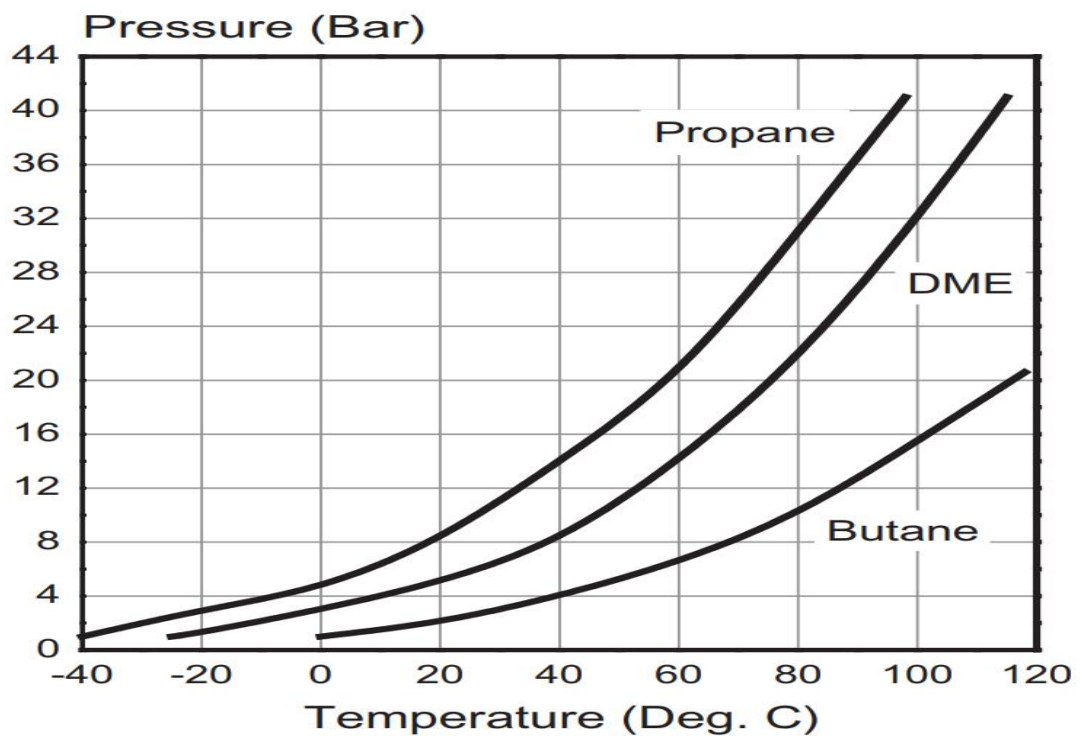


Fig. 1-3 Vapor pressure characteristics of various fuels [7]

Table 1은 DME 연료와 기존 수송 분야에 사용되는 연료들과의 물성을 나타내고 있다. [11] DME 연료는 디젤보다 높은 세탄가를 가지고 있어 디젤 기관에 적용이 가능한 장점을 가지며, 낮은 끓는점과 결합 된 낮은 자동 점화 온도는 시스템에 주입된 연료가 거의 즉시 기화되어 점화 지연이 감소하고 우수한 냉간 시동 특성을 제공하기 때문에 연료 대안으로 잘 작동할 수 있다. [12] DME의 잠열(460 kJ/kg)이 디젤의 잠열(250 kJ/kg)보다 높다. DME가 엔진 실린더로 연료가 분사되었을 시 증발하며 실린더 내부의 열을 흡수하게 되며 그로 인해 연소실 온도는 낮아지게 되며 NO_x의 배출을 저감 된다. [13]

하지만 DME 연료가 디젤을 대체하여 압축 착화 엔진에 사용되기 위해서는 몇 가지 고려되어야 한다. 우선 디젤의 저위 발열량(42.5 kJ/kg)에 비해 DME의 낮은 저위 발열량(27.6 kJ/kg)을 가지고 있다. 디젤 대비 65%의 발열량의 차이가 나며 이는 동일한 출력을 내기 위해서는 DME 연료는 디젤보다 더 많은 연료가 요구된다. DME는 디젤 연료 대비 밀도와 점도와 윤활성이 낮다. 이로 인해 엔진에 바로 사용하게 된다면 연료의 누수가 발생할 수 있으며, 연료 펌프와 연료 분사 기구기계식 마찰이 일어나는 습동부에 심각한 마모를 초래할 수 있다. [14-15] 때문에 DME 연료를 디젤 엔진에 사용하기 위해서 윤활 첨가제를 첨가하여 사용해야 한다는 연구 결과가 있다. [16] DME 연료를 디젤 기관에 적용하여 연료를 분사하기 위해서는 DME 연료의 높은 압축성으로 인하여 디젤 기관보다 더 많은 에너지가 필요하다. 또 DME의 낮은 발열량과 높은 압축성 때문에 기존 디젤 기관에서 사용되는 연료 공급 장치를 사용 시 디젤 엔진의 출력보다 낮은 출력이 발생할 수 있어 DME 특성을 고려하여 수정 후 사용하거나 DME 용 연료 공급 장치 및 연료분사 시스템 등의 개발이 필요하다.

처음 DME 연료는 천연가스, 석탄 등의 합성가스로부터 메탄올을 생성하고, 탈수 반응을 통하여 제조되었다. 하지만 최근 천연가스나 석탄, 바이오매스를 통해 DME를 직접 제조할 수 있는 공정 기술이 개발되었으며, 최근에는 E-Fuel로 인식되어 전기를 통해 물을 전기 분해하여 얻은 수소와 대기 중에 있는 탄소를 포집 후, 공정을 통해 DME 연료를 생산할 수 있는 기술들 많이 개발됐다. [17]

Table 1 physical properties for DME and other fuels [11]

Fuel	DME	Diesel	Propane	Btan	CNG	Methanol	Ethanol	Gasoline
liquid Density (kg/m ³)	667	831	500.3	578.8	-	795	789	750
Relative gas density (air=1)	1.59	-	1.52	2.07	0.56	-	-	-
Cetane number	>55	40 ~ 55	-	-	-	-	40/50	-
Chemical structure	(CH ₃) ₂ O	-	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	CH ₄ +rest	CH ₃ OH	C ₂ H ₅ OH	-
Stoich. A/F Ratio (kg/kg)	9.0	14.6	15.88	15.46	16.86	65	78	30/190
% wt. Oxygen	34.8	0	0	0	0	50	35	0
LHV, (MJ/kg)	28.8	42.7	46.35	45.72	49	19.8	26.4	43.2
Ign. Limit, λ	0.34/	0.48/	0.42/2.0	0.36/1.84	0.7/2.1	0.34/2.0	0.3/2.1	0.4/1.4
Ign. Limit, % Gas in air	3.4/18.6	0.6/6.5	2.0/9.5	1.7/8.6	5.0/15	5.5/26	3.5/15	-
Vapour Pre(293K), (MPa)	0.53	-	0.83	0.21	-	0.037	0.021	-
Auto Ignition Temperature, °C	235	250	470	365	650	450	420	-
Min. Ign. Energy($\lambda =1$), mJ	0.29	-	0.305	0.38	0.32	0.215	0.65	-
Heat of Vaporization, (kJ/kg)	460 (-20°C)	250	372	358	510	1110	845	420
Liquid specific heat, (kJ/kg · K)	-	2.2	2.5	2.4	0.63	2.6	2.5	2.4
Gas. specific heat, (kJ/kg · K)	2.99	1.7	1.67	1.68	2.2	1.72	1.93	1.7

1.3 DME 연구 동향

국외에서는 1970년대부터 DME에 관심을 가지기 시작하여 인체 유해성과 DME 연료의 특성[18] DME 제조 기술에 관련된 연구들이 수행되었으며[19], 1990년대부터 DME 연료를 엔진에 적용하기 위한 실험들이 수행되었다. 고압 가스 보안 협회는 DME의 부식성에 대한 영향을 확인하기 위해 쉘 링 반응 실험을 수행하였다. 쉘 링 종류에 따라 DME와 반응 후 부식되는 정도를 측정하고 비교하였다. [20] 또한 DME 연료를 디젤 압축점화 엔진용 대체 연료로서의 특성을 확인하고 자 수행한 실험들도 있었다. [21-23]

DME 연료의 차량 적용을 위한 실험도 DME 1997년부터 1999년까지 국제에너지기구(IEA, International Energy Agency)에서는 오스트리아, 덴마크, 프랑스 등의 유럽 제국과 미국, 캐나다, 일본 등 여러 나라와 자동차 관련 회사로서 AVL, TNO 등이 참여하여 Annex 14와 Annex 20을 통하여, DME의 대체 연료로서의 타당성 검토 연구와 Workshop, DME 뉴스레터 등을 통한 DME 연구 개발에 기여했다. 2001년에는 국제 DME 협회가 구성되어 각국의 관련 기업, 연구기관과 전문가의 참여하에 DME의 제조에서 자동차 분야를 포함한 이용에 이르기까지 각종 조사연구, Workshop, 기술 교류 등을 추진했다. 2005년 일본에서는 DME 연료를 사용한 기계식 DME 엔진을 탑재한 중형 트럭을 개발 및 실증을 수행했으며[24], 이후 대형 DME 트럭 엔진 개발 및 실증을 수행했다. [25]

또 기계식 DME 엔진 개발에서 끝이 아니라 다양한 자동차에 적용, 압축 점화 엔진에서 DME 연료를 연료로 사용하는 실험을 수행하여 소형 승용차 엔진의 쉬운 시동과 안정적인 작동을 위한 최적 압축비, 기존 디젤 엔진 대비 엔진 성능, 연소 특성 등을 비교하며 압축점화 엔진에 적용 가능성을 보고하였으며, [26-27] DME의 뛰어난 연소 특성 덕분에 액화 석유 가스(LPG)를 대체하거나 DME와 다른 연료를 혼합함으로써 DME의 단점들을 보완함으로써 엔진의 성능을 향상하기 위한 연구 결과를 보고했다. [28-30].

국내에서는 한국에너지기술연구원에서 2000년에 국내 최초 DME 관련 연구로 DME의 디젤 엔진 적용을 위한 연료공급계 및 연소계 기반 기술 개발을 수행했다. 이후 소형 인라인 분사계 디젤 엔진의 연료공급계를 사용하는 DME 엔진 최적화 기술 연구가 수행되었으며, 2002년 배기량 3000 cc급 DME 엔진과 프로토타입 DME 차량 시스템을 제작하여 2003년에 순수 DME 차량을 국내에서 최초로 선보였다. [31, 32] 이후 자동차부품연구원에서 4기통 커

먼레일 DME 엔진의 분사 조건 보정 방법에 대한 연구를 수행하였으며, 커먼레일식 DME 엔진에 적용하기 위해 DME의 특성을 고려한 고압연료펌프 설계에 대한 연구, 한국 기계 연구원에서도 LPG-DME 혼합 연료를 사용하는 전기 점화 기관의 연소 특성 연구를 수행했으며, 한국 에너지 기술연구원에서도 3.9 L 기계식 DME 엔진을 개발 후 상용 차량에 적용하여 실증한 사례가 있다. 2012년 자동차 부품 연구원에서 커먼레일식 연료 분사 시스템을 장착한 경량 DME 트럭의 연구 및 개발한 사례가 있으며[33], 2021년 한국에너지 기술연구원에서도 3.9 L급 커먼레일 방식 DME 엔진 개조에 대한 연구를 수행한 사례가 있다. [34]

앞선 연구들을 통해 기계식 DME 엔진의 개발은 상용화 단계로 차량도 개발되어 실증이 완료되었으며 시장에 판매가 되는 것을 확인할 수 있다. 그에 비해 커먼레일식 DME 엔진 관련 연구들이 수행되었지만, 아직 상용화되지 않아 보급이 원활히 이루어지지 않고 있는 실적이다. 개발 단계는 지났지만, 성능 향상 및 최적화 단계에 머물러있으므로, 커먼레일식 DME 엔진이 상용화되고 보급화를 위해 커먼레일식 DME 엔진 연료공급장치의 최적화를 위한 연구들이 필요하다.

본 연구는 이러한 측면들을 고려하여 커먼레일식 DME 엔진에 대한 수준은 개발 단계이며 아직 최적화 단계인 것으로 보아 커먼레일식 DME 엔진 전용 연료 공급 장치의 최적화를 통하여 커먼레일식 DME 엔진의 성능 향상 및 최적화 전략을 제시하고자 한다.

1.4 연구 목적

세탄가가 높아 디젤 연료를 대체할 수 있으며, 연소 시 PM이 거의 배출되지 않아 청정 연료로 많은 관심을 받으며, 또한 탄소 중립을 위해 제시된 대안 중 하나인 E-Fuel로 인정받는 DME는 디젤 대체 연료 우수한 장점을 가지고 있다. 앞서 언급된 많은 선행 연구를 통하여 기계식 DME 엔진 전용 고압 펌프와 인젝터가 상용화되어있지만, 커먼레일식 DME 엔진 전용 고압펌프와 인젝터, 커먼레일식 DME 엔진은 상용화되지 않았다. 커먼레일식 DME 엔진이 개발 단계는 지났지만 상용화와 보급화를 위해서는 커먼레일식 DME 엔진 성능 향상 및 최적화를 위한 연구들이 필요하다.

본 실험을 통하여 커먼레일 DME 엔진에 최적화된 연료공급시스템을 도출하여 DME 연료를 사용하는 고효율 커먼레일 DME 엔진 개발에 도움이 되는 최적화 전략을 제시하고자 한다. 세부적인 목표는 아래와 같다.

- ① 고압연료펌프의 플런저 압축시기와 인젝터 분사시기 사이의 영향을 확인하여 커먼레일식 DME 엔진에 적합한 분사 전략을 제시하고자 한다.
- ② 커먼레일식 DME 엔진의 인라인 고압 연료 펌프 종류(Standard valve type, CPV valve type)에 따른 엔진 성능 및 배출가스를 비교 후 커먼레일식 DME 엔진에 최적화된 고압연료펌프를 도출하고자 한다.
- ③ DME 특성에 맞게 다양하게 제작된 인젝터의 노즐 홀 개수와 홀 직경, 노즐 송유 홀 직경을 변경하여 커먼레일식 DME 엔진에 최적화된 인젝터를 도출하고자 한다.

제 2 장 실험 장치 및 방법

2.1 실험장치

2.1.1 커먼레일식 DME 엔진 실험 장치

Fig. 2-1은 본 실험을 수행하기 위하여 사용된 실험 엔진이다. 사용된 엔진은 현대자동차에서 판매되는 상용차 MIGHTY에 탑재되는 D4GA Engine이며, 엔진은 배기량 3.9L의 직렬 4기통이며, 압축비 16.5:1, 커먼레일식 연료분사 시스템을 갖춘 디젤 엔진이다. 해당 엔진은 EURO 4 규제에 대응하는 엔진으로 EGR을 활용하여 배출가스 규제를 만족하는 D4GA 모델이다. 자세한 사양은 아래 Table 3에 나타나 있다.

실험에 사용된 동력계는 환웅기전사의 220 kW, eddy current (EC), Eddy - Current type 엔진 동력계 DYTEK-230 이다. Eddy-current 타입 동력계는 패러데이의 전자기 유도 법칙을 작동 원리로 사용하여 기계 에너지를 전기 에너지로 변환하는 전기 기계 에너지 변환 장치이다. 본 동력계는 최대 허용 회전수는 8,000 rpm, 최대 허용 출력은 230 KW(310 PS), 최대 허용 토크는 833 Nm이다. 본 동력계의 자세한 사항은 아래 Table 4에 나타나 있다.

엔진을 본 실험에 사용하기 위해서 몇 가지의 개조를 수행했다. DME 연료는 에테르계로 유기화합물과 화학반응을 하여 부식시키기 때문에, 기존 디젤 엔진 부품 중 고무 계의 재질을 사용한 부품들과 스텝 링의 재질을 DME 연료와 반응을 하지 않는 H-NBR 재질로 교체하여 실험을 수행하였다. [35]

커먼레일식 디젤 연료분사 시스템이 장착된 디젤 엔진에 DME 연료를 사용하면 연료의 특성상 낮은 발열량 및 압축성으로 인해 엔진 출력이 현저히 감소 된다. 디젤과 동일한 출력을 얻기 위해서는 디젤보다 더 많은 연료가 분사되어야 한다. 이를 위해 DME 연료분사 시스템의 핵심인 고압연료펌프와 인젝터를 DME의 특성에 맞게 개조 후 사용을 했다.

실험에 사용한 고압연료펌프와 DME 인젝터는 국내 제작업체의 지원을 통해 개조되었고, 고압연료펌프와 DME 인젝터 개조는 DME 연료가 디젤보다 단위 체적당 발열량이 낮고 압축성이 높은 연료이기 때문에 동일한 최대 출력을 내기 위해 분사 기간에 더 많은 연료를 분사할 수 있도록 고압연료펌

프 내 실린더 유효단면적과 유효행정을 증가하였으며, 인젝터의 경우도 노즐 경을 확대하고, 인젝터의 개변압도 DME 연료의 특성에 맞게 낮춰 충분한 연료량을 확보했다. 그리고 플런저 방식의 연료 분사펌프를 사용하는 경우에는 연료를 고압으로 형성시키지 못하는 문제가 발생하므로 이를 해결하기 위하여 고압연료펌프와 메인 커먼레일 사이에 순방향 기능을 갖는 보조 DME 커먼레일을 설계 제작하여 엔진에 설치했다.



Fig. 2-1 Common rail type DME engine

Table 2 Specifications of the experimental engine

Category	Value
Engine model	D4GA
Engine type	4 cycle, water cooled
Displacement (L)	3.9
Injection type	Direct injection
# of cylinder	4-in line
Aspiration	Turbo-charger
Bore×stroke (mm)	104×115
Compression ratio	16.5 : 1
Max. Power	150 PS @ 2,500 rpm
Max. Torque	59 kg · m @ 1,400~1,800 rpm
Emission standards	Euro 4

Table 3 Specifications of Dynamometer

Category	Specification
Model	DYTEK-230
Type	Eddy-Current
Max. Power (PS/KW)	310 / 230
Max. Torque (N · m/kg · m)	833 / 85
Max. Engine Speed (rpm)	8,000

Fig. 2-2는 실험에 사용한 DME 용 고압연료펌프이다. Table 5는 DME 용 고압연료펌프의 제원을 표시했다. 본 고압연료펌프는 DME 특성을 고려하여 DME 연료가 유기화합물과 반응하므로 고압연료펌프의 씰 링을 불소 계 및 동 재질로 교체하였으며, DME는 액체 체적 당 발열량이 경유의 약 65%이며 압축성 큰 특성을 고려하여 제작업체((주)두원정공)의 지원을 받아 고압연료펌프 플런저의 유효행정을 증가시켜 기존 디젤고압연료펌프의 토출유량보다 약 176%를 증가 시켜 충분한 연료 유량을 확보했다.

Fig. 2-3은 본 연구에서 사용된 고압연료펌프의 원리가 같은 일본 Bosch사의 인라인 고압연료펌프의 개념도이다. 고압연료펌프의 샤프트 축이 엔진 크랭크축과 결합되어 엔진의 동력을 전달받으며, 고압연료펌프의 샤프트 축이 회전하게 되면 샤프트 축과 각 플런저와 접촉하고 있는 캠들이 회전하게 된다. 캠들이 회전하게 되며 캠의 모양에 따라 고압연료펌프의 플런저들이 수직 운동을 하게 되며, 이때 플런저가 상승 운동을 할 때 실린더 안에 있는 연료가 압축되며 커먼레일로 토출되는 원리이다.

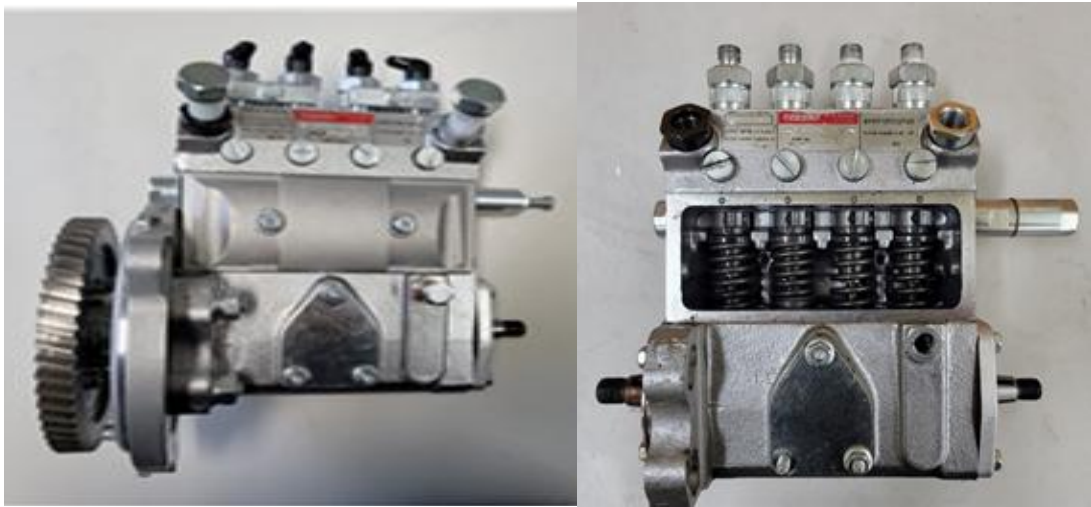


Fig. 2-2 High pressure fuel pump for DME

Table 4 The specification of DME high pressure fuel pump

Category	Specification
Type	plunger
supply Pressure (bar)	7 ~ 11
Maximum Pressure (bar)	680
Flow rate (kg/h)	133 @ 1000 rpm
Number of Plunger	4
Maximum Speed (rpm)	1,450
Temperature (K)	~ 353
Number of Discharge Pipe	4

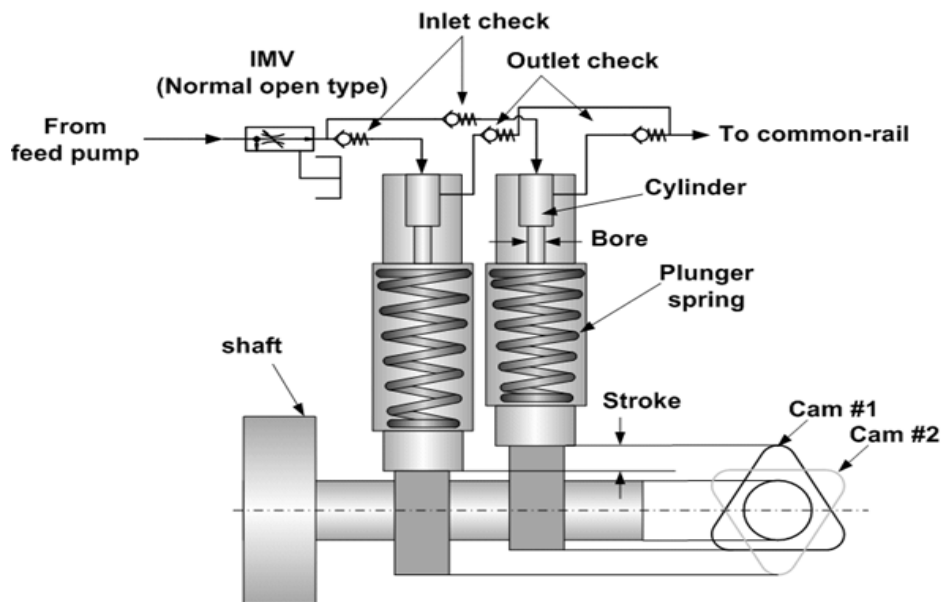


Fig. 2-3 Conceptual diagram of in-line pump operation

커먼레일식 DME 엔진의 배출가스를 분석하기 위해 HORIBA사의 MEXA-9100D를 사용했다. 본 장비를 통하여 측정된 배출가스 종류는 CO, THC, NOx를 측정하였으며, 배출가스 측정 장비는 배출가스의 종류에 따라 분석 원리가 달랐다. Fig. 2-4는 배출가스측정 장비이고, Table 6은 배출가스에 따른 측정 방법을 나타낸 표다.

CO는 비분산 적외선 분석법(NDIR : Infrared analyze)을 사용하여 측정한다. 이 원리는 동등한 에너지를 가진 두 개의 적외선을 하나는 Sample Gas Cell에, 다른 하나는 Reference Gas Cell에 투과시켜 두 셀에서 흡수하는 적외선 에너지량의 차이를 이용해서 측정하는 방식이다. THC는 열식 불꽃 이온화 검출기법(HFID : Heated Flame Ionization Detector)을 사용하였고, NOx는 화학적 발광기법(Chemiluminescent)으로 측정하였다.



Fig. 2-4 Emissions measuring device

Table 5 Emissions and measurement methods

Category	Specification				
Model	MEXA-9100D				
Measuring component	CO	CO2	THC	O2	NOx
Measuring principle	Infrared analyze	Infrared analyze	Flame ionization	Magneto-pneumatic analyze	Chemiluminescent analyze
Measuring range	0 ~ 3,000 ppm	0 ~ 20%	10 ~ 50,000 ppmC	0 ~ 20%	0~2,000 ppm

또한 DME 연료의 연소 시 발생하는 PN(Particle number)을 측정하기 위하여 GRIMM Aerosol Technik 사의 응축 입자 계수 장치(Condensation particle Counter 이하 CPC로 약칭함)인 Model 5431을 사용하였다. CPC Model 5431은 Euro 5 및 6 규정 83에 대한 GPRE 입자 측정 프로그램 (PMP, Particle Measurement Program)을 준수하며 25 nm 이상 크기의 입자의 개수 농도를 측정할 수 있다. 최대 50,000 p/cm³의 단일 입자까지 측정된다. Fig. 2-5는 응축 입자 계수 장치 CPC Model 5431 장치 사진이다.

커먼레일의 압력을 측정하기 위해 Kistler사의 6052c 압력센서를 어댑터와 결합하여 커먼레일에서 인젝터로 연료가 공급되는 라인에 설치하였다. Fig. 2-6은 커먼레일의 압력을 측정하기 위해 사용된 압력센서의 모델과 실제 엔진에 결합되어있는 사진이다. Table 6은 압력 센서의 제원을 나타내고 있다.

Fig. 2-7은 엔진 벤치 실험장비의 개략도이다. DME 연료는 피드 펌프를 거치며 5 bar보다 높은 압력으로 연료공급시스템으로 공급된다. 그 이유는 DME 연료의 끓는점이 낮아 상온상압에서 가스의 형태로 존재한다. 하지만 상온에서 5 bar 이상의 압력을 가하게 된다면 상온에서 액상 상태로 유지되며 제어하기가 편리해진다. 연료공급 시스템에서 고압연료펌프로 DME 연료가 공급되며, 고압연료펌프가 작동하여 커먼레일에 DME를 토출함으로써 고압을 형성하고, 분사 신호를 받은 인젝터에서 연료가 분사된다. 연료분사 후 인젝터 또는 커먼레일에서 발생하는 리턴 DME 연료는 쿨링 시스템을

통하여 냉각된 후 DME 연료통으로 돌아가게 된다. 엔진은 다이내모를 통하여 부하와 회전수를 제어하였으며 엔진 배기 라인에서 Maxa 9100을 통해 커먼레일식 DME 엔진의 배출가스를 측정했다.



Fig. 2-5 PN measuring device Condensation particle Counter

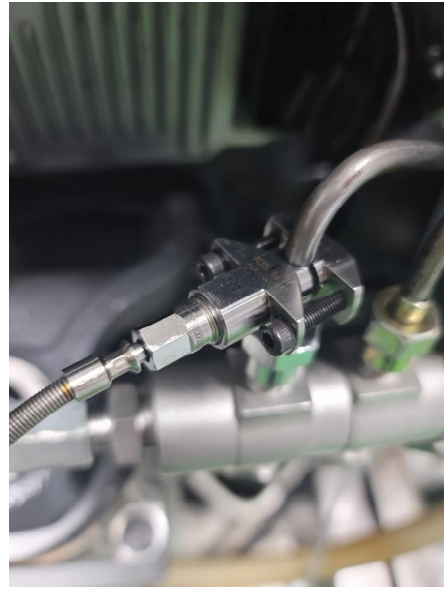


Fig. 2-6 common rail pressure sensor

Table 6 Specifications of common rail pressure sensor

Category	Specification
Model	6052C
Measuring range (bar)	0 ~ 250
Overload (bar)	300
Sensitivity(pC/bar)	≈-20
Operating temperature range (° C)	-20 ~ 350
Temperature min./max.(° C)	-50 ~ 400
Sensitivity change 200 ° C ±50 ° C (%)	≤ ±0.5
Thermal shock error (at 1 500 1/min, IMEP = 9 bar) Δp (short-term drift)(bar)	≤ ±0.5

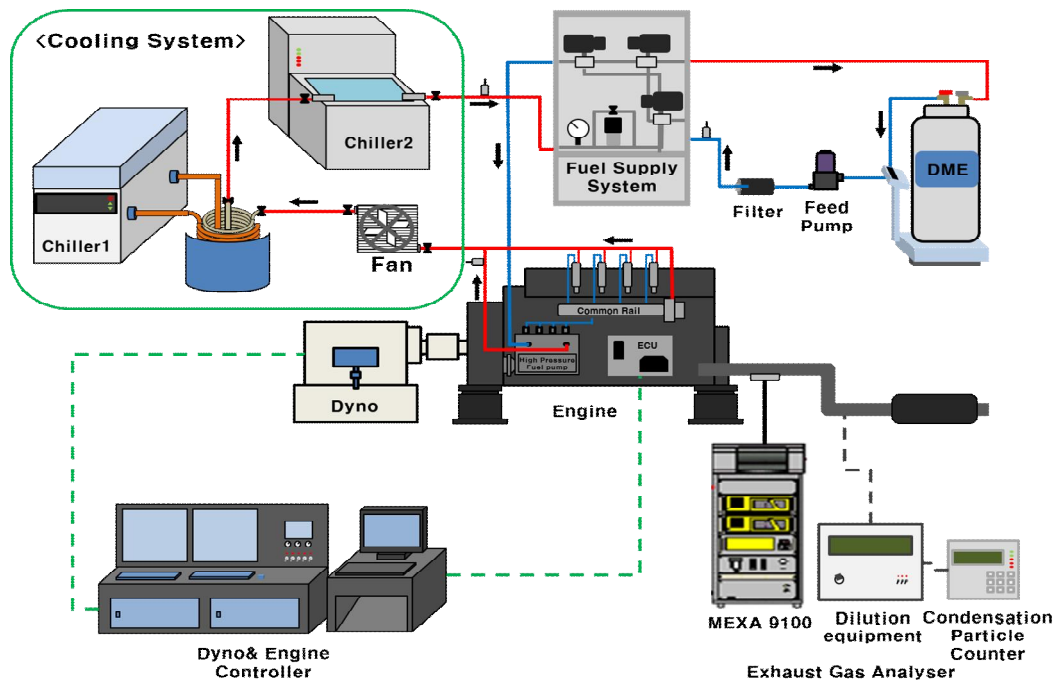


Fig. 2-7 Engine test schematic

2.1.2 고압연료펌프 벤치테스트 장치

Fig. 2-8은 고압연료펌프의 벤치 시험 장치 사진이다. Fig. 2-9은 고압연료펌프 벤치테스트 실험 장치의 전체적인 개략도이다. 고압연료펌프가 모터와 연결되어 동력을 전달받으며, 고압연료펌프에서 토출되는 DME 연료는 체크 밸브를 지나 커먼레일로 공급되며, 고압을 형성한다. 이때 커먼레일에 부착된 PCV(Pressure Control Valve)를 통해 커먼레일의 압력을 제어하며, 인젝터 드라이버를 통해 분사 기간, 분사 타이밍을 제어하였으며, Bosch Tube 분사율 계를 사용하여 실험 조건에 따른 인젝터의 분사율을 측정하였다. 실험 데이터의 모니터링 및 분석을 위해 오실로스코프를 사용하였으며, 취득한 데이터는 고압연료펌프의 회전 각도와 회전 위치를 계산하기 위해 모터와 고압연료펌프가 결합한 회전축에 엔코더센서를 통해 엔코더 신호를 측정하였으며, 인젝터 드라이버에 송출되는 분사 신호를 확인하기 위해 전류 프루프를 사용했다. 고압연료펌프에 DME 연료를 공급하는 시스템은 앞서 설명된 엔진 벤치테스트에 사용된 연료 공급 장치와 동일한 시스템을 사용하였으며, 연료가 시스템을 순환할 시 5 bar 이상의 압력을 받아 액체 상태로 유지하기 위함이다.

모터가 작동함으로 고압연료펌프의 샤프트 축이 회전하게 되며, 커먼레일로 연료를 토출하여 고압을 형성하며, 인젝터 드라이버를 통해 분사 신호가 송출될 때 인젝터에서 연료가 분사된다. 인젝터는 분사율 계와 연결하는 어댑터에 결합 되어있어, 분사된 연료가 분사율 측정 장치 내로 유입되면서 어댑터 내에 설치된 압력 센서(Kistler, 6052c)로 압력의 변화를 측정하고, 니들 밸브, 어큐물레이터, 릴리프 밸브, 그리고 외경 0.25" 이고 내경은 0.18" 인 측정관, 압력게이지를 지나 다시 연료탱크에 연료가 회수된다. Fig. 2-10는 실험에 사용된 PCV 밸브 드라이버와 인젝터 드라이버이다. 또한 인젝터 드라이버로부터 인젝터에 분사 시그널을 확인하기 위해 Fluke사의 80i-110s AC/DC 전류 클램프를 사용하였다. Fig. 2-11은 인젝터 분사 시그널을 확인하기 위해 사용한 전류클램프이며, Table 7은 전류 클램프의 사양을 나타내고 있다.

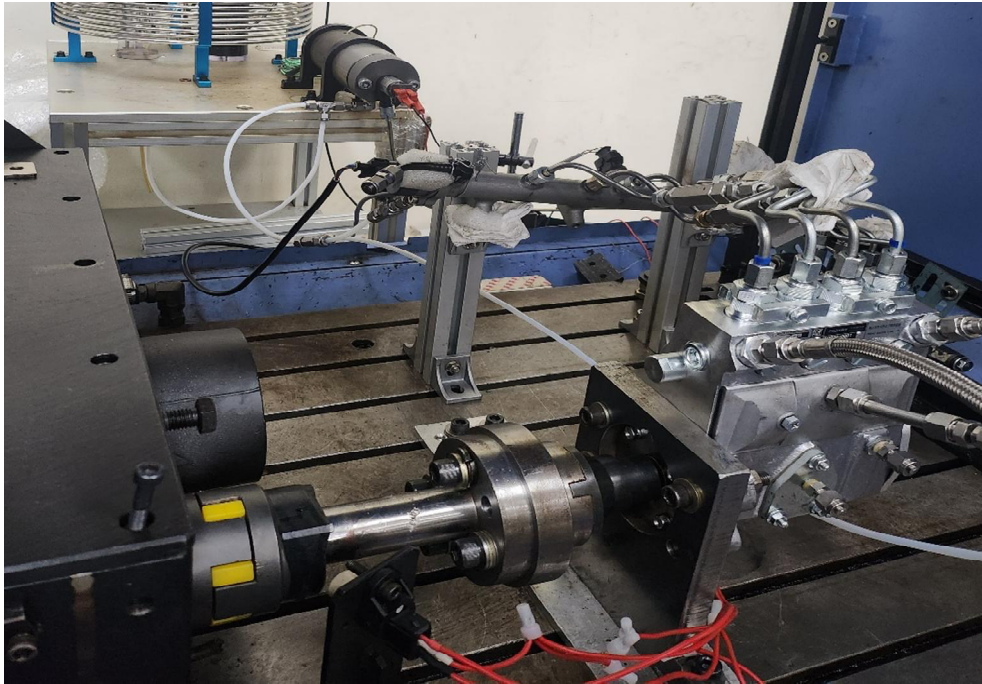


Fig. 2-8 High Pressure Fuel Injection Pump Bench Test Experiment Equipment

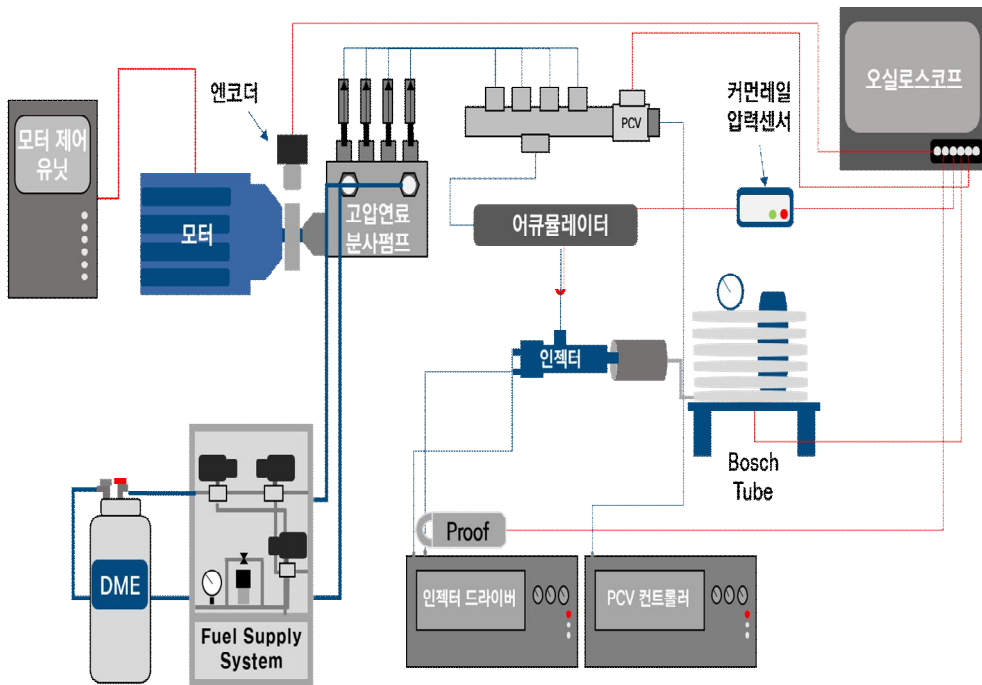


Fig. 2-9 High Pressure Fuel Injection Pump Bench Setting Schematic Diagram



Fig. 2-10 Injector driver and PCV valve driver



Fig. 2-11 AC/DC Current Clamp

Table 7 Specifications of AC/DC Current Clamp

Category		Specification
Model		80i-110s
Current Range(A)	DC	0.1 ~ 100
	AC	0.1 ~ 70
Basic Accuracy	100 mV/A	50mA to 10A +/- 3% of reading + 50mA
	10 mV/A	50mA to 40A +/- 4% of reading + 50mA
	40 A ~ 80 A	+/- 12% of reading + 50mA
	80 to 100A	
Output Signal(mV/A)	10 A range	100
	100 A range	10
Bandwidth(Hz)		1 ~ 20,000
Working Voltage(V, AC rms)		600

Fig. 2-12은 고압연료펌프의 실험조건에 따른 인젝터 분사율을 확인하기 위한 장치로 Bosch(1996)가 제안한 Bosch Tube 법을 따라 제작된 분사율 계이다. Measuring tube가 외경 0.25 " 이고 내경은 0.18 " 이며 길이가 10.85 m인 스테인리스 튜브가 직경 250 mm의 코일 형태로 감겨있다. Bosch Tube 법은 연료가 가득 찬 관에 연료를 분사할 때 관 내부의 압력 변화를 측정하여 분사율을 계산하는 방법으로 어큐뮬레이터 내부의 압력은 30 bar로 유지된 상태에서 분사했다, 벤치테스트에서의 인젝터 분사 제어는 분사 기간과 분사 빈도가 조절 가능한 인젝터 드라이버를 사용했다.

Bosch-Tube법의 측정 원리는 다음과 같다. 공급된 연료가 단면적 A를 갖는 파이프 내를 속도 u로 이동할 때 음속 c로 유동하는 Control Volume을 선정하면 유동하는 연료의 특성은 Fig. 2-13과 같이 나타낼 수 있다. 이에 질량 보존 및 운동량 보존 법칙을 적용하면 다음과 같은 (3)으로 표현된다.

$$\rho(c-u)A - (\rho + d\rho)(c-u-du) = 0 \quad (1)$$

$$(c-u)\rho(c-u)A - (c-u-du)(\rho + d\rho)(c-u-du) = Adp \quad (2)$$

식(1)을 식(2)에 대입하면

$$dp = c\rho du \quad (3)$$

파이프 내의 연료의 음파 음속, 밀도를 구한 후, 챔버 내의 압력의 변화량을 구한다면 위와 같은 수식을 통해 파이프 내의 압력 변화로 인젝터의 분사율을 얻을 수 있다. [36]

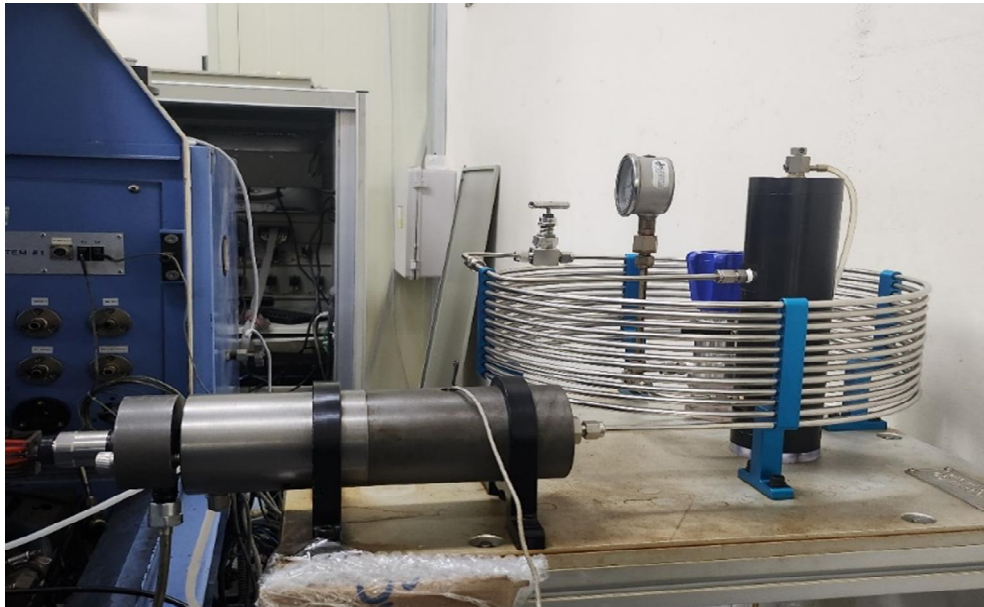


Fig. 2-12 Bosch tube injection rate meter

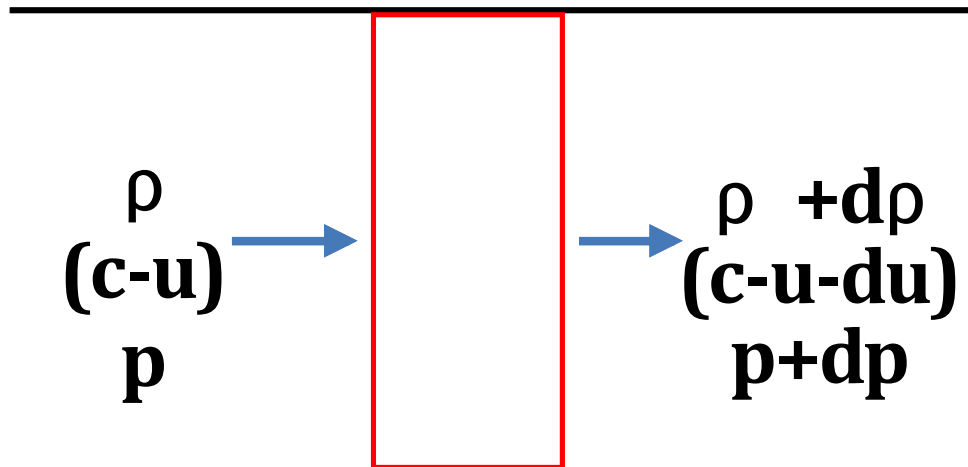


Fig. 2-13 Control volume of inside pipe for measuring injection rate

2.2 실험 조건

본 연구에서는 연료공급 시스템의 최적화에 따른 커먼레일식 DME 엔진 성능을 비교하기 위하여 아래와 같이 실험을 수행했다.

- 1) 고압연료펌프의 플런저 압축 시기와 연료 분사 시기의 차이에 따른 영향을 파악하기 위해 고압연료펌프 분사압력 및 분사율 측정실험을 수행 후, 실제 엔진에 적용하여 엔진 성능 및 배출가스 특성 연구를 수행했다.
- 2) 고압연료펌프의 종류에 따른 엔진 성능 및 배출가스 특성 비교 실험 수행했다.
- 3) 인젝터 노즐의 홀 직경과 홀 개수 및 송유 홀 직경에 따른 엔진 성능 및 배출가스 특성 비교 실험을 수행했다.

2.2.1 고압연료펌프 분사압력 및 분사율 측정실험

해당 실험은 고압연료펌프의 플런저 압축 시기와 연료 분사 시기의 차이에 따른 엔진 성능 및 배출가스 특성 비교 실험의 기초실험으로 수행되었다. 기초실험은 고압연료펌프의 플런저 압축 시기와 연료 분사 시기의 차이에 따라 분사압력 및 분사율에 변화가 있는지, 엔진 성능에 영향을 줄 가능성이 있는지 확인했다.

실험에 사용된 커먼레일식 DME 엔진용 고압연료펌프는 아직 상용화되어있지 않아 국내제작용체의 지원을 받아 시 제작된 펌프이다. 고압연료펌프는 인라인 방식으로 펌프 내부에 4개의 플런저로 구성되어있는데, 엔진 크랭크축과 펌프의 샤프트 축이 1:1의 회전비로 회전하게 된다. 엔진의 크랭크축이 1회전 할 때 고압연료펌프의 샤프트 축도 1회전 하게 되며 그때 4개의 플런저가 동일한 타이밍으로 차례대로 상승운동을 하게 된다. 이미 개발된 커먼레일식 DME 엔진도 4기통으로 되어있다. 고압연료펌프 플런저 운동 주기와 엔진 실린더에서의 연료 분사 타이밍이 일정하게 유지되는 것을 알 수 있다. Fig. 2-14는 고압연료펌프의 플런저 상승 시기 주기와 연료 분사의 주기 관계를 보여주고 있다.

DME 분사압력 및 분사율을 측정하기 위해 벤치테스트 실험 장치에서 수행했다. 고압연료펌프의 플런저 타이밍 조건은 3가지로 플런저 간의

영향이 적도록 2번 플런저가 가장 높이 올라왔을 때를 크랭크 각 0도로 보았을 때 $-45^{\circ} \sim 45^{\circ}$ 사이 범위에서 선택했다.

Fig. 2-15은 고압연료펌프의 각 플런저의 상하운동의 순서를 나타내고 있으며, 펌프의 2번 플런저가 가장 높을 때와 분사 시기가 일치하는 구간($-5^{\circ} \sim 5^{\circ}$)을 ‘동분사 조건’, 플런저 상승 전 분사가 이루어지는 구간($-35^{\circ} \sim 25^{\circ}$)을 ‘전분사 조건’, 플런저 상승 후 분사가 이루어지는 구간($-25^{\circ} \sim 35^{\circ}$)을 전분사 조건으로 지정하여 실험을 수행했다.

벤치테스트의 실험 조건은 Table 8에 나와 있듯 펌프 플런저와 인젝터 분사 타이밍을 맞추기 위해 420 rpm, 600 rpm, 780 rpm에서 수행했고 커먼레일의 분사압력은 200 bar, 250 bar, Injection duty는 2 ms, 4 ms, 6 ms, 8 ms, 10 ms에서 수행했다. 펌프 플런저 타이밍 조건은 앞서 설정한 전분사, 동분사, 후분사 세 조건으로 수행했다.

rpm은 비접촉식 RPM Meter를 이용하여 실제 rpm을 측정하여 회전수를 설정했다. 실험 수행 시 rpm에 따라 각각 7Hz, 10Hz, 13Hz로 분사 기간과 분사 빈도가 설정 가능한 인젝션 시그널 유닛을 이용하여 분사했다.

인젝션 시그널 유닛의 분사 시그널, 압력 센서로 측정된 커먼레일 내 압력 변화, 펌프 회전수 및 플런저 상승 위치를 알기 위해 로터리 엔코더를 통해 측정되는 크랭크 시그널은 모두 오실로스코프를 통해 250kHz로 데이터를 획득하여 다운사이징 및 노이즈 제거 후 분석했다.

Fig. 2-16는 인젝터 분사 데이터 해석을 위한 기준 설정 방법을 표시한 그림이다. 데이터 분석 시 분사압력은 인젝터 분사 시 시그널의 값이 0.4 V 이상으로 되는 시점의 압력 (시그널 신호가 없을 시 0.33~0.38 V 범위의 전압이 측정됨)으로 설정하였고 분사 기간은 인젝션 분사 후 최소압력은 분사 기간 중 측정된 최소압력, 압력 차이는 분사 시 압력에서 분사 후 최소압력을 뺀 값으로 설정했다.

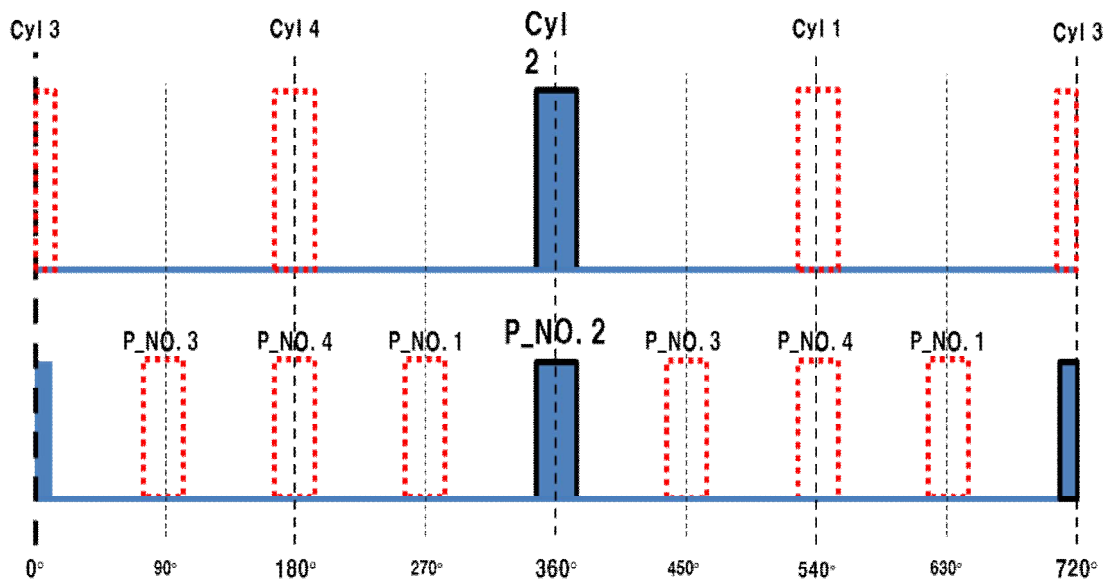


Fig. 2-14 Fuel injection pump plunger rise timing and fuel injection timing

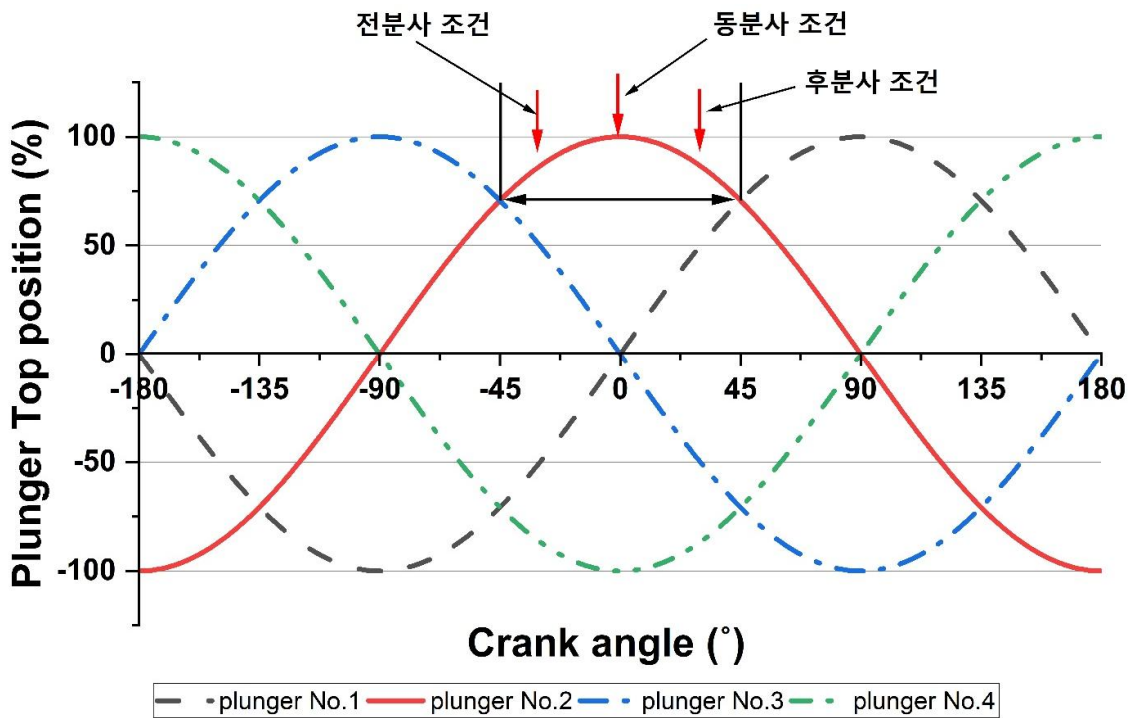


Fig. 2-15 Method for setting experimental conditions for high-pressure fuel injection pump

Table 8 Injection pressure and injection rate test conditions

	Case
RPM	420rpm, 600rpm, 780rpm
Injection pressure [bar]	200, 250
Injection duty [ms]	2, 4, 6, 8, 10
Injection condition	전분사, 동분사, 후분사

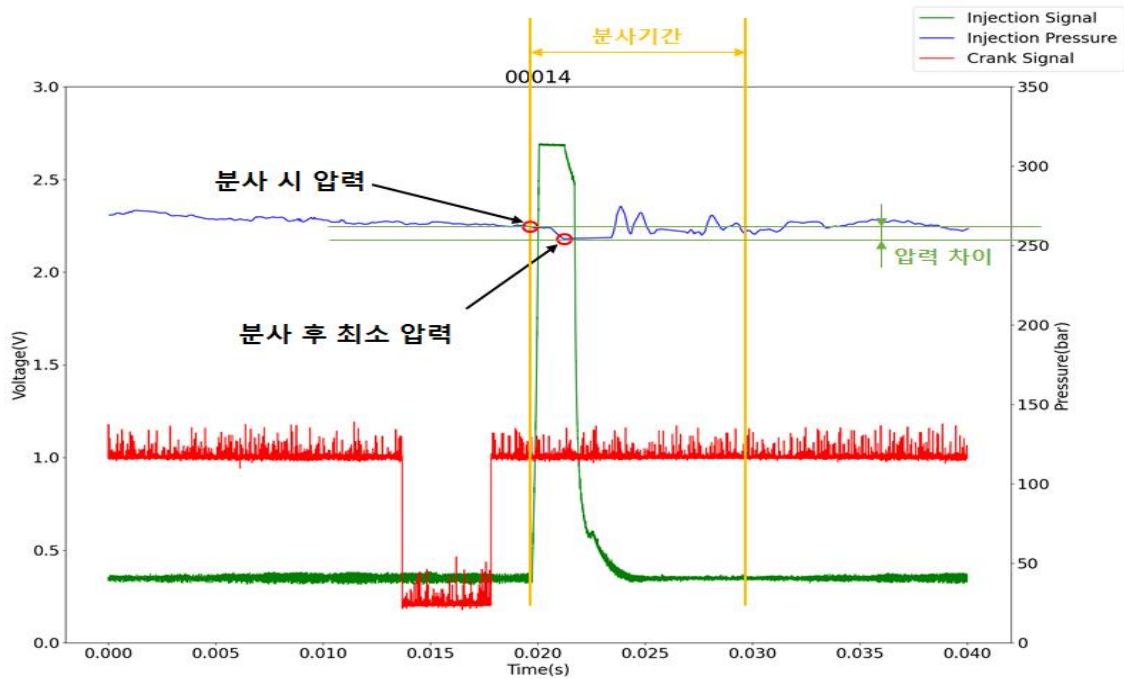


Fig. 2-16 Establishing criteria for analysis of injector injection rates

2.2.2 고압연료펌프의 플런저 압축 시기와 연료 분사시기에 따른 엔진 성능 및 배출가스 특성 비교 실험

엔진은 크랭크축이 2바퀴를 회전하는 동안 4행정 (흡기, 압축, 폭발, 배기)을 수행한다. 그 말은 즉 2 바퀴 당 실린더에는 연료 분사를 1번 한다는 뜻이다. 고압연료펌프는 크랭크축의 기어와 고압연료펌프의 기어비가 일치하여 엔진 1바퀴를 회전할 때 펌프 또한 1바퀴를 회전한다. 펌프의 축이 1바퀴를 회전하는 동안 고압연료펌프의 4개의 플런저가 차례대로 TDC에 도달하여 1바퀴에 4번의 연료를 토출하게 된다. 이러한 관계를 고려할 때 사용한 고압연료펌프의 플런저 수는 4개이며 엔진도 마찬가지로 4기통 엔진이다. 고로 펌프와 엔진 모두 같은 회전수로 회전하기에 엔진의 연료 분사시기와 고압연료펌프의 상사점 도달시기가 틀어지지 않고 계속 일정한 크랭크 각을 유지할 수 있었습니다.

앞서 언급한 메커니즘을 고려하여 3가지의 경우를 설정하였다. 먼저 엔진의 2번 실린더의 TDC 시기를 기준을 잡았으며, 펌프의 치차를 회전하여 각 조건을 설정하였다.

첫 번째 조건은 ‘동분사 조건’으로 고압연료펌프의 플런저가 상사점일 때, 엔진에서도 연료가 분사되는 조건이다. Fig. 2-17는 첫 번째 조건을 도식화하여 나타냈다. 일반적으로 연료분사는 엔진 실린더 TDC보다 $25^{\circ} \sim 30^{\circ}$ 전에 연료가 이루어진다는 것을 고려하여 엔진의 2번 실린더를 TDC로 설정한 후, 고압연료펌프의 2번 플런저를 상사점으로 맞춘 후 고압연료펌프의 치차를 5개(28.75°) 회전하여 진각 시켰다. 이로 인해 엔진에서 2번 실린더에서 연료가 분사될 때 고압연료펌프에서 플런저가 TDC에 도달하여 압력을 토출하는 상태가 된다.

두 번째 설정 조건은 ‘전분사 조건’으로 고압연료펌프의 플런저가 상사점에 도달 하기 전 엔진 실린더 내에서 연료가 분사되는 조건이다. Fig. 2-18은 두 번째 조건을 도식화하여 나타냈다. 그림에서 알 수 있듯 엔진에서 먼저 연료가 분사된 후 고압연료펌프의 플런저가 상사점에 도달하는 관계이다. 설정방법은 엔진의 2번 실린더를 TDC 상태로 설정 후, 고압연료펌프의 2번 플런저가 상사점에 도달한 상태로 엔진에 결합하여 실험을 하였다.

세 번째 설정 조건은 ‘후분사 조건’ 으로 고압연료펌프의 플런저가 먼저 상사점을 지난 후에 엔진에서 연료가 분사되는 조건이다. Fig. 2-19는 두 번째 조건을 도식화하여 나타냈다. 그림에서 알 수 있듯 고압연료펌프의 2번 플런저가 상사점에 먼저 도달한 후 엔진에서 연료가 분사되는 관계이다.

실험 방법은 앞서 말한 설정 조건을 확인 후 고압연료펌프의 기어를 조건에 맞게 변경 후 엔진실험을 진행했다. 엔진의 회전속도는 저속구간(1400 rpm), 고속구간(2000 rpm)으로 하고, 부하는 디젤 사용 시 출력되는 출력을 기준으로 40%, 100%으로 맞추어 필요한 엔진 성능 및 배출가스를 측정했다.

<동분사 조건>

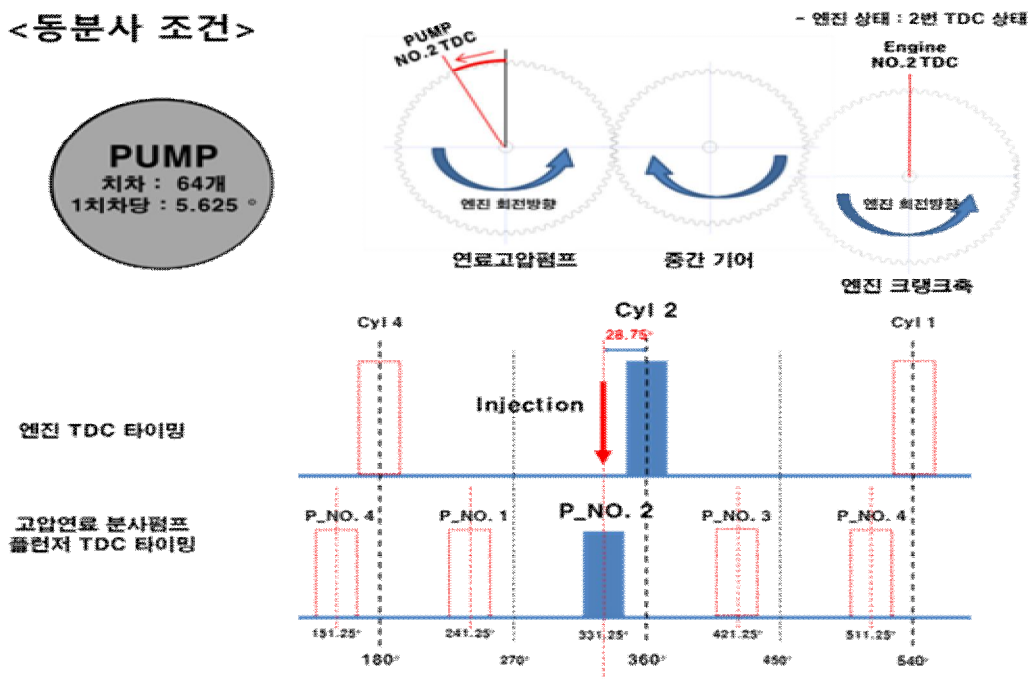


Fig. 2-17 A condition in which the TDC arrival timing of the No. 2 plunger of the high-pressure fuel injection pump and the TDC arrival timing of the No. 2 cylinder of the engine are matched.

<전분사 조건>

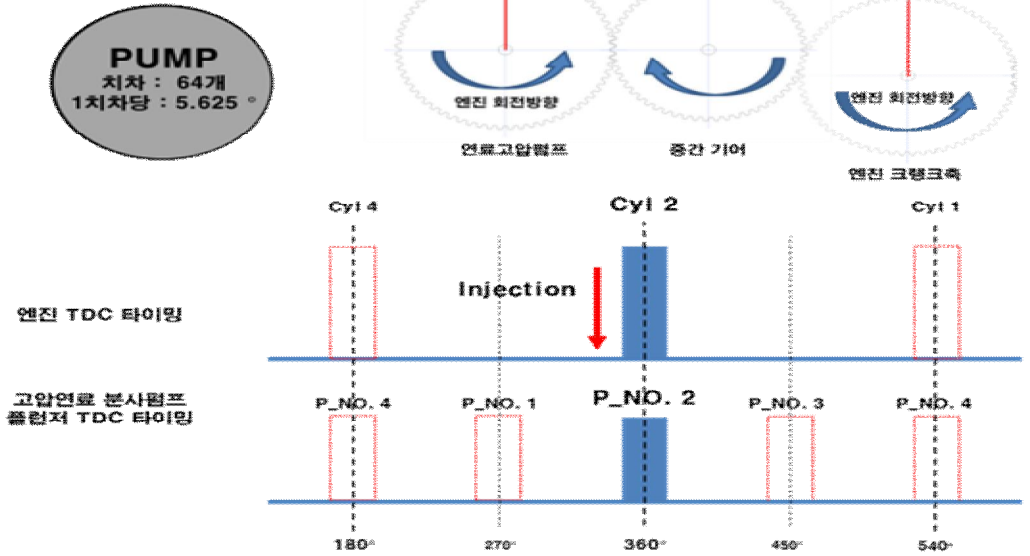


Fig. 2-18 A condition in which the TDC arrival time of the No. 2 plunger of the high-pressure fuel injection pump is later than the TDC arrival time of the engine's No. 2 cylinder.

<후분사 조건>

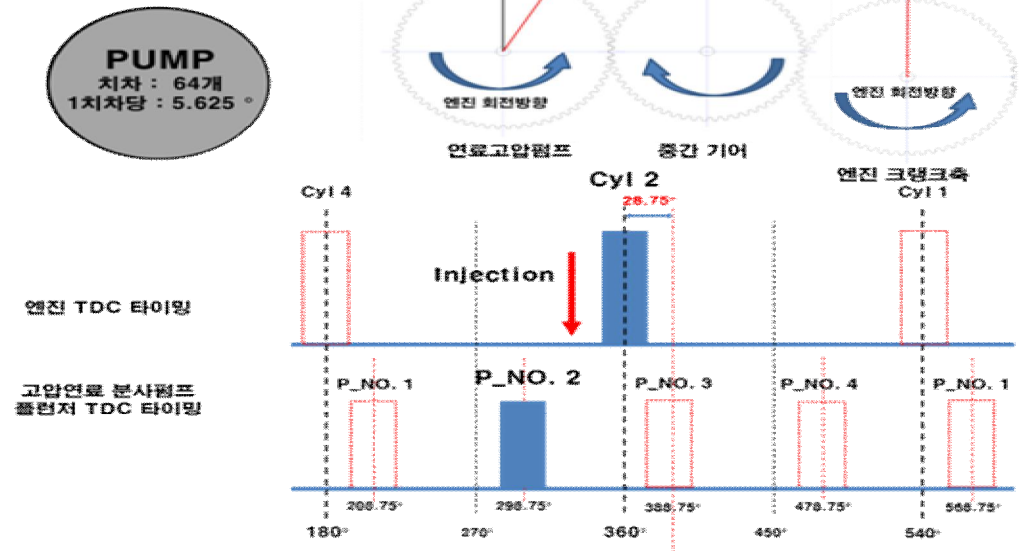


Fig. 2-19 A condition in which the TDC arrival time of the No. 2 plunger of the high-pressure fuel injection pump is later than the TDC arrival time of the engine's No. 2 cylinder.

2.2.3 고압연료펌프의 종류에 따른 엔진 성능 비교 실험

실험에 사용된 인라인 타입 고압연료펌프 종류는 (주)두원정공 사의 Standard Delivery Valve를 사용한 STD-PUMP, CPV Delivery Valve를 사용한 CPV-PUMP가 있다. Standard Delivery Valve를 사용한 고압연료펌프가 먼저 개발되었으며, CPV-PUMP는 CPV Delivery Valve를 장착하여 저속 조건일 때의 유량을 증가시켰으며, 간혹 댐핑으로 인해 2차 분사가 일어나는 현상을 예방하기 위해 사용하게 되었다. 본 실험에서는 두 가지 고압연료펌프를 사용하여 엔진 성능 및 배출가스 특성을 분석하였다.

Fig. 2-20은 실험에 사용된 고압연료펌프 사진이며, 두 펌프의 외관은 비슷하나 딜리버리 밸브의 타입이 다르게 제작됐다. Fig. 2-21는 STD-PUMP와 CPV-PUMP의 차이인 각 밸브의 구조를 나타내고 있다. Fig. 2-22은 100 rpm부터 1500 rpm까지 각 엔진 회전속도에 따른 STD-PUMP와 CPV-PUMP의 유량을 그래프로 나타냈다.

실험방법은 엔진 회전속도 1400 rpm, 1600 rpm, 1800 rpm, 2000 rpm의 전부하 조건에서 MBT 시기를 찾아 최대 출력을 비교하고, 디젤 출력의 90%, 40% 조건에서 동일한 출력을 낼 때 엔진성능 및 배출가스 특성을 비교했다.



Fig. 2-20 High pressure fuel pump for DME

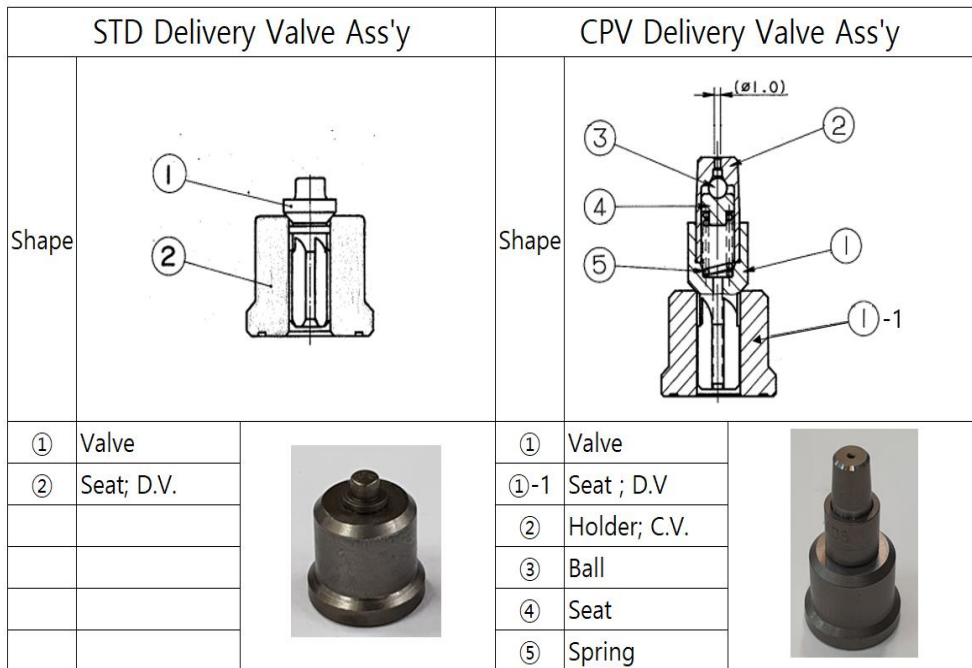


Fig. 2-21 Structure of STD and CPV valves

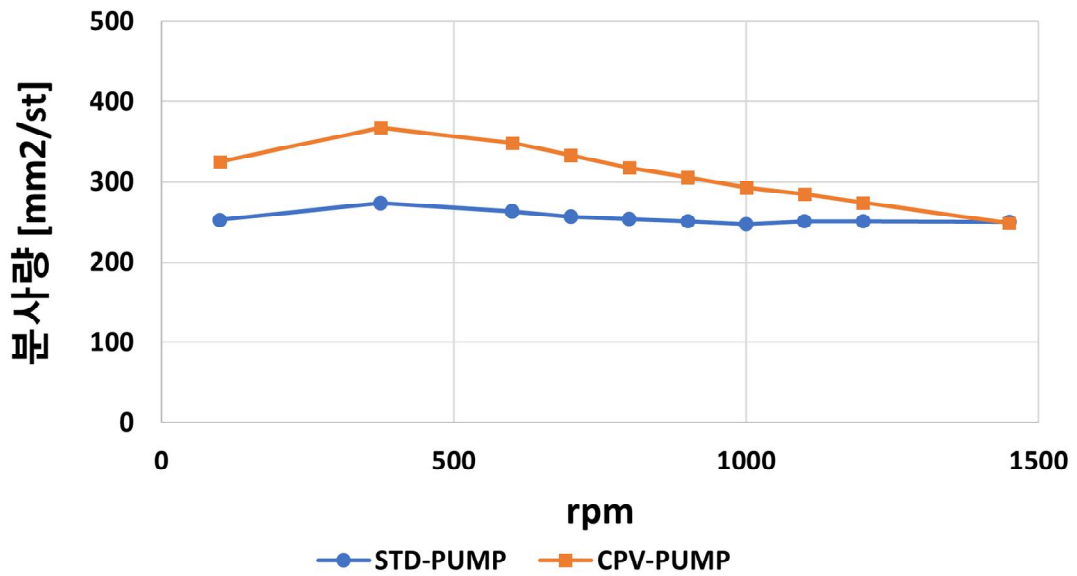


Fig. 2-22 Flow rate according to rpm of STD-PUMP and CPV-PUMP

2.2.4 인젝터의 설계 변수에 따른 엔진 성능 실험

본 실험은 커먼레일식 DME 엔진의 최적화를 위하여 각 인젝터 설계 변수에 따른 엔진 성능을 비교하고자 한다. Table 9은 실험에 사용한 인젝터들의 제원을 나타내고 있다. 실험에서는 홀 개수와 홀 직경에 따른 엔진 성능 특성, 송유홀 직경에 따른 엔진 성능 특성을 분석하고자 한다.

실험에 사용된 인젝터는 (주)두원정공의 지원으로 기존 디젤 엔진에서 사용되던 인젝터를 DME의 특성에 맞게 개조하여 사용했다. Table 8은 실험에서 사용된 인젝터들의 제원을 나타내고 있다. Fig. 2-23은 실험에 사용한 인젝터의 구조를 나타내고 있으며, Fig. 2-24는 설계 변수 중 노즐 홀과 송유 홀을 나타내고 있다.

실험방법은 엔진 회전속도 1400 rpm, 1600 rpm, 1800 rpm, 2000 rpm의 전부하 조건에서 MBT시기를 찾아 최대 출력을 비교하고, 디젤 출력의 90%, 40% 출력 조건에서 동일한 출력을 낼 때 엔진성능 및 PN 특성을 비교했다.

Table 9 Injector design specifications

Type	INJ 1	INJ 2	INJ 3	INJ 2-1
NO, of holes	5	6	4	6
Nozzle hole diameter(mm)	0.28	0.25	0.4	0.25
Niddle Lift(mm)	0.35	0.35	0.35	0.35
Oil hole diameter(mm)	1.9	1.9	1.9	2.5

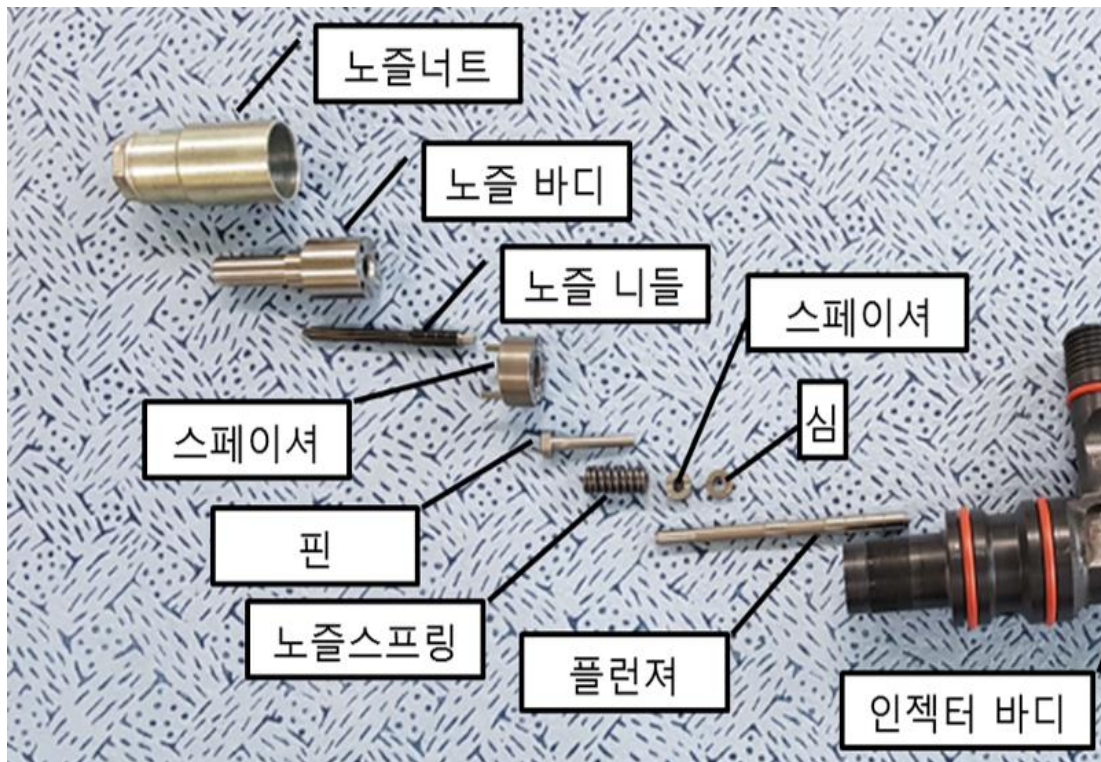


Fig. 2-23 Injector structure for DME

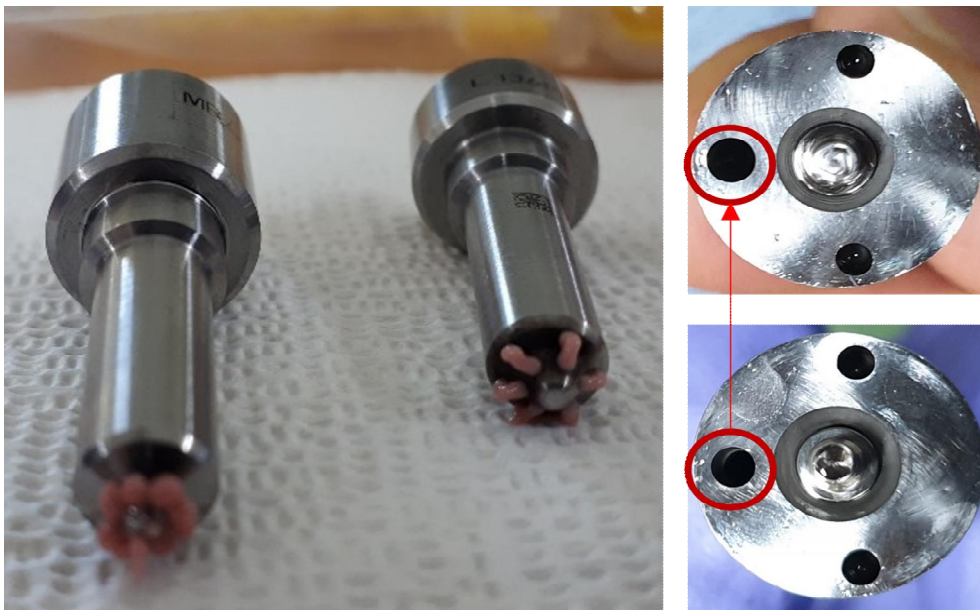


Fig. 2-24 Nozzle hole of injector and oil feed hole of nozzle

제 3장 실험 결과

3.1 고압연료펌프 분사압력 및 분사율 측정실험 결과

3.1.1 커먼레일 압력 경향 및 분사압력

고압연료펌프의 플런저 압축 시기와 연료 분사 시기의 차이에 따라 엔진 성능 및 배출 가스에 영향이 있는지를 확인하기 위해서, 고압연료펌프 벤치 테스트 장치를 통해 기초실험을 수행하였다. 이를 통해 고압연료펌프의 플런저 압축 시기와 연료 분사 시기의 차이에 따른 커먼레일 압력 및 분사율 특성을 확인하였다.

Fig. 3-1은 모터 회전수 600rpm, 레일압력 250 bar, 분사 기간 10 ms 초기 조건으로 설정한 후, 연료를 분사했을 때, 분사 시그널을 기준으로 전분사, 동분사, 후분사 조건에서의 커먼레일 내 압력을 나타낸 그래프이다. (a)는 x 축 시간을 0~0.04 s의 구간을 설정한 그래프이며, (b)는 조건별 커먼레일 내 압력의 변화를 명확하게 보기 위해 (a)에서 인젝터 분사가 시작되는 시점부터 확대하여 나타낸 그래프이다.

Fig. 3-1을 통하여 전분사, 동분사, 후분사 조건 별 커먼레일 내 압력 변화 특성을 살펴보면, 세 조건 모두에서 인젝터 분사 시그널이 입력됨과 동시에 커먼레일의 압력이 감소하고 일정 시간이 지나고 피크가 생기는 경향이 공통적으로 나타나는 것을 확인했다. 이러한 경향이 나타나는 이유는 인젝터 분사 시그널을 받은 인젝터에서 니들이 열리며 연료가 분사될 때 커먼레일 내 압력이 감소하게 되며, 커먼레일의 압력을 제어하는 PCV 밸브가 낮아진 커먼레일 내 압력을 다시 회복하기 위해 밸브를 조정하여 생기는 현상으로 판단된다. 전분사, 동분사, 후분사 세 가지 조건 모두 압력강하 후 회복하며 피크가 생긴 이후 안정을 찾아가는 경향을 공통적으로 나타냈다.

또한 동분사 조건일 때 커먼레일 내 압력의 위상이 전분사와 후분사 조건의 커먼레일의 압력 그래프의 위상과는 다른 경향을 확인했다. 전분사와 후분사 조건은 커먼레일 내 압력강하 후 피크가 발생 후 압력이 감소하는 경향을 보였으나, 동분사 조건일 때 커먼레일 내 압력에 피크가 발생 후 압력이 상승하는 경향을 확인했다.

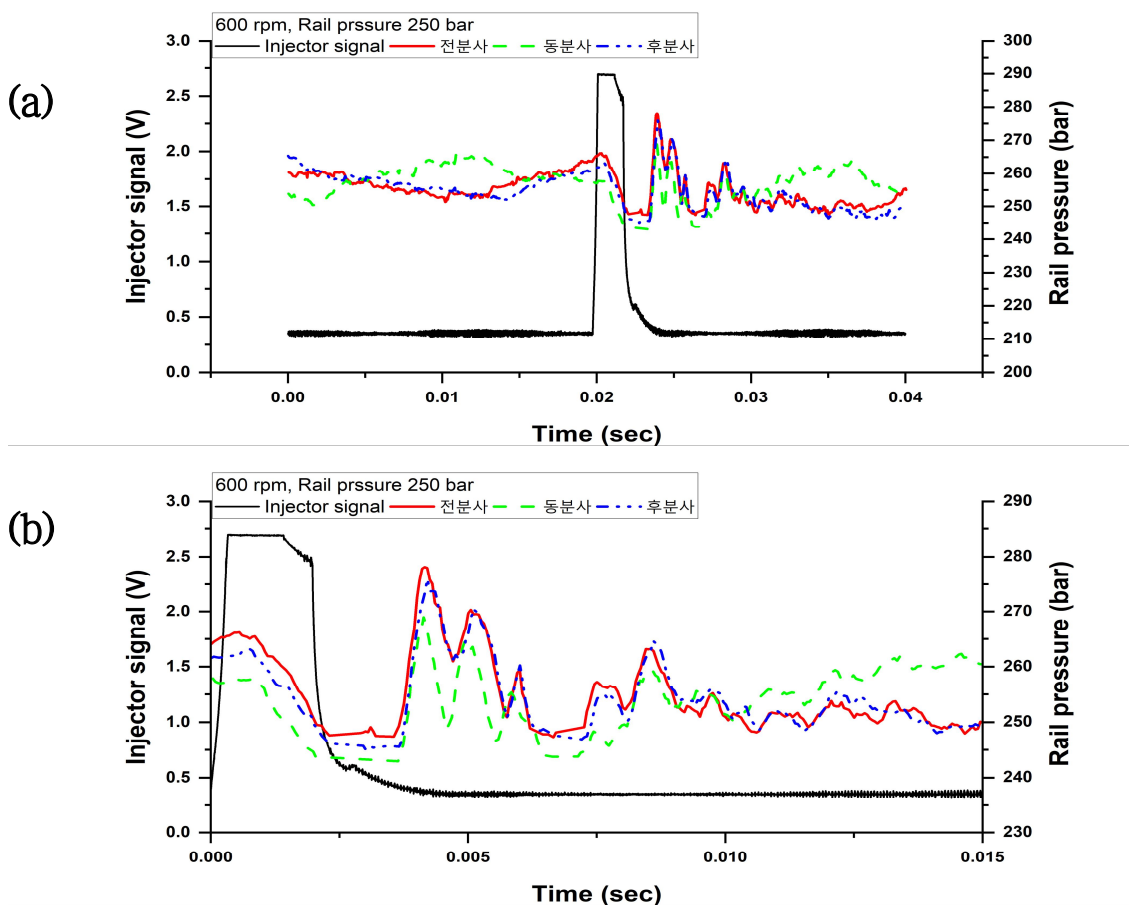


Fig. 3-1 Rail pressure for each injection condition when fuel injection timing is matched, (a) is the original data, (b) is the enlarged data of (a)

전분사, 동분사, 후분사 조건에 따라 커먼레일의 압력 차이가 발생하는 것을 확인했다. Fig. 3-2, Fig. 3-3, Fig. 3-4은 모터 회전수 420 rpm, 600 rpm, 780 rpm에서 레일압력 250 bar로 대기 중으로 10 ms 동안 각 플런저 타이밍 조건에서 분사했을 때, 분사 시 압력, 최소 압력, 분사 시 압력과 최소 압력의 차이를 수치로 나타냈다.

Fig. 3-2와 Fig. 3-3을 통하여 rpm에 따른 조건별 분사 시 압력과 분사 후 최소 압력을 살펴보면, rpm이 증가 할수록 세 조건 모두 분사압력이 저하되는 것을 확인하였다. 이는 분사기간은 rpm이 달라져도 일정하게 10 ms로 고정되어 있으며 rpm이 높을수록 더 많은 연료가 분사되어 나타났을 것으로 판단된다. 또한 동분사 조건이 확연히 전분사와 후분사 두 조건에 비해 낮은 분사 시 압력을 보이며, 후분사 조건과 전분사 조건을 비교 시, 두 조건의

압력은 비슷하거나 전분사 조건이 더 높은 분사 시 압력을 보였다.

또한 Fig. 3-4를 통해 분사 시 압력과 최소압력의 압력 차이를 살펴보면, 동분사와 후분사 조건이 거의 비슷하였고, 전분사 조건의 경우 조금 더 큰 압력강하가 나타났으나, 분사 시점의 압력 차이 때문에 분사 기간 중에도 그 압력 차이가 유지되어 분사 기간 중 동분사 조건의 압력이 가장 낮은 모습을 확인할 수 있었다.

Fig. 3-5는 고압연료펌프의 크랭크축이 420 rpm으로 회전하며 커먼레일 압력이 250 bar로 제어될 때, 인젝터를 분사하지 않는 상태에서의 커먼레일 내 압력을 나타낸 것이다. 그림을 통해 알 수 있듯 고압연료펌프는 엔진의 크랭크축이 1회전 할 때, 고압연료펌프의 4개의 플런저가 각각 1회씩 상승하게 된다. 커먼레일 압력은 고압연료펌프의 4개의 플런저가 상승하여 커먼레일로 연료를 토출함에 따라 일정한 요동을 보이는데 일정 간격으로 4개의 피크가 동일한 패턴으로 나타남을 확인할 수 있다. 이러한 요동이 인젝터의 연료 분사 시점과 연관되어 연료 분사 시 압력을 결정하게 되는 것으로 판단된다. 따라서 플런저 타이밍이 분사 시 압력강하에 영향을 끼치는 것으로 확인했다.

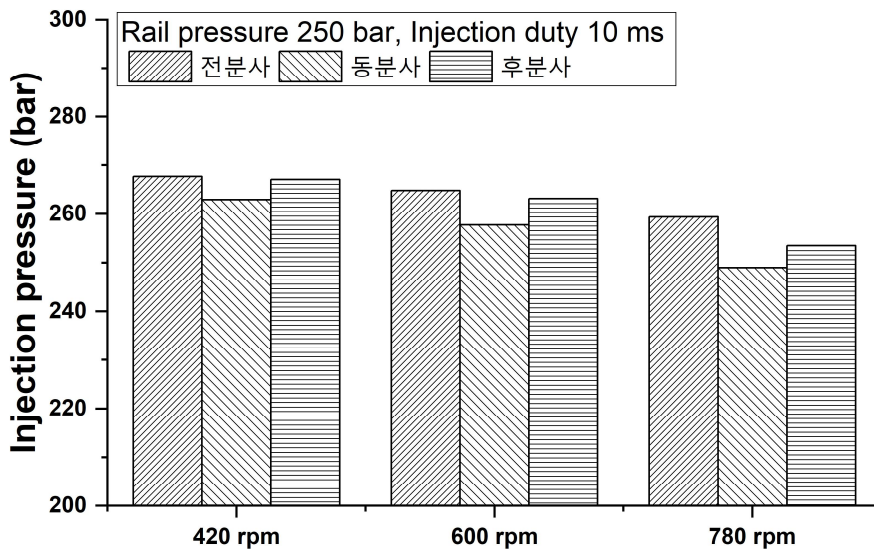


Fig. 3-2 Under the conditions of rail pressure 250 bar and injection period 10 ms, the injection pressure for each condition according to each rpm

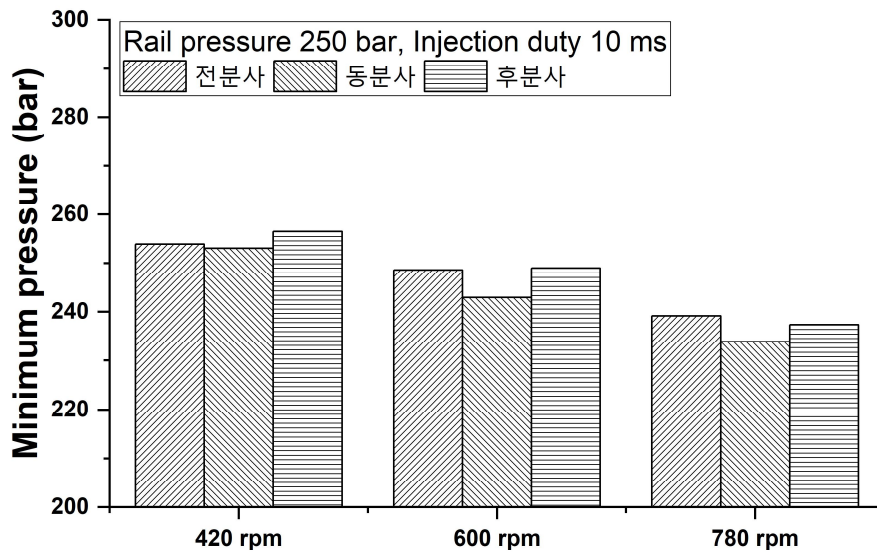


Fig. 3-3 Minimum pressure for each rpm at rail pressure 250 bar and injection period 10 ms

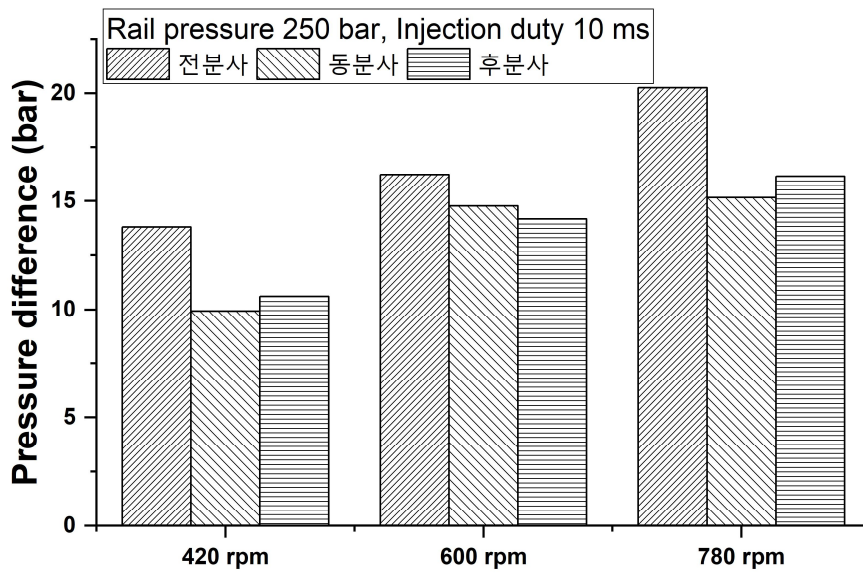


Fig. 3-4 The difference between the injection pressure and the minimum pressure for each rpm under the conditions of rail pressure 250 bar and injection period 10 ms

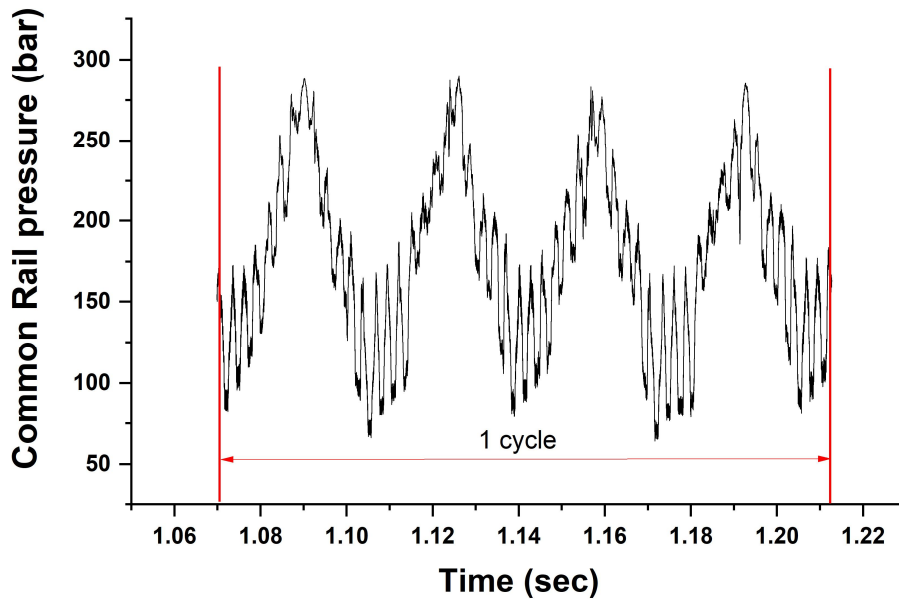


Fig. 3-5 Common rail pressure without fuel injection

3.1.2 인젝터 분사율

Fig. 3-6과 Fig. 3-7은 분사 기간에 따른 각 조건 별 분사량을 30 bar의 내압을 가진 Bosch tube 분사율 계 내부로 분사하였을 때 전분사, 동분사, 후분사 조건의 분사량을 나타낸다. 운전 조건은 600 rpm과 커먼레일 압력 200 bar, 250 bar에서 수행했다. Fig. 3-8은 분사 기간을 10 ms로 설정하고 rpm과 커먼레일 압력에 따른 각 조건 별 분사량을 나타낸다.

Fig. 3-6을 살펴보면 600 rpm, 200 bar, 2 ms 조건을 제외하고는 rpm, 분사압력, Injection duty 조건에 무관하게 동분사 조건에서의 연료 분사량이 가장 적게 나타났으며, 600 rpm, 200 bar, 2 ms 조건에서는 분사량이 약 4 mg으로 분사량이 가장 작게 나타났다. 연료 분사 기간이 10 ms일때 조건 별 차이가 가장 크게 나타났으며 10 ms 이하 조건에서는 조건별 영향이 작은

것으로 확인된다.

Fig. 3-7을 살펴보면 커먼레일 압력이 200 bar일 때와 유사한 경향으로 분사 기간이 10 ms일 때 플런저 압축 시기 영향이 가장 크게 나타나는 것을 확인되며, 10 ms 이하 조건일 때는 조건별 영향이 크지 않음을 확인했다.

Fig. 3-8을 살펴보면 분사량의 경우 rpm이나 플런저 타이밍도 영향을 미치지만 가장 큰 영향을 발휘하는 것은 커먼레일의 분사 압력으로 나타났다. 전 시험조건에서 분사압력 250 bar일 때가 200 bar일 때보다 약 2배 정도 높은 분사량을 나타내는 것을 확인할 수 있다. 분사압력에 따라 분사량의 차이가 상당하기 때문에 플런저 타이밍 등 다양한 변수를 통제하여 원하는 분사압력을 유지할 수 있도록 하는 것이 중요할 것으로 판단된다.

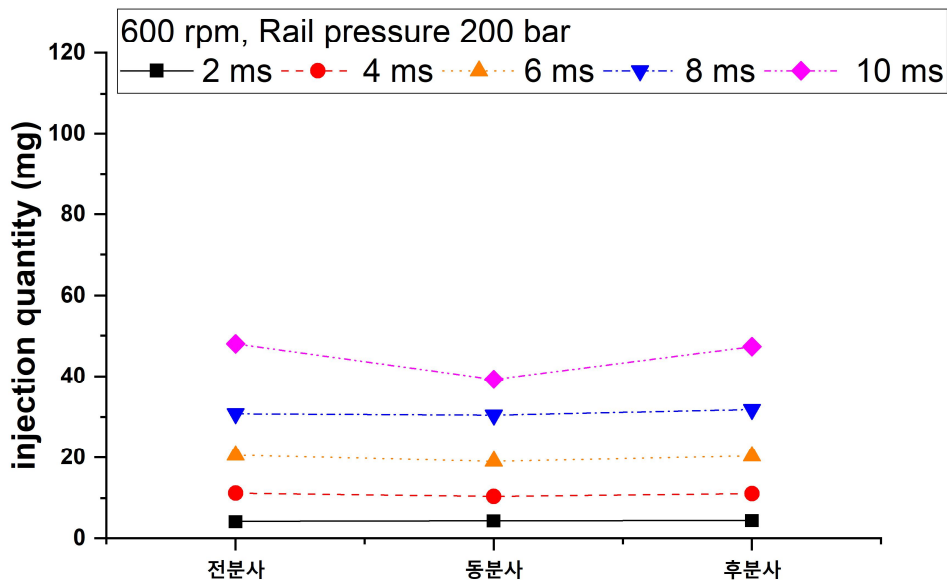


Fig. 3-6 Injection quantity according to injection duty for each condition at 600 rpm and rail pressure 200 bar

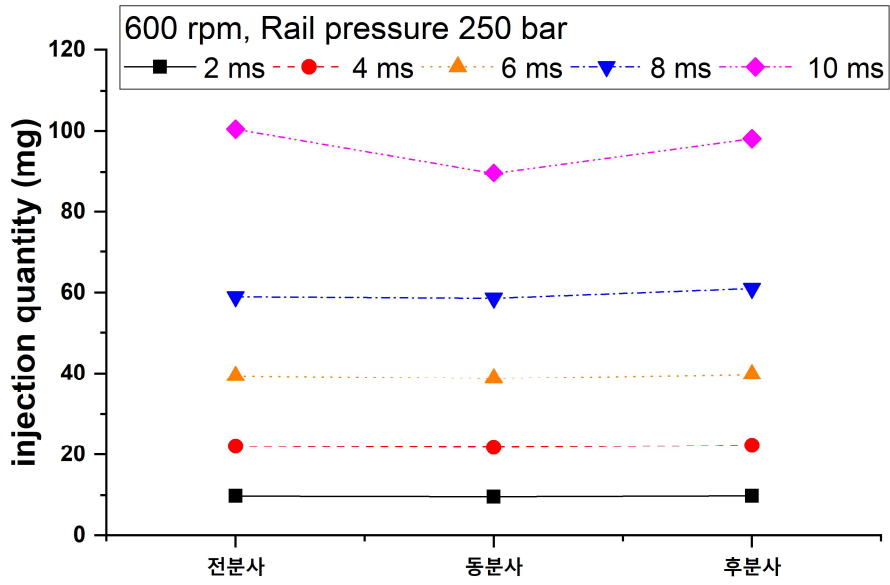


Fig. 3-7 Injection quantity according to injection duty for each condition at 600 rpm and rail pressure 250 bar

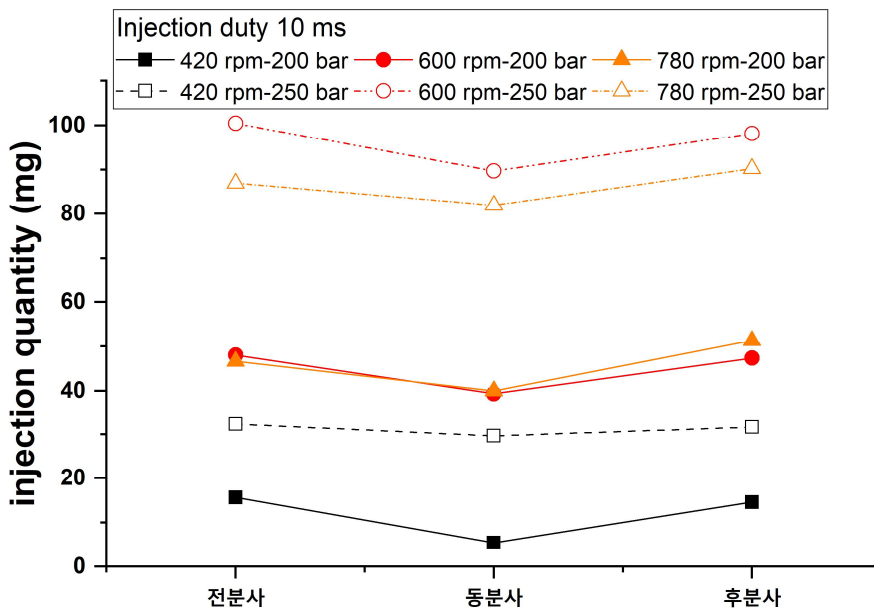


Fig. 3-8 The injection quantity according to the injection duty for each condition in the injection period of 10 ms

Fig. 3-9는 후분사 조건을 기준으로 동분사 조건에서 얼마큼 분사량이 감소하는가를 나타낸 그래프이다. 절대적인 분사량이 적은 2 ms 조건을 제외하면 분사압력이 높을 때가 더 낮은 감소율을 보여 플런저 타이밍의 영향을 적게 받았다. 분사 압력이 높아짐에 따라 플런저 타이밍에 대한 영향이 감소하지만 여전히 분사량에 영향을 주는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 3-10에서 Fig. 3-12까지는 420 rpm, 600 rpm, 780 rpm에서의 전분사, 동분사, 후분사 조건에서의 분사율을 나타내고 있다. 그림을 보면 분사 시작 후 약 0.2 ms 동안은 전분사, 동분사, 후분사 조건 모두 유사한 경향을 보이거나 분사가 진행됨에 따라 분사율 차이가 벌어지기 시작했다. 0.2 ms 이후 분사율 양상이 달라지는 것은 분사가 시작되고 약 0.2 ms 이후 인젝터 니들이 완전히 열리게 되며, 그 때 고압연료 분사 펌프의 플런저 타이밍에 따라 영향을 받은 분사압력에 의해 분사량이 달라지게 된 것으로 판단 된다. 인젝터 홀이 완전히 열리고 난 이후에는 분사 중 압력이 낮은 동분사 조건의 분사율이 낮아졌고 전분사와 후분사 조건은 거의 동일한 형태를 보였다.

결과적으로 세 조건 중 전분사 조건과 후분사 조건 중 어떤 조건이 더 좋은 조건인지 판단하기에는 두 값의 결과가 거의 비슷하지만, 동분사 조건은 전분사, 후분사 조건에 비하여 분사압도 낮으며, 분사량이 낮은 것을 확인하였으므로, 고압연료펌프를 엔진에 결합 시 플런저가 상사점에 도달하였을 때 연료가 분사되는 동분사 조건이 아닌 플런저가 상사점에 도달하기 전, 도달 후 연료가 분사되는 전분사 조건 또는 후분사 조건으로 설정하는 것이 커먼 레일식 DME 엔진에 적합한 조건으로 판단되며, 측정된 분사율 그래프를 적분하여 면적을 계산하면 분사량이 계산이 된다. 계산된 분사량으로 비교하였을 시 420 rpm일 때는 전분사 조건의 분사량(9.058 mg)이 후분사 조건의 분사량(7.8746 mg)보다 15%정도 많이 분사되었으며, 600 rpm일 때 전분사 조건의 분사량(13.167 mg)과 후분사 조건의 분사량(12.989 mg)이 거의 동일 하였으며, 780 rpm일 때 후분사 조건의 분사량(13.996 mg)이 전분사 조건의 분사량(13.195 mg)보다 6% 많이 측정되었다. 현재 계산된 분사량으로 보았을 때, 전분사와 후분사의 차이는 미소하나 RPM이 증가할수록 후분사의 조건일 때 더 많은 분사량이 측정됨으로 후분사 조건이 더 적합한 조건으로 판단된다.

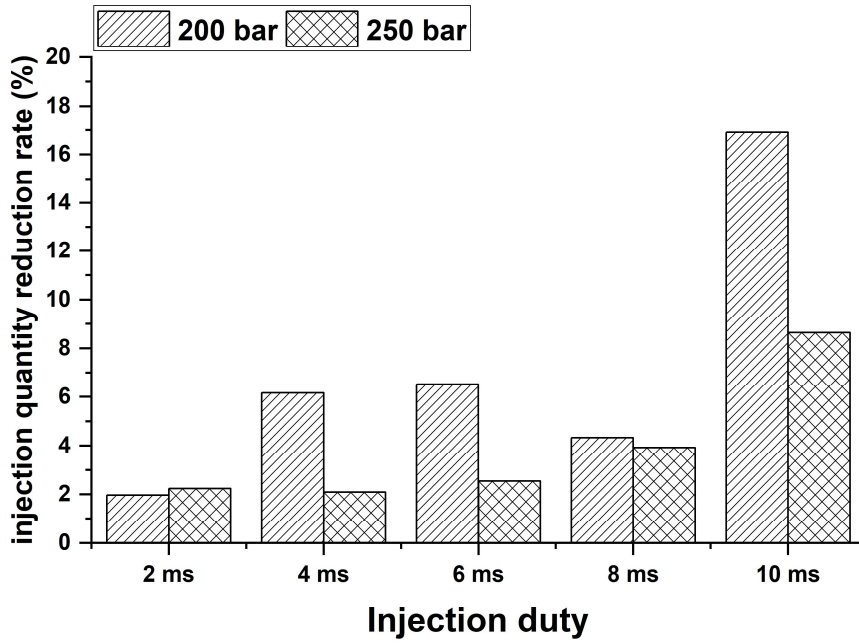


Fig. 3-9 The rate of decrease in the injection quantity under the same injection condition compared to the injection amount under the post-injection condition according to the rail pressure in each injection duty

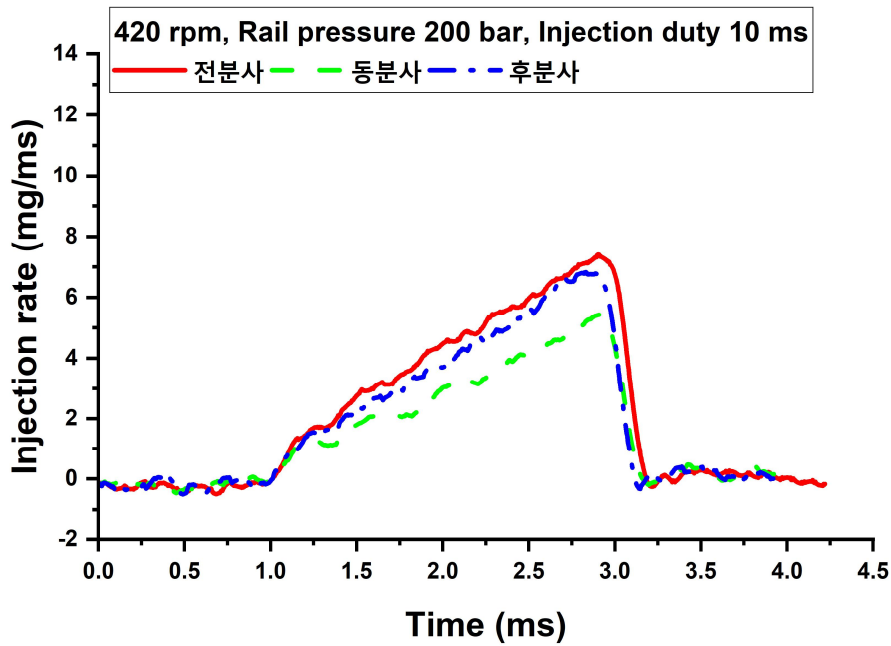


Fig. 3-10 Injection rate for each condition at 420 rpm, rail pressure 200 bar, injection duty 10 ms

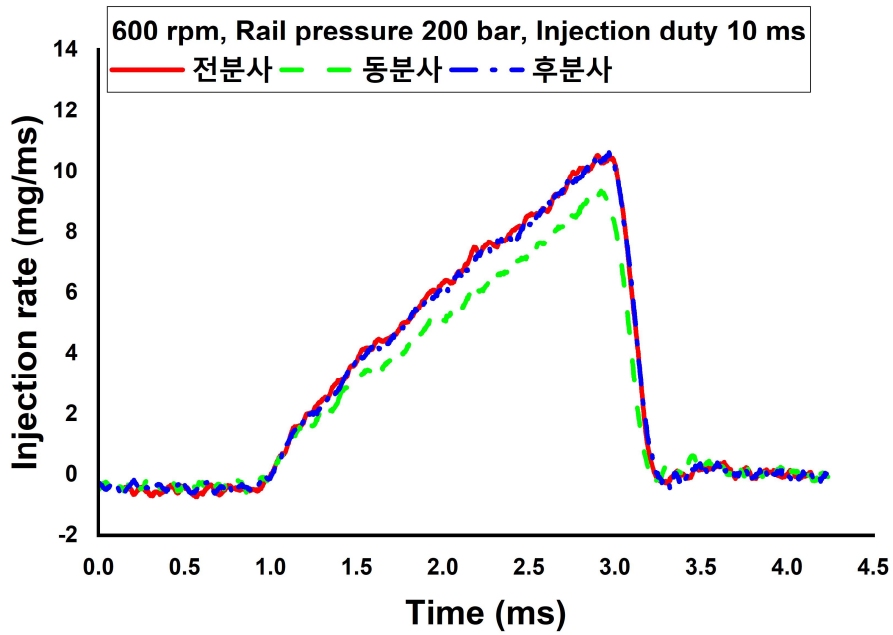


Fig. 3-11 Injection rate for each condition at 600 rpm, rail pressure 200 bar, injection duty 10 ms

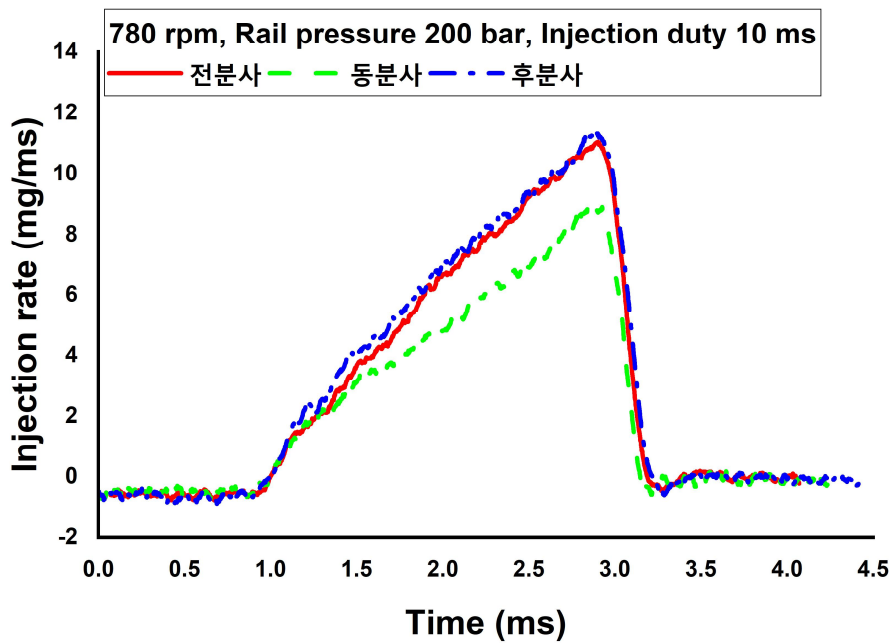


Fig. 3-12 Injection rate for each condition at 780 rpm, rail pressure 200 bar, injection duty 10 ms

3.2 고압연료펌프의 플런저 압축시기와 인젝터 연료 분사시기에 따른 엔진 성능 및 배출가스 특성 비교 실험 결과

3.2.1 엔진 출력

Fig. 3-13은 디젤 엔진 대비 각 조건별 최대 출력 나타내고 있다. 세 조건은 동일하게 엔진 회전수가 증가할수록 출력 또한 증가하는 경향을 나타냈다. 전 분사 조건에서 2000 rpm을 제외한 rpm 조건에서는 디젤 출력에 미치지 못하였다. 하지만 세 조건 중 디젤의 출력과 가장 근접하게 나타나는 조건은 동분사 조건이었으며, 전분사 조건이 가장 낮은 출력을 나타냈다.

Fig. 3-14와 Fig. 3-15는 디젤 엔진 출력의 90%, 40% 부하 시 커먼레일식 DME 엔진이 전분사, 동분사, 후분사 조건에서 모두 디젤 엔진의 출력과 동등하게 출력되는 것을 나타낸다. 이는 이후 엔진 성능 및 배출가스를 비교할 때 각 조건에서 동일한 출력을 만족하는 조건에서 비교하기 위함이다.

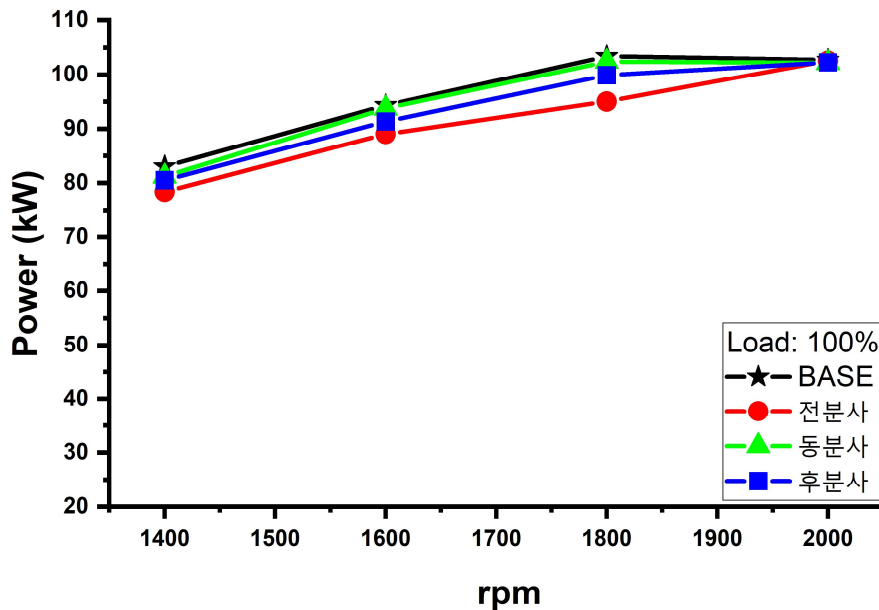


Fig. 3-13 Maximum power according to rpm for each condition

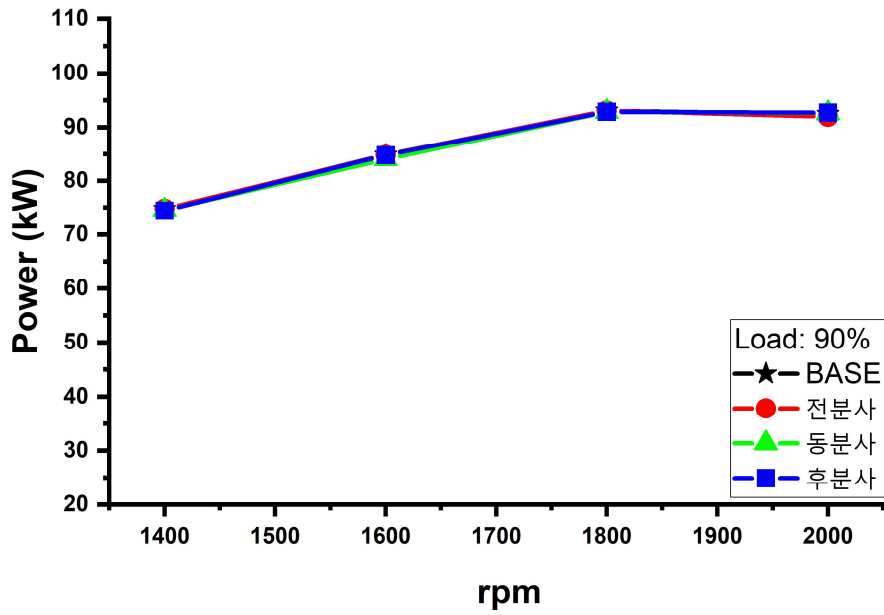


Fig. 3-14 Power according to rpm for each condition at 90% load compared to diesel engine power

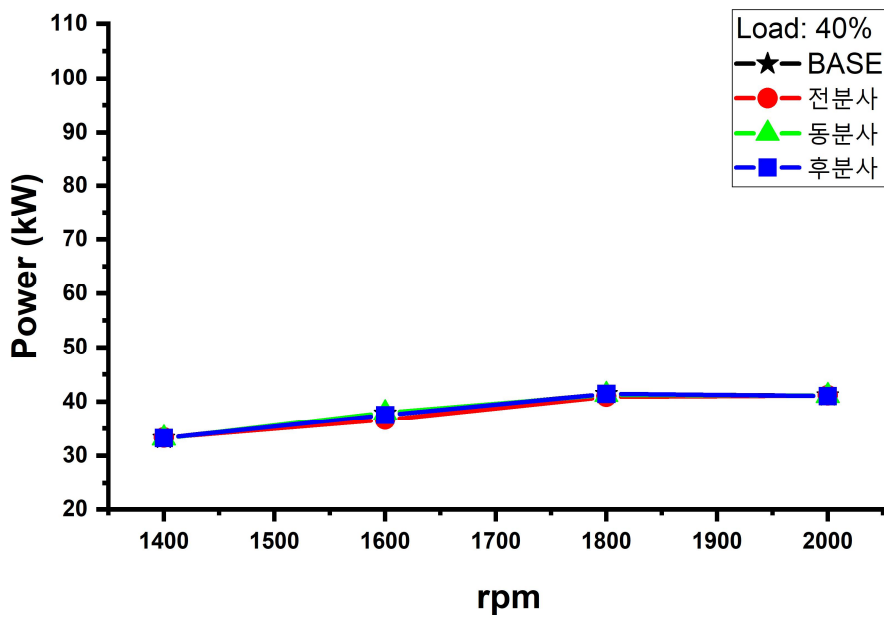


Fig. 3-15 Power according to rpm for each condition at 40% load compared to diesel engine power

3.2.2 커먼레일 압력

Fig. 3-16은 엔진 회전수와 부하율(100%, 90%, 40%)에서 측정된 조건별 커먼레일 압력을 비교하기 위해 각 압력의 평균을 구한 다음 막대그래프로 나타냈다. Fig. 3-17부터 Fig. 3-20까지는 부하율(100%, 90%, 40%)에서 측정된 조건별 커먼레일 압력을 rpm 별로 나타냈다.

각 조건 별 레일압력을 살펴보면 모든 rpm조건에서 동일하게 저부하에서 고부하로 갈수록 분사압력이 감소하는 것을 확인했다. 이는 고부하로 갈수록 더 많은 연료가 분사되기 때문으로 판단된다. 각 조건별 레일압력을 살펴보면 대부분 전분사, 동분사, 후분사 조건 중 후분사 조건이 가장 높은 레일 압력을 나타냈다.

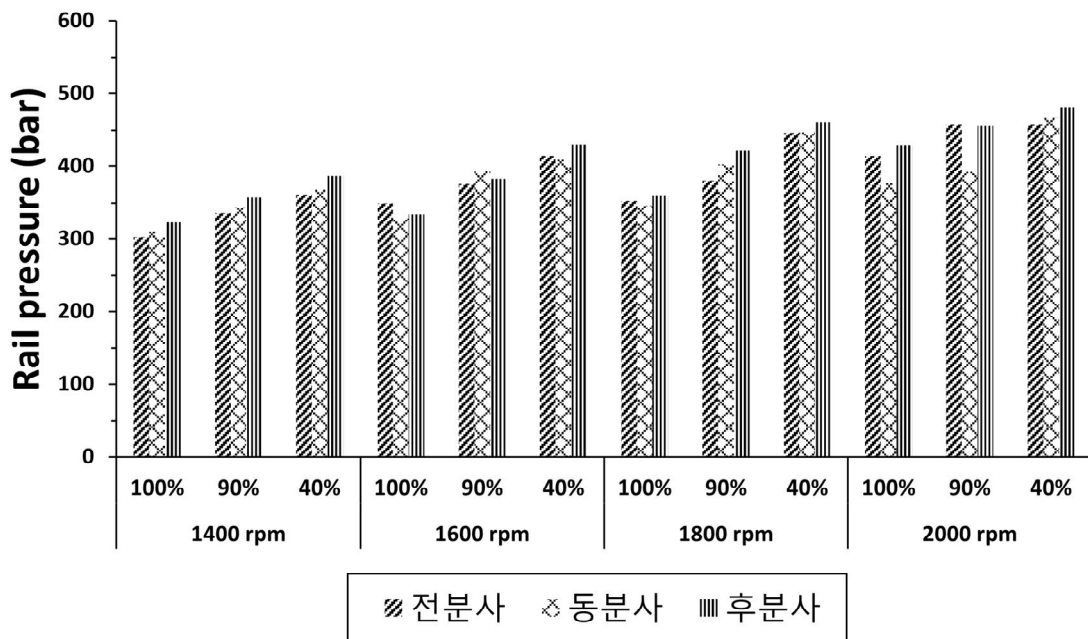


Fig. 3-16 Average of rail pressure for each condition in rpm and load rate

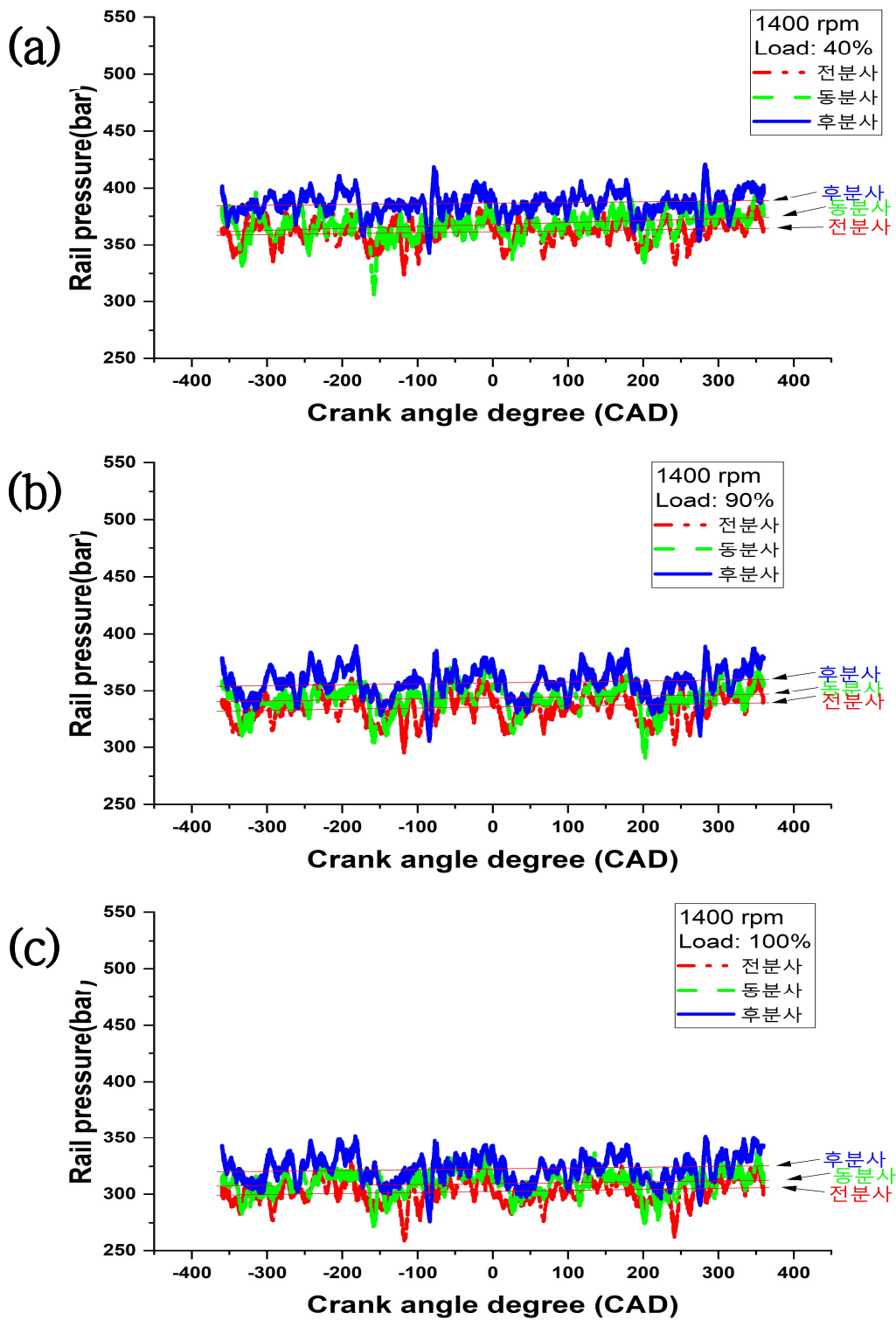


Fig. 3-17 Rail pressure for each condition according to the load factor (1400 rpm)
 (a) load 40%, b) load 90%, (c) load 100%

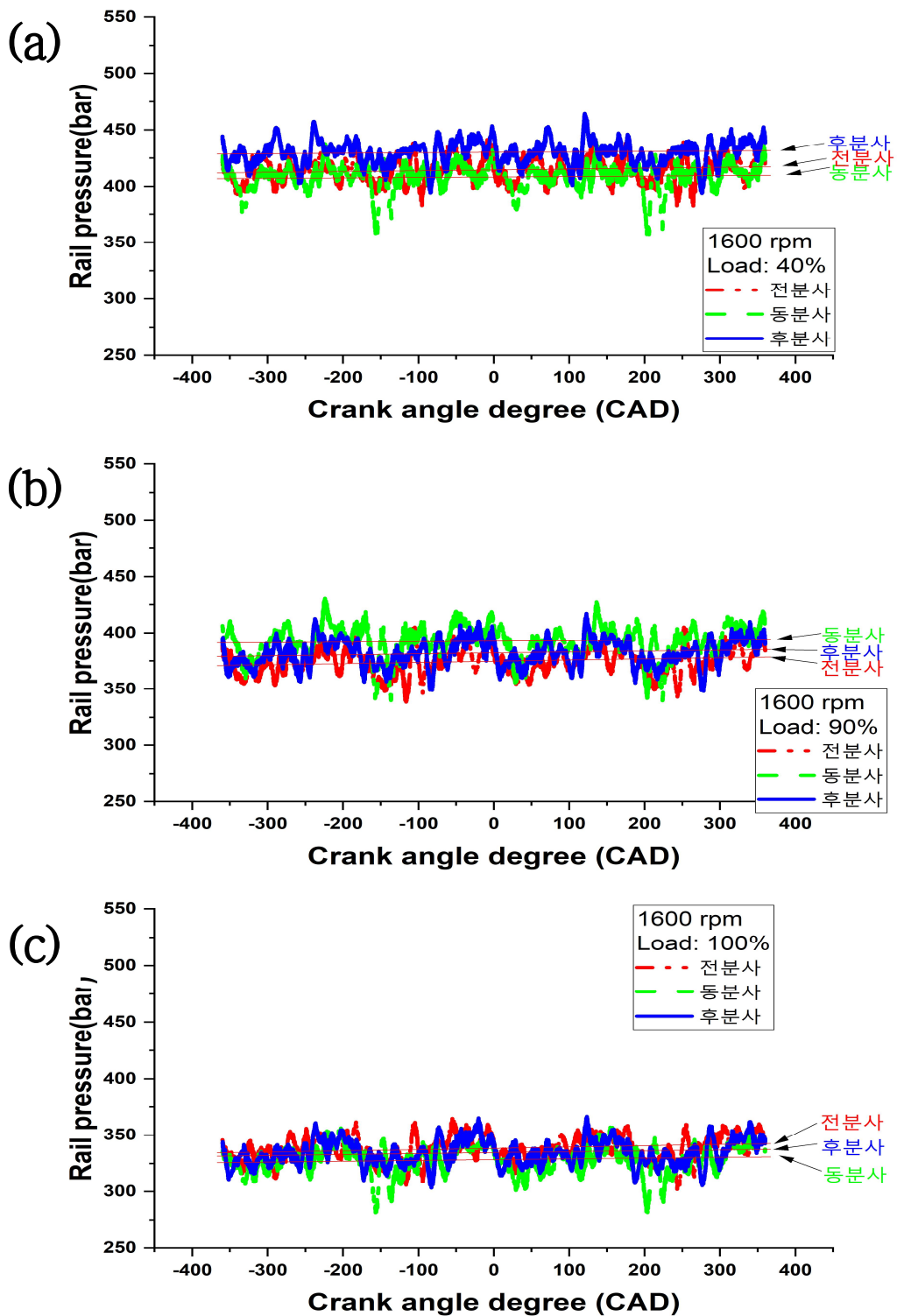


Fig. 3-18 Rail pressure for each condition according to the load factor (1600 rpm)
 (a) load 40%, b) load 90%, (c) load 100%

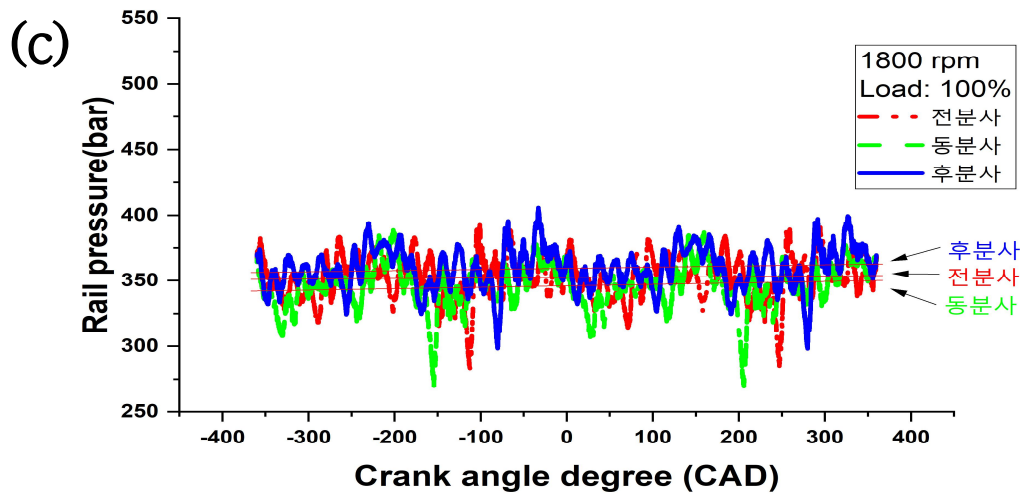
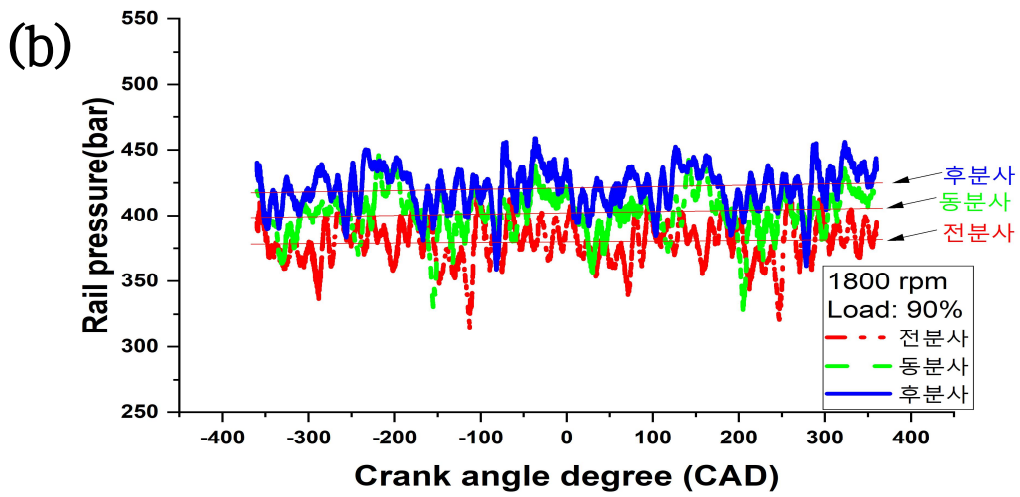
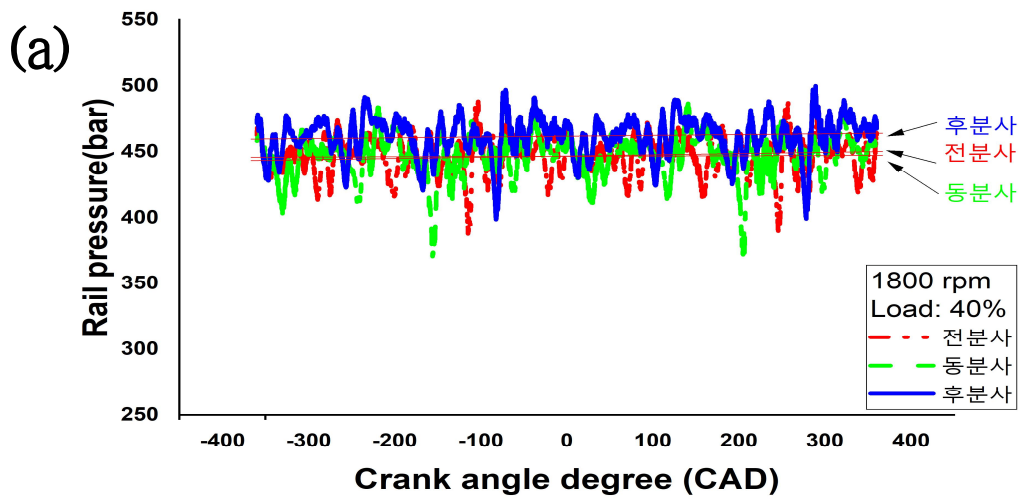


Fig. 3-19 Rail pressure for each condition according to the load factor (1800 rpm)
(a) load 40% , b) load 90%, (c) load 100%

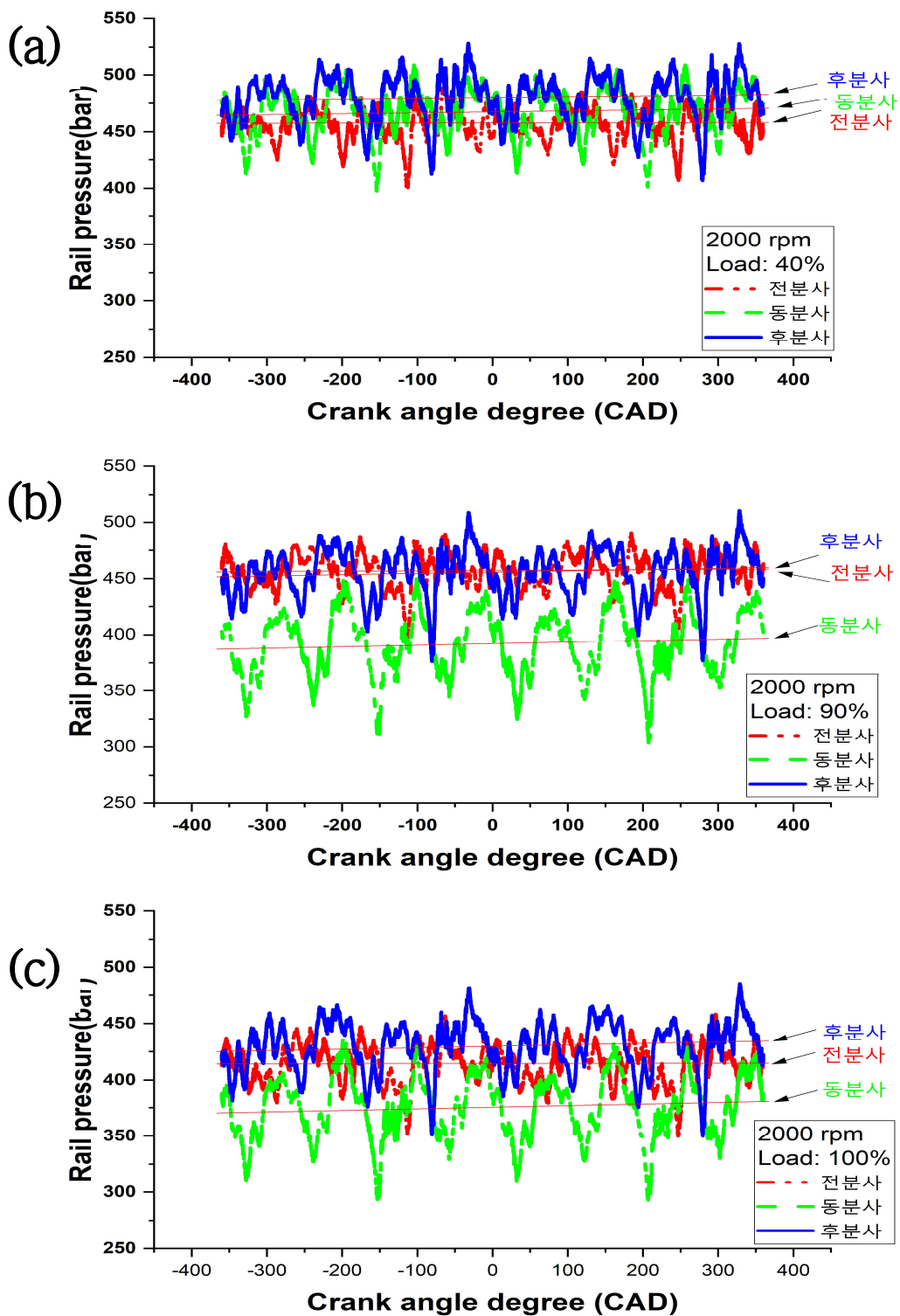


Fig. 3-20 Rail pressure for each condition according to the load factor (2000 rpm)
 (a) load 40% , b) load 90%, (c) load 100%

3.2.3 BSFC

Fig. 3-21과 Fig. 3-22는 디젤의 출력의 90%, 40%의 부하 조건에서 1 kWh를 얻는데 필요한 연료의 양을 나타내는 제동연료소비율(BSFC, Brake specific fuel consumption)을 나타낸다. 제동연료소비율은 식 (4)로 계산할 수 있다. m 은 연료소모량을 의미하며, P 는 엔진 출력을 의미한다.

$$\frac{m(g/s)*3600}{P(kW)} = BSFC(g/kWh) \quad (4)$$

디젤엔진 출력의 90% 부하 조건에서 BSFC 특성을 살펴보면, 저속 구간(1400 ~ 1600 rpm)에서는 세 조건의 BSFC가 거의 동일한 값을 나타내지만 rpm이 증가할수록 동분사의 BSFC는 증가하게 되며 1 kWh에 소모되는 연료량이 증가하는 경향을 보이며, 전 분사와 후 분사는 비슷한 경향으로 유지되거나 미세하게 감소하는 경향을 나타냈다. BSFC 측면에서는 후분사 조건일 때 연료 소비량이 가장 적게 들었으며, 동분사의 경우일 때, 연료소비율이 가장 크게 나타났다. 이는 기초 실험에 의한 결과로 동분사 조건 시 분사압과 분사율이 낮기 때문에 더 많은 연료가 소모되었으며 후분사 조건은 분사압과 분사율이 높기 때문에 연소기간이 짧아질 것으로 판단된다.

디젤엔진 출력의 40% 부하 조건에서 특성을 살펴보면, 전분사 조건은 엔진 회전속도가 증가할수록 미세하게 증가하나 변화가 크지는 않았으며 동분사 조건은 저속구간(1400 ~ 1600 rpm)에서 전분사, 후분사 조건과 유사한 경향을 보였으나 1800 rpm 이후 100g/kWh 이상 증가했다. 세 조건 중 후분사 조건일 때 연료 소비량이 가장 작은 값을 나타냈다.

두 부하 조건에서는 특별하게 나타나는 경향은 없었으나, 모든 엔진 회전수에서 조건 중에서 후분사 조건일 때 연료 소비량이 가장 적게 나타났으며 동일한 출력을 낸다는 측면에서 고려 시 후 분사 조건이 BSFC 측면에서는 가장 좋은 조건으로 판단된다.

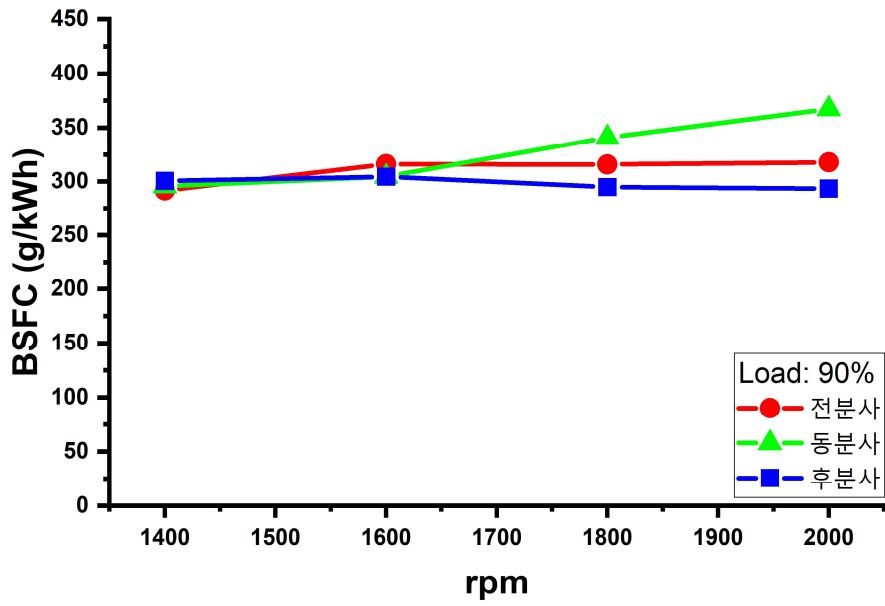


Fig. 3-21 BSFC at each rpm under load condition of 90% of diesel engine power

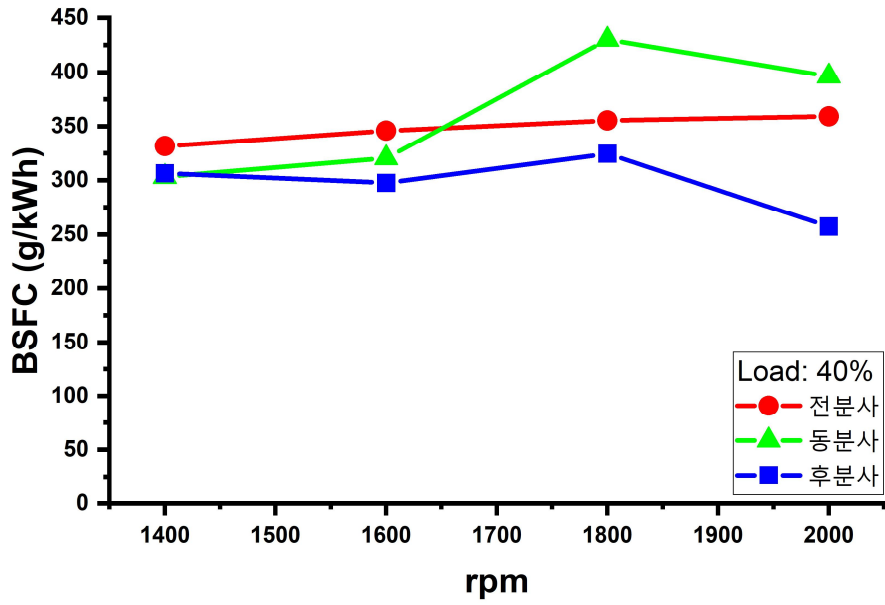


Fig. 3-22 BSFC at each rpm under load condition of 40% of diesel engine power

3.2.4 배출가스

Fig. 3-23에서 Fig 3-28까지 각 기존 디젤 엔진 대비 90%, 40%의 부하 조건에서 각 조건별 DME 엔진에서 배출되는 THC, CO, NOx 배출가스 배출량을 나타내고 있다. 또한 본 실험 엔진에는 EGR을 제외하고 다른 배출가스 후처리 장치가 설치되지 않았다.

먼저 THC의 배출특성을 살펴보면, 전분사, 동분사, 후분사의 세 조건에서 비슷한 값을 나타내며, 고부하 조건과 저부하 조건에서 측정된 값이 거의 비슷하여 부하 조건에 따른 영향은 낮은 것으로 확인된다.

CO의 배출 특성을 살펴보면 세 조건이 유사한 경향을 보인다. 고부하에서는 분사 조건에 따라 CO의 배출량의 차이를 보였고 동분사 조건일 때 가장 낮은 배출량을 나타냈다.

NOx의 배출특성을 살펴보면 고부하 조건에서는 전분사, 동분사, 후분사 조건이 유사한 경향을 보이며 조건별 배출량의 차이는 미미했다. 저부하 조건에서는 전분사 조건이 확연히 높은 배출량을 보인다. 고부하, 저부하 조건에서 모두 가장 낮은 배출량을 보인 조건은 동분사 조건이다.

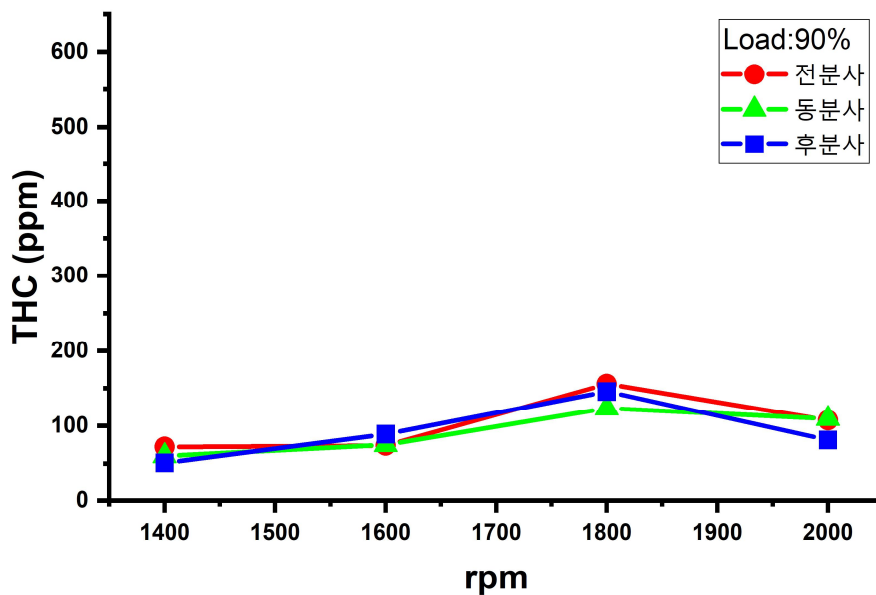


Fig. 3-23 THC at each rpm under load conditions of 90% of diesel engine power

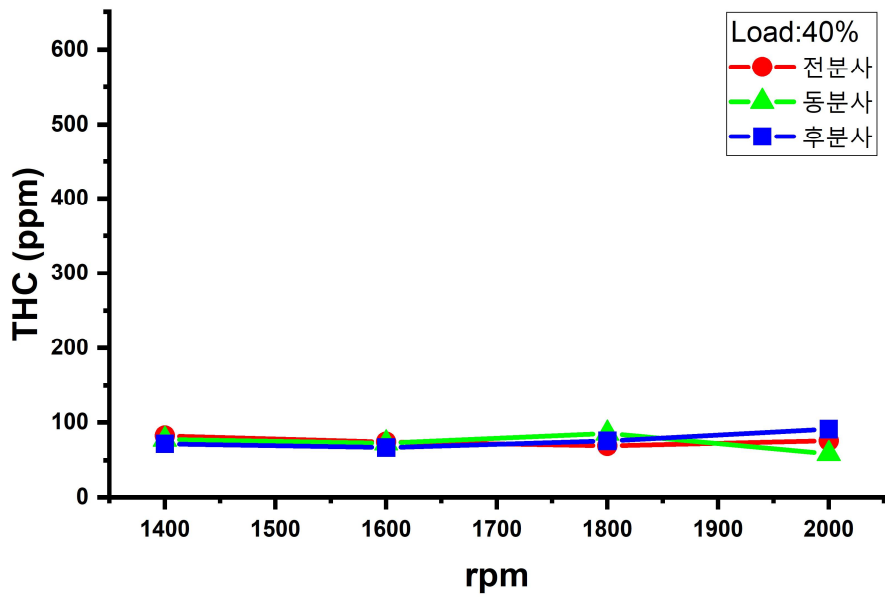


Fig. 3-24 THC at each rpm under load conditions of 40% of diesel engine power

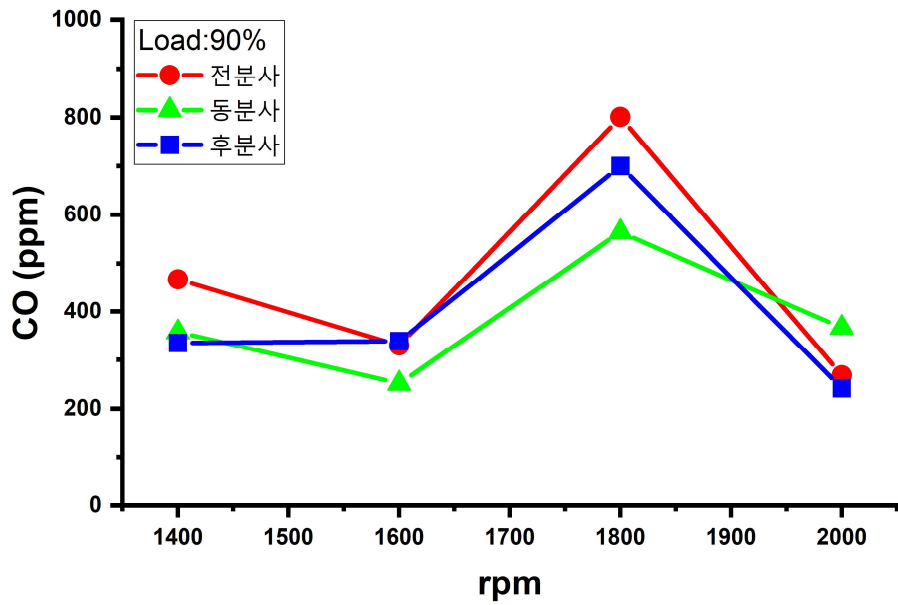


Fig. 3-25 CO at each rpm under load conditions of 90% of diesel engine power

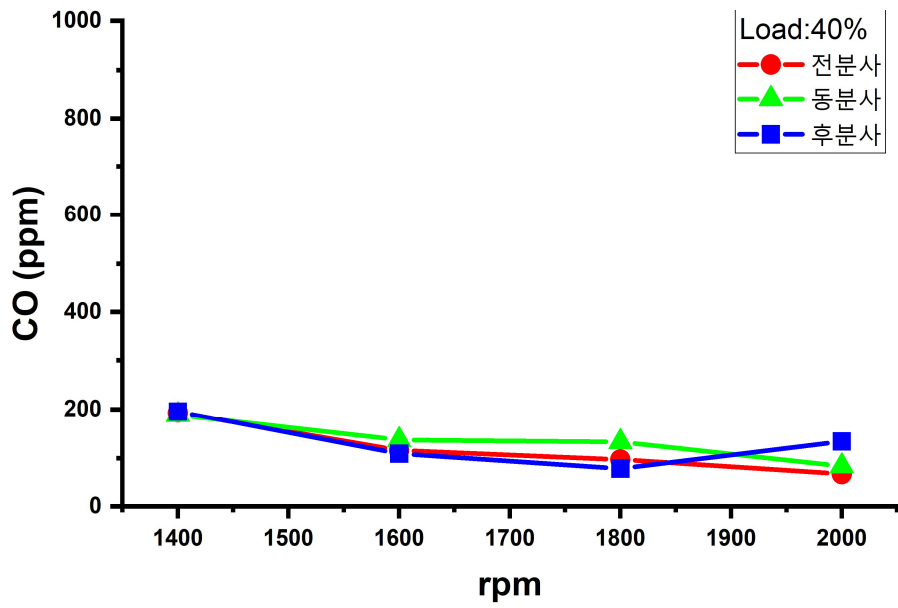


Fig. 3-26 CO at each rpm under load conditions of 40% of diesel engine power

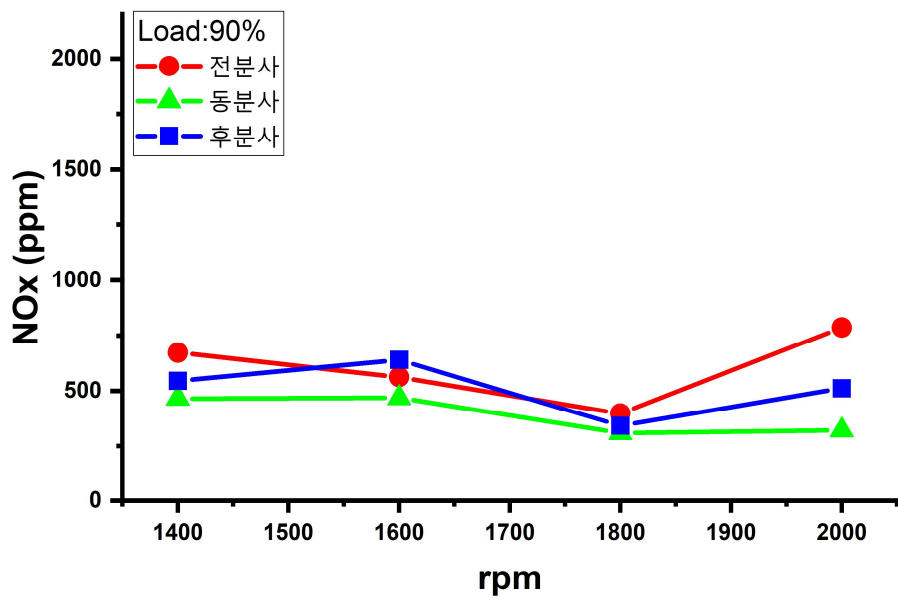


Fig. 3-27 NO_x at each rpm under load conditions of 90% of diesel engine power

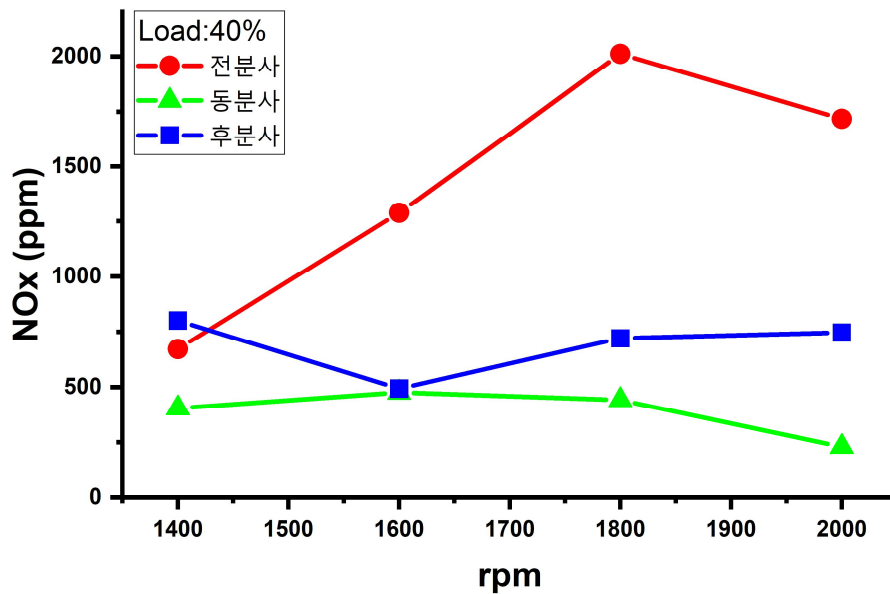


Fig. 3-28 NO_x at each rpm under load conditions of 40% of diesel engine power

3.2.5 PN

Fig. 3-29는 기존 디젤 엔진 출력의 100% 부하조건에서 엔진 회전수에 따른 분사 조건 별 미세입자수를 의미하는 PN을 나타내고 있다.

결과를 살펴보면 기존 디젤 엔진의 PN 값은 1012에서 1013 사이의 값을 가지지만, 각 조건 별 배출된 DME 엔진의 PN의 값은 1010에서 1011 사이로 디젤 엔진 대비 PN 값이 약 90% 이상 절감된 것을 확인할 수 있다. 이는 합산소연료인 DME의 연료 성분에 기인한 것으로 판단이 된다. 또한 본 실험에 사용된 엔진은 배출가스 후처리 장치가 설치되어 있지 않으며 향후 배기가스 후처리 장치를 통해 PN 값을 더욱 저감될 수 있을 것으로 판단된다.

Fig. 3-30과 Fig. 3-31은 디젤 엔진의 출력 대비 90%, 40%의 부하 조건에서 각 조건 별 PN 값을 나타냈다. 고부하 조건에서 PN 값을 살펴보면 저속 구간에서 유사한 PN 값을 가지지만, 고속구간으로 갈수록 PN 값의 차이가 생기며 동분사 조건일 때 PN 값이 가장 낮게 나타났다. 저부하 조건에서 PN 값을 살펴보면 특별한 경향이 보이지 않으며 세 조건의 배출량이 크게 차이 나지 않는 것으로 나타났다.

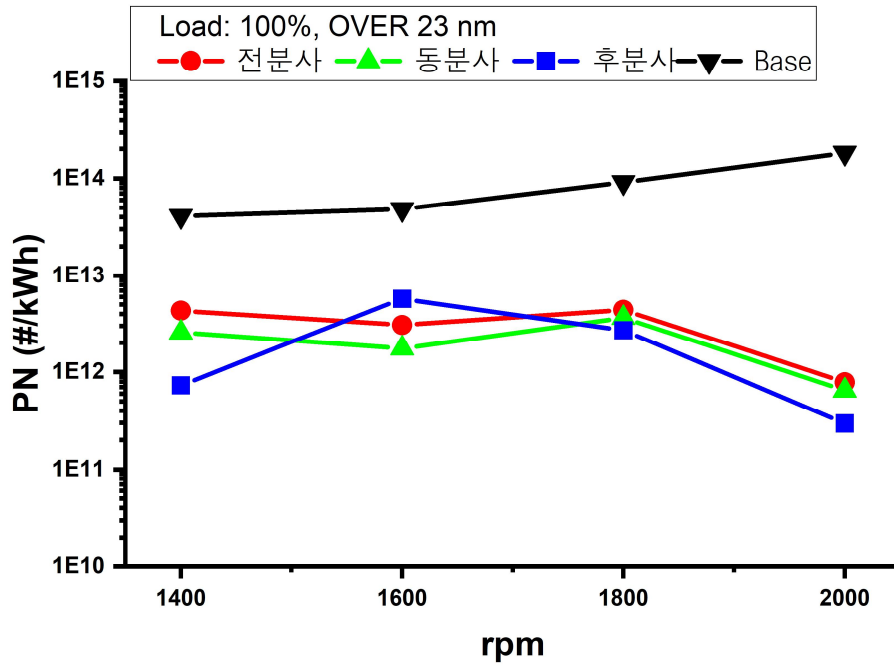


Fig. 3-29 PN(over 23 nm) at each rpm under load conditions of 100% of diesel engine power

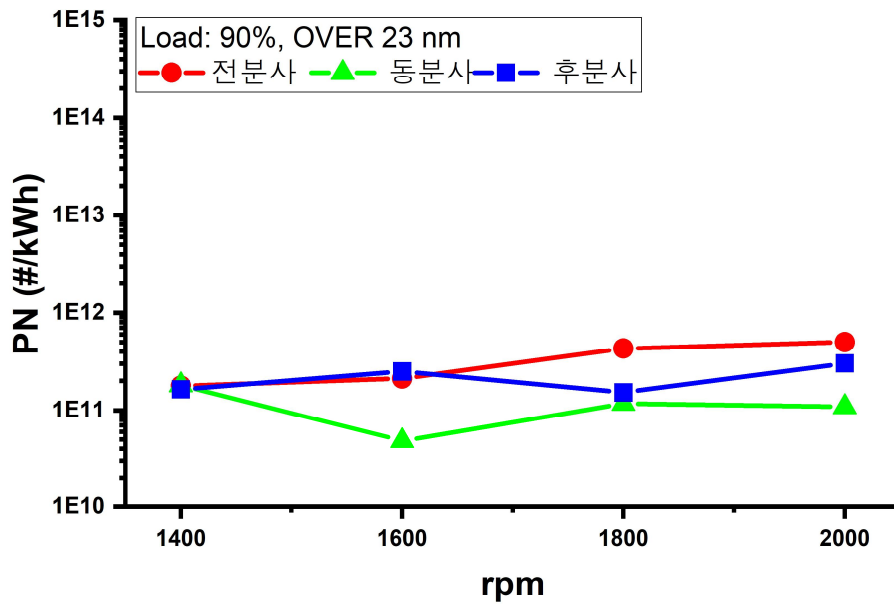


Fig. 3-30 PN(over 23 nm) at each rpm under load conditions of 90% of diesel engine power

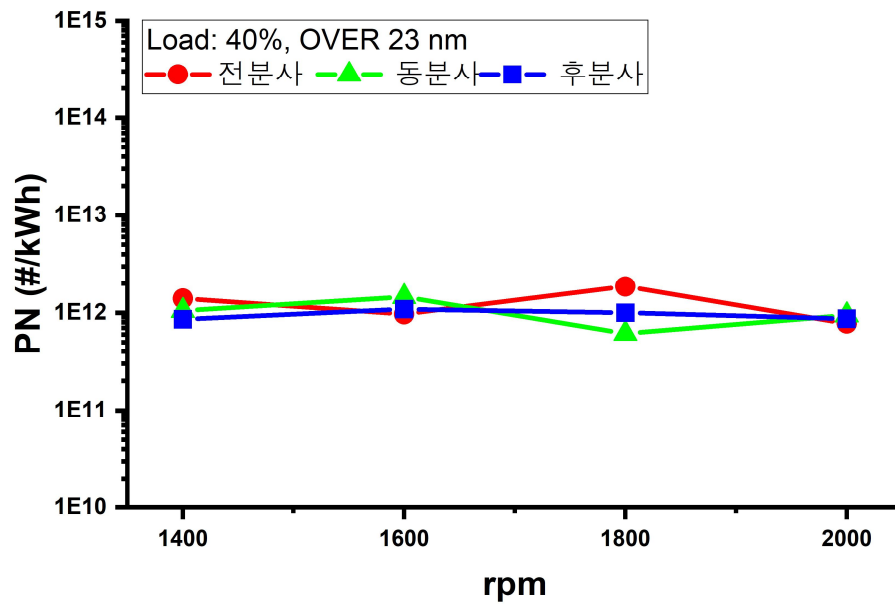


Fig. 3-31 PN(over 23 nm) at each rpm under load conditions of 40% of diesel engine power

3.3 고압연료펌프의 종류에 따른 엔진 성능 비교 실험

3.3.1 엔진 출력

Fig. 3-32는 STD-PUMP와 CPV-PUMP를 커먼레일식 DME 엔진에 적용하여, 엔진 회전수에 따른 각 펌프의 최대 출력을 나타내고 있다. 두 펌프 디젤 엔진의 출력에 미치지 못하였으며, CPV-PUMP의 출력이 STD-PUMP보다 낮게 나타났다.

Fig. 3-33과 Fig.3-34는 디젤 엔진 출력의 90%, 40% 부하 조건에서 커먼레일식 DME 엔진이 두 펌프 조건에서 모두 디젤 엔진의 출력과 동등하게 출력되는 것을 나타낸다. 이는 이후 엔진 성능 및 배출가스를 비교할 때 각 조건에서 동일한 출력을 만족하는 조건에서 비교하기 위함이다.

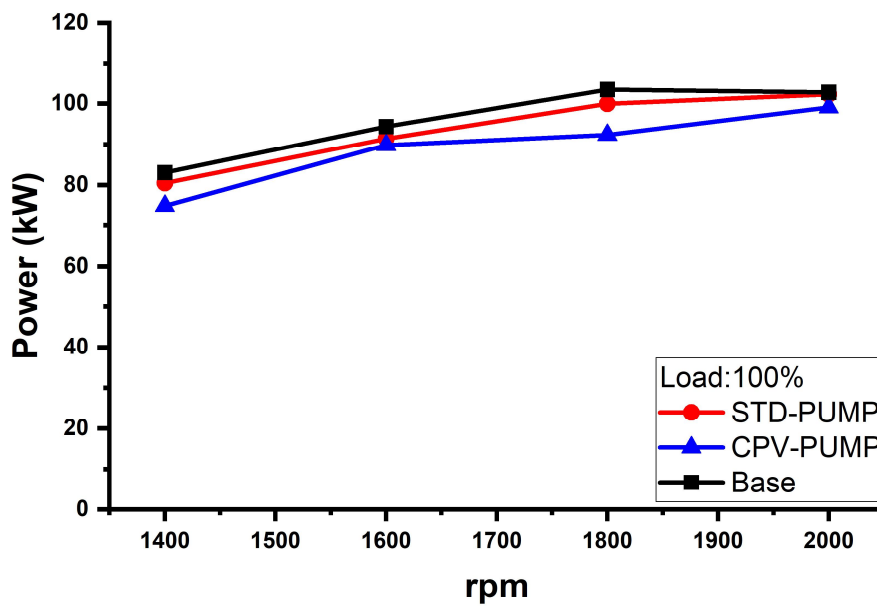


Fig. 3-32 Maximum power of each pump according to rpm

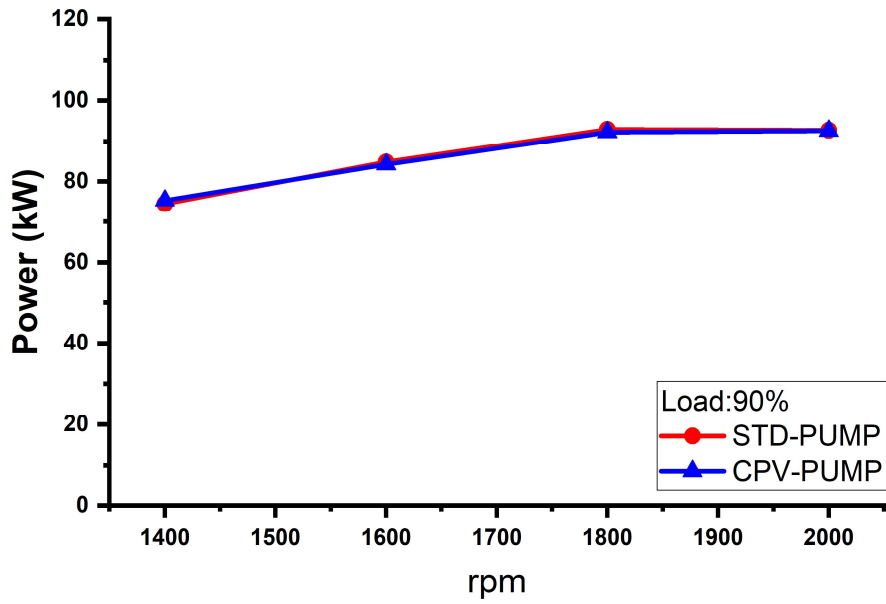


Fig. 3-33 Power of each pump as a function of rpm at load condition of 90% of diesel engine power

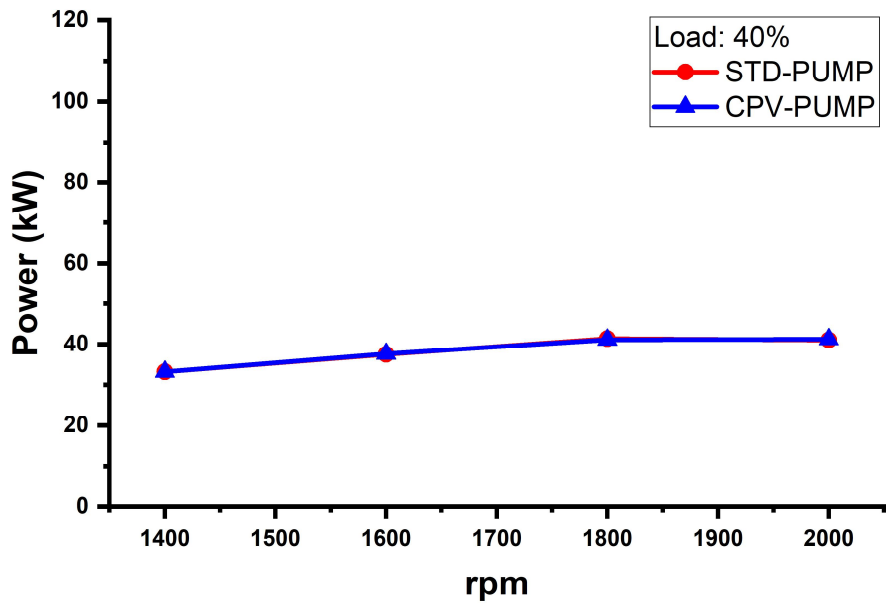


Fig. 3-34 Power of each pump as a function of rpm at load condition of 40% of diesel engine power

3.3.2 커먼레일 압력

Fig. 3-35는 엔진 회전수와 부하율(100%, 90%, 40%)에서 측정된 STD-PUMP와 CPV-PUMP의 커먼레일 압력을 비교하기 위해 막대그래프로 나타냈다. Fig. 3-36부터 Fig. 3-39까지는 부하율(100%, 90%, 40%)에서 측정된 조건별 커먼레일 압력을 rpm 별로 나타냈다.

그래프를 살펴보면 모든 조건에서 STD-PUMP를 적용시킨 커먼레일 압력이 CPV-PUMP를 적용시킨 커먼레일 압력보다 높게 나타났다. 이는 엔진 회전수에 따라 두 펌프의 유량 차이가 나는 것으로 판단했다. STD-PUMP의 유량 대비 CPV-PUMP의 유량이 낮아 커먼레일로 충분한 압력을 공급하지 못하여 아래 그림과 같이 압력 차이가 발생했고, 앞선 출력 분석에서 CPV-PUMP의 출력이 STD-PUMP보다 낮게 나타난 이유도 유량의 영향으로 판단된다.

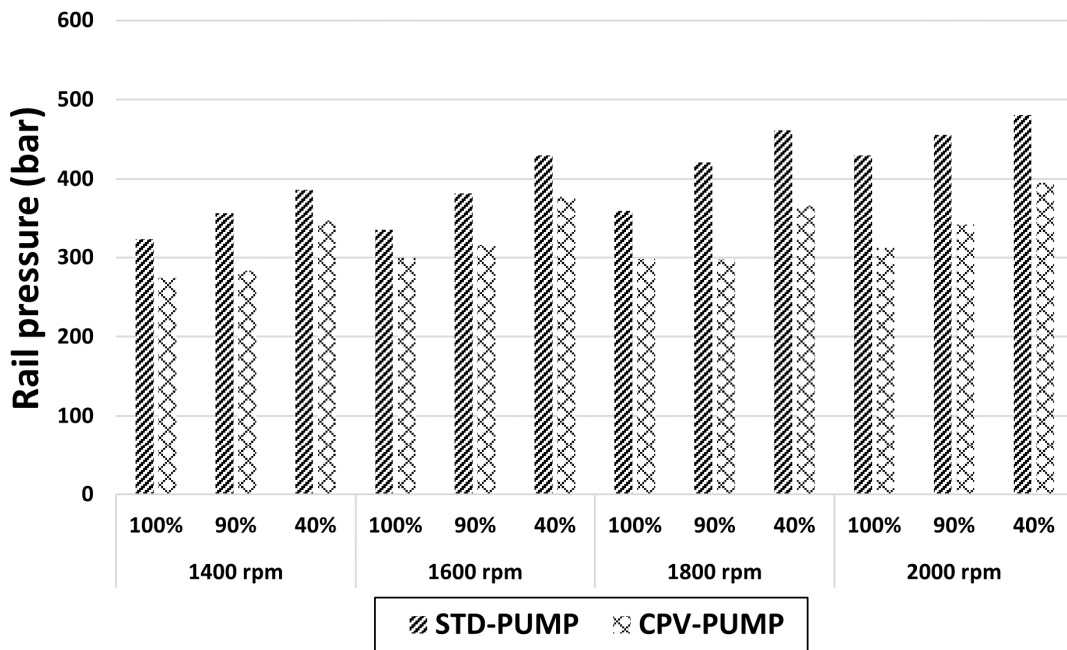


Fig. 3-35 Rail pressure for each pump according to the load factor (1400 rpm)
 (a) load 40%, b) load 90%, (c) load 100%

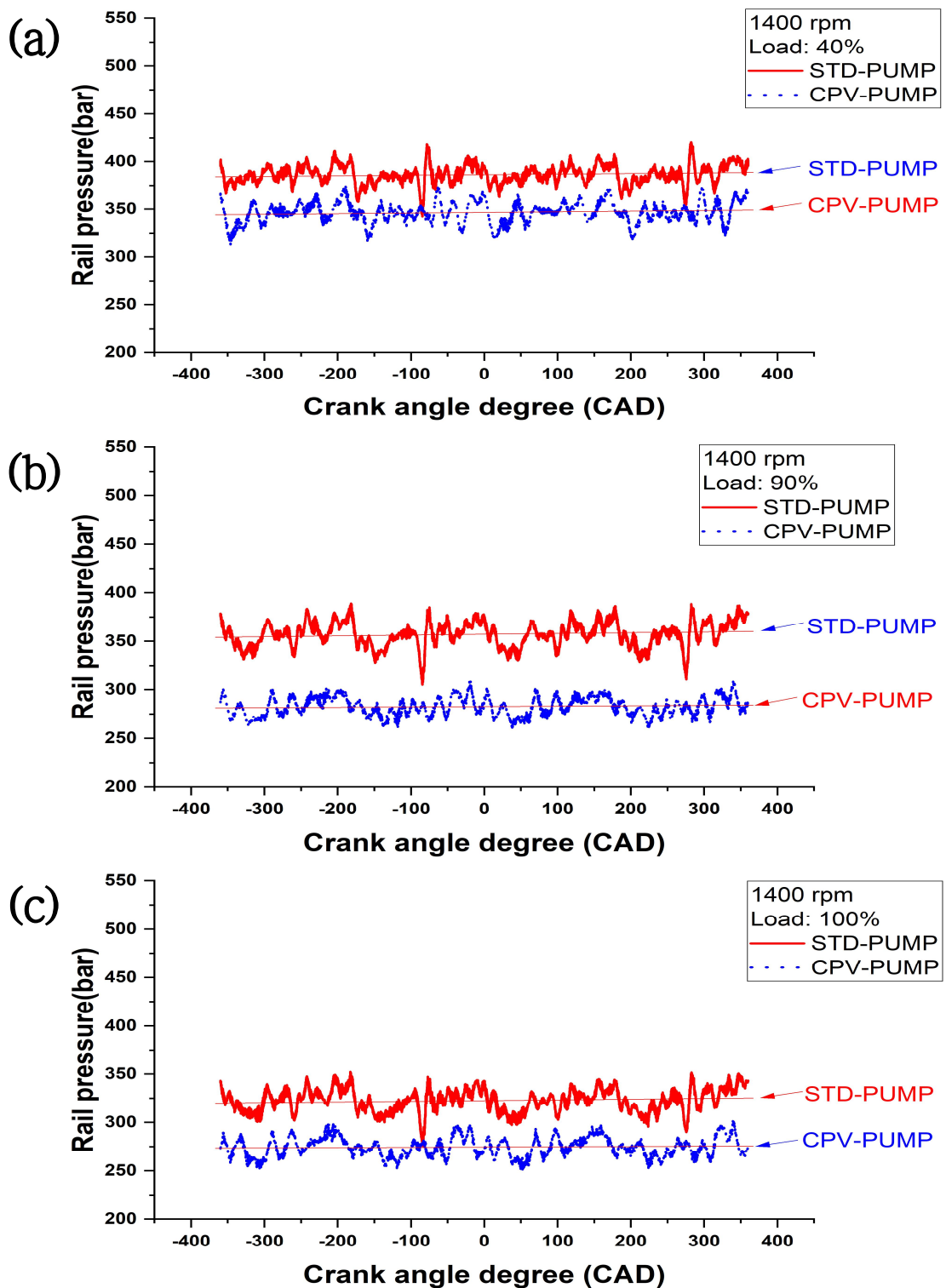


Fig. 3-36 Rail pressure for each pump according to the load factor (1400 rpm)
 (a) load 40%, b) load 90%, (c) load 100%

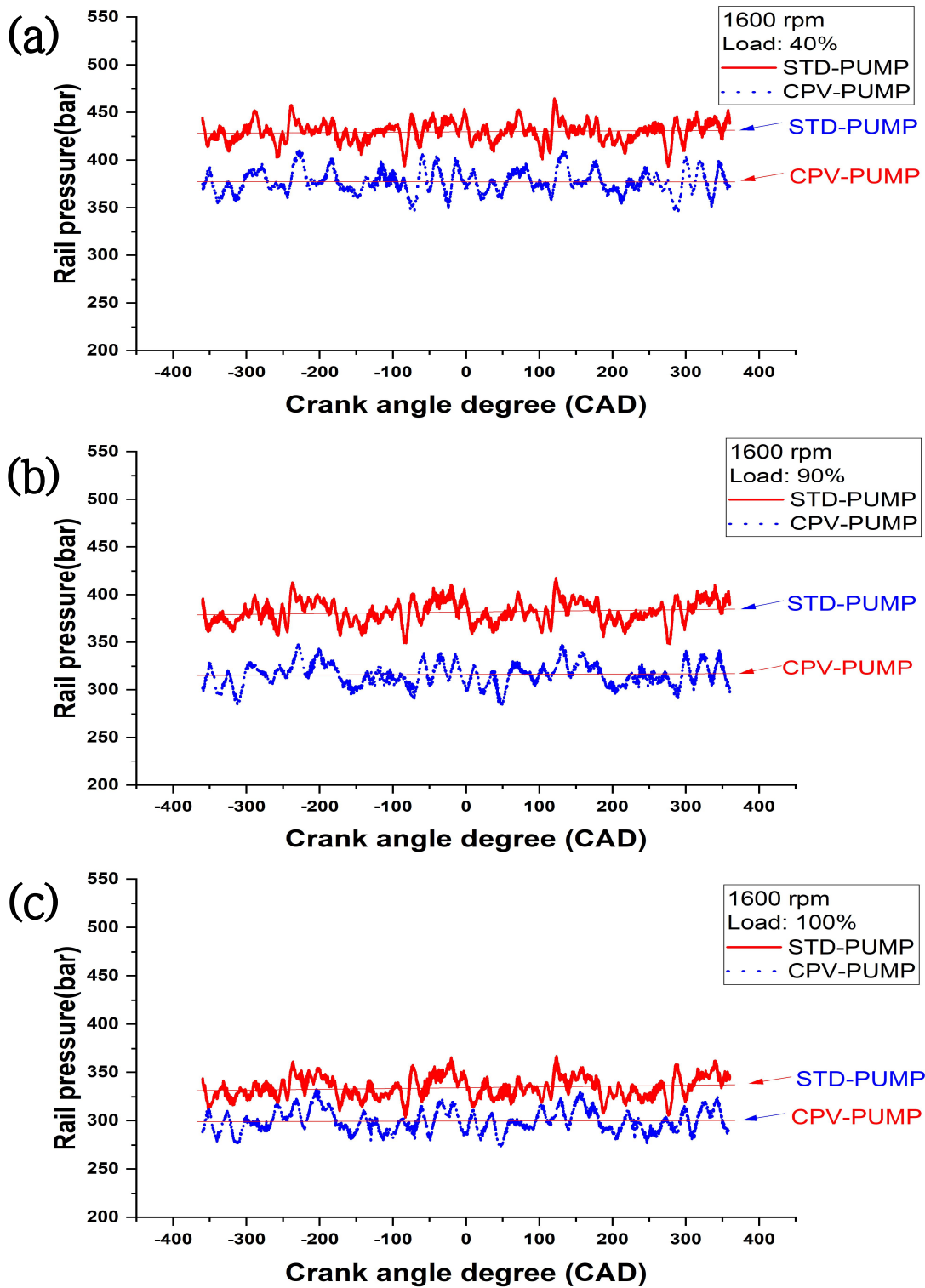


Fig. 3-37 Rail pressure for each pump according to the load factor (1600 rpm)
 (a) load 40% , b) load 90%, (c) load 100%

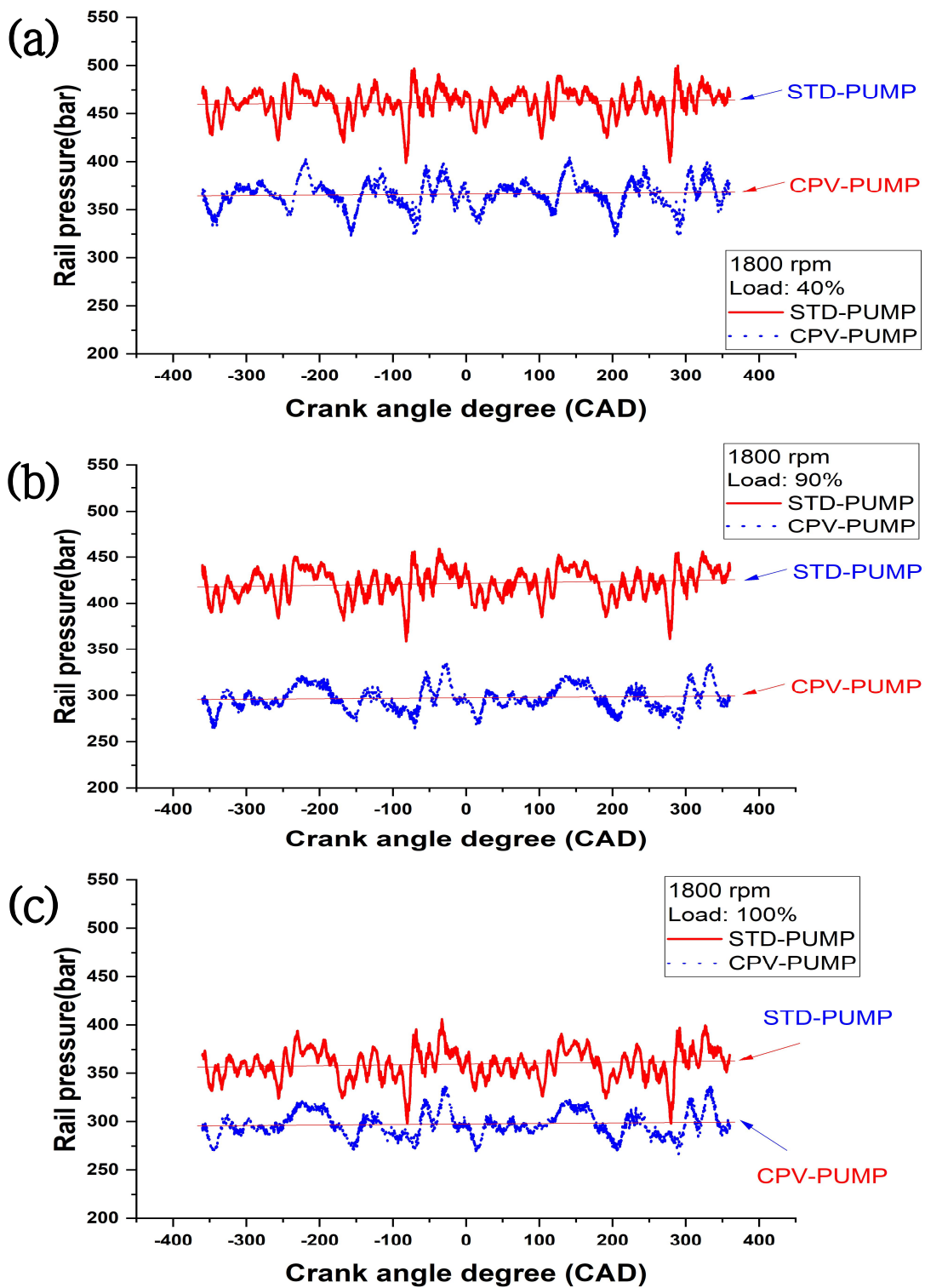


Fig. 3-38 Rail pressure for each pump according to the load factor (1800 rpm)
 (a) load 40% , b) load 90%, (c) load 100%

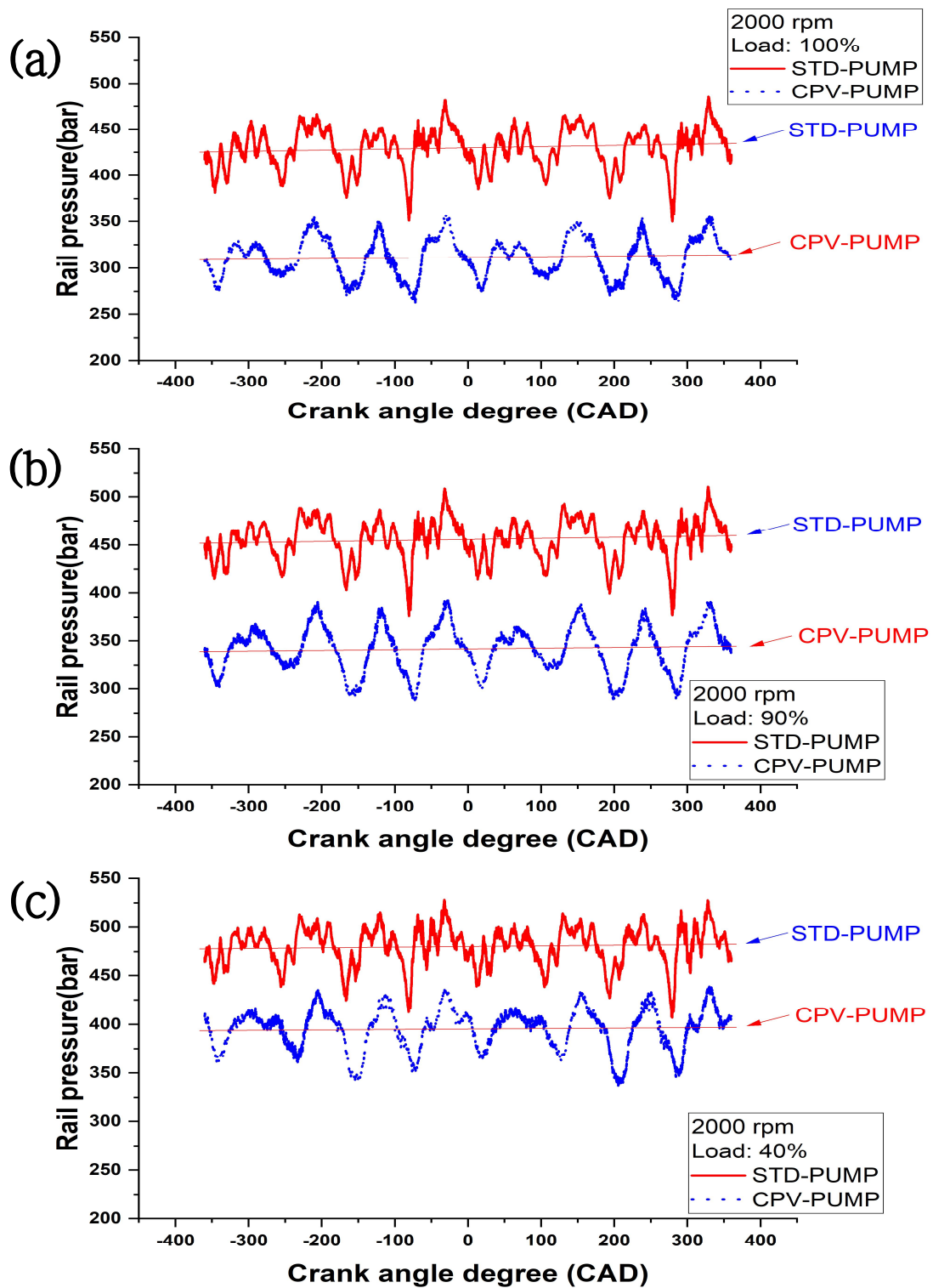


Fig. 3-39 Rail pressure for each pump according to the load factor (2000 rpm)
 (a) load 40% , b) load 90%, (c) load 100%

3.3.3 BSFC

Fig. 3-40과 Fig. 3-41은 디젤엔진 대비 90%, 40% 부하 조건에서 STD-PUMP와 CPV-PUMP의 1kwh의 출력을 내기 위한 연료소비량을 의미하는 BSFC를 나타내고 있다. 고부하(90%) 조건일 때 STD-PUMP의 경우 각 rpm에 따라 변화 정도가 거의 없으나, CPV-PUMP의 경우 rpm에 따른 변화 정도가 크게 나타났으며 CPV-PUMP의 조건이 STD-PUMP의 조건보다 BSFC가 높게 나타났다. 저부하(40%) 조건을 살펴보면 1400 rpm에서 1800 rpm까지 유사한 값을 가지다 2000 rpm에서 완전히 반대의 경향을 보인다. CPV-PUMP 조건의 경우가 STD-PUMP 조건 경우보다 BSFC가 높게 나타났다. 종합적으로 부하율 90%, 40% 조건 모두 CPV-PUMP의 조건일 때 BSFC가 높게 나타났다. 이는 동일한 출력을 낼 때 STD-PUMP 조건보다 CPV-PUMP의 조건일 경우가 더 많은 연료가 소모될 것으로 판단된다.

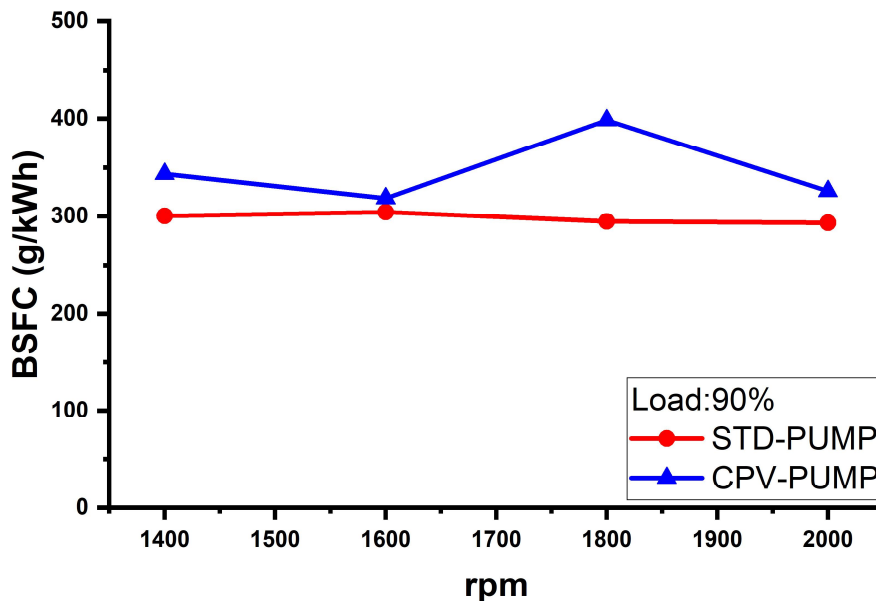


Fig. 3-40 BSFC at each rpm under load condition of 90% of diesel engine power

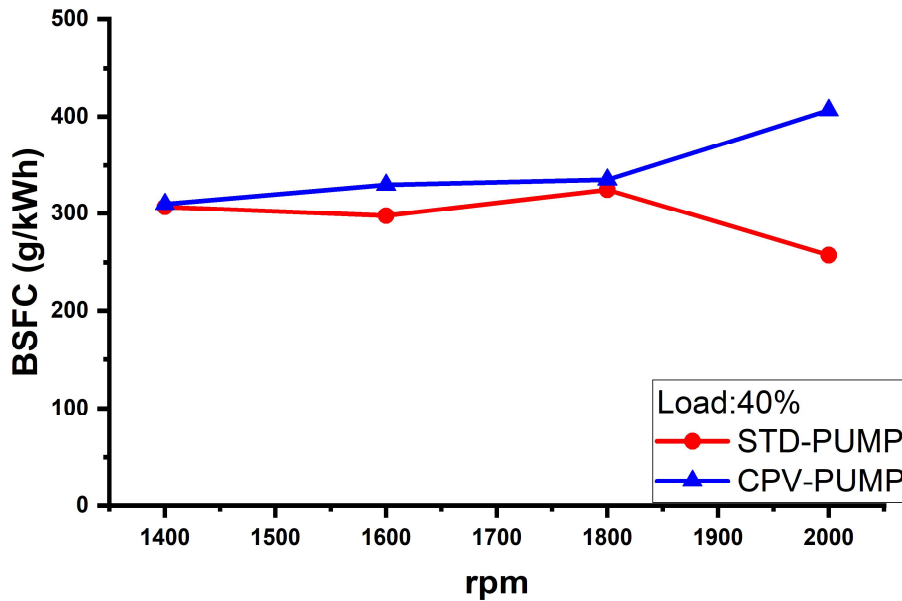


Fig. 3-41 BSFC at each rpm under load condition of 40% of diesel engine power

3.3.4 배출가스

Fig. 3-42에서 Fig 3-47까지 각 기존 디젤엔진 대비 90%, 40%의 부하 조건에서 CPV-PUMP와 STD-PUMP 별 DME 엔진에서 배출되는 THC, CO, NOx 배출가스 배출량을 나타내고 있다. 또한 본 실험 엔진에는 EGR을 제외하고 다른 배출가스 후처리 장치가 설치되지 않았다.

먼저 THC의 배출 특성을 살펴보면, 저부하 조건에서는 두 펌프 조건에 따른 THC 배출량이 거의 유사하게 나타났다. 하지만 고부하 조건에서 살펴보면 대부분의 rpm 조건에서 유사한 값을 가지지만 1800 rpm 조건에서 THC 배출량이 증가했다. 이는 BSFC와 연관 지어 고려하면 1800 rpm 조건에서 BSFC이 높게 나타났다. 즉 많은 연료가 실린더에 공급되었으며 실린더 내부가 농후한 조건이 되어 불완전 연소가 발생한 것으로 판단 된다. CPV-PUMP 조건이 STD-PUMP 조건보다 많은 배출량을 나타냈다.

CO의 배출 특성을 살펴보면 THC와 비슷하게 저부하 조건에서는 두 펌프 조건에서 배출되는 CO 배출량이 거의 유사하며 250 ppm 이하의 값을 나타냈다, 하지만 고부하 조건에서는 CPV-PUMP의 CO 배출량이 STD-PUMP의

CO 배출량보다 높게 나타났다. 또한 1800 rpm 조건에서 디젤 출력의 90%를 맞추기 위해 연료를 많이 투입하여 실린더 내부가 농후한 상태가 되고 그에 따라 불완전 연소가 발생하여 CO 배출량이 증가한 것으로 판단된다.

NOx의 배출 특성을 살펴보면 고부하 조건에서는 CPV-PUMP와 STD-PUMP 두 조건이 유사한 경향을 보이며 둘다 비슷한 배출량을 보인다. 저부하 조건을 살펴보면 CPV-PUMP 조건이 STD-PUMP 조건보다 낮은 배출량을 나타냄을 확인했다.

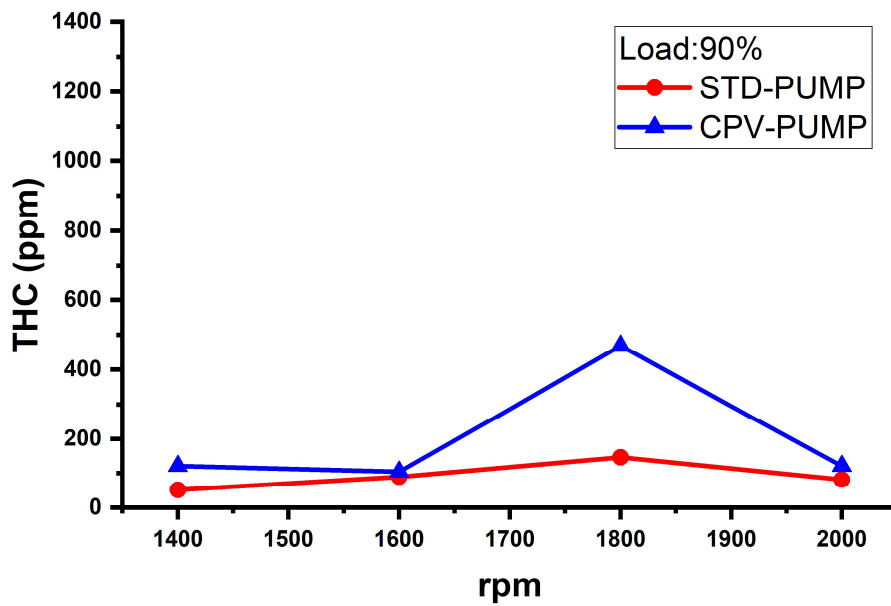


Fig. 3-42 THC at each rpm under load conditions of 90% of diesel engine power

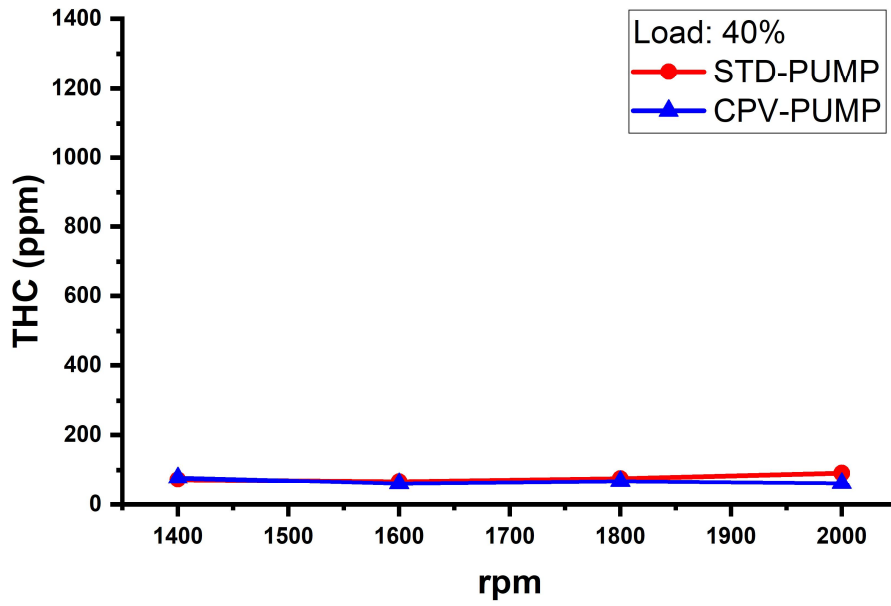


Fig. 3-43 THC at each rpm under load conditions of 40% of diesel engine power

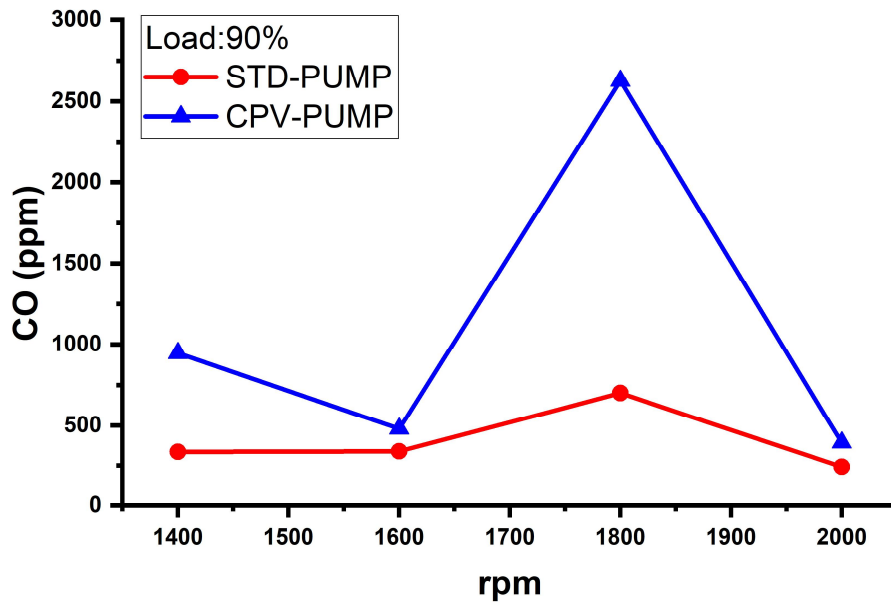


Fig. 3-44 CO at each rpm under load conditions of 90% of diesel engine power

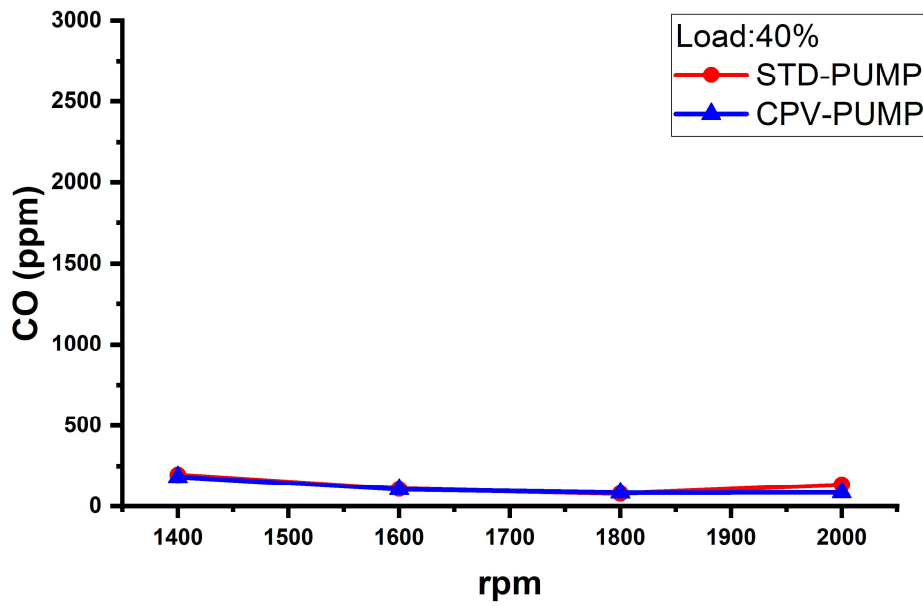


Fig. 3-45 CO at each rpm under load conditions of 40% of diesel engine power

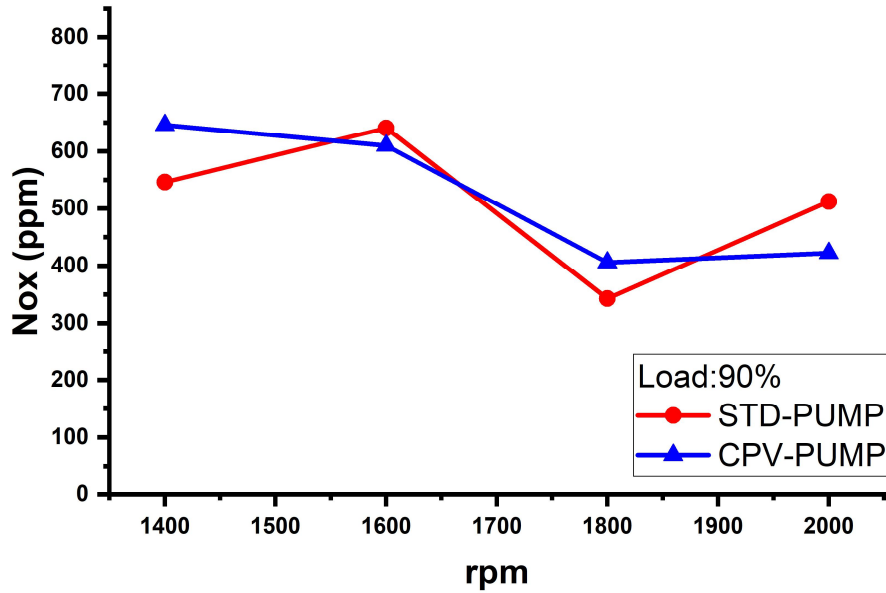


Fig. 3-46 NO_x at each rpm under load conditions of 90% of diesel engine power

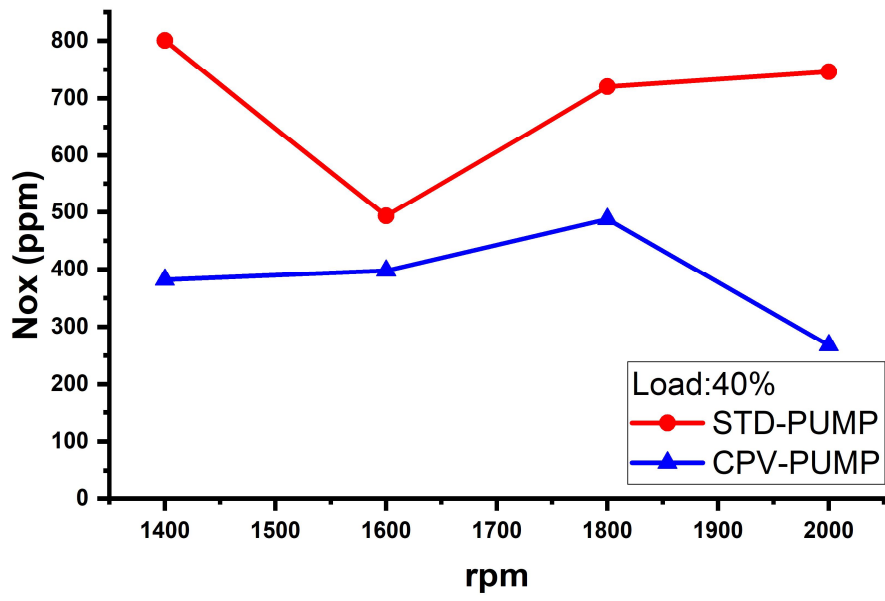


Fig. 3-47 NO_x at each rpm under load conditions of 40% of diesel engine power

3.3.5 PN

Fig. 3-48은 기존 디젤 엔진 대비 엔진 회전수에 따른 펌프 별 PN 측정값을 나타내고 있다. 디젤 엔진 출력의 100% 부하 조건에서 각 펌프의 PN 배출량을 살펴보면 디젤 엔진의 PN 값은 10^{12} ~ 10^{13} 사이의 값을 나타낸다. 측정된 두 펌프의 배출량은 디젤 엔진의 배출량보다 적은 것을 확인하였다. 감소한 이유는 합산소 연료인 DME의 연료 성분에 기인한 것으로 판단된다. 또한 실험에 사용된 엔진은 배출가스 후처리 장치가 설치되어 있지 않으며 향후 배기가스 후처리 장치를 통해 PN 값을 더욱 저감 할 수 있을 것으로 판단된다.

Fig. 3-49와 Fig. 3-50은 디젤엔진의 출력 대비 90%, 40%의 부하 조건에서 rpm에 따른 각 펌프의 PN을 나타낸다. 저부하 조건인 40%에서는 특별한 경향을 보이지 않으며 두 조건의 배출량이 비슷한 값을 나타냈다. 반면 고부하 조건인 90%에서의 배출량을 비교한 결과 STD-PUMP의 경우 rpm이 증가하여도 거의 유사한 값으로 나타나지만, CPV-PUMP의 경우 STD-PUMP 대비 유량이 감소하여 낮은 분사압으로 인해 동일한 출력을 내기 위해 많은 연료가 들어가며 실린더 내부는 농부한 환경이 조성되어 불완전 연소가 발생하여 STD보다 높은 PN 값을 나타낸 것으로 판단된다.

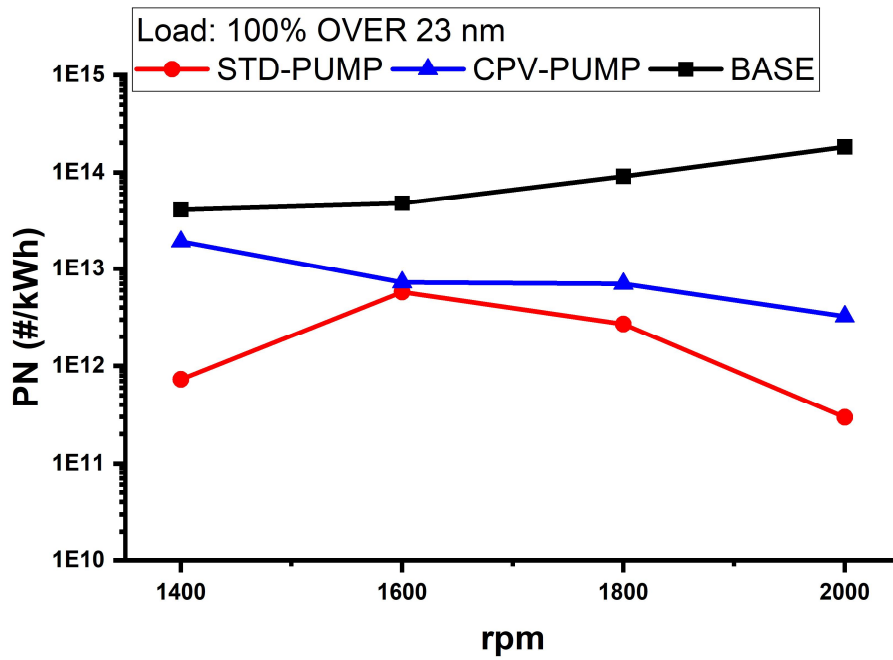


Fig. 3-48 PN(over 23 nm) at each rpm under load conditions of 100% of diesel engine power

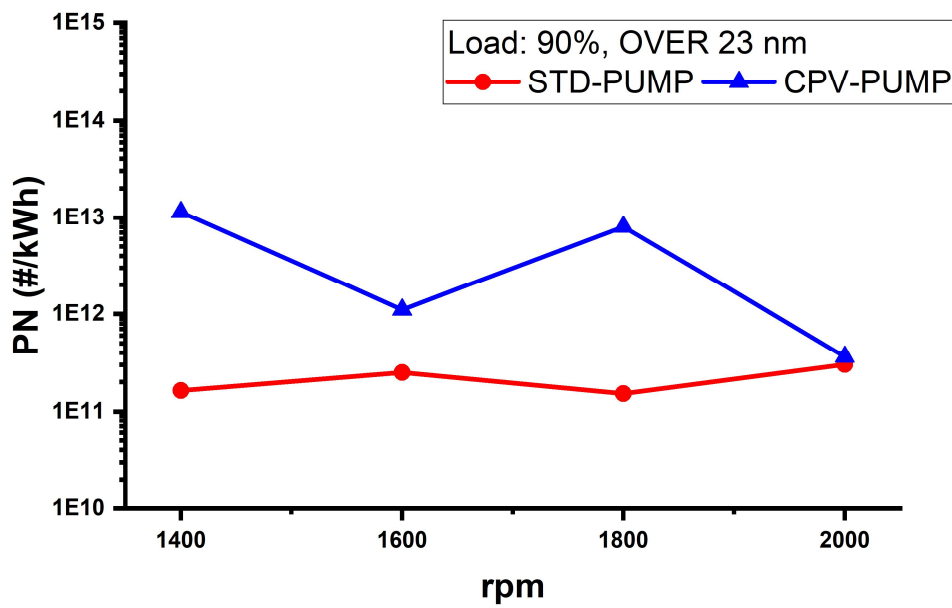


Fig. 3-49 PN(over 23 nm) at each rpm under load conditions of 90% of diesel engine power

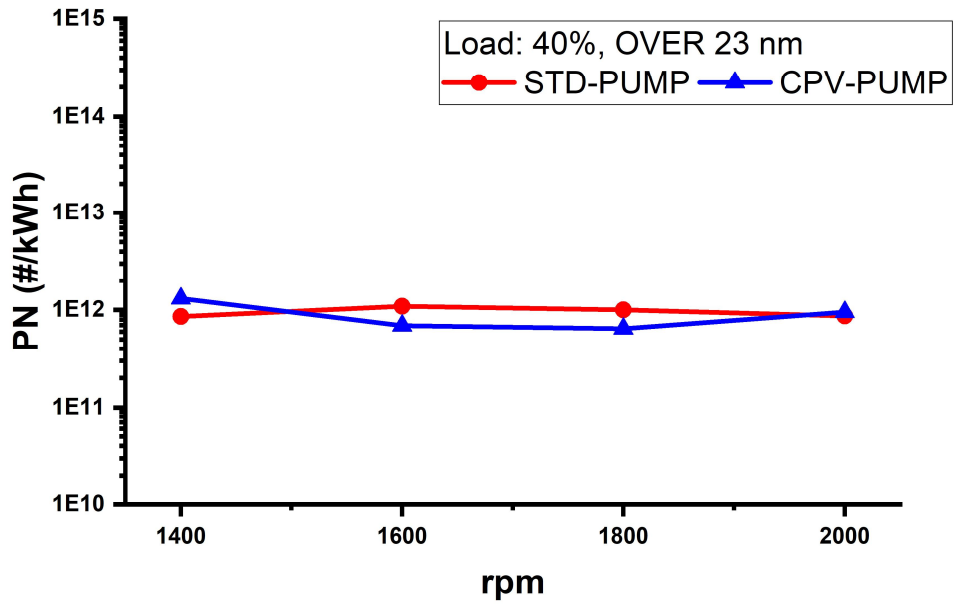


Fig. 3-50 PN(over 23 nm) at each rpm under load conditions of 40% of diesel engine power

3.4 인젝터의 설계 파라미터에 따른 엔진 성능 실험 결과

3.4.1 홀 개수 및 홀 직경에 따른 엔진 성능 비교

Fig. 3-51은 홀 개수와 홀 직경이 다르게 제작된 INJ 1, INJ 2, INJ 3와 디젤 베이스 엔진의 각 엔진 회전수에 따라 출력되는 최고 출력 그래프를 나타내고 있다. 세 인젝터 모두 동일한 경향이 나타나는 것을 확인했다. rpm이 증가할수록 출력도 증가하는 경향을 확인했다. 3 가지의 인젝터 중 디젤과 가장 유사하게 출력을 내는 인젝터는 0.4 mm의 직경을 가지며 홀 4개를 가지는 INJ 3 노즐로 확인했다. 다른 두 인젝터를 살펴보면 출력이 디젤엔진과 동일할 때를 제외한 나머지 엔진 회전수 조건에서 차이를 살펴보면 INJ 1은 0~3.4%로 디젤 대비 97%의 출력을 냈으며, INJ 2은 0~5.2%로 디젤 대비 94% 까지 출력을 나타냈다. INJ 3의 단면적이 다른 두 인젝터의 단면적보다 큰 것을 확인했다.

Fig. 3-53은 홀 개수와 홀 직경이 다르게 제작된 INJ 1, INJ 2, INJ 3의 엔진 회전수의 전부하 조건 시 계산되는 제동연료소비율(BSFC)를 나타내고 있다. BSFC는 1KWh의 출력을 얻는데 필요한 연료의 양을 의미한다. 측정된 BSFC를 비교 결과 대체적으로 INJ 3이 높게 나타났으며 저속구간(1200~1600 rpm)에서는 INJ 1과 INJ 2가 INJ3 보다는 BSFC가 좋은 것으로 확인된다. 2000 rpm에서는 거의 유사한 값을 가지는 것을 확인했다.

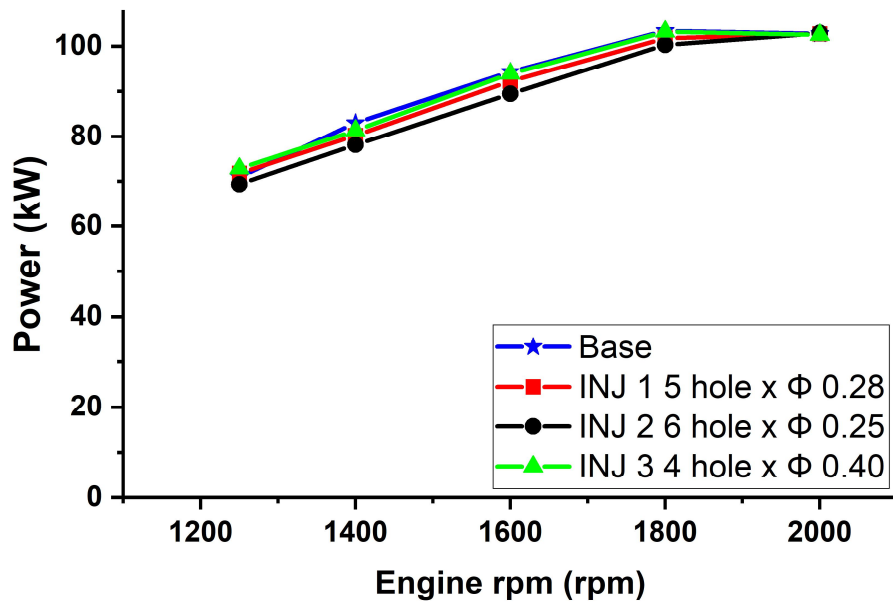


Fig. 3-51 Maximum power according to injector nozzle conditions at each rpm

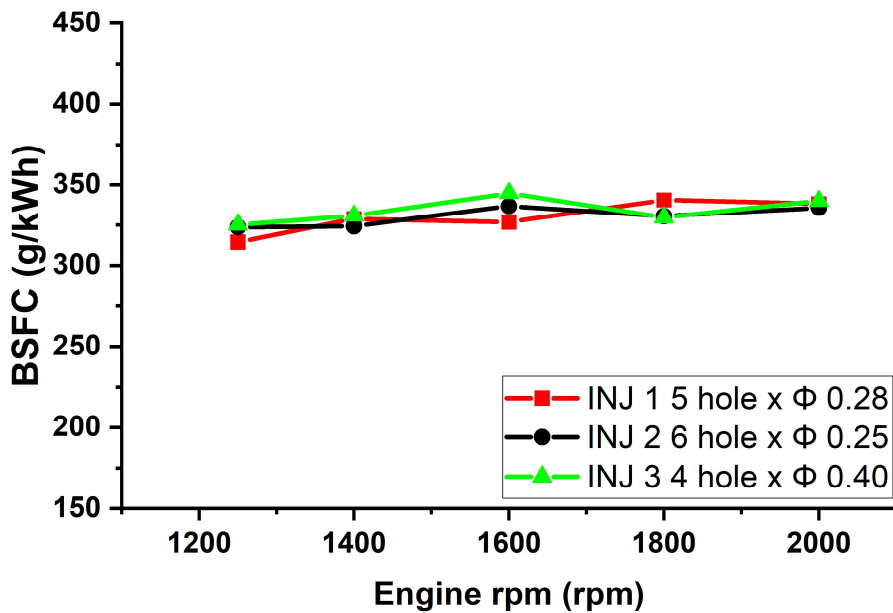


Fig. 3-52 BSFC according to engine speed for each injector

Fig. 3-54와 Fig. 3-55는 인젝터에 따른 엔진회수 별 엔진에서 배출되는 5 nm와 23 nm 이상의 미세먼지의 입자 수를 측정된 결과이다. Fig. 3-56은 측정된 PN 값을 통하여 5 nm 이상 23 nm 이하 크기의 PN을 측정했다.

세 인젝터 모두 작은 입자를 포함하여 PN을 측정하는 5 nm 크기 이상의 입자수가 23 nm 크기 이상의 입자수보다 높게 나타나고 있다. 23 nm 이상의 미세먼지의 입자수보다 5 nm에서 23 nm 사이에 있는 미세먼지의 입자가 많이 배출 되는 것을 확인했다.

세 인젝터 타입 중 INJ 3의 경우가 배출되는 미세먼지 입자수가 높으며, INJ 3의 경우 노즐 홀의 단면적이 가장 큼으로 실린더로 분사되는 연료량이 많으며, 연료가 많이 분사될수록 실린더 내부에서는 농후한 상태로 형성될 것이며 그에 따른 불완전 연소된 입자들이 더 많이 발생하였을 것으로 판단 된다. 또한 INJ 1은 1200 ~ 1600 rpm 구간에서는 INJ 2보다 작은 값을 나타내지만 1800 - 2000 rpm 구간에서는 거의 유사한 값을 가졌다. INJ 2는 다른 인젝터들 대비 모든 엔진 회전수 조건에서 가장 적은 PN 값을 나타냈다.

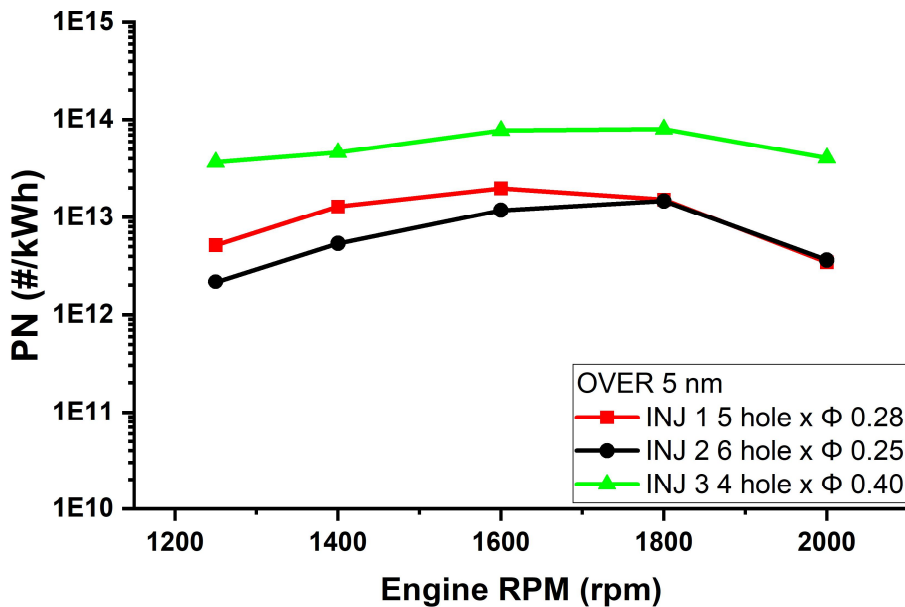


Fig. 3-53 PN according to injector type (5 nm or larger particles)

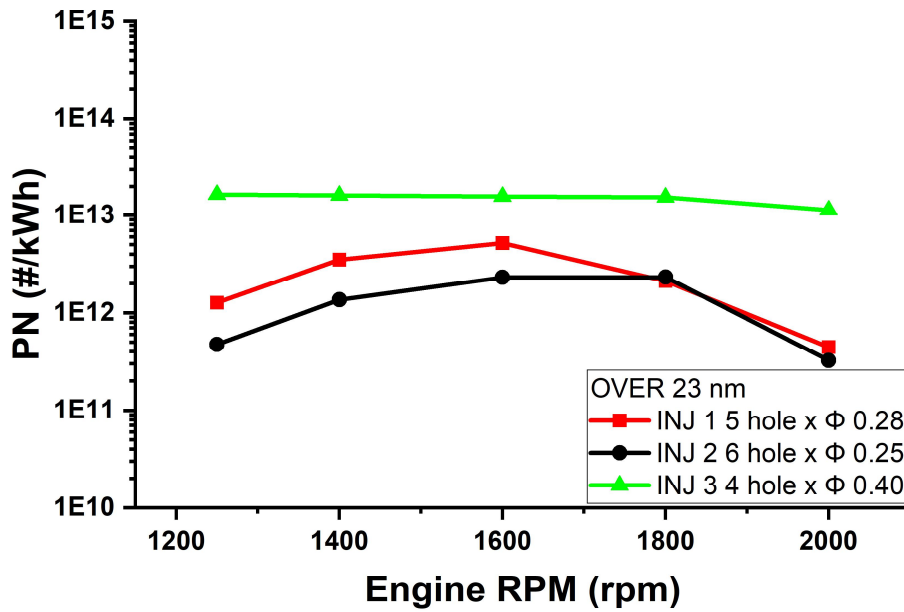


Fig. 3-54 PN according to injector type (23 nm or larger particles)

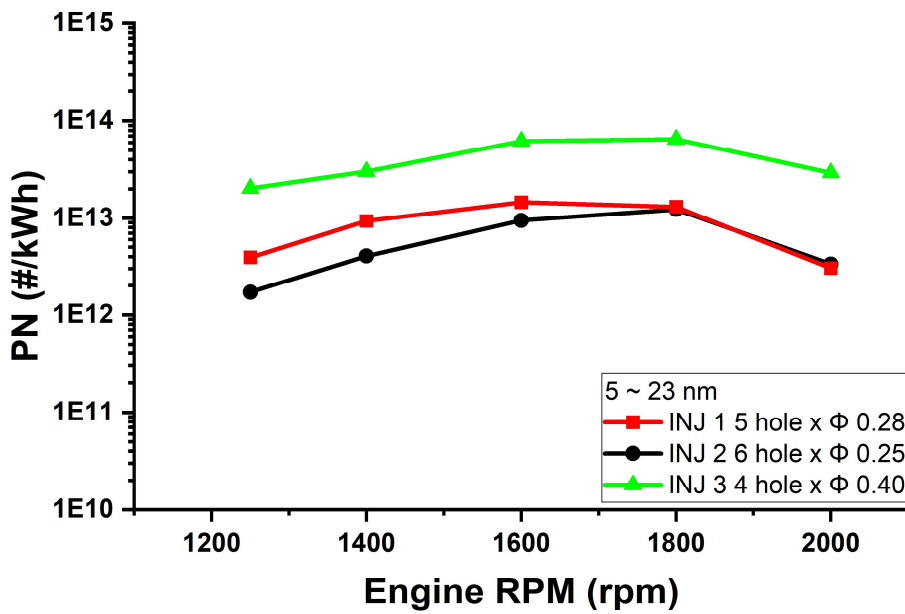


Fig. 3-55 PN according to injector type (particles over 5 nm and below 23 nm)

3.4.2 송유홀 직경에 따른 엔진 성능 비교

Fig. 3-56은 송유 홀 직경이 다르게 제작된 INJ 2, INJ 2-1와 디젤 베이스 엔진의 각 엔진 회전수에 따라 출력되는 최고 출력을 나타낸다. 두 인젝터 모두 엔진 회전수가 증가할수록 출력도 증가하는 경향이 공통적으로 보였다.

두 인젝터의 출력을 비교하였을 시, 두 인젝터 모두 디젤의 출력에는 미치지 못하였으나, INJ 2을 사용하였을 때 디젤엔진 대비 약 95%의 출력을 만족하였으며, 모든 엔진 회전수에서 INJ 2-1보다 출력이 높게 나오는 것을 확인했다. 2000 rpm에서 출력이 0.27 kW로 가장 차이가 작았으며, 1800 rpm에서 2.36 kW로 가장 크게 차이가 확인됐다.

Fig. 3-57은 두 인젝터 타입에 따른 엔진 회전수별 연료 소비량과 엔진 출력으로 계산하여 1 kWh의 출력을 내기 위한 연료 소비량을 의미하는 BSFC를 나타냈다. 두 인젝터의 BSFC를 비교 시, 1600 rpm을 기점으로 1600 rpm 이하일 때는 INJ 2보다 INJ 2-1의 BSFC가 더 낮게 측정되었으며, 1600 rpm 이상일 때는 거의 유사한 값을 가지지만 미세하게 INJ 2이 낮은 값을 나타냈다. 하지만 각 조건에서의 BSFC의 차이는 미미했다.

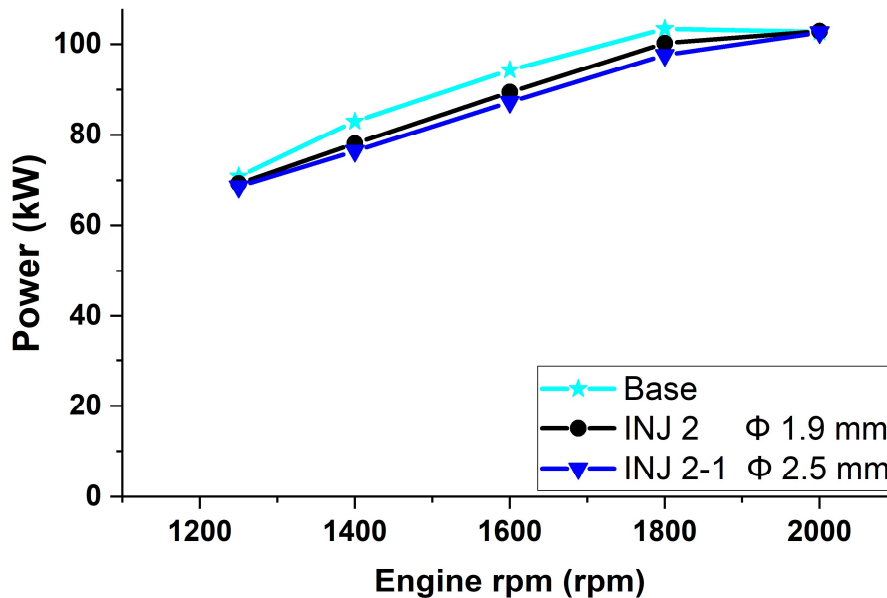


Fig. 3-56 Maximum power according to the engine speed of the injector

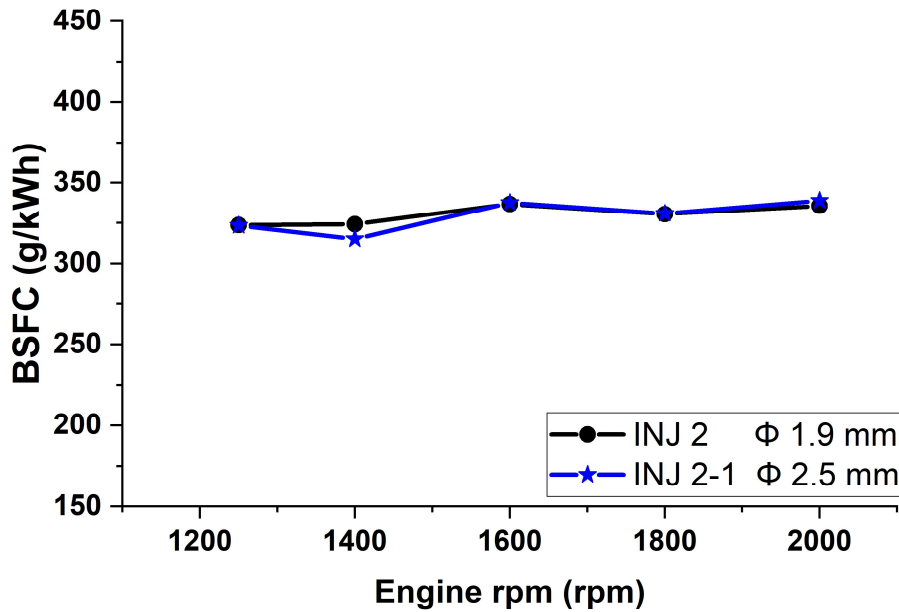


Fig. 3-57 Fuel consumption according to engine speed of injector

Fig. 3-58과 Fig. 3-59는 두 인젝터를 사용 시 엔진 회전수에 따라 배출되는 5 nm와 23 nm 이상의 미세먼지 입자 수를 의미하는 PN값을 나타낸다. 23 nm 이상 측정된 미세먼지 입자 수를 살펴보면, 1250 rpm을 제외한 다른 엔진 회전수 구간에서 INJ 2-1의 PN 값이 크게 측정되는 것을 확인할 수 있다. 5 nm 이상의 미세먼지 입자 수 비교 시에도 거의 동일하게 INJ 2-1가 INJ 2일 때보다 더 많이 배출되는 것을 확인했다.

Fig. 3-60은 5 nm 이상의 미세먼지 입자수와 23 nm 이상의 입자 수 차이를 나타낸 그래프이다. 그래프를 통해 볼 수 있듯 미세먼지 입자 수의 대부분 5~23 nm 크기에 있는 미세먼지가 대부분인 것을 확인할 수 있다.

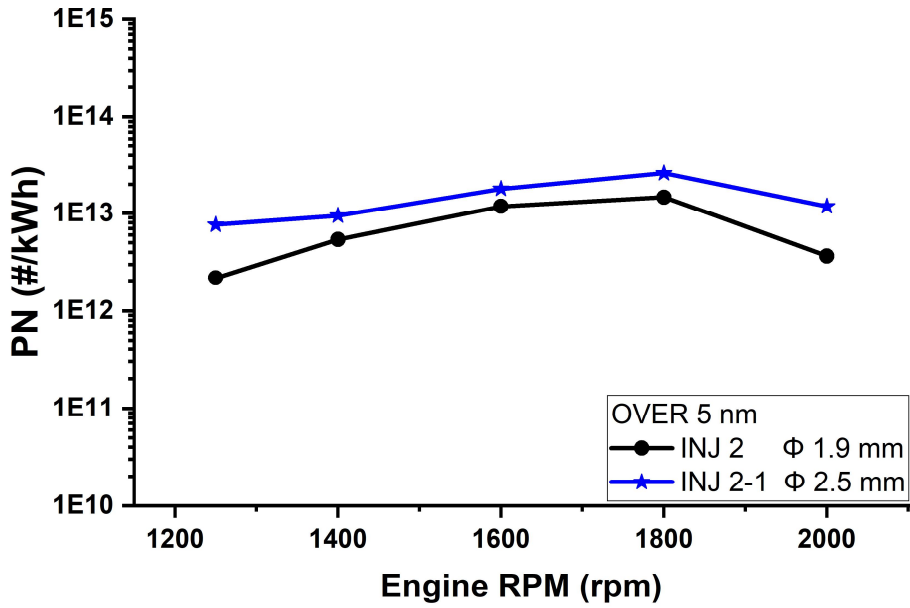


Fig. 3-58 PN according to injector type (5 nm or larger particles)

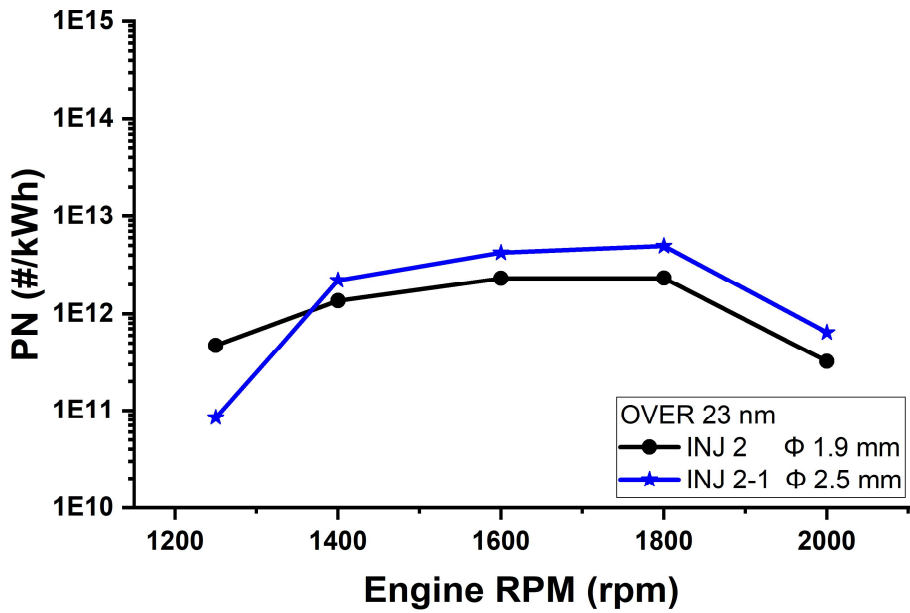


Fig. 3-59 PN according to injector type (23 nm or larger particles)

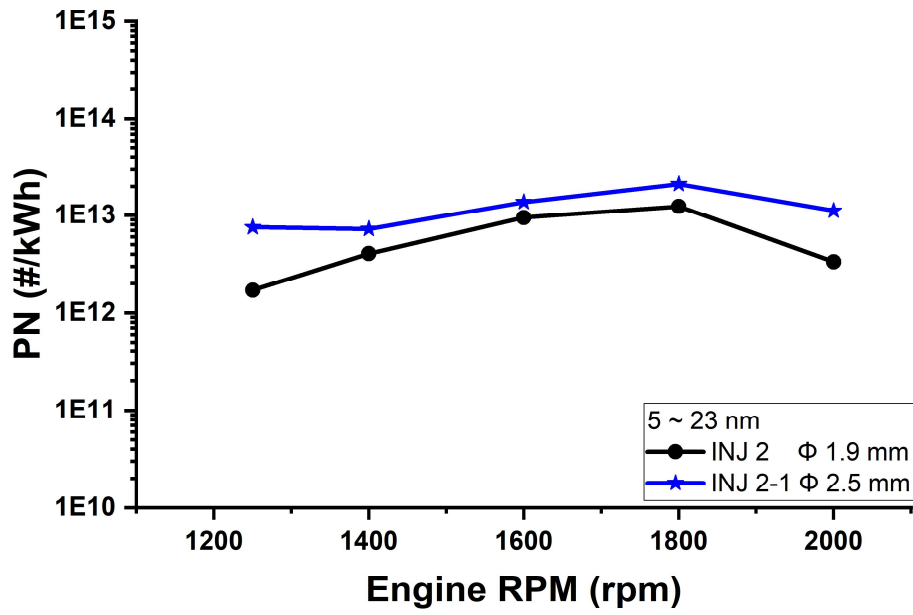


Fig. 3-60 PN according to injector type (particles over 5 nm and below 23 nm)

제 4 장 요약 및 결론

4.1 고압연료펌프의 분사압력 및 연료 분사량 측정 실험 특성

- ✓ 인라인 방식 고압연료펌프를 사용하여 연료를 공급할 때 각 플런저의 연료 토출에 따라 일정한 요동이 생기고 이 요동으로 인해 플런저 타이밍 조건을 변화시켰을 때 분사압력이 달라지며, 그 때문에 연료 분사량 역시 달라진다.
- ✓ 연료 분사량에 있어 가장 큰 영향을 끼치는 변수는 분사압력으로 250bar의 경우 200bar의 경우보다 약 2배 연료 분사량이 많았다. 하지만 각 플런저의 타이밍에 대한 영향이 존재할 것으로 확인된다.
- ✓ 가장 낮은 분사압력 및 최소압력을 가지는 플런저 타이밍 조건은 동분사 조건으로 분사량 역시 가장 낮은 수치를 기록했다.
- ✓ 후분사와 전분사 조건은 전분사 분사압력이 더 높지만 압력강하 역시 더 컸기 때문에 전체적인 분사 기간 중 압력은 명확한 차이가 보이지 않았고 분사량 역시 조건에 따라 달라 어느 조건에서의 분사량이 높다고 말하기 어려웠다.
- ✓ 따라서 분사량을 기준으로 놓고 본다면 동분사 조건을 제외하면 전분사와 후분사 조건의 우위는 따지기 힘들으나 780rpm에서는 고압연료펌프의 플런저가 상승 후 하강 시 연료가 분사되는 후분사 조건의 분사량이 더 높음을 확인했다. 실제 엔진이 구동되는 운전영역은 1400 rpm에서 2000 rpm 인 것을 감안하면 현 실험의 결과로는 분사량을 기준으로 봤을 때는 후분사 조건이 가장 적합한 플런저 타이밍으로 생각된다.

4.2 고압연료펌프의 플런저 압축 시기와 인젝터 연료 분사 시기에 따른 엔진 성능 및 배출가스 특성 비교 실험

- ✓ 본 연구는 DME엔진의 성능 향상 및 최적화를 위하여 고압연료펌프의 플런저 타이밍과 엔진 TDC 타이밍 차이 대한 영향을 비교하고 DME 엔진에 적합한 조건을 제시하고자 한다.
- ✓ 최대 출력을 측정한 결과, 세 조건의 출력이 디젤 엔진의 출력 경향과 비슷한 경향을 가지는 것을 확인할 수 있었다. 하지만 세 조건 중 디젤 엔진과 가장 유사한 출력을 나타내는 조건은 동분사로 나타났다.

- ✓ 고압연료펌프로부터 생성된 레일압력 차이를 비교한 결과 몇 조건을 제외한 결과 후분사의 조건에서의 레일압력이 다른 두 조건보다 크게 측정되었다.
- ✓ BSFC를 비교한 결과, 후 분사 조건일 때 가장 낮은 값을 나타냈으며, THC, CO, NO_x 배출가스 측면에서는 세조건 모두 유사한 경향을 나타냈으며, 대체적으로 동 분사 조건일 때 배출량이 작은 것으로 판단되었다. PN 측면에서 세 조건 모두 디젤 엔진의 전부하조건 시 측정된 PN 값의 10%로 저감된 값을 나타냈으며 이는 함산소 연료인 DME의 성분에 기인한 것으로 판단된다.
- ✓ 종합적으로 출력된 배출가스 측면에서 보았을 때는 동분사일 때가 더 적합한 것으로 판단되지만, BSFC의 측면에서 보았을 시 후분사 조건이 더 적합한 것으로 판단되었다. 본 엔진은 배출가스 후처리 장치가 장착되어 있지 않으며 향후 배출가스 저감장치를 장착하면 현재 측정된 배출가스의 배출량을 저감할 수 있을 것으로 판단이 된다.

4.3 고압연료펌프의 종류에 따른 엔진 성능 비교 실험 결론

- ✓ 본 연구는 DME 엔진의 성능 향상 및 최적화를 위한 방향을 제시하고자하여 커먼레일식 DME 고압연료분사 펌프 종류에 따른 엔진 성능을 비교하고자 한다.
- ✓ 출력 측면에서 두 조건 모두 디젤 엔진의 출력의 경향과 비슷한 경향을 나타냈다, 하지만 두 펌프의 출력값은 디젤 엔진의 출력에 미치지 못했다. 하지만 STD-PUMP의 경우 디젤 엔진과의 출력 차이가 거의 1~2% 차이로 아주 미세했다. 두 조건 중 STD-PUMP 조건일 때가 CPV-PUMP 조건보다 출력이 높게 나타났다.
- ✓ 두 펌프를 엔진에 적용 후 커먼레일의 압력을 비교한 결과, 모든 조건에서 STD-PUMP가 CPV-PUMP보다 높게 나타났다. 이는 펌프의 유량 차이인 것으로 판단된다. STD-PUMP는 엔진 회전수가 증가할수록 CPV-PUMP의 유량보다 높기 때문에 이러한 차이가 발생하였을 것으로 판단된다.
- ✓ BSFC 측면에서 STD-PUMP 대비 CPV-PUMP의 값이 높게 나타났다. 이는 동일한 출력을 내기 위해 CPV-PUMP가 낮은 분사압으로 더 많은 연료를 공급해야기 때문으로 판단된다. 배출가스 특성은 비슷한 경향을

나타나지만 STD-PUMP의 배출량이 대체적으로 적은 것으로 나타났다. PN을 비교한 결과 두 조건 모두 디젤 엔진 대비 낮은 PN 값을 나타냈다. CPV-PUMP의 PN 값이 STD-PUMP보다 높게 측정되었는데 이는 낮은 분사량으로 인하여 더 많은 연료가 실린더 내로 공급되어 STD-PUMP보다 농후한 연소 조건이 형성되어 불완전 연소가 증가하여 차이가 낮을 것으로 판단된다.

- ✓ 결론적으로 STD-PUMP와 CPV-PUMP 중 STD-PUMP가 DME엔진에 더 적합한 것으로 판단된다.

4.4 인젝터의 설계 파라미터에 따른 엔진 성능 실험 결론

- ✓ 설계 변수가 다르게 제작된 4가지 타입의 인젝터를 적용한 엔진 벤치 실험 후 측정된 엔진 성능 및 PN의 값을 비교하여 DME 엔진에 최적화된 인젝터를 제시하고자 한다. 노즐 홀 개수 및 홀 직경에 따른 엔진 성능 영향, 노즐의 송유홀 직경에 따른 엔진 성능 영향을 확인했다.
- ✓ 노즐 홀 수와 홀 직경에 따른 엔진 성능 실험 결과, 출력 면에서 직경 0.4 mm의 홀 4개를 가지는 INJ 3이 디젤 엔진 대비 약 98%로 가장 높게 나타났으나, PN의 배출량은 다른 두 인젝터 대비 최소 3배에서 최대 10배 정도 많이 나오는 것으로 확인되어 부적합한 것으로 판단된다. 직경 0.28 mm의 홀 5개를 가지는 INJ 1은 디젤 대비 약 97% 출력을 만족하며 PN값이 INJ 3보다 작은 것으로 나타났다. 직경 0.25 mm의 홀 6를 가지는 INJ 2의 경우 디젤엔진 출력 대비 95%으로 가장 작은 출력을 나타내었지만, PN 배출량이 다른 두 인젝터보다 적게 나타나는 것을 확인했다. 결론적으로 디젤 출력 대비 95%를 나타내며 PN 값이 가장 작게 나온 INJ 2가 DME엔진에 가장 적합한 것으로 판단된다.
- ✓ 노즐 송유 홀 직경에 따른 엔진 성능 실험 결과, INJ 2와 INJ 2-1의 출력은 디젤 출력에 미치지 못했다. 이는 송유 홀을 제외한 다른 설계 변수들의 요인으로 판단된다. 하지만 출력면에서 비교결과 송유 홀의 직경이 1.9mm로 더 작은 INJ 2의 인젝터의 출력이 INJ 2-1의 출력보다 높게 측정되며, 측정된 PN 값도 작게 나타났다.
- ✓ 본 실험의 결과를 종합한 결과, DME 엔진에 가장 적합한 인젝터는 직경 0.25 mm의 홀 6개와 송유 홀 직경이 1.9 mm을 가지는 INJ 2으로 판단된다.

4.5 결론

본 실험은 커먼레일식 DME 엔진의 성능 향상과 최적화를 위해 고압연료펌프의 플런저 압축시기와 연료 분사 시기의 차이에 대한 엔진성능 및 배출가스 특성 실험, DME 용 고압연료펌프 종류에 따른 엔진 성능 및 배출가스 특성 실험, DME 용 인젝터 노즐 설계 변수인 노즐 홀개수와 홀직경에 따른 엔진성능 특성 실험, 송유홀 직경에 따른 엔진 성능 실험을 수행하였다.

결과들을 종합하였을 시, 고압연료펌프의 플런저의 타이밍 조건은 고압연료펌프의 플런저가 상사점을 지난 후 연료가 분사되는 후분사 조건으로 설정하며, 고압연료 분사펌프의 종류는 충분한 유량이 확보되어있으며, BSFC가 CPV-PUMP보다 좋은 STD-PUMP를 사용하며, 인젝터 노즐은 직경 0.25 mm의 홀 6개와 송유 홀 직경이 1.9 mm를 가지는 INJ 2를 사용하였을 때 커먼레일식 DME 엔진이 가장 최적화 조건으로 판단하였다.

참고문헌(References)

1. Chunhua Sun, Yu Liu, Xinqi Qiao, Dehao Ju, Qing Tang, Xiaoyuan Fang, Feng Zhou, “Experimental study of effects of exhaust gas recirculation on combustion, performance, and emissions of DME-biodiesel fueled engine” , Energy, 117233, 2020
2. S. Loganathan, M. Leenus Jesu Martin, B. Nagalingam, L. Prabhu, “Heat release rate and performance simulation of DME fuelled diesel engine using oxygenate correction factor and load correction factor in double Wiebe function” , Energy, pp. 77-91, 2018
3. Jesús Benajes, Ricardo Novella, Jose Manuel Pastor, Alberto Hernández-López, Sage Kokjohn, “Computational optimization of a combustion system for a stoichiometric DME fueled compression ignition engine” , Fuel, pp. 20-31, 2018
4. I Youn, J. Jeon, “Combustion performance and low NOx emissions of a dimethyl ether compression-ignition engine at high injection pressure and high exhaust gas recirculation rate” , Energies, 15 (5), pp. 1912, 2022
5. J. Benajes, R. Novella, J.M. Pastor, A. Hernández-López, S. Kokjohn “Computational optimization of a combustion system for a stoichiometric DME fueled compression ignition engine” , Fuel, 223, pp. 20-31, 2018
6. Youngsoon Baek, Wonjun Cho, and Hyen Chan Lee, “The Status of DME Development and Utilization as a Fuel” , KIC News, Volume 13, No. 2, 2010
7. Fleisch T, McCarthy C, Basu A, Udovich C, Charbonneau P, Slodowske W, et al. A new clean diesel technology: demonstration of ULEV emissions on a Navistar diesel engine fueled with dimethyl ether. SAE tech paper 1995. SAE 950061; 1995
8. McCandless JC, Teng H, Schneyer JB. Development of a liquid-DME fuel tank a two fluid thermodynamic pump. SAE tech paper 2001. SAE 2001-01-0652; 2001.
9. Fleisch TH, Meurer C. DME, The diesel fuel for the 21st Century? In: AVL conference engine and environment; 1995.], [Kapus PE, Cartellieri WP.

- ULEV potential of a DI/TCI diesel passenger car engine operated on di-methyl ether. SAE Paper 952754;1995
10. Kapus P, Ofner H. Development of fuel injection equipment and combustion system for DI diesels operated on di-methyl ether. SAE Paper 950062, SAE Trans J Fuel Lubr 1995;104(4):54-9
 11. Y.D. Pyo, "Improvement of Emission performance in a Direct Injection Diesel Engine by Using Dimethyl Ether Fuels" , 2003
 12. Teng, H., McCandless, J., and Schneyer, J. (2001). "Thermochemical Characteristics of Dimethyl Ether - an Alternative Fuel for Compression-Ignition Engines," . Technical Paper 2001-01-0154 (SAE International).
 13. S.H. Park, C.S. Lee, "Applicability of dimethyl ether (DME) in a compression ignition engine as an alternative fuel" , Energy Conversion and Management, 86, pp.848–863, 2014
 14. Pélerin, D., Gaukel, K., Härtl, M., and Wachtmeister, G. (2020). "Nitrogen Oxide Reduction Potentials Using Dimethyl Ether and Oxymethylene Ether in a Heavy-Duty Diesel Engine," . Technical Paper 2020-01-5084 (SAE).
 15. Kajitani, S. Chen, Z. Konno, M. and Rhee, K. (1997). "Engine Performance and Exhaust Characteristics of Direct-Injection Diesel Engine Operated with DME," . Technical Paper 972973 (SAE International).
 16. Constantine Arcoumanis, Choongsik Bae, Roy Crookes, Eiji Kinoshita, "The potential of di-methyl ether (DME) as an alternative fuel for compression-ignition engines: A review" , Fuel, Vol 87, pp1014-1030,2008
 17. JONGTAE CHUNG, WONJUN CHO, YOUNGSOON BAEK, CHANGHA LEE, Optimization of KOGAS DME Process From Demonstration, Trans. of the Korean Hydrogen and New Energy Society, Vol. 23, No. 5, pp. 559~571, 2012
 18. [K.J.M Bohnen, "DME - A promising alternative propellant in the Fluorocarbon Crisis" , Areosole Report, Vol.40, pp.113,1979,],
 19. Ogawa, T. Jpn, Kokai Tokkyo Koho JP II 130,714 [99 130.714] (Cl.CO7C43/04). 18 May 1999,
 20. Tamura Shoichi, Tsuji Tomoya, "DME 데이터 집" , 고압가스보안협회,

2006

21. Fleisch T, McCarthy C, Basu A, Udovich C, Charbonneau P, Slodowske W, et al. A new clean diesel technology: demonstration of ULEV emissions on a Navistar diesel engine fueled with dimethyl ether. SAE tech paper 1995. SAE 950061; 1995.
22. Sorenson SC, Mikkelsen SE. Performance and emissions of a 0.273 l directinjection diesel engine fuelled with neat dimethyl ether. SAE tech paper 1995. SAE 950064; 1995.
23. Kapus PE, Cartellieri WP. ULEV potential of a DI/TCI diesel passenger car engine operated on dimethyl ether. SAE tech paper; 1995. SAE 952754; 1995
24. Goto S, Oguma M, Suzuki S. Research and development of a medium duty DME truck. SAE Paper 2005-01-2194;2005.
25. Tsuchiya T, Sato Y. Development of DME engine for heavy-duty truck. SAE Paper 2006-01-0052;2006.
26. S. Kajitani, Z. Chen, M. Oguma, M. Konno, A study of low-compression-ratio di-methyl ether diesel engines, *Int J Engine Res*, 2 (2002), pp. 1-11
27. Teng H, McCandless JC, Schneyer JB. Thermo-chemical characteristics of di-methyl ether - an alternative fuel for compression-ignition engines. SAE Paper 2001-01-0154, SAE Trans J Fuel Lubr 2001;110(4):96-106.
28. T.H. Fleisch, A. Basu, R.A. Sills, Introduction and advancement of a new clean global fuel: The status of DME developments in China and beyond. *J. Natural Gas Science and Eng.* 9 (2012) 94-107.
29. S.H. Park, C.S. Lee, Applicability of dimethyl ether (DME) in a compression ignition engine as an alternative fuel. *Energy Conv. and Management* 86 (2014) 848-863.
30. Yu J, Bae C. Dimethyl ether (DME) spray characteristics compared to diesel in a common-rail fuel injection system. *J Autom Eng Proc IMechE Pt D* 2003;217:1135-44.
31. Lee Young-jae, "DME, Multi Source - Multi Purpose Fuel", *NEWS & INFORMATION FOR CHEMICAL ENGINEERS*, Vol. 20, No. 5,

pp.529-532, 2002

32. Pyo YoungDug, Nam SangHoon, Kim GangChul, Lee YoungJae, Performance and Exhaust Emissions of DME Fuel for Diesel alternate Fuel, Transactions of the Korean Society of Automotive Engineers, pp.39-44, 2002
33. Soo-Jin Jeong*1) Soo Chon2)Jung-Kwon Park1), “Research and Development of a Light-Duty DME Truck Using Common Rail Fuel Injection Systems” , 한국교통대학교 융․복합기술연구소 논문집, Vol. 2, No. 1, pp. 24-30 (2012)
34. Jinyoung Jang, Youngdug Pyo, Youngjin Shin, Ahyun Ko, Yongjin Jung, Youngmin Woo, Chongpyo Cho, Gangchul Kim, Pyoungchul Na, Sangwook Han.(2021).Common-rail type DME engine modification study for 3.9 liter diesel engine.한국자동차공학회 춘계학술대회,(),89-89.
35. A.P. Singh, D. Kumar, A.K. Agarwal (Eds.), Alternative Fuels and Advanced Combustion Techniques as Sustainable Solutions for Internal Combustion Engines: Environment, and Sustainability, Springer Singapore (2021), pp. 37-57, 10.1007/978-981-16-1513-9_3
36. 강진석 , “연료공급조건에 따른 고압디젤연료 분무특성” , 한국과학기술원 박사학위논문 , pp. 160-161, 2003

Abstract

A Study on Performance Characteristics of Common Rail DME Engines According to Optimization of Fuel Injection System

Graduate School, University of Ulsan
Dep. of Mechanical Engineering
ChangHyeon Bae

Recently, climate change and global warming are issues all over the world. Efforts are being made in various fields to solve this problem. In the transportation field, measures such as electric vehicles, hydrogen vehicles, and the use of E-Fuel instead of existing fossil fuels were proposed for carbon neutrality. Among them, E-Fuel refers to fuel produced through hydrogen obtained by electrolysis of water and carbon dioxide in the atmosphere. Representative examples include e-methanol, e-DME (Dimethyl Ether), e-gasoline, and e-diesel.

DME has been attracting attention as a fuel that can replace diesel due to its high cetane number. When combusting with oxygenated fuel, PM, which is a problem with diesel engines, does not occur, and NO_x emissions are lower than other fuels, and it has the advantage of being further reduced through EGR.

Although many studies on DME fuel have been conducted, common rail DME engines have not been commercialized yet, and common rail DME engines are considered to be in the stage of performance improvement and optimization. In this study, we tried to improve and optimize the performance of the common rail DME engine by conducting a study on the optimization of the high-pressure fuel injection pump and injector among the fuel supply systems that have a great influence on the performance improvement and optimization of the common rail DME engine.

In the experiment, a 4-cylinder 3.9L, 16.5:1 diesel engine with a common rail

fuel injection system was used, and the experiment was conducted using a high-pressure fuel injection pump and injector manufactured by a domestic company in consideration of the characteristics of DME. In addition, the ejection rate according to the experimental conditions was confirmed using the Bosch tube method ejection rate meter.

The experimental conditions are 'pre-injection condition' in which fuel is injected before the high-pressure fuel injection pump reaches top dead center, 'same injection condition' in which fuel is injected when the high-pressure fuel injection pump reaches top dead center, and It was named 'post-injection condition' in which fuel is injected after reaching top dead center.

Through the injection pressure and fuel injection amount measurement experiment of the high-pressure fuel injection pump, as the in-line high-pressure fuel injection pump is used, the pressure of the common rail fluctuates under the influence of the plunger's fuel discharge. Due to this effect, it was confirmed that the injection pressure was changed when the plunger timing condition was changed, and the injection amount was changed. As a result of comparing the three conditions, the injection pressure was higher in the post-injection and pre-injection conditions than in the same injection condition. Considering the injection amount, the post-injection condition in which fuel is injected when the plunger of the high-pressure fuel injection pump passes the top dead center was judged to be the best condition. Although the fuel injection rate varies depending on the injection pressure, the difference in injection amount occurs due to the influence of the plunger, and it is judged that it can affect engine performance.

As a result of the comparison test of engine performance and exhaust gas characteristics according to the plunger compression timing and injector fuel injection timing of the high-pressure fuel injection pump, the same injection condition showed the most similar output to the diesel engine. However, in terms of BSFC (Brake specific fuel consumption), it is judged that the post-injection condition in which fuel is injected after the plunger of the high-pressure fuel injection pump passes the top center is suitable for a common rail type DME engine.

The results of engine performance comparison experiments according to the types of high-pressure fuel injection pumps show that the characteristics of the CPV-PUMP are that it secures more flow in the low-speed section and is designed to prevent secondary injection by damping. However, as a result of comparing

output, BSFC, and exhaust gas, the CPV-PUMP had a smaller flow rate than the STD-PUMP, resulting in lower output and common rail pressure. It was also confirmed that more fuel was used when producing the same output. Overall, STD-PUMP is judged to be a suitable condition for a common rail type DME engine.

Finally, looking at the engine performance test results according to the design parameters of the injector, the INJ 3 nozzle with 4 holes of 0.4 mm in diameter satisfied about 98% of the output of the diesel engine. However, when considered in terms of exhaust gas, it was confirmed that more than three times more exhaust gas was emitted than the other two conditions, so it was judged to be an unsuitable condition. Considering the aspects of output, exhaust gas, and BSFC, INJ 2 with 6 holes with a diameter of 0.25 mm was the most suitable condition. As a result of examining the two conditions of 1.9 mm and 2.5 mm of oil feed hole diameter, it is judged that 1.9 mm is a more suitable condition.

Through these experimental results, the optimization conditions of the common rail type DME engine are as follows. The timing condition of the high-pressure fuel injection pump plunger is set to the post-injection condition in which fuel is injected after the plunger of the high-pressure fuel injection pump passes the top dead center. As for the type of pump, BSFC uses STD-PUMP, which is better than CPV-PUMP, because sufficient flow rate is secured. The injector nozzle is when using an INJ 2 with 6 holes of 0.25 mm in diameter and an oil feed hole diameter of 1.9 mm.